

# **Forschungszentrum Karlsruhe**

Technik und Umwelt

Wissenschaftliche Berichte

FZKA 6671

Entwicklung eines piezogetriebenen Mikroventils  
- von der Idee bis zur Vorserienfertigung

Tilman Rogge\*, Zeno Rummler, Werner K. Schomburg

Institut für Mikrostrukturtechnik

\*Zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der  
Ingenieurwissenschaften von der Fakultät für Maschinenbau der Universität  
Karlsruhe genehmigte Dissertation

Forschungszentrum Karlsruhe GmbH, Karlsruhe  
2001

**Impressum der Print-Ausgabe:**

**Als Manuskript gedruckt  
Für diesen Bericht behalten wir uns alle Rechte vor**

**Forschungszentrum Karlsruhe GmbH  
Postfach 3640, 76021 Karlsruhe**

**Mitglied der Hermann von Helmholtz-Gemeinschaft  
Deutscher Forschungszentren (HGF)**

**ISSN 0947-8620**

**Entwicklung eines  
piezogetriebenen Mikroventils  
- von der Idee bis zur Vorserienfertigung**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines  
**Doktors der Ingenieurwissenschaften**

an der Fakultät für Maschinenbau der  
Universität Karlsruhe

genehmigte  
**Dissertation**

von Dipl.-Phys. Tilmann Rogge  
aus Heidelberg

Tag der mündlichen Prüfung: 20. Juni 2001

Hauptreferent: Prof. Dr. V. Saile  
Korreferent: Prof. Dr. G. Bretthauer

# **Entwicklung eines piezogetriebenen Mikroventils**

## **- von der Idee bis zur Vorserienfertigung**

### **Kurzzusammenfassung**

In dieser Arbeit wird die Entwicklung eines normal geschlossenen, piezogetriebenen 2/2-Wege Mikroventils mit sehr geringer Leckrate vorgestellt, das auf einem neuartigen Funktions- und Herstellungs-konzept basiert.

Als Ventilantrieb werden scheibenförmige, piezoelektrische Biegeaktoren verwendet, die zwar in der Lage sind, große Kräfte aufzubringen, jedoch nur kleine Stellwege erreichen. Nach dem Prinzip einer Hydraulik werden diese Stellwege mit Hilfe eines viskoelastischen, inkompressiblen Übersetzungsmediums, einem Silikon-Gel, vergrößert. Dabei dient das Übersetzungsmedium in Verbindung mit einer Polyimid-Membran zugleich als Ventildichtung. Für diese neuartige Kombination aus Übersetzungs- und Schließmechanismus wurde ein Herstellungsverfahren entwickelt und im Rahmen einer Vorserienfertigung mit einer Ausbeute von 80% umgesetzt. Basierend auf dem AMANDA-Verfahren werden für die parallele Herstellung von acht Ventilen zwei aus Polysulfon abgeformte Gehäusenutzen verwendet.

Neben theoretischen und experimentellen Untersuchungen zu der Funktionsweise von Biegeaktoren und Übersetzungsmedium wird eine geschlossene, mathematische Lösung der Übersetzungsmechanik des viskoelastischen Übersetzungsmediums entwickelt. Damit lassen sich die Ventileigenschaften quantitativ erklären und gezielte Aussagen über künftige Entwicklungsmöglichkeiten treffen.

Die 13 mm x 13 mm x 3 mm großen Piezoventile mit einem Totvolumen von 0,33 µl schalten Flüssigkeiten und Gase bis zu 1,5 bar mit einer Ansprechzeit von deutlich weniger als 1,8 ms und öffnen bei Schaltpulsen ab 250 µs Dauer. Der Durchfluss von Wasser bzw. Stickstoff bei 1 bar Druckdifferenz beträgt 16 ml/min bzw. 480 sccm (Standard-Kubikzentimeter pro Minute) bei einer Leckrate von weniger als 1 zu 150.000. Abhängig vom zu schaltenden Druckbereich ist eine Schaltspannung von 200 V bis 300 V erforderlich.

## **Development of a piezo-driven microvalve**

### **– from the idea to preliminary series**

#### **Abstract**

Here, development of a normally closed, piezo-driven 2/2-way microvalve of extremely low leak rate is described. It is based on a novel functioning and production concept.

The valve is driven by disk-shaped, piezoelectric bending actuators that are capable of applying large forces, but reach small regulating distances only. According to the hydraulics principle, these distances are increased by a viscoelastic and incompressible transmission medium, namely a silicone gel. Together with a polyimide membrane, this transmission medium also serves as the valve sealing. For this novel combination of a transmission and sealing mechanism, a production process was developed. Preliminary series were produced with a yield of 80%. Based on the AMANDA process, two housing batches molded from polysulfone are used for the parallel manufacture of eight valves.

Apart from theoretical and experimental studies regarding the functioning of both the bending actuators and the transmission medium, a consistent mathematical solution of the mechanics of the viscoelastic transmission medium has been developed. This allows the valve properties to be explained quantitatively and precise statements can be made with regard to future development possibilities.

The piezovalves of 13 mm x 13 mm x 3 mm in size and a dead volume of 0.33  $\mu\text{l}$  control fluids and gases up to 1.5 bar with a response time of far less than 1.8 ms. They open at switch pulses of down to 250  $\mu\text{s}$  duration. At a pressure difference of 1 bar, the flow rate of water or nitrogen amounts to 16 ml/min or 480 sccm (standard cubic centimeters per minute) at a leak rate of less than 1 to 150,000. Depending on the pressure range to be controlled, a voltage of 200 V to 300 V is required.

<b>1</b>	<b>EINLEITUNG .....</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>THEORIE .....</b>	<b>6</b>
2.1	Neues Ventilkonzept .....	6
2.2	Piezoelektrische Biegeaktoren .....	9
2.2.1	Theorie der piezoelektrischen Biegeaktoren.....	9
2.2.1.1	Plattensteifigkeit und Federkonstante .....	10
2.2.1.2	Auslenkung und Kraft des Piezoaktors über mechanische Spannung ....	11
2.2.1.3	Vereinfachte Berechnung des Piezoaktors über elektrische Energie .....	12
2.2.1.4	Herleitung des thermischen Effektes bei Biegeaktoren.....	14
2.2.1.5	Folgerungen zur Optimierung von Biegeaktoren.....	15
2.2.2	Experimentelle Überprüfung der Auslenkung .....	16
2.3	Übersetzungssystem .....	20
2.3.1	Prinzip Übersetzungssystem.....	20
2.3.2	Neuer Ansatz zur Übersetzungsmechanik viskoelastischer Medien .....	21
2.3.2.1	Dehnungskraft.....	23
2.3.2.2	Scherkraft .....	24
2.3.2.3	Deformationskraft .....	25
2.3.3	Übersetzungsmedium.....	27
2.4	Fluidodynamik.....	30
2.5	Modulares Systemkonzept .....	32
<b>3</b>	<b>HERSTELLUNG .....</b>	<b>35</b>
3.1	Gehäusedesign.....	36
3.1.1	Fertigungsverfahren und Abformwerkzeuge.....	36
3.1.2	Formplattendesign .....	36
3.2	Komponentenherstellung.....	39
3.2.1	Gehäuseherstellung.....	39
3.2.2	Piezoaktorherstellung .....	39
3.2.3	Membranherstellung.....	40
3.2.4	Komponentenvarianten.....	41
3.3	Ventilherstellung .....	42
3.3.1	Verkleben der Gehäuse .....	42
3.3.2	Verfeinertes Erklärungsmodell des Kammerklebeprozesses .....	44
3.3.3	Aktorfixierung .....	49
3.3.4	Neuer Verfahrensschritt zum Befüllen der Übersetzungskammern .....	51
3.3.5	Nummerieren, Vereinzeln, Kontaktieren .....	53
<b>4</b>	<b>CHARAKTERISIERUNG .....</b>	<b>55</b>
4.1	Standardmessung .....	55
4.1.1	Standardventile .....	57

4.1.1.1	Alle Standardventile .....	58
4.1.1.2	Standardventile nach Aktorfassung .....	59
4.1.1.3	Standardventile nach Membrandicke.....	60
4.1.1.4	Datenauswertung Standardventile.....	62
4.1.2	Variationen der Standardventile .....	63
4.1.2.1	Ventilvariation: Übersetzungsmedium.....	63
4.1.2.2	Ventilvariation: Aktordimensionierung.....	65
4.1.2.3	Ventilvariation: Aushärte­druck 900 mbar .....	67
4.1.2.4	Ventilvariation: Große Ventilkammer .....	68
4.1.2.5	Ventilvariation: Hochdruckventil .....	71
4.1.3	Zusammenfassung der Ergebnisse der Standardmessungen.....	74
<b>4.2</b>	<b>Flüssigkeitsbetrieb .....</b>	<b>76</b>
<b>4.3</b>	<b>Leckfluss .....</b>	<b>79</b>
<b>4.4</b>	<b>Dynamisches Verhalten.....</b>	<b>82</b>
4.4.1	Dynamische Druckmessungen .....	82
4.4.2	Dynamische Durchflussmessungen .....	85
4.4.3	Zusammenfassung.....	89
<b>4.5</b>	<b>Miniaturisierte Ansteuerelektronik.....</b>	<b>89</b>
<b>4.6</b>	<b>Belastungstests.....</b>	<b>91</b>
4.6.1	Temperaturtest.....	91
4.6.2	Dauerbetrieb.....	92
4.6.3	Fallversuch .....	93
<b>5</b>	<b>AUSWERTUNG .....</b>	<b>94</b>
<b>5.1</b>	<b>Fluid­durchfluss .....</b>	<b>94</b>
<b>5.2</b>	<b>Biegeaktoren.....</b>	<b>97</b>
<b>5.3</b>	<b>Quantitatives Ventilmodell für thermische Optimierung.....</b>	<b>102</b>
<b>6</b>	<b>FAZIT.....</b>	<b>108</b>
<b>6.1</b>	<b>Zusammenfassung.....</b>	<b>108</b>
<b>6.2</b>	<b>Ausblick.....</b>	<b>113</b>
<b>7</b>	<b>LITERATUR .....</b>	<b>115</b>
<b>8</b>	<b>ANHANG .....</b>	<b>120</b>
<b>9</b>	<b>DANKSAGUNG .....</b>	<b>124</b>

# 1 Einleitung

Ventile sind im Maschinenbau funktionstragende Elemente, deren Zuverlässigkeit häufig lebenswichtig ist. Schon in den Anfangszeiten der Luft- und Raumfahrttechnik wird die Bedeutung von einwandfrei funktionierenden Ventilen von Kurd Laswitz eindrucksvoll in dem Buch „Auf zwei Planeten“ geschildert. Dort beschreibt er den drohenden Absturz eines Wasserstoffballons durch eine Fehlfunktion der Sicherheitsventile, die vom abarischen Feld der Marsianer am Südpol ausgelöst wird [Laßw97].

Heutzutage finden Ventile natürlich in vielen Gebieten Anwendungen. Sie werden für die Dosierung von Medien wie z.B. Treibstoffen im Verkehr oder Reagenzien in der chemischen Analytik ebenso eingesetzt wie für die Steuerung von pneumatisch oder hydraulisch angetriebenen Maschinen.

Vor allem im Bereich der Medizintechnik und in der Analysetechnik ergeben sich interessante Anwendungen für sehr kleine Ventile. Die Vorteile einer Miniaturisierung liegen zunächst darin, dass Geräte auf handliche Formate verkleinert werden können. Jedoch erlaubt eine Reduzierung der Baugröße auch grundlegende Verbesserungen der Eigenschaften. So kann durch eine Verkleinerung der Ventilkammer das Totvolumen des Ventils verringert werden. Damit kann zum einen der Verlust teurer Substanzen durch die fluidischen Aufbauten reduziert werden und zum anderen werden kürzere Ansprechzeiten möglich. Das Bewegen kleinerer und leichter Bauteile senkt den Energiebedarf und kürzere Arbeitswege reduzieren Ermüdungserscheinungen. Außerdem kann der Herstellungspreis durch parallele Herstellungsprozesse gesenkt werden, wie sie in der Mikrosystemtechnik möglich sind. Die Mikrosystemtechnik erlaubt auch den Einsatz von Polymeren als Werkstoffe, die durch Abformprozesse kostengünstig strukturiert werden können.

Die vorliegende Arbeit beschreibt die Entwicklung eines Mikroventils, bei dem die Vorteile der Miniaturisierung genutzt werden sollten und das sich zudem auf einfache Art und Weise herstellen lässt. Natürlich kann kein einzelnes Mikroventil alle Anforderungen, die bei unterschiedlichen Anwendungen auftauchen, gleichzeitig erfüllen. Einsatzmöglichkeiten von Mikroventilen lassen sich grob in drei Bereiche einteilen:

Mikroventile für pneumatische Anwendungen können als Vorschaltventile für industrielle Anlagen verwendet werden. Diese Ventile sollten in der Lage sein, gereinigte Luft zu schalten bei einem Arbeitsbereich von 6-8 bar. Eine Leckage von 1 % ist hier noch akzeptabel. Die Schaltzeiten sollten im Bereich von wenigen Millisekunden liegen. Vor allen Dingen jedoch müssen diese Ventile auch unter starker klimatischer und mechanischer Beanspruchung zuverlässig funktionieren.

Einen gänzlich anderen Anwendungsbereich stellen Ventile in der Medizintechnik dar. Solche Ventile sollen z.B. in den menschlichen Körper implantiert werden und sollten daher so klein wie nur möglich sein. Zudem sollte die Schaltleistung sehr gering sein und die Ventile sollten in der Lage sein, physiologische Flüssigkeiten zu schalten. Alle verwendeten Materialien müssen biokompatibel sein. Der Durchfluss durch solche Ventile kann sehr klein sein. An den Leckfluss werden allerdings sehr strikte Anforderungen gestellt. Thermischen oder mechanischen Belastungen sind diese Ventile nicht ausgesetzt.

Zwischen diesen beiden, extrem verschiedenen Einsatzgebieten gibt es ein weites Feld möglicher Anwendungen für Dosierventile. Schon heute abzusehen ist der Einsatz solcher Ventile im Bereich der biochemischen Analysetechnik, in der teure Analysesubstanzen

auf Mikrotiterplatten mit immer kleiner werdenden Testkavitäten aufgebracht werden. Auch der zunehmende Trend zu portablen Analysegeräten forciert die Entwicklung von möglichst kleinen und energiesparenden Fluidsystemen. Jede Anwendung erfordert spezifische Ventileigenschaften. Man kann aber trotzdem einen Kriterienkatalog aufstellen, den ein Ventil erfüllen sollte, wenn es als eine Art Standardkomponente für eine Vielzahl von Anwendungen konzipiert wird:

- **Druckbereich:** Ein Arbeitsdruck von zumindest 0,5 bar sollte schaltbar sein. Für diese Druckbelastungen muss der Ventiltrieb in der Lage sein, entsprechend große Kräfte aufzubringen.
- **Schaltverhalten:** Ein Dosierventil muss die beiden Zustände, „Ventil geöffnet“ und „Ventil geschlossen“ reproduzierbar ansteuern können. Auch sollte die Ansprechzeit kurz und der Durchfluss groß sein, um ein schnelles und exaktes Dosieren von kleinen Volumina zu ermöglichen.
- **Leckrate:** Besonderes Interesse liegt gerade beim Dosieren mit kleinsten Volumina darin, dass ein Ventil dicht ist, d.h. in geschlossenem Zustand weniger als 0,01% des Maximaldurchflusses durchfließen lässt. Ein geringer Leckfluss erfordert erfahrungsgemäß eine Dichtung mit einer weich/harten Materialpaarung.
- **Schaltzustand „normally-closed“:** Das Ventil soll in leistungsfreiem Zustand geschlossen sein. In den meisten Anwendungsfällen ist es ungünstig, wenn sich bei Stromausfall das Ventil öffnet. Damit ein „normally-closed“ Ventil realisiert werden kann, muss der Antrieb leistungsfrei eine Schließkraft aufbringen.
- **Ansteuerleistung:** Der Energieverbrauch soll gering sein, da besonders für portable Anwendungen Batteriebetrieb möglich sein sollte.
- **Wechselwirkung mit dem Medium:** Das zu schaltende Medium sollte durch das Ventil möglichst wenig beeinträchtigt werden; weder sollten chemische Verunreinigungen von dem Ventil in das Medium gelangen, noch sollte das Medium durch den Ventilbetrieb merklich erwärmt werden. Auch sollte die Funktion des Ventils nicht durch das Medium beeinträchtigt werden.
- **Totvolumen:** Vorteil eines Mikroventils für Dosierzwecke ist das geringe Totvolumen. Mit Totvolumen ist dabei der Bereich im Ventilkörper gemeint, der von dem Fluid gefüllt wird. Je kleiner dieser Bereich ist, desto geringer sind die Verluste des zu schaltenden Mediums, was bei kostbaren Substanzen eine entscheidende Größe darstellen kann.
- **Baugröße:** Die Baugröße sollte platzsparend sein, damit es auch in handlichen Systemen eingesetzt werden kann, bzw. die Ventile ein kleines Anreihmaß besitzen.
- **Inerte Materialien:** Die Einsatzbreite eines Ventils hängt auch davon ab, welche Medien damit geschaltet werden können. Die Werkstoffe des Ventils, mit denen das zu schaltende Medium in Kontakt kommt, sollten sich daher gegen möglichst viele verschiedene Stoffe chemisch inert verhalten.
- **Herstellung:** Der Herstellungsprozess des Ventils sollte preiswert und zuverlässig sein. Eine kostengünstige Herstellung wird u.a. durch Verwendung von Komponenten erreicht, die auch für andere Zwecke eingesetzt werden und daher schon jetzt in hoher Stückzahl hergestellt werden, oder aber durch die Verwendung von Komponenten, die mit geringen Materialkosten und hohem Durchsatz wie z.B. im Kunststoffspritzguss hergestellt werden können. Weiterhin sollten sich diese Komponenten mit geringem Aufwand zusammenfügen lassen.
- **Robustheit:** Das Ventil sollte robust gegenüber klimatischen und mechanischen Belastungen sein. Besonders in portablen Handgeräten müssen die Ventile starke Erschütterungen und auch Schwankungen der Temperatur und der Luftfeuchte aushalten.

In der vorliegenden Arbeit wird die Entwicklung eines Mikroventils beschrieben, das sich für Dosierzwecke eignet. Dazu ist natürlich zunächst eine Erfassung der Wettbewerbssituation erforderlich. Insbesondere müssen dabei die technischen Daten, und falls dies möglich ist, auch die Kosten ermittelt werden. Zusammenfassend ergibt sich folgendes Bild:

- Das zur Zeit kleinste, kommerziell erhältliche Solenoid-Ventil wird von der Firma The LEE verkauft (INKA122421 VHS V-Standard port valve, The LEE, Westbrook, CT, USA). Dieses Ventil hat einen Durchmesser von 5,6 mm und eine Länge von 21 mm und schaltet sowohl Gas als auch Flüssigkeiten. Der Leistungsverbrauch in geöffnetem Zustand beträgt 500 mW und das Ventil hat ein Totvolumen von 35  $\mu\text{l}$  [Böhm00].
- Eine weiterführende Entwicklung stellt ein Solenoid-Ventil mit einem bistabilen Solenoidaktor dar, mit dem Vorteil eines geringeren Leistungsbedarfs [Böhm00]. Die Ventilkammer mit den Abmessungen 7mm x 7mm x 1mm und einem Totvolumen von 1  $\mu\text{l}$  wird bei diesem Ventil aus zwei Siliziumwafern aufgebaut. Durch eine Silikonmembran zwischen den Siliziumbauteilen wird das Dichtverhalten verbessert. Ein Durchflussverhältnis von geöffnetem zu geschlossenem Ventilzustand (open/closed-ratio) von 100 wird erreicht. Die Gesamtbaugröße des Ventils wird durch den außen angreifenden Solenoidaktor mit den Maßen 7 mm x 7 mm x 20 mm bestimmt. Dieses Ventil kann Differenzdrücke bis zu 0,5 bar schalten und hat für Flüssigkeiten einen hydraulischen Widerstand von  $8,8 \cdot 10^{11} \text{ Pa s/m}^3$  mit einem Ventilsitzdurchmesser von 200  $\mu\text{m}$ .
- Ein deutlich kleineres „normally-closed“ Magnetventil mit einer Grundfläche von 3 mm x 5 mm und einer Aktorspule von nur 8 mm Länge und 0,6 mm Höhe wird in [Sadl99] beschrieben. Allerdings erfordert das Schalten dieses Ventils einen Strom von etwa 500 mA. Der hydraulische Widerstand liegt zwar nur bei  $1,6 \cdot 10^{10} \text{ Pa s/m}^3$  (110 hPa), jedoch beträgt das „open-closed“-Verhältnis nur 4, was auf den großen Ventilsitzdurchmesser zurückzuführen ist. Bei Gasdurchfluss kann ein „open-closed“-Verhältnis von fast 60 erreicht werden.
- Eine ähnliche Ventilkammer mit einer Größe von 5 mm x 5 mm x 1 mm wird für ein Ventil mit Piezoantrieb verwendet [Roßb95, Roßb98]. Die Größe des dazu verwendeten Piezobiegers beträgt 14 mm x 7 mm x 0,6 mm und wird mit dieser Ventilkammer verklebt. Der Ventilhub beträgt mit diesen Aktoren maximal 17  $\mu\text{m}$ . Mit dem Ventil kann dann ein Druck von 0,5 bar bei 200 V geschaltet werden. Durch Anlegen einer Gegenspannung an den Aktor bis -200 V kann bei 0,5 bar Differenzdruck ein „open-closed“-Verhältnis von 176 erreicht werden. Der hydraulische Widerstand beträgt  $2,4 \cdot 10^{12} \text{ Pa s/m}^3$ .
- Ein weiteres piezotriebenes Ventilkonzept für Pneumatikanwendungen wird in [Weim00] vorgestellt. Es werden darin „normally-open“ Ventile beschrieben, die für einen Druckbereich von 0,4 bar oder 8 bar verwendbar sind. Der Ventilhub dieser Ventile beträgt etwa 15  $\mu\text{m}$  bei einer Spannung von 200 V. Über das „open-closed“-Verhältnis und die exakte Baugröße werden keine Angaben gemacht (Schätzung anhand eines Fotos ca. 10 mm x 10 mm x 2 mm).
- Ein anderer Weg Mikroventile herzustellen, besteht in der Konstruktion von Ventil-Arrays. In [Wata96, Wata97] ist solch ein mit Piezoaktoren betriebenes Ventil-Array aus Silizium beschrieben. Mit diesem Array aus Ventilen mit einer Fläche von je 1 mm x 1 mm können Gase mit einem Druck bis zu 1 bar geschaltet werden. Allerdings beträgt das Äquivalent für den Ventilhub nur 80 nm. Damit sind die Anwendungen dieses Ventils auf extrem reine Gase beschränkt ohne Partikel, die das Ventil blockieren könnten. Das „open-closed“-Verhältnis dieser Ventile beträgt 160.

- Ein anderes Ventil-Array wird von [Vand98] vorgestellt, das elektrostatisch betrieben wird. Der Ventilhub dieser Ventile beträgt  $5\ \mu\text{m}$ . Dieses Ventil ist nur für Gase geeignet, hat aber einen relativ geringen Strömungswiderstand (Gas) von  $3,75\ 10^9\ \text{Pa s/m}^3$ . Das „open-closed“-Verhältnis dieses Ventils beträgt 12,5.
- Ein Prototyp für ein weiteres elektrostatisches Ventil wurde von der Fa. Hörbiger-Origa vorgestellt [Hörb98]. Mit einer Schaltspannung von 180 V kann damit gefilterte Luft in einem Druckbereich bis zu 16 bar geschaltet werden. Die Ansprechzeit dieses Ventils liegt bei einer Millisekunde und weist ein „open-closed“-Verhältnis von 50 auf. Der Strömungswiderstand dieser Ventile liegt bei  $1,2\ 10^9\ \text{Pa s/m}^3$ .
- Mikroventile, die auf thermischen Aktoren wie z.B. Formgedächtnislegierungen beruhen, können zum Teil deutlich kleinere Baugrößen realisieren. Allerdings kranken diese Ventile an hohen Leistungsaufnahmen und/oder an langen Schaltzeiten [Mess98, Kohl00]. Zudem führt der Einsatz von wärmeintensiven Aktoren i.d.R. zu einer unerwünschten Erwärmung des zu schaltenden Fluids.

Der aktuelle Entwicklungsstand bei Mikroventilen für Dosieranwendungen lässt sich folgendermaßen zusammenfassen:

- Trotz der hohen Schaltspannungen und entsprechenden Anforderungen an die Steuerelektronik, werden Mikroventile mit elektrostatischen oder piezoelektrischen Antrieben von der Mehrzahl der Entwicklungsingenieure favorisiert. Der Vorteil dieser Antriebe besteht in der geringen Leistungsaufnahme von wenigen Milliwatt und einem schnellen Schaltverhalten von wenigen Millisekunden. Die Schaltspannungen liegen typischerweise bei 200 V.
- Die Ventilkammern der meisten Mikroventile werden aus Silizium hergestellt. Bei Verwendung dieses harten Materials für Ventilsitz und Ventildichtung kann offenbar auch bei präziser Verarbeitung nur eine mäßige Abdichtung erreicht werden. Das „open-closed“-Verhältnis liegt für solche Ventile im Bereich von 10 bis 100. Selbst mit einer zusätzlichen Silikonmembran wird dieses Ergebnis nur um 50 % verbessert. Nur durch massive Gegenspannungen an dem Piezoaktor kann das Verhältnis bis zu etwa 600 gesteigert werden [Roßb95].
- Der schaltbare Druckbereich variiert stark. Druckkompensierte Mikroventile für den Gasbetrieb können Drücke bis 16 bar schalten. Allerdings eignen sich diese Ventile nicht für den Flüssigkeitsbetrieb. Der schaltbare Druckbereich für Flüssigkeiten liegt i.d.R. bei 0,5 bar.
- Bei flüssigkeitstauglichen Ventilen besteht eine räumliche Trennung zwischen Ventilkammer und Ventilantrieb. Die Totvolumina dieser Kammer kann bis auf  $1\ \mu\text{l}$  reduziert werden. Die Baugröße dieser Ventile wird durch die Größe des Ventilantriebs bestimmt. Die größte Länge dieser Ventile liegt meist zwischen 10 mm und 20 mm.
- Der Ventilhub bisheriger Mikroventile mit elektrostatischen oder piezoelektrischen Antrieben ist gering, selten größer als  $20\ \mu\text{m}$ . Dadurch steigt zum einen die Gefahr der Verschmutzung des Ventilspaltes und zum anderen ist der hydraulische Widerstand groß ( $10^{12}\ \text{Pa s/m}^3$  für Flüssigkeiten), wenn kein zu großer Leckfluss in Kauf genommen wird. Zudem erfordert dieser geringe Ventilhub bei der Herstellung von „normally-closed“ Ventilen eine sehr hohe Fertigungsgenauigkeit mit entsprechenden Konsequenzen wie niedrige Ausbeuten.

Diese Zusammenstellung bisheriger Konzepte und Ergebnisse zeigt, dass die bekannten Mikroventile, insbesondere für den Anwendungsbereich: Dosierung von Flüssigkeiten, starke Mängel aufweisen. Der geringe Ventilhub, das fehlende „normally-closed“ Verhalten und der große Leckfluss sind mit den meisten potentiellen Einsatzfeldern von Mikroventilen nicht verträglich. Für den Antrieb von Mikroventilen sind insbesondere piezoelektrische Antriebe attraktiv wegen ihres im Vergleich zu elektrostatischen und elekt-

romagnetischen Antrieben größeren Arbeitsvermögens pro Volumen. Hinzu kommt die kommerzielle Verfügbarkeit von Piezo-Aktoren, die von verschiedenen Herstellern in guter Qualität angeboten werden. Energiedichte und Verfügbarkeit sprechen für piezoelektrische Ventilantriebe, jedoch muss für ein einsetzbares Ventil eine weitere Forderung erfüllt werden, nämlich die nach einem ausreichenden Ventilhub.

In dieser Arbeit wird daher die Entwicklung eines Mikroventils für Dosierzwecke beschrieben, das in der Lage ist, die geringe Aktorbewegung durch ein Übersetzungsverfahren in einen großen Hub umzuwandeln und zudem nur geringe Leckflüsse zulässt. Damit einher geht die Entwicklung eines Herstellungsverfahrens, das die einfache und serientaugliche Fertigung eines „normally-closed“ Ventils erlaubt.

Das Konzept für ein solch neues Mikroventil wird im zweiten Kapitel beschrieben. Neben der Konzeptidee werden in diesem Kapitel die Eigenschaften der als Ventilantrieb dienenden Piezoaktoren theoretisch berechnet und mit experimentellen Ergebnissen verglichen. Weiterhin werden die Eigenschaften des Übersetzungssystems untersucht und ein theoretischer Zugang dazu entwickelt. Nach prinzipiellen Überlegungen zu der Fluidodynamik wird das Kapitel mit Gedanken zu der Schnittstellengestaltung von Mikroventilen in Hinblick auf den Bau von modularen Systemen abgeschlossen.

Das dritte Kapitel beschäftigt sich mit der technischen Umsetzung des Ventilkonzeptes. Hier werden Designüberlegungen und die Herstellung der einzelnen Ventilkomponenten und schließlich das gesamte Herstellungsverfahren vorgestellt, welches auf dem bewährten AMANDA-Verfahren [Scho99] aufbaut, aber auch einen vollständig neuen Verfahrensschritt enthält, der erst die Umsetzung des Ventilkonzeptes ermöglicht.

Die Ergebnisse der Charakterisierung der so hergestellten Piezoventile werden im vierten Kapitel vorgestellt. Dort werden die Leistungsdaten entsprechend der Anforderungen an Dosierventile ermittelt.

Mit Hilfe der theoretischen Überlegungen aus dem zweiten Kapitel werden die im vierten Kapitel aufgenommenen Leistungsdaten im fünften Kapitel weitergehend ausgewertet. Das daraus folgende Verständnis der funktionalen Zusammenhänge des Piezoventils erlaubt auch weitergehende Aussagen über Entwicklungsmöglichkeiten des Piezoventils.

Ein Fazit und Ausblick dieser Arbeit wird im sechsten Kapitel dieser Arbeit gezogen, an das sich nach Literaturverzeichnis noch ein kurzer Anhang mit in dieser Arbeit verwendeten Daten anfügt.

## 2 Theorie

In diesem Kapitel wird der theoretische Hintergrund für das im Mittelpunkt dieser Arbeit stehende, neue Ventilkonzept vorgestellt. Wegen des neuartigen Funktionsprinzips ist es notwendig auf die theoretischen Grundlagen genau einzugehen und zum Teil, neue theoretische Ansätze zu entwickeln, damit das Verhalten der einzelnen funktionalen Elemente möglichst einfach beschrieben werden kann. Am Ende des Kapitels wird auf grundsätzliche Überlegungen zu einem modularen Systemkonzept eingegangen, mit Hilfe dessen ein gefertigtes Ventil auch in einen größeren Systemzusammenhang eingefügt werden kann.

### 2.1 Neues Ventilkonzept

Das im folgenden vorgestellte Ventilkonzept ist in der Lage, dem vorher vorgestellten Anforderungskatalog an ein Dosierventil weitgehend zu genügen. Weiterhin kann es die Vorteile eines piezoelektrischen Biegeaktors nutzen und die Nachteile eines solchen Ventilantriebes weitgehend ausgleichen. Die dabei auftretenden Aspekte werden im folgenden zunächst einzeln diskutiert. Am Ende wird dann die gesamte Konzeptidee zusammengefasst.

Das größte Problem bei der Nutzung von piezoelektrischen Biegeaktoren ist deren geringe Auslenkung, die bei kreisförmigen Aktoren quadratisch mit der Aktorfläche abnimmt (vgl. (2.6)). Wird diese Auslenkung nicht durch ein geeignetes System übersetzt, werden bei verkleinerter Bauweise höhere Fertigungsgenauigkeiten erforderlich, wodurch für eine einfache und zuverlässige Herstellung ein sehr hoher Arbeits- und Qualitätssicherungsaufwand notwendig wird. Daher beruht das Ventilkonzept auf einem Übersetzungsmechanismus, der die kleine Auslenkung des großflächigen Biegeaktors zu einem großen Hub der Ventildichtung über dem Ventilsitz transformiert. Neu an diesem aus der Hydraulik bekannt Übersetzungsmechanismus ist die Verwendung eines viskoelastischen Silikon-Gels als Übersetzungsmedium. Das Problem, kleine Kammern zu befüllen, und ein Fluid dauerhaft zu kapseln, wie es eine klassische Hydraulik erfordert, ist im IMT ausführlich untersucht worden [Fahr96, Baßl95]. Ein Nachfüllen von Hydraulikflüssigkeit bei mikrofluidischen Komponenten ist auf Grund der kleinen Baugrößen kaum möglich. Daher kommt nur ein festes und trotzdem flexibles Übersetzungsmedium in Frage. Das verwendete Silikon-Gel ist einerseits hinreichend flexibel, um die wirksamen Kräfte weiterzuleiten, andererseits verhindert die feste molekulare Struktur des Silikon-Gels Materialverluste aus der Übersetzungskammer.

Ein Hydraulikmechanismus ist für die kleinen Stellwege bei Piezoaktoren in stapelbauweise naheliegend und wurde für makroskopische Ventile vorgeschlagen [Jend96] und simuliert [Hera94,Hera96]. Ein solches makroskopisches Ventil wurde realisiert [Kasp97] und ist in der Lage Schaltzeiten von 0,7 ms zu erreichen. Dieses Ventil arbeitet jedoch mit einer herkömmlichen Hydraulikflüssigkeit und genügt nicht den spezifischen Anforderungen der Mikrosystemtechnik. Zudem lassen sich mit dem hier vorgestellten Ventilkonzept noch andere Schwierigkeiten elegant lösen, wie im folgenden erläutert wird.

Ein weiteres Problem besteht in der genauen Einstellung des Arbeitsbereiches eines Ventils. Im leistungsfreien Fall muss die Ventildichtung mit einer möglichst genau eingestellten Kraft auf den Ventilsitz gepresst werden. Ist diese Kraft zu gering, öffnet das Ventil schon bei zu geringem anliegendem Druck, ist diese Kraft zu groß, kann das Ventil erst spät oder gar nicht geöffnet werden. Der Biegeaktor wirkt in der Ruhelage wie eine Scheibenfeder, wobei die Federauslenkung die Schließkraft bestimmt. Bei einer Verringerung der Baugrößen sinkt die maximale Auslenkung der Biegeaktoren schon im kraftfreien Betrieb auf einige Mikrometer. Eine direkte Einstellung dieser Schließkraft durch Abstandhalter oder andere auf Positioniergenauigkeiten basierende Verfahren sind daher entweder sehr ungenau oder extrem aufwendig. Das Ventilkonzept sieht daher vor, die Vorauslenkung des Biegeaktors indirekt vorzunehmen. Dazu wird das Übersetzungsmedium, das zwischen der Ventildichtung und dem Biegeaktor liegt, während des Aushärtens unter Druck gesetzt und lenkt sich entsprechend des Druckes aus. Ist das Übersetzungsmedium ausgehärtet und in der Kammer eingeschlossen, bleibt die Vorauslenkung des Biegeaktors fixiert und der Biegeaktor drückt das Medium mit einer konstanten Schließkraft auf den Ventilsitz. Entscheidend für die Ausführbarkeit dieses Herstellungsschrittes ist, dass die Übersetzungskammer nach dem Befüllen und vor dem Aushärten mit einem Überdruck beaufschlagt werden kann und dass nach dem Aushärten kein Übersetzungsmaterial aus der Übersetzungskammer entweicht.

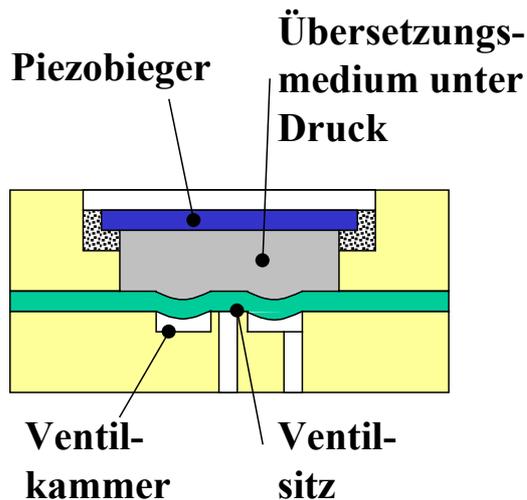
Neben der Funktionsweise des Ventilantriebes ist natürlich die Gestaltung der Ventilkammer und der Ventildichtung von großer Bedeutung. Der Ventileinlass wird mit einem ringförmigen Ventilsitz umgeben, auf den die Ventildichtung gepresst werden kann. Diese Form wird erfahrungsgemäß bevorzugt, da zum Einen die hohe Strömungsgeschwindigkeit des Medium über den Ventilsitz Verschmutzungen in dem sensiblen Dichtbereich verhindert, und zum Anderen die Druckkraft auf die Dichtfläche bei geschlossenem Ventil minimal ist. Damit eine hohe Dichtheit erreicht werden kann, sollte sich zum Schließen eine weiche Ventildichtung an einen härteren Ventilsitz anschmiegen. In dem Ventil wird schon als Übersetzungsmedium Silikon, ein klassisches Dichtungsmaterial, verwendet. Es liegt daher nahe, damit auch die Ventildichtung zu gestalten. Dazu wird über den Ventilsitz eine sehr dünne Membran gespannt, die den Übersetzungsbereich von der Ventilkammer trennt. Wird das Übersetzungsmedium eingefüllt, drückt es sich, nur durch die Membran gehalten, an den Ventilsitz. Nach dem Aushärten hat das Silikon die individuelle Form des Ventilsitzes angenommen und verbessert so die Dichtung..

Nach der detaillierten Diskussion der wesentlichen Punkte des Ventilkonzeptes, wird das Funktionsprinzip als Ganzes zusammenfassend dargestellt (vgl. Abbildung 1). Das Ventilgehäuse ist zweiteilig und besteht aus einer Ventilkammergehäusehälfte, die Ventilkammer, Ventileinlass und -auslass bildet und einer Aktorgehäusehälfte, in der sich die Übersetzungskammer und die Aktorfassung befindet. Zwischen diesen Gehäusehälften befindet sich eine Membran, die Ventilkammer und Übersetzungskammer trennt und zugleich Teil der Ventildichtung ist. Das Übersetzungsmedium befindet sich in der Kammer, die durch die bewegliche Membran, das starre Aktorgehäuse und den Biegeaktor gebildet wird. Damit der Biegeaktor einfach positioniert und eingeklebt werden kann, ist in dem Aktorgehäuse eine entsprechende Aktorfassung vorgesehen. Weiterhin enthält das Aktorgehäuse einen Kabelkanal durch den ein elektrischer Kontakt an die innen liegende Aktorseite geführt werden kann.

In geschlossenem Zustand drückt der vorgespannte Biegeaktor das Übersetzungsmedium und die Membran über der Ventilkammer auf den Ventilsitz und hält damit das Ventil geschlossen, bis der Druck am Ventileinlass größer wird als der Druck in der Übersetzungskammer. Wird die Piezokeramik des Biegeaktors dann einem elektrischen Feld ausgesetzt, führt die daraus resultierende Gitterumbildung zu einer Wölbung des Biegeaktors nach außen. Die damit erzwungene Deformation des Übersetzungsmediums bewirkt ein Anheben der Membran über der gesamten Ventilkammer. Die maximale

Auslenkung der Membran erfolgt in der Ventilkammermitte über dem Ventilsitz, wodurch das Ventil geöffnet wird. Das Übersetzungsverhältnis, mit dem die Aktorbewegung auf die Membranauslenkung umgesetzt wird, hängt somit vom dem Flächenverhältnis der Ventilkammer und der Aktorfläche ab. Sobald das elektrische Feld verschwindet, nimmt der Biegeaktor wieder die ursprünglich Form an, wodurch das Übersetzungsmedium wieder auf den Ventilsitz gedrückt wird das Ventil schließt.

### a) Ventil geschlossen



### b) Ventil offen

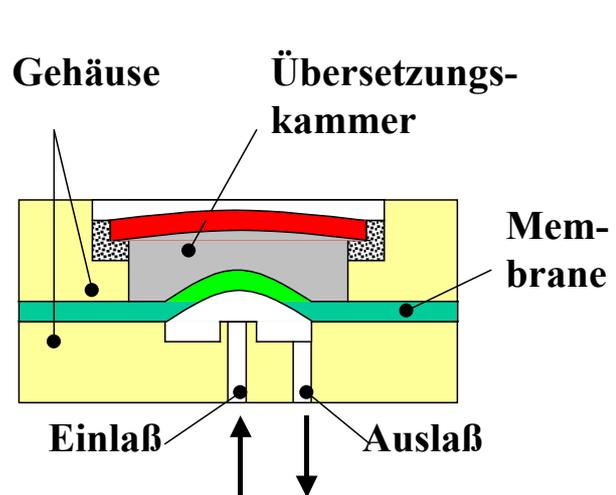


Abbildung 1: Funktionsprinzip Pieziventil

Für die praktische Umsetzung dieses Ventilkonzeptes müssen an das Ventilgehäuse folgende Forderungen gestellt werden:

- Die Ventilkammer sollte möglichst klein sein, damit das Übersetzungsverhältnis möglichst groß ist und zugleich das Totvolumen sinkt.
- Die Übersetzungskammer muss durch einen Kanal mit dem Übersetzungsmedium befüllt werden können, dessen Querschnitt so klein ist, dass nach dem Härten des Übersetzungsmediums und Entfernen des externen Druckes kein Material aus der Übersetzungskammer gedrückt werden kann.
- Die Höhe der Übersetzungskammer muss so groß sein, dass die Deformation des Übersetzungsmediums an jedem Ort gering ist, damit die Aktorbewegung nicht durch zu große Scherkräfte behindert wird.
- Das Ventilgehäuse muss eine beidseitige, elektrische Kontaktierung des Biegeaktors zulassen.
- Beide Gehäusehälften müssen sich mit einer dazwischen liegenden Membran gut und reproduzierbar verkleben lassen und eine parallele Fertigung von mehreren Ventilen erlauben.
- Der Ventileinlass und auch der Ventilsitz müssen so klein wie möglich ausfallen, da so die Kraft des Mediums im geschlossenen Ventil minimal wird.
- Außer den Ventilgehäusehälften werden noch die Biegeaktoren und das Übersetzungsmedium benötigt. Welche Forderungen an diese Materialien zu stellen sind, wird in den nächsten beiden Abschnitten ausführlich diskutiert werden.

## 2.2 Piezoelektrische Biegeaktoren

Das oben entworfene Ventilkonzept erfordert einen piezoelektrischen Biegeaktor, der hinsichtlich Betriebsspannung, Baugröße und Arbeitsleistung optimiert werden muss. Dazu dient die folgende theoretische Beschreibung des Aktorverhaltens. Im Anschluss daran werden die theoretischen Ergebnisse experimentell überprüft. Eine radialsymmetrische Form ist hinsichtlich einer umfassenden Randlagerung, die das Ventilkonzept vorsieht, aus Gründen der Minimierung der mechanischen Spannungen, als auch wegen der optimalen Volumennutzung des Piezoeffektes bei der Übersetzung, am besten geeignet. Auf eine Diskussion von Biegeaktoren, die nicht scheibenförmig sind, wird hier deshalb verzichtet.

### 2.2.1 Theorie der piezoelektrischen Biegeaktoren

Der piezoelektrische Effekt, wurde zum erstenmal 1880 von den Brüdern Jacques und Pierre Curie wissenschaftlich erklärt. Bestimmte Kristalle wie z.B. Quarz zeigen einen physikalischen Zusammenhang zwischen mechanischer Kraft und elektrischer Ladung. Werden die Ionen eines Kristallgitters mechanisch gegeneinander verschoben, tritt nach außen hin eine elektrische Polarisierung auf. Ebenso läßt sich ein inverser Effekt durch Anlegen eines elektrischen Feldes erreichen. Fand dieses Phänomen zuerst als Schwingquarz eine technische Anwendung und erforderte Einkristalle, können heute auch polykristalline Piezokeramiken hergestellt werden [Jano92]. Für den Aktorbau werden dabei besonders Blei-Zirkonium-Titanit(PZT)-Sinterkeramiken verwendet, die zu den Ferroelektrika gehören und Hystereseeffekte zeigen [Schä96, Heil98]. Beim Herstellungsprozess wird diesen Verbindungen durch Anlegen eines starken elektrischen Feldes das piezoelektrische Verhalten aufgeprägt. Beachtet werden muss, dass solche Aktoren getroffen bei elektrischer, thermischer oder mechanischer Überlastung depolarisiert werden können. Die für eine optimale Ausnutzung des piezoelektrischen Effektes benötigten Feldspannungen von 1000 V/mm bis 2000V/mm sind ein schwerwiegender Nachteil. In den letzten Jahren sind daher große Anstrengungen unternommen worden, Piezoaktoren der Niedervolttechnik zugänglich zu machen. Dies geschieht durch das Aufeinanderstapeln vieler sehr dünner Piezokeramiken (Multilayertechnik), die zur Zeit schon Schaltspannungen von 60 V und weniger erlaubt [Dipp94]. Aktorkeramiken eignen sich für eine Vielzahl von Anwendungen, die von Laserabstimmssystemen über Antriebe für Tintenstrahl Druckköpfe [Jend99] bis hin zu aktiven Schwingungsdämpfern [Garc98] reichen, und gewinnen für mechanische Anwendungen immer größere Bedeutung.

Die für diese Arbeit verwendeten piezoelektrischen Biegeaktoren bestehen aus einem Verbund von je einer Scheibe piezoaktiven und piezoinkaktiven Materials. Wird ein elektrisches Feld angelegt, führt das unterschiedliche Materialverhalten zu einer Verformung, die als Antrieb genutzt werden kann. Dies kann durch die Plattentheorie beschrieben werden [Timo59], spezieller [Piez82].

Dazu werden zunächst die Eigenschaften von Verbundplatten mit Hilfe der Plattentheorie untersucht und danach das piezoelektrische Verhalten einer solchen Platte beschrieben.

### 2.2.1.1 Plattensteifigkeit und Federkonstante

Eine charakteristische Größe jeder Platte ist ihre Biegesteifigkeit  $D$ . Notwendig für die Einführung dieser Größe ist allerdings die Existenz einer neutralen Fläche, die zugleich eine notwendige Bedingung für die Anwendbarkeit der Plattentheorie ist.

Mit der neutralen Fläche wird in der Plattentheorie die Ebene bezeichnet, die bei einer Wölbung der Platte weder gedehnt noch gestaucht wird. Wölbungen werden nur als Ursache von Biegemomenten betrachtet. Überschreitet die Mittenauslenkung  $s$  ein Viertel der Plattendicke  $h$ , darf allerdings die Dehnung der gesamten Platte nicht mehr vernachlässigt werden und die Berechnungen gehen über zu der Membrantheorie, bei der die Gesamtdehnung die Biegemomente dominiert.

Bei einer homogenen Platte ist die neutrale Fläche genau in der Mittelfläche. Wird eine Platte so gebogen, dass die neutrale Fläche auf einer Kugeloberfläche liegt, kann die Dehnung  $\varepsilon$  in der Platte über den Krümmungsradius  $r_K$  der Kugeloberfläche und den Abstand  $z$  der Plattenscheiben parallel zur neutralen Fläche mit  $\varepsilon = z/r_K$  berechnet werden. Diese Überlegung gilt, solange entlang der Mittelsenkrechten ein linearer Zusammenhang zwischen Dehnung und Abstand  $z$  von der neutralen Fläche gegeben ist und die neutrale Fläche bei einer homogenen Platte in der Mitte liegt. Werden diese nach dem Hook'schen Gesetz über das E-Modul  $E$  und die Dehnung  $\varepsilon$  berechneten Spannungen  $\sigma = E \varepsilon$  über die gesamte Plattendicke mit dem Abstand  $z$  zur neutralen Fläche als Hebelarm integriert, ergibt sich ein Drehmoment  $M$ . Als charakteristische Größe kann aus dem E-Modul  $E$ , der Plattendicke  $h$  und dem Poissonfaktor  $\mu$  die Plattensteifigkeit  $D$  definiert werden [Timo59,S.5], für welche die tatsächliche Biegung keine Rolle spielt.

$$D = \frac{E h^3}{12 (1-\mu^2)} \quad (2.1)$$

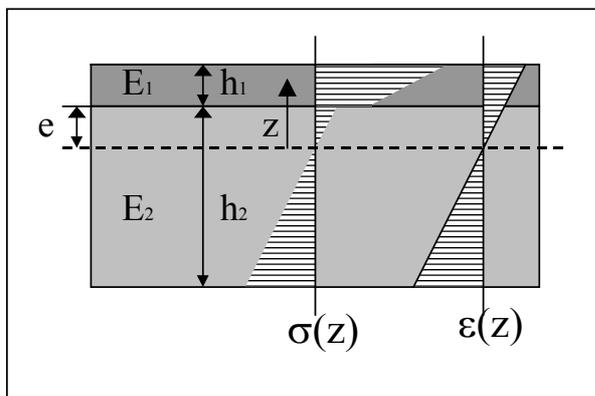


Abbildung 2: Neutrale Fläche

Besteht nun die Platte aus einem Verbund zweier verschiedener Platten unterschiedlicher Dicke ( $h_1, h_2$ ) mit verschiedenen E-Modulen  $E_1$  und  $E_2$ , so verschiebt sich die Lage der neutralen Fläche (siehe Abbildung 2: *Neutrale Fläche*). Die Dehnung  $\varepsilon(z)$  im Abstand  $z$  der neutralen Fläche steigt zwar linear, jedoch ändert sich an der Grenzschicht zwischen den verschiedenen Stoffen die Spannung  $\sigma(z)$  nicht stetig. Das Integral der Spannungen über die gesamte Plattenhöhe muss trotzdem verschwinden.

Für eine Platte aus Materialien mit den E-Modulen  $E_1$  und  $E_2$  und den Höhen  $h_1$  und  $h_2$  folgt mit Einführung des E-Modul-Verhältnis  $c$  und des Höhen-Verhältnis  $a$ , dass die Lage der neutralen Fläche um  $e$  von der Grenzschicht der beiden Materialien in Richtung des Materials 2 verschoben ist:

$$\begin{aligned} \text{mit: } a &= \frac{h_2}{h_1} \quad \text{und} \quad c = \frac{E_2}{E_1} \quad \text{folgt:} \\ e &= \frac{h_1}{2} \frac{1 - a^2 c}{1 + a c} \end{aligned} \quad (2.2)$$

Die Biegesteifigkeit  $D_{\text{Verbund}}$  lässt sich dann wie bei der homogenen Platte aus dem Drehmoment ableiten, das sich durch Integration der Spannungen über die Plattendicke berechnet. Vereinfacht dargestellt wird diese Beziehung wieder durch die Höhen- und E-Modul-Verhältnisse  $a$  und  $c$ .

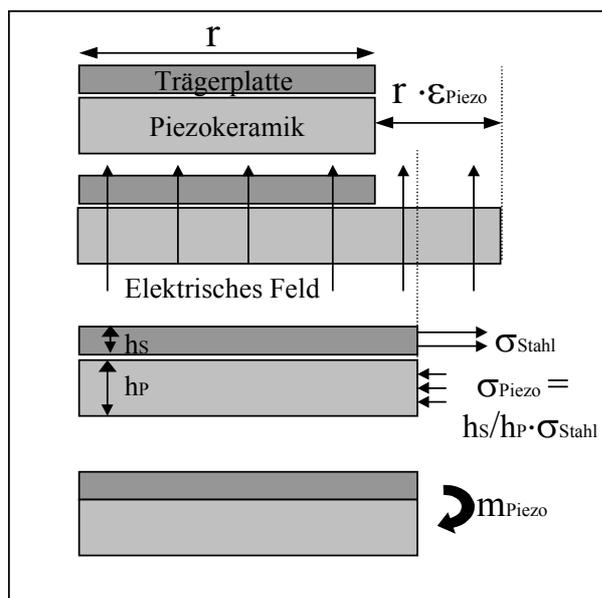
$$D_{\text{Verbund}} = \frac{E_1 h_1^3}{12 (1-\mu^2)} \frac{a c (1+a)^2 + (1-a^2 c)^2}{(1+a c)} \quad (2.3)$$

Gleichung (2.3) gilt nur, wenn beide Materialien eine ähnliche Poissonzahl  $\mu$  besitzen. Sollte sich der Wert der Poissonzahl  $\mu$  in Ausnahmefällen für beide Materialien deutlich unterscheiden, muss dies gesondert betrachtet werden siehe dazu [Piez82, S.26].

Diese Ergebnisse bilden die Grundlage für die sich anschließenden Betrachtungen zu dem Piezoeffekt, die im nächsten Abschnitt folgen.

### 2.2.1.2 Auslenkung und Kraft des Piezoaktors über mechanische Spannung

Wölbt sich eine Scheibe so, dass sie sich ideal einer Kugeloberfläche mit dem Krümmungsradius  $r_K$  anpasst, erfordert dies ein konstantes Drehmoment  $m_{\text{Rand}}$  am Rand.



Durch Anlegen eines elektrischen Feldes wird in einem Piezobieger ein Biegemoment  $m_{\text{Piezo}}$  induziert, das gerade einem am Rand angreifenden Drehmoment entspricht. Die Entstehung dieses Biegemomentes kann sehr anschaulich durch einen Freischnitt plausibel gemacht werden (Abbildung 3: *Piezomoment*).

Das piezoelektrische Biegemoment  $m_{\text{Piezo}}$  deformiert den Piezobieger so lange, bis die neutrale Fläche spannungsfrei ist. Dazu muss die Platte eine Form annehmen, die gerade dem entgegengesetzte Biegemoment entspricht. Eine sehr anschauliche Berechnung des Biegemomentes wird in „Piezoelektrische lineare Stellantriebe – TH-Karl-Marx-Stadt, 1982“ [Piez82] vorgestellt.

Abbildung 3: *Piezomoment*

und ergibt das Drehmoment aus dem Piezoeffekt  $m_{\text{Piezo}}$  für einen Biegeaktor [Piez82, S.26].

Die Stärke des Piezoeffekts kann über die lastfreie Dehnung der Piezoscheibe beschrieben werden. Dazu wird die elektrische Feldstärke  $\hat{E}$  und die Materialkonstante der piezoelektrischen Dehnung  $d_{31}$  in radialer Richtung in Abhängigkeit des elektrischen Feldes benötigt [Piez82, S.29].

mit:  $a = \frac{h_{\text{nicht-piezo}}}{h_{\text{piezo}}}$        $c = \frac{E_{\text{nicht-piezo}}}{E_{\text{piezo}}}$        $\epsilon_{\text{piezo}} = d_{31} \hat{E}$       ergibt sich:

$$m_{\text{Rand}} = m_{\text{Piezo}} = h_{\text{piezo}}^2 \epsilon_{\text{piezo}} \frac{E_{\text{piezo}}}{1-\mu} \frac{a c (1+a)}{2 (1+a c)} \quad (2.4)$$

Das oben angeführte konstante Randmoment  $m_{\text{Rand}}$  kann auch als Ergebnis einer Kraft  $F$  betrachtet werden, die bei einer Platte mit Aktorradius  $r_A$  in der Plattenmitte angreift und nur auf den Plattenrand wirkt.

$$m_{\text{Rand}} = \frac{F r_A}{2\pi r_A} = \frac{F}{2\pi} \quad (2.5)$$

Die Auslenkung der Biegelinie ist die Höhendifferenz zwischen Plattenrand  $r = r_A$  und der Plattenmitte  $r = 0$  berechnet. Die Rechnungen werden so normiert, dass die Aktorauslenkung  $s_A(r)$  in der Plattenmitte maximal ist  $s_A(r=0) = s_{A,\text{max}}$ . Aus dem Randmoment  $m_{\text{Rand}} = m_{\text{Piezo}}$  resultiert dann eine Auslenkung  $s_A(r)$  des Aktors:

$$s_A(r) = m_{\text{Rand}} \frac{r_A^2 - r^2}{2 D (1+\mu)} = \frac{F (r_A^2 - r^2)}{4 \pi D (1+\mu)} \quad (2.6)$$

Bei konstantem Radius gilt für die maximale Auslenkung  $s_{A,\text{max}}$  ein linearer Zusammenhang mit der Kraft  $F$ . Die Federkonstante  $K_{\text{Feder}}$  beschreibt dieses Verhältnis:

$$K_{\text{Feder}} = \frac{F}{s_{A,\text{max}}} = 4 \pi D \frac{1+\mu}{r_A^2} \quad (2.7)$$

woraus auch die gespeicherte Federenergie  $W_{\text{Feder}}$  berechnet werden kann:

$$W_{\text{Feder}} = \frac{1}{2} K_{\text{Feder}} s_{A,\text{max}}^2 \quad (2.8)$$

### 2.2.1.3 Vereinfachte Berechnung des Piezoaktors über elektrische Energie

Einen alternativen Ansatz zu der oben vorgestellten Momentenbetrachtung ist die Auslenkung von Piezokeramiken allein über eine Betrachtung der thermodynamischen Größen zu berechnen [Smit91]. Der hier neuentwickelte Ansatz stellt eine Mischform des oben vorgestellten Momentenansatzes und einem thermodynamischen Ansatz dar und ermöglicht eine vereinfachte Berechnung der relevanten Größen. Die Ergebnisse decken sich im wesentlichen mit den im letzten Abschnitt vorgestellten Momentenansatz nach der Fehlerkorrektur. Damit unterstützt der folgende Ansatz zum einen die Berechtigung dieser Korrektur, zum anderen ermöglicht er durch eine einfach durchzuführende Messung an den verwendeten Aktoren die Berücksichtigung herstellungsbedingter Störungen.

Die Energie, die der Platte für die Wölbung durch den Piezoeffekt zu Verfügung gestellt wird, muss gerade so groß sein, wie die Energie, die in der Scheibenfeder durch eine bestimmte Auslenkung gespeichert ist. Der Grad der Energieausnutzung des Piezoaktors für die Biegung hängt jedoch von der Lage der neutralen Fläche ab. Liegt die neutrale Fläche im Bereich des piezoaktiven Materials, kompensieren sich die Drehmomente  $\sigma_{\text{piezo}}$  und  $(-z) \sigma_{\text{piezo}}$  solange  $e > |z|$ . Für die Wölbung spielt dann diese Schicht mit der Dicke  $d = 2e$  keine Rolle und könnte auch durch ein Material mit gleichem E-Modul aber ohne piezoelektrische Eigenschaften ersetzt werden. Für den Biegeeffekt wirksam ist nur eine piezoaktive Platte mit der Dicke  $h_{\text{eff}} = h_{\text{Piezo}} - 2e$ . Ist im Extremfall die Metallschicht unendlich dünn, wird  $e = h_{\text{Piezo}}/2$  und es tritt kein Biegemoment auf. Die Energie fließt dann vollständig in eine Deformation der Platte in der Ebene. Der Anteil der Energie  $\eta_{\text{Biegung}}$ , die der Piezoeffekt für die Biegung tatsächlich bereitstellt, errechnet sich damit aus:

$$e > 0: \eta_{\text{Biegung}} = 1 - \frac{2e}{h_{\text{Piezo}}} \quad e < 0: \eta = 1 \quad (2.9)$$

Die Energie des elektrischen Feldes  $W_{\text{el}}$ , durch die der Piezoaktor geschaltet wird, errechnet sich aus der Kapazität  $C$  des Biegeaktors und der angelegten Spannung  $U$ . Die dazu benötigte Kapazität des Aktors errechnet sich aus der allgemeinen Dielektrizitätskonstante ( $\epsilon_0 = 8,8542 \cdot 10^{-12} \text{ As/Vm}$ ), der speziellen Dielektrizitätskonstante  $\hat{\epsilon}_{\text{PZT}}$  und der Kondensatorgeometrie [Gert93, S.290]:

$$C = \epsilon_0 \hat{\epsilon}_{\text{PZT}} \frac{A}{d} = \epsilon_0 \hat{\epsilon}_{\text{PZT}} \frac{\pi R^2}{h_{\text{PZT}}} \quad (2.10)$$

$$W_{\text{el.}} = \frac{1}{2} C U^2 \quad (2.11)$$

Die tatsächlich genutzte Energie ergibt sich dann aus der Materialkonstante des energetischen Kopplungsfaktors  $k_{\text{planar}}$  und dem oben definierten Nutzfaktor  $\eta_{\text{Biegung}}$ :

$$W_{\text{piezo}} = \eta_{\text{Biegung}} k_{\text{planar}}^2 W_{\text{el}} \quad (2.12)$$

Aus der oben beschriebenen Annahme, dass  $W_{\text{Feder}} = W_{\text{Piezo}}$  folgt dann:

$$s_{\text{A,max}} = \sqrt{\frac{2 W_{\text{Piezo}}}{K_{\text{Feder}}}} \quad (2.13)$$

Ist der Energieeintrag durch den Piezoeffekt größer als die Wölbung, die sich geometrisch aus der Formänderung der Piezokeramik durch den Piezoeffekt ergibt, begrenzt dies natürlich die Auslenkung des Biegeaktors. Dieser Fall kann bei den zur Zeit hergestellten Piezokeramiken nicht auftreten, ist jedoch prinzipiell denkbar, wenn die Materialeigenschaften deutlich verbessert werden. Die maximale Dehnung der Piezokeramik in dem Biegeaktor bei gegebener Auslenkung  $s$  und Plattenradius  $R$  errechnet sich mit [Scho98] :

$$\epsilon_{\text{Piezoeffekt}} > \epsilon_{\text{Biegung}} = \frac{2}{3} \frac{s^2}{R^2} \quad (2.14)$$

Ist die Federkonstante  $K_{\text{Feder}}$  bekannt, kann auch die Kraft  $F_{\text{Piezo}}$  und der Druck  $p_{\text{A}}$  berechnet werden, die eine Mittenauslenkung  $s$  bewirken. Dabei muss allerdings berücksichtigt werden, dass der Druck  $p_{\text{A}}$  auf der gesamten Fläche anliegt. Die unterschiedliche Hebelwirkung der einzelnen Flächensegmente, auf denen der Druck  $p_{\text{A}}$  lastet, erfordern eine Integration zur Berechnung bewirken des Randdrehmoment  $m_{\text{Rand}}$ . Die Piezokraft  $F_{\text{Piezo}}$  wird über die Federkonstante  $K_{\text{Feder}}$  und die Energie aus dem Piezoeffekt  $W_{\text{Piezo}}$  bzw. die Aktorauslenkung  $s$  berechnet:

$$F_{\text{Piezo}} = \sqrt{2 W_{\text{Piezo}} K_{\text{Feder}}} = K_{\text{Feder}} s \quad (2.15)$$

Während für den Aktordruck  $p_{\text{A}}$  durch Integration über die Fläche zunächst das aus dem Druck resultierende Randmoment  $m_{\text{Druck}}$  errechnet werden muss:

$$m_{\text{Druck}} = \int_0^{r_{\text{A}}} \frac{p}{2 \pi r_{\text{A}}} 2 \pi r (r_{\text{A}} - r) dr = \frac{p r_{\text{A}}^2}{6} \quad (2.16)$$

Damit kann das Randmoment  $m_{\text{Druck}}$  wie das Randmoment  $m_{\text{Rand}}$  einer Mittenkraft (Gleichung (2.5)) behandelt werden und führt analog zu Gleichung (2.6) und Gleichung (2.7) zu einer Beziehung zwischen dem Druck  $p_{\text{A}}$  auf den Piezoaktor mit dem Radius  $r_{\text{A}}$ , der Federkonstante  $K_{\text{Feder}}$  und der Auslenkung  $s$  :

$$p_A = \frac{3 K_{\text{Feder}} s}{\pi r_A^2} \tag{2.17}$$

Über die maximale Auslenkung  $s_{\text{max}}$  kann so auch der maximale Haltedruck  $p_{A,\text{max}}$  bei gegebener Federkonstante  $K$  und Aktorgeometrie errechnet werden.

Bedingt durch den Herstellungsprozess und die spätere Verwendung in den Piezoventilen sind die Biegeaktoren verschiedenen mechanischen Beanspruchungen ausgesetzt. Diese können aus thermischen Spannungen beim Zusammenfügen der Aktoren oder das Verkleben im Ventilgehäuse entstehen, aber auch durch Schrumpfung der verwendeten Klebstoffe und ähnlichem. Jede mechanische Spannung erzeugt eine Umordnung der Gitterstruktur des piezoaktiven Elementes. Daraus resultiert eine Änderung der dielektrischen Eigenschaften der Piezoscheibe und zugleich eine Änderung des Arbeitsvermögens des Piezobiegers. Die Kapazität des Aktors ist ein Maß sowohl für die Gitterstruktur des Biegeaktors als auch für die Energie, die über ein elektrisches Feld in den Aktor eingekoppelt werden kann. Über das Verhältnis  $\gamma_{\text{real}} = C_{\text{exp.}}/C_{\text{theo}}$  der theoretisch berechneten und der gemessenen Kapazität kann das tatsächliche Arbeitsvermögen des Aktors im Vergleich zu dem theoretischem berechnet werden.

$$W_{\text{piezo}}(\text{real}) = (C_{\text{exp.}}/C_{\text{theo.}}) W_{\text{piezo}}(\text{theo.}) = \gamma_{\text{real}} W_{\text{piezo}}(\text{theo.}) \tag{2.18}$$

Somit ermöglicht dieser Ansatz durch die einfach durchzuführende Kapazitätsmessung des Piezoaktors herstellungsbedingte Abweichungen von den theoretisch berechneten Eigenschaften zu berücksichtigen.

### 2.2.1.4 Herleitung des thermischen Effektes bei Biegeaktoren

Die Berechnung des thermischen Effektes von Biegeaktoren erfolgt durch eine in dieser Arbeit durchgeführte Weiterentwicklung des in Abschnitt 2.21.4 vorgestellte Berechnungsansatzes.

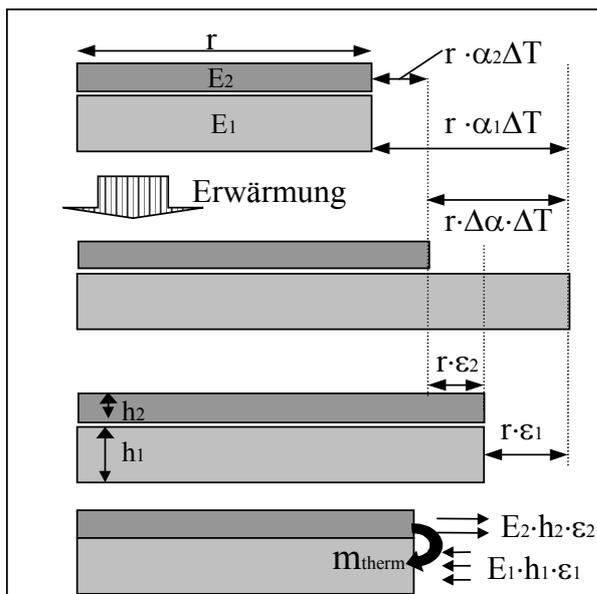


Abbildung 4: Thermoeffekt

Der Biegeaktor besteht aus zwei unterschiedlichen Materialien, die in der Regel auch verschiedene thermische Ausdehnungskoeffizienten besitzen. Wird der Aktor erwärmt, führt dies zu einer Wölbung des Aktors, die ähnlich der Wölbung des Aktors durch den Piezoeffekt berechnet werden kann. Ebenso wie bei dem Piezoeffekt, resultiert die Wölbung aus einer unterschiedlichen Dehnung der Materialien bei Energieeinkopplung, jedoch wirkt die zugeführte Energie auf beide Verbundplatten ein und kompensiert sich somit teilweise. Der wirksame Ausdehnungskoeffizient errechnet sich aus der Differenz der beiden thermischen Ausdehnungskoeffizienten  $\Delta \alpha = |\alpha_1 - \alpha_2|$ .

Aus dem Freischnittansatz (Abbildung 4: *Thermoeffekt*) folgen die Bedingungen:

$$h_1 E_1 \varepsilon_1 = h_2 E_2 \varepsilon_2 \quad (2.19)$$

$$\text{und } \Delta\alpha \Delta T = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \quad (2.20)$$

mit dem Dickenverhältnis  $a = \frac{h_2}{h_1}$  und dem Verhältnis der E-Module  $c = \frac{E_2}{E_1}$ . Dabei muss darauf geachtet werden, dass die Parameter  $a$  und  $c$  stets so zu wählen sind, dass  $e < 0$  ist. Es ergibt sich dann:

$$\varepsilon_{\text{therm}} = \varepsilon_1 = \frac{\Delta\alpha \Delta T}{1 + \frac{1}{ac}} \quad (2.21)$$

Mit einem zu Gleichung (2.4) und Gleichung (2.6) analogen Berechnungsweg, ergeben sich dann das thermische Randmoment  $m_{\text{therm}}$  und die thermische Mittenauslenkung  $s_{\text{therm}}$ .

$$m_{\text{therm.}} = h_1^2 \varepsilon_{\text{therm}} \frac{E_1}{1-\mu} \frac{ac(1+a)}{2(1+ac)} \quad (2.22)$$

$$s_{\text{therm}} = \frac{E_1}{(1-\mu)^2} \frac{R^2 h_1^2 \varepsilon_{\text{therm}}}{2D} \frac{ac(1+a)}{2(1+ac)} \quad (2.23)$$

### 2.2.1.5 Folgerungen zur Optimierung von Biegeaktoren

Nachdem die grundlegenden Zusammenhänge von Piezoeffekt und dem Verhalten des Biegeaktors dargestellt wurden, muss die Fragen betrachtet werden in welchem Verhältnis die Materialdicken des Biegeaktors zu dimensionieren sind, um eine optimale Arbeitsausnutzung des Biegeaktors zu erhalten.

Um eine möglichst große Auslenkung bei einer vollständigen Nutzung der verfügbaren Energie zu erhalten, sollte die neutrale Fläche mit der Grenzfläche zwischen den Verbundplatten identisch sein. Ist  $e > 0$  wird  $\eta_{\text{Biegung}}$  kleiner 1 und somit geht ein Teil der zugeführten Energie für die Wölbung verloren. Ist  $e < 0$  sinkt auf Grund der wachsenden Biegesteifigkeit die maximale Auslenkung. Daher muss der Zahlenfaktor  $e$  verschwinden. Aus der Gleichung (2.2) ergibt sich, dass  $e = 0$ , wenn:

$$\frac{h_1}{h_2} = \sqrt{\frac{E_2}{E_1}} \quad (2.24)$$

Der Index 1 bezeichnet dabei ein piezoaktives Material, der Index 2 ein nicht-piezoaktives Material bezeichnen. Einige Beispiel für optimale Dickenverhältnisse, die allein von den E-Modulen der verwendeten Materialien abhängen, sind in der Tabelle 1 aufgeführt.

**Tabelle 1: Optimales Dickenverhältnis**

Material	E-Modul	optimales Dickenverhältnis zu Piezokeramik
Piezo-Keramik PIC 151	66,6 Gpa	
Stahl (kaltgewalzt)	190 Gpa	0,545 x $h_{\text{Piezo}}$
Aluminium (hart)	71 Gpa	0,969 x $h_{\text{Piezo}}$
PMMA	2,1 Gpa	5,191 x $h_{\text{Piezo}}$

## 2.2.2 Experimentelle Überprüfung der Auslenkung

Aus den oben gezeigten Rechnungen lässt sich die Auslenkung und der Aktordruck aus der Kapazität des Piezoaktors, der Aktorgeometrie und verschiedenen Materialkonstanten errechnen. Die Materialkonstanten der in Experimenten verwendeten Materialien sind in Tabelle 2: *Materialkonstanten* aufgelistet.

**Tabelle 2: Materialkonstanten**

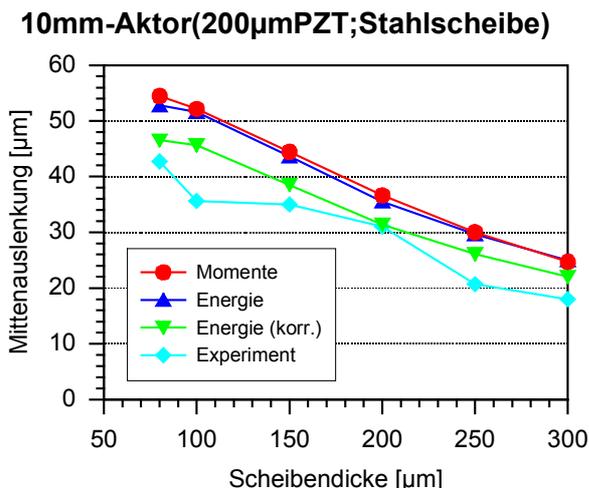
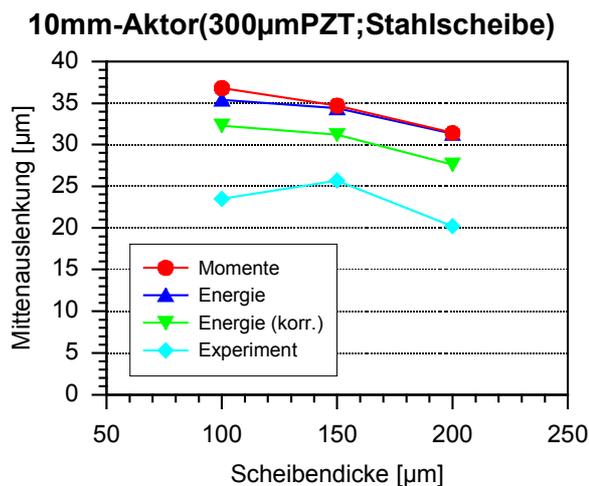
Material	E-Modul (E) in Plattenebene	Poisson-Zahl ( $\mu$ )	thermischer Ausdehnungskoeffizient $\alpha$
Stahl (kaltgewalzt)	190 Gpa	0,3	$10 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$
PMMA	2,1 Gpa	0,3	$80 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$
Aluminium (hart)	71 Gpa	0,3	$24 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$
Keramik PIC 151	66,6 GPa	0,3	$5 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$

Die für die Aktorherstellung verwendete Piezokeramik PIC 151 (detailliert untersucht in: [Kuhn99]) wird vom Hersteller PI Ceramic für Aktorikanwendungen empfohlen. Standardmäßig können solche PZT-Keramikscheiben mit beidseitig angebrachten Elektroden mit Durchmessern von 16mm oder 10 mm und in Dicken ab 200  $\mu\text{m}$  geliefert werden. Die im weiteren für die Berechnungen verwendeten Materialwerte ergeben sich aus den Angaben des Herstellers. Die Dehnung der Piezokeramik in Plattenrichtung unter Einwirkung eines dazu senkrecht stehenden elektrischen Feldes wird mit  $d_{31} = -210 \cdot 10^{-12} \text{ m/V}$  angegeben. Dabei muss beachtet werden, dass dieser Wert nur für kleine elektrische Spannungen gültig ist. Wird ein Piezoaktor mit höheren Spannungen betrieben, ist laut Hersteller die Dehnung um einen Faktor  $g = 1,5$  bis 2 größer. Im folgenden wird daher ein Wert für Faktor  $g$  von 2 angenommen. Eine maximale Feldstärke von 2 kV/mm ergibt damit eine maximale Dehnung von  $\varepsilon_{\text{piezo}}(\text{max.}) = g d_{31} \hat{E}_{\text{max.}} = 0,084 \%$ . Für die Berechnung der Auslenkung wird der planare Kopplungsfaktor für die Umwandlung von elektrischer in mechanische Energie benötigt. Diese Größe wird für PIC 151 mit  $k_{\text{planar}} = 0,62$  angegeben. Die Kapazität des Biegeaktors kann durch die spezielle Dielektrizitätskonstante  $\varepsilon'_{\text{PZT}} = 2400$  bestimmt und damit nach Gleichung (2.10) die Kapazität von PZT-Aktoren mit einem Durchmesser von 10 mm errechnet werden:

**Tabelle 3: Kapazitäten (theo.)**

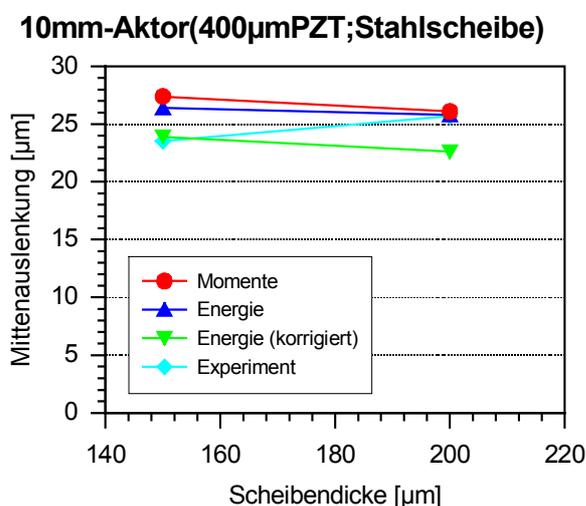
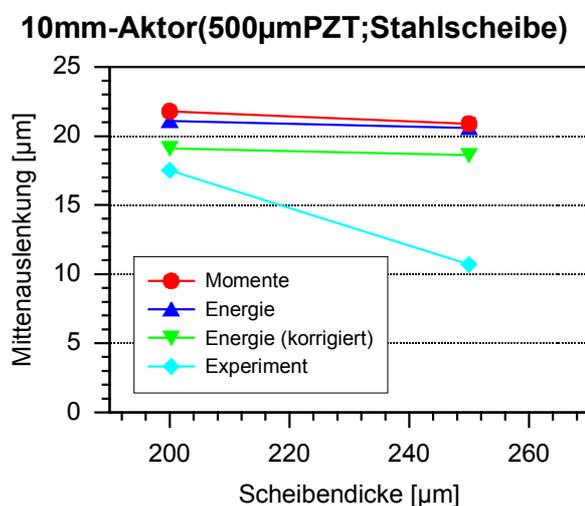
Dicke der PZT-Keramik	0,2 mm	0,3 mm	0,4 mm	0,5 mm
Kapazität des Biegeaktors (theo.)	8,34 nF	5,56 nF	4,17 nF	3,34 nF

Als nicht-piezoaktive Biegeaktormaterialien werden Plexiglas, Stahlblech und Aluminium verwendet. Das hohe E-Modul des Stahlblechs maximiert die Aktorauslenkung, während Plexiglas und Aluminium aus Gründen der thermischen Optimierung interessant sind. Auf diese wird in Kapitel 5 detailliert eingegangen. Das kaltgewalzte Stahlblech der Fa. Record besteht aus einer NiVaCr-Legierung und wird in Dicken ab 50  $\mu\text{m}$  geliefert. Stahlscheiben aus diesem Material werden mittels Drahterosion hergestellt. Plexiglasscheiben werden durch Fräsen der Plexiglasplatten auf die gewünschte Dicke und anschließendes Drehen der Scheiben auf den gewünschten Durchmesser hergestellt. Aluminiumscheiben mit gewünschten Abmessungen können von der Firma Goodfellow bezogen werden.

Abbildung 5: 200 $\mu$ m-PiezobiegerAbbildung 6: 300 $\mu$ m-Piezobieger

Zur experimentellen Überprüfung der theoretisch berechneten Werte werden verschiedene Biegeaktoren hergestellt (siehe dazu Kap3: Herstellung von Biegeaktor) und die Mittenauslenkung  $s_A$  bei Anlegen eines elektrischen Feldes optisch überprüft. Der lineare Zusammenhang zwischen Mittenauslenkung und Spannung, die aus Gleichung (2.11) bis (2.13) folgt, konnte in zahlreichen Experimenten bestätigt werden.

Die Tabelle 4 und Tabelle 5 bzw. die Abbildung 5 bis Abbildung 8 zeigen einen Vergleich der maximalen Auslenkungen von Biegeaktoren aus PZT-Keramik und Stahl mit einem Durchmesser von 10 mm bei einer Feldstärke von 2kV/mm. Der Schwerpunkt dieser Messungen lag dabei bei Piezokeramiken mit geringer Dicke, die für mikrotechnische Anwendungen besonders interessant sind. Es werden die experimentellen Ergebnisse mit den theoretischen Ansätzen über den Momentenansatz (siehe Gleichung (2.6) und über den Energieansatz ohne Korrektur (siehe Gleichung (2.13)) und mit Korrektur der tatsächlichen Kapazität (siehe Gleichung (2.18)) verglichen. Für die Korrekturrechnung nach Gleichung (2.18) ist die Kapazität der einzelnen Testaktoren gemessen worden. Die tatsächliche Kapazität der getesteten Biegeaktoren liegt im Mittel bei 80% der theoretisch errechneten.

Abbildung 7: 400 $\mu$ m-PiezobiegerAbbildung 8: 500 $\mu$ m-Piezobieger

**Tabelle 4: Vergleich A Theorie/Experiment für Metall**

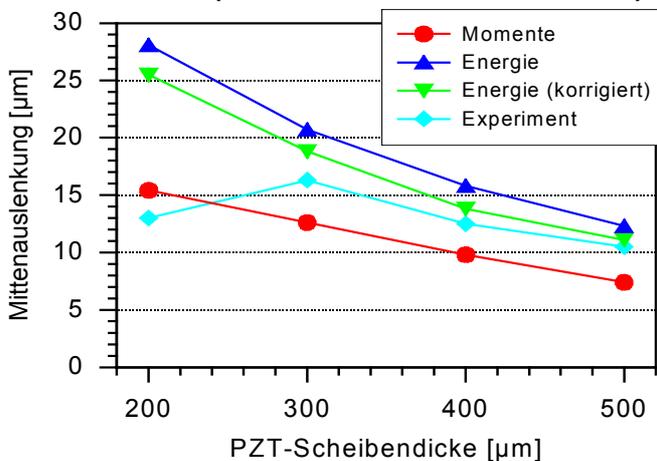
Biegeaktoren mit einem Durchmesser von 10 mm						
Getestete Anzahl	Dicke PZT [ $\mu\text{m}$ ]	Dicke Stahl [ $\mu\text{m}$ ]	Max.Mittenauslenkung [ $\mu\text{m}$ ] ( $U_{\text{max}} = h_{\text{PZT}} 2\text{kV/mm}$ )			
			Momenten-ansatz	Elektr. Energie	El. Energie (korrigiert)	Experiment
2	200	80	54,5	52,8	46,5	42,7
6	200	100	52,2	51,6	45,6	35,6
1	200	150	44,4	43,6	38,5	35
1	200	200	36,6	35,5	31,4	31
2	200	250	30,0	29,6	26,1	20,7
1	200	300	24,7	25,0	22,0	18
2	300	100	36,8	35,4	32,3	23,5
2	300	150	34,7	34,4	31,2	25,7
2	300	200	31,4	31,3	27,6	20,2
2	400	150	27,4	26,4	23,9	23,5
2	400	200	26,1	25,8	22,6	25,7
2	500	200	21,8	21,1	19,1	17,5
2	500	250	20,9	20,6	18,6	10,7
2	500	300	19,7	20	18,0	13,7

**Tabelle 5: Vergleich B Theorie/Experiment für Metall**

Getestete Anzahl	Dicke PZT [ $\mu\text{m}$ ]	Dicke Stahl [ $\mu\text{m}$ ]	Max.Mittenauslenkung [ $\mu\text{m}$ ] ( $U_{\text{max}} = h_{\text{PZT}} 2\text{kV/mm}$ )			
			Momenten-ansatz	Elektr. Energie	El. Energie (korrigiert)	Experiment
Biegeaktoren mit einem Durchmesser von 16 mm						
1	250	100	111	108	99,5	85
1	500	200	55,7	54	46,4	30
Biegeaktoren mit 10 mm Durchmesser aus Aluminium						
2	200	200	39,4	44,7	37,7	31,5

Die in der Tabelle 4 und Tabelle 5 aufgeführten Ergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung des theoretischen Momentenansatzes und des hier entwickelten Energieansatzes. Durch die über die gemessene Kapazität eingeführte Korrektur des theoretisch berechneten Wertes aus dem Energieansatz kann die tatsächlich beobachtete Auslenkung besser vorhergesagt werden. Allerdings liegen die experimentell beobachteten Werte etwa 20 % unter den so bestimmten Werten.

**10mm-Aktor(PZT;1mm PMMA-Scheibe)**



**Abbildung 9: PMMA-Bieger**

Ein anderes Bild ergibt sich bei den Experimenten mit Biegeaktoren aus Plexiglas- und PZT-Scheiben (siehe Abbildung 9 und Tabelle 6). Die theoretischen Berechnungen liegen bei dieser Materialkombination deutlich auseinander. Während die Berechnung über die elektrische Feldenergie wiederum eine etwa 10 % höhere Auslenkung als die beobachtete ergibt, führt die Berechnung über den Momentenansatz zu einer Auslenkung die 25 % unter den beobachteten Werten liegt. Die einzige Ausnahme bilden dabei die Aktoren mit Materialdicken von 200  $\mu\text{m}$  PZT und 800  $\mu\text{m}$  Plexiglas, deren Auslenkung entgegen den von beiden Ansätzen erwarteten Trend läuft.

**Tabelle 6: Vergleich Theorie/Experiment für PMMA**

Getestete Anzahl	Dicke PZT [ $\mu\text{m}$ ]	Dicke PMMA [ $\mu\text{m}$ ]	Mittenauslenkung Aktor [ $\mu\text{m}$ ]			
			Momente	Kapazität	Kapazität (korrigiert)	Experiment
2	200	800	15,4	28,1	25,5	13,0
2	300	800	12,6	20,7	18,8	16,3
2	400	800	9,8	15,8	13,8	12,5
2	500	800	7,4	12,3	11,1	10,5

Die Experimente mit Biegeaktoren, die zum Teil aus Plexiglas bestehen, zeigen einen großen Unterschied zwischen den beiden Berechnungsansätzen. Wird der Berechnungstrend bei den metallischen Biegeaktoren berücksichtigt, der tendenziell eine höhere theoretische als gemessene Auslenkung voraussagt, erscheint der Energieansatz für schwierige Materialpaarungen besser geeignet.

## Zusammenfassung der theoretischen und experimentellen Ergebnisse

Für die theoretische Berechnung der Auslenkungen der Biegeaktoren werden zwei Berechnungsansätze vorgestellt. Die Berechnung über die mechanischen Spannungen beruht auf einer hier als Momentenansatz bezeichneten Überlegung [Piez82]. Bei Biegeaktoren mit Materialien, deren E-Module sich stark unterscheiden, führt dieser Ansatz zu Ergebnissen, die deutlich unter den experimentell gemessenen liegen und wird daher als nicht sehr zuverlässig eingeschätzt. Anders stellt sich die Berechnung der Auslenkung über die in den Biegeaktor eingekoppelte elektrische Energie dar. Die so berechneten und korrigierten Auslenkungen der Biegeaktoren liegen im Mittel 20% über den experimentell ermittelten Werten. Als Ursache dafür kommt zunächst der kritische Übergang der beiden Plattenmaterialien in Frage. Grundlage beider Rechnungen ist eine als starr angenommene, sehr dünne Klebeschicht zwischen den beiden Materialien. Kann diese ideale Verbindung nicht realisiert werden, führen Deformationen der Klebeschicht zu Kraftverlusten des Aktors. Weiterhin können Unregelmäßigkeiten wie kleine Luftblasen in der Klebeschicht zu einer teilweisen Entkopplung beider Laminatplatten führen und damit die Aktorleistung mindern. Auch spielen Materialanisotropien, Deformationen der Scheibenkomponenten, nicht ideale Positionierung und ähnliches eine Rolle. Zudem sind die Aktoren für die Auslenkungsmessungen leicht fixiert worden, wodurch die gemessene Auslenkung zusätzlich sinkt. Solche Faktoren sind schwer messbar und auch für spätere Anwendungen mit Biegeaktoren wenig hilfreich. Es genügt daher sich dieser Faktoren bewusst zu sein und bei weiteren Berechnungen einen zusätzlichen Leistungsverlust von 10% zu den theoretisch berechneten Werten zu berücksichtigen. In der Tabelle 7: *Eckdaten verschiedener Piezobieger* sind die daraus folgenden Werte für die maximale Auslenkung, die Federkonstante und den maximalen Druck für einige Biegeaktorvarianten zusammengestellt.

**Tabelle 7: Eckdaten verschiedener Piezobieger**

Biegeaktorvariante mit 10 mm Durchmesser	Federkonstante K [kN/m]	Mittenauslenkung [ $\mu\text{m}$ ]	max. Haltedruck [bar]
100 $\mu\text{m}$ (Stahl)/200 $\mu\text{m}$ (PZT)	170	45,6	2,97
150 $\mu\text{m}$ (Stahl)/300 $\mu\text{m}$ (PZT)	573	31,2	6,84
200 $\mu\text{m}$ (Stahl)/400 $\mu\text{m}$ (PZT)	1358	22,6	11,73
250 $\mu\text{m}$ (Stahl)/500 $\mu\text{m}$ (PZT)	2653	18,6	18,84
200 $\mu\text{m}$ (Alu)/200 $\mu\text{m}$ (PZT)	263	37,7	3,87

## 2.3 Übersetzungssystem

Nach der Untersuchung der Leistungsfähigkeit des Biegeaktors muss die Wirkungsweise des Übersetzungssystems näher untersucht werden.

Das Aushärten des Übersetzungsmediums unter Druck führt zu einer Auslenkung des als Scheibfeder wirkenden Biegeaktors. Zugleich wird die über der Ventilkammer liegende Membran durch den Innendruck des Übersetzungsmediums auf den Ventilsitz gepresst. Durch Schalten des Biegeaktors wölbt sich die Aktorscheibe nach außen und erzwingt eine Deformation des Übersetzungsmediums. Das inkompressible Übersetzungsmedium folgt der Wölbung der Aktorscheibe und bewirkt so, dass sich die Membran über der gesamten Ventilkammer abhebt, damit den Ventilsitz freigibt und das Ventil öffnet. Wie weit sich die Membran von dem Ventilsitz hebt, hängt von den Kräfteverhältnissen in der Übersetzungskammer ab. Bei dem Übersetzungsvorgang spielen dabei die Formänderung des Biegeaktors, die Geometrie der Übersetzungskammer und das viskoelastische Verhalten des Übersetzungsmediums eine Rolle. Diese Punkte werden im folgenden untersucht.

### 2.3.1 Prinzip Übersetzungssystem

Die Biegelinie des Aktors im Ruhezustand hängt im wesentlichen von der Kraft  $F_{\ddot{U}}$  ab, die durch den Innendruck der Übersetzungskammer auf den Biegeaktor wirkt. Berechnet werden kann diese Kraft aus der Fläche der Übersetzungskammer  $A_{\ddot{U}}$  und dem Druck  $p_{\ddot{U}}$  wenn die Randmomente aus Gleichung (2.5) und (2.16) gleichgesetzt werden, mit:

$$F_{\ddot{U}} = \frac{1}{3} p_{\ddot{U}} \pi r_{\ddot{U}}^2 \quad (2.25)$$

wobei  $r_{\ddot{U}}$  den Radius der Übersetzungskammer angrenzend an den Biegeaktor beschreibt. Daraus resultiert eine Auslenkung  $s_A$  der Aktorscheibe entsprechend der Federkonstante  $K$  (vgl. (2.7)). Wird der Biegeaktor geschaltet, führt der Piezoeffekt zunächst zu einer Druckentlastung der Übersetzungskammer. Die Kraft für die Auslenkung der Aktorscheibe wird von dem Piezoeffekt aufgebracht. Die Kräfteverhältnisse können durch eine Superposition des Piezoeffektes und des Kammerdruckes plausibel gemacht werden. Bevor der Piezoeffekt eine tatsächliche Wölbung des Aktors verursachen kann, muss die Kraft des Piezoaktors  $F_{\text{piezo}}$  größer sein als die Druckkraft  $F_{\ddot{U}}$ . Da für den Biegeaktor über die Federkonstante  $K_{\text{Feder}}$  ein lineares Kraft-Weg-Verhältnis angenommen wird, kann die tatsächliche Auslenkung  $s_A$  über die Federkonstante und die Größe der angreifenden Kräfte errechnet werden.

$$\text{wenn } F_{\text{piezo}} > F_{\ddot{U}} \text{ ,} \quad \text{gilt: } s_A = \frac{F_{\text{piezo}} - F_{\ddot{U}}}{K_{\text{Feder}}} \quad (2.26)$$

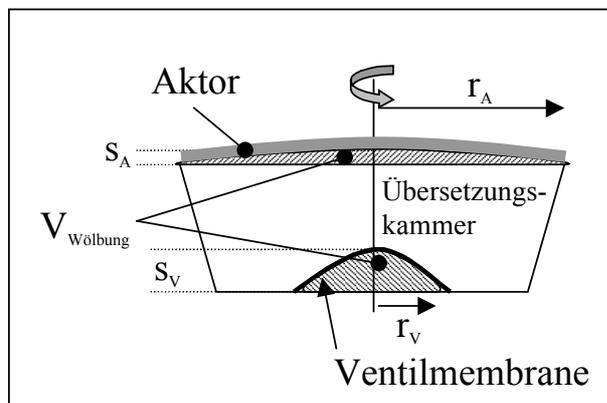
Für die Biegelinie der Piezobiegescheibe kann gemäß der Überlegungen aus Abschnitt 2.2. ein konstanter Krümmungsradius angenommen werden. Daraus ergibt sich, mit einem Abschnittsradius der dem Aktorradius  $r_A$  entspricht, die Volumenvergrößerung  $V_{\text{Wölbung}}$  der Übersetzungskammer aus dem Kugelabschnittsvolumen [Bron81]:

$$V_{\text{Wölbung}} = \frac{\pi}{6} s_A (3 r_A^2 + s_A^2) \quad (2.27)$$

Für die hier betrachteten Auslenkungen gilt  $s_A \ll r$ , womit sich Gleichung (2.27) vereinfacht zu:

$$V_{\text{Wölbung}} = \frac{\pi}{2} s_A r_A^2 \quad (2.28)$$

Diese Volumenvergrößerung  $V_{\text{Wölbung}}$  erzwingt wiederum eine Deformation des Übersetzungsmediums.



Da das Übersetzungsmedium inkompressibel ist, muss sich die Membran über der Ventilkammer so weit wölben, dass das Volumen unter der Ventilkammer gerade dem Volumen  $V_{\text{Wölbung}}$  entspricht. Ist der Radius  $r_V$  der freien Membranfläche über der Ventilkammer bekannt, kann wiederum unter Verwendung des Kugelabschnittsvolumen die maximale Auslenkung  $s_V$  der Membran über der Ventilkammer berechnet werden (siehe Abbildung 10: *Volumenverschiebung*).

**Abbildung 10: Volumenverschiebung**

Die Mittenauslenkung der Ventilmembran  $s_V$  ist gleichzeitig auch der Ventilhub des Piezoventils.

$$s_V = s_A \left( \frac{r_A}{r_V} \right)^2 \quad (2.29)$$

Das Übersetzungsverhältnis  $u$  errechnet sich dann zu:

$$u = \frac{s_V}{s_A} = \left( \frac{r_A}{r_V} \right)^2 \quad (2.30)$$

### 2.3.2 Neuer Ansatz zur Übersetzungsmechanik viskoelastischer Medien

Für die Beschreibung der Übersetzungsmechanik mit einem viskoelastischen Übersetzungsmedium wird im folgenden ein neuer Berechnungsansatz vorgestellt, der für das hier vorgestellte Ventilkonzept eine geschlossene analytische Lösung ermöglicht.

Entscheidend für die Funktion des Piezoventils ist, dass die Übersetzung nicht zuviel Kraft erfordert. Die hier vorgestellte Berechnung zeigt den Zusammenhang der Kraft, die vom Aktor zur Deformation des Übersetzungsmaterials aufgebracht werden muss und der Geometrie der Übersetzungskammer. Mit dieser analytischen Lösung lassen sich Entwicklungsmöglichkeiten für das Piezoventil abschätzen und Designregeln für andere Piezoventile erstellen. Im folgenden Abschnitt werden die dazu notwendigen Annahmen vorgestellt und der Rechenweg skizziert. In den folgenden Abschnitten wird die Rechnung dann näher ausgeführt.

Zur Berechnung der gesamten Deformationskraft, die der Biegeaktor für die Deformation des inkompressiblen Übersetzungsmediums aufbringen muss, wird das Übersetzungsmedium als ein Material betrachtet, das dem Hook'schen Gesetz genügt und für das ein E-Modul bzw. Schubmodul bestimmt werden kann. Wie in Abschnitt 2.3.3. Übersetzungsmedium gezeigt wird, ist dies zulässig, solange die dynamische Änderung des E-Moduls berücksichtigt wird. Weiterhin wird vorausgesetzt, dass sich sowohl die Wölbung der als

kreisförmig angenommenen Ventilkammermembran und die Wölbung des Biegeaktors durch einen konstanten Krümmungsradius beschreiben lassen, wobei der Krümmungsradius der Ventilkammermembran durch den Membranradius und die Wölbung des Biegeaktor festgelegt ist (vgl. Abschnitt 2.3.1).

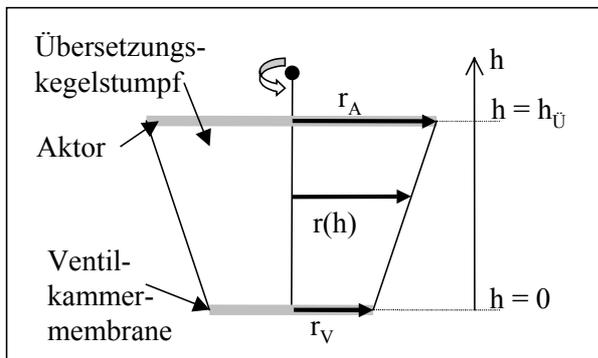


Abbildung 11: Übersetzungskegel

Für die Berechnung der Deformationskraft ist nur der Teil des Übersetzungsmediums relevant, der tatsächlich deformiert wird. Dieser Bereich hat die Form eines Kegelstumpfes, dessen Basisflächen von der Ventilkammermembran und dem Biegeaktor beschrieben wird. Übersetzungsmaterial, das außerhalb dieses Kegelstumpfes liegt, wird auf Grund der Inkompressibilität des Mediums in der starren Übersetzungs-kammer nicht bewegt.

In Abbildung 11: Übersetzungskegel wird die in der Berechnung verwendete Notation beschrieben. Dabei wird mit  $h_{\ddot{U}}$  die Höhe der Übersetzungs-kammer und mit  $r_A$  und  $r_V$  die Radien von Aktor und Ventilkammermembran bezeichnet.

Für die Berechnung wird das deformierte Übersetzungsmaterial in infinitesimal dünne Membranen mit der Höhe  $dh$  und dem Radius  $r(h)$  unterteilt (siehe Abbildung 12: Membranunterteilung). Der Radius  $r(h)$  dieser Membranen hängt von ihren Abständen von der Ventilkammer, also der Höhe  $h$ , ab und wird beschrieben durch:

$$r(h) = \frac{r_A - r_V}{h_{\ddot{U}}} h + r_V \tag{2.31}$$

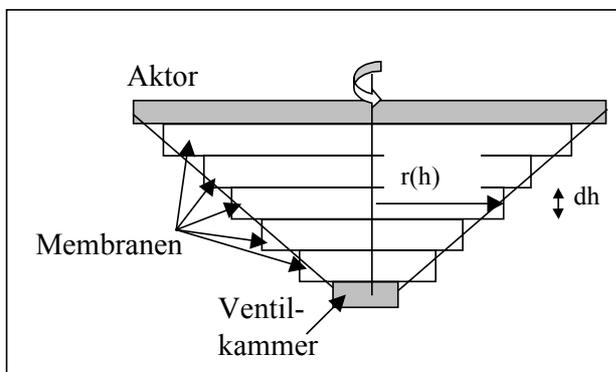


Abbildung 12: Membranunterteilung

Die Deformationskraft zeigt, welche Kraft notwendig ist, um das Übersetzungsmedium zu deformieren. Dazu werden erst die beiden auf jede einzelne Membran wirkenden Kräfte betrachtet, die Dehnkraft und die Scherkraft. Durch die Wölbung des Aktors wird jede einzelne Membran aus der ebenen Lage heraus gedehnt. Die dazu notwendige radiale Dehnkraft ergibt sich aus der Flächenvergrößerung der einzelnen Membran.

Die Scherkraft kommt durch die unterschiedliche Dehnung der einzelnen Membran zu Stande und resultiert aus der Relativbewegung der Membranen zueinander. Der daraus resultierende Scherwinkel ergibt sich aus der differentiellen Änderung der Dehnung an Membranober- und unterseite und wirkt ebenfalls in radialer Richtung. Dabei ist die Relativbewegung in der Mitte null und am Rand des Übersetzungskegels maximal.

Ist die Summe der beiden zur Membranebene radialen Kraftkomponenten bekannt, wird die über den Zugwinkel  $\alpha$  die in Normalenrichtung wirkende Deformationskraft für jede einzelne Membranebene berechnet und über die gesamte Höhe integriert.

Dieser hier kurz skizzierte Berechnungsweg wird in den folgenden Abschnitten explizit beschrieben.

### 2.3.2.1 Dehnungskraft

Zur Berechnung der Dehnungskraft wird der Übersetzungskegel, der durch Aktorfläche und Ventilkammerfläche definiert wird, in dünne Membranen unterteilt, die in der Ruhelage eben sind (siehe Abbildung 12: *Membranunterteilung*). Diese können sich unabhängig voneinander bewegen und sind so dünn, dass keine Biegekräfte wirksam werden. Eine Wölbung des Aktors bewirkt bei den Membranen eine Wölbung entlang einer Kugeloberfläche, wobei das Kugelabschnittsvolumen, das die Membranen umschreiben, für alle Membranen des Übersetzungskegels gleich ist.

Für die Berechnung der Dehnungskraft werden folgende Größen benötigt: der Radius der Aktorfläche  $r_A$ , der Radius der Ventilkammerfläche  $r_v$ , die Höhe der Übersetzungskammer  $h_{\ddot{u}}$ , die Mittenauslenkung über der Ventilkammer  $s_v$  (siehe Abbildung 11: *Übersetzungskegel*) und das E-Modul des Übersetzungsmediums  $E$ . Analog zu der (2.29) kann dann die Auslenkung jeder Membran  $s(h)$  mit Radius  $r(h)$  berechnet werden mit:

$$s(h) = s_v \frac{r^2(h)}{r_v^2} \quad (2.32)$$

Die Dehnung der Membran errechnet sich über die Änderung der Membranfläche. Die Flächenvergrößerung  $\Delta A_M(h)$  bei Wölbung um  $s(h)$  einer Scheibe mit Radius  $r(h)$  beträgt [Bron81]:

$$\Delta A_M(h) = \pi (r^2(h) + s^2(h)) - \pi r^2(h) = \pi s^2(h) \quad (2.33)$$

Eine Flächenvergrößerung einer inkompressiblen Membran bewirkt eine Abnahme der Membrandicke. Die relative Stauchung  $\varepsilon_M(h)$  lässt sich durch den Poissonfaktor  $\mu$  [Gert93] berechnen:

$$\varepsilon_M(h) = \frac{1}{\mu} \sqrt{\frac{\Delta A_M(h)}{A_M(h)}} = \frac{1}{\mu} \sqrt{\frac{\pi s^2(h)}{\pi r^2(h)}} = \frac{s(h)}{\mu r(h)} = \frac{1}{\mu} s_v \frac{r_v^2}{r^3(h)} \quad (2.34)$$

Für die Stauchung einer Scheibe in einer Raumrichtung kann die dazu notwendige Kraft  $F_M(h)$  nach dem Hook'schen Gesetz berechnet werden:

$$F_M(h) = \varepsilon_M(h) E A_M(h) \quad (2.35)$$

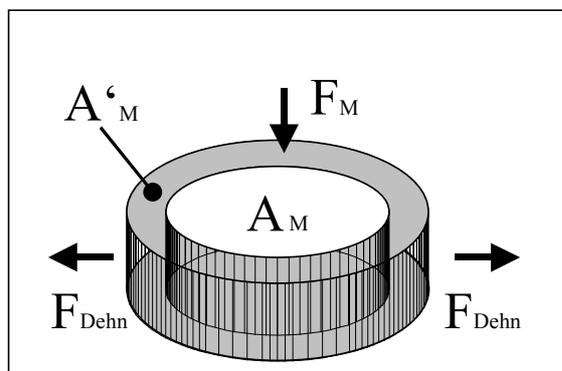


Abbildung 13: *Radiale Dehnkraft*

Für die weitere Berechnung wird die Kraft  $F_{Dehn}(h)$  gesucht, die senkrecht zu der Kraft  $F_M(h)$  steht, aber dieselbe Wirkung auf die gestauchte Scheibe hat. Dazu dient folgende Überlegung: Wird eine Scheibe aus inkompressiblem Material allseitig unter Druck  $p$  gesetzt, verformt sich diese Scheibe nicht, sondern die Kraft an der Scheibenoberseite und -unterseite wird durch die Druckkraft auf die Mantelfläche kompensiert (siehe Abbildung 13: *Radiale Dehnkraft*).

Daher gilt der Zusammenhang:

$$p = \frac{F_M}{2 A_{Oberseite}} = ! = \frac{F_{Dehn}}{A_{Mantel}} = p \quad (2.36)$$

Daraus ergibt sich die senkrecht zur Scheibenfläche wirkende Kraft  $F_{\text{Dehn}}$  mit der Scheibendicke  $d_{\text{Scheibe}}$ :

$$F_{\text{Dehn}} = F_M \frac{d_{\text{Scheibe}}}{r_{\text{Scheibe}}} \quad (2.37)$$

Mit der Gleichung (2.35) ergibt sich aus der Gleichung (2.37) für eine Membran mit der Dicke  $dh$ , dem Radius  $r(h)$  und einer Dehnung  $\varepsilon_M(h)$  die Kraft  $dF_{\text{Dehn}}(h)$  senkrecht zur Membranfläche mit:

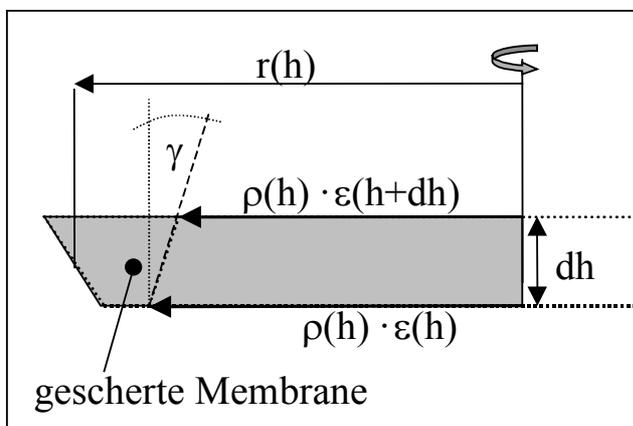
$$dF_{\text{Dehn}}(h) = F_M(h) \frac{dh}{r(h)} = \pi s_v \frac{E}{\mu} \frac{r_v^2}{r^2(h)} dh \quad (2.38)$$

### 2.3.2.2 Scherkraft

Nachdem die Kraft für die Dehnung der Membranen bekannt ist, muss die Scherkraft berechnet werden. Die Scherkraft ergibt sich aus der Scherung der einzelnen Membranen. Dabei ist die Scherung der Membranen bei der Mittelachse des Übersetzungstumpfes null und an der Mantelfläche maximal. Die Scherkraft ergibt sich aus dem Scherwinkel  $\gamma$ , der Fläche  $A_{\text{Scher}}$ , an der die Scherkraft angreift, und dem Schermodul  $G$ , das sich mit der Poisson-Zahl aus dem E-Modul errechnen lässt [Gert93]:

$$F_{\text{Scher}} = G \gamma A_{\text{Scher}} \quad (2.39)$$

mit dem Schermodul  $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$  (2.40)



Der Scherwinkel  $\gamma$  hängt von der relativen Änderung des Abstandes  $\rho$  von der Membranmitte und der Dehnungsdifferenz an Membranoberseite und -unterseite  $d\varepsilon_M(h)$  ab (siehe auch Abbildung 14: *Scherwinkel  $\gamma$* )

$$\gamma(h;\rho) = \mu \rho \frac{d\varepsilon_M(h)}{dh} \quad (2.41)$$

Abbildung 14: *Scherwinkel  $\gamma$*

Die Dehnung  $\varepsilon_M(h)$  der Membranen ändert sich mit der Höhe und wird durch Gleichung (2.34) beschrieben. Mit der eindeutigen Beziehung von Radius und Höhe aus Gleichung (2.31) kann der Scherwinkel  $\gamma(h,\rho)$  für jedes Ringsegment der Membran berechnet werden:

$$\gamma(h;\rho) = \rho \frac{-s_M(h)}{r^2(h)} \frac{dr(h)}{dh} = \rho s_v \frac{-3 r_v^2}{r^4(h)} \frac{r_A - r_v}{h_{\ddot{U}}} \quad (2.42)$$

Wird über die gesamte Membranfläche integriert, folgt:

$$F_{\text{Scher}}(h) = \int_0^{r(h)} G \gamma(h;\rho) 2 \pi \rho d\rho = -6\pi G \frac{s_v r_v^2}{r^4(h)} \frac{r_A - r_v}{h_{\ddot{U}}} \int_0^{r(h)} \rho^2 d\rho \quad (2.43)$$

und weiter: 
$$F_{\text{Scher}}(h) = -2\pi G \frac{s_V r_V^2}{r(h)} \frac{r_A - r_V}{h_{\ddot{U}}} \quad (2.44)$$

Die Kraft, die an der Mantelfläche des Übersetzungsstumpfes in jeder Membranebene aufgebracht werden muss, ergibt sich mit der differentiellen Änderung der Scherkraft mit der Höhe. Aus Gleichung (2.44) ergibt sich dann:

$$\frac{dF_{\text{Scher}}(h)}{dh} = \frac{d}{dh} \left( -2\pi G \frac{s_V r_V^2}{r(h)} \frac{r_A - r_V}{h_{\ddot{U}}} \right) = 2\pi G \frac{s_V r_V^2}{r^2(h)} \left( \frac{r_A - r_V}{h_{\ddot{U}}} \right)^2 \quad (2.45)$$

Wird nach Gleichung (2.40) das Schermodul  $G$  durch das E-Modul ersetzt und die Poissonzahl  $\mu = 0,5$  für inkompressible Materialien eingesetzt, ergibt sich:

$$dF_{\text{Scher}}(h) = \frac{\pi E}{(1+\mu)} \frac{s_V r_V^2}{r^2(h)} \left( \frac{r_A - r_V}{h_{\ddot{U}}} \right)^2 dh \quad (2.46)$$

### 2.3.2.3 Deformationskraft

Mit der Dehnkraft aus Gleichung (2.38) und der Scherkraft aus Gleichung (2.46) lässt sich zunächst die am Rand des Übersetzungsstumpfes zu den Membranflächen radial wirkende Kraft  $dF_{\text{Rand}}(h)$  als Summe der Dehn- und der Scherkraft berechnen:

$$\begin{aligned} dF_{\text{Rand}}(h) &= dF_{\text{Scher}}(h) + dF_{\text{Dehn}}(h) \\ &= \frac{\pi E}{1+\mu} \frac{s_V r_V^2}{r^2(h)} \left( \frac{r_A - r_V}{h_{\ddot{U}}} \right)^2 dh + \pi s_V \frac{E}{\mu} \frac{r_V^2}{r^2(h)} dh \\ &= \pi E \frac{s_V r_V^2}{r^2(h)} \left( \frac{1}{1+\mu} \left( \frac{r_A - r_V}{h_{\ddot{U}}} \right)^2 + \frac{1}{\mu} \right) dh \end{aligned} \quad (2.47)$$

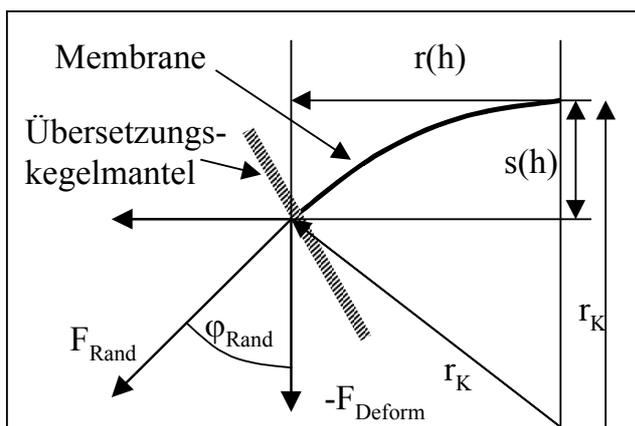


Abbildung 15: Zugwinkel

Für die Berechnung der Deformationskraft muss nun die bei den bisherigen Überlegungen nicht berücksichtigte Wölbung der Membranen einbezogen werden. Der Winkel  $\phi_{\text{Rand}}$ , unter dem die Membranen an den Rand angreifen (vgl. Abbildung 15: *Zugwinkel*), kann über den Krümmungsradius  $r_K(h)$  berechnet werden.

Dazu wird nach [Bron81] nur die Membranwölbung  $s(h)$  und der Membranradius  $r(h)$  benötigt:

$$r_K(h) = \frac{r^2(h) + s^2(h)}{2 s(h)} = \text{mit } s(h) \ll r(h) = \frac{r^2(h)}{2 s(h)} \quad (2.48)$$

Mit dem Krümmungsradius  $r_K(h)$  ergibt sich der Randwinkel  $\varphi_{\text{Rand}}(h)$  :

$$\varphi_{\text{Rand}}(h) = \frac{r(h)}{r_K(h)} = \frac{2 s(h)}{r(h)} \quad (2.49)$$

Mit der Beziehung für  $s(h)$  aus Gleichung (2.32) ergibt sich:

$$\varphi_{\text{Rand}}(h) = \frac{2 s_V r_V^2}{r^3(h)} \quad (2.50)$$

Die Deformationskraft  $dF_{\text{Deform}}(h)$  jeder Membran ergibt sich dann für kleine Winkel  $\varphi_{\text{Rand}}(h)$  aus:

$$dF_{\text{Deform}}(h) = dF_{\text{Rand}} \sin(\varphi_{\text{Rand}}(h)) = dF_{\text{Rand}} \varphi_{\text{Rand}}(h) \quad (2.51)$$

Werden Gleichung (2.47) und (2.50) in Gleichung (2.51) eingesetzt, ergibt sich:

$$dF_{\text{Deform}}(h) = 2\pi E \frac{s_V^2 r_V^4}{r^5(h)} \left( \frac{1}{1+\mu} \left( \frac{r_A - r_V}{h_{\dot{U}}} \right)^2 + \frac{1}{\mu} \right) dh \quad (2.52)$$

Durch Integration über die gesamte Höhe des Übersetzungsstumpfes folgt dann die gesamte Deformationskraft  $F_{\text{Deform}}$ :

$$\begin{aligned} F_{\text{Deform}} &= 2\pi E s_V^2 r_V^4 \left( \frac{1}{1+\mu} \left( \frac{r_A - r_V}{h_{\dot{U}}} \right)^2 + \frac{1}{\mu} \right) \int_0^{h_{\dot{U}}} \frac{dh}{r^5(h)} \\ &= \frac{\pi E}{2} s_V^2 r_V^4 \left( \frac{1}{1+\mu} \frac{r_A - r_V}{h_{\dot{U}}} + \frac{1}{\mu} \frac{h_{\dot{U}}}{r_A - r_V} \right) \left( \frac{1}{r_A^4} - \frac{1}{r_V^4} \right) \\ &= \frac{\pi E}{2} s_V^2 r_V^4 \left( \frac{1}{1+\mu} \frac{r_A - r_V}{h_{\dot{U}}} + \frac{1}{\mu} \frac{h_{\dot{U}}}{r_A - r_V} \right) \left( \left( \frac{r_V}{r_A} \right)^4 - 1 \right) \end{aligned} \quad (2.53)$$

Für inkompressible Materialien kann weiterhin eine Poissonzahl von  $\mu = 0,5$  angenommen werden:

$$F_{\text{Deform}} = \pi E s_V^2 r_V^4 \left( \frac{1}{3} \frac{r_A - r_V}{h_{\dot{U}}} + \frac{h_{\dot{U}}}{r_A - r_V} \right) \left( \left( \frac{r_V}{r_A} \right)^4 - 1 \right) \quad (2.54)$$

Eine qualitative Betrachtung der Deformationskraft wird vereinfacht, wenn ein Radienverhältnis von  $r_A > 2 r_V$  angenommen wird.

Mit  $k = \frac{r_A - r_V}{h_{\dot{U}}}$  ergibt sich dann eine sehr handliche Berechnungsformel für die Deformationskraft :

$$F_{\text{Deform}} = -\pi E s_V^2 r_V^4 \left( \frac{k}{3} + \frac{1}{k} \right) \quad (2.55)$$

Verändern sich das E-Modul und der Ventilhub  $s_V$  nicht, ergibt sich der optimale Zahlenwert des Faktors  $k_{\text{opt}}$  durch:

$$\frac{dF_{\text{Deform}}(k)}{dk} = \frac{1}{3} - \frac{1}{k^2} = 0 \quad \text{daraus folgt } k_{\text{opt}} = \sqrt{3} \quad (2.56)$$

Sind Aktorradius  $r_A$  und Ventilkammerradius  $r_{\bar{U}}$  vorgegeben, ergibt sich für die optimale Übersetzungskammerhöhe  $h_{\bar{U},opt}$ :

$$h_{\bar{U},opt} = \frac{r_A - r_V}{\sqrt{3}} \quad (2.57)$$

Aus Gleichung (2.55) lassen sich folgende Abhängigkeiten der Deformationskraft von der Geometrie der Übersetzungskammer ableiten.

Die Deformationskraft verhält sich:

- quadratisch mit dem Membranhub  $s_V$  über der Ventilkammer
- linear mit dem E-Modul  $E$  des Übersetzungsmaterials

Weiterhin gilt für die Deformationskraft bei Werten von  $k > k_{opt}$ :

- linear mit der Differenz der Radien  $\Delta r = r_A - r_V$ , bei vorgegebener Höhe der Übersetzungskammer  $h_{\bar{U}}$
- indirekt proportional zu der Übersetzungskammerhöhe  $h_{\bar{U}}$ , bei vorgegebenen Differenz der Radien  $\Delta r = r_A - r_V$

Aussagen über die Wirkung der Geometrie auf die Ventilfunktion erfordert zunächst die Beschäftigung der Materialeigenschaften des Übersetzungsmediums, die im nächsten Abschnitt näher betrachtet werden.

### 2.3.3 Übersetzungsmedium

Als Übersetzungsmedium für das hier vorgestellte Ventilkonzept wird ein Silikon-Gel (SilGel 612, Fa. Wacker) verwendet. Die Materialeigenschaften von Silikon werden als viskoelastisch bezeichnet, was auf das teils viskose, teils elastische Verhalten dieses Materials zurückzuführen ist. Da das Übersetzungsmedium eine zentrale Rolle bei der Funktion des Piezoventils spielt, wird im nächsten Abschnitt etwas allgemeiner auf die Viskoelastizität eingegangen. Danach werden Untersuchungsergebnisse zu dem verwendeten Übersetzungsmaterial vorgestellt.

Gummielastische Stoffe wie Silikon zeichnen sich durch lange Polymermoleküle aus, die untereinander vernetzt sind. Das Verhalten dieser Stoffe hängt sowohl von der Länge der Polymerketten als auch deren Vernetzungsgrad ab. Die vielen einzelnen Polymerketten bilden ein in sich verschlungenes Knäuel. An Berührungspunkten der Molekülketten kommt es zu Verbindungen, deren Stärke von der Art der wirksamen Kraft abhängt. Die dabei wirksam werdenden Kräfte sind sehr unterschiedlich: schwache Van-der-Waals-Bindungen, Dipol-Dipol-Wechselwirkungen, Wasserstoffbrücken, labile und stabile kovalente Bindungen. Die Vielzahl der möglichen Bindungsformen und deren unterschiedliche Stärke, aber auch die großen Unterschiede der Molekülkettenlänge bei verschiedenen Polymeren machen die quantitative Beschreibung von solchen Stoffen extrem schwierig. Geringe Änderungen der Zusammensetzung können das mechanische Verhalten stark beeinflussen, weshalb die Varianz der Materialeigenschaften auch für scheinbar ähnliche Stoffe sehr groß ist. Phänomenologisch ist bei solchen Stoffen ein Materialverhalten zu beobachten, das zum Teil als elastisches Verhalten, zum Teil aber auch als viskoses Ver-

halten beschrieben werden kann. Aus dem oben beschriebenen Bild des verklebten Polymerkettenknäuels ergibt sich das elastische Verhalten durch eine Deformation des Polymeranteils, bei dem es zu keiner Auflösung einer Verbindung unter den Ketten kommt. Das viskose Verhalten ergibt sich aus den intermolekularen Reibungskräften, die durch Aufbrechen und erneutes Vernetzen der Polymerkette entstehen [Turn57,S.408ff]. Da der Motor für eine interne Neuorientierung der Polymerketten die Braunsche Molekularbewegung ist [Berg98,S.946], ist das Verhalten des Materials zeit- und temperaturabhängig. Schnelle, nicht zu starke Dehnung des Materials bei niedrigen Temperaturen führen zunächst eher zu einer elastischen Deformation des Materials und zu der Überwindung schwacher Bindungen. Mit fortschreitender Zeit oder steigender Temperatur können dann zunehmend interne Verspannungen durch plastische Verformung mit viskosen Verhalten abgebaut werden. Ein theoretischer Ansatz zur Beschreibung viskoelastischer Stoffe ist als Maxwell-Voigt-Modell bekannt. Das Prinzip dieses Ansatzes beruht auf der Vorstellung, dass sich jedes viskoelastische Material als eine Kombination von Federn, für den elastischen Anteil, und Butterfässern (dashpot), für den viskosen Anteil, darstellen lässt, wobei die große i.d.R. große Varianz der Kettenlängen und Bindungsarten eine Vielzahl von Federn und Butterfässern mit unterschiedlichen Parametern erfordert. Der große Vorteil dieses Ansatzes liegt darin, dass durch Analogiebildung zu elektrischen Schaltelementen auf schon bestehende Lösungen der Elektrotechnik zurückgegriffen werden kann [Tsch89]. Aus dieser Analogie zur Wechselstromtechnik erklärt sich die üblicherweise verwendete, komplexe Schreibweise für die Materialparameter von viskoelastischen Stoffen.

Die Bestimmung der Materialparameter kann über ein Schwingungsrheometer vorgenommen werden. Dabei wird eine Materialprobe zwischen zwei mit einer Sinusschwingung rotierende Platten gebracht [Kuli86]. Durch Messung der Scherkraft bei dieser Schwingbewegung wird ein frequenzabhängiges komplexes Schubmodul  $G^* = G' + iG''$  bestimmt. Wobei sich der Realteil  $G'$ , auch Speichermodul, des Schubmoduls  $G^*$  aus der Scherkraft an den Umkehrpunkten ergibt, bei denen der Scherwinkel der Materialprobe maximal wird. Der Imaginärteil  $G''$ , auch Verlustmodul, ergibt sich aus der Scherkraft, während am Nullpunkt die Schergeschwindigkeit maximal wird. Solche Messungen ermöglichen zum einen die Bestimmung des frequenzabhängigen Schubmoduls  $|G^*(\omega)|$ , das bei der Deformation des Übersetzungsmedium wirksam wird und gibt Anhaltspunkte über die strukturelle Beschaffenheit des verwendeten Silikon-Gels.

#### kompl. Schermodul für versch. Gel-Mischungen

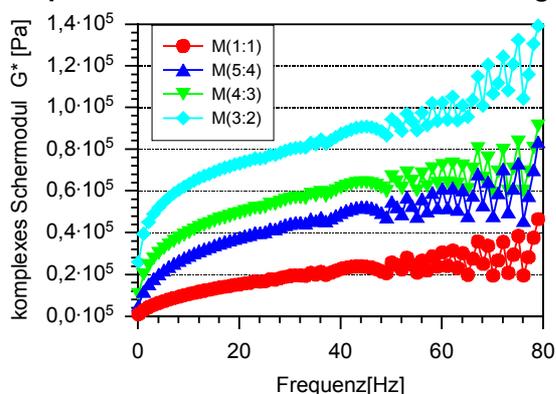


Abbildung 16: *Komplexes Schermodul*

Um eine gute Vergleichbarkeit zu gewährleisten ist, bei diesen Messungen die Scherkraft stets so eingestellt, dass für jede Geschwindigkeit und jedes Mischungsverhältnis die gleiche Maximaldehnung von 1% erreicht wird. Die auffällig hohe Streuung der Messwerte bei höheren Frequenzen resultiert wahrscheinlich aus dem „Rutschen“ der Messplatte über das Silikon im Bereich der maximalen Auslenkung.

Für das Zwei-Komponenten Silikon-Gel Sil-Gel 612 sind vom Hersteller unterschiedliche Mischungsverhältnisse zugelassen. Das Mischungsverhältnis A:B der beiden Komponenten kann von einem Verhältnis 1:1 bis zu einem Verhältnis 3:2 variiert werden. Bei den Messungen mit dem Schwingungsrheometer werden vier Mischungsverhältnisse (1:1, 5:4, 4:3, 2:1) untersucht. In Abbildung 16: *Komplexes Schermodul* ist der Betrag des komplexen Schubmoduls gegen die Frequenz abgebildet.

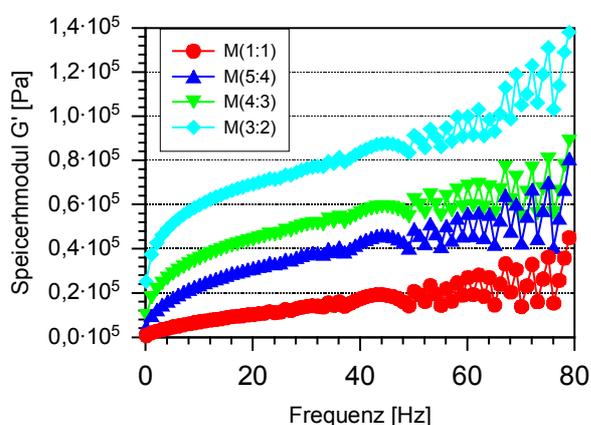
Die Abbildungen zeigen eine Zunahme des Schermoduls  $G^*$  für Mischungen mit Erhöhung des Anteil der A-Komponente. Der Schermodul zeigt doppeltlogarithmisch aufgetragen eine linearen Verlauf und kann mit einer Potenzfunktion des Typs  $|G^*(\omega)| = A \omega^B$  näherungsweise beschrieben werden. Die sich für den komplexen Schermodul ergebenden Parameter A und B sind in Tabelle 8: *Schermodul* dargestellt.

**Tabelle 8: Schermodul**

$G(\omega) = A \omega^B$	$ G^*(\omega) $ [0,1-80 Hz]		$G'(\omega)$ [0,1-80 Hz]		$G''(\omega)$ (niederfrequent) [0,1-3 Hz]	
	A [kPa]	B	A [kPa]	B	A [kPa]	B
Mischung (1:1)	3,1	0,53	1,8	0,59	2,1	0,56
Mischung (5:4)	12	0,38	9,5	0,40	6,4	0,40
Mischung (4:3)	20	0,30	17,7	0,31	8,7	0,31
Mischung (3:2)	37	0,24	34,5	0,25	12	0,23

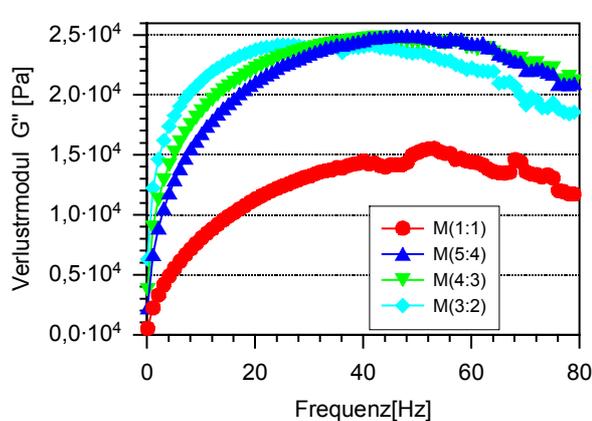
Dabei haben sowohl der Speichermodul (vgl. Abbildung 17: *Speichermodul*) als auch der Verlustmodul (vgl. Abbildung 18: *Verlustmodul*) bei niedrigen Frequenzen bis 3 Hz einen ähnlichen Potenzfaktor B. Bei höheren Frequenzen wird das Gesamtmodul von dem Speichermodul dominiert während der Verlustmodul einen Maximalwert erreicht. Der Potenzfaktor  $B = 0,5$  ergibt sich nach [Wint86,S.367] für teilvernetzte Stoffsysteme am Gel-Punkt. Der Gel-Punkt bezeichnet dabei den Punkt an dem die Viskosität eines Stoffsystems gerade unendlich groß ist, d.h. der Stoff nicht mehr fließen kann. Auch der Vernetzungsgrad eines gummiartigen Stoffes zeigt sich an der Größe des Potenzfaktors [Prak95]. Ein völlig durchvernetzter Stoff hat den Potenzfaktor  $B = 0$ . Somit lassen sich die Messungen derart interpretieren, dass das Silikon-Gel mit einer 1:1-Mischung einen höchst viskosen, theoretisch noch fließfähigen Stoff darstellt, während schon die 5:4 Mischung den Gelpunkt überschritten hat. Die für das viskose Verhalten verantwortlichen Bindungen sind damit abgesättigt und jede weitere Erhöhung des Anteils der A-Komponente führt nur zu einer zunehmenden Vernetzung des Silikons. Das dynamische Verhalten des Silikon-Gels bei höhere Frequenzen kann aus den bisherigen Untersuchungen nur schwer vorausgesagt werden. Alle Aussagen über das Verhalten bei höheren Frequenzen sind daher reine Mutmaßungen. Werden die Werte in Tabelle 8: *Schermodul* interpoliert, führt das Einsetzen der Parameter zu einem gemeinsamen Schnittpunkt der Geraden bei einem Schermodul von 250 kPa und einer Frequenz von 4000 Hz. Da noch höhere Frequenzen zu geringeren Schermodulen für die besser vernetzten Mischungen führt, sollte ab diesen Punkt mit einem konstanten Schermodul gerechnet werden.

**Speichermodul für versch. Gel-Mischungen**



**Abbildung 17: Speichermodul**

**Verlustmodul für versch. Gel-Michungen**



**Abbildung 18: Verlustmodul**

Weiterhin ist bei der Verwendung des Silikon-Gels als Übersetzungsmaterial wichtig, dass es inkompressibel ist. Die Kompressibilität wird vom Hersteller mit der von Hydraulikölen angegeben und kann für die kleinen Druckbereiche von weniger als 10 bar, mit denen das Piezoventil betrieben wird, vernachlässigt werden. Aus der Inkompressibilität und der geringen Härte des Silikon-Gels folgt zudem, dass der Poisson-Faktor  $\mu = 0,5$  genähert werden kann.

Der bei der Berechnung der Temperaturabhängigkeit relevante thermische Ausdehnungskoeffizient  $\alpha$  wird vom Hersteller mit  $\alpha_{\text{Silikon}} = 250$  ppm angegeben und ist damit selbst für Polymere ungewöhnlich groß. Die Ursache dafür ist in der Materialstruktur des Silikon-Gels zu suchen. Der geringe Vernetzungsgrad der Molekülketten ermöglicht auch bei geringen Temperaturen eine große Amplitude für thermische Schwingungen und somit auch ein hohen thermischen Ausdehnungskoeffizient. Damit sind ein hoher thermischer Ausdehnungskoeffizient und ein kleines Schermodul für stark viskoelastische Materialien miteinander verknüpft und lassen wenig Spielraum für eine thermische Optimierung durch die Wahl eines anderen Übersetzungsmediums.

## 2.4 Fluiddynamik

Die Fluiddynamik in mikrofluidischen Komponenten ist noch nicht sehr gut verstanden. Es gibt daher keinen Fundus von zuverlässigen Konstruktionsregeln für die Dimensionierung der fluidischen Elemente, wie dies in der Makrofluidik der Fall ist [Töpf88]. Allerdings lassen sich durch einfache Annahmen und den Vergleich bestehender Mikrokomponenten gewisse Regeln ableiten. In dem Übersichtartikel [Grav93] sind solche Beobachtungen gut zusammengefasst.

Im Unterschied zu der Makrofluidik kann bei der Mikrofluidik in der Regel nicht davon ausgegangen werden, dass sich die Strömung als entweder laminar oder turbulent beschreiben lässt. Die Ursache dafür ist die geringe Flusslänge der mikrofluidischen Elemente, wodurch sich eine ausgesprochen laminarer oder turbulenter Fluss gar nicht erst entwickeln kann und Ähnlichkeitrelationen wie die Reynoldszahl nicht ohne weiteres angewendet werden dürfen.

Konkret lassen sich für die Konstruktion eines Mikroventils nur zwei allgemeine Richtlinien aufstellen.

Zum einen sollte sich die Querschnittsfläche  $A_{\text{Fluß}}$  in Flussrichtung über den Ventilsitz nicht verringern. Daraus folgt für einen radialsymmetrischen Ventileinlass mit Radius  $r_{\text{Ein}}$  ein minimaler Ventilhub  $s_{V,\text{min}}$  von :

$$A_{\text{Fluß}} = \pi r_{\text{Ein}}^2 = 2 \pi r_{\text{Ein}} s_{V,\text{min}} \quad s_{V,\text{min}} = \frac{r_{\text{Ein}}}{2} \quad (2.58)$$

Zum anderen sollte der Ventilauslass einen größeren Durchmesser haben als der Ventileinlass, damit sich am Übergang von Ventilkammer zu Ventilauslass kein Staudruck bilden kann, der den Ventildurchfluss verringert.

Fehlen für die Konstruktion eines mikrofluidischen Ventils verlässliche Angaben, sollten für spätere Verbesserungen doch die grundlegende Zusammenhänge bekannt sein. Damit kann das Strömungsverhalten vorhandener Ventiltypen charakterisiert werden und es können auch Voraussagen für ähnliche Ventiltypen gemacht werden.

Das Fließverhalten einer idealen Flüssigkeit, und i.d.R. auch von Gasen, wird durch die Navier-Stokes-Gleichung beschrieben. Wird eine stationäre Strömung vorausgesetzt,

kann die Beziehung von Druck-, Reibungs- und Trägheitskraftdichte wie folgt dargestellt werden [Gert93]:

$$\frac{\rho v^2}{l_{\text{Trägheit}}} \approx \frac{\Delta p}{l_{\text{Druck}}} + \frac{\eta v}{l_{\text{Reibung}}^2} \quad (2.59)$$

Die Strecken  $l_{\text{Trägheit}}$ ,  $l_{\text{Druck}}$  und  $l_{\text{Reibung}}$  geben an über welche Länge die wesentliche Geschwindigkeitsänderung erfolgt. Dabei können sich diese Strecken abhängig von der Geometrie deutlich unterscheiden. Es können dabei zwei Extremfälle unterschieden werden [Gert93]:

### 1.Fall: Reibung vernachlässigbar

Erfolgt der wesentliche Druckabfall in dem Fluidelement durch die Geschwindigkeitsänderung des Fluides, kann die Reibung vernachlässigt werden. Der Druckabfall  $\Delta p$  entsteht durch die Erhöhung der kinetische Energie des Fluides. Diese Relation lässt sich über die Fluidichte  $\rho_{\text{Fluid}}$  und die Fluidgeschwindigkeit  $v_{\text{Fluid}}$  wie folgt ausdrücken:

$$\text{ohne Reibung:} \quad \Delta p \sim \rho_{\text{Fluid}} v_{\text{Fluid}}^2 \quad (2.60)$$

Treten weiterhin keine Wirbel auf, kann die Strömungsgeschwindigkeit für ideale Fluide nach der Bernoulli-Gleichung beschrieben werden:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho_{\text{Fluid}} v_{\text{Fluid}}^2 \quad (2.61)$$

In dem Fall, dass sich in der Strömung Wirbel ausbilden, muss ein zusätzlichen Wirbelfaktor  $c_{\text{Wirbel}}$  berücksichtigt werden, der analog zum Widerstandsbeiwert für die Geometrie des Fluidelementes definiert werden kann:

$$\Delta p = \frac{1}{2} c_{\text{Wirbel}} \rho_{\text{Fluid}} v_{\text{Fluid}}^2 \quad (2.62)$$

Weiterhin kann nach Gleichung (2.62) ein Wirbelfaktor  $c_{\text{Wirbel}}$  definiert werden:

$$c_{\text{Wirbel}} = \frac{2 \Delta p}{\rho_{\text{Fluid}} v_{\text{Fluid}}^2} \quad (2.63)$$

Der Faktor  $c_{\text{Wirbel}}$  ist dann ein Maß dafür wie stark der Einfluss von Wirbeln in der Strömung des Fluidelement ist. Für  $c_{\text{Wirbel}} = 1$  ist eine ideale Strömung vorhanden. Ist der Wert  $c_{\text{Wirbel}}$  größer als 1 deutet dies auf zunehmende Verwirbelungen der Strömung hin.

### 2.Fall: Reibung dominiert

Ist die kinetische Änderung des Fluides zu vernachlässigen, erfolgt der Druckabfall im wesentlichen durch Reibungskräfte innerhalb des Fluides. Die Abhängigkeit von Druckänderung und Fluidgeschwindigkeit lässt sich dann mit Gleichung (2.60) für eine lineare Strömung wie folgt beschreiben:

$$\Delta p = f_{\text{Reibung}} \frac{\eta_{\text{Fluid}} v_{\text{Fluid}}}{l_{\text{Reibung}}} \quad (2.64)$$

Strömungen, die von Reibungskräften dominiert werden, werden makroskopisch durch laminaren Fluß beschrieben. Dabei wird von einem Strömungsprofil ausgegangen, dessen Geschwindigkeit in der Mitte maximal ist und am Rand verschwindet. Diese Vorstellungen setzen nach Gravensen [Grav93] Fluidgeschwindigkeiten weit unter der Schallgeschwindigkeit voraus, was allerdings in der Mikrofluidik zumindest bei Gasfluss häufig

nicht gegeben ist [Jerm91]. Welche Größe der Faktor  $f_{\text{Reibung}}$  in einem konkreten Fluidelement annehmen wird, lässt sich daher vorab nicht feststellen.

Für eine spätere Interpretation der Strömung in einem Fluidelement lassen sich aus der Kenntnis des minimalen Strömungsquerschnittes  $A_{\text{Fluß}}$  und dem Durchfluß  $Q_{\text{Fluß}}$  zunächst die maximale Fluidgeschwindigkeit  $v_{\text{Fluid}}$  bestimmen:

$$v_{\text{Fluid}} = \frac{Q_{\text{Fluß}}}{A_{\text{Fluß}}} \quad (2.65)$$

Ist der Zusammenhang von Druckänderung  $\Delta p$  und Durchfluß  $Q_{\text{exp}}$  des Fluidelements experimentell bestimmt, kann aus der Proportionalität dieser beiden Größen auf das Strömungsverhalten geschlossen werden.

Reibung dominant,	wenn	$Q_{\text{exp}} \sim \Delta p$
Reibung vernachlässigbar,	wenn	$Q_{\text{exp}} \sim \sqrt{\Delta p}$

## 2.5 Modulares Systemkonzept

Bei dem Design jeder mikrofluidischen Komponente sollte die Kombinierbarkeit mit anderen Komponenten berücksichtigt werden. Es existiert nahezu keine Anwendung in der nur eine einzelne Komponente benötigt wird. Grundsätzlich können beim Aufbau eines fluidischen Systems zwei Prinzipien verfolgt werden:

- monolithische Systeme: Unter einem monolithisch aufgebauten Fluidsystem wird ein aus verschiedenen Komponenten bestehendes System verstanden, das in einem Herstellungsprozess gefertigt wird und dessen Komponenten nicht austauschbar sind. Der Vorteil dieses Prinzips besteht darin, dass das Gesamtsystem optimal auf eine Anwendung angepasst werden kann und sehr günstig als Massenware gefertigt werden kann. Der Nachteil besteht in der geringen Flexibilität, die für eine veränderte Anforderung ein vollständig neues Design erfordern kann. Zudem ist das Gesamtsystem unbrauchbar, sobald nur eine Komponente defekt ist. Dies erfordert für komplexere Systeme eine sehr hohe Fertigungsausbeute jeder Komponente.
- modulare Systeme: Ein modulares Systemkonzept versucht einzelne fluidische Komponenten anzubieten, deren fluidische und elektrische Anschlüsse und deren Baugröße einheitlich gestaltet sind, wodurch ein geeignetes Verbindungskonzept eine variable Kombination verschiedener Fluidkomponenten ermöglicht. Der Vorteil modularer Systeme liegt in der hohen Flexibilität. Dies ist besonders für Anwendungen, die keine Massenprodukte darstellen, notwendig. Auch kann das Gesamtsystem aus funktionsfähigen Einzelkomponenten zusammengesetzt werden und defekte Komponenten eventuell ausgetauscht werden. Der Preis für erhöhte Flexibilität besteht darin, daß die Gesamtsysteme nicht optimal auf die Anwendungen ausgerichtet werden können. So ist eine unerwünschte Konsequenz, dass sich durch die fluidischen Verbindungen der einzelnen Komponenten das Totvolumen des gesamten Systems und das Bauvolumen erhöhen.

Im heutigen Entwicklungsstadium der Mikrofluidik sind besonders vielfältig einsetzbare Fluidkomponenten interessant. Eine mikrofluidische Komponente für ein modulares System sollte folgenden Anforderungen genügen:

- Jede Komponente muss separat auf ihre Funktion getestet werden können. Dazu muss eine reversible Kontaktierung der Fluidkomponenten möglich sein.

- Der technische Aufwand für die Herstellung der Verbindungen sollte klein sein. Die Verbindungen sollten daher sehr universell einsetzbar sein. Die Montage des Gesamtsystems sollte einfach und zuverlässig sein.
- Die Kombinationsmöglichkeit der verschiedenen Komponenten miteinander sollte sehr groß sein.

**Trägerplattenansatz:** Als Analogon zu der Mikroelektronik werden einzelne Komponenten auf einer Trägerplatte vereinigt, die sowohl die elektrischen als auch die fluidischen Verbindungen beinhaltet. Die einzelnen Fluidkomponenten werden dann auf der Leiterplatte fixiert und über standardisierte Schnittstellen kontaktiert. Dazu muss ein sicheres Kontaktierungsverfahren existieren, das sowohl die elektrischen als auch die fluidischen Kontakte zuverlässig herstellen kann.

**LEGO-Baukasten-Ansatz:** In die Außenflächen der Fluidkomponenten werden geeignete Passformen strukturiert, durch die verschiedenen Komponenten direkt miteinander elektrisch und fluidisch verbunden werden [Scha98].

**Kopplungs-Ansatz:** Die einzelnen Fluidkomponenten besitzen Anschlussformate, die im wesentlichen auf die Funktionalität der Komponenten abgestimmt sind. Die Kombination solcher Einzelkomponenten erfolgt über auf die Komponenten abgestimmte Kopplungselemente.

In der Tabelle 9: *Modulare Systeme* sind die Vor- und Nachteile dieser Ansätze kurz zusammengefasst:

**Tabelle 9: Modulare Systeme**

	Trägerplatte	Lego-Baukasten	Kopplungen
Montage	Einfach	Einfach	Kompliziert
Mech. Belastbarkeit	Groß	Groß	Mittel
Herstellung der Verbindungskomponenten	Aufwendig	Keine, aufwendigere Modulherstellung	Mittel
Vielseitigkeit der Verbindungskomponenten	Gering	verschiedene Modultypen notwendig	Gering
Erstellung komplexer Systeme	Gut	Sehr eingeschränkt	Sehr gut
Geom. Freiheit	2-dimensional	2 oder 3 dimensional	3 dimensional
Einschränkungen bei der Modulentwicklung	Gering	Hoch	Gering

Allgemeinen Betrachtungen über verschiedene modulare Systemansätze können allerdings nur grobe Richtlinien sein. Entscheidend für die Anwendbarkeit einzelner Fluidkomponenten in Gesamtsystemen ist die Abstimmung mit anderen Herstellern solcher Komponenten. Da es allerdings auf dem Gebiet der Mikrofluidik bisher nur wenige breit einsetzbare Komponenten gibt, steckt der Anpassungsprozeß noch in den Kinderschuhen. Mit Ausnahmen [Scha98] wird ausgehend von dem großen Erfolg der Mikroelektronik, allgemein ein Trägerplattenkonzept favorisiert, dessen konkrete Ausarbeitung weitestgehend unklar bleibt. Trotzdem gibt es zu diesem Thema eine Vielzahl von Überlegungen zu Richtlinien, Konzeptideen und Verbindungsverfahren auf diesem Gebiet [Dros98, Leut98, Schu98].

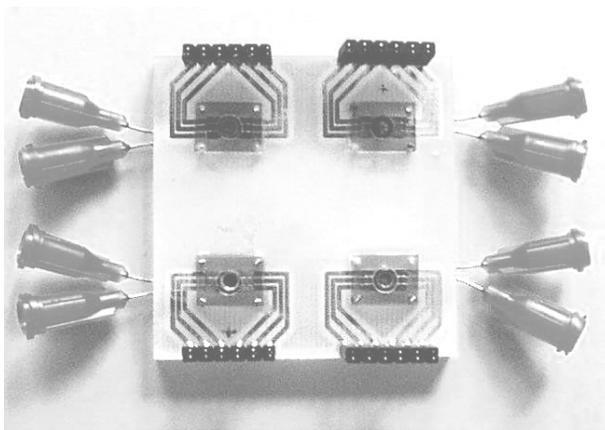
Welche Anschlussstandards sich durchsetzen werden, richtet sich wahrscheinlich nach dem Hersteller, der zuerst in der Lage ist ein breites Sortiment verschiedener, marktfähiger Fluidkomponenten für modulare Systeme anzubieten.

In diesem unbestimmten Umfeld sollten keine all zu großen Anstrengungen unternommen werden ein umfassendes Systemkonzept auszuarbeiten, allerdings kann davon aus-

gegangen werden, dass sich ein modulares System auf Trägerplattenbasis durchsetzen wird.

Für das Design des Piezoventils lassen sich aus den oben beschriebenen Überlegungen nur wenig Richtlinien ableiten:

- Die fluidische Kontaktierung sollte so gestaltet sein, dass mit dem Verbinden einer Fläche mit einer Trägerplatte die fluidischen Kontakte zu Stande kommen. Auch muss die Kontaktfläche der Fluidkomponente so gestaltet sein, dass sie gut mit der Trägerplatte verbunden werden kann. Zum Verbinden von Trägerplatte und Komponente kommen permanente Klebung durch Kammer- oder Kapillarkleben in Frage, oder reversible Verbindungen mit strukturierbarer Heißklebefolie oder durch Verpressen von Dichtungen um die Fluidanschlüsse in Frage.
- Für eine einfache Montage sollten Hilfsstrukturen zur Justierung der Komponenten auf der Trägerplatte berücksichtigt werden. Zudem sollten die fluidischen Kontaktstellen nicht nahe nebeneinander liegen.
- Die Trägerplatte sollte aus einem Material bestehen, das ähnliche thermische Ausdehnungskoeffizienten hat wie die Fluidkomponenten. Zudem sollten sich auf den Trägerplatten ebenfalls elektrische Leiterbahnen strukturieren lassen. Gut geeignet für diesen Zweck sind handelsübliche Leiterplatten (FR4). Auf solche Platten könnten zugleich elektronische Schaltungen und die Fluidkomponenten aufgebracht werden. Mit einem geeigneten elektrischen Verbindungsverfahren können so in einem Arbeitsschritt die elektrischen und fluidischen Verbindungen von der Fluidkomponente zu der Trägerplatte vorgenommen werden [Page00]. Ein Trägerplattenkonzept mit einer konkreten Ausarbeitung für das elektrische und fluidische Verbindungsverfahren wurde im Rahmen der hier vorgestellten Überlegungen entwickelt und erprobt. Umgesetzt wurde dieses Systemkonzeptes mit Formgedächtnis-Mikroventil im Rahmen einer Diplomarbeit [Hoff00].



**Abbildung 19: Trägerplattensystem**

In der Abbildung 19: *Trägerplattensystem* sind 4 Ventile auf einer Trägerplatten entsprechend des oben beschriebenen modularen Systemgedankens aufgebracht. Die Trägerplatte besteht aus handelsüblichen Leiterplatten mit Kupferlaminat und einer darunter liegenden Kunststoffplatte mit einstrukturierten Fluidkanälen. Auf die Trägerplatte sind die elektrischen Zuleitungen zu den Ventilen zu sehen. Am Rand der Trägerplatte befinden sich die elektrischen Anschlüsse (oben) und die fluidischen Anschlüsse (seitlich).

### 3 Herstellung

Für die serientaugliche Herstellung von mikrofluidischen Komponenten wurde im IMT das AMANDA-Verfahren entwickelt. Das Akronym AMANDA steht für **A**bformung, **O**berflächen**m**ikrome**ch**anik und **M**embran**ü**bertragung [Scho99, Scho00]. Dieses Verfahren wurde für die Herstellung von Mikropumpen entwickelt [Büst96] und für deren Kleinserienfertigung im IMT angewendet. Weiterhin basiert die Herstellung anderer mikrofluidischer Komponenten wie Drucksensoren, Flusssensoren [Mart98, Wull01, Dittm02] und Ventile [Goll97, Kais00] auf dem AMANDA-Verfahren.

Beim AMANDA-Verfahren wird eine Membran zwischen zwei aus Kunststoff abgeformten Gehäuseteilen positioniert und verklebt. Das Verfahren eignet sich besonders für mikrofluidische Bauelemente, da durch die dafür entwickelte Kammerklebtechnik auch sehr kleine Strukturen schnell und zuverlässig verklebt werden können und eine Vielzahl verschiedener Materialien verwendet werden können. Zudem erlaubt das Verfahren die Strukturierung der Membran und darauf aufgedampfter metallischer Schichten.

Das im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelte Piezoventil wird weitgehend mit dem AMANDA-Verfahren hergestellt. Ergänzt werden die bisher erprobten Verfahren durch einen zusätzlichen Fertigungsschritt, der sich aus dem neuartigen Ventilkonzept ergibt. Die Bestandteile des Piezoventils sind im wesentlichen (siehe Abbildung 20: *Piezoventil-Komponenten*):

- Zweiteiliges Gehäuse aus **P**oly**S**ulfon (PSU)
- Piezoaktor bestehend aus piezoelektrischen und nichtpiezoelektrischen Scheiben
- Membran aus **P**oly**I**mid (PI)
- additiv vernetztes Silikon-Gel

Vorder- und Rückseite von gefertigten Ventilen sind in Abbildung 21 zu sehen.

Die einzelnen Herstellungsschritte werden in den folgenden Abschnitten beschrieben.



Abbildung 20: *Piezoventil-Komponenten*

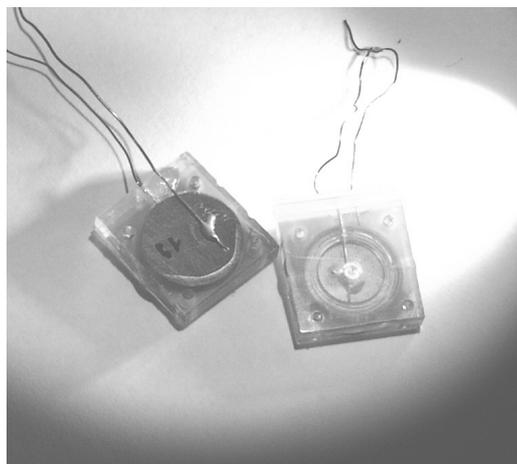
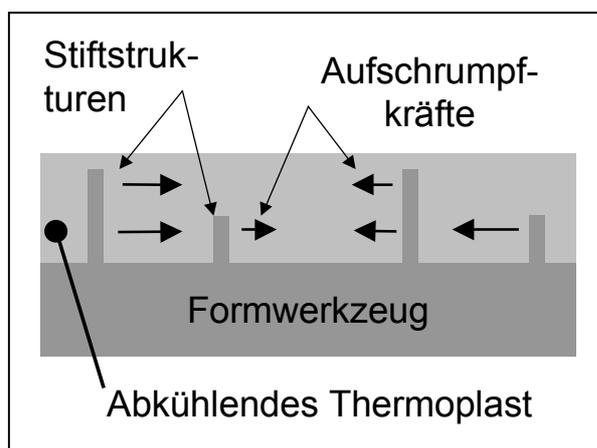


Abbildung 21: *Piezoventile*

## 3.1 Gehäusedesign

### 3.1.1 Fertigungsverfahren und Abformwerkzeuge

Die Herstellung der Gehäuse kann auf verschieden Weise erfolgen. Eine Tabelle ist in [Kais00] aufgestellt. Bevorzugt werden Spritzguss bzw. Heißprägeverfahren [Heck98], weil sie bereits nahe an einer kommerziellen Fertigung sind.



Beim Spritzgießen besteht die Gefahr, dass kleine hohe Strukturen im Abformwerkzeug verbogen werden. Da im Ventil dünne hohe Stifte für Ventilein- und -auslass notwendig sind, wird auf das Spritzgießen verzichtet. Es muss dabei dennoch berücksichtigt werden, dass der Kunststoff beim Abkühlen stärker schrumpft als das formgebende Werkzeug. Dadurch entstehen vor allem in den Randbereichen Aufschrumpfkraft, die dünne hohe Strukturen beschädigen können (Abbildung 22).

Abbildung 22: Aufschrumpfen

Das Heißprägen wurde bisher mit Formeinsätzen durchgeführt, die in entsprechende Halteplatten eingesetzt wurden. Der Grund liegt in der Flexibilität. Der Formeinsatz kann sowohl in der Spritzguss- als auch in der Heißprägemaschine eingesetzt werden. Zwischen Formeinsatz und Halteplatte entsteht allerdings immer ein Spalt. Da sich der Kunststoff beim Prägen auch in diesen Spalt drückt, wird das Entformen der geprägten Teile erschwert.

Da auf Gehäuseherstellung im Spritzgussverfahren zunächst verzichtet wird, kann auf aufwendige und somit teure Formeinsatzrohlinge verzichtet werden. Für diese Arbeit werden erstmals Formwerkzeugrohlinge verwendet, die direkt in die Heißpräganlage der Firma JENOPTIK eingesetzt werden können. Diese Formplattenrohlinge haben einen Durchmesser von 116 mm und können ohne großen Aufwand hinreichend präzise und kostengünstig gefertigt werden.

### 3.1.2 Formplattendesign

Für die Gehäuse des Piezoventils werden drei Formplatten benötigt. Je eine für die:

- Ventilkammern
- Übersetzungskammern
- Aktorfassungen

Das Design ergibt sich aus den funktionalen Anforderungen (vgl. Kapitel 2) und oben angeführten herstellungsbedingten Einschränkungen.

Die Größe der Gehäuseteile richtet sich nach der klassischen LIGA-Fenstergröße von 26 mm x 66 mm. Zwar ist es bei Verwendung von Formplatten möglich, deutlich größere Gehäuseteile herzustellen, jedoch sind zur Zeit noch viele Fertigungsgeräte auf diese Baugröße abgestimmt. Da die Piezokeramikscheiben nur bis zu einem unteren Durchmes-

ser von 10 mm frei erhältlich sind, können auf einer Fläche 26 mm x 66 mm nur 8 Ventile mit einer quadratischen Grundfläche von 13 mm x 13 mm hergestellt werden.

Die Dicke der Gehäuseteile wird so groß als möglich gewählt, damit das Ventilgehäuse durch Bewegungen des Aktors wenig deformiert wird. Für die Gehäuseseiten mit Klebstoffkammern wird eine Strukturhöhe von 650  $\mu\text{m}$ , da sich diese Höhe bei anderen Komponenten bewährt hat. Für die andere Gehäusenhälfte, in die die Piezoscheiben eingelegt werden, wird eine Strukturhöhe von 1150  $\mu\text{m}$  gewählt, die noch abgeformt werden kann.

Die Breite der Kammerklebestege beträgt 300  $\mu\text{m}$ , die Höhe der Klebstoffkammern 150  $\mu\text{m}$ . Diese Maße beruhen auf bewährten Erfahrungswerten. Das Einspritzen des Klebstoffs in die Klebstoffkammern geschieht immer in deren Mitte. Damit sich der Klebstoff zu beiden Seiten gleichmäßig ausbreitet, müssen die Kammern symmetrisch zum Einspritzloch gestaltet werden (siehe dazu auch Abschnitt 3.3.2: Verfeinertes Erklärungsmodell des Kammerklebeprozesses).

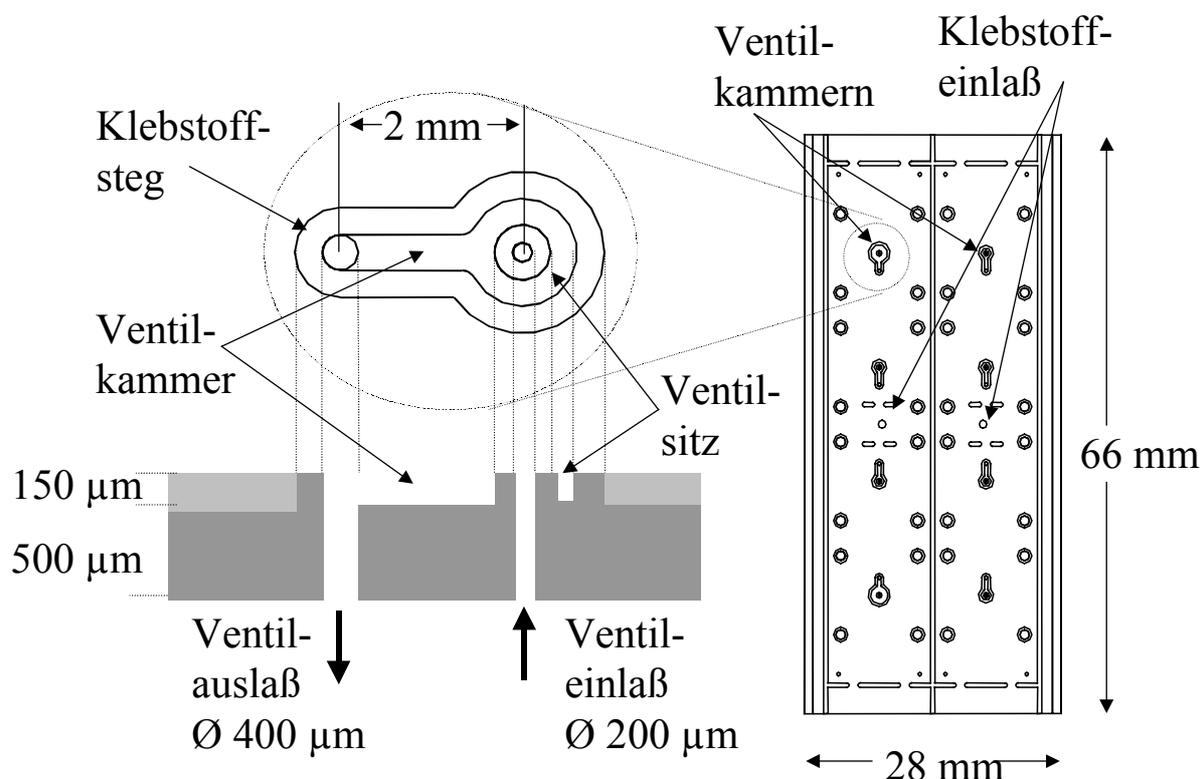


Abbildung 23: Ventilkammergehäuse

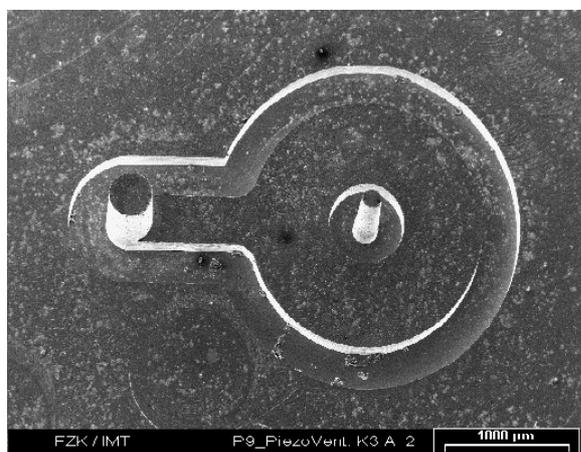


Abbildung 24: REM-Bild: Ventilkammer in Formeinsatz

Im Hinblick auf eine einfache Handhabung bei und nach dem Herstellungsprozess, enthält jede Formplatte für jedes der 8 Ventile 4 Stifte mit 1 mm Durchmesser. Diese Stifte bilden bei den abgeformten Gehäuseteilen Durchlöcher, die das Justieren und Fixieren der Ventile erleichtern.

#### Ventilkammergehäuse

Das Ventilkammergehäuse wurde so konstruiert, dass ein Gehäuseteil 8 Ventilkammern enthält, von denen jeweils 4 Ventilkammern durch eine Klebstoffkammer mit der Membran verklebt werden können.

Die Einspritzlöcher für den Klebstoff befinden sich auf der Mittelachse der längeren Gehäuseseite (Abbildung 23: *Ventilkammergehäus*). Der Stift, der den Ventileinlass in der Formplatte bildet, hat einen Durchmesser von 220  $\mu\text{m}$  und eine Höhe von 650  $\mu\text{m}$  (Aspektverhältnis 3), der Ventilauslassstift hat die gleiche Höhe aber einen Durchmesser von 400  $\mu\text{m}$  (vgl. Abbildung 24: *REM-Bild: Ventilkammer*). Dadurch wird ein Druckstau am Ventilauslass vermieden. Die Ventilkammerhöhe ist mit 150  $\mu\text{m}$  genauso hoch gewählt wie die Klebstoffkammerhöhe, um den Fertigungsaufwand gering zu halten. Die Pfannenform der Ventilkammern ist ein Kompromiss zwischen einer radialsymmetrischen Ventilkammer, die eine radialsymmetrische Bewegung der Membran über der Ventilkammer unterstützt und der Forderung, dass Ventileinlass und Ventilauslass 2 mm auseinander liegen, um eine einfache fluidische Kontaktierung zu ermöglichen. Das Design enthält zwei unterschiedliche Durchmesser der Ventilkammer, damit die Funktionsweise des Ventils besser untersucht werden kann.

Die Ventilkammerform enthält acht Ventilkammern, die von je vier Durchlöchern umgeben sind. Sie ist unterteilt in zwei Klebstoffkammern, in deren Mitte sich Einspritzöffnungen für den Klebstoff befinden. Um die Einspritzlöcher herum sind kleine Stegstrukturen, die den Klebstofffluss lenken. An den Enden der Klebstoffkammern sind Öffnungen vorgesehen, aus denen die eingeschlossene Luft entweichen kann.

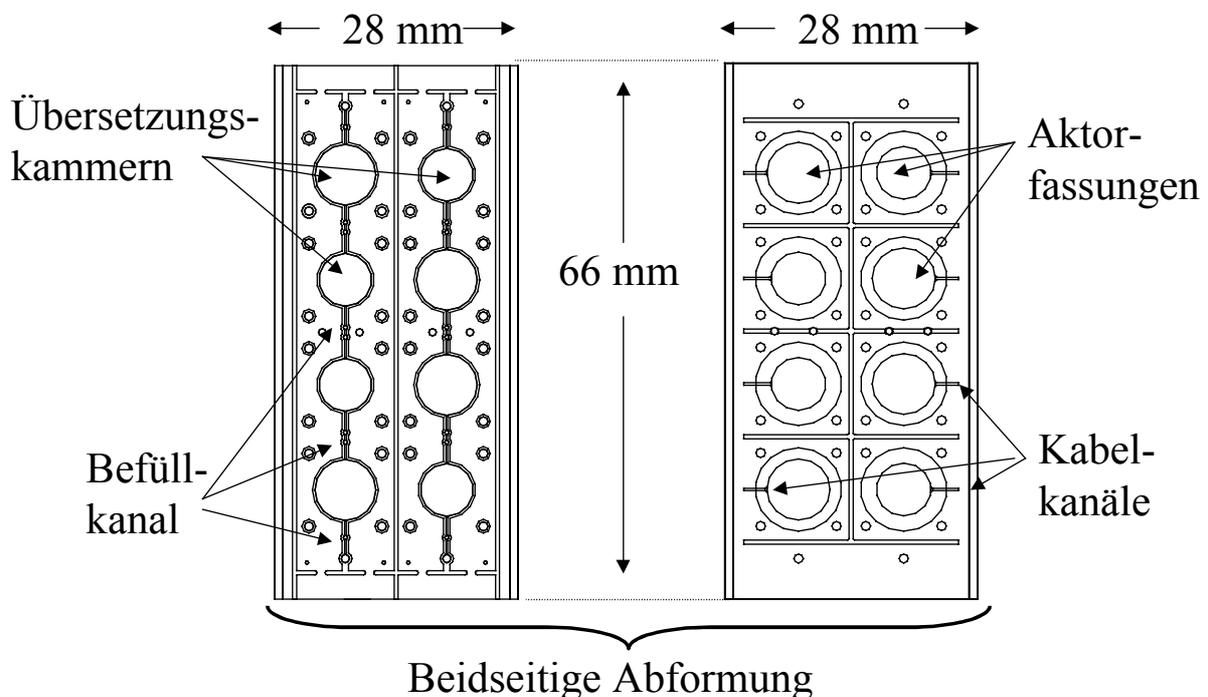


Abbildung 25: *Aktorgehäuse*

### Übersetzungskammern

Die Formplatte für die Übersetzungskammer enthält 8 Kammern mit einem Durchmesser von 8 mm. Diese Kammern werden bei der Ventilherstellung mit dem Übersetzungsmaterial ausgefüllt. Der Nachweis der parallelen Fertigbarkeit des Ventilkonzeptes erfordert, dass mehrere Übersetzungskammern innerhalb eines Arbeitsganges befüllt werden können. Daher werden jeweils 4 Übersetzungskammern mit einem schmalen Kanal verbunden. Der Kanalquerschnitt ist mit 150  $\mu\text{m}$  x 150  $\mu\text{m}$  so klein wie möglich gewählt. Dies vergrößert zwar die Befüllzeit der Übersetzungskammern, vermindert jedoch das Risiko, dass Silikon beim Vereinzeln der Ventile aus der Übersetzungskammer austritt.

### **Aktorfassung**

Die Formplatte für die Aktorfassung ist notwendig um den elektrischen Anschluss des Piezoaktors aus der Übersetzungskammer nach außen zu führen. Zugleich vereinfacht eine ringförmige Vertiefung mit einem Außendurchmesser von 10,2 mm und einem Innendurchmesser in 2 Varianten von 7,5 mm bzw. 6,5 mm die Montage der Piezoaktoren auf dem Ventilgehäuse. Diese Formplatte enthält keine Klebstoffkammern, da sie auf der Strukturseite nicht verklebt wird, ist für eine beidseitige Abformung zusammen mit der Formplatte für die Übersetzungskammer konzipiert. Das Aktorgehäuse wird dann mit beiden Formwerkzeugen abgeformt (Abbildung 25: *Aktorgehäuse*).

## **3.2 Komponentenherstellung**

Die Piezoventile werden im wesentlichen aus fünf Komponenten hergestellt. Zwei Kunststoffgehäusehälften, die mit den im letzten Abschnitt beschriebenen Formwerkzeugen geprägt werden. Weiterhin werden die Piezoaktoren, die aus PZT-Keramikscheiben und Metallscheiben bestehen gefertigt werden. Außerdem müssen noch Membranen vorbereitet werden, die später zwischen den Gehäusehälften verklebt werden.

### **3.2.1 Gehäuseherstellung**

Die Ventilgehäuse werden mit den in Abschnitt 3.1 beschriebenen Formplatten hergestellt. Als Halbzeug wird PSU verwendet. Dieser Kunststoff zeichnet sich neben seiner hohen Hitzebeständigkeit durch seine chemische Inertheit und seiner guten Verträglichkeit mit dem Kammerklebverfahren aus.

Das beidseitige Abformen ist eine Technik, die hier zum ersten Mal an komplexeren Strukturen angewendet wird. Als wenig problematisch zeigt sich die Positionierung der Formplatten zueinander. Diese Positionierung kann bis auf wenige  $\mu\text{m}$  genau vorgenommen werden [Dittr02]. Auch lassen sich die abgeformten Aktorgehäuse nach dem zweiten Abkühlschritt aus der über 1 mm tiefen Formplatte entfernen, ohne die Strukturen dort zu beschädigen. Problematisch sind allerdings die Spannungsverzüge des abgeformten Aktorgehäuses, die nach wenigen Wochen zu einem Verwölben der Gehäuseteile führt. Durch ein zweitägiges Tempern bei 180°C in einer Spannvorrichtung lassen sich Spannungsverzüge beseitigen, wenn eine sofortige Verarbeitung nicht möglich ist.

### **3.2.2 Piezoaktorherstellung**

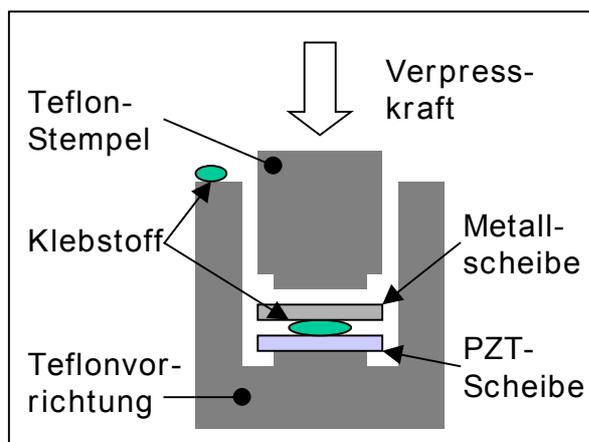
Die Funktionsweise des piezoelektrischen Biegeaktors ist in Kapitel 2 beschrieben, in diesem Abschnitt wird auf dessen Herstellung eingegangen.

Hergestellt wird der Piezoaktor aus einer piezoelektrischen PZT-Keramikscheibe der Firma PI-Ceramic Typ PIC 151 mit einem Durchmesser von 10 mm und einer Scheibe gleichen Durchmessers aus einem nicht-piezoelektrischem Material wie Stahl. Die PZT-Keramikscheiben sind beidseitig mit einer dünnen Metallschicht aus NiCu oder Ag überzogen, wodurch eine spätere, elektrische Kontaktierung erleichtert wird. Für die optimale Ausnutzung des piezoelektrischen Effektes müssen beide Scheiben starr mit einer dün-

nen Klebstoffschicht verbunden werden. Dazu wird der Epoxidharz-Klebstoff Epo-Tek 353 ND der Firma Polytec verwendet.

Das Verkleben der beiden Scheiben geschieht mit einer Klebevorrichtung aus PTFE (Teflon), in der sich ein 1 cm tiefes Sackloch mit einem Durchmesser von 10,1 mm befindet. Am Boden des Loches befindet sich eine scheibenförmige Erhebung mit einer Höhe von 1 mm und einem Durchmesser von 8 mm. Weiterhin gehört zu der Klebeeinrichtung ein 1,5 cm hoher Teflonstempel der an einer Seite ebenfalls in einer 1mm hohen Scheibe mit 8 mm Durchmesser endet.

Die Klebevorrichtung wird im Ofen auf eine Temperatur von 80°C aufgeheizt. Durch die thermische Ausdehnung des Teflons vergrößert sich der Durchmesser des Sackloches so, dass die PZT-Keramikscheibe ohne Druck in das Sackloch gelegt werden kann. Dabei ist darauf zu achten, dass die positiv polarisierte Seite der PZT-Keramik nach unten weist und die PZT-Scheibe plan auf dem unteren Absatz aufliegt. Daraufhin wird mit einem Dispenser etwa 1,8 mg Klebstoff in die Mitte der Keramikscheibe aufgetragen.



**Abbildung 26: Aktorherstellung**

Der Klebstoff sollte innerhalb eines Zeitraums von 20 min - 30 min nach dem Vermischen der beiden Komponenten verarbeitet werden. Nun wird die vorher gründlich gereinigte Metallplatte auf die Keramikscheibe gelegt und sanft mit dem Stempel angeedrückt. Die gesamte Klebevorrichtung wird dann wieder in den 80°C warmen Ofen gestellt und mit einem 50 g Gewicht, das auf dem Stempel aufliegt, beschwert. Eine Klebstoffprobe auf der Außenseite der Teflonvorrichtung dient als Indikator dafür, nach welcher Zeit der Klebstoff vollständig ausgehärtet ist (Abbildung 26).

Bei Überdosierung des Klebstoffes bildet sich ein Klebstoffrand zwischen Klebevorrichtung und Piezoaktor. Radial Nuten in der Klebevorrichtung und die schlechte Haftung des Klebstoffes auf Teflon ermöglichen auch in diesem Fall durch ein Auseinanderbiegen der Seitenwände eine einfache Entformung.

Starke Überdosierung kann zu Tropfenbildung auf der freien PZT-Keramikfläche führen, Unterdosierung zu einer unvollständigen, unregelmäßigen Verklebung der PZT-Keramik mit der Metallscheibe. In beiden Fällen entstehen damit starke mechanische Spannungen der Keramikscheibe, die im späteren Betrieb zum Brechen des Aktors führen können.

### 3.2.3 Membranherstellung

Ventilmembran, die zwischen den Gehäusehälften verklebt wird, besteht aus Polyimid (Kapton). Da sich solche Membranen der Bewegung des Übersetzungsmediums sehr flexibel anpassen müssen, werden sie in einer Dicke von 1-2 µm durch spin-coating hergestellt. Dazu wird auf einen mit Gold bedampften 4“-Siliziumoxid-Wafer Polyimid der 75xx-Serie der Firma Arch aufgeschleudert. Danach wird die Lackschicht belichtet und bei 400 °C ausgebacken. Bedingt durch den bei 400 °C vollzogenen Vernetzungsprozess und die unterschiedlichen thermischen Ausdehnungskoeffizienten von Polyimid und Silizium, steht die Membran unter Vorspannung und wird . Diese Membranen werden bei der Ventilherstellung mit den Gehäuseteilen verklebt. Die Vorspannung unterstützt, dass

sich die Membran nach dem Kammerkleben nicht auf Grund unterschiedlicher thermischer Ausdehnungskoeffizienten von Gehäuse- und Membranmaterial wellt.

### **3.2.4 Komponentenvarianten**

Das Piezoventil besteht aus 5 Hauptkomponenten: den zwei Gehäuseteilen, dem Aktor, dem Übersetzungsmedium und der Membran. In diesem Abschnitt werden mögliche Variationen der einzelnen Komponenten vorgestellt.

#### **Gehäuse**

Je 8 Ventile lassen sich aus einem Ventilgehäusenutzenpaar, dem Ventilkammergehäuse und dem Aktorgehäuse, fertigen.

Das Ventilkammergehäuse beinhaltet dabei zwei unterschiedliche Ventilkammertypen. Diese Ventilkammern unterscheiden sich nur im Durchmesser der Ventilkammer, während alle anderen Maße wie Ventilsitzbreite etc. gleich sind. Das Design ist dabei so gestaltet, dass 6 Ventilkammern einen Durchmesser von 1,2 mm (Typ A) und 2 Ventilkammern einen Durchmesser von 2mm (Typ B) besitzen. Die Fläche der größeren Ventilkammer ist damit etwa dreimal so groß wie die der kleineren.

Das Aktorgehäuse enthält zwei unterschiedliche Typen für die Aktorfassungen. Vier Aktorfassungen haben einen Innendurchmesser von 6,5 mm (Typ a), vier einen Innendurchmesser von 7,5 mm (Typ b) bei gleichem Außendurchmesser. Dadurch verringert sich die Auflagefläche für die Piezoaktoren für den zweiten Fassungsstyp um etwa 25%.

Die Anordnung der verschiedenen Ventilkammern und Aktorfassungen ist so gestaltet, dass jede Kombination möglich ist und immer zwei Kombinationen in einer Ventilreihe paarweise auftritt. Die insgesamt acht möglichen Varianten werden anhand zweier Buchstaben typisiert (z.B. Ventilvariante:Aa).

#### **Biegeaktoren**

Wie in den Voruntersuchungen zum Verhalten der Piezoaktoren (vgl. Kapitel 2.2) beschrieben, kommen eine Reihe unterschiedlich dimensionierter Biegeaktoren für den Bau der Piezoventile in Frage. Allein im Kapitel 2.2.2 wurden etwa 20 verschiedene Bauvarianten untersucht. In den meisten Ventilen sind allerdings die dünnsten, von der Fa. PI Ceramic angebotenen PZT-Scheiben mit einer Dicke von 200µm verwendet worden. Als zweite nicht-piezoaktive Biegeaktorkomponente werden Stahlplatten mit einer Dicke von 100 µm eingesetzt. Weicht die Bauweise des Biegeaktors von dieser Kombination ab, bei Verwendung eines anderen nicht-piezoaktiven Materials oder bei Verwendung anderer Scheibendicken, wird dies im folgenden ausdrücklich vermerkt.

#### **Übersetzungsmedium**

Das als Übersetzungsmedium verwendete Silikon-Gel besteht aus zwei Komponenten, die laut Hersteller in Mischungsverhältnissen der A und B Komponente von 1:1 bis zu 3:2

verwendet werden können. Für die Ventilherstellung werden, die schon in Kapitel 2.3.3 vorgestellten harmonischen Mischungen 1:1, 5:4, 4:3 und 3:2 benutzt. In der Regel wird jedoch das Mischungsverhältnis 5:4 verwendet. Wird ein anderes Mischungsverhältnis genommen, wird auch dies gesondert vermerkt.

### **Membranen**

Die zwischen den Gehäuseteilen verklebten Polyimid-Membranen sind mit unterschiedlichen Herstellungsparametern und verschiedenen Polyimid-Lacken hergestellt worden. Änderungen dieser Parameter, die sich nicht in der Membrandicke ausgewirkt haben, konnten leider nicht zerstörungsfrei untersucht werden. Für die Herstellung sind zwei Membrandicken verwendet worden. Membranen mit einer Dicke von 2,5  $\mu\text{m}$  und dünnere Membranen mit einer Dicke von 1,5  $\mu\text{m}$ .

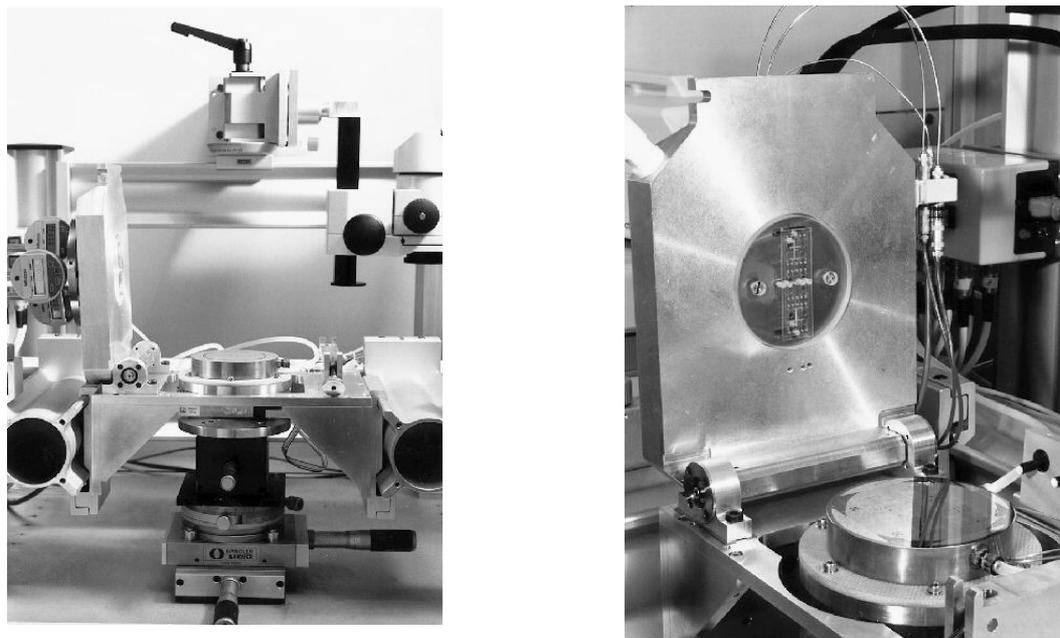
## **3.3 Ventilherstellung**

Im folgenden Abschnitt wird die Fertigung der Ventile aus den eben vorgestellten Komponenten beschrieben. Zuerst werden die Gehäusehälften in zwei Klebeschritten mit der Kammerklebetechnik zusammengefügt. Danach werden die Piezoaktoren in den Gehäusen fixiert und das Übersetzungsmedium in die Übersetzungskammern eingespritzt. Schließlich werden die Ventile vereinzelt und für Funktionstests reversibel mit Fluidanschlüssen kontaktiert.

### **3.3.1 Verkleben der Gehäuse**

In diesem Abschnitt wird der gesamte Herstellungsablauf des Verklebevorgangs dargestellt. Im nächsten Abschnitt werden Optimierungsstrategien und Designregeln des Kammerklebeprozesses beschrieben.

Am Ventilkammergehäuse befindet sich nach dem Heißprägen noch eine etwa 150  $\mu\text{m}$  dicke Restschicht, die alle Löcher überdeckt. Vor dem ersten Verklebeschritt müssen sowohl Ventilein- und auslass als auch die Klebstoffeinspritzöffnungen freigelegt werden. Die Restschicht kann entweder durch eine Ultrafräse abgetragen werden oder aber die Löcher werden mit der Hand freigebohrt. Nach dem Freilegen der Löcher wird die Strukturseite des Gehäuses mit einem Akrylglas-Poliersystem poliert, damit von der Oberfläche der Stegstrukturen aus der Formwerkzeugherstellung stammende Fräsriefen entfernt werden. Weiterhin wird die eventuell noch seitlich überstehende Restschicht mit der Schere entfernt, im Ultraschallbad mit Iso-Propanol und Wasser gereinigt, und bei 80°C im Ofen getrocknet. Durch die Klebstoffeinspritzlöcher werden etwa 5 cm lange Polyurethanschläuche so von der unstrukturierten Seite in das Gehäuse eingezogen, dass das vordere Schlauchende am Boden der Klebstoffkammer endet. Danach wird das Gehäuseteil in die vorgeheizte Verklebeapparatur eingelegt und mit dem Membranwafer verpresst (Abbildung 27: *Verklebeapparatur*).



**Abbildung 27: Verklebeapparatur. Links: Frontansicht. Rechts: geöffnete Verklebeapparatur mit aufgelegtem Membranwafer und am Deckel angesaugten Gehäuse.**

In die freien Schlauchenden wird über eine Kanüle unter Druck so lange Klebstoff eingespritzt, bis die Klebstoffkammern vollständig befüllt sind. Die Härtezeit des dazu verwendeten 2-Komponenten Epoxidharzklebstoff Epo-Tek 353 ND der Firma Polytec hängt von der Temperatur der Verklebeapparatur ab (siehe Abbildung 30: *Aushärtedauer*). Nach dem Verkleben wird die Verklebeapparatur geöffnet, die Membran am Gehäuserand mit einem Skalpell von dem Membranwafer freigeschnitten und das Gehäuse mit Membran abgehoben.

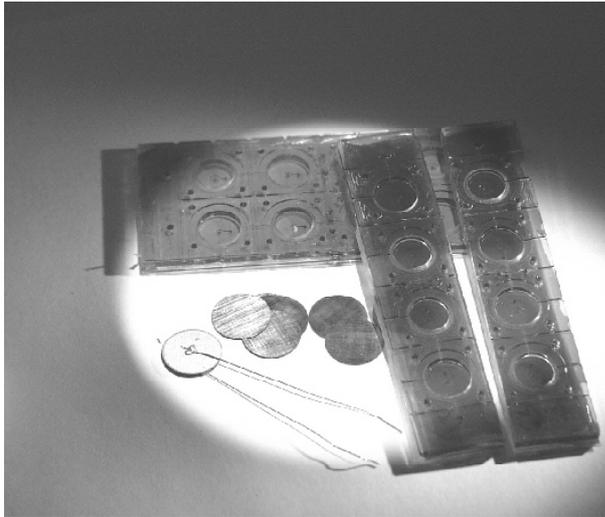
Die 60 nm dicke Goldabhebeschicht, die sich noch auf der Rückseite der Membran befindet, muss nasschemisch mit einer Iod/IKaliumiodid-Lösung weggeätzt werden. Dazu werden die Ventilöffnungen auf der Gehäuserückseite mit Klebeband verschlossen, um das Eindringen der Ätzlösung in die Ventilkammer zu verhindern. Nach wenigen Sekunden in der Ätzlösung ist das Gold entfernt und das Gehäuse wird mit Wasser gereinigt.

Zur Vorbereitung des zweiten Verklebeschrittes muss das Aktorgehäuse vorbereitet werden. Dazu wird die 200 –300  $\mu\text{m}$  dicke Restschicht, die sich etwa in der Mittelebene des Gehäuses im Bereich der Übersetzungskammern befindet und nach dem beidseitigen Abformen zurückbleibt, an den Enden der Befüllungskanäle und in den vier Durchlöchern in den Gehäuseecken entfernt. Dies geschieht im Bereich der Übersetzungskammern durch eine etwa 10 cm lange Metallstange mit einem Durchmesser von 6,5 mm. Das Gehäuseteil wird mit der Strukturseite, auf der sich die Klebstoffkammern befinden, auf eine harte Gummimatte gelegt. Dann wird die Metallstange senkrecht in die Übersetzungskammern angesetzt. Ein kurzer Schlag mit einem Kunststoffhammer genügt, um die Restschicht heraus zu brechen. Die anderen Löcher mit einem Durchmesser von 1mm werden mit einer Kanüle durchstoßen, die einen Durchmesser von 900  $\mu\text{m}$  besitzt. Danach werden die Klebestege des Gehäuses ebenfalls poliert, das Gehäuseteil gereinigt, getrocknet und mit Einspritzschläuchen für den Klebstoff versehen.

Die beiden Gehäusenhälften werden vor dem zweiten Verklebeschritt zueinander justiert und vorfixiert. Dazu wird das Ventilkammergehäuse auf eine ebene Metallplatte mit der Membranseite nach oben aufgelegt. Die Membran wird über den vier Durchlöchern in den Gehäuseecken mit passenden Kanülen durchstoßen. Danach wird das Aktorgehäuse mit der Seite der Klebstoffkammerstruktur auf die Membran gelegt und justiert. Die Justierung erfolgt über metallische Pass-Stifte mit einem Durchmesser von 900  $\mu\text{m}$ , die

durch die vier Ecklöcher im Aktorgehäuse und im Ventilgehäuse hindurch gesteckt werden. Sitten die Pass-Stifte, werden die beiden Gehäusehälften in der Höhe der Einspritzlöcher für den Klebstoff zusammengedrückt und in der Mitte der langen Seitenränder mit je einem Tropfen UV-Klebstoff (Dymax 191-M der Firma Polytec) fixiert. Dabei muss darauf geachtet werden, dass der UV-Klebstoff nicht in den Klebstoffkammerbereich eindringt.

Die so verbundenen Gehäusehälften werden dann in die vorgeheizte Klebeapparatur eingesetzt, dort verpresst und mit dem gleichen Klebstoff und der gleichen Verklebetemperatur wie beim ersten Klebeschritt verklebt.



**Abbildung 28: Geteilte Gehäuse und Biegeaktoren**

Danach wird der Ventilgehäusenutzen aus der Klebevorrichtung entnommen und, nach Verschließen aller Öffnungen durch Klebeband, entlang der Mittelachse parallel zu den beiden Befüllkanälen geteilt. Das Vereinzeln geschieht mit einer Kreissäge und einem 300µm dicken Sägeblatt. Somit stehen zwei Ventilgehäusereihen zur weiteren Verarbeitung zur Verfügung. In Abbildung 28: *Geteilte Gehäuse und Biegeaktoren* sind zwei Gehäusenutzen zu sehen. Einer dieser Gehäusenutzen ist in der Mitte durchtrennt. Zusätzlich sind auf dieser Abbildung noch einige Biegeaktoren abgebildet, die dann in die entsprechenden Gehäusefassungen eingelegt werden können.

### 3.3.2 Verfeinertes Erklärungsmodell des Kammerklebeprozesses

Maßgeblich für eine erfolgreiche Verklebung ist die vollständige Befüllung der Klebstoffkammern und die Klebstofffreiheit der funktionalen Bereiche.

Um die Verklebeparameter und auch das Gehäusedesign entsprechend zu optimieren, ist ein Verständnis der Grundlagen des dynamischen Klebeprozesses notwendig.

Der für die Kammerklebung verwendete Klebstoff ist in der Regel ein temperaturhärtender Zwei-Komponenten Epoxidharz-Klebstoff. Alternativ dazu sind auch schon erfolgreiche Verklebungen mit UV-härtenden Polyurethanklebstoffen [Wulf01] vorgenommen worden. Die Wahl des geeigneten Klebstoffes richtet sich nach den Haftungseigenschaften auf Gehäuse und Membran sowie nach deren thermischen Ausdehnungskoeffizienten und der gewünschten Klebstoffhärte. Im Rahmen dieser Arbeit ist ausschließlich der Epoxidharz-Klebstoff Epo-Tek 353 ND verwendet worden, dessen Haftung für die verwendeten Materialien sehr gut ist und dessen mechanische Eigenschaften gut mit denen des Kunststoffgehäuses übereinstimmen. Das Kammerkleben erfolgt durch Einspritzen von Klebstoff in ein Kammer-system, das von einer Membranoberfläche und einem strukturierten Gehäuse gebildet wird.

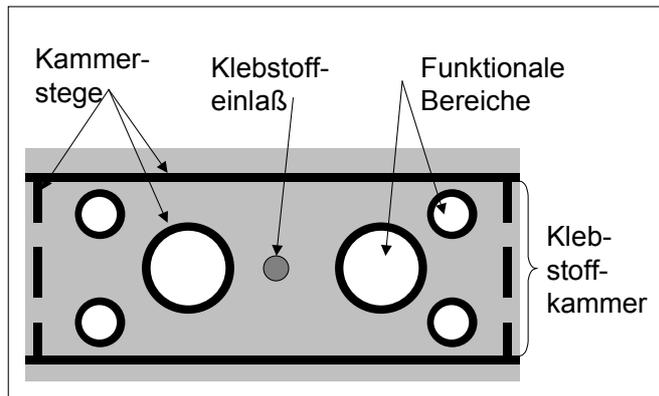


Abbildung 29: Prinzip Kammerkleben

Die Gehäusestruktur besteht aus Kammerstegen, die direkt auf der Membran aufliegen und die Klebstoffkammern von den funktionalen Bereichen trennt. Jede Klebstoffkammer hat genau eine Einspritzöffnung für den Klebstoff, die sich stets in der Mitte jeder Klebstoffkammer befindet und durch deren symmetrische Form ein gleichmäßiges Verteilen des Klebstoffs in die entgegengesetzten Richtungen ermöglicht (siehe Abbildung 29: Prinzip Kammerkleben).

Gehäuse und Membran werden zuerst auf die Verklebetemperatur aufgeheizt. Danach wird mit konstantem Einspritzdruck Klebstoff in die Klebstoffkammern eingespritzt. Der Klebstoff befindet sich vor dem Einspritzen auf Raumtemperatur und erwärmt sich unmittelbar bei Eintritt in die Klebstoffkammer. Tritt der Klebstoff in die Klebstoffkammern ein, führen die Kapillarkräfte dazu, dass er sich in dem schmalen Spalt, den die Klebstoffkammer bildet, verteilt. Bereiche, in denen der Spalt durch Stege begrenzt wird, vergrößern die benetzbare Oberfläche, wodurch die Kapillarkräfte noch zunehmen und der Klebstoff bevorzugt an diesen Stegen entlang läuft (siehe Abbildung 31: *Klebstoff-Front*). Das Voranschreiten der Klebstofffront wird zunächst durch die Klebstoffmenge beschränkt, die durch den Einspritzschlauch nachgeliefert wird. Die Kapillarkräfte sorgen für einen Saugdruck am Klebstoffeinlass. Je weiter die Klebstofffront fortschreitet, desto größer wird der Reibungswiderstand in der Klebstoffkammer und es bildet sich ein Druckprofil mit dem geringsten Druck an der Klebstofffront und dem größten Druck an dem Einspritzloch aus. Somit steigt der Kammerinnendruck in der Nähe des Einspritzloches an und der Klebstoffeintrag in die Klebstoffkammer sinkt.

Um den Verklebeprozess weiter zu untersuchen, muss das zeitliche Verhalten des Klebstoffes betrachtet werden. Die vereinfachende Annahme, dass der Klebstoff vom Einspritzzeitpunkt bis zum Aushärten konstante Eigenschaften besitzt [Büst96], ist für eine genauere Analyse des Prozesses unzureichend.

Sobald beide Komponenten eines Epoxyharz-Klebstoffes vermischt werden beginnt das Aushärten. Beim Härten von Epoxidharz-Klebstoffen verbinden sich die reaktiven Enden kurzer Molekülgruppen zu immer größeren Molekül-Komplexen (Vernetzung). Die zunehmende Molekülgröße des Klebstoffes bewirkt eine Erhöhung der Viskosität bis hin zum Aushärten des Klebstoffes. Zur Charakterisierung von Klebstoffen wird daher die Topfzeit angegeben, die angibt nach welcher Zeit sich die Viskosität verdoppelt hat. Die Absättigung der reaktiven Enden des Klebstoffes bewirkt zudem eine Verringerung des Benetzungswinkels mit der Oberfläche. Bei Raumtemperatur dauert dies laut Hersteller für den Klebstoff Epo-Tek 353 ND vier Stunden. Das Erwärmen des Klebstoffes bedeutet eine Beschleunigung aller Prozesse auf molekularer Ebene. Nach der Arrhenius-Gleichung lässt sich die Beschleunigung dieser Vorgänge durch Erwärmung grob abschätzen: eine Erwärmung um 10 Kelvin führt zu einer Verdopplung der Reaktionsgeschwindigkeit.

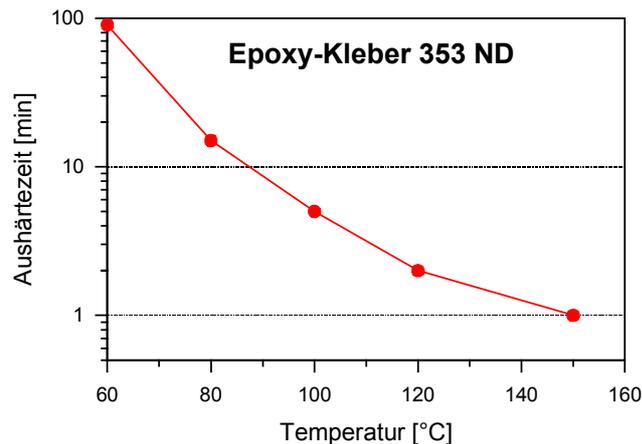


Abbildung 30: Aushärtezeit

Für die Klebstoffeigenschaften bedeutet dies, dass zunächst die Viskosität und der Benetzungswinkel des Klebstoffes gesenkt wird, zugleich aber der Vernetzungsprozess beschleunigt wird und in Folge dessen die Viskosität und der Benetzungswinkel schnell ansteigen. Natürlich reduziert sich bei erhöhter Temperatur auch die Aushärtezeit für diesen Klebstoff (siehe Abbildung 30: Aushärtezeit). Bei Eintritt in die Klebstoffkammer bildet der sehr niederviskose Klebstoff eine Klebstofffront entsprechend der auf ihn wirkenden Kapillarkräfte (Abbildung 31: Klebstoff-Front).

Mit der Verweildauer des Klebstoffes steigt die Viskosität beständig an. Klebstoff mit längerer Verweildauer wird von dem Klebstoff mit kürzerer Verweildauer zur Seite gedrückt. Im Laufe des Befüllvorganges bildet sich so ein Strömungskanal aus, der von der Einspritzöffnung zu der Klebstofffront führt und über den der frisch eingespritzte Klebstoff nach vorne transportiert wird, während sich an den Seiten der stärker polymerisierte Klebstoff absetzt (Abbildung 32: Klebstoffverweildauer).

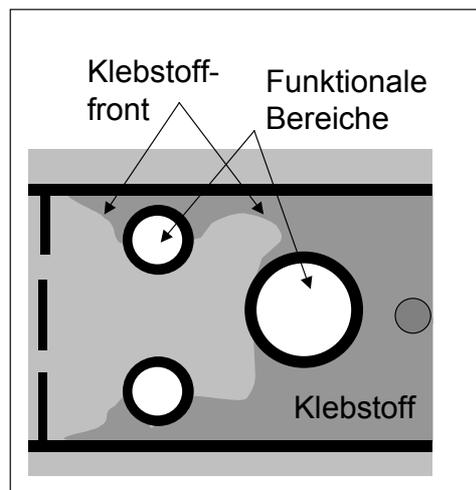


Abbildung 31: Klebstoff-Front

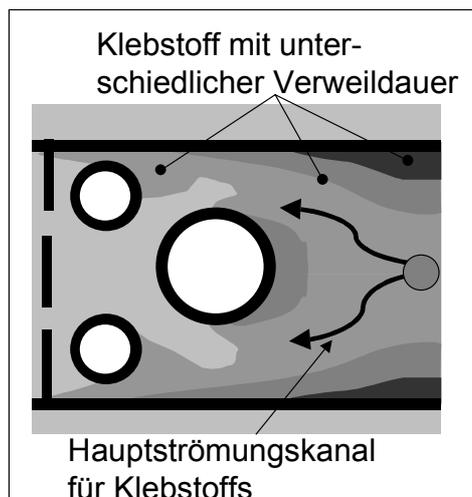


Abbildung 32: Klebstoffverweildauer

Durch die Kammerklebestege wird das Eindringen des Klebstoffes in funktionale Bereiche verhindert. Die Spalthöhe zwischen Stegoberfläche und Membran beträgt nur wenige  $\mu\text{m}$ . Die im Spalt auf den Klebstoff wirkenden Kapillarkräfte erhöhen sich indirekt proportional zu der Spalthöhe. Jedoch steigt der Strömungswiderstand in dem schmalen Spalt quadratisch mit abnehmender Höhe an. Dies führt zunächst zu einem schnellen Eindringen des Klebstoffes in den Randbereich des Steges, dann aber zu einer raschen Verlangsamung. Damit der Klebstoff in die funktionalen Bereiche vordringen kann, muss sich unterstützend ein Druckgefälle zwischen der Klebstoffkammer und dem funktionalen Bereich aufbauen. Dieses Druckgefälle kann sich erst aufbauen, wenn der Reibungswiderstand des Klebstoffes größer ist als die Kapillarkräfte. Dazu ist entweder ein sehr großer Einspritzdruck oder aber eine längere Fließstrecke für den Klebstoff notwendig. Der vorher beschriebene Hauptströmungskanal des Klebstoffes bildet eine solche Fließstrecke, die von dem wesentlich zähflüssigeren Klebstoff an den Seiten begrenzt wird und einen Druckaufbau an den dahinter liegenden Kammerstegen vermindert. Zudem hat der Klebstoff unter den Stegen die längste Verweildauer in diesem Kammerbereich und ist

damit relativ unmobil. Somit wird der Klebstoffeintrag in die funktionalen Bereiche verhindert.

Zu einen Klebstoffeintrag in die funktionalen Bereiche kommt es in drei Fällen:

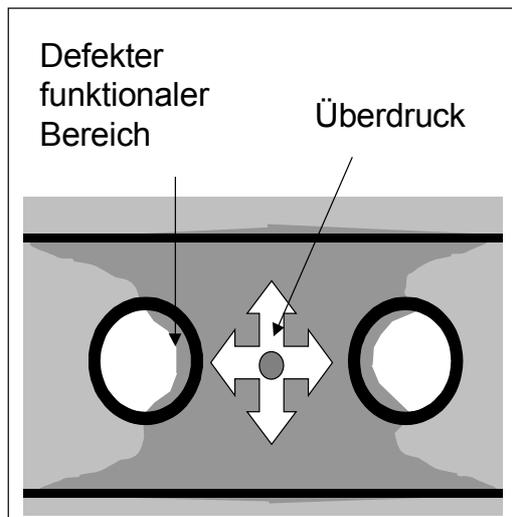


Abbildung 33: *Überhöhter Einspritzdruck*

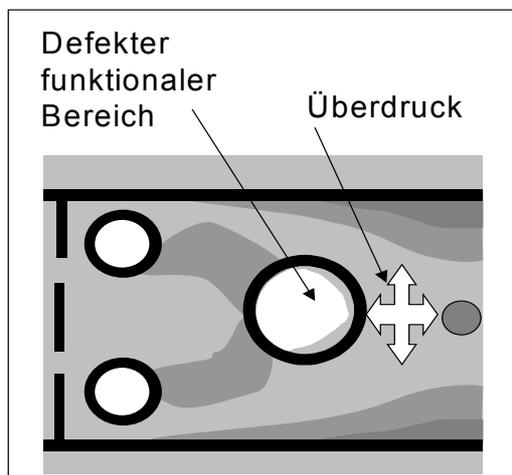


Abbildung 34: *Überlange Einspritzdauer*

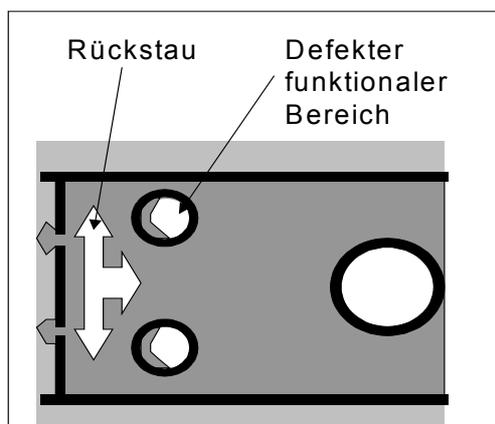


Abbildung 35: *Designfehler*

**Überhöhter Einspritzdruck:** Wird der Einspritzdruck so groß gewählt, dass eine größere Klebstoffmenge in die Klebstoffkammer eingefüllt wird, als die Kapillarkräfte verteilen können, baut sich in der Nähe des Einspritzloches ein Druck auf, bevor der Klebstoff dort eine größere Verweildauer hat. In diesem Fall ist ein Klebstoffeintrag in funktionale Gebiete in der Nähe des Einspritzloches zu beobachten. (siehe Abbildung 33)

**Überlange Einspritzdauer:** Wird der Einspritzdruck zu gering gewählt und damit weniger Klebstoff eingefüllt als durch die Kapillarkräfte verteilt werden kann, dauert der Transport von Klebstoff in die hinteren Bereiche des KammerSystems so lange, dass die Viskosität stark ansteigt und sich der Benetzungswinkel deutlich verringert. Die Klebstofffront ändert dann ihre Form dahingehend, dass sich der Klebstoff nur noch im Bereich des Hauptströmungskanaals ausbreitet und nicht mehr an den Kammerstegen vorausläuft. In diesem Fall wird der Klebstoff allein durch den Einspritzdruck weiter verteilt. Somit steigt der Kammerdruck auch in der Nähe der Klebstofffront an und drückt den schon höher-viskosen Klebstoff in die funktionalen Bereiche. (siehe Abbildung 34)

**Designfehler des KammerSystems:** Kommt es zu einer starken Verengung der Klebstoffkammer, vermindern sich die Kapillarkräfte auf die Klebstofffront und einem zusätzlichen Strömungswiderstand. Dies kann zu einem Druckaufbau in dem davor liegenden Bereich führen und damit zu einem Eindringen von Klebstoff in dazu seitliche funktionale Zonen. (siehe Abbildung 35)

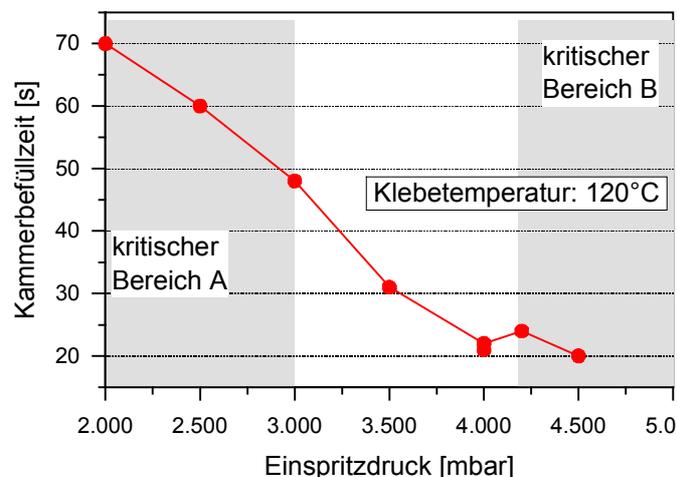
Eine erfolgreiche Kammerklebung erfordert für ein bestehendes Gehäuse die Abstimmung von zwei Fertigungsparametern, dem Klebstoff-Einspritzdruck und der Verklebetemperatur. Diese Parameter hängen stark voneinander ab. Wie oben beschrieben skaliert die Temperatur die Prozessdauer, während der Klebstoff-Einspritzdruck den Kleb-

stoffnachschiebung bestimmt. Für die Herstellung des Piezoventils werden in Ventilgehäuse und Aktorgehäuse zwei unterschiedlich gestaltete Klebstoffkammersysteme verwendet.

### Verkleben des Ventilkammergehäuse

Die Klebstoffkammern des Ventilkammergehäuse haben kaum funktionale Bereiche und somit ein Kammervolumen mit einem Querschnitt von 11 mm x 0,15 mm. Die Verklebung dieses Kammertyps ist unkritisch. Bei einer Verklebetemperatur von 100°C ist der Klebstoff-Einspritzdruck innerhalb eines Bereiches von 300 mbar bis zu 800 mbar variiert worden und führt zu nahezu identisch guten Ergebnissen.

Allerdings zeigt sich bei konstantem Einspritzdruck die Tendenz, dass über die Ventilkammerstege der äußeren Ventilkammern der Klebstoff weiter vordringt als bei den inneren Ventilkammern. Dadurch variiert der Radius der freien Membranfläche über der Ventilkammer um bis zu 600 µm innerhalb einer Ventilreihe. Hinzu kommt, dass die Form der Klebstofffront über den Klebstoffstegen nicht einheitlich ist und sich die Umrisse der freien Membranfläche unterscheiden. Ein systematischer Zusammenhang zwischen diesen herstellungsbedingten Variationen und der späteren Ventilfunktion konnte jedoch nicht festgestellt werden. Hier führt ein Drosseln des Einspritzdruck vor dem Erreichen des Kammerauslasses zu den besten Ergebnissen. Verklebungen bei einer Temperatur von 100°C benötigen eine Kammerbefüllzeit von 2 min bis 4 min und eine Aushärtezeit von mehr als 5 min (vgl. Abbildung 30: *Aushärtedauer*). Zur Beschleunigung des Herstellungsprozesses ist die Verklebetemperaturen auf 120°C erhöht worden, wodurch sich zum einen die Härtezeit auf 2 min verkürzt und zum anderen aber der Einspritzdruck deutlich erhöht werden muss.



In Abbildung 36: Kammerklebung Ventilgehäuse sind die Befüllzeiten gegen den angelegten Einspritzdruck aufgetragen. Mit dem kritischen Bereich A ist dabei der Druckbereich markiert, der in Bezug auf die Aushärtezeit von zwei Minuten eine lange Einspritzdauer von mehr als 50 Sekunden erfordert. Hier kann es auf Grund der zu langen Einspritzdauer zu Klebstoffeintrag in die funktionalen Bereiche kommen (siehe Abbildung 33: *Überhöhter Einspritzdruck*).

**Abbildung 36: Kammerklebung Ventilgehäuse**

Mit dem kritischen Bereich B ist der Druckbereich gekennzeichnet, in dem auch eine Erhöhung des Einspritzdruckes zu keiner weiteren Beschleunigung der Befüllzeit führt, da der im Übermaß eingefüllte Klebstoff durch die Kapillarkräfte nicht schnell genug verteilt werden kann. Auch in diesen Druckbereich kommt es zu Klebstoffeintrag in funktionale Bereiche (siehe Abbildung 34: ).

### Verkleben des Aktorgehäuses

Das Befüllen der Klebstoffkammer im Aktorgehäuse ist deutlich problematischer. Die Klebstoffkammern in diesem Gehäuse umschließen zwei Befüllkanäle für das Silikon. Da diese Kanäle über die gesamte Gehäuselänge eine funktionale Einheit bilden und mit einem Querschnitt von 150 µm x 150 µm bei Eindringen von Klebstoff unterstützt durch

Kapillarkräfte sehr leicht verschlossen sind, erfordert dieser Verklebeschritt eine große Sorgfalt.

Befriedigende Ergebnisse lassen sich nur mit kurzen Befüllzeiten und damit hohen Einspritzdrücken erreichen. Als optimal erweist sich bei einer Verklebetemperatur von 120°C ein Einspritzdruck von 1750 mbar. Der Druckbereich, bei dem hier befriedigende Ergebnisse erreicht werden liegt zwischen 1500 mbar und 2000 mbar. Wird dieser Bereich verlassen, treten die oben beschriebenen Probleme auf. Problematisch sind auch hier die Kammerbereiche am Ende der Klebstoffkammern.

Als Optimierungsstrategie für die Einstellung des Klebstoff-Einspritzdruckes bei gegebener Temperatur gilt es, für eine gegebene Kammergeometrie den Druck so hoch zu regeln, dass der Klebstoff gerade nicht mehr über die Kammerstege in der Nähe des Einspritzloches in die funktionalen Bereiche eindringt. So wird auch die Klebstoffkammer möglichst schnell befüllt. Kommt es in hinteren Teilen der Klebstoffkammer zu Eindringen des Klebstoffes in funktionale Bereiche, sollte der Druck während des Befüllvorgangs entsprechend der Klebstofffließstrecke gemindert werden, bis die Ergebnisse befriedigend sind.

Das Design von Klebstoffkammern sollte nach folgenden Gesichtspunkten erfolgen:

- Der Querschnitt einer Klebstoffkammer sollte über die Länge nicht stark variieren, damit sich vor Verengungen der Klebstoffkammer kein Druck aufbauen kann. Dies gilt besonders für den Auslass der Klebstoffkammer. Damit sich der Druck im Endbereich eher abbaut sollten sich dort die Kapillarkräfte verstärken. Die dazu notwendige Vergrößerung der Oberfläche lässt sich eventuell durch die Anordnung von runden oder rautenförmige Säulen mit geringer Querschnittsfläche (Säulenwald) am Kammerausgang erzielen.
- Das Design sollte die Ausbildung eines Hauptströmungskanal unterstützen, über den der Klebstoff ohne großen Strömungswiderstand bis zum Ende der Klebstoffkammer transportiert werden kann. Dabei sollte auch eine Stufung der Klebstoffkammern in Betracht gezogen werden. Die Klebstoffkammerhöhe in der Nähe der funktionalen Bereiche sollte geringer sein, als die in Nähe des Hauptströmungskanal. Auch lässt sich das Fließverhalten durch die oben beschriebenen Säulen in der Nähe der funktionalen Bereiche steuern.

### 3.3.3 Aktorfixierung

In die fertig verklebten Ventilgehäuse müssen die Piezoaktoren eingesetzt und fixiert werden.

Zuvor wird auf die metallisierte PZT-Keramikseite der Aktoren das Ende eines 200 µm dicken und 5 cm langen, geraden Kupferdrahtes mit dem Leitkleber Circuit Works – Conductive Epoxy CW 2400 der Firma Chemtronics in der Aktormitte flach aufgeklebt. Als Klebehilfe kann dazu eine unverklebte Aktorgehäusehälfte verwendet werden. Danach wird auf der anderen Aktorseite mit dem gleichen Leitklebstoff ein gleiches Kupferkabel aufgeklebt.

Nachdem die Aktoren elektrisch kontaktiert sind, werden sie in das Ventilgehäuse eingeklebt. Die Verklebung erfolgt in zwei Schritten. Zunächst wird das Silikon-Gel SilGel 612 der Firma Wacker in einem Mischungsverhältnis 5:4 der A- und B-Komponente eingesetzt und mit 0,5 % Katalysator OL der Firma Wacker vermischt. Das Gemisch wird kurz entgast und mit Hilfe eines Dispensers auf die Aktorfassungen dünn aufgetragen.

Danach werden die Piezoaktoren mit der PZT-Keramikseite nach unten so in die Aktorfassungen eingesetzt, dass das Kupferkabel in dem Kabelkanal (vgl. Abbildung 25) liegt. Ist das Silikon-Gel nach wenigen Minuten hinreichend auspolymerisiert, werden eventuell zurückbleibende Silikonreste auf der Aktoroberseite mit einem Wattestäbchen entfernt. Mit einem Dispenser wird nun der Klebstoff UHU plus endfest 300 der Firma Henkel am Rand des Aktors auf das Kunststoffgehäuse ringförmig aufgetragen und bei 60°C im Ofen 1h ausgehärtet. Das Silikon-Gel verhindert, dass der fixierende Klebstoff zwischen Aktor und Aktorauflagefläche fließt und damit die Bewegungsfreiheit des Aktors übermäßig reduziert.

**Tabelle 10: Aktorauslenkung nach Fixierung**

PZT-Dicke	Material und Dicke der Laminatscheibe	Auslenkung [ $\mu\text{m}$ ]	Standardabweichung [ $\mu\text{m}$ ]	getestete Anzahl	Prozent von theo. Maximum
200 $\mu\text{m}$	Stahl 100 $\mu\text{m}$ (alle (breite Fassung)	28,6	6,0	42	63 %
	(schmale Fassung)	26,6	6,3	21	58 %
		30,6	4,9	21	67 %
200 $\mu\text{m}$	Stahl 80 $\mu\text{m}$	22,7	2,3	3	49 %
	Stahl 150 $\mu\text{m}$	19,9	6,1	5	52 %
	Alu 200 $\mu\text{m}$	23,7	1,7	4	63 %
400 $\mu\text{m}$	Stahl 200 $\mu\text{m}$	17,7	1,1	3	78 %

In der Tabelle 10: *Aktorauslenkung nach Fixierung* werden die bei den Aktoren gemessenen Auslenkungen bei Maximal zulässiger Spannung nach der Aktorfixierung und vor dem Einspritzen des Silikon-Gels aufgeführt. Dabei werden die Ergebnisse der verschiedenen Aktorvarianten gemittelt und mit der Standardabweichung der Ergebnisse angegeben. Zum besseren Vergleich werden die experimentell ermittelten Werte mit den theoretischen Auslenkungswerten (vgl. Kapitel 2.2.1) verglichen und der daraus resultierende Unterschied in Prozent angegeben.

Bei dem am häufigsten verwendeten Aktortyp mit einer 100  $\mu\text{m}$  dicken Stahlscheibe und einer 200  $\mu\text{m}$  dicken PZT-Keramikscheibe liegt die tatsächliche Aktorauslenkung bei etwa 63 % der theoretisch berechneten Maximalauslenkung. Die Schwankungsbreite ist dabei sehr groß und variiert um 21 %. Die Ursache der verminderten Auslenkung liegt in der Fixierung des Aktors, die nicht der ideal freien Randlagerung entspricht, die aber den theoretischen Berechnungen zu Grunde liegt. Dies bewirkt auch die Unterschiede für die Auslenkungsunterschiede bei Ventilen mit unterschiedlich breiter Aktorfassung. Die breitere Aktorfassung, bei der der Aktor auf einem 1,75 mm breiten Ring aufliegt, vermindert die Auslenkung auf 58 % der Auslenkung bei freier Lagerung, während dieser Wert für die schmalere Aktorfassung von nur 1,25 mm Breite bei 67 % liegt. Ist das Verhältnis der Laminatdicken dieses Aktortypes nahe dem Optimum (siehe Kapitel 2.2.1.5), führt ein ungünstigeres Dickenverhältnis zu einer prozentual geringeren Auslenkung von nur etwa 50 %, während ein gut dimensionierter Biegeaktor mit einer 200  $\mu\text{m}$  dicken Aluminiumscheibe ebenfalls eine Auslenkung von 63 % zeigt. Kann der Biegeaktor größere Kräfte aufbringen, wie dies bei einem Biegeaktor mit einer 400  $\mu\text{m}$  dicken Piezokeramik der Fall ist, wird die Bewegung deutlich weniger beschränkt.

Welche Auswirkung die stärkere Randlagerung auf die Ventulfunktion hat, wird in Kapitel 5 näher untersucht.

### 3.3.4 Neuer Verfahrensschritt zum Befüllen der Übersetzungskammern

Der für die Funktion des Piezoventils entscheidende Arbeitsschritt ist das Einspritzen des Übersetzungsmaterials. In diesem Abschnitt wird nur auf die hier erstmals vorgenommene, technische Realisierung eingegangen. Eine detaillierte Diskussion der einzelnen Herstellungsparameter wird im nächsten Kapitel vorgenommen.

Die Piezoaktoren bilden zusammen mit dem Ventilgehäuse die Übersetzungskammer der Ventile. Diese Übersetzungskammern haben in der Gehäusesseite der Aktorfassung einen Durchmesser von 6,5 oder 7,5 mm und in der Gehäusesseite der Übersetzungskammer einen Durchmesser von 8 mm. Gemeinsam mit der Restschicht erreicht so die Übersetzungskammer eine totale Höhe von etwa 1,5 mm. Jeweils vier Übersetzungskammern sind durch einen schmalen Kanal verbunden und bilden eine Ventilreihe. Am Anfang und am Ende des Kanals befindet sich aus dem Gehäuse herausführende Befüll-Öffnungen. In diese Öffnungen werden Polyurethan-Schläuche mit einem Außendurchmesser von 900 µm eingeklebt. Diese Schläuche müssen leakfrei eingeklebt werden, ohne dass der Klebstoff den Befüll-Kanal verschließen kann. Dazu werden die Schlauchenden leicht angeschrägt, in die Befüll-Löcher eingesteckt und mit dem Klebstoff UHU-sofortfest verklebt. Bei der Verklebung ist darauf zu achten, dass der schnell anziehende Klebstoff erst nach Erreichen der Topfzeit, d.h. nach etwa 1-2 min verarbeitet wird. Die stark erhöhte Viskosität des Klebstoffs verhindert dann ein Vordringen des Klebstoffes in den Befüll-Kanal, ermöglicht aber eine luftdichte Verklebung des Schlauches.

Die mit je einem Schlauch als Ein- und Auslass versehene Ventilreihe wird in die Befüll-Anlage unter einem 45°-Winkel eingespannt, so dass die Gehäusesseite mit den Ventilkammern oben liegt und die Kanalöffnungen jeder einzelnen Übersetzungskammer den höchsten und tiefsten Punkt dieser Kammer darstellen. Der Schlauch an der unteren Kanalöffnung wird dann als Einlass-Schlauch der andere als Auslass-Schlauch bezeichnet.

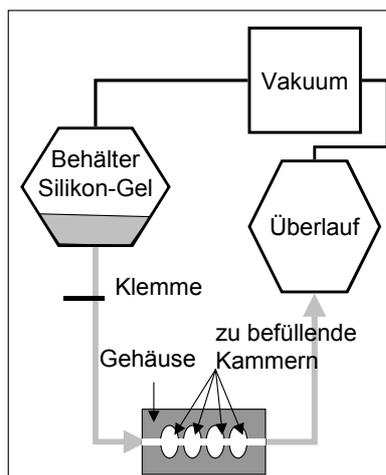


Abbildung 37: Evakuieren

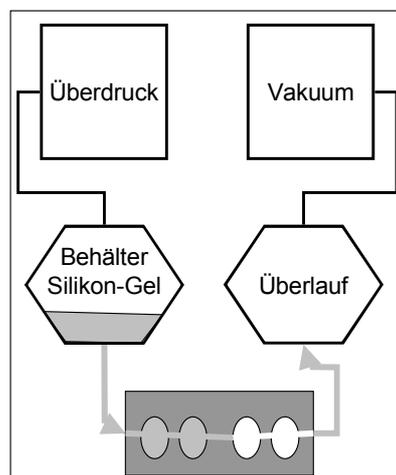


Abbildung 38: Befüllen

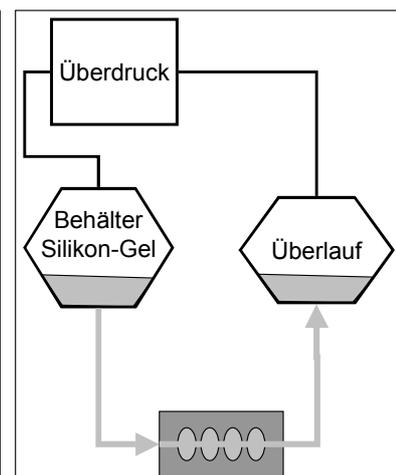


Abbildung 39: Aushärten

Die Fertigungsschritte beim Befüllvorgang im Einzelnen sind:

Evakuieren:

Der Einlass-Schlauch wird abgeklemmt und die Ventilkammerreihe wird über den Auslass-Schlauch mit einer Vakuumpumpe mindestens 3 min evakuiert. Das als Übersetzungsmaterial dienende Silikon-Gel SilGEL 612 der Firma Wacker wird dann in einem

Mischungsverhältnis der A/B Komponenten von 5:4 angerührt und mit 0,18 Gew.% Katalysator OL der Firma Wacker versetzt. Nach kurzem kräftigem Vermischen wird das Gel in eine Kartusche eingefüllt und ebenfalls in die Befüll-Anlage eingesetzt. Dazu wird an der Kartusche eine passende Kanüle befestigt und diese Kanüle in den Einlass-Schlauch hinein geschoben. Dann wird das Silikon-Gel durch Anlegen von Unterdruck entgast, bis keine Luftblasen mehr zu sehen sind. Nachdem der Katalysator mit dem Silikon-Gel vermischt ist, sollten alle Arbeitsschritte sehr rasch, d. h. innerhalb von 5 min, vonstatten gehen, damit der Polymerisationsprozess des Silikon-Gels bei dem Beginn des eigentlichen Befüllvorganges nicht zu weit fortgeschritten ist (siehe Abbildung 37: *Evakuieren*).

#### Befüllen:

Nach diesen vorbereitenden Schritten wird an die Kartusche der Befülldruck angelegt und die Schlauchklemme am Einfüllschlauch gelöst. Das Silikon-Gel wird nun einerseits durch den Befülldruck in die Übersetzungskammern hinein gedrückt und andererseits durch den weiterhin anliegenden Unterdruck hineingezogen (siehe Abbildung 38: *Befüllen*).

#### Aushärten:

Sind alle Übersetzungskammern befüllt und etwas Silikon-Gel in den Auslass-Schlauch ausgetreten, wird an Ein- und Auslass der gleiche Druck angelegt. Unter diesem Druck, der typischerweise unter 2 bar liegt, härtet das Silikon-Gel dann in den Ventilkammern aus und wird daher mit Härteindruck bezeichnet. Der Härteindruck bestimmt den Innendruck des Silikon-Gels in der Übersetzungskammer und legt damit den Arbeitsbereich des Ventils fest. Auf den Vernetzungsprozess des Silikons hat dieser Druck keinerlei Einfluss (siehe Abbildung 39: *Aushärten*).

Nach einer Zeit von 3 h bei Raumtemperatur ist das Silikon-Gel hinreichend ausgehärtet und die Ventilreihe kann aus der Befüllapparatur entnommen werden.

Die Befüllzeit ist abhängig vom Befülldruck und der beigefügten Katalysatormenge. Dabei ist zu beachten, dass die Befüllzeit der einzelnen Übersetzungskammern stark variiert. Wird die erste Übersetzungskammer innerhalb von weniger als zwei Minuten befüllt, dauert die Befüllung der vierten Kammer deutlich länger (siehe Tabelle 11: *Befülldauer Übersetzungskammern*). Dies resultiert aus zwei sich addierenden Effekten. Zum einen nimmt mit fortschreitender Zeit die Viskosität des Silikon-Gels zu, zum anderen steigt der Strömungswiderstand durch den Befüllkanal mit jeder weiteren Kammer stetig an. Der Silikondurchfluß  $Q_{\text{Silikon}}$  im Befüllkanal wird dabei von der Kanalgeometrie (Kanallänge  $l$  und Kanalquerschnitt  $A$ , dem Einspritzdruck  $\Delta p_{\text{Silikon}}$  und der Viskosität des Silikons  $\eta_{\text{Silikon}}$  bestimmt. Aus (2.64 und (2.65 ergibt sich dazu die Beziehung:

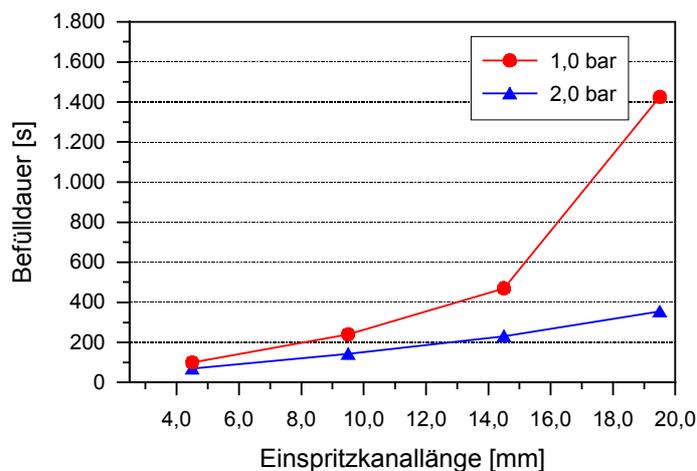
$$Q_{\text{Silikon}} \sim \Delta p_{\text{Silikon}} \frac{A^x}{l} \frac{1}{\eta_{\text{Fluid}}} \quad (3.1)$$

**Tabelle 11: Befülldauer Übersetzungskammern**

	Befülldauer 1.Kammer	Befülldauer 2.Kammer	Befülldauer 3.Kammer	Befülldauer 4.Kammer	Gesamtdauer
Befülldruck: 1000 mbar	100 s	240 s	470 s	1425 s	37 min
Befülldruck: 2000 mbar	70 s	143 s	231 s	354 s	13,3 min
Länge des Einspritzkanals	4,5 mm	9,5 mm	14,5 mm	19,5 mm	

In Tabelle 11: *Befülldauer Übersetzungskammern* ist die Befülldauer der in einer Ventilreihe befüllten Übersetzungskammern gegen die Länge des Einspritzkanals aufgeführt. Als relevant für den Strömungswiderstand sind dabei nur die sich in Reihe addierenden

Einspritzkanäle der Übersetzungskammern und nicht die bereits befüllten Übersetzungskammern durch das Silikon ebenfalls fließen muss berücksichtigt.



In Abbildung 40: *Befülldauer Übersetzungskammern* ist für 2 bar Einspritzdruck ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen Kanallänge und Befülldauer festzustellen, während die Befülldauer bei 1 bar Einspritzdruck von der Viskositätszunahme des Silikons abhängt. Bemerkenswert ist der geringe Unterschied der Befülldauer der ersten Kammer bei einem Befülldruck von 1 bar bzw. 2 bar.

**Abbildung 40: Befülldauer Übersetzungskammern**

Statt der nach Gleichung (3.1) erwarteten Unterschied um einen Faktor zwei unterscheiden sich die Befüllzeiten nur um einen Faktor 1,4. Vermutlich ist dieses Phänomen auf ebenfalls bei diesem Prozess wirksamen Kapillarkräfte zurückzuführen, die in Gleichung (3.1) nicht berücksichtigt werden.

Der maximale Befülldruck ist durch die Fixierung der Aktoren beschränkt. Mit der im letzten Abschnitt beschriebenen Fixiermethode sollte ein Befülldruck von 3 bar nicht überschritten werden. Die Menge des Katalysators, die dem Gel zugesetzt wird, sollte 0,15 Gew.% nicht unterschreiten, da das Silikon-Gel bei seinem Vernetzungsprozess sehr anfällig auf verschiedenste Störstoffe reagiert. Wird zu wenig Katalysator beigemischt kann es irreversibel zu einer unvollständigen Polymerisation kommen. Mit der oben genannte Katalysatormenge von 0,18 Gew.% wird eine Topfzeit von etwa 45 min erreicht, die für eine vollständige Befüllung ausreicht.

### 3.3.5 Nummerieren, Vereinzeln, Kontaktieren

Nach dem Befüllen müssen die Ventile noch nummeriert und vereinzelt werden. Abschließend werden diese für einen abschließenden Funktionstest reversibel kontaktiert.

Das Vereinzeln geschieht mit einer Kreissäge und einem 300 µm breiten, für Kunststoff geeigneten Sägeblatt. Da auf die Piezoaktoren kein starker Druck ausgeübt werden sollte, werden die Ventilreihen durch eine Haltevorrichtung gehalten. Diese Haltevorrichtung fasst die Ventilreihe durch 16 Metallstifte mit einem Durchmesser von 1 mm, die in die Durchlöcher des Aktorgehäuses an den Ecken der Ventile gesteckt werden. Mit Hilfe eines seitlichen Anschlages werden die Ventile entlang der Markierungsgräben im Aktorgehäuse zersägt. Die durch das Trennen offengelegten Befüllkanäle werden dann mit einem kleinen Klebstofftropfen der Marke UHU plus sofortfest der Firma Henkel versiegelt. Die meisten Durchlöcher der einzelnen Ventile sind noch durch die Restschichten vom Prägeprozess und der PI-Membran verschlossen. Diese werden in einem letzten Schritt mit einem Bohrer freigebohrt oder einer Kanüle freigestoßen.

Ein Funktionstests der Ventile kann vorgenommen werden, ohne dass die dazu notwendigen fluidischen Testkontaktierung eine spätere Verwendung einschränkt. Der fluidische Testanschluss besteht aus einer Testplatte, in der sich an der gleichen Stelle wie in dem Piezoventil sechs Öffnungen befinden. Durch die vier Ecklöchern werden 900 µm dicke Stifte senkrecht eingesteckt. Die Löcher in der Mitte der Testplatte mit einem

Durchmesser von 800  $\mu\text{m}$  führen in zwei Fluidkanäle über die später Pressluft zu- und abgeführt werden kann. Auf die Testplatte wird ein etwa 7mm x 7 mm großes Stück beidseitig klebendes Klebebands (Fotofilm der Marke Tesa) zwischen den Durchlöchern aufgeklebt. Das Klebeband über den Fluidanschlüssen wird mit einem Bohrer von Hand entfernt. Auf diese Platte wird dann das Piezoventil durch die Stifte positioniert und verpresst. Das so fluidisch kontaktierte Piezoventil wird dann einem Funktionstest unterzogen. Nach Ende diesem Funktionstest kann das Piezoventil durch Einführen eines Messers von der Testplatte rückstandsfrei getrennt werden. Alternativ dazu kann über die Testplatte auch eine Dichtmatte aus Silikon mit entsprechenden Öffnungen gelegt und durch Schrauben verpresst werden.

Eine Endmontage kann reversibel mit einer Schraubverbindung oder irreversibel durch verkleben oder nieten auf einer fluidischen Basisplatte erfolgen (siehe Systemkonzept Kap.2.5).

Die elektrische Kontaktierung der Piezoventile erfolgt für Testzwecke durch elektrische Klemmverbindungen an den blanken Kupferkabeln. Bei einer Endmontage auf eine Basisplatte werden diese Kupferkabel auf die dafür vorgesehenen elektrischen Anschlüsse der Basisplatte aufgelötet.

## 4 Charakterisierung

Nachdem die vorangegangenen Kapiteln den theoretischen Hintergrund und den Herstellungsprozess der Piezoventile beschreiben, wird in diesem Kapitel das Ventilverhalten charakterisiert.

Zu Beginn wird die Standardmessung bei Gasfluss beschrieben, mit der das Verhalten jedes hergestellten Ventils untersucht worden ist und die damit gewonnenen Ergebnisse dargestellt.

Danach werden weitergehende Untersuchungen zur Charakterisierung der Ventile bei dem Betrieb mit gasförmigen und flüssigen Medien gezeigt. Dazu werden sowohl der Flüssigkeitsdurchsatzes und die Leckage, als auch das dynamische Verhalten und das Temperaturverhalten der Ventile untersucht.

### 4.1 Standardmessung

Die Charakterisierung der hergestellten Ventile erfordert eine zuverlässige und reproduzierbare Messmethode. Hierzu wird der Stickstoffdurchfluss bei verschiedenen Gasdrücken in Abhängigkeit von der angelegten Schaltspannung gemessen mit dem Ziel die hergestellten Ventile miteinander vergleichen zu können.

#### Messmethode

Im folgenden wird zunächst den Messaufbau und die Messstrategie erläutert und danach auf bestimmte spezifische Eigenheiten des Piezoventils eingegangen.

Für diese Messungen werden ein Volumenstrommessgerät (Gasflussmonitor 258 C, der Firma MKS, 1000sccm) und ein Druckmessgerät der Firma MKS in Kombination mit einem 2-Kanal Anzeigegerät (PR 4000 MKS) verwendet. Der Gasdruck wird durch ein Reduzierventil vorgeregelt und mittels eines Regelventil vor dem zu untersuchenden Piezoventil feingeregelt. Die fluidischen Verbindungen werden durch PE-Schläuche mit einem Innendurchmesser von 6 mm und dazu passenden Verbindungselementen realisiert. Hinter dem Piezoventil befindet sich das Volumenstrommessgerät, durch das der Gasfluss in die Umgebung austritt. Da der Strömungswiderstand des Volumenstrommessers vernachlässigbar ist, erfolgt die Differenzdruckmessung vor dem Piezoventileinlass und gegen den Umgebungsdruck. Die Schaltspannung wird über eine Spannungsquelle geliefert, mit der manuell die erforderliche Spannung eingestellt wird (siehe dazu Abbildung 41: *Aufbau Standardmessung*).

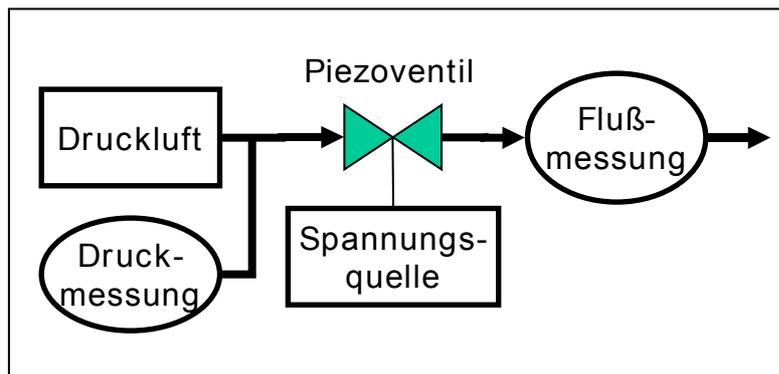


Abbildung 41: Aufbau Standardmessung

Zu Beginn einer Messreihe wird das zu untersuchende Ventil mehrmals mit einer Schaltspannung von 300 V geöffnet und geschlossen. Anschließend daran wird ein Eingangsdruck eingestellt und die Schaltspannung langsam und kontinuierlich erhöht, bis der Volumenstrommesser einen Gasdurchfluss anzeigt.

Dieser Wert wird als Öffnungsspannung notiert und die Schaltspannung abgestellt (vgl. **Abbildung 42**). Daraufhin wird die Spannungsquelle auf den nächst höheren Spannungswert, der durch 30 teilbar ist, eingestellt und an das Ventil angelegt. In solchen 30 V Schritten wird das Ventil in Intervallen betrieben und die entsprechenden Durchflusswerte etwa vier Sekunden nach Anlegen der Schaltspannung notiert. Änderungen des Eingangsdruckes werden dabei durch das Regelventil reguliert. Für einen konstanten Eingangsdruck ändert sich der Durchfluss oberhalb einer gewissen Schaltspannung nicht mehr und wird als Maximaldurchfluss bezeichnet. Der Volumenstrom wird für diese Messungen in sccm (Standardkubikzentimeter), also Milliliter Stickstofffluss pro Minute unter Normalbedingungen, angegeben. Nachdem bis zu einer Spannung von zumindest 300 V der Gasdurchfluss notiert ist, wird die Schaltspannung wiederum langsam und kontinuierlich herabgeregelt, bis das Ventil schließt. Dieser Spannungswert wird als Schließspannung notiert. Diese Messung wird zunächst für einen Druck von 0,1 bar durchgeführt. Anschließend werden Messungen mit höheren Eingangsdruck vorgenommen (siehe **Abbildung 43**), deren Durchflusskennlinien sich sowohl in Hinblick auf die Öffnungsspannung als auch auf den Maximaldurchfluss vom Eingangsdruck abhängen.

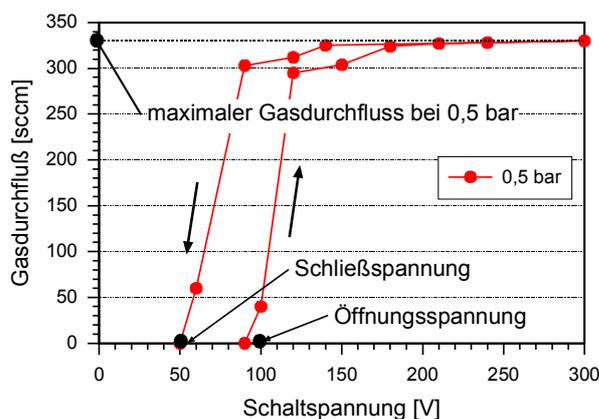


Abbildung 42: Hysterese der Durchflusskennlinie bei 0,5 bar

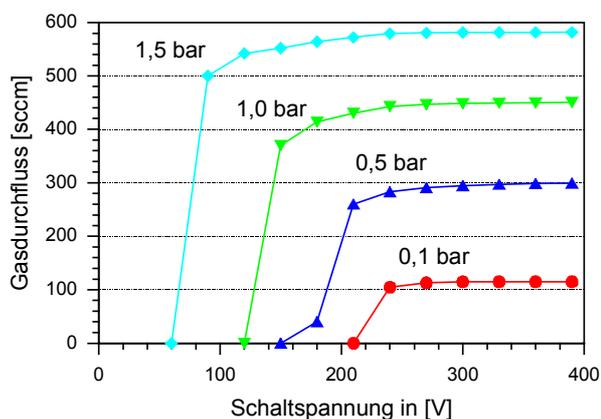


Abbildung 43: Durchflusskennlinie bei unterschiedlichem Eingangsdruck

Bedingt durch das Funktionsprinzip des Piezoventils (siehe Kapitel 2) ist der Fluid-durchfluss bei Schaltspannungen in der Nähe der Öffnungsspannung stark zeitabhängig. Wird eine entsprechende Spannung an den Piezobieger angelegt, hebt sich die Membran teilweise vom Ventilsitz ab und erlaubt Gasdurchfluss. Da das Übersetzungsmedium hinter der Membran sehr flexibel ist, deformiert es sich entsprechend der Druckverteilung des Strömungsprofils. Zugleich vergrößert sich die Druckfläche des Fluids, wodurch sich wiederum der Piezobieger weiter anhebt. Dieser Vorgang erfolgt langsam und der Durchfluss steigt trotz konstanter Spannung an. In manchen Fällen kann sich dieser

Prozess über wenige Minuten hinziehen. Umgekehrt kommt es bei geöffnetem Ventil bei Schaltspannungen dicht über der Schließspannung zu einem langsamen Schließprozess, der sich eben so lange hinziehen kann. Die bei den Durchflusskennlinien angegebenen Durchflusswerte in deren Wert mehr als 20% unter dem Maximaldurchfluss liegen, zeigen solches Verhalten. Eine Verwendung dieses Ventiltyps als ein über die Höhe der Schaltspannung betriebenes Proportionalventil ist daher nicht möglich.

Zusätzlich wird nach der Aufnahme der ersten Durchflusskennlinien der Leckdruck der Piezoventile getestet. Dazu wird der an das Ventil, im geschlossenen Zustand ohne anliegende Spannung, der Eingangsdruck langsam und kontinuierlich erhöht, bis der Volumenstrommesser einen sprunghaft ansteigenden Durchfluss anzeigt. Danach wird der Eingangsdruck sofort wieder herunter geregelt und der maximale Eingangsdruck als Leckfluss notiert.

## Ergebnisse

In den Abschnitten unten werden die Ergebnisse für verschiedene Ventiltypen abschnittsweise untersucht. Für die Darstellung der Ergebnisse wird zunächst die Ventilvariante betrachtet, die bisher am häufigsten hergestellt worden ist und die im folgenden als Standardvariante bezeichnet wird. Nach einer ausführlichen Diskussion werden davon abweichende Varianten vorgestellt und mit diesen Daten verglichen.

Die Datengrundlage bilden die Messungen an 62 Ventilen, die im Anhang A dargestellt sind. Um die Daten übersichtlich zu gestalten, sind in den folgenden Tabellen diese Ventile nach bestimmten Kriterien zusammengefasst und gemittelt worden. In diesen Tabellen sind die Öffnungsspannung, der maximale Gasdurchfluss und die Schließspannung für die jeweiligen Eingangsdrücke als auch der Leckdruck aufgeführt. Ebenfalls angegeben wird die sich daraus ergebende Standardabweichung.

Für eine übersichtliche grafische Darstellung werden sowohl die gemittelte Öffnungsspannung als auch der gemittelte max. Gasdurchfluss gegen den Eingangsdruck dargestellt.

Eine lineare Extrapolation der Öffnungsspannung ergibt zudem für die Schnittpunkte mit den Achsen einen Spannungswert der im folgenden 0-Spannung genannt wird und einen Druckwert der im folgenden 0-Druck genannt wird. Die dafür angenommene Fitgerade ist in einigen Diagramme eingezeichnet.

### 4.1.1 Standardventile

Bei den als Standardventile bezeichneten Piezoventilen sind folgende Parameter gleich:

- Der Aushärtedruck des Silikons beträgt 2,0 bar.
- Das Mischungsverhältnis (A:B-Komponente) des Silikon-Gels beträgt 5:4.
- Der innere Ventilkammerdurchmesser beträgt 1,2 mm.
- Der Piezobiegeaktor besteht aus einer 200 µm dicken PZT-Scheibe und einer 100 µm dicken Stahlscheibe.

Unterschiede bestehen bei dieser Standardvariante:

- durch unterschiedliche Dicken der verwendeten Membranen.
- durch die zwei unterschiedlich breiten Aktorfassungen.

Die Daten folgen aus Untersuchungen von 30 Standardventilen, die aufeinanderfolgend hergestellt worden sind . Aus dieser Gesamtheit sind 5 Ventile heraus genommen worden, da sie entweder bei 1,0 bar nicht mehr schließen, oder aber bei 300 V Schaltspannung nicht auf zumindest 90 % des Maximalflusses öffneten. Daraus ergibt sich eine Ausbeute von 83 % ergibt.

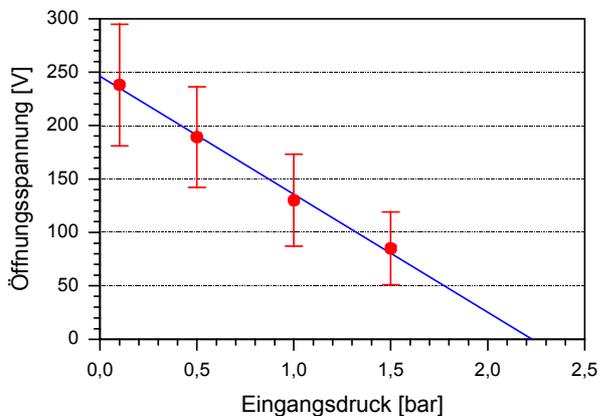
Zunächst werden die gemittelten Daten aller dieser Standardventile dargestellt und danach die Daten nach Breite der Aktorfassung und nach der Membrandicke unterschieden.

#### 4.1.1.1 Alle Standardventile

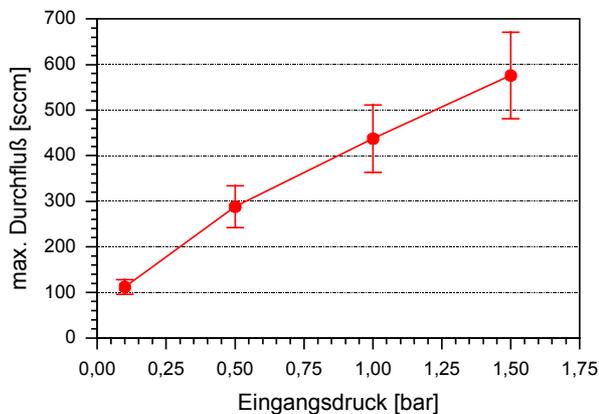
**Tabelle 12: Ergebnisse aller Standardventile**

Eingangsdruck	Öffnungsspannung [V]	±	max. Durchfluss [sccm]	±	Schließspannung [V]	±
0,1 bar	238	57	112	16	183	54
0,5 bar	189	47	288	46	136	46
1,0 bar	130	43	437	74	80	40
1,5 bar	85	34	576	95	38	30
Leckdruck: $1,92 \pm 0,37$ bar						

In der Tabelle 12 sind nach dem anliegenden Eingangsdruck als Kenngrößen der maximale Gasdurchfluss, die Öffnungs- und Schließspannung für die einzelnen Ventile aufgelistet. Der angegebene Fehler bezeichnet die Standardabweichung vom Mittelwert bei der getesteten Anzahl von 25 Ventilen. Zudem ist in der Tabelle auch der gemittelte Leckdruck angegeben, ab dem die Ventile undicht werden.



**Abbildung 44: Öffnungsspannung aller Standardventile**



**Abbildung 45: max. Durchfluss aller Standardventile**

Der max. Gasdurchfluss durch die Ventile steigt erwartungsgemäß mit zunehmenden Eingangsdruck an. Dabei beträgt die Abweichung der Durchflussrate vom Mittelwert etwa 16% (siehe Abbildung 45). Die Öffnungs- und Schließspannung (siehe Abbildung 44) sinken mit zunehmendem Eingangsdruck und variieren stärker. Allerdings liegt die Spannungsdifferenz zwischen Öffnungs- und Schließspannung jedes einzelnen Ventils bei etwa 50 V und zeigt eine deutlich geringere Schwankungsbreite (vergleiche Anhang A). Durch die Angabe der Öffnungsspannung kann somit der Schaltbereich jedes Ventils charakterisiert werden. Zumindest 80% des maximalen Gasdurchflusses werden bei Anlegen von einer Spannung, die i.d.R. 50 V über der Öffnungsspannung liegt, erreicht, ebenso schließt das Piezoventil sobald die Schaltspannung 50 V weniger als die Öffnungsspannung beträgt.

Der gemittelte Leckdruck der Standardventile liegt mit 1,92 bar dicht unter dem Aushärte-  
druck des Silikon bei der Herstellung und dokumentiert den Einfluss des Aushärte-  
drucks auf den schaltbaren Druckbereich. Jedoch sind die Abweichungen um diesen Mit-  
telwert relativ groß. Mögliche Ursachen dafür werden weiter unten genauer untersucht.  
Die aus diesen Daten weiter berechneten Werte werden am Ende dieses Abschnittes im  
Zusammenhang diskutiert.

#### 4.1.1.2 Standardventile nach Aktorfassung

Werden die Ventile nach der Breite der Aktorfassung unterschieden, ergibt sich eine  
Anzahl von 13 Ventilen mit einer schmalen, d.h. 1,25 mm breiten Auflagefläche des Ak-  
tors, auf dem Gehäuse (siehe Tabelle 13: Standardventile mit *schmaler Aktorfassung*).

**Tabelle 13: Standardventile mit *schmaler Aktorfassung***

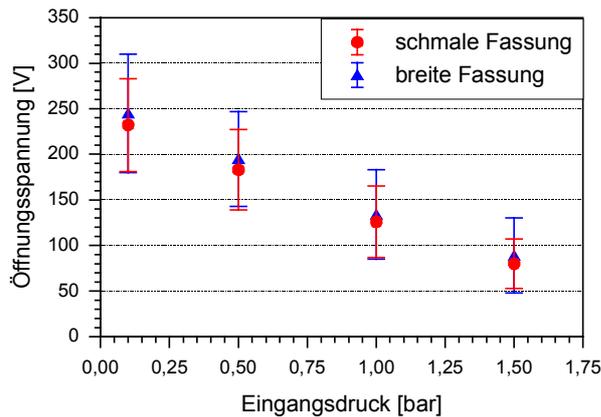
Eingangs- druck	Öffnungs- spannung [V]	±	max. Durchfluss [sccm]	±	Schließspannung [V]	±
0,1 bar	232	51	111	16	183	54
0,5 bar	183	44	284	46	133	42
1,0 bar	126	39	430	75	75	33
1,5 bar	80	27	564	104	33	26
Leckdruck: 1,85 ± 0,36 bar						

Zwölf der untersuchten Ventile haben eine breite, d.h. 1,75 mm breite Auflagefläche (sie-  
he Tabelle 14: Standardventile mit *breiter Aktorfassung*).

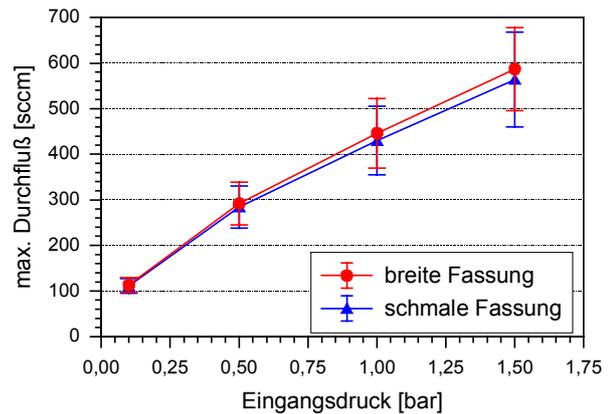
**Tabelle 14: Standardventile mit *breiter Aktorfassung***

Eingangs- druck	Öffnungs- spannung [V]	±	max. Durchfluss [sccm]	±	Schließspannung [V]	±
0,1 bar	245	65	113	16	183	57
0,5 bar	195	52	292	47	140	51
1,0 bar	134	49	446	76	85	46
1,5 bar	89	41	587	91	43	34
Leckdruck: 2,00 ± 0,39 bar						

Die in Kapitel 3 (Tabelle ???) dargestellten Werte zeigen, dass Biegeaktoren die auf einer  
schmalen Fassung befestigt sind, vor dem Befüllen der Übersetzungskammern eine höhe-  
re Mittenauslenkung aufweisen als auf breiten Fassungen befestigte Biegeaktoren. Wer-  
den die Messergebnisse nach Art der Aktorfassung differenziert, zeigen sie allerdings  
kaum ein abweichendes Verhalten (siehe Abbildung 46: *Öffnungsspannung nach Aktor-  
fassung* und Abbildung 47: *max. Durchfluss nach Aktorfassung*). Dies zeigt, dass nach  
Befüllen der Übersetzungskammer mit Silikon-Gel die Auslenkung der Biegeaktoren  
nicht wesentlich durch die Breite der Aktorfassung beeinträchtigt wird.



**Abbildung 46: Öffnungsspannung nach Aktorfassung**



**Abbildung 47: max. Durchfluss nach Aktorfassung**

Allerdings liegt bei den Piezoventilen mit einer breiteren Fassung der Leckdruck und ebenso die durchschnittliche Öffnungsspannung etwas höher als bei Standardventilen mit schmaler Aktorfassung. Die Ursache dafür könnte in der etwas festeren Lagerung der Biegeaktoren, wie es bei den breiten Aktorfassungen der Fall ist, liegen.

Im großen und ganzen spielt die Breite der Aktorfassung hier eine untergeordnete Rolle. In den Randbereichen ist die Bewegung des Aktors wesentlich geringer als in den mittleren Bereich über der Ventilkammer. Eine Behinderung der Aktorbewegung, wie dies durch eine breitere Aktorfassung im Randbereich geschieht, hat daher keinen großen Einfluss. Vor allem wirkt sich diese Behinderung nicht auf den maximalen Gasdurchfluss aus.

#### 4.1.1.3 Standardventile nach Membrandicke

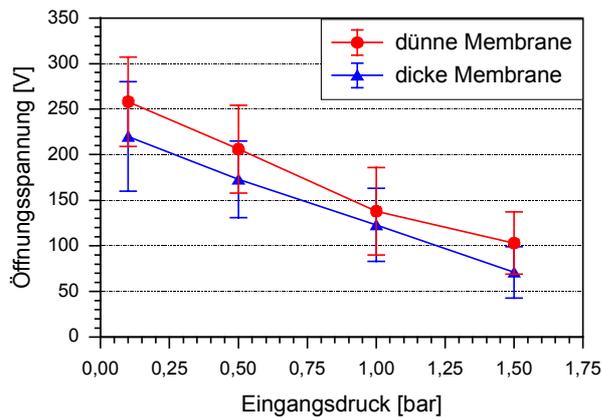
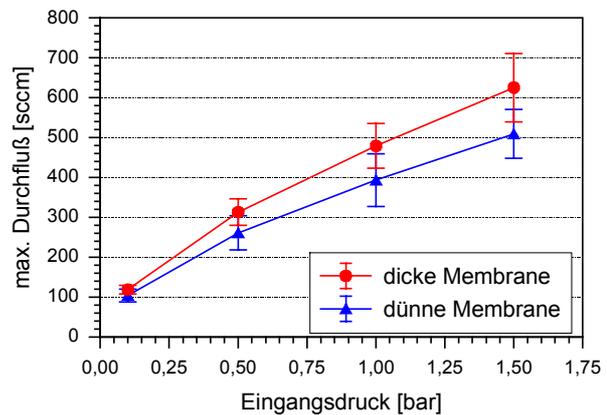
Einen wesentlich stärkeren Einfluss auf das Ventilverhalten hat die Dicke der verwendeten Membran. Für die Herstellung der Standardventile sind Membranen mit im wesentlichen zwei Dicken verwendet worden (siehe Kapitel 3). Als dünne Membranen werden Membranen mit einer Dicke von 1,5 µm bezeichnet (siehe Tabelle 15: *Standardventile mit dünner Membran*, getestete Anzahl: 12), während als dick bezeichnete Membranen eine Dicke von 2,5 µm besitzen (siehe Tabelle 16, getestete Anzahl: 13).

**Tabelle 15: Standardventile mit dünner Membran**

Eingangsdruck	Öffnungsspannung [V]	±	max. Durchfluss [sccm]	±	Schließspannung [V]	±
0,1 bar	258	49	104	16	205	62
0,5 bar	206	48	261	43	151	52
1,0 bar	138	48	393	66	89	46
1,5 bar	103	34	509	61	54	35
Leckdruck: 2,04 ± 0,37 bar						

**Tabelle 16: Standardventile mit dicker Membran**

Eingangsdruck	Öffnungsspannung [V]	±	max. Durchfluss [sccm]	±	Schließspannung [V]	±
0,1 bar	220	60	119	11	163	39
0,5 bar	173	42	313	33	123	37
1,0 bar	123	40	479	56	72	32
1,5 bar	71	28	625	86	27	21
Leckdruck: $1,81 \pm 0,36$ bar						

**Abbildung 48: Öffnungsspannung nach Membrandicke****Abbildung 49: max. Durchfluss nach Membrandicke**

Die Unterscheidung nach Membrandicke zeigt besonders bei dem maximalen Durchfluss einen signifikanten Unterschied (siehe Abbildung 49: *max. Durchfluss nach Membrandicke*). Eine geringere Differenz ist auch bei der Öffnungsspannung zu erkennen.

Das Silikon-Gel ist bei allen Standardventilen mit dem gleichen Druck ausgehärtet. Wie stark dabei Membran aus dem gleichem Material durch diesen Aushärtedruck in die Ventilkammer hinein gewölbt wird, hängt maßgeblich von der Membrandicke ab. Zum einen ist eine dünne Membran flexibler und wölbt sich weiter in die Ventilkammer. Zum anderen kann diese sich besser an den Ventilsitz anpassen und verschließt diesen besser. Bei einer dickeren Membran hingegen können Kräfte besser weitergeleitet werden und eine gleichmäßigere Biegelinie entsteht. Dies ist besonders im Zusammenhang mit den unregelmäßigen Klebstofffronten über den Kammerklebestegen von Bedeutung. Wird eine dickere Membran gewölbt, gelingt es dieser besser, Unregelmäßigkeiten der Verklebung am Rand, durch Abscheren zu überwinden. Auch werden starke Deformationen durch starke lokale Belastungen, wie z.B. durch den Gasdruck direkt über dem Ventilsitz, besser verteilt.

Bei Ventilen mit dünner Membran erhöht sich auf Grund der besseren Anpassung der Membran an den Ventilsitz die Öffnungsspannung, woraus gleichzeitig ein geringer Leckfluss bei gleichem Druck resultiert (siehe Abbildung 48: *Öffnungsspannung nach Membrandicke*).

Eine gleichförmigere Biegelinie der Ventilmembran scheint für den Gasdurchsatz günstig. Die Ventilmembran darf allerdings auch nicht zu dick gewählt werden. Versuche mit einer 8 µm dicken PI-Membran zeigten bei Druckbelastungen ein weitflächiges Abscheren der Membran von der Verklebung um den Ventilkammerbereich herum, wodurch das Ventil unbrauchbar wird.

#### 4.1.1.4 Datenauswertung Standardventile

Ein für die Ventilfunktion interessanter Zusammenhang ist der maximale Gasdurchfluss  $Q$  in Abhängigkeit des angelegten Gasdruckes  $\Delta p$ . Nach den theoretischen Überlegungen aus Kapitel 2.4 ist eine Abhängigkeit der Form:  $Q \sim \Delta p^x$  mit  $0,5 < x < 1$  zu erwarten. Werden die Daten aus Abbildung 45, Abbildung 47 und Abbildung 49 mit einer Potenzfunktion gefittet, ergeben sich die in Tabelle 17: *Fitparameter des Maximaldurchflusses* aufgeführten Größen.

**Tabelle 17: Fitparameter des Maximaldurchflusses der Standardventile**

$Q \sim f \Delta p^x$	Potenzfaktor $x$	Skalierungsfaktor $f$ [sccm/bar <sup>x</sup> ]	Bestimmtheit ( $R^2$ )	Anzahl
alle Standardventile	0,60	443	0,9995	25
schmale Fassung	0,60	435	0,9996	13
breite Fassung	0,60	451	0,9995	12
dicke Membran	0,61	482	0,9998	13
dünne Membran	0,58	396	0,9997	12

Die Durchflusswerte lassen sich sehr gut mit einer Potenzfunktion beschreiben. Die so ermittelten Faktoren unterscheiden sich nur nach einer Unterteilung der Standardventile nach der Membrandicke. Dabei scheint eine dünnere Ventilmembran den Gasdurchfluss zu behindern und vermindert so deutlich den Skalierungsfaktor  $f$ . Der Potenzfaktor  $x$  schwankt für alle diese Fitfunktionen nur wenig um den Zahlenwert 0,6. Eine weitere Interpretation dieser Werte wird im nächsten Kapitel ausführlich diskutiert.

Aus Abbildung 44, Abbildung 46 und Abbildung 48 ist durch lineare Extrapolation der Messwerte die beiden Achsenschnittpunkte bestimmt worden. Der aus dem y-Abschnitt resultierende Spannungswert wird im folgenden 0-Spannung, der aus dem x-Achsenabschnitt resultierende Druckwert wird 0-Druck genannt. In der **Tabelle 18: Kennwerte der Standardventile** werden diese 0-Werte zusammen mit der untersuchten Anzahl und der Bestimmtheit ( $R^2$ ) als Maß der Übereinstimmung aufgeführt. Als Vergleichswert ist ebenfalls der experimentell bestimmte Leckdruck aufgetragen, ab dem die Piezoventile undicht werden.

**Tabelle 18: Kennwerte der Standardventile**

Ventiltyp	0-Spannung [V]	0-Druck [bar]	exp. Leckdruck [bar] ±		Bestimmtheit ( $R^2$ )	Anzahl
alle	246	2,23	1,92	0,37	0,9952	25
schmale Fassung	239	2,20	1,85	0,36	0,9963	13
breite Fassung	253	2,25	2,00	0,39	0,9944	12
dicke Membran	229	2,16	1,81	0,36	0,9987	13
dünne Membran	263	2,34	2,04	0,37	0,9811	12

Die extrapolierte 0-Spannung kann als die Spannung betrachtet werden, bei der sich die Ventilmembran ohne zusätzliche Unterstützung des Fluiddrucks von dem Ventilsitz abhebt. Auch hier sind nur für die unterschiedlich dicken Membranen deutliche Unterschiede vorhanden. Bei Ventilen mit einer dünneren Membran muss eine höhere Spannung angelegt werden, bis sich die Ventilmembran den Ventilsitz freisetzt.

Der 0-Druck gibt den durch Extrapolation bestimmten Druckwert an, ab dem sich die Membran nur durch den anliegenden Fluiddruck vom Ventilsitz abheben sollte. Ein Vergleich dieses Wertes mit dem experimentell bestimmten Leckdruck zeigt, dass der 0-Druck

etwa 0,32 bar höher liegt als der Leckdruck. Der Messwert des Leckdruckes liegt nahe an dem Härtedruck des Silikons von 2,0 bar und deckt sich somit gut mit den Erwartungen. Allerdings zeigt die große Schwankungsbreite von etwa 0,37 bar eine große Unsicherheiten bei der Bestimmung dieses Wertes. Durch den 0-Druck kann daher der Leckdruck des Standardventils nur grob bestimmt werden.

#### 4.1.2 Variationen der Standardventile

Um ein besseres Verständnis der Funktionsweise des Piezoventils zu erhalten, sind einzelne Herstellungsparameter oder Ventilkomponenten verändert worden. Dabei variiert zum Zwecke der besseren Vergleichbarkeit immer nur ein Größe, während alle anderen Größen denen der Standardventile entsprechen. Die Membrandicke der im folgenden vorgestellten Ventile beträgt 2,5 µm. Sind auch Membranen einer anderen Dicke verwendet worden, wird dies gesondert vermerkt.

Im folgenden werden Ventile mit anderen Aktordimensionierungen, anderen Aushärte- drücken, einer anderen Ventilkammergröße und mit verschiedener Konsistenz des Übersetzungsmediums vorgestellt.

##### 4.1.2.1 Ventilvariation: Übersetzungsmedium

In Kapitel 2 werden verschiedene Mischungsverhältnisse für das als Übersetzungsmedium verwendete Silikon-Gel angeführt. Ein Mischungsverhältnis der A:B-Komponenten von 1:1 führt dabei zu dem weichsten Silikon-Gel, ein Mischungsverhältnis von 3:2 zu der härtesten Silikon-Gelmischung. Während für die Standardventile ein Mischungsverhältnis von 5:4 verwendet wird, sind abweichend davon sowohl vier Ventile mit der weichen Silikonmischung von 1:1 (siehe Tabelle 19: *Weiches Silikon-Gel*) und vier Ventile mit der harten 3:2-Mischung (siehe Tabelle 20) hergestellt worden. Zusätzlich sind weitere vier Ventile mit einer weichen Mischung befüllt worden, in deren Übersetzungskammer sich Glaskugeln mit einem Durchmesser von 250 -400 µm befanden (siehe Tabelle 21). Das Befüllen von mit Glaskugeln aufgefüllten Übersetzungskammern erfolgt nach dem in Kapitel 3 beschriebenen Verfahren und führt nicht zu Lufteinschlüssen in der Übersetzungskammer.

**Tabelle 19: Weiches Silikon-Gel**

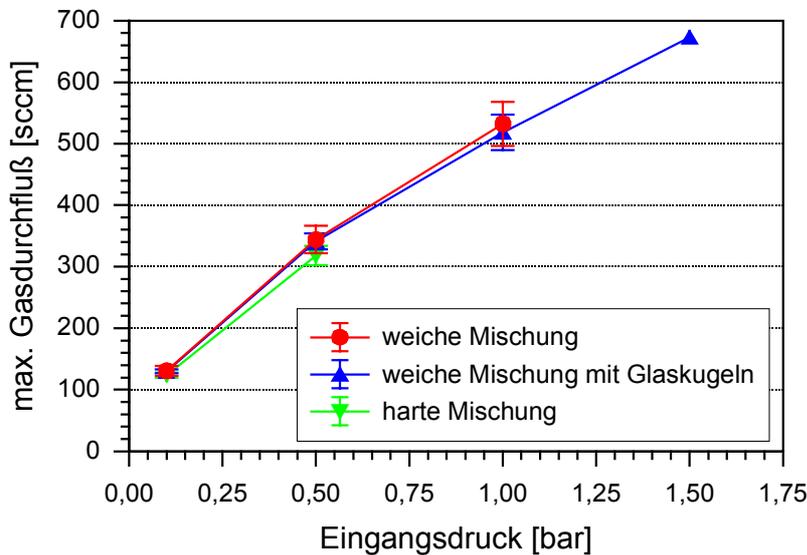
Eingangsdruck	Öffnungs- spannung [V]	±	max. Durchfluss [sccm]	±	Schließspannung [V]	±
0,1 bar	185	27	131	3	141	34
0,5 bar	144	22	344	13	95	17
1,0 bar	86	15	532	29	45	11
Leckdruck: $1,60 \pm 0,14$ bar						

**Tabelle 20: Hartes Silikon-Gel**

Eingangsdruck	Öffnungsspannung [V]	±	max. Durchfluss [sccm]	±	Schließspannung [V]	±
0,1 bar	195	41	124	4	135	47
0,5 bar	154	43	318	16	71	64
Leckdruck: 1,60 ± 0,41 bar						

**Tabelle 21: Weiches Silikon-Gel mit Glaskugeln**

Eingangsdruck	Öffnungsspannung [V]	±	max. Durchfluss [sccm]	±	Schließspannung [V]	±
0,1 bar	240	23	130	8	200	21
0,5 bar	190	27	341	22	146	23
1,0 bar	129	38	518	36	90	31
1,5 bar	100	28	673	81	60	28
Leckdruck: 2,03 ± 0,54 bar						



Ein Vergleich dieser Ventile zeigt zunächst eine relativ gute Übereinstimmung der Durchflusskurven (siehe Abbildung 50).

Werden die Gasdurchflusswerte mit dem oben beschriebenen Potenzfit angenähert, ergeben sich die Werte in Tabelle 22.

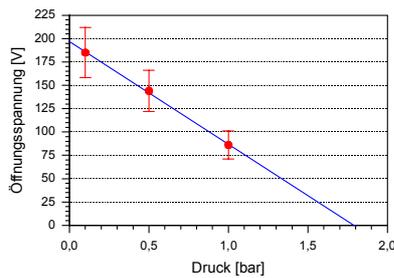
**Abbildung 50: Gasdurchfluss bei verschiedenen Silikon-Gelmischungen**

**Tabelle 22: Fitparameter des Durchflusses für verschiedene Silikon-Gelmischungen**

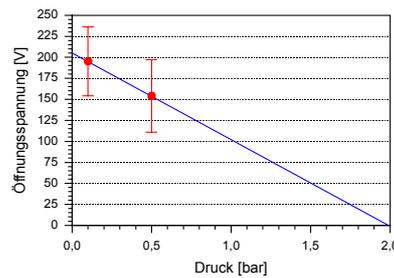
$Q \sim f \Delta p^x$	Potenzfaktor x	Skalierungsfaktor f	Bestimmtheit ( $R^2$ )	Anzahl
Ventiltyp				
Standardventil (5:4-Mischung) mit dicker Membran	0,61	482	0,9998	13
harte (3:2)-Mischung	0,59	477	1	4
weiche (1:1)-Mischung	0,61	529	0,9999	4
weiche (1:1)-Mischung mit Glaskugeln	0,60	521	0,9999	4

Während der Potenzfaktor x für Ventile mit anderen Mischungsverhältnissen ungefähr so groß ist wie für die Standardventile, steigt der Skalierungsfaktor f für die Ventile mit der weichen 1:1-Silikon-Gelmischung an und führt zu einer etwas besseren Anpassung der Ventilmembran an das Strömungsprofil. Erstaunlicherweise scheinen dabei die Glaskugeln in der Übersetzungskammer, dieses Verhalten nicht zu beeinflussen.

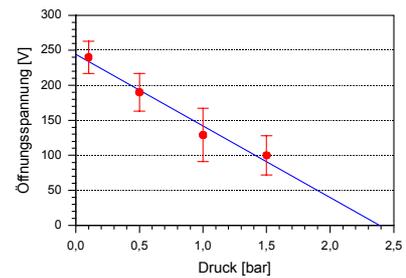
### Öffnungsspannungen für verschiedene Silikon-Gelmischungen



**Abbildung 51: weiches Silikon-Gel**



**Abbildung 52: hartes Silikon-Gel**



**Abbildung 53: weiches Silikon-Gel mit Glaskugeln**

Aus den in der Abbildung 51 bis zu Abbildung 53 aufgetragenen Öffnungsspannungen lässt sich wie oben durch lineare Extrapolation der 0-Druck und die 0-Spannung ermitteln und mit dem experimentell bestimmten Leckdruck vergleichen (siehe Tabelle 23).

**Tabelle 23: Kennwerte für verschiedene Silikon-Gelmischungen**

Ventiltyp	0-Spannung [V]	0-Druck [bar]	exp. Leckdruck [bar]		Bestimmtheit ( $R^2$ )	Anzahl
				$\pm$		
Standardventil (5:4-Mischung) mit dicker Membran	229	2,16	1,81	0,36	0,9987	13
harte (3:2)-Mischung	205	1,99	1,6	0,41	1	4
weiche (1:1)-Mischung	197	1,79	1,6	0,14	0,9991	4
weiche (1:1)-Mischung mit Glaskugeln	244	2,39	2,03	0,54	0,9742	4

Sowohl der Leckdruck für die weiche als auch für die harte Silikonmischung liegt unerwartet niedrig. In wie weit diese Ergebnisse signifikant sind, lässt sich auf Grund der kleinen Anzahl getesteter Ventile nur schwer ermitteln. Eine Erklärung könnte darin liegen, dass sich das härtere Silikon schlechter dem Ventilsitz anpasst und daher schlechter dichtet als die standardmäßig verwendete Silikon-Gelmischung, während sich das weichere Silikon-Gel wiederum leichter deformieren lässt und unter dem Fluiddruck den Ventilsitz partiell freigibt. Dies deckt sich mit den abweichenden Ergebnissen für die mit Glaskugeln gefüllten Ventile, die einen deutlich höheren Leckdruck aufweisen. Die Glaskugeln behindern den Leckfluss im geschlossenen Ventil. Die Öffnungsspannung und ebenso der 0-Druck liegen für die Ventile mit Glaskugeln etwas höher als bei den Standardventilen und kann als Hinweis darauf gelten, dass sich das Übersetzungsmedium mit Glaskugeln etwas schwerer deformieren lässt.

#### 4.1.2.2 Ventilvariation: Aktordimensionierung

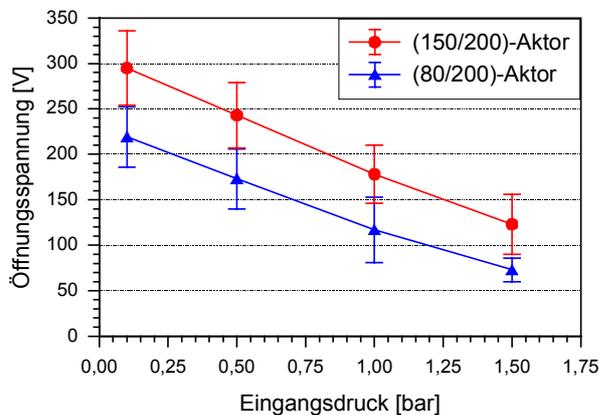
Der Einfluss der Aktordimensionierung wird durch Verwendung von Piezoaktoren untersucht, die einheitlich aus einer 200 $\mu$ m dicken PZT-Scheibe bestehen, deren Stahlplatten jedoch nicht wie bei den Standardventilen 100 $\mu$ m dick ist, sondern 80  $\mu$ m bzw. 150  $\mu$ m. Diese Aktoren werden im folgenden durch die Scheibendicke in Mikrometern der beiden Komponenten (Stahl/PZT) bezeichnet. Sowohl mit den (80/200)-Aktoren (siehe Tabelle 24) als auch mit den (150/200)-Aktoren (siehe Tabelle 25) sind je sechs Ventile hergestellt worden. Dabei sind sowohl 1,5  $\mu$ m dicke als auch 2,5  $\mu$ m dicke Membranen verwendet worden, nach denen in diesem Zusammenhang jedoch nicht weiter unterschieden wird.

**Tabelle 24: (80/200)-Aktor**

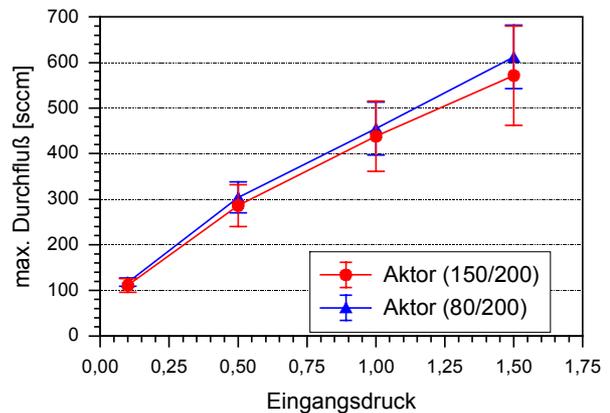
Eingangsdruck	Öffnungsspannung [V]	±	max. Durchfluss [sccm]	±	Schließspannung [V]	±
0,1 bar	219	33	118	9	158	40
0,5 bar	173	33	304	34	110	29
1,0 bar	117	36	455	58	58	28
1,5 bar	73	13	612	70	23	14
Leckdruck: 1,74 ± 0,34 bar						

**Tabelle 25: (150/200)-Aktor**

Eingangsdruck	Öffnungsspannung [V]	±	max. Durchfluss [sccm]	±	Schließspannung [V]	±
0,1 bar	295	41	111	15	228	44
0,5 bar	243	36	286	46	179	39
1,0 bar	178	32	438	77	118	34
1,5 bar	123	33	571	109	58	40
Leckdruck: 2,40 ± 0,37 bar						



**Abbildung 54: Öffnungsspannung nach Aktordimensionierung**



**Abbildung 55: max. Gasdurchfluss nach Aktordimensionierung**

Wie bei anderen Ventilvarianten zeigt sich auch bei unterschiedlicher Aktordimensionierung eine sehr gute Übereinstimmung des maximalen Gasdurchflusses unabhängig von der Aktordimensionierung (siehe Abbildung 55). Die Parameter der Fitfunktion sind ebenfalls nahezu gleich wie in Tabelle 26 zu sehen ist.

**Tabelle 26: Fitparameter des maximalen Durchflusses für verschiedene Aktordimensionierungen**

$Q \sim f \Delta p^x$	Potenzfaktor x	Skalierungsfaktor f	Bestimmtheit ( $R^2$ )	Anzahl
Ventiltyp				
Standardventil ((100/200)-Aktor)	0,60	443	0,9995	25
(80/200)-Aktor	0,60	466	0,999	5
(150/200)-Aktor	0,60	441	0,9996	6

Deutlich unterschiedlich hingegen verhält sich die Öffnungsspannung (siehe Abbildung 54) und der Leckdruck. Eine lineare Extrapolation führt wiederum zu den Kennwerten der 0-Spannung und des 0-Druck (siehe Tabelle 27).

**Tabelle 27: Kennwerte für verschiedene Aktordimensionierungen**

Ventiltyp	0-Spannung [V]	0-Druck [bar]	exp. Leckdruck [bar] ±		Bestimmtheit (R <sup>2</sup> )	Anzahl
Standardventil ((100/200)-Aktor)	246	2,23	1,92	0,37	0,9952	25
(80/200)-Aktor	227	2,16	1,74	0,34	0,9966	5
(150/200)-Aktor	304	2,51	2,4	0,37	0,9988	6

Der experimentell gemessene Leckdruck liegt durchweg unter dem extrapolierten 0-Druck. Allerdings verringert sich der Unterschied mit steigender Dicke der Stahlplatte und der damit zunehmenden Biegesteifigkeit des Biegeaktors. Ebenso steigt der Leckdruck und auch die Öffnungsspannung mit zunehmender Aktordicke an. Verantwortlich dafür kann die geringere Durchbiegung dieses Aktors bei Druckbelastung sein und eine damit einher gehende geringere Belastung der Aktorfixierung.

#### 4.1.2.3 Ventilvariation: Aushärteindruck 900 mbar

Die im folgenden vorgestellten Ventile sind mit einem Silikon-Gelhärteindruck von 900 mbar hergestellt worden, der deutlich niedriger liegt als der Härteindruck von 2000 mbar bei den Standardventilen. Ziel war die Herstellung von Ventilen mit geringer Schaltspannung, die einen Eingangsdruck bis zu 0,5 bar schalten können und zugleich in der Lage sind, gegen einen Unterdruck von -0,5 bar zu öffnen. Die gemittelten Ventildaten für den positiven Druckbereich sind in **Tabelle 28** aufgeführt. Messungen mit Unterdruck sind nur qualitativ durchgeführt worden. Diese Ventile sind in der Lage gegen ein anliegendes Grobvakuum mit einer Öffnungsspannung von 200 V zu öffnen. Die gesamte Spezifikation ist allerdings von einem interessierten Kunden getestet und positiv bewertet worden.

**Tabelle 28: Ventile mit Silikon-Gelhärteindruck 900 mbar**

Eingangsdruck	Öffnungsspannung [V]	±	max. Durchfluss [sccm]	±	Schließspannung [V]	±
0,1 bar	115	24	116	4	58	7
0,5 bar	34	18	306	14	3	5
Leckdruck: 0,67 ± 0,31 bar						

Bemerkenswert ist bei diesen Ventilen die geringe Abweichung des maximalen Gasdurchflusses. Die Schwankungen sind kleiner als 5% und belegen, dass eine sichere Reproduzierbarkeit der Gasdurchflusses möglich ist.

**Tabelle 29: Fitparameter des max. Durchfluss für Ventile mit Silikon-Gelhärteindruck 900 mbar**

$Q \sim f \Delta p^x$	Potenzfaktor x	Skalierungsfaktor f	Bestimmtheit (R <sup>2</sup> )	Anzahl
Ventiltyp				
Ventil mit Härteindruck 900 mbar	0,61	466	1	6
Standardventil (dicke Membran)	0,61	482	0,9998	13

Ein Vergleich dieser Ventile mit den entsprechenden Standardventilen zeigt neben der Übereinstimmung der Potenzfaktoren eine relativ gute Übereinstimmung des Skalierungsfaktors  $f$ . Die trotzdem vorhandene Abweichung erklärt sich wahrscheinlich durch die unterschiedlichen Druckbereiche, über die der Gasdurchfluss aufgenommen worden sind.

**Tabelle 30: Kennwerte für Silikon-Gelhärtedruck 900 mbar**

Ventiltyp	0-Spannung [V]	0-Druck [bar]	exp. Leckdruck [bar] $\pm$		Bestimmtheit ( $R^2$ )	Anzahl
Ventil mit Härtedruck 900 mbar	135	0,67	0,67	0,13	1	6
Standardventil mit Härtedruck 2000 mbar	229	2,16	1,81	0,36	0,9987	13

Wie zu erwarten weichen die in **Tabelle 30** dargestellten extrapolierten Kennwerte der 900 mbar-Ventile von denen der Standardventilen deutlich ab. Dabei beträgt die 0-Spannung der 900 mbar-Ventile nur 59 % des 0-Wertes der Standardventile. Die Abweichung der 0-Spannung gibt grob die geringere Belastung des Biegeaktors durch den halb so großen Aushärtedruck wieder. Der experimentell bestimmte Leckdruck und der 0-Druck stimmt nahezu exakt überein. Da der Innendruck der Übersetzungskammer zudem recht gering ist, kann daraus geschlossen werden, dass sich die Ventilmembran kaum in die Übersetzungskammer einformt und so den Ventilsitz nicht zusätzlich abdichtet. Dies bedeutet zum einen, dass bei diesen Ventilen der Ventilsitz nur durch den Innendruck der Übersetzungskammer gedichtet wird und daraus folgt zum anderen, dass es in der Übersetzungskammer zu einem Druckverlust von etwa 0,2 bar bis 0,3 bar gekommen ist. Die Ursache dafür kann in einer nachträglichen Lockerung der Aktorfixierung liegen, ist aber wahrscheinlich durch einen geringen Schwund des Übersetzungsmediums beim Vereinzeln der Ventile zu erklären.

#### **4.1.2.4 Ventilvariation: Große Ventilkammer**

Die Ventilkammern der Standardventile haben einen Durchmesser von 1,2 mm. Ventile mit einer größeren Ventilkammer, die einen Durchmesser von 2,0 mm besitzt, ist ebenfalls in den in Formeinsätzen vorgesehen. Bei der Fertigung dieser Ventile sind sowohl 1,5  $\mu\text{m}$  dicke (siehe Tabelle 31) als auch 2,5  $\mu\text{m}$  dicke (siehe Tabelle 32) Ventilmembranen verwendet worden. Die Anzahl der untersuchten Ventile mit dünner Membran beträgt dabei vier, die mit dicker Membran zwei. Bei der Herstellung der Ventile mit großer Ventilkammer und einer dicken Membran sind zudem noch zwei unterschiedliche Aktoren verwendet worden. Ein Biegeaktor besitzt die Standarddimensionierung von einer 100  $\mu\text{m}$  dicken Stahlplatte und einer 200  $\mu\text{m}$  dicken PZT-Scheibe (100/200)-Aktor, der andere Biegeaktor ist insgesamt dicker und besitzt eine 150  $\mu\text{m}$  dicke Stahlplatte (150/200)-Aktor.

**Tabelle 31: Große Ventilkammer mit dünner Membran**

Eingangsdruck	Öffnungsspannung [V]	±	max. Durchfluss [sccm]	±	Schließspannung [V]	±
0,1 bar	283	24	97	14	239	28
0,5 bar	259	22	236	46	204	20
1,0 bar	219	23	353	89	156	17
1,5 bar	190	20	457	128	111	42
2,0 bar	161	21	558	162	74	51

**Tabelle 32: Große Ventilkammer mit dicker Membran und (100/200)-Aktor**

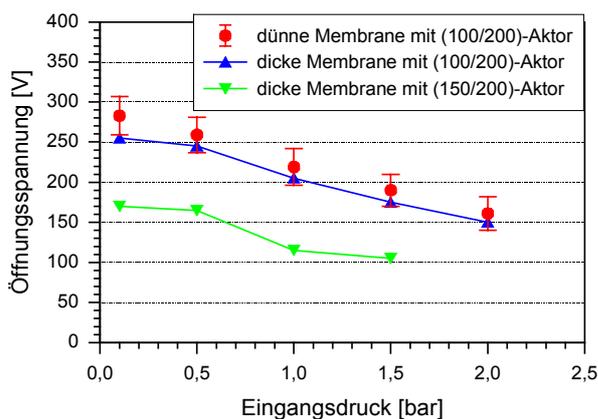
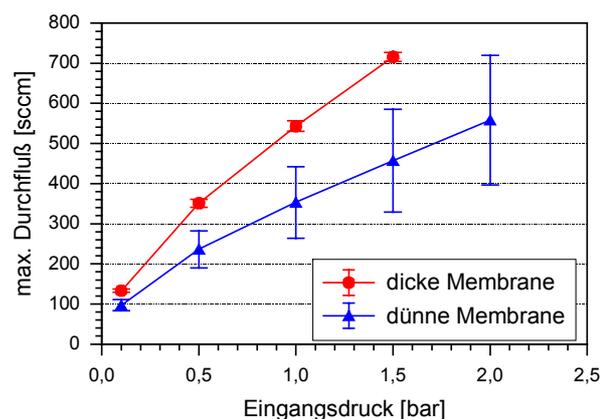
Eingangsdruck	Öffnungsspannung [V]	max. Durchfluss [sccm]	Schließspannung [V]	Anzahl
0,1 bar	255	130	210	1
0,5 bar	245	344	180	1
1,0 bar	205	534	120	1
1,5 bar	175	708	60	1
2,0 bar	150	870	15	1

**Tabelle 33: Große Ventilkammer mit dicker Membran und (150/200)-Aktor**

Eingangsdruck	Öffnungsspannung [V]	max. Durchfluss [sccm]	Schließspannung [V]	Anzahl
0,1 bar	170	136	125	1
0,5 bar	165	358	100	1
1,0 bar	115	552	70	1
1,5 bar	105	724	35	1

Ein Vergleich der gemittelten Öffnungs- und Schließspannungen zeigt eine zunehmende Differenz dieser Spannungen mit zunehmenden Druck. Die größere Fläche der freien Ventilmembran, auf die der Fluiddruck wirken kann, greift somit stärker in die Ventilfunktion ein als bei dem Standardventil.

Werden Öffnungsspannung und der maximale Gasdurchfluss gegen den Eingangsdruck aufgetragen, ergeben sich die folgenden Abbildungen.

**Abbildung 56: Öffnungsspannung bei Ventilen mit großer Ventilkammer****Abbildung 57: max. Gasdurchfluss bei Ventilen mit großer Ventilkammer**

**Tabelle 34: Fitparameter des max. Durchflusses für Ventile mit großer Ventilkammer**

$Q \sim f \Delta p^x$ Ventiltyp	Potenzfaktor x	Skalierungsfaktor f	Bestimmtheit ( $R^2$ )	Anzahl
dünne Membran:				
Standardventil	0,58	396	0,9997	12
große Ventilkammer	0,58	361	0,9987	4
dicke Membran:				
Standardventil	0,61	482	0,9998	13
große Ventilkammer	0,62	548	0,9996	2

Wird an die in Abbildung 57 dargestellten Werten eine Potenzfunktion angefitet, ergeben sich die Fitparameter in Tabelle 34. Zum besseren Vergleich sind die Ergebnisse der Standardventile ebenfalls mit aufgeführt.

Stimmen die Potenzfaktoren für Ventile mit dünner und dicker Membran nahezu ideal mit den Ergebnissen für die Standardventile überein, ergibt sich für die Skalierungsfaktoren und damit auch für den maximalen Gasdurchfluss ein etwas anderes Bild. Ventile mit einer dünnen Membran und einer großen Ventilkammer zeigen einen etwas geringeren Gesamtdurchfluss als entsprechende Standardventile, während der Durchfluss durch Ventile mit großer Ventilkammer und dicker Membran größer ist als bei den Standardventilen. Ursache dafür sind zwei gegenläufige Effekte. Zum einen kann sich die Ventilmembran bei den größeren Ventilkammern weiter in die Ventilkammer einformen als bei den Standardventilen. Dadurch wird der Durchfluss verringert. Dies zeigt sich besonders bei Ventilen, die zusätzlich noch eine dünne Membran haben. Zum anderen aber erlaubt die größere Ventilkammer einen besseren Fluidabfluss, wenn sich die Ventilmembran gleichmäßig von dem Ventilsitz abhebt, wie dies bei den dickeren Ventilmembranen der Fall ist.

**Tabelle 35: Kennwerte für verschiedene Ventilkammergrößen**

Ventiltyp	0-Spannung [V]	0-Druck [bar]	Bestimmtheit ( $R^2$ )	Anzahl
dünne Membran				
Standardventil	263	2,34	0,9811	12
große Ventilkammer	288	4,50	0,9984	4
dicke Membran				
Standardventil	229	2,16	0,9987	13
große Ventilkammer mit (100/200)-Aktor	266	4,54	0,9861	1
große Ventilkammer mit (150/200)-Aktor	179	3,42	0,9056	1

Ein anderes Bild ergibt sich bei Betrachtung der Öffnungsspannungen. Die Öffnungsspannungen der Ventile mit großer Ventilkammer und einem (100/200)-Standardaktor stimmen gut miteinander überein, während das Ventil mit dem (150/200)-Aktor eine niedrigere Verlaufskurve zeigt (siehe Abbildung 56). Dieses wird auf Grund der geringen Datenbasis nicht weiter diskutiert.

Weiterhin fällt die gute Übereinstimmung der 0-Spannung von Standardventilen mit dünner Membran und Ventilen mit großer Ventilkammer auf (siehe Tabelle 35). Dies ist ein Hinweis darauf, dass die 0-Spannung aus der Vorspannung des Biegeaktors resultiert und durch den Silikonhärtedruck bestimmt wird. Der sich aus dieser Extrapolation ergebende 0-Druck liegt allerdings wesentlich höher als der sich bei den Standardventilen ergebende 0-Druck. Der als Vergleich dienende Leckdruck liegt für alle diese Ventile über 3 bar. Ein höherer Druck ist an diese Ventile allerdings nicht angelegt worden, da sonst

ein irreversibler Defekt zu befürchten ist. Ventile mit einer großen Ventilkammer besitzen einen Ringkanal um den Ventilsitz mit einer Breite von 700  $\mu\text{m}$  anstatt von 300  $\mu\text{m}$  wie die Standardventilkammern. Offenbar erlaubt dieser breitere Ringkanal eine bessere Einformung der Ventilmembran um den Ventilsitz und dichtet das Ventil besser ab. Dadurch erklärt sich der höhere Leckdruck. Beachtenswert ist weiterhin, dass der unterschiedliche Ventilkammerdurchmesser keinen merklichen Einfluss auf die Öffnungsspannung, noch auf den Durchfluss zeigt, obwohl die größere, freie Ventilmembranfläche eine fast um den Faktor zwei schlechteres Übersetzungsverhältnis aufweist.

#### 4.1.2.5 Ventilvariation: Hochdruckventil

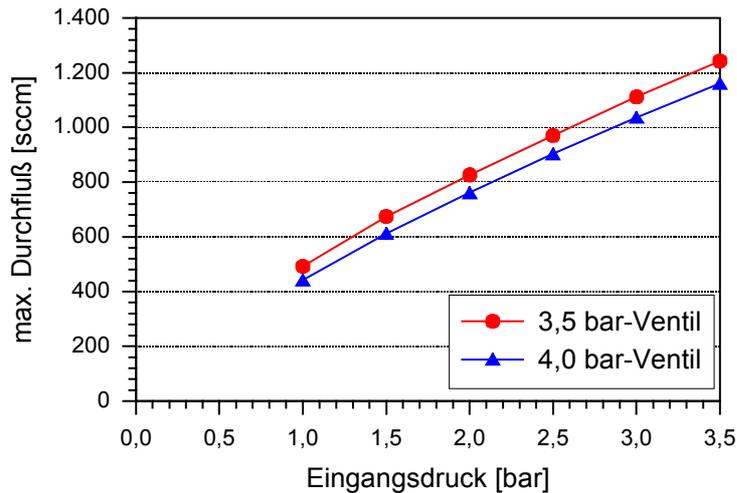
Neben den Ventiluntersuchungen, bei denen im wesentlichen nur ein Ventilparameter verändert worden ist, werden im folgenden 2 Ventile vorgestellt, die sich deutlich in mehreren Parametern unterscheiden. Die beiden als Hochdruckventile bezeichneten Ventile besitzen einen Aktor, der aus einer 200 $\mu\text{m}$  dicken Metallscheiben und einer 400 $\mu\text{m}$  dicken PZT-Keramikscheibe besteht, und damit wesentlich biegesteifer ist, jedoch auch eine doppelt so hohe maximale Schaltspannung besitzt (vgl. Kapitel 2.2). Diese Biegeaktoren sind zudem abweichend zu den bisher angeführten Ventile mit Hilfe einer PMMA-Platte auf dem Ventilgehäuse fixiert worden. Diese PMMA-Platte hat eine Grundfläche die dem gesamten Ventilgehäuse entspricht und eine Kreisöffnung mit einem Durchmesser von 9 mm über dem Biegeaktor. Mit den Ventilgehäusen ist diese PMMA-Platte mit dem Klebstoff 353 ND bei 60°C verklebt worden. Neben diesem abweichenden Aktorkonzept unterscheiden sich die beiden Ventile noch im Härtedruck des Silikon-Gels als auch in der Größe der Ventilkammer. Hat das mit 3,5 bar ausgehärtete Ventil eine große Ventilkammer mit einem Innendurchmesser von 2,0 mm, so besitzt das mit 4,0 bar ausgehärtete Ventil eine Standardventilkammer mit einem Innendurchmesser von 1,2 mm.

**Tabelle 36: 3,5 bar-Ventil mit großer Ventilkammer und 3,5bar Härtedruck**

Eingangsdruck	Öffnungsspannung [V]	max. Durchfluss [sccm]	Schließspannung [V]
1,0 bar	760	492	660
1,5 bar	690	674	570
2,0 bar	660	826	440
2,0 bar	590	970	330
2,5 bar	560	1111	220
3,0 bar	510	1243	130

**Tabelle 37: 4,0 bar-Ventil mit kleiner Ventilkammer und 4,0 bar Härtedruck**

Eingangsdruck	Öffnungsspannung [V]	max. Durchfluss [sccm]	Schließspannung [V]
0,5 bar	760		700
1,0 bar	660	442	540
1,5 bar	570	612	450
2,0 bar	470	761	310
2,0 bar	400	903	240
2,5 bar	310	1036	220
3,0 bar	240	1161	160



Die Werte für den maximalen Gasdurchflusswerte in **Tabelle 36** und **Tabelle 37** beginnen erst ab einem Eingangsdruck von 1,0 bar und zeigen, dass sich diese Ventile vorher mit einer maximal zulässigen Schaltspannung von 800 V nicht vollständig öffnen lassen.

**Abbildung 58: maximale Gasdurchflusswerte der Hochdruckventile**

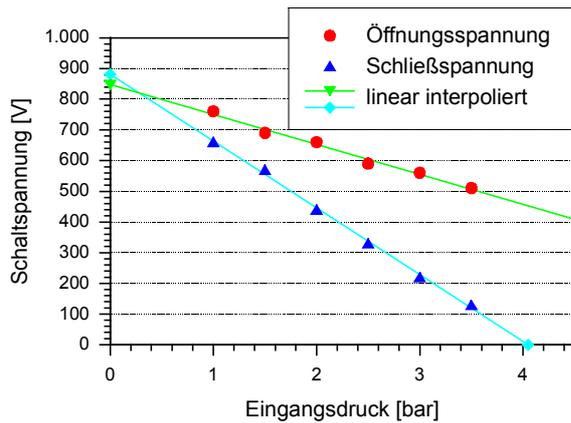
Werden diese Werte gegen den Eingangsdruck aufgetragen ergibt sich die Abbildung 58 und die daraus resultierenden Fitparameter in Tabelle 38. Zum Vergleich sind in dieser Tabelle auch die Fitparameter von Ventilen mit anderem Aushärteindruck aber ansonsten gleichen Herstellungsparametern angegeben. Im Gegensatz zu allen bisher untersuchten Durchflussparametern ergibt sich für diese Hochdruckventile ein etwas höherer Wert für den Potenzfaktor x. Dies resultiert vermutlich daraus, dass Werte für den Druckbereich von 0,1 bar und 0,5 bar fehlen.

Hingegen fällt der Skalierungsfaktor f etwas kleiner aus als bei den Vergleichsventilen. Da diese Abweichungen jedoch kleiner als 10 % betragen, kann hier von einer guten Übereinstimmung der Fitparameter gesprochen werden.

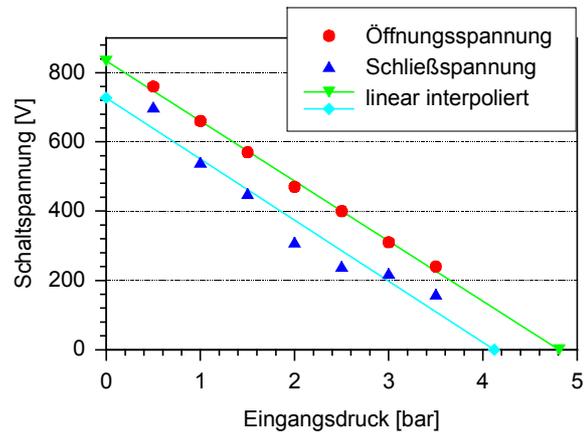
**Tabelle 38: Fitparameter des max. Durchflusses für Hochdruckventile**

$Q \sim f \Delta p^x$	Potenzfaktor x	Skalierungsfaktor f	Bestimmtheit ( $R^2$ )	Anzahl
Ventiltyp				
Standardventil				
Härteindruck 4,0 bar	0,77	445	0,9998	1
Härteindruck 2,0 bar	0,61	482	0,9998	13
Härteindruck 0,9 bar	0,61	466	1	6
große Ventilkammer				
Härteindruck 3,5 bar	0,74	495	0,9997	1
Härteindruck 2,0 bar	0,62	548	0,9996	2

Verhalten sich die beiden Hochdruckventile bei den Gasdurchflusskurven im wesentlichen gleich, zeigen sich insbesondere bei Betrachtung der Differenz von Öffnungs- und Schließspannung deutliche Unterschiede (siehe dazu Abbildung 59 und Abbildung 60). Ergibt sich für das 4,0 bar-Ventil mit kleiner Ventilkammer eine eher druckunabhängige Differenz zwischen Öffnungs- und Schließspannung, zeigt sich bei dem 3,5 bar-Ventil mit größer Ventilkammer eine deutliche Zunahme der Spannungsdifferenz mit steigenden Eingangsdruck.



**Abbildung 59: Vergleich der Schaltspannungen für das 3,5 bar-Ventil (große Ventilkammer)**



**Abbildung 60: Vergleich der Schaltspannungen für das 4,0 bar-Ventil (kleine Ventilkammer)**

Werden die Öffnungs- und Schließspannung linear extrapoliert, ergeben sich wiederum für die Achsenschnittpunkte Spannungs- und Druckwerte, die in der Tabelle 39 wieder als 0-Spannung und 0-Druck bezeichnet werden, diesmal allerdings zusätzlich auf Grund der Datenherkunft nach Öffnungs- und Schließspannung unterschieden werden.

**Tabelle 39: Kennwerte für Hochdruckventile**

Ventiltyp	Öffnungsspannung		Schließspannung	
	0-Spannung [V]	0-Druck [bar]	0-Spannung [V]	0-Druck [bar]
Härteindruck 3,5 bar (große Ventilkammer)	848	8,68	882	4,05
Härteindruck 4,0 bar (kleine Ventilkammer)	834	4,8	727	4,15

Für das 3,5 bar-Ventil stimmen die 0-Spannung aus Öffnungs- und Schließspannung sehr gut überein, während 0-Druckwerte mit fast 4 bar weit auseinander liegen. Diese Ergebnisse lassen sich so interpretieren, dass die Ventilmembran bei Ventilen mit großer Ventilkammer sich sehr gut an den Ventilsitz anformt und abdichtet. Ist das Ventil allerdings geöffnet, verhindert die große Kraft, die durch den Eingangsdruck auf die große Ventilmembranfläche einwirkt, ein Schließen des Ventils. Fällt dieser Druck weg, sind 0-Spannung für Öffnungs- und Schließspannung gleich. Anders verhält sich das 4,0 bar-Ventil mit kleiner Ventilkammer. Hier ist keine klare Abhängigkeit der Spannungsdifferenz zwischen Öffnungs- und Schließspannung von dem Eingangsdruck zu erkennen. Bei höheren Druckwerten ist die Differenz zwischen Öffnungs- und Schließspannung mit bis zu 160 V recht groß. (Dieser Wert darf nicht direkt mit den Spannungswerten eines anderen Standardbiegeaktortypes verglichen werden.) Hingegen liegen hier die 0-Druckwerte die sich aus der Öffnungs- und Schließspannung ergeben mit einer Differenz von 0,65 bar (=13%) relativ nahe beieinander. Besonders ist der 0-Druck aus der Schließspannung nahezu mit dem Härteindruck des Silikon-Gels identisch. Im Gegensatz zu dem 3,5 bar Ventil, kann sich die Membran trotz des hohen Aushärteindruckes nicht weit in die Ventilkammer einformen und dichtet das Piezoventil im wesentlichen durch die Innendruck der Übersetzungskammer. Aus eben diesem Grund liegen Öffnungs- und Schließspannung nicht so weit auseinander.

### 4.1.3 Zusammenfassung der Ergebnisse der Standardmessungen

In den vorhergehenden Abschnitten werden die Messergebnisse dargestellt, die aus Untersuchungen von 62 Ventilen stammen. Alle diese Ventile sind mit dem oben beschriebenen Standardmessverfahren untersucht worden. Ventile, die mit den selben Herstellungsparametern gefertigt sind, wurden weiterhin in Gruppen zusammengefasst und statistisch ausgewertet. Grundlage ist eine Gruppe von 25 Ventilen, die im wesentlichen mit den gleichen Herstellungsparametern hergestellt worden sind und als Standardventile bezeichnet werden. Durch Änderung eines der Standardparameter sind weitere Gruppen von zumeist 4 bis 6 weiteren Ventile hergestellt worden, die ebenfalls statistisch ausgewertet und mit den Ergebnissen der Standardventile verglichen werden. Aus diesen Vergleichen lassen sich einige Erkenntnisse über die funktionalen Zusammenhänge der Ventilfunktionen ableiten, die im folgenden zusammengefasst werden.

#### Öffnungs- und Schließverhalten

Die Piezoventile öffnen sich entweder, wenn ein bestimmter Eingangsdruck, der Leckdruck, überschritten wird, oder wenn die anliegende Schaltspannung einen bestimmten Wert, die Öffnungsspannung, überschreitet. Steigt der Eingangsdruck, sinkt die Öffnungsspannung. Dabei besteht zwischen diesen beiden Werten ein linearer Zusammenhang. Werden diese Werte gegeneinander in einem Diagramm aufgetragen, lassen sich als Kennwerte, die linear extrapolierten Achsenschnittpunkte ermitteln. Die Kennwerte werden als 0-Druck und 0-Spannung bezeichnet. Die 0-Spannung ist dabei im wesentlichen von dem Aushärtedruck des Silikon-Gels abhängig.

Hat sich das Piezoventil geöffnet, schließt es bei gleichbleibenden Eingangsdruck erst, wenn die angelegte Schaltspannung unter einen Spannungswert gesenkt wird, der als Schließspannung bezeichnet wird. Dieser Wert liegt bei dem Standardventil etwa 50 V unterhalb der Öffnungsspannung. Eine Spannung von 50 V entspricht bei Biegeaktoren dieses Typs 12,5 % der zulässigen Maximalspannung. Die Differenz zwischen Öffnungs- und Schließspannung ändert sich bei den meisten untersuchten Ventilen nur wenig durch den Eingangsdruck. Bei größerem Eingangsdruck und Ventilkammerdurchmesser ist allerdings von einem deutlich stärkeren Einfluss auszugehen.

Der Gasdurchfluss durch das Piezoventil steigt bei weiterer Erhöhung der Schaltspannung über der Öffnungsspannung zunächst schnell an, bis sich oberhalb einer Schaltspannung ein, bei gleichbleibendem Eingangsdruck, konstanter Gasdurchfluss einstellt, der als maximaler Gasdurchfluss bezeichnet wird. Die Spannungsdifferenz, die zwischen der Öffnungsspannung und der Schaltspannung liegt, ab der sich der maximale Gasfluss einstellt, ist etwa genauso groß wie die Spannungsdifferenz zwischen Öffnungs- und Schließspannung. Bei Schaltspannungen in diesem Übergangsbereich, ist der Gasdurchfluss allerdings nicht konstant, sondern steigt mit der Zeit an.

#### Maximaler Gasdurchfluss

Der maximale Gasdurchfluss  $Q$  der Piezoventile ist für eine Auswertung gegen den Eingangsdruck  $\Delta p$  aufgetragen worden und mit einer Funktion des Typs:  $Q = f \Delta p^x$  gefittet worden. Die gemessenen Durchflusswerte lassen sich mit der Fitfunktion sehr gut beschreiben. Der sich daraus ergebende Zahlenwert für den Potenzfaktor  $x$ , ist für alle Ventile nahezu gleich und beträgt etwa  $x = 0,6$ . Auf Grund der Überlegungen in Kapitel 2.4 wird für einen rein laminaren Fluss ein Potenzfaktor von  $x = 1$  und für einen inertialdo-

minierten Fluss ein Potenzfaktor  $x = 0,5$  erwartet. Somit kann der Durchfluss als deutlich nicht laminar eingestuft werden. Eine genauere Analyse dieses Zusammenhang erfolgt im nächsten Kapitel.

Der Skalierungsfaktor  $f$ , der die Größe des Gesamtdurchflusses angibt, ist für die bei allen Ventilen gleiche Ventilsitzdimensionierung im wesentlichen gleich. Die in diesem Rahmen stärksten systematischen Abweichungen des Skalierungsfaktors  $f$  hängen mit der Dicke der verwendeten Ventilmembran zusammen.

Zum Verständnis dieses Fließverhaltens muss beachtet werden, dass der Gasdurchfluss oberhalb einer bestimmten Schaltspannung einen maximalen Wert erreicht. Ein weiteres Anheben des Aktors und somit auch der Ventilmembran führt zu keinem größeren Gasdurchfluss. Daraus folgt, dass der Ventilhub zumindest größer als der halbe Ventilsitzradius von  $50 \mu\text{m}$  ist. Denn liegt der Ventilhub unterhalb dieses geometrisch bestimmten Eckwertes, ist die Spaltbreite zwischen Ventilsitz und Ventilmembran die bestimmende Größe für den Durchfluss und muss sich mit dem Aktorhub ändern. Da dies nicht der Fall ist, sondern der maximale Durchfluss und somit das Strömungsprofil in der Ventilkammer mit der Membrandicke zusammenhängt, muss die Biegelinie der angeströmten Ventilmembran für diesen Zusammenhang wesentlich sein.

Wird eine dünne Membran in einem kleinen Bereich senkrecht mit Gas angeströmt, wölbt sie sich dort in diesem Bereich sehr stark. Dies führt offenbar zu einem ungünstigeren Strömungsprofil, als bei einer dickeren Membran, deren Biegelinie gleichmäßiger ist.

Ein weiterer nicht so bedeutsame Einflussfaktoren auf den maximalen Gasdurchfluss ist Größe der Ventilkammer und der Ventilmembran. Steigt der Durchmesser der Ventilkammer verstärkt sich der eben beschriebene Einfluss der Membrandicke auf den Gasdurchfluss. Weiterhin bewirkt die Verwendung von Silikon-Gel, das dicht unterhalb des Gelpunktes liegt (vgl. Kapitel 2.3.3), eine leichte Erhöhung des Gasdurchflusses.

## **Biegeaktoren**

Zunächst fällt bei der Untersuchung des Biegeaktorverhaltens eine starke Schwankung der Öffnungs- und Schließspannungen sowie des Leckdruckes bei Ventilen gleicher Bauweise auf. Die Schwankungsbreite liegt bei etwa 20 % um den entsprechenden Mittelwert herum und entspricht damit grob der schon bei der Herstellung beobachteten Schwankung der Aktorauslenkung nach der Fixierung am Ventilgehäuse. Um die Schwankungsbreite zu verringern, muss die Aktorfixierung verbessert werden.

Ein Vergleich von verschiedenen dimensionierten Biegeaktoren zeigt nur geringe Unterschiede im Ventilverhalten. Dabei bewirkt eine zunehmende Biegesteifigkeit der Aktoren eine erhöhte Öffnungsspannung und zugleich einen erhöhten Leckdruck. Möglicherweise bewirkt bei biegesteiferen Aktoren, die geringere Biegung bei Druckbelastung eine geringere Belastung der Klebefixierung und damit eine stärkere Gesamtfixierung, aus der eine Verschiebung der Kennwerte folgt.

## **Härteindruck des Silikon-Gels**

Ein wichtiger Punkt des Ventilkonzeptes ist die Regelung des Druckbereiches der Piezoventile durch den Härteindruck des Silikon-Gels.

Je höherer der Druck ist, unter dem das Silikon-Gel bei der Herstellung aushärtet, desto größer kann der Eingangsdruck werden, gegen den das Piezoventil schließt. Die Untersuchungen ergeben, dass der Eingangsdruck bei dem das geöffnete Piezoventil hinreichend

schnell schließen kann, etwa 0,4 bar unter dem Härteindruck des Silikon-Gels liegt. Härtet das Silikon-Gel allerdings unter einem Druck aus, bei dem sich die Membran deutlich in die Ventilkammer hineinwölbt und somit den Ventilsitz besser abdichtet, kann auch der noch schließbare Druck auch über dem Härteindruck liegen. Wie weit sich die Ventilmembran in die Ventilkammer hineinwölbt, hängt von der Membrandicke, der Ventilkammergeometrie und dem Härteindruck des Silikons ab.

Allgemein gilt: je niedriger der Härteindruck ist, desto geringer ist der Eingangsdruck gegen den das Piezoventil schließen kann, aber desto geringer ist auch die Spannung, die für den Schaltvorgang benötigt wird. Wird ein von der Aktordimensionierung abhängiger Härteindruck überschritten, kann das Piezoventil nur ab einem dadurch bestimmten Eingangsdruck öffnen. Die Druckspanne, ab welchem Eingangsdruck das Piezoventil öffnet, bis hin zu dem Druck, den das Ventil maximal schließen kann, ist dabei im wesentlichen von der Aktordimensionierung abhängig und wird später noch eingehender betrachtet.

## 4.2 Flüssigkeitsbetrieb

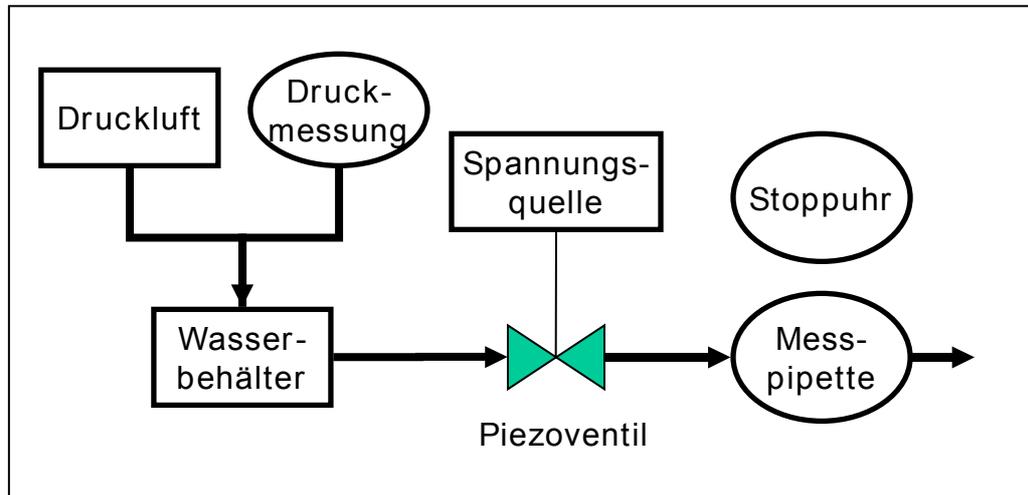
In vorangegangenen Abschnitt sind die Untersuchungsergebnisse der Piezoventile für den Betrieb mit Gas als zu schaltendes Medium ausführlich dargestellt worden. Das Verhalten dieser Ventile beim Betrieb von flüssigen Medien wird hingegen nur exemplarisch an wenigen Ventilen untersucht. Ausführlichere Untersuchungen sind dabei nicht notwendig, da die Art des Mediums für die Ventilfunktion keinen wesentlichen Unterschied darstellt. Zum einen wird durch die räumliche Trennung von Piezoaktor und Ventilkammer die Aktorfunktion auch durch hohen Wassergehalt des Mediums nicht beeinträchtigt, zum anderen führt auch eine höhere Massenträgheit des Mediums zu keiner größeren Beeinträchtigung der Aktorbewegung. Hauptsächlicher Unterschied ist der kleinere Volumenstrom bei dem Flüssigkeitsbetrieb, der sich aus der deutlich größeren Dichte von Flüssigkeiten im Vergleich zu Gasen ergibt (vgl. Gleichung (2.62)). Im folgenden wird zunächst das Prinzip der mit destillierten Wasser durchgeführten Flüssigkeitsmessungen beschrieben. Anschließend werden die Messergebnisse dargestellt.

### Messmethode

Die Messungen des Flüssigkeitsdurchsatzes der Piezoventile (siehe Abbildung 61: Aufbau Flüssigkeitsmessung) wird mit destilliertem Wasser durchgeführt. Dazu wird destilliertes Wasser in einen Wasserbehälter eingefüllt. Dieser Wasserbehälter besteht aus einem etwa 5 Liter fassenden Druckbehälter an den an der Oberseite über ein Flanschsystem Druckluft angelegt werden kann. An der Unterseite des Behälters befindet sich ein Auslassventile. Das Wasser kann über das ein etwa 30 cm langer Schlauch mit 6 mm Durchmesser direkt an das Testventil angeschlossen werden kann. Der Behälter ist so aufgebaut, dass sich der Wasserspiegel etwa 30 cm über dem Testventil befindet. Am Ausgang des Testventils wird ein 8 cm langer Silikonschlauch mit einem Durchmesser von 4 mm angeschlossen, dessen freies Ende über die Spitze einer Messpipette gezogen wird. Die Messpipette hat je nach getestetem Durchfluss ein bemaßtes Volumen von 1ml, 2ml oder 10 ml und ist am Ausgang offen.

Zu beachten ist dabei, dass die in Kapitel 3 beschriebene Testkontaktierung mittels eines beidseitigen Klebstreifens für Flüssigkeitstests untauglich ist, da sich bei längerer Einwirkung von Wasser der Klebstreifen ablöst. Deshalb ist der Klebestreifen durch den UV-härtenden Klebstoff Dymax 191-M, der Firma Polytek, ersetzt worden.

Der Messvorgang beginnt mit Anlegen eines Gasdruckes auf die Wassersäule durch den oberen Flanschanschluss. Der gewünschte Wasserdruck am Piezoventil wird dann unter Berücksichtigung des hydrostatischen Drucks der Wassersäule (30 cm Wassersäule entsprechen ca. 30 mbar) durch den Gasdruck eingeregelt. Schließlich wird an das Piezoventil ein Spannungsgeber angeschlossen, der sowohl mit einem konstanten Spannungssignal als auch durch kurze Spannungspulse mit niedriger Frequenz das Piezoventil schalten kann.



**Abbildung 61: Aufbau Flüssigkeitsmessung**

Zu Beginn der Durchflussmessung wird das destillierte Wasser mit Hilfe kurze Spannungspulse bis an den Beginn des bemaßten Bereiches der Messpipette durch das System geleitet und dort gestoppt. Dies dient zum einen zur genauen Bestimmung der Startbedingung und zum anderen wird so die Funktion des Testaufbaus überprüft.

Die Durchflussmessung beginnt mit Anlegen eines konstanten Spannungssignals und gleichzeitigem Starten einer Stoppuhr. Die Stoppuhr läuft dabei so lange der Messbereich der Pipette vollständig gefüllt ist und wird dann gestoppt. Die angelegte Spannung ist zumindest 50 V höher als die Öffnungsspannung für Gas bei entsprechendem Druck und beträgt zumeist 300 V. Nach jeder Messung wird der Druck, die Zeit und das Volumen der Messpipette notiert und ein neuer Druckbereich eingestellt. Zur Kontrolle sind an die verwendeten Ventile ausgeblasen und danach deren maximaler Gasdurchfluss ermittelt worden.

## Ergebnisse

Der Wasserdurchfluss zweier Ventile ist nach der oben beschriebenen Methode bei Ventilen bestimmt worden. Diese beiden Ventile (Nr. 61 und Nr. 71) sind vom Typ Standardventile mit dicker Membran (vgl. letzten Abschnitt). Zum besseren Vergleich sind weiterhin die direkt danach vorgenommenen Werte des maximalen Gasdurchflusses aufgeführt (siehe Tabelle 40 und Tabelle 41). Ebenfalls ist in diesen Tabellen das Verhältnis der Volumenströme aufgeführt.

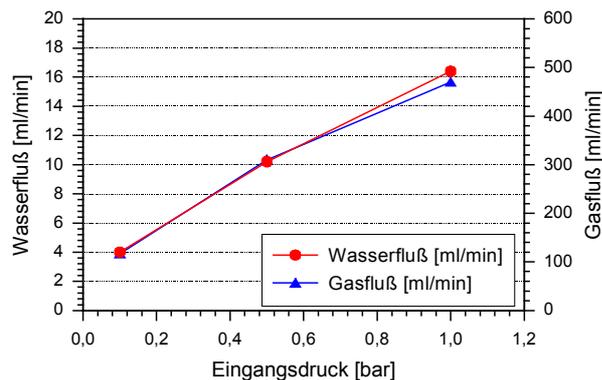
**Tabelle 40: maximaler Wasser- und Gasdurchfluss bei Ventil 61**

Eingangsdruck	Wasserfluss [ml/min]	Gasfluss [sccm]	Volumenstromverhältnis (Gas/Wasser)
0,1 bar	4,0	117	29,25
0,5 bar	10,2	310	30,4
1,0 bar	16,4	470	28,7

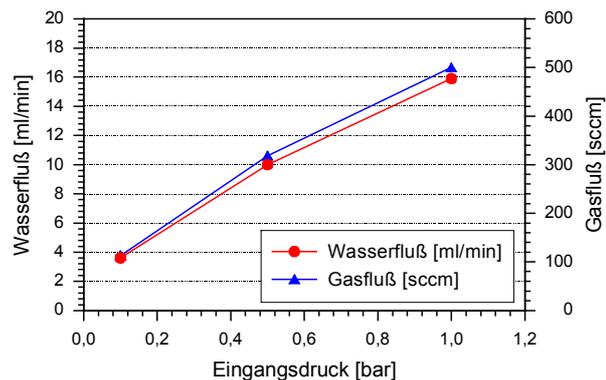
**Tabelle 41: max. Wasser- und Gasdurchfluss bei Ventil 71**

Eingangsdruck	Wasserfluss [ml/min]	Gasfluss [sccm]	Volumenstromverhältnis (Gas/Wasser)
0,1 bar	3,6	113	31,4
0,5 bar	10,0	318	31,8
1,0 bar	15,9	500	31,4

Die sich ergebenden Durchflusswerte für Wasser und Gas unterscheiden sich grob um einen Faktor 30. In Abbildung 62 und Abbildung 63 sind diese Werte gegen den Eingangsdruck aufgetragen, wobei sich die Skalen für Gas- und Wasserdurchfluss um den Faktor dreißig unterscheiden.



**Abbildung 62: Volumenströme für Ventil 61**



**Abbildung 63: Volumenströme für Ventil 71**

Werden die Durchflusswerte, wie im letzten Abschnitt beschrieben, mit einer Potenzfunktion des Types  $Q \sim f \Delta p^x$  angefitet, ergeben sich die in Tabelle 42 angegebenen Fitparameter.

**Tabelle 42: Parameter für Fittung des Durchflusses nach Potenzfunktion**

$Q \sim f \Delta p^x$	Potenzfaktor x		Skalierungsfaktor f [(ml/min) 1/bar <sup>x</sup> ]		Verhältnis: $f_{\text{Gas}}/f_{\text{Wasser}}$
	Wasser	Gas	Wasser	Gas	
Ventil 61	0,60	0,60	16	471	29,4
Ventil 71	0,65	0,65	15,8	499	31,6

Die sich ergebenden Potenzfaktoren x sind für Wasser- und Gasdurchfluss gleich. Ebenso ist der sich ergebende Skalierungsfaktor f für den Wasserdurchfluss für beide Ventile sehr ähnlich. Das Verhältnis der Skalierungsfaktoren für die verschiedenen Medien liegt im Mittel bei 30,5.

In einem sich an die Wasserdurchflussmessungen anschließenden Test sind die beiden Ventile über 25 Tage mit einer wassergefüllten Ventilkammer gelagert worden. Damit sollte untersucht werden, ob es bei längeren Standzeiten zu einer Quellung von Ventil-

membran oder Silikon-Gel kommt. In der Tabelle 43 sind die Messergebnisse, die nach der Herstellung aufgenommenen Standardmessungen und die Ergebnisse der Gasdurchflussmessungen, nachdem das Wasser aus der Ventilkammer entfernt worden ist, eingetragen.

**Tabelle 43: maximaler Gasdurchfluss bei Ventilen vor und nach Wasserfüllung**

	Eingangsdruck [bar]	max. Gasfluss (vorher) [sccm]	max. Gasfluss (nach 25 Tagen mit Wasser) [sccm]
Ventil 61	0,5 bar	314	315
	1,0 bar	468	458
Ventil 71	0,5 bar	312	330
	1,0 bar	495	517

Die im Abstand von mehreren Monaten ermittelten Werte zeigen zwar gewisse Schwankungen, es lässt sich aber keine deutliche Quellung und eine daraus resultierende Durchflussminderung feststellen.

Zusammenfassend zeigen die Untersuchungen, dass das Strömungsverhalten von Gas- und Wasserdurchfluss durch die Piezoventile ähnlich ist. Dies zeigt die Übereinstimmung der Potenzfaktoren der Fitfunktionen, als auch die einfache Skalierbarkeit der maximalen Durchflusswerte mit dem Faktor 30,5. Dieser Faktor liegt etwas unter dem Zahlenwert 31,6, der sich aus der Wurzel des Dichteverhältnisses von Wasser und Luft ergibt, zeigt aber hinreichend gut, dass das Verhältnis der Dichte der bestimmende Parameter für diese Skalierung ist.

### 4.3 Leckfluss

Nachdem der maximale Gas- und Flüssigkeitsdurchfluss der Piezoventile untersucht wurde, werden in diesem Abschnitt die Ergebnisse der Leckflussuntersuchungen vorgestellt. Unter einem Leckfluss wird der Volumenstrom durch ein Ventil in geschlossenen Zustand verstanden. Die Untersuchungen werden sowohl mit destilliertem Wasser als auch mit Druckluft durchgeführt und sind wiederum exemplarisch an nur wenigen Ventilen durchgeführt worden. Die dazu verwendete Messmethode wird im nächsten Abschnitt vorgestellt, die so gemessenen Ergebnisse im Anschluss daran.

#### Messmethode

Wie bei den vorhergehenden Messungen wird für die Lecktests an die Piezoventile das Betriebsmedium mit einem definierten Eingangsdruck an die Piezoventile angelegt. Der Messaufbau (siehe Abbildung 64: Messaufbau Lecktest) unterscheidet sich bis zum Ventileingang nicht von den vorher beschriebenen Durchflussmessungen. Am Ventilausgang ein 8 mm langer Silikonschlauch mit einem Durchmesser von 7 mm angeschlossen, dessen freies Ende über die Spitze einer Messpipette gezogen wird. Die Messpipette hat ein bemessenes Volumen von 1 ml und ist am Ausgang offen. Bei Messungen der Leckflusses von Luft wird in diese Messpipette zuvor ein eingefärbter Wassertropfen eingebracht, dessen unterer Meniskus das Gasvolumen hinter dem Ventilausgang einschließt und als Ablesemarkierung dient, während bei Messung der Wasserleckfluss, der Meniskus der Wassersäule direkt beobachtet wird. Eine Ablesegenauigkeit besser als 5 µl ist dabei möglich. Eine Spannungsquelle wird für diese Messung nicht benötigt, da die Piezoventile im spannungsfreien Zustand geschlossen sind.

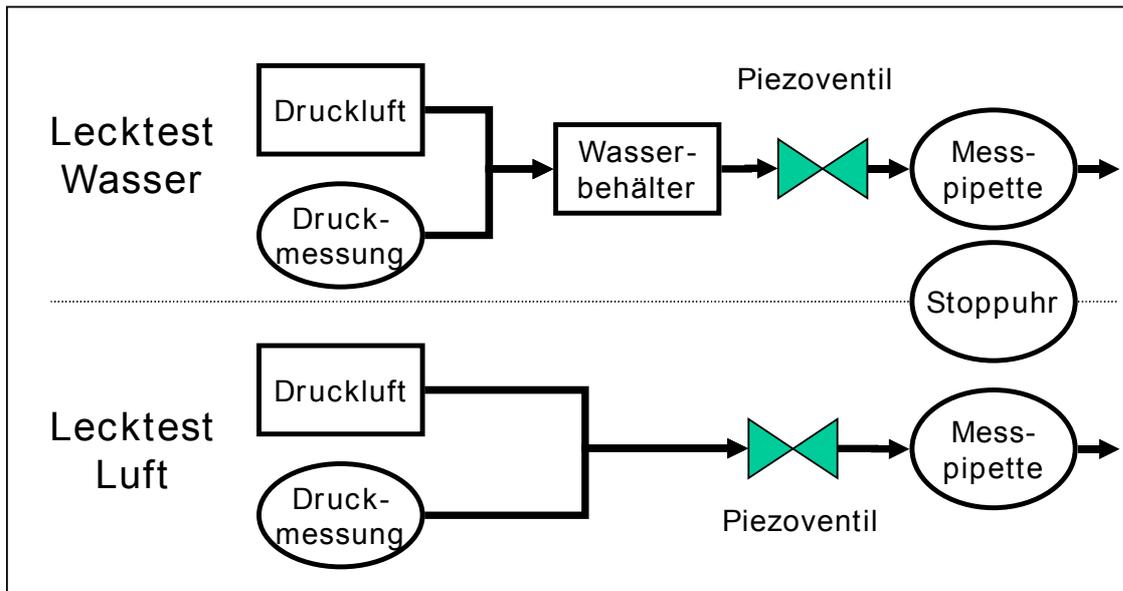


Abbildung 64: Messaufbau Lecktest

Zu Beginn der Messung wird der Stand der Markierung in der Messpipette notiert und gleichzeitig mit Anlegen des Eingangsdrucks an die Ventile eine Stoppuhr gestartet. Während und zum Ende der Messung wird die Zeit und der Stand der Markierung notiert. Die Volumendifferenz laut Messpipette pro Zeiteinheit ergibt dann den Volumenstrom bei geschlossenem Ventil.

## Ergebnisse

Die Leckmessungen mit Luft sind an drei Ventilen vorgenommen worden. Diese Ventile sind Standardventile mit einer dicken (2,5 µm) PI-Membran. Allerdings besitzt das Ventil 93 einen Aktor mit einer 80 µm dicken Stahlscheibe und unterscheidet sich so von den anderen beiden Ventilen 61 und 71, die einen Standardaktor mit einer 100 µm dicken Stahlscheibe besitzen. Im Rahmen der Leckagemessung sollte dieser Unterschied keine weitere Rolle spielen.

In der Tabelle 44 sind die Ergebnisse der Untersuchungen für den Leckagefluss bei an den Ventilen anliegender Druckluft aufgeführt. Neben den ermittelten Durchflusswerten ist in der letzten Spalte ein Richtwert für die Dauer der Messungen vermerkt worden.

Tabelle 44: Gas-Leckfluss

Eingangsdruck [bar]	Ventil 61 Gasleckfluss [µl/min]	Ventil 71 Gasleckfluss [µl/min]	Ventil 93 Gasleckfluss [µl/min]	Testdauer [min]
0,1		0,148	0,170	3850
0,5	< 0,013	1,061	0,163	490
1	< 0,042	3,218	0,375	115
1,5	0,507		16,866	67
2	30,0			1

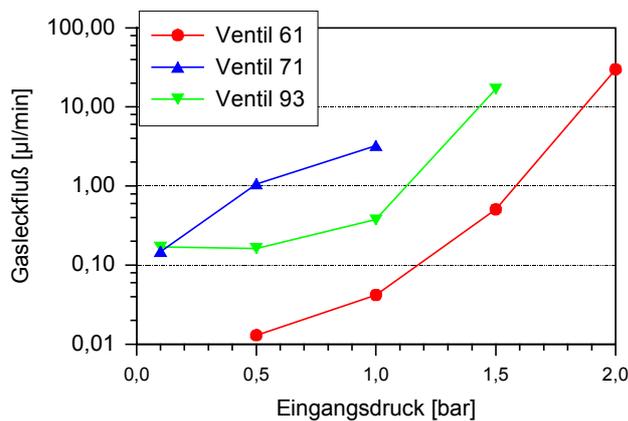
Die Untersuchungsergebnisse bei dem Ventil 61 für einen Eingangsdruck von 0,5 bar bzw. 1,0 bar sind als obere Schätzwerte zu verstehen und ergeben sich aus der Versuchsdauer und der Ablesegenauigkeit, denn es konnte während der Messung optisch keine Änderung des Volumenmarkierung beobachtet werden. Bei diesen Ergebnisse fallen zwei Dinge auf. Zum einen sind die Abweichung des Leckflusses für die einzelnen Ventile bei gleichem Eingangsdruck sehr groß und unterschieden sich um bis zu zwei Größenord-

nungen. Zum anderen ist der Leckfluss insgesamt sehr klein und liegt im Bereich weniger  $\mu\text{l}$ . Ein Vergleich des Leckflusses mit dem maximalen Gasdurchfluss bei entsprechenden Eingangsdruck ist in der Tabelle 45 zu sehen.

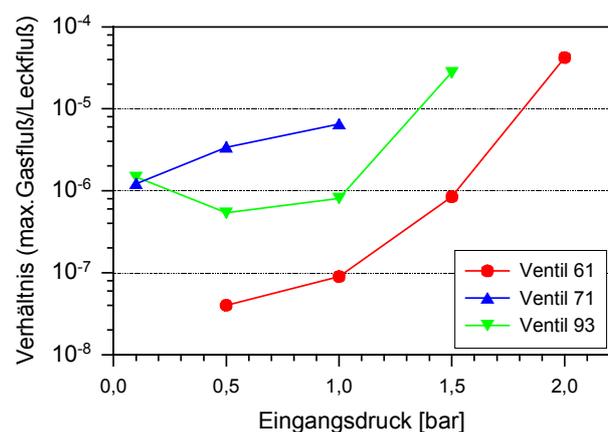
**Tabelle 45: Verhältnis von Gas-Leckfluss zu maximalen Gasdurchfluss**

Eingangsdruck [bar]	Ventil 61 Verhältnis (Leckfluss/ max. Fluss)	Ventil 71 Verhältnis (Leckfluss/ max. Fluss)	Ventil 93 Verhältnis (Leckfluss/ max. Fluss)
0,1		1,2E-06	1,5E-06
0,5	< 4,0E-08	3,4E-06	5,4E-07
1	< 9,0E-08	6,5E-06	8,1E-07
1,5	8,4E-07		2,8E-05
2	4,2E-05		

Der Leckfluss für die untersuchten Ventile ist bis zu einem Druck von 1,0 bar um mehr als den Faktor  $10^{-5}$  kleiner als der maximale Gasdurchfluss. Die open/closed-ratio liegt höher als 100000. Durch welchen Mechanismen der Leckfluss zu Stande kommt, kann anhand dieser Messungen nicht geschlossen werden. Werden der Leckfluss und das Verhältnis von Leck- und maximalem Gasfluss gegen den Eingangsdruck aufgetragen, ergeben sich Abbildung 65 und Abbildung 66.



**Abbildung 65: Gas-Leckagefluss**



**Abbildung 66: Flussverhältnis (offen/geschlossen)**

Diese Abbildungen zeigen für Ventil 61, mit einem Leckdruck von 2,2 bar, und Ventil 93, mit einem Leckdruck von 1,6 bar, einen Anstieg des Leckflusses und des Flussverhältnisses um 2 Größenordnungen im Bereich der letzten 0,5 bar unter dem Leckdruck, während zumindest die Messwerte von Ventil 93 vermuten lassen, dass sich darunter ein konstantes Flussverhältnis einstellt. Das Verhalten von Ventil 71 weicht davon ab und zeigt einen linearen mit dem Eingangsdruck ansteigenden Leckagefluss. Der Leckfluss von Ventil 71 ist zudem vergleichsweise hoch und deutet auf einen Kratzer oder eine Verunreinigung des Ventilsitzes hin, durch den eine Art Kanal zu einer Leckage führt, die einen laminaren Durchfluss erlaubt.

Die Untersuchung des Wasserleckflusses ist mit den selben Ventilen durchgeführt worden. Hier trat allerdings das Problem auf, dass es innerhalb der Wassersäule zwischen Ventilauslass und der Messkapillare zu der Bildung von Gasblasen kam. Diese Gasblasenbildung entsteht vermutlich durch Mikroorganismen, die außerhalb des Wasserbehälters Nahrung gefunden haben. Dies führte zu Schwankungen der Wassersäulenhöhe in der Messkapillare in beide Richtungen. In der folgenden Tabelle 46 sind daher nur die Messwerte aufgeführt, bei denen der Volumenstrom hinreichend linear war. Ebenfalls aufgeführt ist die Testdauer für diese Leckagetests insgesamt

**Tabelle 46: Wasser-Leckagefluss**

Eingangsdruck [bar]	Ventil 71		Ventil 93	
	Wasserleckfluss [µl/min]	Testdauer [min]	Wasserleckfluss [µl/min]	Testdauer [min]
0,5	0,0043	7020	0,0025	3990
1	0,0133	1875		

Ein Vergleich dieser Flusswerte mit denen des Luft-Leckageflusses zeigt die Tabelle 47.

**Tabelle 47: Verhältnis Luft- zu Wasser-Leckagefluss**

Eingangsdruck [bar]	Ventil 71 Verhältnis Leckfluss (Luft/Wasser)	Ventil 93 Verhältnis Leckfluss (Luft/Wasser)
0,5	248	65
1	241	

Das Verhältnis von Wasser- und Luftfluss in geöffneten und geschlossenen Ventilen unterscheidet sich. Beträgt dieses Verhältnis bei geöffneten Ventilen wie theoretisch erwartet etwa den Faktor 30, ist der Unterschied bei den gemessenen Ventilen um einen Faktor 65 bis 248 größer. Für weitergehende Aussagen über das Fließverhalten des geschlossenen Ventils, reicht dieses Datenmaterial nicht aus. Es folgt jedoch, dass sich das open-closed-Verhältnis für den Wasserfluss zumindest um einen Faktor zwei größer ist als beim Gasfluss. Bei diesen Untersuchungen des Leckflusses sind nur 2,5 µm-dicke Ventilmembranen untersucht worden. Da bei dünneren Ventilmembranen von einer noch besseren Anpassung an den Ventilsitz ausgegangen wird, werden für solche Ventile noch geringere Leckageraten erwartet.

## 4.4 Dynamisches Verhalten

Die Untersuchung des dynamischen Schaltverhaltens der Piezoventile erfolgt durch zwei unterschiedliche, sich ergänzende Methoden. Zunächst wird ein Messverfahren vorgestellt, mit dem der Druckanstieg am Ventilausgang sehr schnell gemessen werden kann und aus dem sich das Schaltverhalten gut beobachten lässt. Anschließend werden quantitative Durchflussmessungen an Ventilen durchgeführt. Für diese Messungen werden die Piezoventile mit verschiedenen Taktfrequenzen und Spannungspulslängen betrieben und der sich daraus ergebende mittlere Gasdurchfluss bestimmt. Die Ergebnisse werden dann abschließend zusammengefasst.

### 4.4.1 Dynamische Druckmessungen

Die Ansprechzeiten der Piezoventile sind sehr gering und liegen in der Größenordnung von wenigen Millisekunden. Dies erfordert zum einen eine Spannungsquelle, die in der Lage ist, den als Kondensator fungierenden Piezoaktor in hinreichend kurzer Zeit zu beladen und zu entladen. Zum anderen ist eine Messmethode erforderlich, die in der Lage ist auch sehr kurze Gaspulse detektieren zu können.

Als Spannungsquelle wird ein im Forschungszentrum Karlsruhe gefertigter Hochspannungsverstärker verwendet, der eine Spannungsverstärkung um das 100-fache der Eingangsspannung leistet und Spannungen bis zu 1000 V und einem Strom bis zu 50 mA

erzeugen kann. Das Eingangssignal dazu liefert ein Signalgenerator mit dem periodische Rechtecksignale erzeugt werden können, dabei kann die Spannung dieses Eingangssignals von 0 V bis 20 V beliebig eingestellt werden.

Das Schaltsignal, das vom Ausgang des Spannungsverstärkers an das Piezoventil angelegt wird, lässt sich anhand der Taktfrequenz, der Pulslänge und der Schaltspannung gut charakterisieren:

- Die Taktfrequenz gibt an, wie oft ein rechteckiger Spannungspuls pro Sekunde erzeugt wird.
- Die Pulslänge beschreibt die Dauer des Spannungspulses, während der die Schaltspannung nicht 0 V beträgt.
- Die positive Schaltspannung gibt die am Piezoventil entsprechend der Polung anliegende Spannung an. Negative Spannungen werden vermieden, damit es zu keinen Schädigungen des Piezoaktors kommt.

Auf eine Beschreibung der Anstiegs- und Abfallflanke wird verzichtet, da diese nur für Pulslängen unter 1 ms relevant werden.

Am Ventileinlass des Piezoventils wird entsprechend der vorher vorgestellten Messungen Luft oder Wasser mit definiertem Druck angelegt. Wird das Ventil durch das angelegte Spannungssignal geschaltet, kommt es zu einem Druckanstieg hinter dem Piezoventil, der durch ein Differenzdrucksensor, für einen Druckbereich bis 300 mbar der Firma Bosch detektiert werden kann. Dieser Gasdrucksensor besitzt ein zeitliches Auflösungsvermögen von etwa 500  $\mu\text{s}$  und liefert ein verstärktes Spannungssignal, das einem Druckanstieg proportional entspricht. Eine gute Messung des Drucksignals erfordert, dass sich ein Druck aufbauen kann, daher muss der Ventilauslass in ein kleines, weniger 1 ml großes Druckmessvolumen führen, dessen Druckanstieg von dem Drucksensor gemessen werden kann. Führt der Ventilauslass allerdings in ein abgeschlossenes Volumen, steigt der Druck bis zum Erreichen des Eingangsdruckes in immer kleineren Schritten an. Deshalb befindet sich in dem Druckmessvolumen eine kleine Auslassöffnung, durch die der Druck stetig abgeführt werden kann. Die Auslassöffnung für das Druckmessvolumen so eingestellt, dass sich ein deutlicher Druckanstieg messen lässt, zugleich aber einen schnelle Ausgleich mit dem Umgebungsdruck zulässt.

Das Schaltsignal mit einer 1000-fachen Untersetzung und das Drucksignal werden mit einem Zwei-Kanal-Oszilloskop aufgezeichnet. Zur Dokumentation dieser Messungen werden in dieser Arbeit Screen-shots der Oszilloskopanzeige gezeigt. In der Abbildung 67: *Messaufbau für dynamische Gasdruckmessungen* ist oben beschriebene Messaufbau dargestellt.

In der Abbildung 68: Ansprechzeit ist exemplarisch eine dieser qualitativen, dynamischen Messungen aufgeführt. Dieser Screen-shot des Oszilloskops zeigt am unteren Bildrand die Messbereiche der in vertikaler Richtung aufgezeichneten Spannung für die beiden Kanäle und die dafür gewählte zeitliche Auflösung in horizontaler Richtung, die den dabei mit eingblendeten Rasterlinien entsprechen. Der horizontale Abstand der Rasterlinien beträgt in dieser Abbildung 2 ms. Der vertikale Abstand der Rasterlinien beträgt für Kanal 1 10 mV und für Kanal 2 100 mV. Das 1000-fach untersetzte Schaltsignal wird über Kanal 2 eingelesen und zeigt ein rechteckiges Spannungssignal mit einer Maximalspannung von 250 mV, das dem tatsächlichen Schaltsignal von 250 V entspricht. Das mit 10 mV skalierte Spannungssignal beschreibt den vom Drucksensor gemessenen Druckverlauf im Druckmessvolumen.

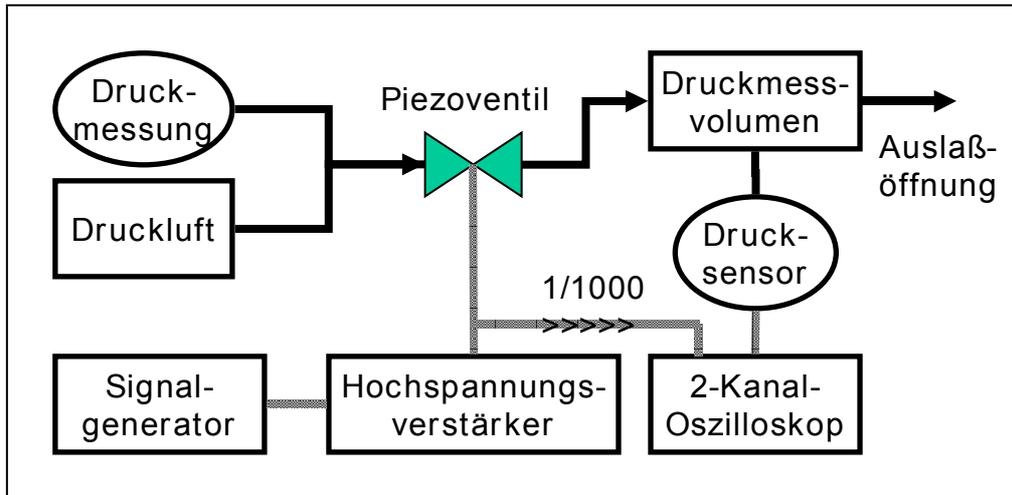


Abbildung 67: Messaufbau für dynamische Gasdruckmessungen

Wie die Abbildung 68 Abbildung weiter zeigt, beträgt die Pulsdauer des Schaltsignals 2 ms und wird mit einer Frequenz von 100 Hz getaktet, wodurch sich eine Schaltpause von jeweils 8 ms ergibt. Die Form des gemessenen Drucksignals ähnelt dabei dem Schaltsignal bezüglich des mittleren Abstandes der Anstiegs- und Abstiegsflanken. Zwischen beiden Signalen gibt es eine zeitliche Versetzung, die, gemessen am Abstand der jeweiligen Signalextrrema, etwa 1,8 ms beträgt und die einen oberen Wert für die Ansprechzeit angibt. Die Ansprechzeit des Piezoventils muss noch kleiner sein, da sich der Druck in dem Druckmessvolumen für diese Druckverlaufkurve aufbauen und wieder abbauen muss. Die etwas größeren Schwankungen des Drucksignals nach Erreichen dieser Extrema erklären sich aus gedämpften Eigenschwingungen der Drucksensorplatte, die durch die Druckstöße beim Schalten des Ventils angeregt werden.

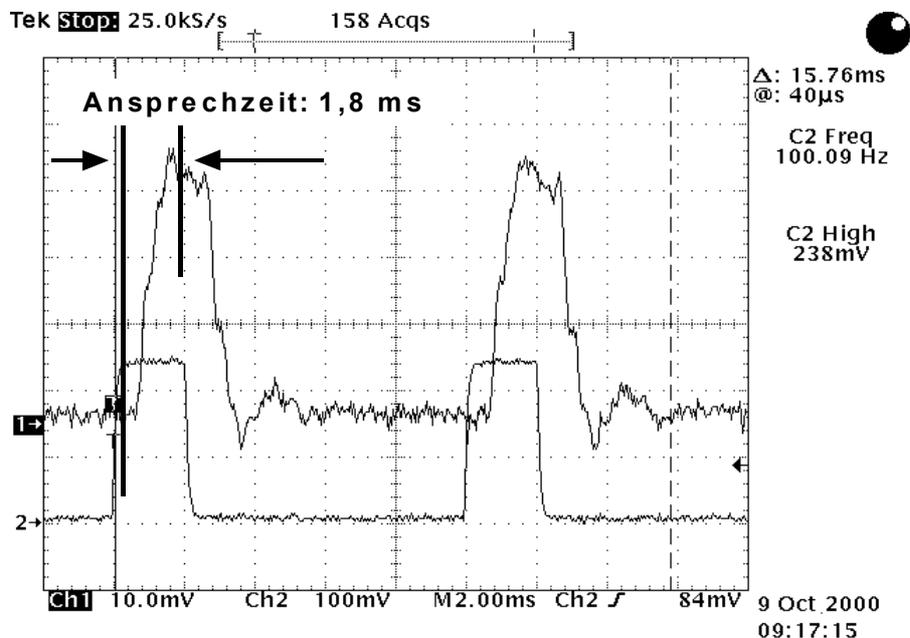
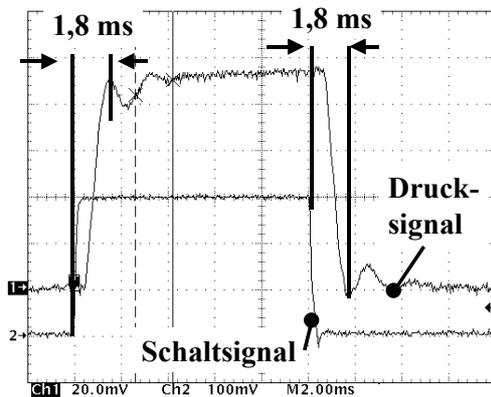


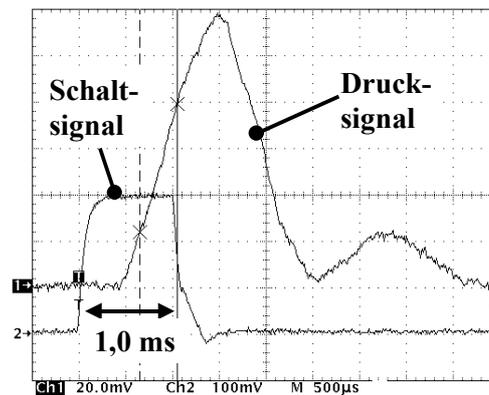
Abbildung 68: Ansprechzeit Standardventil  
 Kanal 1: Drucksignal / Kanal 2: Spannungssignal (250 V)  
 Pulsbreite: 2 ms / Taktfrequenz: 100 Hz / Eingangsdruck 0,5 bar

Die Ansprechzeit des Piezoventils der Standardbauweise kann somit mit einem oberen Wert von 1,8 ms angegeben werden. Da die Ansprechzeit des Biegeaktors alleine ein bis

zwei Größenordnungen unter diesem Wert liegt, ist die Ursache für die Schaltverzögerung entweder in der Kraftübertragung oder der Drucksignalübertragung zu suchen.



**Abbildung 69: Ansprechzeit bei 10ms Schalt-puls und 20 Hz Taktfrequenz**



**Abbildung 70: Drucksignal bei 1ms Schalt-puls und 20 Hz Taktfrequenz**

Die Ansprechzeit von 1,8 ms lässt sich auch bei längerer Schalt-pulsdauer gut beobachten (siehe Abbildung 69). Wie Abbildung 70 mit einem 1 ms langen Schalt-puls zeigt, kann sich das Drucksignal bei kürzeren Schalt-pulsen nicht mehr aufbauen, zudem liegen die Eigenschwingungen des Systems oder der Drucksensorplatte im Bereich dieser Pulslängen. Weiterhin zeigt diese Abbildung, dass die ersten und letzten 250  $\mu$ s des Spannungssignals von mäßiger Qualität sind und bei Schalt-pulsen unter einer 1 ms zunehmend stören.

Anhand dieser zeitlich fein aufgelösten Druckmessung kann ein oberer Wert für die Ansprechzeiten von etwa 1,8 ms festgestellt werden. Allerdings sind diese Messungen nur bedingt aussagekräftig. Diese Messungen liefern keine verlässliche Aussage darüber, ob das Piezoventil durch das Schaltsignal vollständig geöffnet und geschlossen wird. Daher sind ergänzende Messungen notwendig.

#### 4.4.2 Dynamische Durchflussmessungen

Eine Aussage darüber, ob ein untersuchtes Piezoventil bei einem angelegten Eingangsdruck vollständig geöffnet ist, geschieht am einfachsten durch die Messung des Volumenstroms. Für eine aussagekräftige Messung ist eine zeitliche Auflösung von zumindest 1 ms notwendig. Da ein solches Volumenstrommessgerät nicht zu Verfügung steht, wird das vorhandene, für die Standardmessungen (siehe Abschnitt 4.1) verwendete Gasflussmessgerät verwendet. Da dieser Durchflussmesser nur eine Ansprechzeit von 500 ms besitzt, werden die Piezoventile mit unterschiedlichen Pulslängen und Frequenzen geschaltet und der sich daraus ergebende mittlere Gasdurchfluss gemessen. Das Schaltsignal wird auf die gleiche Weise erzeugt, wie bei der dynamischen Druckmessung und das Schaltsignal auf dem Oszilloskop kontrolliert. Dieser Messaufbau ist in der Abbildung 71 zu sehen.

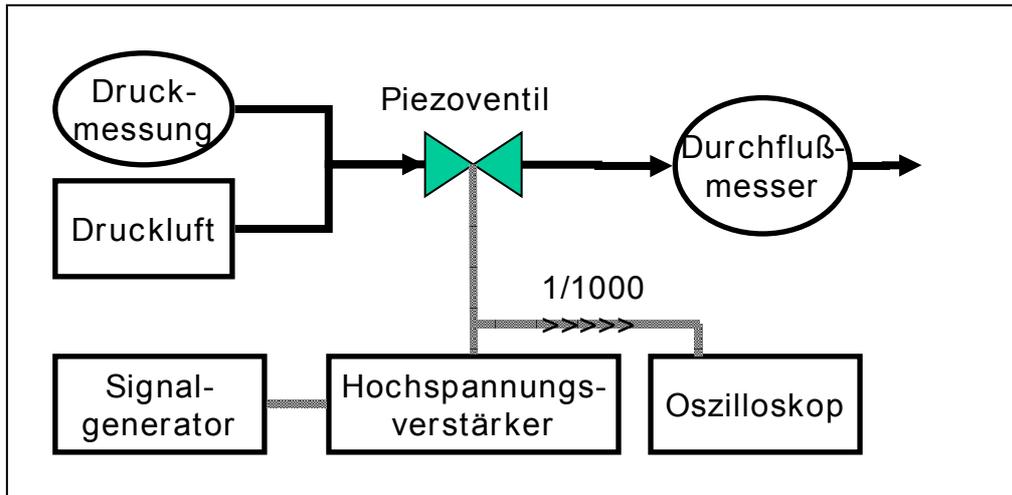


Abbildung 71: Messaufbau für dynamische Gasdurchflussmessung

Die Ergebnisse der Messungen an dem Standardventil 60 werden in der Abbildung 72 und der Abbildung 73 gezeigt.

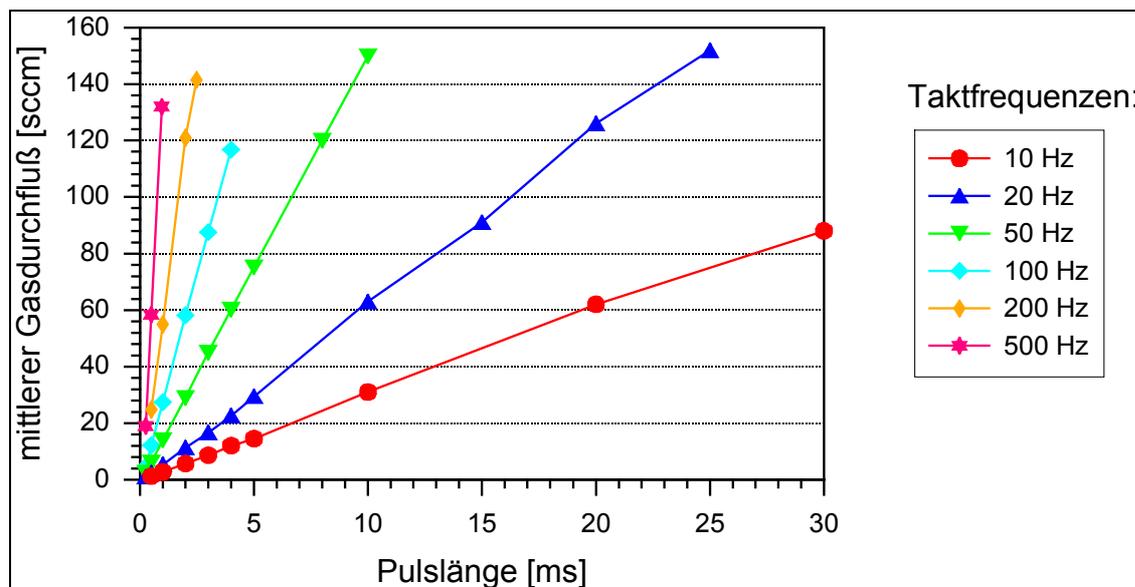


Abbildung 72: mittlerer Gasfluss nach Taktfrequenz (Ventil 60)

Diese Abbildungen zeigen zunächst einen guten linearen Zusammenhang von mittlerem Gasdurchfluss und Taktfrequenz bzw. Pulslänge des Steuersignals. Eine weitere Analyse erfordert eine zusätzliche Überlegung.

Die dynamische Durchflussmessung mit Hilfe des gemittelten Gasdurchflusses kann durch den Vergleich der Durchflussraten mit verschiedenen Schaltsignalen erfolgen. Ein ideales Ventil öffnet und schließt zeitgleich mit dem Schaltsignal. Wird es mit einem Signal geschaltet, bei dem die Dauer von geöffnetem und geschlossenem Zustand gleich ist, ist der zeitlich gemittelte Gesamtdurchfluss konstant und unabhängig von der Frequenz. Wichtig ist allein die Dauer des geöffneten Zustandes pro Periode. Dieses Verhältnis wird im folgenden als Offen-Rate angegeben. Die Offen-Rate bei dem eben angeführten Beispiel beträgt somit 0,50 und der gemittelte Gesamtdurchfluss beträgt gerade die Hälfte des Maximaldurchflusses. Bei einem realen Ventil ist dies in der Regel nicht gegeben und bewirkt Abweichungen vom Idealwert. Jedoch muss bei dieser Methode berücksichtigt werden, dass auch ein nicht ideales Ventil dieses Verhalten zufällig zeigen kann,

wenn es beispielsweise durch zu schnelle Schaltsignale konstant in einer halb-offen-Stellung gehalten wird.

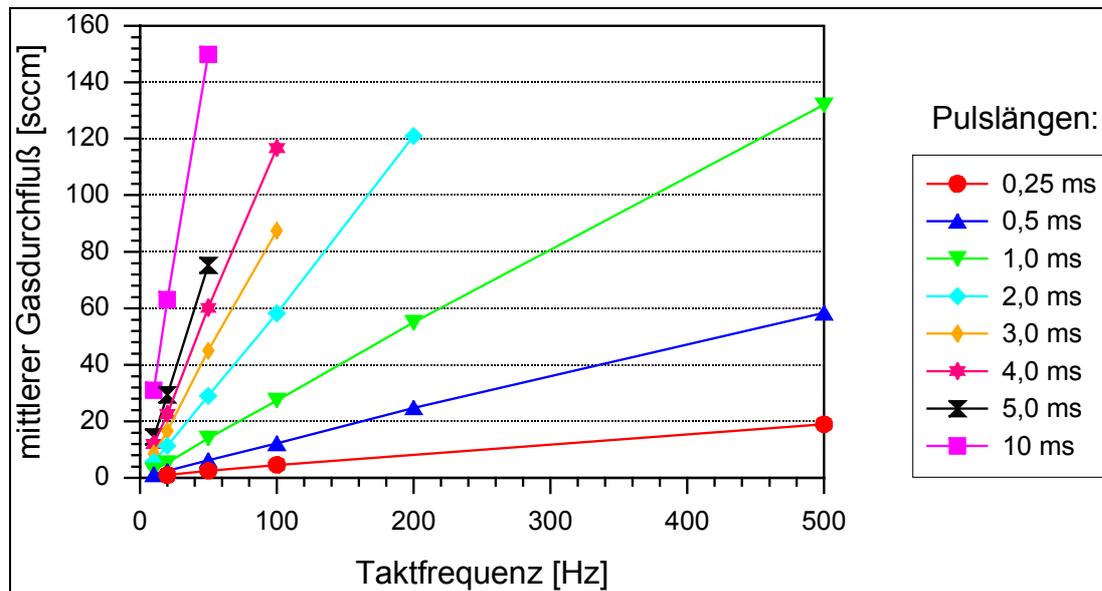


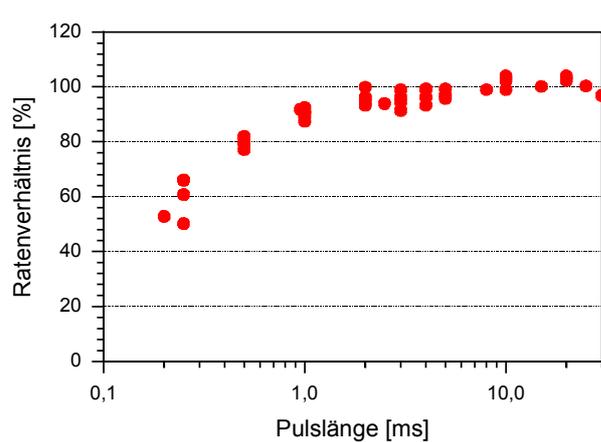
Abbildung 73: mittlerer Gasfluss nach Pulsweite (Ventil 60)

Ist bei einem realen Ventil das Schaltsignal zu kurz, öffnet sich dieses Ventil nicht vollständig. Dadurch wird die Durchfluss-Rate, das Verhältnis von dem gemittelten Gesamtdurchfluss zu dem Maximaldurchfluss, kleiner als die Offen-Rate und sollte mit zunehmender Frequenz abnehmen. Der denkbare Fall, dass eine nicht vollständige Ventilöffnung durch eine verlängerte Schließdauer gerade kompensiert wird, ist möglich, wird aber durch Messungen bei unterschiedlichen Frequenzen zunehmend unwahrscheinlich. Um solche Fälle weitgehend auszuschließen, müssen aber verschiedene Frequenzen und Pulsbreiten untersucht werden.

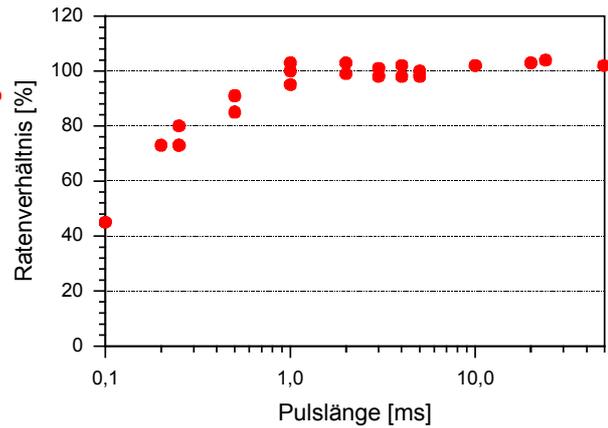
Ein Vergleich der Offen-Rate und der Durchfluss-Rate für die jeweilige Taktfrequenz und Pulsweite zeigt die entsprechenden Abweichungen von einem idealen Ventil. Entspricht dieses Ratenverhältnis 100 %, verhält sich das untersuchte Ventil ideal, liegt der Wert über 100% ist es zu lange offen, liegt der Wert unter 100% öffnet es zu kurz.

In den folgenden beiden Abbildungen sind diese Ratenverhältnisse abgebildet. Dabei zeigt Abbildung 74 das Ratenverhältnis bei einem Standardventil mit einer (5:4)-Silikon-Gelmischung (Ventil 60) und Abbildung 75 die Werte eines Ventils mit einer (1:1)-Silikon-Gelmischung (Ventil 105). Das in Ventil 105 als Übersetzungsmedium verwendete Silikon-Gel besitzt dabei einen noch geringeres komplexes E-Modul als dies bei der (5:4)-Silikon-Gelmischung der Fall ist. Die Ratenverhältnisse sind dabei gegen die bei verschiedenen Taktfrequenzen gemessenen Pulsweiten logarithmisch aufgetragen.

Diese Abbildungen zeigen bei Pulsweiten die 2 Millisekunden und länger eine höchstens 10 % Abweichung vom idealen Ratenverhältnis 100%. Bei kleineren Pulsweiten sinkt das Ratenverhältnis zunehmend ab. Dies kann ein Hinweis darauf sein, dass sich das Piezoverventil bei kleineren Pulsweiten nicht mehr vollständig öffnet. Wahrscheinlich ist allerdings die zunehmend schlechtere Qualität des Schaltsignals maßgeblich, so dass die aus dem Steuersignal berechnete Pulsweite nicht von der Spannungsquelle realisiert wird. Das etwas bessere Ratenverhältnis für das Ventil mit der weicheren Silikon-Gelmischung (Ventil 105) resultiert deshalb wahrscheinlich aus der geringeren Öffnungsspannung dieses Ventils.

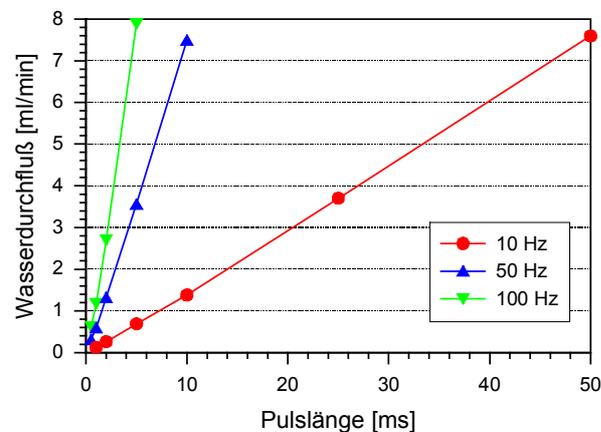


**Abbildung 74: Ratenverhältnis für Ventil 60 (5:4)-Silikon-Gel**

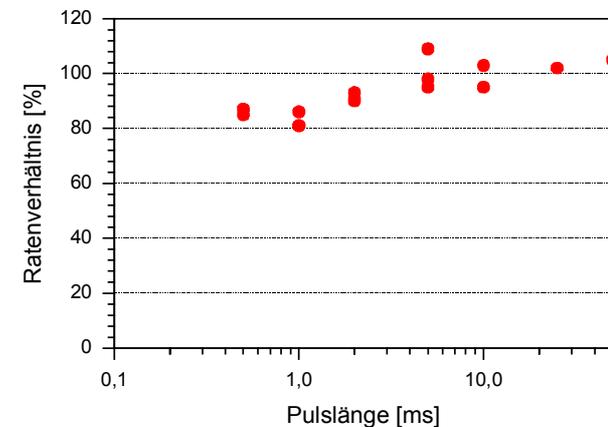


**Abbildung 75: Ratenverhältnis für Ventil 105 (1:1)-Silikon-Gel (sehr weich)**

Auf ähnliche Weise ist der gemittelte Wasserdurchfluss gemessen worden. Der dazu verwendete Messaufbau unterscheidet sich nur in zwei Punkten von dem in Abbildung 71: Messaufbau für dynamische Gasdurchflussmessung gezeigten Aufbau. Anstatt mit Druckluft wird das Ventil mit destilliertem Wasser betrieben (vgl. dazu auch Abbildung 61) und der gemittelte Wasserdurchfluss wird mit Hilfe einer 10 ml Messpipette und einer Stoppuhr ermittelt. Die Ergebnisse dieser Messungen bei einem Wasserdruck von 1,0 bar und einer Schaltspannung von 300 V, sind mit dem Standardventil 93 durchgeführt worden und in Anhang B dokumentiert. Die Ergebnisse werden in der Abbildung 76 und der Abbildung 77 gezeigt.



**Abbildung 76: mittlerer Wasserdurchfluss nach Taktfrequenz bei Ventil 93**



**Abbildung 77: Ratenverhältnis für Wasserdurchfluss bei Ventil 93**

Die Untersuchung zeigt, dass sich auch der Wasserfluss sehr gut über Pulslänge und Frequenz regeln lässt. Das Ratenverhältnis schwankt für Pulslängen ab 2 ms nur um 10% um den Idealwert 100%, unabhängig von der Taktfrequenz.

Da sich diese Messergebnisse kaum von denen bei Gasdurchfluss gewonnenen Ergebnissen unterscheiden lassen, kann von einem vergleichbaren Schaltverhalten bei flüssigen und gasförmigen Medien ausgegangen werden.

### 4.4.3 Zusammenfassung

Aus den Untersuchungen des gemittelten Durchflusses ergibt sich ein Schaltverhalten, das für Schaltsignale mit einer Pulsdauer länger als 2 Millisekunden, um weniger als 10% von dem Idealwert abweicht. Dieser Idealwert zeigt, dass ein Ventil für die Dauer des Schaltimpulses vollständig geöffnet und danach wieder vollständig geschlossen ist. Eine geringe Abweichung von diesem Idealwert erfordert bei einer Schaltdauer von 2 Millisekunden eine wesentlich schnellere Bewegung der Ventildichtung, damit die Form des Schaltimpulses hinreichend erhalten bleiben kann. Die Untersuchungen ergaben weiterhin, dass auch sehr kurze Steuerpulse von weniger als 500  $\mu$ s Dauer das Piezoventil öffnen können. Allerdings lässt sich mit dieser Methode nicht feststellen, ob das Schaltsignal nicht mit einer zeitlichen Verzögerung wiedergegeben wird.

Bei den Untersuchungen des Druckanstieges hinter dem Piezoventil bei kurzen Schaltimpulsen ist eine solche Zeitverzögerung beobachtet worden, die ungefähr 1,8 ms beträgt. Die Ursache dieser Zeitverzögerung kann auf Grund der vorgenommenen Messungen nicht genauer bestimmt werden. Jedoch machen die schnellen Reaktionszeiten von weniger als 500  $\mu$ s, die aus dem gemittelten Durchfluss folgen, eine Speicherung des Schaltsignals unwahrscheinlich. Wesentlich wahrscheinlicher ist, dass der Druckaufbau hinter dem Ventil die Hauptursache der gemessenen Verzögerung ist. Daher wird die Ansprechzeit der Piezoventile mit einer oberen Ansprechzeit von 1,8 ms angegeben, wobei aber eine Ansprechzeit von kleiner 500  $\mu$ s als wahrscheinlich betrachtet wird.

Aus den Untersuchungen folgt weiterhin, dass das Schaltverhalten kaum vom geschalteten Fluid beeinflusst wird.

## 4.5 Miniaturisierte Ansteuerelektronik

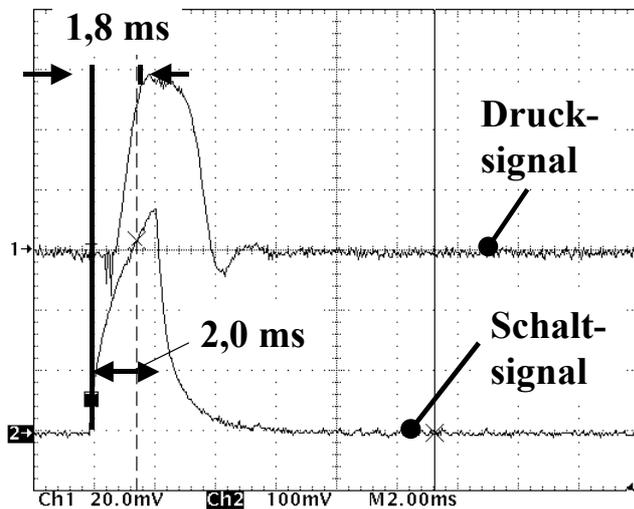
Ergänzend zu den dynamischen Untersuchungen der Piezoventile wird in diesem Abschnitt auf die Ansteuerelektronik eingegangen. Die Betriebsspannung der Standardpiezoventile ist mit einer Schaltspannung von 300 V sehr hoch. Für die im letzten Abschnitt vorgestellten dynamischen Untersuchungen wird zur Erzeugung dieser Betriebsspannung eine 20 kg schwere und entsprechend große Signalverstärkungselektronik verwendet. Die Entwicklung eines Mikroventils für portable Geräte ist natürlich nur dann sinnvoll, wenn die für den Betrieb notwendige Ansteuerelektronik zumindest eine ähnliche Baugröße aufweist, wie das Mikroventil selbst.

Eine angemessenen Ansteuerelektronik für das Piezoventil ist von der Firma Bürkert entwickelt worden. Diese Ansteuerung erfüllt dabei drei Anforderungen:

- Die Baugröße der Verstärkerschaltung entspricht der Baugröße des Mikroventils von 13 mm x 13 mm x 3 mm.
- Ein Eingangssignal von lediglich 5-15 V wird mit dieser Elektronik auf die Schaltspannung von 300 V transformiert. Damit ist ein Batteriebetrieb des Piezoventils möglich.
- Der als Kondensator fungierende Piezoaktor kann innerhalb von 2ms be- und entladen werden. Die schnellen Ansprechzeiten des Piezoventils können mit dieser Ansteuerelektronik ausgenutzt werden.

Die dazu verwendete Schaltung beruht auf einer induktiven Aufwärtsregelung. Durch ein schnelles Abschalten wird der Stromfluss in einer Speicherinduktivität unterbrochen und

eine hohe Abschaltspitze erzeugt. In Abbildung 79 ist diese Verstärkerelektronik im Größenvergleich zu dem Piezoventil und zu einem Ein-Pfennig-Stück abgebildet. Die Leistungsfähigkeit dieser Ansteuerelektronik zeigt die Abbildung 78 bei Schaltpulsen von nur 2 ms.

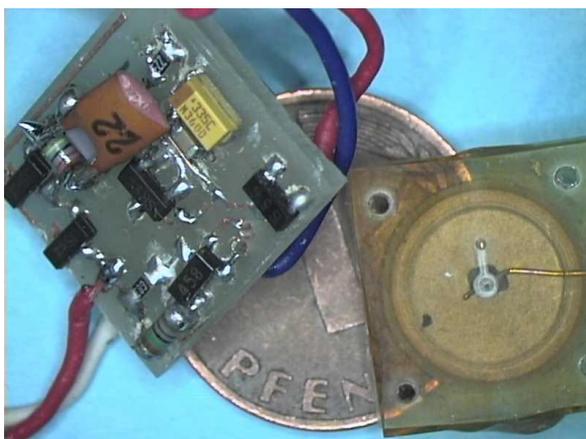


**Abbildung 78: Schaltsignal von bis zu 360 V bei einer Pulslänge von 2 ms (Eingangsspannung von einer 9 V-Blockbatterie**

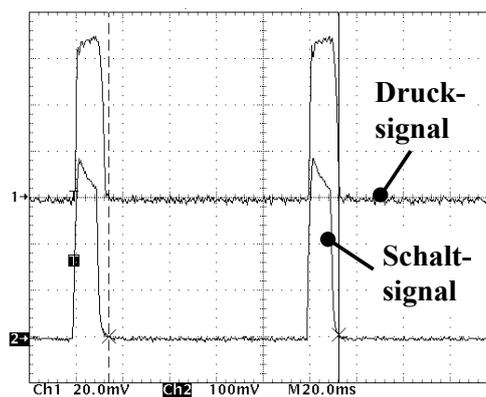
Der Versuchsaufbau für diese dynamische Messung entspricht dem in Abbildung 67 gezeigten, jedoch wurde hier das Spannungssignal mit der miniaturisierten Verstärkerelektronik erzeugt. Ein Eingangssignal mit einer Spannung von 9,6 V, das von einer 9V-Blockbatterie stammt, wird mit Hilfe eines Frequenzgenerator in 2 ms lange Spannungspulsen in die Verstärkerelektronik eingegeben. Die benötigte Schaltspannung kann daraus innerhalb von 2 ms erzeugt werden, wobei sich eine leichte Übersteuerung auf bis zu 360 V bildet.

Ebenso kann der Piezoaktor innerhalb von 2ms vollständig entladen werden. Das daraus resultierende Drucksignal des Piezoventils zeigt eine dem Schaltsignal entsprechende Verbreiterung und wieder eine Ansprechzeit von 1,8 ms.

In Abbildung 80 ist mit dem gleichen Versuchsaufbau ein Schaltsignal mit einer Pulslänge von 10 ms und einer Taktfrequenz von 10 Hz an das Piezoventil angelegt worden. Auch dieses Schaltsignal zeigt eine Übersteuerung auf zunächst 360 V, die aber nach 10 ms auf 320 V herab geregelt wird.



**Abbildung 79: Verstärkerelektronik mit Piezoventil**



**Abbildung 80: Ansteuerelektronik bei Betrieb mit einer 9 V Blockbatterie bei 10 Hz Taktfrequenz und 10 ms Pulslänge**

## 4.6 Belastungstests

Zur Vervollständigung der Ventiluntersuchungen werden in diesem Abschnitt die Untersuchungsergebnisse zum Ventilverhalten bei Temperaturänderung, Dauerbetrieb und bei Stoßbelastung vorgestellt.

### 4.6.1 Temperaturtest

Für viele Anwendungen von Ventilen wird eine Unempfindlichkeit gegenüber den Umgebungsverhältnissen gefordert. Insbesondere sollte das Ventilverhalten durch äußere Temperaturschwankungen nicht beeinflusst werden. Dazu werden Messungen mit Hilfe eines Klimaschranks vorgenommen, in dem sowohl die Temperatur als auch die Luftfeuchte eingestellt wird.

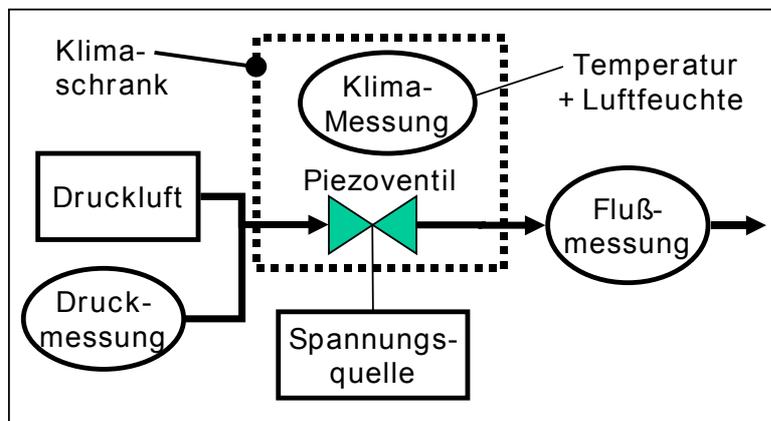
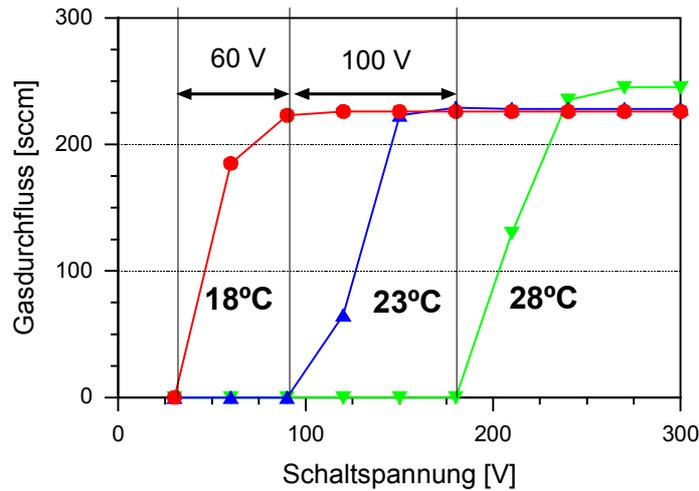


Abbildung 81: Aufbau Temperaturmessung

Der entsprechende Versuchsaufbau (siehe Abbildung 81) entspricht dem Versuchsaufbau der Standardgasflussmessung (siehe Abschnitt 4.1), jedoch befindet sich das untersuchte Piezoventil in einem Klimaschrank. Die Temperaturmessungen an den Piezoventilen erfolgt wie bei der in Abschnitt 4.1 beschriebenen Standardmessung mit dem Unterschied,

dass die Umgebungsbedingungen sehr genau kontrolliert werden können. In dem dazu verwendete Klimaschrank kann die Temperatur in einem Temperaturbereich von  $0^{\circ}\text{C}$  bis  $60^{\circ}\text{C}$  auf ein Kelvin genau konstant gehalten werden und zudem die relative Luftfeuchte mit einer zweiprozentigen Genauigkeit auf einen Wert zwischen 10 % und 90 % geregelt werden. Die Ventile werden für die Messungen in den Klimaschrank gelegt und mit den fluidischen und elektrischen Anschlüssen verbunden. Die Spannungsversorgung und die fluidischen Messgeräte befinden sich außerhalb des Klimaschranks, weshalb die Schlauchverbindungen für Zu- und Abfluss um 60 cm länger sind als bei der Standardmessung. Bevor die Durchflussmessung am Piezoventil durchgeführt werden kann, muss sich das untersuchte Piezoventil zumindest eine Stunde in der konstant gehaltenen Umgebung des Klimaschranks befinden. So kann gewährleistet werden, dass die Temperatur des Piezoventils mit der im Klimaschrank gemessenen Temperatur übereinstimmt.

Messungen wurden sowohl bei verschiedenen relativen Luftfeuchtwerten und konstanter Temperatur durchgeführt als auch bei gleichbleibender Luftfeuchte und verschiedenen Temperaturen durchgeführt. Veränderungen der Luftfeuchte ergaben keine messbaren Unterschiede des Durchflussverhaltens der Piezoventile, wohl aber Temperaturänderungen. Die Piezoventile erweisen sich gegenüber Temperaturänderung als äußerst sensibel. Schon Temperaturänderungen von 5 Kelvin führen zu einem deutlichen geänderten Ventilverhalten.



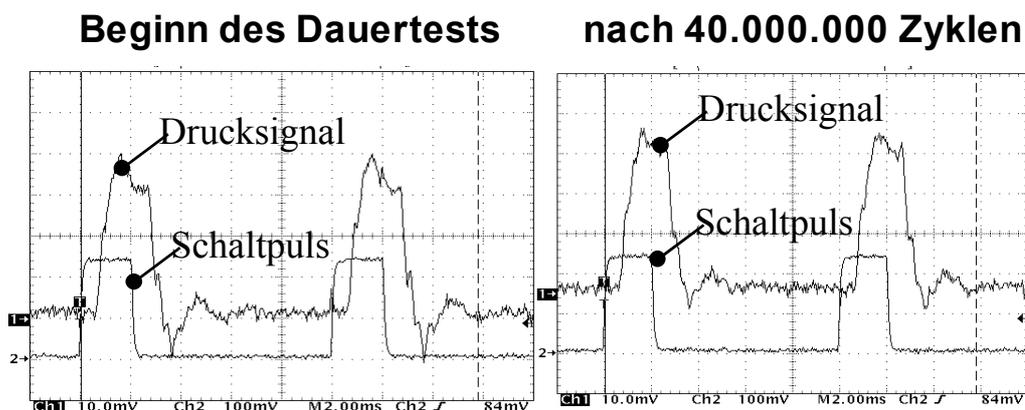
Die Messergebnisse eines Standardpiezoventils mit einer dünnen Ventilmembran und einem Ventilkammerdurchmesser von 7,5 mm werden in Abbildung 82 gezeigt. Das Piezoventil ist mit einem Aushärte­druck von 1,2 bar hergestellt worden und zeigt bei 23 °C einen Leckdruck von 1,2 bar. Ändert sich die Umgebungs­temperatur auf 28 °C, steigt der Leckdruck auf 2,0 bar, beträgt die Temperatur 18 °C, sinkt der Leckdruck auf 0,8 bar.

**Abbildung 82: Messergebnisse Temperaturänderung**

Damit ändert sich der Leckdruck um etwa 0,6 bar bei einer Temperaturdifferenz von 5 Kelvin. Entsprechend ändert sich auch die Kennlinie von Schaltspannung und Gasdurchfluss. Die Öffnungsspannung ändert sich innerhalb einer Temperaturdifferenz von 5 Kelvin einmal um 60 V und einmal um 100 V, also im Mittel um etwa 80 V. Wie diese Ergebnisse zu interpretieren sind, wird in dem folgenden Kapitel genau untersucht. Weiterhin werden dort Wege aufgezeigt, wie sich diese Temperaturabhängigkeit beseitigen oder zumindest deutlich vermindern lässt.

#### 4.6.2 Dauerbetrieb

Besonders die nur wenige Mikrometer starke Ventilmembran wird sowohl im geöffneten Zustand durch den anliegenden Fluiddruck in der Ventilkammer als auch beim Schließen durch das Anformen an den harten Ventilsitz belastet. Daher ist zu befürchten, dass die Ventilmembran bei längerer Belastung reißt.



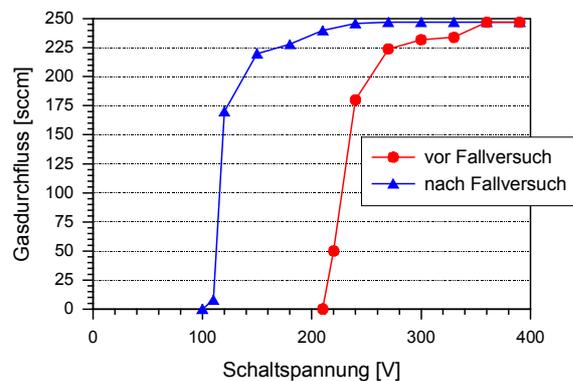
**Abbildung 83: Dauerbetrieb**

Zur Untersuchung dieses Punktes ist ein Standardpiezoventil mit einem Schalt­puls von 250 V und 2 ms Dauer, bei 0,5 bar und einer Takt­frequenz von 100 Hz über mehrere Tage betrieben worden. Während dieses Dauerbetriebes ist dabei der Schalt­puls als auch das Druck­signal des Ventils beobachtet worden. Der dazugehörige Messaufbau ist identisch mit dem Messaufbau in Abschnitt 4.4.1. In Abbildung 83 ist der entsprechende Screen-

Shot des 2-Kanal-Oszilloskop am Beginn und am Ende der Messung dargestellt. Wie diese Screen-Shots genau zu interpretieren sind, wird in Abschnitt 4.4.1 detailliert erklärt und an dieser Stelle nicht nochmals ausgeführt. Auf den ersten Blick ist jedoch zu erkennen, dass durch den Dauerbetrieb Änderung des Ventilverhaltens erkennen lässt, was auch bei einem Vergleich der Durchflusskennlinien vor und nach dem Dauerversuch bestätigt wird.

### 4.6.3 Fallversuch

Zur Bestimmung der mechanischen Belastbarkeit des Piezoventils insgesamt ist ein Piezoventil mit einen 5 cm x 5 cm x 1,5 cm großen und etwa 300 g schweren Messingquader durch Schrauben fest verbunden worden. Dabei befindet sich das Ventil in einer Vertiefung dieser Messingquader. Das so befestigte Ventil wurde aus einer Höhe von über 2 m dreimal auf eine Betonplatte fallen gelassen. Dabei entstehen Beschleunigungen, welche die Erdbeschleunigung um das tausend- bis zweitausendfache übertreffen.



**Abbildung 84: Durchflusskennlinie vor und nach Fallversuch bei 0,5 bar Eingangsdruck**

Anhand einer optischen Untersuchung nach diesen Fallversuchen konnte keine Veränderungen festgestellt werden. Insbesondere zeigte die bruchempfindliche Aktorscheibe keine Risse, noch konnten Beschädigungen an der Ventilmembran festgestellt werden. Eine vor und nach diesem Fallversuch durchgeführte Aufnahme der Durchflusskennlinie zeigt hingegen eine Veränderung (siehe Abbildung 84). Durch die Stoßbelastung aus dem Fallversuch hat sich der schaltbare Druckbereich und somit auch die zum Schalten notwendige Schaltspannung des untersuchten Ventils verändert.

Die bei gleichem Eingangsdruck benötigte Schaltspannung sinkt dabei um 100 V, während der Gasdurchfluss durch das Ventil und auch das Öffnungsverhalten ähnlich bleiben. Eine Beschädigung des empfindlichen Piezoaktors hat ein Veränderung des Öffnungsverhalten und eine erhöhte Schaltspannung zur Folgewährend sich ein Riss in der Ventilmembran durch einen verminderten Gasdurchfluss bemerkbar machen sollte. Das Ergebnis dieses Fallversuches ist daher, dass die Stoßbelastung zu einer Lockerung der Aktorfixierung führt, wodurch der sich der Druck in der Übersetzungskammer und damit der schaltbare Druckbereich verändert.

Damit zeigt sich das Konzept des Piezoventils als sehr robust besonders in Hinblick auf den bruchempfindlichen Biegeaktors. Gelingt es die Aktorfixierung noch zu verbessern, sollte sich das Piezoventil gegen hohen Stoßbelastungen insgesamt als robust erweisen.

## 5 Auswertung

In diesem Kapitel werden die experimentellen Ergebnisse, die in dieser Arbeit beschrieben werden, mit Hilfe der im 2. Kapitel dargestellten theoretischen Überlegungen ausgewertet. Ziel dieser Auswertung ist zunächst das Verständnis der wesentlichen Eigenschaften des Piezoventils. Darauf aufbauend werden Lösungsstrategien für das Problem der Temperaturabhängigkeit entwickelt und das weitere Entwicklungspotential des Piezoventils untersucht.

### 5.1 Fluiddurchfluss

Der Volumenstrom durch das Piezoventils ist sowohl für Luft- als auch für Wasserdurchfluss in Abhängigkeit des Druckabfalls über das Ventil untersucht worden. Die Beziehung von Differenzdruck  $\Delta p$  und Volumenstrom  $Q$  lässt sich dabei für alle untersuchten Ventile über eine Potenzfunktion des Typs  $Q = f \Delta p^x$  einheitlich darstellen. Dabei ergibt sich für die Ventile ein Potenzfaktor  $x = 0,60$  und ein Skalierungsfaktor  $f$  bei Druckluftbetrieb von  $f_{\text{Luft}} = 455 \text{ sccm}/\text{bar}^x$  und bei Wasser von  $f_{\text{Wasser}} = 15,9 \text{ ml}/(\text{min bar}^x)$ , wobei in Einzelfällen die Werte für den Skalierungsfaktor  $f$  um bis 20 % abweichen können (siehe dazu Abschnitte 4.1 und 4.2.).

Die Betrachtungen zu der Fluiddynamik in Abschnitt 2.5 zeigen, dass das Durchflussverhalten anhand des Potenzfaktors  $x$  charakterisiert werden kann. Ändert sich der Volumenstrom  $Q$  linear ( $x = 1$ ) mit der Druckdifferenz  $\Delta p$ , kann von einem laminaren, reibungsdominierten Durchfluss ausgegangen werden. Beträgt der Potenzfaktor  $x = 0,5$ , spielen Reibungskräfte für das Durchflussverhalten keine Rolle. Aus dem experimentell ermittelten Potenzfaktor von  $x = 0,60$  lässt sich daher schließen, dass Reibungskräfte bei dem Strömungsverhalten nur eine geringe Rolle spielen.

Aus dem Ventilsitzdurchmesser  $2r_{\text{Ventilsitz}}$  kann der kleinste Strömungsquerschnitt ( $A_{\text{Ventil}} = \pi r_{\text{Ventilsitz}}^2$ ) für die Piezoventil mit  $A_{\text{Ventil}} = 0,031 \text{ mm}^2$  bestimmt werden. Weiter folgt aus Gleichung (2.65) bei bekannten Volumenstrom die mittlere Fließgeschwindigkeit  $v_{\text{Fluid}}$  des Fluids durch den Ventilsitz:

$$v_{\text{Fluid}}(\Delta p) = \frac{Q_{\text{Fluid}}(\Delta p)}{A_{\text{Ventilsitz}}} = \frac{f_{\text{Fluid}}}{A_{\text{Ventilsitz}}} \Delta p^x \quad (5.1)$$

Für Luft ergibt sich daraus:  $v_{\text{Luft}}(\Delta p) = 241,4 \text{ m/s } (1/\text{bar}^{0,6}) \Delta p^{0,6}$

Für Wasser ergibt sich daraus:  $v_{\text{Wasser}}(\Delta p) = 8,43 \text{ m/s } (1/\text{bar}^{0,6}) \Delta p^{0,6}$

Einzelne Geschwindigkeitswerte für verschiedene Druckdifferenzen sind in Tabelle 48 aufgeführt.

**Tabelle 48: Mittlere Fluidgeschwindigkeit am Ventilsitz**

Differenzdruck [bar]	Geschwindigkeit von Luft am Ventilsitz [m/s]	Geschwindigkeit von Wasser am Ventilsitz [m/s]
0,1	60,6	2,12
0,5	159,3	5,56
1,0	241,4	8,43
2,0	365,3	12,78

Besonders die Geschwindigkeit von Luft ist beim Durchfließen des Piezoventils ist sehr hoch. Es muss sogar davon ausgegangen werden, dass Fließgeschwindigkeiten auftreten, die über die Schallgeschwindigkeit (Luft 330 m/s) hinausgehen. Durch welche Modelle solche Überschallströmungen in mikrofluidischen Elementen beschrieben werden können, ist bisher wenig untersucht [Grav93,S. 170]. Ein großer Unterschied zwischen Unter- und Überschallströmung scheint jedoch nicht aufzutreten, da sich der relativ langsamen Wasserfluss kaum vom schnelle Luftdurchfluss unterscheidet. Insgesamt kann davon ausgegangen werden, dass sich weder ein laminares noch ein turbulentes Strömungsprofil voll ausbilden kann. Makroskopische Strömungsrechnungen, die auf diesen Modellen basieren, dürfen daher nicht angewendet werden.

Einen anderen Zugang zur Beschreibung des Strömungsverhalten, erlaubt die Bernoulli-Gleichung (siehe Gleichung (2.61)) über den Zusammenhang von Druckenergie und kinetischer Energie. Wegen der Energieerhaltung kann die kinetische Energie des Fluids nicht größer werden, als durch die Druckenergie zur Verfügung gestellt wird. Daraus folgt für jede Fluidströmung bei gegebener Geometrie und Druckdifferenz ein maximaler Durchflusswert. Wird die Bernoulli-Gleichung entsprechend umformuliert ergibt sich die Beziehung in Gleichng ((5.2) für den Maximaldurchfluss:

$$Q_{\text{Fluid}}(\Delta p) = \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{Fluid}}}} A_{\text{Ventilsitz}} \sqrt{\Delta p} \quad (5.2)$$

Ist der kleinste Strömungsquerschnitt  $A_{\text{Ventilsitz}} = 0,0314 \text{ mm}^2$  und die Dichte von Wasser ( $\rho_{\text{Wasser}} = 1 \text{ g/dm}^3$ ) und Luft ( $\rho_{\text{Luft}} = 1,2 \text{ kg/dm}^3$ ) bekannt, lässt sich daraus die Durchflussobergrenze  $Q_{\text{Grenz}}$  als Potenzfunktion des Typs  $Q_{\text{Grenz}} = f_{\text{Grenz}} \Delta p^{0,5}$  bestimmen.

Der Skalierungsfaktor  $f$  für Luft :  $f_{\text{Grenz,Luft}} = 843,0 \text{ sccm/bar}^{0,5}$ ,

Der Skalierungsfaktor  $f$  für Wasser  $f_{\text{Grenz,Wasser}} = 26,66 \text{ ml}/(\text{min bar}^{0,5})$ .

Der Volumenstrom unterscheidet sich dabei für beide Medien um  $f_{\text{Grenz,Luft}}/f_{\text{Grenz,Wasser}} = 31,6$  der sich aus der unterschiedlichen Dichte errechnet. Bei direkten Vergleichsmessungen der Durchflusswerte für zwei verschiedene Medien ergibt sich ein experimentell bestimmtes Verhältnis  $f_{\text{Luft}}/f_{\text{Wasser}}$  mit 29,4 bzw 31,6 (siehe Tabelle Parameter für Fittung des Durchflusses nach Potenzfunktion Abschnitt 4.2) und stimmt damit sehr gut mit den theoretischen Erwartungen überein.

Die theoretisch bestimmte Durchflussobergrenze wird in Tabelle 49 mit den experimentell bestimmten Werten verglichen.

**Tabelle 49: Gasdurchfluss (theoretische Obergrenze/Experiment)**

Differenzdruck [bar]	Durchflussobergrenze nach Bernoulli [sccm]	experimentell bestimmter Gasdurchfluss [sccm]	Verhältnis: Bernoulli / Experiment
0,1	266,6	114,3	2,33
0,5	596,1	300,2	1,99
1,0	843,0	455,0	1,85
1,5	1032,4	580,3	1,78

Der experimentell bestimmte Gasdurchfluss liegt bei einem Differenzdruck von 0,5 bar um eine Faktor 2 niedriger als dies theoretisch möglich wäre, wobei dieser Faktor für größere Gasdurchflüsse etwas günstiger wird.

Beim Durchströmen des Piezoventils kommt es zu Verwirbelungen, die dem Fluidstrom Energie entziehen. Bei größerem Differenzdruck nimmt der Anteil des Energieverlustes durch die Verwirbelungen ab, obwohl die Strömungsgeschwindigkeit steigt. Die Ursache könnte darin liegen, dass in den kleinen Volumen nicht beliebig viele Verwirbelungen aufgebaut werden können und eine Art Wirbelsättigung eintritt. Mit steigender Fluidgeschwindigkeit kann zwar die Wirbelgeschwindigkeit weiter zunehmen, aber nicht eine beliebige Anzahl neuer Wirbel gebildet werden.

Für die Piezoventile in der bisherigen Bauweise kann der Fluiddurchfluss mit Hilfe der Bernoulli-Gleichung berechnet werden. Der sich aus der Ventilsitzgeometrie, Fluidichte  $\rho_{\text{Fluid}}$  und Druckdifferenz  $\Delta p$  ergebenden Durchfluss muss jedoch noch durch einem Korrekturfaktor ergänzt werden, der etwa  $\frac{1}{2}$  beträgt.

Etwas genauer kann der Luftdurchfluss für Piezoventile gleicher Bauweise aber anderen Ventilsitzradius  $r_{\text{Ventilsitz}}$  bestimmt werden, wenn Skalierungsfaktor und Potenzfaktor der experimentellen Ergebnisse des Standardventils ( $r_{\text{Ventilsitz}}^2 = 0,01 \text{ mm}^2$ ) verwendet werden (siehe Abschnitt 4.1). Wird wie bei der Bernoulli-Gleichung davon ausgegangen, dass sich der zu erwartende maximale Fluiddurchfluss mit der Ventilsitzfläche skaliert, kann der Gasdurchfluss mit folgender Beziehung abgeschätzt werden:

$$Q_{\text{Luft}}(\Delta p) = 455 \text{ sccm} \frac{r_{\text{Ventilsitz}}^2}{0,01 \text{ mm}^2} \frac{\Delta p^{0,6}}{\text{bar}^{0,6}} \quad (5.3)$$

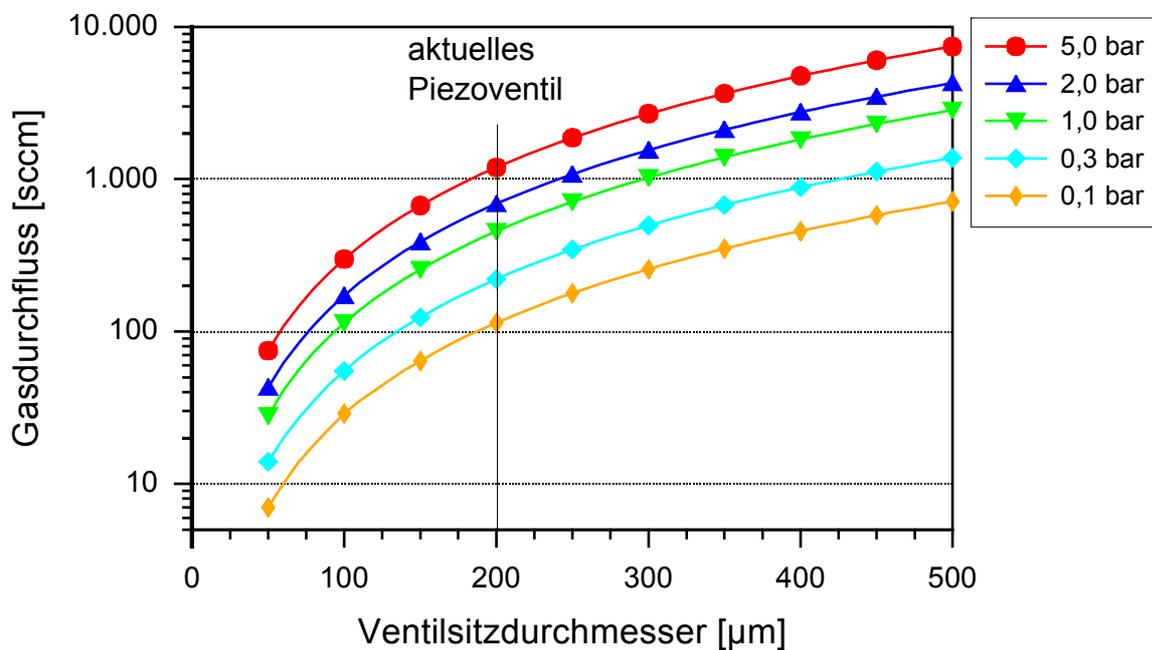


Abbildung 85: Maximaler Gasdurchfluss nach Ventilsitzdurchmesser (nach Gleichung (5.3))

## 5.2 Biegeaktoren

Die Piezoventile können mit unterschiedlich dimensionierten Piezoaktoren und bei unterschiedlichen Aushärtedruck hergestellt werden. Dadurch verändert sich die Schaltspannung und der schaltbare Druck. In diesem Abschnitt soll der Zusammenhang dieser Größen untersucht werden mit dem Ziel weitere Entwicklungsmöglichkeiten der Piezoventile abzuschätzen. Insbesondere ist dabei die Frage interessant, welches Miniaturisierungspotential von den bestehenden Piezoventilen zu erwarten ist, welche Schaltspannungen notwendig sind und welche Drücke sich damit maximal schalten lassen. Für diese Berechnungen wird auf die in Kapitel 2.2 entwickelten, theoretischen Grundlagen und auf die in dieser Arbeit vorgenommenen experimentellen Untersuchungen zurückgegriffen. Für diese Abschätzungen sind eine Reihe von Annahmen erforderlich, die sich aus einer Interpretation der vorliegenden Daten ergeben. Ob diese Annahmen gerechtfertigt sind, können nur weitere Untersuchungen zeigen.

In den theoretischen Berechnungen aus Kapitel 2.2 ist ein Aktordruck  $p_A$  (siehe Gleichung (2.17)) und daran anschließend der maximale Haltedruck  $p_{A,max}$  definiert worden, der sich für eine ideal freie Randlagerung aus den Materialparametern berechnet. Bei den Piezoventilen wird diese freie Randlagerung nicht realisiert. Durch die Art der Randlagerung können sich die Maximalwerte für Haltedruck und Auslenkung ändern. Bei fester Einspannung der Biegeaktoren am Rand, sinkt die maximale Auslenkung um einen Faktor 4, während der maximale Haltedruck um einen Faktor 4 steigt [Piez82, S.24]. Dies kann mit einem Randlagerungsfaktor  $k_{Rand}$ , der Werte zwischen 1 für freie Lagerung und 4 für eine feste Randeinspannung annimmt, berücksichtigt werden. Die Federkonstante  $K$  (siehe Gleichung (2.15)) ist der Quotient aus der Druckkraft und der Auslenkung, der Randlagerungsfaktor  $k_{Rand}$  geht damit quadratisch in diese Größe mit ein. Somit kann aus einem Vergleich der theoretischen Federkraft und der experimentell bestimmten Federkraft nach der Aktorfixierung der Randlagerungsfaktor  $k_{Rand}$  bestimmt werden.

Die experimentelle maximale Aktorauslenkung ist in Kapitel 3. nach dem Fixieren der Piezoaktoren untersucht worden und wird in Tabelle 50 den theoretischen Werten nach dem korrigierten Energiemodell für eine freie Randlagerung gegenübergestellt. Dazu werden verschieden dimensionierte Aktoren miteinander verglichen.

**Tabelle 50: Maximale Aktorauslenkung nach Fixierung**

Scheibendicken Aktor		max. Auslenkung für Piezoaktoren		Randlagerungsfaktor $k_{Rand}$ (erwartet)
PZT [ $\mu\text{m}$ ]	Stahl [ $\mu\text{m}$ ]	Theorie (frei gelagert)	Experiment (fixiert)	
200	100	45,6	28,6	1,59
200	80	46,5	22,7	2,05
200	150	38,5	19,9	1,93
400	200	22,6	17,7	1,28

Aus einem Vergleich der Auslenkungswerte alleine können noch keine Schlüsse gezogen werden. Dazu ist zunächst die experimentelle Bestimmung des maximalen Haltedruckes notwendig, nachdem die theoretischen Werte schon in Kapitel 2 erarbeitet worden sind (siehe Tabelle 7, Kapitel 2.2). Für die experimentellen Werte wird zunächst die in Kapitel 4 eingeführte Größe der 0-Spannung verwendet, die aus der Betrachtung der Öffnungsspannung in Abhängigkeit des Druckes folgt. Diese 0-Spannung wird als die Schaltspannung interpretiert, bei der sich ein Piezoventil auch ohne anliegenden Druck öffnet. An diesem Punkt ist die Übersetzungskammer drucklos. Wird der Biegeaktor als Scheiben-

feder betrachtet, die durch einen Druck ausgelenkt ist, dann führt die diesem Druck durch die 0-Spannung entgegen wirkende Kraft gerade zu einer Entspannung der Scheibfeder. Die 0-Spannung kompensiert somit den Druck in der Übersetzungskammer. Um das Ventil zu öffnen, muss sich der Biegeaktor nur unwesentlich auslenken. Bei einem rechnerischen Übersetzungsverhältnis  $v = 44$  (nach Gleichung (2.30)) mit Aktorradius  $r_A = 5$  mm und Ventilkammerradius  $r_V = 0,75$  mm) reicht dann ein Aktorauslenkung von nur zwei Mikrometern zu einer vollständigen Öffnung des Ventils aus, wozu bei einem fixierten Aktor eine Spannung von 30 V ausreicht (Werte nach Tabelle 10).

Der experimentell bestimmte Leckdruck  $p_{\text{Leck}}$  gibt den Eingangsdruck an, bei dem sich das Ventil auch ohne anliegende Schaltspannung öffnet. Das Ventil bleibt geschlossen bis der Eingangsdruck größer ist als der Druck in der Übersetzungskammer. Somit kann der Leckdruck mit dem Druck in der Übersetzungskammer ungefähr gleichgesetzt werden und liegt im Mittel etwa 0,25 bar niedriger als der Härtedruck des Silikon-Gels. Legt sich die Ventilmembran auf Grund ihrer geringen Dicke oder des hohen Härtedruckes tiefer in die Ventilkammer, kann sich durch die verbesserte Dichtung der Leckdruck erhöhen. Um eine bessere Vergleichbarkeit zu ermöglichen, gehen daher nur Ventile mit einer 2,5  $\mu\text{m}$  dicken Membran in die Rechnungen ein.

Die Berechnung des maximalen Haltedruckes kann jedoch nicht über eine lineare Interpolation von Leckdruck und 0-Spannung erfolgen, denn der Haltedruck ergibt sich aus der elektrischen Energie, kurz 0-Energie, die in dem Aktor umgesetzt wird. In der folgenden Tabelle 51 sind die Energiewerte für Biegeaktoren mit den gemessenen Kapazitäten von 6,67 nF (200  $\mu\text{m}$  PZT-Dicke) bzw. 2,1 nF (400  $\mu\text{m}$  PZT-Dicke) und der entsprechende Leckdruck eingetragen. Ebenfalls finden sich dort die aus Abbildung 86 linear interpolierten Werte für den maximalen Haltedruck.

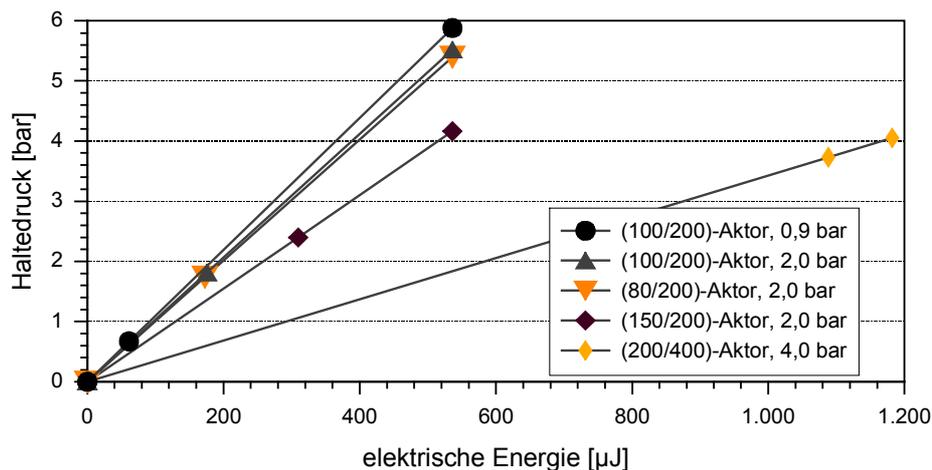
**Tabelle 51: Leckdruck und 0-Energie**

Scheibendicken Aktor		Aushärte- druck [bar]	0-Span- nung [V]	0-Energie [ $\mu\text{J}$ ]	Leck- druck [bar]	maximaler Haltedruck [bar]
PZT [ $\mu\text{m}$ ]	Stahl [ $\mu\text{m}$ ]					
200	100	0,9	135	61,1	0,67	5,88
200	100	2,0	229	175,7	1,81	5,52
200	80	2,0	227	172,6	1,74	5,40
200	150	2,0	304	309,6	2,4	4,16
400	200	4,0	834	1182	4,05	3,73

Die Werte für 0-Energie und Leckdruck werden in der Abbildung 86 dargestellt und eine Gerade durch Ursprung und Messwert gelegt. Der maximale Haltedruck ergibt sich dann aus der elektrischen Energie bei der Maximalspannung entsprechend der PZT-Scheibendicke.

Anhand der in Abbildung 86 interpolierten Geraden kann abgelesen werden, wie groß die 0-Energie eines Aktortyps bei einem bestimmten Leckdruck ist. Da der Leckdruck etwa 0,25 bar unter dem Härtedruck liegt, kann über die 0-Energie die 0-Spannung berechnet werden. Somit kann gezielt der Arbeitsbereich des Piezovenils über den Aushärte-  
druck des Silikon-Gels eingestellt werden.

Aus dem so bestimmten Haltedruck kann weiterhin die Federkonstante für die fixierten Aktoren nach Gleichung (2.15) berechnet werden. In Tabelle 52 werden diese Werte mit der theoretisch berechneten Federkonstante verglichen und der Randlagerungsfaktor  $k_{\text{Rand}}$  aus der Wurzel des Federkonstantenverhältnisses bestimmt.

Abbildung 86: *Interpolierter maximaler Haltedruck*Tabelle 52: *Federkonstanten*

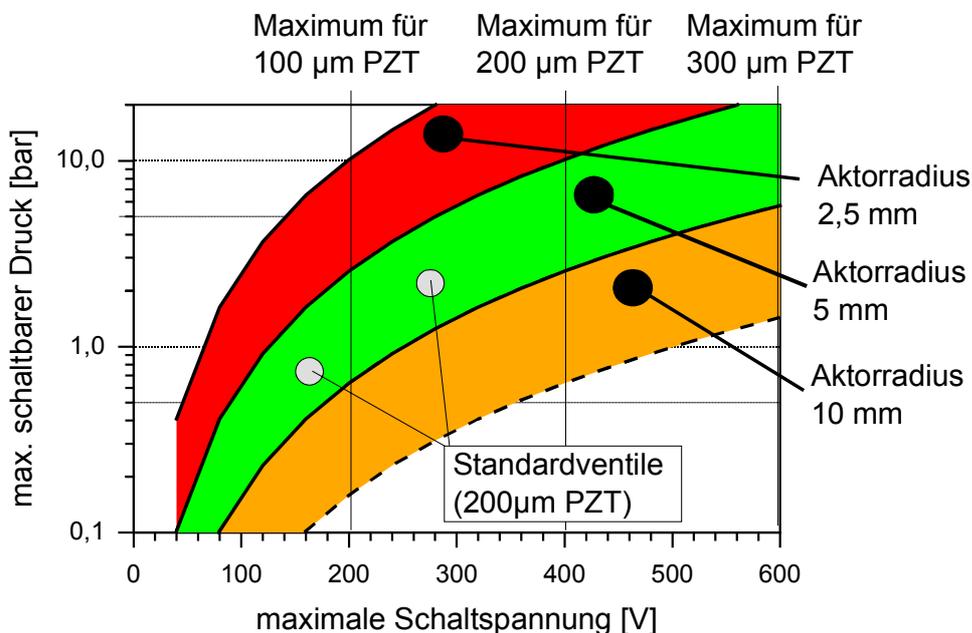
Scheibendicken der Aktoren		Aushärte- druck [bar]	Federkonstanten K [kN/m]		Randlagerungsfaktor $k_{\text{Rand}}$	
PZT [μm]	Stahl [μm]		Theorie	nach Fixie- rung	aus Federkon- stanten	erwartet (Tabelle 50)
200	100	0,9	170	538	1,78	1,59
200	100	2,0	170	506	1,73	1,59
200	80	2,0	138	623	2,13	2,05
200	150	2,0	270	547	1,42	1,93
400	200	4,0	1358	551	0,64	1,28

Die Ergebnisse des Randlagerungsfaktors  $k_{\text{Rand}}$  weichen mit zunehmender Federstärke von den Erwartungswerten, die aus den Auslenkungsuntersuchungen folgen. Stimmen die Werte für die Standardaktoren (200μm PZT und 100 μm Stahl) und die Aktoren mit (200μm PZT und 80 μm Stahl) recht gut überein, weichen die Ergebnisse mit zunehmender Federhärte immer stärker ab, bis sich sogar ein Randlagerungsfaktor kleiner 1 ergibt, der nicht definiert ist. Besonders erstaunlich ist jedoch die Federkonstante K, die sich für die Aktoren nach der Fixierung ergeben. Für alle untersuchten Aktoren ergibt sich nach der Auswertung der experimentellen Ergebnisse eine gemittelte Federkonstante  $K = 553 \pm 43 \text{ kN}$ . Dieser Wert ist scheinbar nicht von dem Wert der Federkonstanten abhängig, der sich aus den Materialparametern nach der Plattentheorie errechnet und zeigt die Komplexität des Problems. Für dieses Verhalten kann das Verfahren der Aktorfixierung verantwortlich sein. Die Biegeaktoren werden nach dem in Kapitel 3 beschriebenen Verfahren mit den Ventilgehäusen verklebt. Diese Verklebung fixiert die Aktoren mit einer auslenkungsabhängigen Kraft und bildet somit eine Gegenfeder zu den Biegeaktoren. Dadurch ergibt sich die experimentell bestimmte Federkonstante als Summe dieser beiden Federn und beschreibt so das passive Federverhalten der Biegeaktoren. Davon unbeeinflusst ist jedoch die Auslenkung der Piezobieger die für das aktive Schalten des Ventils notwendig ist. Die Arbeitsleistung der Biegeaktoren hängt zunächst nur von der zugeführten elektrischen Energie ab und das Produkt aus Auslenkung und Kraft ist konstant. Wird jedoch die Kraft oberhalb eines bestimmten Wertes von der Aktorfixierung „geschluckt“, ist nur noch die Aktorauslenkung von Bedeutung. Das günstigste Leistungsverhalten haben die Biegeaktoren mit der größten Auslenkung. Daher sollte die Aktordimensionierung für Piezoventile nach dem jetzigen Herstellungsverfahren für ein Auslenkungsmaximum optimiert werden. Aussagen über das Verhalten von Piezoventilen mit einer anderen Art der Aktorfixierung können allerdings nicht gemacht werden. Jedoch besteht durch ein anderes Verfahren der Aktorfixierung die Möglichkeit deutlich größere Drücke schalten zu können.

Als Ziel künftiger Ventilentwicklung steht daher eine Aktorfixierung mit einem stabilen Randlagerungsfaktor  $k_{\text{Rand}}$  und einem geringen Leistungsverlust des Biegeaktors. Ein Verkleben des Biegeaktors zur Fixierung erweist sich zumindest für Biegeaktoren mit einer großen Federkonstante als untauglich und sollte mit Hilfe einer Klemmvorrichtung realisiert werden. Auch sollte zukünftig auf eine breite Aktorfassung verzichtet werden. Eine Ringbreite der Aktorauflagefläche von 0,5 mm sollte dazu ausreichen.

### Aktordimensionierung

Nachdem der Zusammenhang von Einspritzdruck, Schaltspannung und schaltbaren Druckbereich bei den bisher hergestellten Ventilen behandelt wurde, wird nun eine Abschätzung für Entwicklungsmöglichkeiten der Piezoventile vorgestellt. Dazu wird zunächst die Frage behandelt, mit welcher Schaltspannung sich bei verschiedenen Aktorradien welche Drücke schalten lassen. In der Abbildung 87 sind diese Werte für drei unterschiedliche Aktorradien aufgetragen.



**Abbildung 87: Maximal schaltbarer Druck für Piezoventile mit unterschiedlicher maximaler Schaltspannung und unterschiedlichen Aktorradien**

Die Abbildung 87 zeigt drei Druckbereiche für verschieden dimensionierte Piezoaktoren. Für all diese Piezoaktoren ist das Dickenverhältnis von PZT-Keramik und Stahlscheibe gleich. Die Piezokeramik ist dabei doppelt so dick wie die Stahlscheibe. Mit Gleichung (2.16) und den damit zusammenhängenden Werten lässt sich für jeden Aktor der maximale Haltedruck bestimmen. Dieser maximale Haltedruck kann allerdings nicht mehr bei Maximalspannung von dem Ventil geschaltet werden, daher ist der maximal schaltbare Druck mit 75 % des maximalen Haltedruckes angegeben worden. Die Kapazität dieser Aktoren ist zusätzlich entsprechend der experimentellen Ergebnisse noch auf 80% des theoretischen Wertes korrigiert worden. Der daraus resultierende Druckbereich hängt allerdings stark von der Art der Randbefestigung ab. Ist der Biegeaktor ideal frei gelagert, ist der Haltedruck um einen Faktor 4 niedriger als der bei einer festen Einspannung. Daher sind jedem Spannungswert ein Druckbereich zugeordnet, dessen Maximalwert sich bei einer festen Randeinspannung und dessen minimaler Wert sich bei freier Randlagerung ergibt. Der Wert der maximalen Schaltspannung ergibt sich linear aus der Dicke der PZT-Keramikscheibe durch die maximal zulässige Feldstärke. Zusätz-

lich ist in dieser Abbildung 87 der schaltbare Druck gegen die Schaltspannung zweier Standardventile mit gleicher PZT-Scheibendicke (200  $\mu\text{m}$ ) aber unterschiedlichen Aushärtedruck des Silikon-Gels eingetragen. Nicht berücksichtigt wird in dieser Abbildung die Auslenkung der Biegeaktoren, die quadratisch mit dem Radius zunimmt, aber zumindest bei den hohen Wegübersetzungsverhältnis von etwa 1: 40 im aktuellen Ventildesign keine wesentliche Rolle spielt.

Aus der Abbildung 87 folgt zunächst, dass eine Vergrößerung des Aktorradius eine deutliche Verminderung des schaltbaren Druckes folgt. Obwohl Aktoren mit einer größeren Fläche mehr Energie einkoppeln können als kleinere Aktoren, sinkt doch bei gleicher Schaltspannung der Druckbereich. Damit auf einer größeren Aktorfläche der gleiche Druck aufgebracht kann, muss eine größere Kraft aufgebracht werden. Da die Energieeinkopplung über die Kapazität ebenso wie die Auslenkung mit dem Radius quadratisch zunimmt, ergibt sich insgesamt eine geringere Flächenkraft wodurch der schaltbare Druck absinkt. Weiterhin steigt mit abnehmender PZT-Scheibendicke die Kapazität des Piezoaktors linear an, wodurch bei gleicher Schaltspannung mehr Energie eingekoppelt werden kann.

Tabelle 53 sind ergänzende Werte zu dem der Abbildung 87 aufgeführt mit dem Ziel die verschiedenen Entwicklungsmöglichkeiten aufzuzeigen.

**Tabelle 53: Abschätzungen für verschiedene Aktordimensionierungen**

Aktortyp	A	B	C	D
Aktorradius [mm]	2,0	2,5	5,0	16
PZT-Dicke [ $\mu\text{m}$ ]	30	100	250	300
Stahldicke [ $\mu\text{m}$ ]	15	50	125	150
Baugröße [mm x mm x mm]	6 x 6 x 2	7 x 7 x 3	13 x 13 x 3	20 x 20 x 3
Randlagerungsfaktor $k_{\text{Rand}}$	2	2	2	2
max. Schaltdruck [bar]	0,71	5,1	7,9	4,5
max. Schaltspannung [V]	60	200	500	600
elektr. Leistung bei 1Hz-Betrieb [mW]	0,013	0,067	0,67	2,05
max. Auslenkung [ $\mu\text{m}$ ]	24,6	11	18,5	39
Ventilsitzdurchmesser [ $\mu\text{m}$ ]	100	100	180	400
max. Gasdurchfluss bei maximalem Druck [sccm]	92,6	303	1274	4487

Tabelle 53 zeigt Berechnungen des Ventilverhaltens für einige Aktoren und den entsprechenden Ventilen. Die Berechnungsgrundlage entspricht der für Abbildung 87 angeführten Berechnung, wobei der maximale Schaltdruck wiederum mit 75% des maximalen Haltedruckes angesetzt wird und zusätzlich eine herstellungsbedingte Minderung der Aktorkapazität um 20% vom Theoriewert berücksichtigt ist.

Der Randlagerungsfaktor  $k_{\text{Rand}}$  wird bei diesen Rechnungen mit dem Faktor zwei angesetzt. Der Ventilsitzdurchmesser wird im wesentlichen mit dem Aktorradius skaliert, wobei jedoch die maximale Auslenkung zumindest 10% des Durchmessers betragen sollte. Der Gasdurchfluss errechnet sich entsprechend der Überlegungen bezüglich der Abbildung 85. Dabei wird von einer ähnlichen Gestaltung der Ventilkammern ausgegangen. Die mit diesen Aktoren zu erreichende Baugröße der Piezoventile berücksichtigt neben der Aktorgröße auch die Notwendigkeit einer angemessenen Aktorfixierung.

Die Berechnungen für den Aktortyp A und B zeigen, dass sich bei kleinen Baugrößen Piezoventile herstellen lassen, die entweder hohe Drücke schalten können oder aber mit geringen Spannungen auskommen. Allerdings sinkt damit der maximale Fluiddurchsatz. Der Vergleich von Aktortyp C und D zeigt, dass sich durch eine Vergrößerung des Aktordurchmessers zwar der Ventilsitzdurchmesser und damit der maximale Gasdurchfluss,

jedoch dadurch entweder höhere Schaltspannungen anzulegen sind oder aber der schaltbare Druck absinkt. Die Berechnungen für den maximalen Gasdurchfluss gelten nur für eine Ventilkammergestaltung entsprechend der Abmessungsverhältnisse des Standardventils, die sich besonders im Hinblick auf eine geringe Leckrate sehr bewährt hat. Lassen Anwendungen eine open/closed-ratio von 1000 oder weniger zu, kann durch ein anderes Ventilkammerdesign möglicherweise ein höherer Fluiddurchsatz erreicht werden.

### 5.3 Quantitatives Ventilmodell für thermische Optimierung

Mit Hilfe der in Kapitel 2 entwickelten theoretischen Grundlagen kann ein Ventilmodell entwickelt werden, das den Temperatureinfluss auf das Ventilverhalten quantitative beschreibt.

Die in Abschnitt 4.6 vorgestellten Messergebnisse zeigen eine große Temperaturabhängigkeit des Ventilverhaltens. Kann diese Temperaturabhängigkeit nicht beseitigt werden, ist eine breitere Verwendung dieser Piezoventile kaum möglich. In diesem Abschnitt soll daher erklärt werden, woher diese Temperaturabhängigkeit kommt und vor allem welche Möglichkeiten es gibt, diese zu mindern. Diese Fragen werden zunächst kurz beantwortet und danach ausführlich betrachtet.

In Kapitel 2.3.3 Übersetzungsmedium ist das als Übersetzungsmedium dienende Silikon-Gel ausführlich untersucht worden. Dabei wird der hohe thermische Ausdehnungskoeffizient  $\alpha_{\text{Medium}}$  von etwa  $250 \text{ ppm K}^{-1}$  als für solche Materialien typische Eigenschaft beschrieben. Erhöht sich die Temperatur in der Übersetzungskammer des Piezoventils, führt dies zu einer Volumenzunahme und bewirkt eine stärkere Auslenkung des Biegeaktors, der die Übersetzungskammer verschließt. Damit steigt entsprechend der Federkonstante  $K$  des Biegeaktors sowie der Druck in der Übersetzungskammer  $p_{\text{Kammer}}$  und damit einhergehend die Öffnungsspannung und der Leckdruck des Ventils.

Eine Verringerung dieses Effektes kann prinzipiell auf zwei Arten erreicht werden. Entweder wird die absolute Volumenzunahme des Übersetzungsmediums bei Temperaturanstieg vermindert oder das Volumen der Übersetzungskammer bei Temperaturanstieg erhöht.

Eine Verminderung der absoluten Volumenzunahme des Übersetzungsmediums kann auf zwei Arten erreicht werden. Zum einen kann das Volumen der Übersetzungskammer reduziert werden; zum anderen kann der thermische Ausdehnungskoeffizient des Übersetzungsmediums verkleinert werden. Wird davon ausgegangen, dass es kein Silikon-Gel mit einem geringeren thermischen Ausdehnungskoeffizienten gibt (vgl. Kapitel 2.4.3), kann dies durch Auffüllen des Silikon-Gels mit einem anderen Material erfolgen.

Das Volumen der Übersetzungskammer erhöht sich bei Temperaturzunahme auf Grund des thermischen Ausdehnungskoeffizienten des Ventilgehäuses  $\alpha_{\text{Gehäuse}}$ . Wird ein Gehäusematerial mit einem großen thermischen Ausdehnungskoeffizienten gewählt, verringert dies den Temperatureffekt. Weiterhin kann aber auch der thermische Bimaterialeffekt des Biegeaktors verwendet werden. Der Piezoaktor besteht aus zwei unterschiedlichen Materialien, einer Metallscheibe und einer PZT-Keramikscheibe. Besitzt das Metall einen deutlich größeren thermischen Ausdehnungskoeffizienten  $\alpha_{\text{Metall}}$  als die Piezokeramik  $\alpha_{\text{PZT}}$  führt eine Erwärmung des Biegeaktors zu einer Wölbung aus der Übersetzungskammer heraus, wodurch ebenfalls das Kammervolumen vergrößert wird.

## Berechnung des Temperatureffektes

Zunächst wird ein Berechnungsweg aufgezeigt, der eine quantitative Bestimmung der Temperaturabhängigkeit bei dem aktuellen Standardpiezoventil erlaubt. Allerdings berücksichtigt diese Rechnung nicht Temperatureffekte, die durch die Aktorfixierung verursacht sind. Für die Aktorfixierung wird keine Temperaturabhängigkeit der Randlagerung angenommen. Ebenfalls werden laterale Kräfte auf den Biegeaktor durch die thermische Ausdehnung des Gehäuses nicht berücksichtigt. Mit Hilfe einer günstigeren Aktorfixierung, bei der auf ein Einkleben des Aktors verzichtet wird, sollten diese Annahmen gültig sein.

Für die Berechnung wird die Wirkung einer Temperaturänderung auf das Übersetzungsmedium, das Gehäuse und die Biegeaktorauslenkung errechnet. Die daraus resultierende Druckänderung in der Übersetzungskammer ergibt sich dann aus der Volumenänderung und der Federkraft des Piezoaktors.

Das Übersetzungsmedium befindet sich in der Übersetzungskammer, die durch das Ventilgehäuse und den Biegeaktor begrenzt wird und bei einer gegebenen Temperatur dem Volumen der Übersetzungskammer  $V_{\text{Kammer}}$  entspricht:  $V_{\text{Kammer}} = V_{\text{Medium}} = \pi R_{\text{Kammer}}^2 h_{\text{Kammer}}$ . Ändert sich die Temperatur um  $\Delta T$  führt dies zu einer Volumenänderung des Übersetzungsmedium  $\Delta V_{\text{Medium}}$  von:

$$(V + \Delta V)_{\text{Medium}}(\Delta T) = V_{\text{Medium}} (1 + \Delta \alpha_{\text{Medium}} \Delta T)^3$$

Unter Vernachlässigung der Terme höherer Ordnung:

$$\Delta V_{\text{Medium}}(\Delta T) = V_{\text{Medium}} (3 \Delta \alpha_{\text{Medium}} \Delta T) \quad (5.4)$$

Ebenso führt diese Temperaturänderung zu einer Volumenänderung der Übersetzungskammer  $\Delta V_{\text{Kammer}}$  im Gehäuse in entgegengesetzter Richtung, die vom thermischen Ausdehnungskoeffizienten des Gehäuses  $\alpha_{\text{Gehäuse}}$  bestimmt wird.

$$\Delta V_{\text{Kammer}}(\Delta T) = -V_{\text{Kammer}} (3 \Delta \alpha_{\text{Gehäuse}} \Delta T) \quad (5.5)$$

Der Biegeaktor selbst wölbt sich auf Grund der unterschiedlichen thermischen Ausdehnungskoeffizienten seiner Komponenten, der Stahlscheibe mit  $\alpha_{\text{Stahl}} = 5 \text{ ppm K}^{-1}$  und der Piezokeramikscheibe  $\alpha_{\text{PZT}} = 10 \text{ ppm K}^{-1}$ . Die Mittenauslenkung  $s_{\text{Aktor}}(\Delta T)$  der Aktorscheibe mit Radius  $R$  und Plattensteifigkeit  $D_{\text{Aktor}}$  (vgl. Gleichung (2.3)) errechnet sich über die Gleichung (2.22) für eine frei gelagerte Biegescheibe. Ist der Biegeaktor am Rand noch eingespannt, muss der im letzten Abschnitt definierte Randlagerungsfaktor  $k_{\text{Rand}}$  noch berücksichtigt werden.

Mit  $a$  (Dickenverhältnis) =  $h_{\text{Stahl}} / h_{\text{PZT}}$  und  $c$  (E-Modul-Verhältnis) =  $E_{\text{Stahl}} / E_{\text{PZT}}$  gilt :

$$s_{\text{Aktor}}(\Delta T) = \frac{1}{k_{\text{Rand}}} \frac{E_{\text{PZT}}}{1-\nu^2} \frac{R^2 h_{\text{PZT}}^2}{2 D_{\text{Aktor}}} (\alpha_{\text{PZT}} - \alpha_{\text{Stahl}}) \Delta T \frac{(ac)^2 (1+a)}{2 (1+ac)^2} \quad (5.6)$$

Für den Standardaktor aus Stahl und PZT-Keramik ergeben sich folgende Werte.

Aktorradius = 5 mm

Dicke PZT-Scheibe = 200  $\mu\text{m}$

$a$ (Dicken-Verhältnis) = 0,5

E-Modul(PZT-Keramik) = 66 Gpa

$c$ (E-Modul-Verhältnis) = 2,85285

Plattensteifigkeit des Aktors:

$D$ (Aktor) = 0,2598 N/m

Werden diese Werte in Gleichung (5.6) eingesetzt folgt als thermische Auslenkung des Standardaktors bei freier Randlagerung ( $k_{\text{Rand}} = 1$ ):

$$s_{\text{Standard}}(\Delta T) = 0,181 \mu\text{m/K} \Delta T \quad \text{bzw.} \quad s_{\text{Standard}}(5\text{K}) = 0,9 \mu\text{m}$$

Dieser thermisch bedingten Auslenkungsänderung  $s_{\text{therm}}$  kann eine Änderung der Schaltspannung zugeordnet werden, die diesen thermischen Effekt kompensiert. Dazu wird die Aktorauslenkung von 45,6  $\mu\text{m}$  bei 400V (vgl. Kapitel 2.3.2 ) mit der thermisch bedingten Auslenkung verglichen.

$$\Delta U_{\text{therm}}(\Delta T) = s_{\text{therm}}(\Delta T) \frac{U_{\text{max}}}{s_{\text{max}}} \quad (5.7)$$

Daraus ergibt sich für den Standardaktor eine thermische Äquivalenzspannung von 1,07 V/K. Eine Temperaturänderung von 5 K kann somit durch eine Spannungsänderung von 7,5 V für den Biegeaktor kompensiert werden.

Mit der Auslenkungsänderung  $s_{\text{Aktor}}(\Delta T)$  kann über Gleichung (2.27) die thermische Volumenänderung des Übersetzungskammervolumen  $\Delta V_{\text{Aktor}}(\Delta T)$  durch die Aktorauslenkung errechnet werden.

$$\Delta V_{\text{Aktor}}(\Delta T) = \frac{\pi}{2} s_{\text{Aktor}}(\Delta T) R_{\text{Aktor}}^2 \quad (5.8)$$

Werden die Volumenänderungen addiert ergibt sich eine Nettovolumenänderung  $\Delta V_{\text{therm}}(\Delta T)$ , die eine Aktorauslenkung  $s_{\text{therm}}(\Delta T)$  erzwingt.

$$s_{\text{therm}}(\Delta T) = \frac{2}{\pi R_{\text{Aktor}}^2} [\Delta V_{\text{Aktor}}(\Delta T) + \Delta V_{\text{Gehäuse}}(\Delta T) + \Delta V_{\text{Medium}}(\Delta T)] \quad (5.9)$$

Die einzelnen thermischen Volumenänderungen für das Standardventil ergeben sich mit dem experimentell bestimmten Randlagerungsfaktor  $k_{\text{Rand}} = 1,7$  (vgl. Tabelle 52: Federkonstanten), einem mittleren Kammerradius von  $R = 3,5$  mm und einer Kammerhöhe von 1,5 mm zu:

$$\Delta V_{\text{Aktor}}(\Delta T) = - 0,00418 \text{ mm}^3/\text{K}$$

$$\Delta V_{\text{Gehäuse}}(\Delta T) = - 0,0097 \text{ mm}^3/\text{K}$$

$$\Delta V_{\text{Medium}}(\Delta T) = +0,0433 \text{ mm}^3/\text{K}$$

Daraus folgt eine Nettovolumenänderung von

$$\Delta V_{\text{therm}}(\Delta T) = + 0,0294225,24 \text{ mm}^3/\text{K}$$

und eine thermische Mittenauslenkung des Biegeaktors von

$$s_{\text{therm}}(\Delta T) = 0,749 \mu\text{m}/\text{K}.$$

Wird dieser Wert mit der Auslenkung von 28,6  $\mu\text{m}$  (400V) des fixierten Standardaktors verglichen (siehe Tabelle 10 in Kapitel 3), berechnet sich die zur thermischen Kompensation notwendige Spannung pro Kelvin entsprechend Gleichung (5.7) für dieses Piezoven-til:

$$U_{\text{therm}}(\Delta T) = 10,47 \text{ V}/\text{K}$$

Ebenso lässt sich die thermische Kammerdruckänderung  $\Delta p_{\text{therm}}(\Delta T)$  über Gleichung (2.17) errechnen:

$$\Delta p_{\text{therm}}(\Delta T) = \frac{3 K_{\text{Aktor}} s_{\text{therm}}(\Delta T)}{\pi R_{\text{Aktor}}^2} \quad 5.10$$

Die Federkonstante  $K$  ist in dem letzten Abschnitt mit  $K = 553$  kN/m bestimmt worden. Damit ergibt sich für die temperaturabhängige Druckänderung  $\Delta p_{\text{therm}}$  der folgende Wert.

$$\Delta p_{\text{therm}}(\Delta T) = 158,3 \text{ mbar}/\text{K}$$

**Tabelle 54: Temperaturverhalten - Theorie/Experiment**

Standardventile	Druckänderung (5 K)	Spannungsänderung (5 K)
Experiment	400 - 800 mbar	60 - 100 V
Theorie	791 mbar	72 V

Die Ergebnisse bezüglich der Druckänderung zeigen eine gute Übereinstimmung, während es für die Spannungswerte eine deutliche Abweichung gibt. Die Ursache für diese Abweichungen liegen zum Teil sicherlich in der schwer einzuschätzenden Auswirkung einer Temperaturänderung der Aktorfixierung, weiterhin ergeben sich Unsicherheiten, weil die thermischen Ausdehnungskoeffizienten in dem untersuchten Temperaturbereich nicht exakt bekannt sind. Jedoch kann das Temperaturverhalten des Piezoventils im wesentlichen anhand der hier angestellten Überlegungen berechnet werden.

Auf dieser Grundlage werden im folgenden verschiedene Möglichkeiten aufgewiesen, wie die störende Temperaturabhängigkeit vermindert oder beseitigt werden kann.

### Optimierung

Das optimale Ventilverhalten in Bezug auf Temperaturänderungen ist erreicht, wenn sich Schaltspannung und Druckbereich in einem Temperaturbereich von  $-10\text{ °C}$  bis  $60\text{ °C}$  nicht ändern. Ein hinreichend gutes Ventilverhalten stellt eine Änderung dieser Werte von weniger als 10 % bei einer Temperaturdifferenz von 35 K dar.

### Kammervolumen verkleinern

Ursache für die starke Temperaturabhängigkeit ist hauptsächlich der hohe thermische Ausdehnungskoeffizient des Silikon-Gels. Wird das Volumen des Übersetzungsmediums verkleinert, verkleinert sich der Effekt. Dazu muss das Übersetzungskammervolumen verringert werden.

In Kapitel 2.4. ist die Übersetzungsmechanik des Piezoventils untersucht worden. Dabei wird gezeigt, dass nur innerhalb des Kegelstumpfs, der durch Aktorscheibe und Ventilmembran definiert wird, eine Deformation des Übersetzungsmediums stattfindet. In dem Ventilgehäuse hat die Übersetzungskammer jedoch eine zylindrische Form, deren Durchmesser etwas kleiner ist als der Aktordurchmesser. Das Volumen eines Kegelstumpfes mit einem Radienverhältnis von 5:1 (Grundfläche [Aktor] : Schnittfläche [Ventilmembran]) ist um 41% kleiner als das eines Zylinders mit gleicher Grundfläche und Höhe. Ein anderes Design der Übersetzungskammer kann ohne Einfluss auf die Funktionalität den Temperatureffekt deutlich mindern, allerdings kann dies zu fertigungstechnischen Problemen bei der Gehäuseherstellung führen.

Eine andere Form der Volumenreduzierung kann über die Übersetzungskammerhöhe erfolgen, wodurch die Ventilfunktion beeinflusst wird. Gleichung (2.54) beschreibt den Einfluss der Übersetzungskammergeometrie auf die Kraft  $F_{\text{Deform}}$ , die der Biegeaktor für die Deformation des Übersetzungsmediums aufbringen muss. Dazu werden neben der Übersetzungskammerhöhe  $h_{\text{Ü}}$  nur der Ventilkammer- und Aktorradius ( $r_{\text{V}} = 0,7\text{ mm}^2$  und  $r_{\text{A}} = 10\text{ mm}^2$ ), das komplexe E-Modul  $E(\omega)$  des Übersetzungsmediums und der angestrebte Ventilhub  $s_{\text{V}} = 50\text{ }\mu\text{m}$  benötigt. Das komplexe E-Modul für das verwendete Silikon-Gel errechnet sich aus dem experimentell bestimmten Schermodul und Gleichung (2.39) (siehe Abschnitt 2.3.2) zu:

$$E^*(\omega) = 3 G^*(\omega) = 19,2 \omega^{0,4} \text{ kPa}$$

In Abbildung 88 ist die Deformationskraft nach Gleichung (2.54) für verschiedene Kammerhöhen berechnet. Als Maß der Bewegungsgeschwindigkeit wird die Kreisfrequenz des

komplexen E-Moduls angegeben. Einen Größenvergleich bietet die Kraft, die ein Piezoaktor durch eine zusätzliche Spannung von 5 V aufbringen kann. Reicht die Kraft, die der Piezoaktor bei einer bestimmten Spannung zur Verfügung hat, nicht aus, um das Übersetzungsmedium schnell zu bewegen, erfolgt die Übersetzung langsamer. Obwohl die Übersetzung in einer flacheren Übersetzungskammer unterhalb der optimalen Höhe von 2,3 mm (siehe Gleichung (2.56)) zunehmend mehr Kraft erfordert, kann die Kraft bis zu einer Übersetzungskammerhöhe von etwa 250  $\mu\text{m}$  vernachlässigt werden. Dies ist auch in Hinblick auf die zu erwartende Änderung des E-Moduls mit der Temperatur wichtig, da bei diesem geringen Kraftbedarf der Übersetzung keine Beschleunigung oder Verlangsamung mit der Temperatur zu erwarten ist.

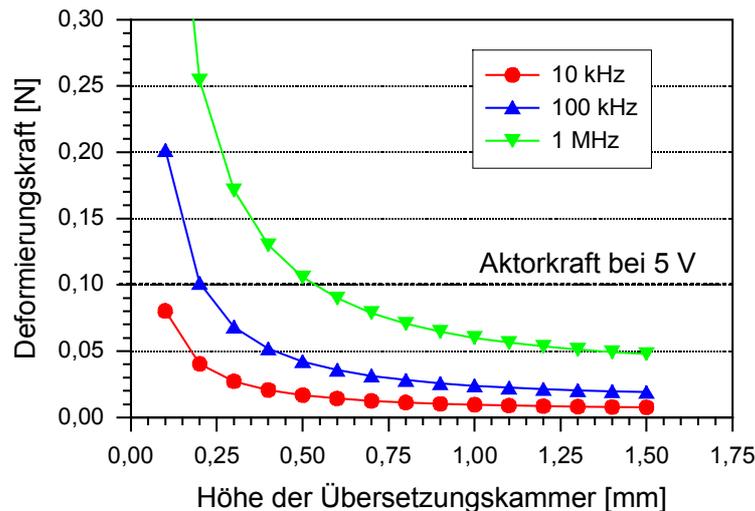


Abbildung 88: Kraftbedarf für die Übersetzung nach der Kammerhöhe

Auf diese Art kann das Übersetzungskammervolumen auf 1/8 des Volumens im Standardventil reduziert werden. Nicht beeinflusst davon ist die thermische Aktorauslenkung, die, wie oben berechnet, eine Volumenänderung bei dem Standardventil von

$$\Delta V_{\text{Aktor}}(\Delta T) = -0,00418 \text{ mm}^3/\text{K}$$

bewirkt. Die Volumenänderung von Gehäuse und Übersetzungsmedium hingegen ist proportional zum Betrag des absoluten Volumens und beträgt

$$\Delta V_{\text{Gehäuse+Medium}}(\Delta T) = 0,0336 \text{ mm}^3/\text{K}$$

Damit die Volumenänderung durch den Biegeaktor genauso groß ist wie die Volumenänderung der Übersetzungskammer, muss das Volumen der Übersetzungskammer um einen Faktor  $v_{\text{Kammer}}$  mit

$$v_{\text{Kammer}} = \Delta V_{\text{Gehäuse+Medium}}(\Delta T) / \Delta V_{\text{Aktor}}(\Delta T) = 8,04$$

verkleinert werden. Für eine vollständige Kompensation aller thermischen Effekte sollte die Übersetzungskammerhöhe etwa 188  $\mu\text{m}$  betragen. Der Kraftbedarf für die Übersetzung bei dieser geringen Übersetzungskammerhöhe beträgt das 7,1-fache des Standardventils. Ein ebenso großer zusätzlicher Kraftbedarf um das 7,1-fache wird durch eine Anhebung des E-Moduls durch die Kreisfrequenz  $\omega$  um das 134-fache erreicht ( $134^{0,4} = 7,1$ ), was im Fall einer Geschwindigkeitsoptimierung beachtet werden sollte.

### Materialvariationen

Der thermische Effekt kann weiterhin auch durch die Variation des Gehäusematerials verändert werden. Wird ein Material mit einem hohen thermischen Ausdehnungskoeffi-

zient von Polypropylen (PP) ( $\alpha_{PP} = 150 \text{ ppm K}^{-1}$ ) anstatt von dem bisher verwendeten Pylsulfon (PSU) ( $\alpha_{PSU} = 56 \text{ ppm K}^{-1}$ ) verwendet, reduziert sich die Volumenänderung  $\Delta V_{\text{Gehäuse+Medium}}(\Delta T)$  ebenfalls. Der Zahlenwert errechnet sich für das Silikon-Gel als Übersetzungsmedium mit  $\alpha_{\text{Medium}} = 250 \text{ ppm K}^{-1}$ :

$$\frac{\Delta V_{\text{Gehäuse (PP)+Medium}}(\Delta T)}{\Delta V_{\text{Gehäuse (PSU)+Medium}}(\Delta T)} \sim \frac{\alpha_{\text{Medium}} - \alpha_{PP}}{\alpha_{\text{Medium}} - \alpha_{PSU}} = 0,515$$

Wird der Ausdehnungskoeffizient des Übersetzungsmediums zusätzlich verringert, durch Auffüllen mit einem Material, das einen deutlich geringeren thermischen Ausdehnungskoeffizienten besitzt, kann das Gehäuse die thermische Dehnung des Übersetzungsmediums vollständig kompensieren. Füllversuche mit Glaskugeln sind diesbezüglich durchgeführt worden. Glas besitzt einen thermischen Ausdehnungskoeffizienten von etwa  $\alpha_{\text{Glas}} = 5 \text{ ppm K}^{-1}$ . Durch Befüllen der Übersetzungskammern mit Glaskugeln vor dem Einspritzen des Silikon-Gels kann ein Volumenverhältnis von Glaskugeln und Silikon-Gel von 1:1 erreicht werden, ohne dass Probleme beim Einspritzen des Silikon-Gels auftauchen. Der thermische Ausdehnungskoeffizient des Übersetzungsmediums ergibt sich bei gleichen Volumenanteilen als Mittel der Koeffizienten von Glas und Silikon-Gel  $\alpha_{\text{Medium}} = \frac{1}{2} (\alpha_{\text{Glas}} + \alpha_{\text{Silikon-Gel}}) = 128 \text{ ppm K}^{-1}$  und liegt somit sogar unter dem Wert für Polypropylen.

Für ein Gehäuse aus einem Material mit einem hohen thermischen Ausdehnungskoeffizient wie Polypropylen, kann der thermische Effekt durch die einfach einstellbare Füllmenge der Übersetzungskammern mit Glaskugeln vollständig kompensiert werden, oder auf den jeweiligen Aktor abgestimmt werden.

Die letzte, hier vorgestellte Möglichkeit die Temperaturverhalten des Ventils zu beeinflussen, liegt darin die thermische Auslenkung des Aktors durch Verwendung eines anderen Metalls, zu vergrößern. Die größte thermische Auslenkung läßt sich dabei mit einem Metall erzielen, dass selbst einen hohen thermischen Ausdehnungskoeffizienten besitzt und zudem eine hinreichend großes E-Modul aufweisen kann. Eine günstige Kombination dieser beiden Parameter weist Aluminium auf mit einem E-Modul von etwa 70 Gpa und einem Ausdehnungskoeffizienten von  $\alpha_{\text{Alu}} = 23,8 \text{ ppm K}^{-1}$ . Ein nahezu ideales Dickenverhältnis ergibt sich durch den geringen Unterschied des E-Moduls für diese Materialien, wenn von Metall- und PZT-Keramikscheibe gleich dick sind (siehe Gleichung (2.23)). Wird daher ein Biegeaktor mit einer 200  $\mu\text{m}$  dicken Aluminiumscheibe und einer ebenso dicken PZT-Scheibe hergestellt, folgt, wie bei dem Standardaktor, aus Gleichung (5.6) die thermische Auslenkung des Aluminiumaktors  $s_{\text{Alu}}(\text{therm})$  bei freier Randlagerung ( $k_{\text{Rand}} = 1$ ):

$$s_{\text{Alu}}(\Delta T) = 0,451 \mu\text{m/K } \Delta T \text{ bzw. } s_{\text{Standard}}(5\text{K}) = 2,25 \mu\text{m}$$

Diese thermische Aktorauslenkung liegt absolut um einen Faktor 2,5 höher als bei dem Standardaktor. Erfordert die Kompensation des thermischen Volumeneffektes bei dem Standardaktor eine Verringerung der Übersetzungskammerhöhe um einen Faktor 8,04, muss die Übersetzungskammerhöhe bei einem Aluminiumaktor mit gleichen Einspannbedingungen nur um einen Faktor  $8,04/2,5 = 3,2$  verringert werden.

## 6 Fazit

### 6.1 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde die Entwicklung eines Mikroventils vorgestellt, das auf einem neuartigen Ventilkonzept basiert. Als Ventiltrieb werden piezogetriebene Biegeaktoren verwendet, die zwar in der Lage sind, große Kräfte aufzubringen, jedoch nur kleine Stellwege erreichen. Nach dem Prinzip einer Hydraulik werden diese Stellwege mit Hilfe eines Silikon-Gels vergrößert. Das viskoelastische Übersetzungsmedium bewirkt dabei nicht nur eine Wegübersetzung, sondern dichtet, nur durch eine Ventilmembran von der Ventilkammer getrennt, den Ventilsitz ab. Das bei der Herstellung zunächst flüssige Silikon-Gel härtet unter einem definierten Druck aus und gewährleistet so, dass die Piezoventile im Ruhezustand bis zu einem vom Aushärte-Druck abhängigen Eingangsdruck geschlossen bleiben. Wird an den Piezoaktor Spannung angelegt, hebt sich die Ventilmembran von der Ventildichtung und öffnet das Ventil. Diese neuartige Kombination aus Übersetzungsmechanismus und Schließmechanismus und das dazu entwickelte Herstellungsverfahren ermöglicht die Fertigung von flüssigkeitstauglichen Piezoventilen mit geringer Leckrate und hoher Durchflussrate. Ein Patent für diese Neuentwicklung ist angemeldet.

Ein genaueres Verständnis der Ventilfunktion nach dem oben vorgestellten Ventilkonzept erfordert die Beschäftigung mit den einzelnen funktionalen Elementen des Ventils. Dazu wurden zunächst die piezoelektrischen Biegeaktoren untersucht. Für die Berechnung der Eigenschaften der Biegeaktoren wurden zwei theoretische Lösungswege vorgestellt. Zum einen wurde der in [Piez82] beschriebene Ansatz diskutiert, der von den auftretenden Biegemomenten ausgeht und aus dem in dieser Arbeit das Wölbungsverhalten bei thermischen Änderungen entwickelt wurde. Zum anderen wurde ein Berechnungsweg über die elektrische Energie vorgestellt, der die Berücksichtigung einfach messbarer Aktorparameter zulässt. Mit beiden Ansätzen lassen sich die Aktorkraft und die Aktorauslenkung in Abhängigkeit der Aktordimensionierung und angelegter Schaltspannung beschreiben. Weiterhin wurde gezeigt, dass beide Ansätze äquivalent sind und sich experimentell verifizieren lassen.

Zum Verständnis der Übersetzungsmechanik mit dem viskoelastischen Silikon-Gel sind Materialeigenschaften dieses Mediums erklärt und in Versuchen bestimmt worden. Auch wurde ein theoretischer Zugang zu der Übersetzungsmechanik von viskoelastischen Stoffen für diese spezielle Anwendung dargestellt. Dies ermöglichte eine geschlossene analytische Lösung des Problems und erklärt den Zusammenhang der Geometrie der Übersetzungskammer, der geschwindigkeitsabhängigen Materialeigenschaften und der für die Übersetzung notwendigen Kraft.

Aus den Überlegungen zu Aktordimensionierung und Übersetzungsmechanik sowie zu der Fluidodynamik und Kompatibilität mit einem modularen Systemkonzept, wurden für das Piezoventil Designregeln erarbeitet. Das Funktionsprinzip des Piezoventils erforderte ein neues Gehäusedesign, das in dem dritten Kapitel beschrieben wird. Dabei wurde aus funktionalen Gründen ein beidseitig abgeformtes Gehäuseteil mit komplexen Strukturen benötigt. Obwohl auf diesem Gebiet bisher wenig Erfahrungen bestehen, ist ein Gehäusedesign entwickelt worden, das mit großem Erfolg beidseitig abgeformt werden kann. Die

für die Gehäuseherstellung notwendigen Formwerkzeuge sind erstmalig für AMANDA-Komponenten so konstruiert, dass sie ausschließlich für den Heißprägeprozess verwendbar sind. Dadurch wird es möglich, Formwerkzeugrohlinge zu verwenden, deren Herstellungspreis nur 20% der üblicherweise verwendeten beträgt, die einfacher in die Heißprägemaschine eingesetzt werden können und die den Entformprozess erleichtern. Zudem können auf der vergrößerten Nutzfläche mehrere Gehäuseteile in den Standardmaßen gleichzeitig gefertigt werden. Ebenfalls wurde ein einfacher Fertigungsprozess für piezoelektrische Biegeaktoren vorgestellt.

Das Zusammenfügen der aus Polysulfon abgeformten Gehäuseteile und der Ventilmembran aus Polyimid erfolgt über die Kammerklebetechnik. Dieser Prozessschritt ist in bezug auf die Fertigungsdauer dahin gehend optimiert worden, dass die Dauer des Verklebevorgangs nur 30% der bisher üblichen Zeit beträgt. Dazu wurde ein verfeinertes Erklärungsmodell des Klebeprozesses entwickelt, dessen Annahmen mit Messungen belegt werden konnten.

In diese Ventilgehäuse werden die vorgefertigten Piezoaktoren fixiert und das Übersetzungsmedium eingefüllt. Der neue und für die Ventilfunktion zentrale Verfahrensschritt des Befüllens der Übersetzungskammern mit Silikon-Gel bewährt sich und erweist sich als ebenso serientauglich wie die Kammerklebetechnik.

Nach diesem Herstellungsverfahren sind bisher weit über hundert Piezoventile gefertigt worden. Der Durchfluss dieser Ventile für Gase ist mit einer statistischen Methode untersucht worden. Dabei dient eine Gruppe von 25 ähnlich hergestellten Ventilen als Referenzgruppe, die als Standardventile bezeichnet werden. Mit diesen Standardventilen wurden Gruppen von Ventilen unterschiedlicher Anzahl verglichen, die mit davon abweichenden Herstellungsparametern gefertigt wurden. Damit konnte der Einfluss unterschiedlicher Herstellungsparameter auf die Ventilfunktion untersucht werden. Die Ausbeute der dabei untersuchten Ventile beträgt etwa 83%, unter der Maßgabe, dass diese Ventile bis zu einem Druck von 1,0 bar schließen und mit einer Schaltspannung von 300 V zumindest 90 % des Maximaldurchflusses erlauben. Die Herstellungsparameter, deren Einfluss auf die Ventilfunktion betrachtet wurden, sind:

- Breite der Aktorfassung
- Dicke der Ventilmembran
- Aushärtedruck des Übersetzungsmediums
- Größe der Ventilkammer
- Bauart des Biegeaktors

Die zwei im Ventilgehäuse vorgesehenen, unterschiedlich breiten Aktorfassungen zeigten bei den Untersuchungen keinen signifikanten Einfluss auf die Ventilfunktion. Anders hingegen wirken Unterschiede bei der Ventilmembranstärke. Bei den Piezoventilen wölbt sich eine dickere Ventilmembran nicht so stark in die Ventilkammer ein und führt im geöffneten Zustand zu einer homogeneren Biegelinie der Ventilmembran. Dies bewirkt zum einen, dass über den Härteindruck des Übersetzungsmediums das Öffnungs- und Schließverhalten besser reproduzierbar wird und zum anderen vergrößert sich der Fluiddurchfluss bei einer stärkeren Membran. Wird die Membran zu stark dimensioniert löst sie sich allerdings von der Verklebung. Als Richtwert für die Dicke der Polyimid-Membran kann ein Wert von etwa 3 µm angegeben werden.

Der Druckbereich, den die Piezoventile schalten können, hängt im wesentlichen von dem Aushärtedruck des Übersetzungsmediums und der Bauart des Piezoaktors ab. Je höher der Aushärtedruck des Übersetzungsmediums ist, desto größere Drücke können die Ventile schließen. Dabei liegt der Druck, gegen den das Ventil geschlossen werden kann, etwas unter dem Aushärtedruck des Übersetzungsmediums. Da das Übersetzungsver-

hältnis etwa einem Faktor 30 beträgt, reicht schon eine Aktorbewegung von 2  $\mu\text{m}$  aus, um das Ventil zu schalten. Allerdings ist dies erst möglich, wenn der Biegeaktor in der Lage ist den Druck, in der Übersetzungskammer zu kompensieren. Ob ein durch den Aushärtedruck festgelegter Druckbereich von dem Piezoventil auch geschaltet werden kann, hängt somit von dem Arbeitsvermögen des Biegeaktors bzw. der Schaltspannung ab. Ventile, die einen Druckbereich bis 1,5 bar schalten können, benötigen eine Schaltspannung von ungefähr 300 V, für einen Druckbereich von 0,5 bar reicht eine Schaltspannung von 200 V aus.

Der Einfluss der Biegeaktoren verschiedener Bauart auf den schaltbaren Druckbereich ist unerwartet gering. Obwohl sich einige Ventile in Hinblick auf die Bauart des Biegeaktors unterscheiden, hat dies nur einen geringen Einfluss auf das Ventilverhalten. Die Auswertung der Ergebnisse in diesem Zusammenhang ergibt, dass die Art der Fixierung der Piezoaktoren am Ventilgehäuse dafür verantwortlich ist.

Der Gasdurchfluss wird im wesentlichen durch den Ventilsitzdurchmesser von 200  $\mu\text{m}$  und den Ventilhub, der über 50  $\mu\text{m}$  liegt, bestimmt. Die Ventilkammergröße spielt für den Gasdurchfluss durch die Ventilkammer eine untergeordnete Rolle. Jedoch führen große Ventilkammern prinzipiell zu einem schlechteren Übersetzungsverhältnis und einer stärkeren Einwölbung der Ventilmembran in die Ventilkammer. Daher sollte die Ventilkammer eine möglichst kleine Fläche besitzen.

Neben den Untersuchungen des Gasdurchflusses bei Piezoventilen sind exemplarisch andere Ventileigenschaften getestet worden. Zunächst ist nach der Messung des Gasdurchflusses das Durchflussverhalten von Wasser untersucht worden. Dabei wird bis auf die Volumenstrommenge des Mediums kein wesentlicher Unterschied des Ventilverhaltens festgestellt. Der schaltbare Fluiddruck und die dazu notwendige Schaltspannung unterscheidet sich nicht von denen der Standardmessungen. Der Volumenstrom von Wasser ist etwa um einen Faktor 30 geringer als bei Gasdurchfluss.

Der Fluidfluss durch die Piezoventile lässt sich mit Verwendung der Bernoulli-Formel gut beschreiben. Die durchflussbestimmende Größe ist dabei der Ventilsitzdurchmesser. Energieverluste beim Durchströmen der Ventile sind dabei auf Wirbelbildung zurückzuführen, während Reibungsverluste keine Rolle spielen. Durch diese Energieverluste muss der Zahlenwert für den Durchfluss, der sich aus der Bernoulli-Formel ergibt, etwa halbiert werden. Entscheidend für den Durchfluss ist bei einem Ventilhub, der zumindest ein Viertel des Ventilsitzdurchmessers beträgt, der Ventilsitzdurchmesser und eine geringe Wirbelbildung in der Ventilkammer. Da das Piezoventil mit Hilfe des Übersetzungssystems diese großen Wege stellen kann, lässt sich mit einer neugestalteten Ventilkammer bei gleichem Kammerdurchmesser durch einen größeren Ventilsitzdurchmesser oder eine strömungsoptimierte Ventilkammerform ein größerer Fluiddurchfluss realisieren.

Weiterhin ist das dynamische Verhalten der Piezoventile untersucht worden. Für diese Untersuchungen wurden zwei sich ergänzende Verfahren angewendet. Zum einen wurde qualitativ der Druckanstieg am Ventilausgang in Abhängigkeit des Schaltpulses gemessen. Mit diesen Verfahren ist eine Verzögerung des Drucksignals von 1,8 ms zu dem Schaltpuls festgestellt worden. Allerdings lassen diese Messungen keine Aussagen darüber zu, ob sich das Piezoventil durch diesen Schaltpuls vollständig öffnet. Daher sind zum anderen dynamische Messungen durchgeführt worden, bei denen der Zusammenhang von Volumenstrom mit der Pulslänge und Taktfrequenz untersucht wurde. Diese Messungen ergaben, dass sich der zeitlich gemittelte Gesamtdurchfluss der Öffnungsrate, die sich aus einer unteren Schaltpulsdauer von bis zu 1 ms und einer Taktfrequenz bis zu 500 Hz ergibt, bis auf etwa 10 % genau entspricht. Dies zeigt, dass sich die Piezoventile auch bei sehr kurzen Schaltpulsen vollständig öffnen und schließen lassen und zwar sowohl bei Gas- als auch bei Flüssigkeitsbetrieb. Zudem ermöglicht dieses Schaltverhalten auch eine kontinuierliche und proportionale Durchflussregelung über Pulsdauer und

Taktfrequenz. Der Volumenstrom kann so mit Hilfe einer Ansteuerung, die eine konstante Schaltpulsdauer von mehr als einer Millisekunde vorgibt, über die Taktfrequenz nahezu kontinuierlich geregelt werden. Damit können innerhalb einer Sekunde Volumenströme, die um einen Faktor 1000 geringer sind als der Maximaldurchfluss, eingestellt werden.

Die Leckage der Piezoventile ist auf Grund der guten, herstellungsbedingten Abstimmung von Dichtfläche und Ventilsitz sehr gering. Entsprechende Messungen ergaben ein „open-closed“-Verhältnis von mehr als 150000. Dieser Faktor vergrößert sich noch bei Flüssigkeitsbetrieb. Damit konnten bei 1 bar Eingangsdruck ein Leckfluss je nach Ventil von 0,5 bis 50 nl/s gemessen werden und weist noch weiteres Entwicklungspotential auf.

Ein Versuch im Dauerbetrieb, der mit einem Piezoventil durchgeführt wurde, ergab, dass sich auch nach 40.000.000 Schaltzyklen keine Verschleißerscheinungen der Piezoventile zeigen. Ebenso zeigen in der Arbeit beschriebene Fallversuche aus 2 m Höhe, dass die vollflächige Lagerung der Piezoaktoren auf der Übersetzungskammer sehr gut in der Lage ist, den bruchempfindlichen Piezoaktor zu schützen.

Vor einer Markteinführung der Mikroventile muss deren Empfindlichkeit gegenüber Temperaturänderungen noch verbessert werden. Schon geringe Temperaturschwankungen um fünf Grad zeigen einen großen Effekt auf das Ventilverhalten. Ursache dafür ist das unterschiedliche thermische Ausdehnungsverhalten der verwendeten Materialien. Mit einem theoretischen Modell, das experimentell bestätigt wurde, lassen sich alle wesentlichen Materialeinflüsse quantitativ berechnen.

In Tabelle 55: *Zusammenfassung Leistungsdaten* am Ende dieses Abschnittes werden die ermittelten Leistungsdaten der Piezoventile zusammengefasst. Ein Vergleich der erzielten Ergebnisse mit den in der Einleitung formulierten Anforderungen zeigt, dass bis auf die Temperaturempfindlichkeit praktisch alle Anforderungen befriedigend bis sehr gut erreicht werden und sich das vorgestellte Piezoventil als ein Dosierventil für ein sehr breites Anwendungsgebiet eignet.

Werden die Ergebnisse weiterhin mit den Leistungsdaten anderer Ventile verglichen, erweist sich das Piezoventil anderen Mikroventilen deutlich überlegen. In der Baugröße von zur Zeit 13 mm x 13 mm x 3 mm unterscheidet sich das Piezoventil nicht von anderen Mikroventilen. Als deutlich leistungsfähiger erweist sich das im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelte Piezoventil besonders gegenüber Magnetventilen oder thermischen Ventilen im Hinblick auf die geringe Leistungsaufnahme von weniger als 0,3 mW pro Schaltzyklus, wenn dafür auch relativ hohe Spannungen von 200 V benötigt werden. Diese hohen Spannungen werden allerdings auch für Ventile mit elektrostatischem Antrieb benötigt. Die Schaltspannungen, die für das hier vorgestellte Piezoventil benötigt werden, liegen daher im Rahmen des üblichen. Wie in dieser Arbeit gezeigt worden ist, können sehr leistungsfähige mikroelektronische Bauelemente in einer kleinen Baugröße hergestellt werden, die diese Spannungen auch für schnelle Schaltpulse erzeugen können und damit keine prinzipielle Einschränkung darstellen.

Überlegen ist das Piezoventil anderen Mikroventilen insbesondere in Hinblick auf das „open-closed“-Verhältnis. Erreichen andere Mikroventile nur maximal eine Rate von 600, liegt das Ergebnis für das Piezoventil bei über 150.000. Dieser Wert ergibt sich zum Teil durch das sehr gute Öffnungsverhalten der Piezoventile. Der hydraulische Widerstand von Mikroventilen mit vergleichbarem Ventilsitz liegt bei etwa  $10^{12}$  Pa s/m<sup>3</sup> für Wasser, während der hydraulische Widerstand des Piezoventils mit  $2,8 \cdot 10^{11}$  Pa s/m<sup>3</sup> für Wasser bei 0,5 bar um einen Faktor 3 geringer ist. Ein Ergebnis der vorliegenden Arbeit ist es auch, dass sich mit der Angabe eines hydraulischen Widerstandes das Fließverhalten guter Ventile nur unzureichend beschreiben lässt. Entscheidender für das günstige „open-closed“-Verhältnis ist jedoch das ausgezeichnete Dichtverhalten der Piezoventile, das auf der neuartigen Ventildichtung beruht. Alle anderen bekannten Mikroventile weisen

trotz großer Anstrengungen in dieser Richtung Leckflüsse auf, die um einen Faktor 100 bis 500 größer sind. Zusammen mit der schnellen Ansprechzeit und der Möglichkeit der Durchflussregulierung mittels Pulslänge oder Taktfrequenz können so auch Gasdurchflüsse von einigen Mikrolitern sehr genau eingestellt werden.

Das Ventilkonzept erlaubt weiterhin eine Trennung von Ventilkammer und Ventilantrieb. Dadurch ist zum einen das Totvolumen im Piezoventil mit 0,33  $\mu\text{l}$  kleiner als bei anderen Mikroventilen. Auch können flüssige und gasförmige Medien problemlos betrieben werden, ohne dass es zu Wechselwirkungen von Ventilantrieb und geschalteten Medium kommt.

Als einfach und zuverlässig erweist sich auch das serientaugliche Herstellungsverfahren. Damit ist es möglich, mit geringen Anforderungen an die Verarbeitungsgenauigkeit Ventile mit normally-closed Eigenschaften herzustellen. Zusätzlich lässt sich auch der spätere Einsatzbereich der Piezoventile in bezug auf Schaltspannung und Druckbereich ohne Designänderung auf einfache Art und Weise den Anforderungen anpassen. Dabei kann der Maximaldruck bis zu 1,5 bar betragen.

**Tabelle 55: Zusammenfassung Leistungsdaten**

Anforderung	Leistungsdaten
Schaltbarer Druckbereich (Schaltspannung)	0 bar bis 1,5 bar (mit 300 V) 0 bar bis 0,5 bar (mit 200 V)
Elektrische Leistungsaufnahme bei 1 Hz-Betrieb	0,3 mW (Druckbereich: 0 bar bis 1,5 bar) 0,13 mW (Druckbereich: 0 bar bis 0,5 bar)
Ventilsitzdurchmesser	200 $\mu\text{m}$
max. Gasdurchfluss (1 bar)	500 sccm
max. Wasserdurchfluss (1 bar)	16 ml/min
Änderung des Durchflusses mit dem Differenzdruck $\Delta p$	Durchfluss $\sim \Delta p^{0,6}$
Minimaler Gasfluss (1 bar)	3– 0,03 $\mu\text{l}/\text{min}$
“open-closed“-Verhältnis (1 bar)	besser 150.000
Ansprechzeit	1,8 ms
Durchflussregelung	Linear über Taktfrequenz oder Pulslänge bei Schaltpulsen mit mindestens 1ms Dauer
Totvolumen im Ventil (gesamt)	0,33 $\mu\text{l}$
Ventilgröße	13 mm x 13 mm x 3 mm
Größe Verstärkerelektronik	13 mm x 13 mm x 3 mm
Ventiltypus	2-2-Wege (normally-closed)
Schaltbare Medien	gas/flüssig
Mechanische Beanspruchbarkeit	Hoch
Temperaturempfindlichkeit	Hoch
Benetzte Materialien	Polysulfon, Polyimid
Schaltzyklen	Mindestens 40.000.000

## 6.2 Ausblick

Der schaltbare Fluiddruck und die Schaltspannung hängen von der Fläche des Piezoaktors und von seiner Dicke ab. Dabei richtet sich der schaltbare Druck nach dem Druck in der Übersetzungskammer, der durch den Aushärtedruck des Übersetzungsmediums bestimmt wird. Eine Vergrößerung der Aktorfläche erlaubt zwar größere Stellwege des Piezoaktors, erfordert jedoch zusätzlich Leistung, die durch höhere Schaltspannungen geliefert werden muss. Das Ziel künftiger Entwicklungen kann es daher nicht sein Piezoventile mit Piezoaktoren der bisherigen Bauweise aber einer größeren Aktorfläche anzustreben. Es sei denn, es stehen Piezoaktoren aus mehr als einer Piezokeramikscheibe zur Verfügung. Dann können auch größere Piezoventile mit vertretbar hohen Schaltspannungen hergestellt werden.

Die Stärke des hier beschriebenen Piezoventils liegt in dem sehr einfachen und zuverlässigen Herstellungsverfahren, das sich besonders für die bisherige Baugröße und für eine weitere Miniaturisierung des Piezoventils anbietet. Piezoventile mit gleicher Baugröße für pneumatische Anwendungen mit einem Druck von 5-6 bar können über eine strömungsoptimierte Ventilkammer mit größerem Ventilsitzdurchmesser hergestellt werden, wenn eine Verschlechterung des „open-closed“-Verhältnisses auf deutlich unter 100000 tolerierbar ist. Für Anwendungen der Analysetechnik stehen nicht der Fluiddurchsatz und ein hoher Druckbereich, sondern eine geringe Leckage, kleine Baugrößen und niedrige Schaltspannungen im Vordergrund. Dies lässt sich durch eine Verringerung der Aktorfläche und Aktordicke erreichen. Eine Abschätzung zeigt, dass Piezoventile mit einer Schaltspannung von 60 V und einer Baugröße von 6 mm x 6mm x 2mm noch Drücke bis 0,7 bar und Gasdurchflüsse von 90 sccm schalten können. Allerdings sind dünne, für Aktorik geeignete Piezokeramikscheiben, die einem Durchmesser von weniger als 10 mm besitzen, wegen der mangelnden Nachfrage nicht kommerziell erhältlich.

Bei der Untersuchung des Ventilantriebes zeigte sich zum einen, dass sich die Kennwerte der Mikroventile noch wesentlich verbessern lassen, wenn die Fixierung der Piezoaktoren am Ventilgehäuse verändert wird. Dazu sollte in späteren Ventildesigns die Auflagefläche des Aktors auf dem Ventilgehäuse minimiert werden und die Verklebung des Aktors durch eine Klemmvorrichtung ersetzt werden. Damit kann die Reproduzierbarkeit und die Aktorleistung verbessert und zugleich die Herstellung vereinfacht werden.

Zum anderen ist die Verminderung des Einflusses von Temperaturänderungen auf das Ventilverhalten ein wichtiges weiteres Entwicklungsziel. Ursache für diese Abhängigkeit ist die unterschiedliche thermische Dehnung der verwendeten Materialien. Die Berechnungen zeigen, dass sich Temperatureffekte auf verschiedene Arten kompensieren lassen. Möglichkeiten ergeben sich, wenn:

- für die Herstellung des Biegeaktors andere Metalle verwendet werden, wie z.B. Aluminium statt Stahl,
- die Höhe oder Form der Übersetzungskammer verändert wird,
- das Übersetzungsmedium mit anderen Stoffen wie z.B. Glaskugeln gefüllt wird,
- ein anderes Gehäusematerial verwendet wird, wie z.B. Polypropylen anstatt Polysulfon.

Jede dieser Möglichkeiten ist mit den anderen kombinierbar und erhöht den Fertigungsaufwand nur geringfügig oder gar nicht. Welche Optimierungsstrategie bezüglich des Temperatureinflusses am besten geeignet ist, hängt hauptsächlich von der genauen Kenntnis der thermischen Ausdehnungskoeffizienten und der Art der Aktorfixierung ab sowie von einer Abschätzung des Einflusses von herstellungsbedingten Schwankungen.

Ein grundsätzliches Problem ist jedoch in der Temperaturabhängigkeit des jetzigen Piezoventils nicht zu sehen.

Die Entwicklung eines leistungsfähigen Piezoventils ergänzt die mikrofluidischen Bauelemente wie Pumpe, Drucksensor und Durchflusssensor, die schon mit dem AMANDA-Verfahren hergestellt werden können. Dadurch rückt die Herstellung von komplexeren mikrofluidischen Systemen in greifbare Nähe. Wie die Studien in dieser Arbeit ergaben, ist zur Herstellung von mikrofluidischen Systemen eine modulare Bauweise die beste Lösung. Das dazu am besten geeignete modulare System erfordert eine Trägerplatte, in der sich Fluidkanäle befinden und auf das in geeigneter Weise die Fluidbausteine aufgebracht werden.

## 7 Literatur

[Baßl94] N.Baßler: Untersuchung an thermopneumatischen Aktoren: Optische Energieeinkopplung in Ein- und Mehrstoffsysteme; Diplomarbeit, Fakultät f. Maschinenbau an der TH Karlsruhe (1994).

[Berg98] J.S.Bergström, M.C.Boyce: Constitutive Modeling of Large Strain Time-Dependent Behavior of Elastomers. *J.Mech Phys.* Vol. 46 No.5 (1998) S.931-954.

[Böhm00] S.Böhm, G.J.Burger, M.T. Korthorst, F. Roseboom: A micromachined silicon valve driven by a miniature bi-stable electro-magnetic actuator. *Sensors and Actuators 80* (2000) S. 77-83.

[Bron81] I.N.Bronstein, K.A.Semendjajew: Taschenbuch der Mathematik. 20. Aufl. BSB B.G. Teubner Verlagsgesellschaft (1981).

[Büst96] B.Büstgens, W.Bacher, W.Menz, W.K.Schomburg: Entwicklung von Mikro-membranpumpen von der seriengerechten Konzeption bis zur Anwendung. *Wissenschaftliche Berichte FZKA 5856*, Forschungszentrum Karlsruhe GmbH (1996).

[Dipp94] U.Dibbern: Piezoelectric Actuators in Multilayer Technique. *Actuator'94, 4<sup>th</sup> International Conference on New Actuators* (1994), S. 114 - 118.

[Dittm02] D.Dittmann: Bericht in Vorbereitung, Forschungszentrum Karlsruhe GmbH (2002).

[Dittr02] H.Dittrich: Bericht in Vorbereitung, Forschungszentrum Karlsruhe GmbH (2002).

[Dros98] S.Drost, W.Wörmann, M.Richter: Microanalytical System for Water Control. *Micro System Technologies 98*, S.571-576, VDE-Verlag (1998).

[Piez82] Piezoelektrische Lineare Stellantriebe. *Wissenschaftliche Schriftenreihe der Technischen Hochschule Karl-Marx-Stadt 6/1982* (1982).

[Fahr95] J.Fahrenberg, D.Maas, W.K.Schomburg: Entwicklung eines aktiven Ventilsystems in LIGA-Technik für minimalinvasive Therapie; *Wissenschaftliche Berichte FZKA 5504*, Forschungszentrum Karlsruhe GmbH (1995).

[Garc98] J.Garcia-Bonito, M.J.Brennan, S.J.Elliott, A.David, R.J.Pinnington: A novel high-displacement piezoelectric actuator for active vibration control. Smart Mater. Struct. 7 No. 1, 31-42 (1998).

[Gert93] C.Gerthsen, H.Vogel: Physik. 17. Aufl. Springer-Verlag (1993).

[Goll97] C.Goll, W.Bacher, W.Menz, W.K.Schomburg: Entwicklung, Herstellung und Test von aktiven Mikroventilen für pneumatische Anwendungen. Wissenschaftliche Berichte FZKA 5902, Forschungszentrum Karlsruhe GmbH (1997).

[Grav93] P.Gravesen, J.Branebjerk, O.S.Jensen: Microfluidics - a review. J.Micromech.Microeng. 3 (1993) S.168-182.

[Heck98] M.Heckele, W.Bacher, K.D.Müller: Hot embossing – The molding technique for plastic microstructure. Microsystem Technologies 4 (1998) S.122-124, Springer-Verlag 1998.

[Heil98] – C.Heilig, K.H.Härdtl: Transiente Vorgänge in piezoelektrischen Keramiken für Aktoranwendungen. ITG-Fachbericht 148; Sensoren und Meßtechnik, S. 345-350, VDE-Verlag GmbH (1998).

[Hera94] N.Herakovic: A Prototype of a High Dynamical Piezo Actuator for Fluid Power Valves. Actuator'94; 4<sup>th</sup> International Conference on New Actuators, Bremen June 15-17, Conf. Proc. S. 171 – 174, Bremen: AXON Technologies Consultant GmbH (1994).

[Hera96] N.Herakovic: FEM-Analyse und Simulation – der Weg zur Entwicklung eines hochdynamischer Piezoaktuatoren für Stetigventile. Ölhydraulik und Pneumatik 41(1996) Nr.40 S.476-480.

[Hoff00] S.Hoffmann: Entwicklung eines Mikroventils mit Formgedächtnisantrieb für die Laboranalytik. Diplomarbeit Nr.: 0251 des Studiengangs Sensorsystemtechnik, Karlsruhe (2000).

[Hörb98] Datenblatt Hoerbiger-Origa: Produktinformation zu 2/2-Wege Ventil Prototyp MegaMic Mikroventil MV1-1. Hoerbiger-Origa (1998).

[Jano92] H.Janocha: Aktoren: Grundlagen und Anwendungen /Hartmut Janocha (Hrsg.). Springer-Verlag (1992).

[Jend96] D.J.Jendritza: Einsatzvoraussetzungen und –potentiale neuer Aktoren in fluid-technischen Anlagen. Ölhydraulik und Pneumatik 40 (1996) Nr.7 S.482-486.

- [Jend99] D.J.Jendritza: Piezoaktoren im Großsignalbetrieb. *Feinwerk- und Mikrotechnik Jahrg.* 107 (1999) 7, S.49-54.
- [Jerm91] J.H.Jerman: Electrically-activated, normally-closed diaphragm valves. *Tech.Digest IEEE Transducers'91* (1991), S. 1045-1048.
- [Josw92] J.Joswig: Aktives mikromechanisches Ventil. *VDI Berichte* (1992) Nr.960 S.675-682.
- [Kais00] S.C.Kaiser: Entwicklung eines magnetisch-induktiven Mikroventils nach dem AMANDA-Verfahren. *Forschungszentrum Karlsruhe GmbH, Wissenschaftliche Berichte FZKA 6511* (2000).
- [Kasp97] R.Kasper, J.Schröder, A.Wagner: Schnellschaltendes Hydraulikventil mit piezoelektrischen Stellantrieb. *Ölhydraulik und Pneumatik* 41 (1997) Nr.7 S.694-698.
- [Kohl00] M.Kohl, I.Hürst, B.Krevet: Time Response of Shape memory Microvalves. *Actuator 2000; Bremen - June 19-21, 2000, 7<sup>th</sup> International Conference on New Actuators Conf. Proc.* S. 212 – 215, Messe Bremen GmbH (2000).
- [Kuhn99] C.Kuhnt, L.Pickelmann: Feuertaufe – Thermische Aspekte beim Leistungseinsatz von Piezoaktoren. *Feinwerk- und Mikrotechnik Jahrg.* 107 (1999) 9, S.60-68.
- [Kuli86] W.M.Kulicke: *Fließverhalten von Stoffen und Stoffgemischen.* Hüthig & Wepf Verlag (1986).
- [Laßw97] Prof. Kurd Laßwitz: *Auf zwei Planeten.* Laßwitz; Naturwissenschaftler und Philosoph gilt als erster deutscher Autor von naturwissenschaftlichen Utopien; dieser Roman erschien erstmals (1897).
- [Leut98] R.Leutenbauer, V.Grosser, M.Schünemann, H.Reichelt: The Development of a Top-Bottom-BGA (TB-BGA). *Micro System Technologies* 98, S.583-588, VDE-Verlag (1998).
- [Mart98] J.Martin, W.Bacher, O.F.Hagena, W.K.Schomburg: Strain Gauge Pressure and Volume-Flow Transducer Made by Thermoplastic Molding and Membrane Transfer. *Proceedings - International Workshop on Micro Electro Mechanical Systems (MEMS), Heidelberg - Jan 25-29, S. 361-366, New York: IEEE* (1998).
- [Mess98] S.Messner, M.Müller, V.Burger, J.Schaible, H.Sandmaier, R.Zengerle: A Normally-Closed, Bimetallically Actuated 3-Way Microvalve für Pneumatic Applications. *Proceedings - International Workshop on Micro Electro Mechanical Systems (MEMS), Heidelberg - Jan 25-29, S.224-227, New York: IEEE* (1998).

[Page00] L.Pagel, A. Wego, S.Richter: Mikrofluidik auf Leiterplattenbasis. *Feinwerk- und Mikrotechnik Jahrg. 108 (2000) 9*, S.82-84

[Prak95] :Praktische Rheologie der Kunststoffe und Elastomere. VDI-Gesellschaft Kunststofftechnik, 4. Aufl. VDI-Verlag GmbH (1995)

[Roßb95] R.Roßberg, B.Schmidt, S.Büttgenbach: Mico liquid dosing system. *Microsystem Technologies 2 (1995) S.11-16*, Springer-Verlag (1995).

[Roßb98] R.Roßberg, H.Sandmaier: Portable micro liquid dosing system. *Proceedings - International Workshop on Micro Electro Mechanical Systems (MEMS), Heidelberg - Jan 25-29, S.526-531, New York: IEEE (1998).*

[Sadl99] D.J.Sadler, K.W.Oh, C.H.Ahn, S.Bhansali, H.T.Henderson: A New Magnetically Actuated Microvalve for Liquid and Gas Control Applications. *Transducers'99: 10<sup>th</sup> Internat. Conf on Solid-State Sensors and Actuators, Sendai, J, June 7-10,1999, S.1812-1815, Tokyo: The Institute of Electrical Engineers of Japan (1999)*

[Schä96] A.B.Schäufele, K.H.Härdtl: Ferroelastic Properties of Lead Ziconate titanate Ceramics. *J.Am.Ceram.Soc., 79 [10] S. 2637-2640 (1996).*

[Scha98] S.Messner, M.Müller, J.Schaible, R.Zengerle: A Modular Housing Concept for Pneumatic Microsystems. *Micro System Technologies 98, S.615 - 620, VDE-Verlag (1998).*

[Scho00] W.K.Schomburg, S.Kaiser: Fertigung mikrofluidischer Systeme mit dem AMANDA-Verfahren. 4. Statuskolloquium, Forschungszentrum Karlsruhe GmbH, Wissenschaftliche Berichte FZKA 6423 (2000) S.159-164.

[Scho98] W.K.Schomburg, C.Goll: Design optimization of bistable microdiaphragm valves. *Sensors and Actuators A 64 (1998) S.259-264.*

[Scho99] W.K.Schomburg, R.Ahrens, W.Bacher, C.Goll, J.Martin, V.Saile: AMANDA-Surface Micromachining, Molding and Diaphragmatransfer. *Sensors and Actuators A 76 (1999) S.173-178.*

[Schu98] M.Schuenemann, G.Bauer, W.Schaefer: Modularization of Microsystems and Standardization of Interfaces. *Micro System Technologies 98, S.141-143, VDE-Verlag (1998).*

[Smit91] J.G.Smits, S.I.Dalke, T.K. Cooney: The constituent equations of piezoelectric bimorphs. *Sensors and Actuators A 8 (1991) S.41-61.*

- [Timo59] S.Timoshenko, S. Woinowsky-Krieger: Theory of Plates and Shells. 2.Aufl. McGraw-Hill Book Company (1959).
- [Töpf88] H.Töpfer, A.Schwarz: Wissensspeicher Fluidtechnik; VEB Fachbuchverlag Leipzig (1988)
- [Tsch89] N.W.Tschoegl: The Phenomenological Theory of Linear Visoelastic Behavior. Springer-Verlag (1989).
- [Turn56] Turner Alfrey jr., E.F.Gurnee: Dynamics of Viscoelastic Behavior. Cha. 11, S.387-429; in: F.R.Eirich: Rheology – Theory and Applications. Vol.1 Academic Press Inc. (1956).
- [Vand98] N.Vandelli, D.Wroblewski, M.Velonis, T.Bifano: Development of a MEMS Microvalve Array for Fluid Flow Control. Journal of Microelectromechanical Systems Vol. 7 No. 4 (1998) S.395-402.
- [Wata96] T.Watanabe, H.Kuwano: A Microvalve Matrix Using Piezoelectric Actuators. S.439-444; in H.Reichl, A.Heuberger : Micro System Technologies 96. VDE-Verlag GmbH (1996).
- [Wata97] T.Watanabe, H.Kuwano: A Microvalve Matrix Using Piezoelectric Actuators. Microsystem Technologies S.107-111, Springer-Verlag (1997).
- [Weim00] M.Weimann, P.Post, H.Vollmer, R.Wanner, S.Kluge, P.Woias: Pneumatic Silicon Microvalve with Piezoelectric Actuation. Actuator 2000, 7<sup>th</sup> International Conference on New Actuators (2000), S.224 - 227.
- [Wint86] H.H.Winter, F.Chambon: J.Rheol.30(1986), S.367-382.
- [Wulf01] K.Wulff, Z.Rummler, W.K.Schomburg: Hybride Drucksensoren aus Kunststoff und Glas nach dem AMANDA-Verfahren. Wissenschaftliche Berichte FZKA 6682, Forschungszentrum Karlsruhe GmbH (2001).

## 8 Anhang

Die in den folgenden Tabellen aufgeführten Daten sind die Grundlage der in Kapitel 4.1 vorgenommenen statistischen Untersuchungen und ergeben sich aus den nach der Standardmessmethode vorgenommenen Versuchen.

In den einzelnen Spalten sind für die Charakterisierung der Ventile verwendeten Informationen enthalten. Im einzelnen enthalten die Spalten:

- Ventiltyp: Ordnet die Ventile nach der in Kapitel 4.1 angegebenen Systematik und gibt zum Teil spezielle Informationen über Aktorart oder Einspritzdruck
- Ventilnummer: Gibt die bei der Fertigung fortlaufende Nummer des Ventils an
- Leckdruck: Der Leckdruck gibt an, ab welchen Eingangsdruck ein nennenswerter Gasdurchfluss auftritt.
- Membrandicke: Bezeichnet die Dicke der Ventilmembran
- Aushärtedruck. Der Aushärtedruck gibt den Druck an, unter dem das Übersetzungsmedium ausgehärtet ist.
- Mischungsverhältnis: Das Mischungsverhältnis bezeichnet das Verhältnis von A- zu B-Komponente des Silikon-Gels
- Anschließend sind Messergebnisse für Öffnungsspannung, Schließspannung und den maximalen Gasdurchfluss bei unterschiedlichen Eingangsdruck aufgeführt.

Ventiltyp	Ventilnummer	Leckdruck	Membran-dicke [µm]	Ventil-kammer	Aktor- fassung	Aushärte-druck [mbar]	Mischungs- verhältnis	0,1 bar Öff- nungssp. [V]	0,1 bar - max. Gasfluss [sccm]	0,1 bar Schließsp. [V]	0,5 bar Öff- nungssp. [V]	0,5 bar - max. Gasfluss [sccm]	0,5 bar Schließsp. [V]	1,0 bar Öff- nungssp. [V]	1,0 bar - max. Gasfluss [sccm]	1,0 bar Schließsp. [V]	1,5 bar Öff- nungssp. [V]	1,5 bar - max. Gasfluss [sccm]	1,5 bar Schließsp. [V]
Standard	53	2	1,5	klein	schmal	2000	5:4	210	93	145	155	208	110	110	303	55			
Standard	54	2,2	1,5	klein	schmal	2000	5:4	345	79	320	270	202	230	190	308	130	120	386	80
Standard	55	1,3	1,5	klein	breit	2000	5:4	240	78	190	190	192	110	50	287	10			
Standard	56	2,2	1,5	klein	breit	2000	5:4	230	113	180	180	280	130	125	435	80	100	502	50
Standard	57	2,2	1,5	klein	schmal	2000	5:4	280	103	230	230	268	185	170	398	130			
Standard	58	2,3	1,5	klein	schmal	2000	5:4	240	122	195	190	297	150	140	435	105	110	543	60
Standard	59	1,8	1,5	klein	breit	2000	5:4	210	128	140	150	331	100	90	502	55			
Standard	60	1,5	2,5	klein	schmal	2000	5:4	190	119	140	140	308	105	90	472	40			
Standard	61	1,6	2,5	klein	breit	2000	5:4	185	120	135	150	314	105	100	468	70	40	602	15
Standard	62	1,8	2,5	klein	breit	2000	5:4	185	113	130	150	271	100	110	397	55	55	504	20
Standard	63	1	2,5	klein	schmal	2000	5:4	135	116	110	90	308	60	30	473	15			
Standard	64	1,9	2,5	klein	breit	2000	5:4	190	125	130	155	331	100	125	523	60	50	690	15
Standard	65	2	2,5	klein	schmal	2000	5:4	225	97	190	180	239	145	130	357	80	75	459	50
Standard	66	2,1	2,5	klein	schmal	2000	5:4	205	102	155	175	285	125	130	437	85	80	558	25
Standard	67	2	2,5	klein	breit	2000	5:4	205	119	150	160	318	120	120	484	85	55	633	25
Standard	68	1,8	2,5	klein	schmal	2000	5:4	250	132	210	210	338	140	145	520	60	90	678	5
Standard	69	2,3	2,5	klein	breit	2000	5:4	390	121	250	260	323	220	205	500	155	120	660	75
Standard	71	1,6	2,5	klein	schmal	2000	5:4	210	121	160	160	312	110	115	495	65	30	651	5
Standard	72	1,7	1,5	klein	breit	2000	5:4	220	115	160	175	299	115	130	450	60	70	582	10
Standard	74	1,9	1,5	klein	schmal	2000	5:4	210	114	135	170	287	95	105	425	50	55	548	10
Standard	76	1,8	1,5	klein	schmal	2000	5:4	275	112	210	210	281	150	140	420	85	80	543	30
Standard	78	2,6	1,5	klein	breit	2000	5:4	340	90	310	310	242	250	220	380	170	160	499	105
Standard	82	2,5	1,5	klein	breit	2000	5:4	290	100	240	240	246	185	185	367	135	130	469	85
Standard	90	2,3	2,5	klein	breit	2000	5:4	260	134	185	220	358	140	150	554	90	110	730	25
Standard	94	1,6	2,5	klein	schmal	2000	5:4	235	133	180	195	360	125	145	546	75	80	710	35

# Anhang

Aktor (80/200)	72	1,7	1,5	Klein	breit	2000	5:4	220	115	160	175	299	115	130	450	60	70	582	10
Aktor (80/200)	73	1,3	1,5	Klein	schmal	2000	5:4	170	110	105	120	270	70	60	390	15			
Aktor (80/200)	74	1,9	1,5	Klein	schmal	2000	5:4	210	114	135	170	287	95	105	425	50	55	548	10
Aktor (80/200)	93	2,2	2,5	Klein	schmal	2000	5:4	260	116	210	205	304	145	145	464	90	85	607	35
Aktor (80/200)	94	1,6	2,5	Klein	schmal	2000	5:4	235	133	180	195	360	125	145	546	75	80	710	35
1:1-Mischung	103	1,4	2,5	Klein	schmal	2000	1:1	170	130	135	125	338	90	70	536	45			
1:1-Mischung	104	1,6	2,5	Klein	breit	2000	1:1	165	135	115	135	360	85	80	557	35			
1:1-Mischung	105	1,7	2,5	Klein	breit	2000	1:1	180	129	125	140	330	85	90	491	40			
1:1-Mischung	106	1,7	2,5	Klein	schmal	2000	1:1	225	131	190	175	348	120	105	544	60			
3:2-Mischung	111	2,2	2,5	Klein	breit	2000	3:2	255	119	205	215	309	155	140	476	85			
3:2-Mischung	112	1,4	2,5	Klein	schmal	2000	3:2	170	129	105	130	334	70						
3:2-Mischung	113	1,5	2,5	Klein	schmal	2000	3:2	170	123	110	120	300	60						
3:2-Mischung	114	1,3	2,5	Klein	breit	2000	3:2	185	125	120	150	329	0						
1:1+Glaskugeln	115	1,3	2,5	Klein	schmal	2000	1:1	220	130	180	160	344	120	80	534	50			
1:1+Glaskugeln	116	2	2,5	Klein	breit	2000	1:1	245	137	210	195	366	160	140	557	100	80	730	40
1:1+Glaskugeln	117	2,6	2,5	Klein	breit	2000	1:1	270	119	225	225	313	170	170	473	125	120	615	80
1:1+Glaskugeln	118	2,2	2,5	Klein	schmal	2000	1:1	225	134	185	180	340	135	125	508	85			
900 mbar	124	0,63	2,5	Klein	schmal	900	5:4	115	117	60	30	315	0						
900 mbar	125	0,67	2,5	Klein	breit	900	5:4	100	120	55	30	320	10						
900 mbar	126	0,54	2,5	Klein	breit	900	5:4	80	120	50	10	319	0						
900 mbar	127	0,57	2,5	Klein	schmal	900	5:4	115	111	55	25	293	0						
900 mbar	133	0,9	2,5	Klein	breit	900	5:4	130	110	60	60	287	10						
900 mbar	134	0,75	2,5	Klein	breit	900	5:4	150	115	70	50	303	0						

Ventiltyp	Ventilnummer	Leckdruck	Membrandicke [µm]	Ventil-kammer	Aktor-fassung	Aushärte-druck [mbar]	Mischungs-verhältnis	0,1 bar Öff-nungssp. [V]	0,1 bar - max. Gasfluss [scem]	0,1 bar Schließsp. [V]	0,5 bar Öff-nungssp. [V]	0,5 bar - max. Gasfluss [scem]	0,5 bar Schließsp. [V]	1,0 bar Öff-nungssp. [V]	1,0 bar - max. Gasfluss [scem]	1,0 bar Schließsp. [V]	1,5 bar Öff-nungssp. [V]	1,5 bar - max. Gasfluss [scem]	1,5 bar Schließsp. [V]	2,0 bar Öff-nungssp. [V]	2,0 bar - max. Gasfluss [scem]	2,0 bar Schließsp. [V]	
Aktor(150/200)	76	1,8	1,5 klein	schmal	2000	5:4	275	112	210	210	210	281	150	140	420	85	80	543	30				
Aktor(150/200)	77	2,9	1,5 klein	breit	2000	5:4	255	112	205	250	250	265	185	210	393	135	160	502	90	55	611	25	
Aktor(150/200)	78	2,6	1,5 klein	breit	2000	5:4	340	90	310	310	310	242	250	220	380	170	160	499	105	75	613	0	
Aktor(150/200)	82	2,5	1,5 klein	breit	2000	5:4	290	100	240	240	240	246	185	185	367	135	130	469	85	65	569	30	
Aktor(150/200)	89	2,3	2,5 klein	breit	2000	5:4	350	120	220	230	230	324	165	165	513	90	95	685	10				
Aktor(150/200)	90	2,3	2,5 klein	breit	2000	5:4	260	134	185	220	220	358	140	150	554	90	110	730	25				
Hochdruck	100		2,5 groß	schmal	3500	5:4	800	800	800	800	800		800	760	492	660	690	674	570	660	826	440	
Hochdruck	102		2,5 klein	breit	4000	5:4	800		800	760	760	37	700	660	442	540	570	612	450	470	761	310	
große Ventilkammer	88		2,5 groß	schmal	2000	5:4	255	130	210	245	245	344	180	205	534	120	175	708	60	150	870	15	
große Ventilkammer	91		2,5 groß	schmal	2000	5:4	170	136	125	165	165	358	100	115	552	70	105	724	35				
große Ventilkammer	87		1,5 groß	schmal	2000	5:4	300	90	260	270	270	210	220	235	303	140	200	383	150	175	463	115	
große Ventilkammer	84		1,5 groß	schmal	2000	5:4	300	80	260	280	280	188	215	225	260	175	210	330	145	170	401	120	
große Ventilkammer	80		1,5 groß	schmal	2000	5:4	250	104	200	230	230	252	175	185	390	145	165	498	75	130	602	35	
große Ventilkammer	83		1,5 groß	schmal	2000	5:4	280	112	235	255	255	293	205	230	459	165	185	618	75	170	766	25	
Ventiltyp	Ventilnummer	Leckdruck	Membrandicke [µm]	Ventil-kammer	Aktor-fassung	Aushärte-druck [mbar]	Mischungs-verhältnis	2,5 bar Öff-nungssp. [V]	2,5 bar max. Gasfluss [scem]	2,5 bar Schließsp. [V]	3,0 bar Öff-nungssp. [V]	3,0 bar max. Gasfluss [scem]	3,0 bar Schließsp. [V]	3,5 bar Öff-nungssp. [V]	3,5 bar max. Gasfluss [scem]	3,5 bar Schließsp. [V]							
Hochdruck	100		2,5 groß	schmal	3500	5:4	590	970	330	560	1111	220	220	510	1243	130							
Hochdruck	102		2,5 klein	breit	4000	5:4	400	903	240	310	1036	220	220	240	1161	160							
große Ventilkammer	87		1,5 groß	schmal	2000	5:4	130	541	80	100	620	50											
große Ventilkammer	84		1,5 groß	schmal	2000	5:4	125	475	80	95	552	25											