

## Inhalt

<b>1</b>	<b>Titel und Kurzname .....</b>	<b>3</b>
<b>2</b>	<b>Gesamtzielsetzung .....</b>	<b>3</b>
<b>3</b>	<b>Teilvorhaben LPA .....</b>	<b>5</b>
3.1	Gesamtvorhaben "Piezoserv" .....	5
3.2	Aufgabenstellung des Teilvorhabens "Piezoantrieb" .....	5
3.3	Voraussetzungen .....	6
3.4	Planung und Ablauf des Vorhabens .....	6
3.5	Wissenschaftlicher und technischer Stand, an den angeknüpft wurde .....	6
3.6	Zusammenarbeit mit anderen Stellen .....	7
3.7	Erzieltes Ergebnis .....	7
3.7.1	<i>Wanderaufbau und hydraulischer Kraft-Weg-Transformator .....</i>	<i>7</i>
3.7.2	<i>Leistungselektronik .....</i>	<i>8</i>
3.8	Voraussichtlicher Nutzen .....	20
3.9	Fortschritt auf dem Gebiet bei anderen Stellen .....	21
3.10	Erfolgte oder geplante Veröffentlichung des Ergebnisses .....	21
<b>4</b>	<b>Teilvorhaben PIC .....</b>	<b>23</b>
4.1	Projekttablauf .....	23
4.1.1	<i>Aufgabenstellung .....</i>	<i>23</i>
4.1.2	<i>Planung und Ablauf .....</i>	<i>25</i>
4.1.3	<i>Wissenschaftlich - technischer Stand .....</i>	<i>26</i>
4.1.4	<i>Zusammenarbeit mit anderen Stellen .....</i>	<i>26</i>
4.2	Darstellung der erreichten Ergebnisse .....	27
4.2.1	<i>Wissenschaftlich – technische Ergebnisse .....</i>	<i>27</i>
4.2.2	<i>Verwertbarkeit der Ergebnisse .....</i>	<i>37</i>
4.2.3	<i>Bekanntgewordener Fortschritt bei anderen Stellen mit Relevanz für das Vorhaben .....</i>	<i>37</i>
4.2.4	<i>Veröffentlichungen .....</i>	<i>38</i>
<b>5</b>	<b>Teilvorhaben FLUTEC .....</b>	<b>39</b>
5.1	Ausgangssituation .....	39
5.1.1	<i>Aufgabenstellung .....</i>	<i>39</i>
5.1.2	<i>Wissenschaftliche und technische Zielsetzung .....</i>	<i>40</i>
5.1.3	<i>Planung und Ablauf des Vorhabens .....</i>	<i>41</i>
5.1.4	<i>Stand von Wissenschaft und Technik .....</i>	<i>42</i>
5.2	Ergebnisse .....	44
5.2.1	<i>Methodik zur Optimierung von Ventilen .....</i>	<i>44</i>

5.2.2	<i>Ventiloptimierung durch Einsatz alternativer Werkstoffe</i>	48
5.2.3	<i>Konstruktion eines piezoaktorgetriebenen Servoventils</i>	52
5.3	Zusammenfassung	57
<b>6</b>	<b>Teilvorhaben LLI</b>	<b>59</b>
6.1	Gesamtzielsetzung	59
6.2	Aufgabenstellung des Teilvorhabens	60
6.3	Ergebnis des Teilvorhabens	60
6.3.1	<i>Pflichtenheft/Spezifikation</i>	60
6.3.2	<i>Definition und Fertigung der Schiebergruppe</i>	68
6.3.3	<i>Ergebnisse und Folgerung der Schiebergruppen Fertigung</i>	72
6.3.4	<i>Anwendungsnaher Test des Gesamtsystems</i>	72
6.3.5	<i>Zusammenfassung und Ausblick</i>	73
6.3.6	<i>Ergebnisse Dritter mit Relevanz für das Vorhaben</i>	73
6.3.7	<i>Gemachte oder in Anspruch genommene Erfindungen</i>	73
6.3.8	<i>Veröffentlichungen</i>	73

## 1 Titel und Kurzname

Projekttitle: **Wirkungsgradoptimierte Piezoantriebe für hochdynamische Anwendungen in der Flugzeughydraulik**

Kurzname: PiezoServ

## 2 Gesamtzielsetzung

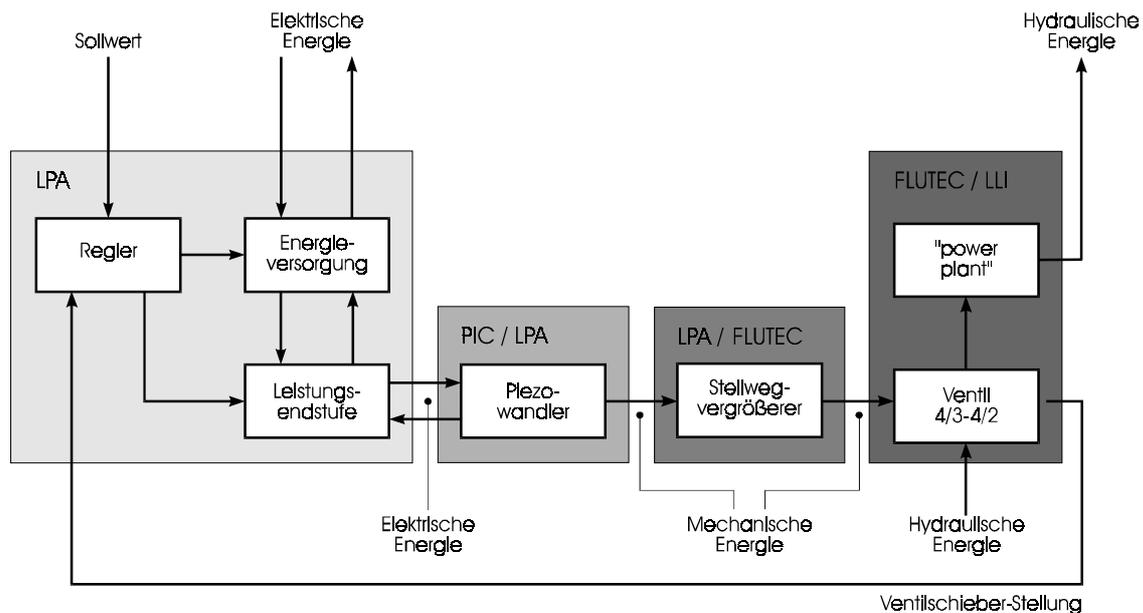
In vielen Bereichen der Hydraulik wird man den wachsenden Anforderungen bezüglich der erforderlichen Dynamik, Präzision und Leistungsdichte von Stellsystemen auf der Basis klassischer elektromagnetischer Antriebselemente nicht mehr gerecht. Das im folgenden beschriebene Verbundprojekt hatte daher die Untersuchung und Realisierung eines einstufigen, hochdynamischen Steuerventils (Kolbenschieberventil) für Anwendungen in der Mobilhydraulik zum Ziel. Als Einsatzbereich für das zu entwickelnde Ventil sollte die Luftfahrttechnik im Vordergrund stehen.

Ein wichtiger Projektschritt war die Realisierung einer wirkungsgradoptimierten Ansteuerlektronik, wobei sehr hohe Anforderungen an das dynamische Übertragungsverhalten zu erfüllen waren. Hierbei wurden die derzeit verfügbaren Kenntnisse im Bereich der Leistungselektronik (Energierückgewinnung), der Piezoaktorik (Werkstofftechnologie, Aufbau- und Verbindungstechnik), der translatorischen Getriebetechnik, der FE-Simulation, der Ventiltechnik bzw. Strömungsmechanik und der Regelungstechnik genutzt und für den vorgesehenen Anwendungsfall mit dem Ziel einer fertigungsgerechten Gestaltung ausgebaut.

Bei einem piezoaktor-betätigten Ventil begrenzen die Strömungskräfte im Zusammenwirken mit der durch die erforderliche Wegübersetzung (hydraulisch oder mechanisch) herabgesetzten Steifigkeit des Piezoaktors die statischen und dynamischen Leistungsdaten des Ventils erheblich. Daher war die Strömungskraftkompensation des Ventils eine notwendige Voraussetzung für den Aufbau eines leistungsfähigen Ventils. Die hier zur Anwendung gekommenen Lösungsansätze nutzten die Ergebnisse von bereits durchgeführten Arbeiten in diesem Bereich.

Von besonderer Bedeutung erschien weiterhin der Einsatz von modernen Hochlast-Piezokeramiken, welche als Resultat projektexterner Werkstoffentwicklungen eines der hier beteiligten Projektpartner eingingen. Diese für den dynamischen Großsignaldauerbetrieb optimierten Piezokeramiken konnten aufgrund ihrer verbesserten Materialeigenschaften insbesondere in Folge geringer Eigenerwärmung vorteilhaft zur Realisierung des Piezo-Servoventils eingesetzt werden.

Der Systemaufbau und die funktionale Wirkungskette des realisierten piezoelektrischen Servoventils für die Mobilhydraulik sind, neben der Zuordnung der Arbeitsbereiche der einzelnen Projektpartner, in folgender Abbildung dargestellt. Die Spezifikation der Subsysteme Piezowandler (Großsignalverhalten im Servoventil), Ansteuerelektronik, Kraft-Weg-Transformator, 4/3-Wege-Ventil und die Integration in eine hydraulische Testanlage erfolgten in enger Zusammenarbeit und Abstimmung zwischen den beteiligten Projektpartnern.



**Bild 2.1:** Systemaufbau des hochdynamischen Piezo-Servoventils für die Flugzeughydraulik und Zuordnung der Arbeitsanteile der Verbundpartner

Dies waren im einzelnen Fachleute aus den Bereichen neue Festkörperaktoren (LPA/vorm. D\*ASS: Leistungsverstärker, Wandler, Stellwegvergrößerer und anwendungsspezifische Großsignalmesstechnik), aus der Keramikherstellung und Werkstoffentwicklung (PI Ceramic) sowie Entwickler und Hersteller von hydraulischen Systemkomponenten (FLUTEC) und Anwender von hochdynamischen Hydraulikventilen im Bereich der Luftfahrttechnik (LLI). Der folgende Abschlussbericht setzt sich aus den Teilberichten dieser vier Partner zusammen.

### 3 Teilvorhaben LPA

**Titel:** Realisierung eines hochdynamischen, piezoelektrischen Gegentaktantriebs

**Partner:** Lehrstuhl für Prozessautomatisierung (LPA, vorm. D\*ASS),  
Universität des Saarlandes, Saarbrücken

**Förderkennzeichen:** 16SV563/4

#### 3.1 Gesamtvorhaben "Piezoserv"

Im Rahmen des Verbundvorhabens wurden neue Lösungswege für den Aufbau von bisher nicht realisierten, hochdynamischen Servoventilen für die Mobilhydraulik gesucht. Zum Einsatz kamen neuartige Piezokeramiken mit verbesserten Werkstoffparametern, welche im mechanischen Gegentaktbetrieb über hydraulische Kraft-Weg-Transformatoren den Ventilschieber eines weiterentwickelten 4/3-Wege-Ventiles betätigen. Zur Realisierung des im Rahmen des Verbundvorhabens angestrebten Antriebssystems auf der Basis von Piezoaktoren war eine interdisziplinäre Zusammenarbeit der Projektpartner aus den Bereichen Entwicklung und Herstellung von Piezokeramiken (PI Ceramic) sowie Entwicklung und Herstellung von hydraulischen Systemkomponenten (FLUTEC) und Anwendung von hochdynamischen Hydraulikventilen im Bereich der Luftfahrttechnik (LLI) notwendig. Die Anforderungen im Bereich der Mobilhydraulik hinsichtlich einer möglichst kleinen Antriebsleistung machen ein neuartiges Ansteuerkonzept notwendig, welches es erlaubt, die Energie verlustarm zwischen den beiden Piezowandlern und einem Energiespeicher zu übertragen.

#### 3.2 Aufgabenstellung des Teilvorhabens "Piezoantrieb"

Im Teilvorhaben "Realisierung eines hochdynamischen, piezoelektrischen Gegentaktantriebs" ("Piezoantrieb") hatte der Projektpartner LPA (vorm. D\*ASS) die Aufgabe, Entwicklungsarbeiten hinsichtlich der Verstärkerelektronik und Regelalgorithmen, Wandleraufbau einschließlich Kraft-Weg-Transformator und Großsignalmesstechnik durchzuführen. Bei der Entwicklung der Verstärker- und Reglerelektronik sollte vor allem Wert gelegt werden auf neue Schaltungskonzepte zur Energierückgewinnung bei gleichzeitiger aktiver Filterung, um ein hochwertiges

Steuersignal zu erhalten. Dem Wandleraufbau einschließlich Kraft-Weg-Transformator wurden vor allem die technischen Anforderungen bzgl. Ventilhub und Betätigungskraft, aber auch eine Minimierung des Temperatureinflusses zu Grunde gelegt. Die eigens durchgeführte Großsignalmesstechnik komplettierte die Ergebnisse vom Partner PI Ceramic und diente als Grundlage bei der Auslegung der Wandlermechanik und der Ansteuerlektronik.

### **3.3 Voraussetzungen**

Die aus dem Pflichtenheft resultierenden hohen Anforderungen an das piezobetätigte Ventil hinsichtlich der exakten Nulllage einerseits und der hohen Verstellgeschwindigkeit andererseits erfordern große Anstrengungen auf der Seite der Leistungselektronik, vor allem unter Berücksichtigung eines möglichst hohen Wirkungsgrades des Gesamtsystems. Für den mobilen Einsatz soll das Ventil darüber hinaus einschließlich der Leistungs- und Regelektronik möglichst wenig Bauraum einnehmen.

### **3.4 Planung und Ablauf des Vorhabens**

Im Projektverlauf hat sich herausgestellt, dass die zur Dimensionierung der Leistungselektronik erforderlichen Daten in einem deutlich späteren Teilschritt gewonnen werden konnten, als dies ursprünglich geplant war. Daher konnte anstelle der vorgesehenen parallelen Entwicklung erst nach der endgültigen Ermittlung der elektrischen Eckwerte, die auch stark von der realisierten Mechanik bestimmt sind, mit der Auslegung der Leistungselektronik begonnen werden. Dies hat zu Verzögerungen im Projektablauf gegenüber der Planung geführt, welche durch die aufgrund der hohen Anforderungen schwierige Konzeptfindung weiter vergrößert wurden und somit eine Verlängerung des Projektes mit verursacht haben.

### **3.5 Wissenschaftlicher und technischer Stand, an den angeknüpft wurde**

Am LPA waren zu Projektbeginn bereits reichhaltige Erfahrungen in der Entwicklung analoger Leistungsverstärker für Piezowandler vorhanden. Schaltende Verstärker mit Energierückgewinnung waren für kleine Leistungsbereiche schon als Labormuster realisiert worden, und ein Versuchsaufbau für einen einfachen Hybridverstärker existierte bereits. Im Rahmen von Studien- bzw. Diplomarbeiten am LPA wurde die Thematik der Kraft-Weg-Transformatoren auf hydraulischer Basis behandelt.

Verschiedene Lösungsvarianten bzw. –vorschläge aus diesen Arbeiten bildeten die Grundlage für die Entwicklung des hydraulischen Kraft-Weg-Transformators im Rahmen des Teilvorhabens.

### **3.6 Zusammenarbeit mit anderen Stellen**

Es wurden keine Unteraufträge vergeben. Bei der Entwicklung der Leistungselektronik und bei der mechanischen Auslegung wurde mit der Arbeitsgruppe Aktorik des Lehrstuhles für Prozessautomatisierung im Zentrum für innovative Produktion (ZIP Saarland) zusammengearbeitet. Die Firma Witzenmann als Hersteller der verwendeten Faltenbälge und Herr Jahr als ihr Industrievertreter haben die Auslegung der Faltenbälge unterstützt.

### **3.7 Erzieltes Ergebnis**

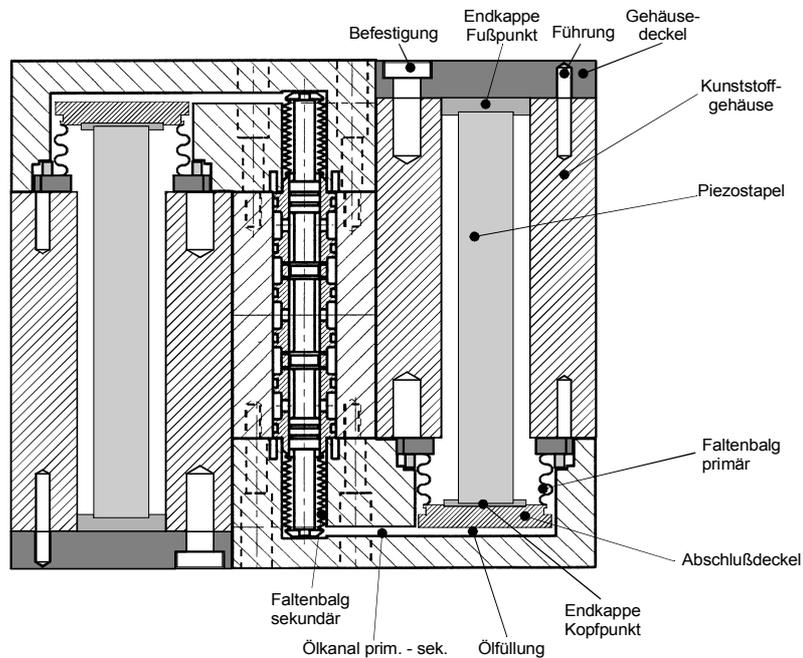
#### **3.7.1 Wandleraufbau und hydraulischer Kraft-Weg-Transformator**

Der Kraft-Weg-Transformator stellt als mechanischer Impedanzwandler das entscheidende Bindeglied dar zwischen dem Piezostapelwandler als elektromechanischem Antrieb und dem Ventil mit seinen Betätigungs-, Rückstell- und Beschleunigungskräften als mechanische Last. Die wichtigsten aus dem Pflichtenheft abgeleiteten Anforderungen sind die dauerhafte Leckagefreiheit über die Gesamtlebensdauer und die hohe Dynamik, welche im Großsignalbetrieb bis 120 Hz erforderlich ist.

Um diese Anforderungen mit einem möglichst hohen Wirkungsgrad zu erfüllen, wurde ein hydraulischer Kraft-Weg-Transformator entwickelt, welcher nach dem Zwei-Kolben-Prinzip arbeitet. Die dauerhafte Leckagefreiheit ist gewährleistet, indem die beiden hydraulisch wirksamen Durchmesser von zwei Faltenbälgen gebildet werden. Die besondere Konstruktion erlaubt gleichzeitig die Kraftumlenkung um einen Winkel von 180 Grad und verhindert zuverlässig das Ausknicken vor allem des sekundären Faltenbalges.

Im **Bild 3.1** wird das Zusammenspiel der einzelnen Baugruppen dargestellt. Jeweils rechts und links befinden sich die Piezowandler als Antriebselement. Der Betrieb im mechanischen Gegentakt bedeutet, dass der eine Piezowandler sich ausdehnt, während der andere sich zusammenzieht. Die jeweilige, auf den Fußpunkt (Gehäuse) bezogene Längenänderung verursacht eine entsprechende Ölvolumenänderung am

primären Faltenbalg, welche über den Ölkanal zum sekundären Faltenbalg übertragen wird. Die Bewegung am Ventilschieber (Mitte des Bildes) entspricht der Längenänderung der Piezowandler, vergrößert um den Faktor des Verhältnisses der wirksamen Querschnittsflächen von primärem und sekundärem Faltenbalg.



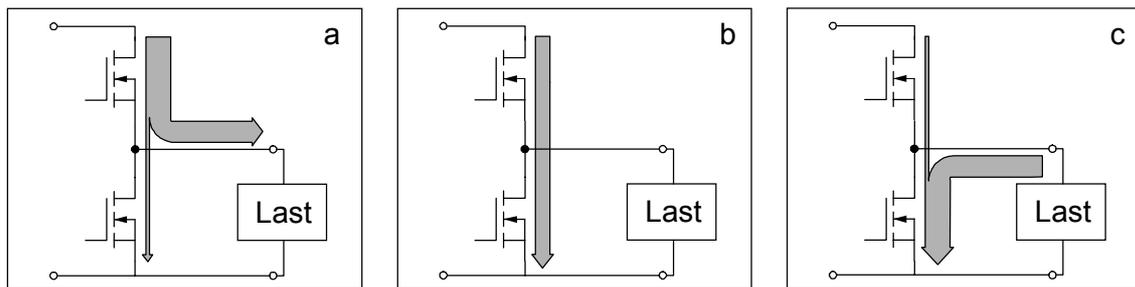
**Bild 3.1:** Übersichtsdarstellung des Gesamtsystems

Als Übertragungsmedium wurde aufgrund des hohen Wirkungsgrades und der guten Verfügbarkeit Hydrauliköl gewählt. Der Temperaturgang des Hydrauliköles und, soweit kalkulierbar, auch derjenige der Piezowandler wurde so weit wie möglich durch die Wahl eines geeigneten Kunststoffes für das Wandlergehäuse kompensiert.

### 3.7.2 Leistungselektronik

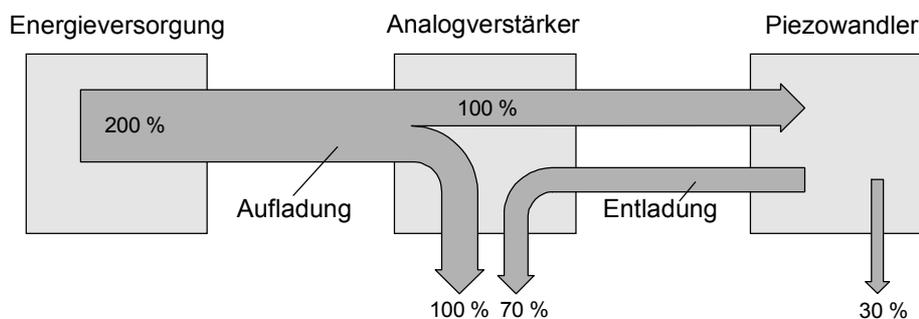
Die Aufgabenstellung verlangt eine deutliche Weiterentwicklung auf dem Gebiet der Leistungsansteuerung von Piezowandlern. Die geforderte Signalqualität in Verbindung mit der erforderlichen hohen Reaktionszeit ist prinzipiell nur mit analog aufgebauten Verstärkern erreichbar

**Bild 3.2** zeigt, dass analoge Leistungsendstufen bei der Ansteuerung kapazitiver Blindlasten stark verlustbehaftet arbeiten. Die Endstufentransistoren wirken hier nicht als Schalter, sondern als regelbare Widerstände, in denen beim Aufladen der Last die gleiche Energiemenge, die in die Last fließt, auch in Wärme umgewandelt wird. Beim Entladen wird die in der Last gespeicherte Feldenergie ebenfalls in Wärme umgewandelt.



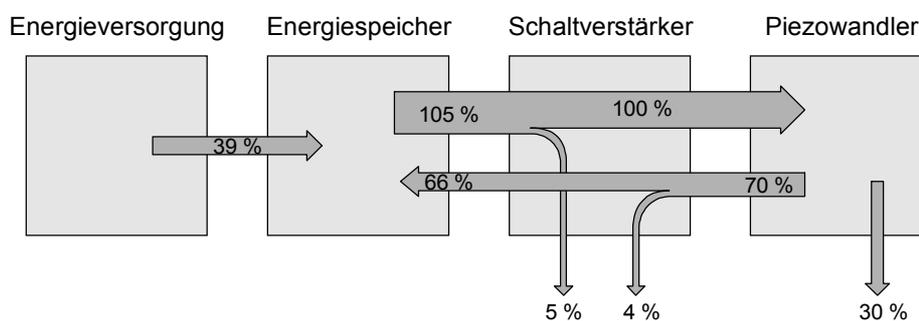
**Bild 3.2:** Prinzipieller Aufbau einer analogen Endstufe in Klasse-A-Schaltung  
 a) maximaler Ladestrom, b) Ladestrom gleich Null, c) maximaler Entladestrom

Zur besseren Vergleichbarkeit der verschiedenen Konzepte hinsichtlich des Energieverbrauches beziehen sich alle im folgenden angegebenen Energieflüsse auf den maximalen Energiegehalt des Piezowandlers, entsprechend 100 % (**Bild 3.3**). Es wird angenommen, dass 30 % der gespeicherten Feldenergie an die angeschlossene mechanische Last geliefert sowie im Wandler als dielektrische und Hysterese-Verluste in Wärme umgesetzt wird. Da analoge Leistungsverstärker beim Aufladen einer kapazitiven Last einen Wirkungsgrad von maximal 50 % haben, wird zusätzlich 100 % der Feldenergie beim Aufladen des Wandlers in der analogen Leistungsstufe in Wärme umgewandelt; 70 % wird beim Entladen umgewandelt. Hieraus folgt, dass bei Verwendung einer analogen Leistungsstufe pro Arbeitszyklus (Aufladen und anschließendes Entladen des Wandlers) das Doppelte der benötigte Feldenergie aus der Energieversorgung nachgeführt werden muss. Die Verlustleistung für den dynamischen Betrieb errechnet sich aus dem Produkt dieses Energiebedarfs und der Wiederholfrequenz. Sie nimmt bei hochdynamischen Ansteuerungen schnell die Größenordnung von mehreren hundert Watt an.



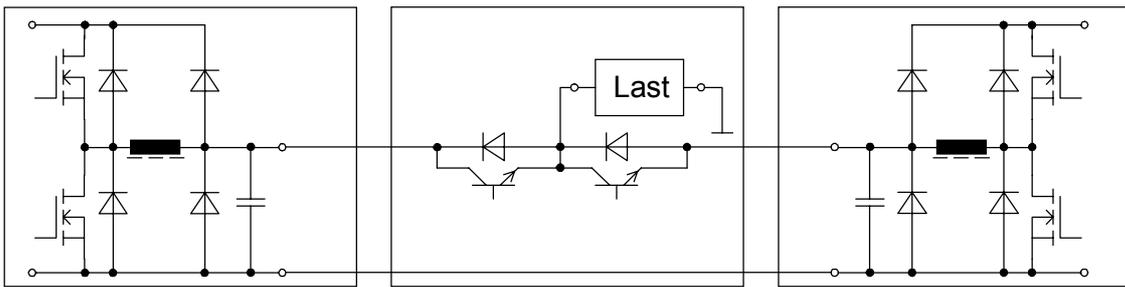
**Bild 3.3:** Energieflussplan für eine Piezoansteuerung mit Analogverstärker

Da die Aufgabenstellung auf ein mobiles System mit autarker Energieversorgung fokussiert, sind die hohen Leistungsverluste der analogen Schaltungstechnik nicht tolerierbar. Hier sind schaltende Ansteuerungen deutlich effizienter, denn das Aufladen des Piezowandlers erfolgt sehr verlustarm und ein hoher Teil der im Piezowandler gespeicherten elektrischen Feldenergie kann in den Energiespeicher zurückgeführt werden. Die Transistoren arbeiten hier als Schalter, welche die Energie von der Versorgung über ein komplementäres Blindelement als Zwischenspeicher (hier eine Drosselspule, vergleiche auch **Bild 3.8**) in die Last leiten und auf umgekehrtem Weg zurückführen. In dem Beispiel **Bild 3.4** wird vorausgesetzt, dass der Schaltverstärker einen Wirkungsgrad von 95 % aufweist. Dann betragen die von der Energieversorgung zu deckenden Verluste lediglich 39 % der Feldenergie, wobei analog zum Beispiel **Bild 3.3** die unabänderlichen Verluste im Wandler selbst und in der angeschlossenen Last wieder mit 30 % angenommen werden. Die Verluste durch das Auf- und Entladen des Wandlers werden jedoch von 170 % im Analogbetrieb auf lediglich 9 % im Schaltbetrieb reduziert.



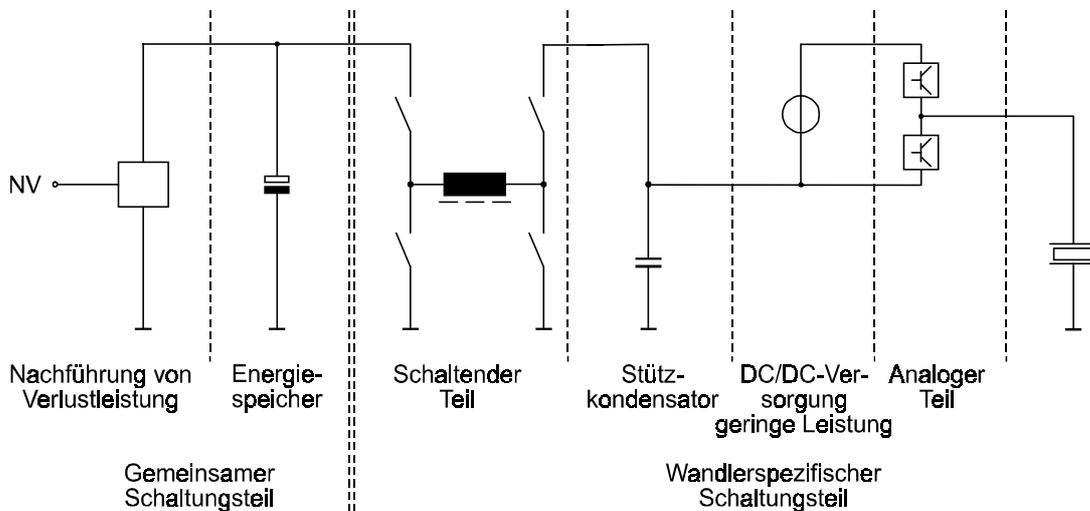
**Bild 3.4:** Energieflussplan für eine Piezoansteuerung mit Schaltverstärker und Energierückgewinnung

Die Werte von Klirrfaktor, Sollabweichung und Regelgeschwindigkeit einer solchen schaltenden Leistungsendstufe werden jedoch den Anforderungen laut Pflichtenheft bei weitem nicht gerecht. Um die Vorteile beider Ansteuerkonzepte in einem Gerät zu vereinen, müssen auch beide Schaltungsvarianten im selben Gerät verwendet werden. Diese Hybridverstärker genannte Kombination besteht zum Beispiel, wie im **Bild 3.5** dargestellt, aus einer analogen Ausgangsstufe (Mitte des Bildes), deren obere und untere Betriebsspannungslevel sich auf zwei bidirektionale, schaltende Energiesteller (Links und Rechts) stützen.



**Bild 3.5:** Schematischer Aufbau eines seriellen Hybridverstärkers.

Dieses an sich sehr eingängige und regelungstechnisch vergleichsweise einfach zu beherrschende Konzept ist mit entscheidenden Nachteilen behaftet. Es benötigt zwei bidirektionale Schaltnetzteile und zwei Stützkondensatoren in der Größenordnung der Lastkapazität. Da diese beiden Stützkondensatoren mit nahezu dem vollen Ausgangsspannungshub beaufschlagt werden müssen, ist die insgesamt zu übertragende Leistung ungefähr das Dreifache der notwendigen Ausgangsleistung. Die dadurch entstehenden Verluste sowie die notwendige Baugröße haben nach zahlreichen Versuchen und Simulationen letztendlich zu einem vollständig neuen Konzept geführt, welches mit nur einem bidirektionalen Schaltnetzteil und einem Stützkondensator von ca. 20 % der Ausgangskapazität auskommt (**Bild 3.6**). Diese vom Bauteilebedarf her deutlich weniger aufwändige Schaltung setzt einen komplizierteren Regelalgorithmus voraus, welcher als zusätzliche Eingangsgrößen auch die Lastspannung und den Laststrom auswerten muss.

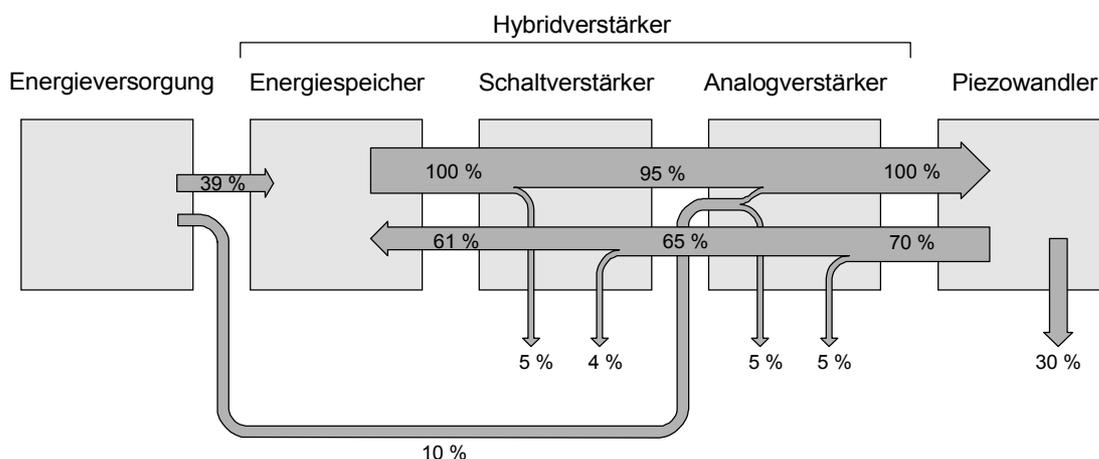


**Bild 3.6:** Neu entwickeltes Hybridverstärkerkonzept

Bei diesem Konzept wird vom schaltenden Teil eine untere Stützspannung für den analogen Teil zur Verfügung gestellt. Diese Stützspannung muss sich in einem Bereich von 15 V bis 25 V unterhalb der Ausgangsspannung bewegen. Der Analogteil wird über eine auf diesem Niveau "mitschwimmende" Konstantspannung von 40 V versorgt und stellt die Ausgangsspannung exakt ein. Auf Grund der niedrigen Versorgungsspannung sind die Verluste im Analogteil gering (nur insgesamt 10 % der Bezugsenergie), obwohl der gesamte Wandlerstrom kontrolliert durch ihn hindurchgeleitet wird.

Durch diese Zusammenschaltung von analogem und schaltendem Verstärker „sieht“ die Last nur eine schonend ansteuernde, rein analoge Ausgangsstufe mit rippelfreiem Ausgangssignal, und der Hauptanteil der Ansteuerenergie wird vom schaltenden Teil verlustarm übertragen. So wie **Bild 3.6** die schaltungstechnische Verknüpfung von analogem und schaltendem Verstärker zum Hybridverstärker zeigt, veranschaulicht **Bild 3.7**, wie sich die beiden Energieflussdiagramme aus **Bild 3.3** und **Bild 3.4** zum Energieflussdiagramm des Hybridverstärkers zusammenfügen.

Im Vergleich zu **Bild 3.4** ist ein Analogverstärker kleiner Leistung zwischen Schaltverstärker und Piezowandler hinzugekommen. Dieser setzt beim Auf- und Entladen des Piezowandlers jeweils 5 % der Energie in Wärme um. Die Leistungsbilanz wird somit im Vergleich zum Analogverstärker (170 % Verluste) nicht mehr auf 9 %, sondern nur noch auf 19 % Verluste im Leistungspfad der Elektronik verbessert (9 % im Schaltverstärker und 10 % im Analogverstärker). Mit dieser geringfügig höheren Verlustleistung gewinnt man ein Ausgangssignal, welches nahezu vollständig die Qualität eines reinen Analogverstärkers erreicht (Schaltrippl an der Last < 1 % der Nennspannung), und ist in der Lage, den Großteil der Feldenergie verlustarm zu übertragen.

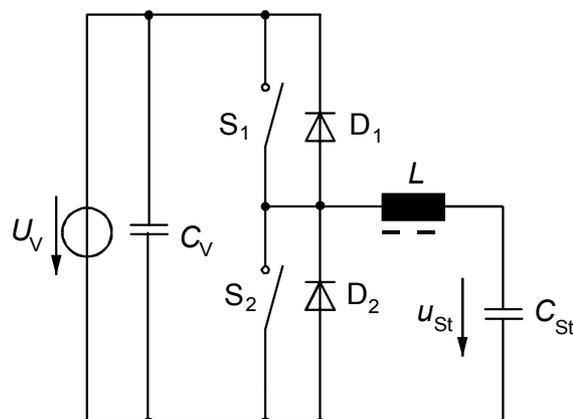


**Bild 3.7:** Energieflüsse im neu entwickelten Hybridverstärker

Ein weiterer Vorteil ist, dass für kleinere Bewegungen um einen Betriebspunkt herum (zum Beispiel Feinregelung) der schaltende Teil nicht arbeitet und die Last rein analog betrieben wird. Der Analogteil ist in seiner Leistungsendstufe als Stromquelle ausgeführt, um die Last möglichst hochohmig vom schaltenden Teil zu entkoppeln. Die Regelung dieser Stromquelle vergleicht galvanisch getrennt das Ausgangsspannungsniveau mit der Führungsgröße und gibt im Bedarfsfall ihre Steuersignale über regelungstechnisch linearisierte Optokoppler an die Leistungsendstufe weiter. Die auf diese Art realisierte vollständige galvanische Trennung ermöglicht ein verlustloses Konstanthalten der jeweiligen Ausgangsspannung.

### 3.7.2.1 Schaltender Verstärker

Damit trotz der niedrigen Versorgungsspannung der Analogendstufe von 40 V ein Aufladen des Piezowandlers bis zur geforderten Hochspannung von 800 V und eine Energierückgewinnung möglich ist, lässt sich das Bezugspotenzial der analogen Endstufe mit Hilfe der Spannung des Stützkondensators  $u_{St}$  (vgl. **Bild 3.8**) auf jeden beliebigen Wert zwischen 0 V und 780 V verschieben. Hierzu wird ein bidirektionaler Schaltverstärker verwendet. Die Schwierigkeit bei der Entwicklung eines solchen Schaltverstärkers liegt darin, dass er unabhängig von momentanem Ladestrom und der Wandlerspannung die Spannung am Stützkondensator stets korrekt nachführen muss. Nur unter dieser Voraussetzung ist die einwandfreie Arbeitsweise der Analogendstufe gewährleistet. Bei einer zu hohen oder zu niedrigen Spannung am Stützkondensator kann die analoge Endstufe keinen Einfluss mehr auf den Wandlerstrom ausüben, und das Ausgangssignal des Schaltverstärkers steuert den Wandler direkt an.



**Bild 3.8:** Grundkonfiguration eines bidirektionalen Schaltverstärkers

Erste Versuche wurden mit der Schaltung in **Bild 3.8** unternommen. Sie ist sowohl in der Lage, die Energie im Stützkondensator  $C_{St}$  mit minimalen Leistungsverlusten aufzubauen, als auch die gespeicherte Energie im Falle des Feldabbaus wieder in die Versorgung  $U_V$  zurückzuspeisen (Energierückgewinnung). Das zentrale Element hierbei ist die Drossel  $L$ , sie erfüllt zwei wesentliche Aufgaben: Sie dient während der Ladephase des Stützkondensators (wird durch Schließen des Schalters  $S_1$  eingeleitet) zum verlustlosen Begrenzen des Ladestromes, und während der Entladephase (Einleiten durch Schließen des Schalters  $S_2$ ) zum Zwischenspeichern des Teiles der Feldenergie des Kondensators, der bei der Reduzierung der Kondensatorspannung frei wird. Somit ermöglicht die Drossel eine Umkehr des Energieflusses vom niedrigen Spannungsniveau der Spannung des Stützkondensators (zwischen 0 V und 780 V) zum hohen Spannungsniveau (800 V) der Versorgungsspannung (Energierückgewinnung).

Im **Bild 3.8** nicht mitberücksichtigt ist der Strom, mit dem die analoge Endstufe den Stützkondensator auf- bzw. entlädt. Da sich der Strom der analogen Endstufe jedoch im Vergleich zum Spulenstrom nur sehr langsam ändert, kann er für einen Schaltzyklus als konstant angenommen werden. Die analoge Endstufe ist folglich aus der Sicht der schaltenden Spannungsversorgung nichts anderes als eine Konstantspannungsquelle parallel zu  $C_{St}$ .

Das Grundprinzip dieser Schaltung ist einfach, schwierig hingegen ist die Realisierung der Regelung, die die Schalter derart betätigt, dass ein gewünschter Spannungsverlauf am Stützkondensator möglichst genau approximiert wird. Die klassischen Regelansätze wie Pulsweitenmodulation oder Current Mode Control, die überwiegend bei Schaltnetzteilen verwendet werden, versagen an dieser Stelle. Bei Schaltnetzteilen sind zumeist Versorgung und Ausgangsspannung entweder konstant oder im Vergleich zur Schaltfrequenz nur relativ langsam veränderlich. Darüber hinaus ist die Last in der Regel ohmsch. Alle Entwurfskriterien für die Dimensionierung solcher Schaltnetzteile basieren auf diesen Voraussetzungen und sind daher bei dem Sonderfall "hochdynamischer Schaltverstärker mit Energierückgewinnung zur Ansteuerung von kapazitiven Lasten" - wenn überhaupt - nur bedingt einsetzbar.

Aus diesem Grund werden bereits seit einigen Jahren am Lehrstuhl für Prozessautomatisierung andere Ansätze verfolgt. Besonders vielversprechend scheinen Regelkonzepte, mit deren Hilfe es gelingt, bei jedem Schaltzyklus genau die Energieportion zu übertragen, die notwendig ist, um an einer kapazitiven Last eine

gewünschte Ausgangsspannung zu erreichen. Somit können unnötige Schaltzyklen, die lediglich zu einer Erwärmung der Halbleiterkomponenten führen, vermieden werden, was letztendlich auch eine höhere Systemdynamik ermöglicht. Zum Erreichen dieser Eigenschaften ist eine explizite Auswertung der Differenzialgleichungen des Wandlersystems in jeder Schalterkonfiguration notwendig. In der Vergangenheit wurden hierzu Signalprozessoren verwendet. Der Nachteil einer solchen Lösung ist, dass auf Grund der erforderlichen Rechenzeiten die Systemdynamik nach oben hin begrenzt ist.

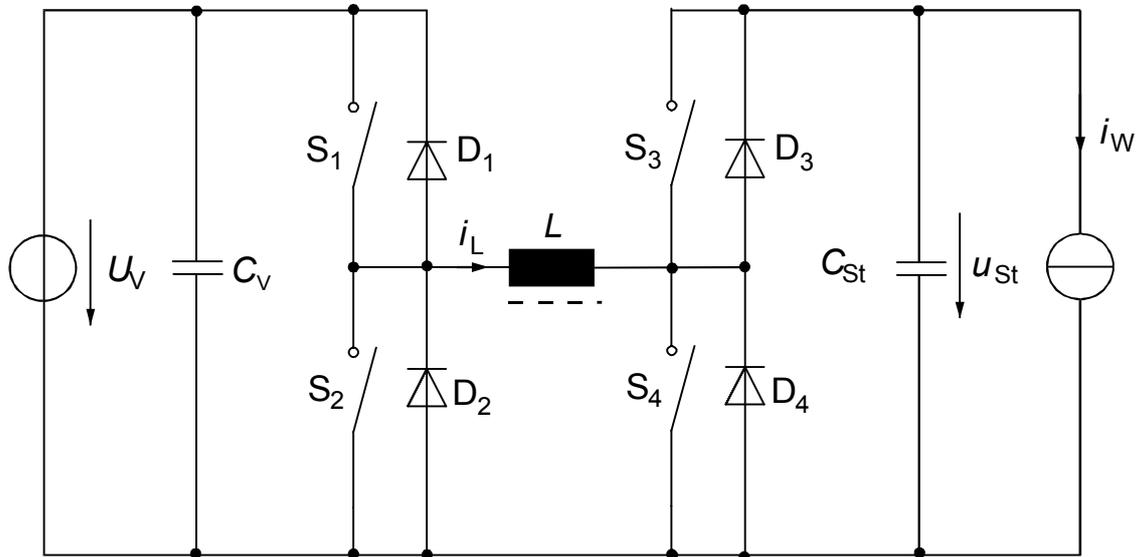
Ein weiterer Ansatz, der auch im Rahmen dieses Projektes verfolgt wurde, ist die Offline-Berechnung aller Schaltzeiten für jede Kombination von Soll- und Istwerten und Tabellierung in einem EPROM-Speicher. Im Betrieb wird dieser EPROM-Speicher mittels schneller A/D-Umsetzer (1 MHz), welche direkt die Messgrößen des Systems erfassen, adressiert und liefert die erforderlichen Schaltzeiten innerhalb von wenigen 100 ns. Dadurch ist ein zielgerichtetes Schalten im Bereich von mehreren 100 kHz möglich, was zu exzellenten Ausgangssignalen führt.

Praktische Untersuchungen an der Schaltung aus **Bild 3.8** haben gezeigt, dass insbesondere in den Randbereichen, wenn  $u_{St}$  in der Nähe von 0 V bzw. 780 V ist, bei bestimmten Werten der Lade- bzw. Entladeströme der analogen Endstufe, Probleme auftreten. Diese Probleme rühren daher, dass auf Grund der Serienschaltung von Drossel  $L$  und Stützkondensator  $C_{St}$  auch der nach dem Öffnen der Schalter fließende Entmagnetisierungsstrom zu einer weiteren Veränderung der Kondensatorspannung führt.

Aus diesem Grund wurde für das bidirektionale Schaltnetzteil des Hybridverstärkers eine andere Schaltung gewählt, die besser kontrollierbar ist, siehe **Bild 3.9**. Durch Hinzunahme zweier weiterer Schalter  $S_2$  und  $S_3$  entstehen Strompfade für den Drosselstrom, die nicht über  $C_{St}$  verlaufen und somit zu keiner Veränderung der Spannung am Stützkondensator führen. Auch hier wird die analoge Endstufe durch eine Stromquelle parallel zum Stützkondensator nachgebildet.

Besonders einfach gestaltet sich die Regelung für das Entladen des Stützkondensators  $C_{St}$ . Bei zu hoher Spannung des Stützkondensators wird die Spannung durch Schließen der Schalter  $S_2$  und  $S_3$  so lange erniedrigt, bis sie wieder im vorgegebenen Bereich ist. Nach dem Öffnen der Schalter findet kein weiteres Entladen von  $C_{St}$  statt,

und die Drossel liefert ihre gespeicherte Energie über die Dioden  $D_1$  und  $D_4$  in den Kondensator  $C_V$  der Versorgung zurück.

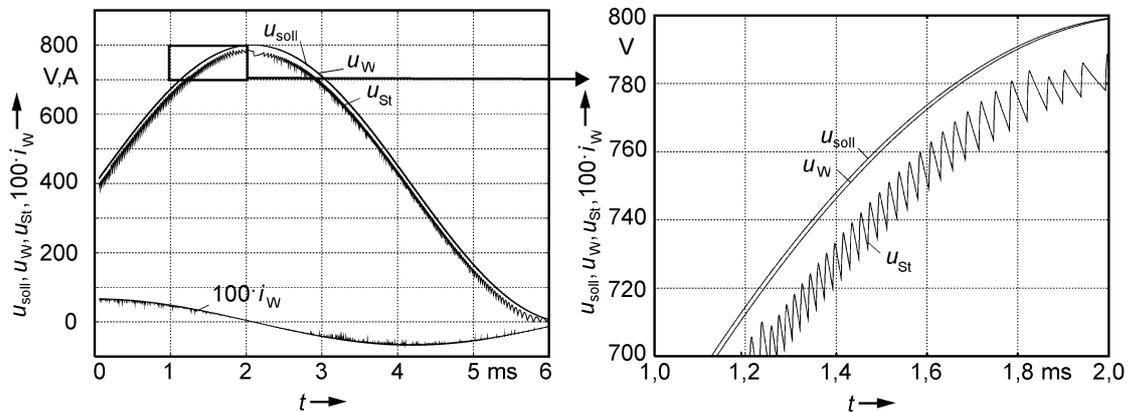


**Bild 3.9:** Prinzipieller Aufbau der realisierten Endstufe

Das Aufladen gestaltet sich etwas schwieriger. Durch Schließen der Schalter  $S_1$  und  $S_4$  steigt der Drosselstrom von 0 A linear an, wodurch zunächst Energie in die Drossel eingespeichert wird. Während dieser Phase hat der Drosselstrom zunächst noch keinen Einfluss auf die Kondensatorspannung. Nach dem Öffnen von  $S_1$  und  $S_4$  wird die in der Drossel gespeicherte Energie an  $C_{St}$  abgegeben. Soll hierdurch ein kontrollierter Anstieg der Spannung des Stützkondensators beispielsweise um 10 V erreicht werden, so muss während der Speicherphase der exakte Abschaltzeitpunkt bekannt sein. Der exakte Abschaltzeitpunkt errechnet sich über eine nichtlineare Funktion aus der momentanen Spannung des Stützkondensators und dem momentanen Wandlerstrom. Da die Spannung des Stützkondensators weiterhin durch den Strom der analogen Endstufe verändert wird, darf zwischen Beginn der Messung und Ermittlung der exakten Schaltzeit nicht mehr als  $1 \mu\text{s}$  verstreichen. Auf Grund dieser harten Zeitanforderung kommt an dieser Stelle eine zeitaufwendige Rechnung nicht in Frage, und es wird auf das bewährte Prinzip der EPROM-Adressierung zurückgegriffen.

**Bild 3.10** zeigt Simulationsergebnisse des Hybridverstärkers für folgende Betriebsbedingungen.

- Ausgangsspannung:  $U_W = 0 \dots 800 \text{ V}$
- Ausgangsstrom:  $I_W = \pm 750 \text{ mA}$
- Wandlerkapazität:  $C_W = 2,2 \mu\text{F}$

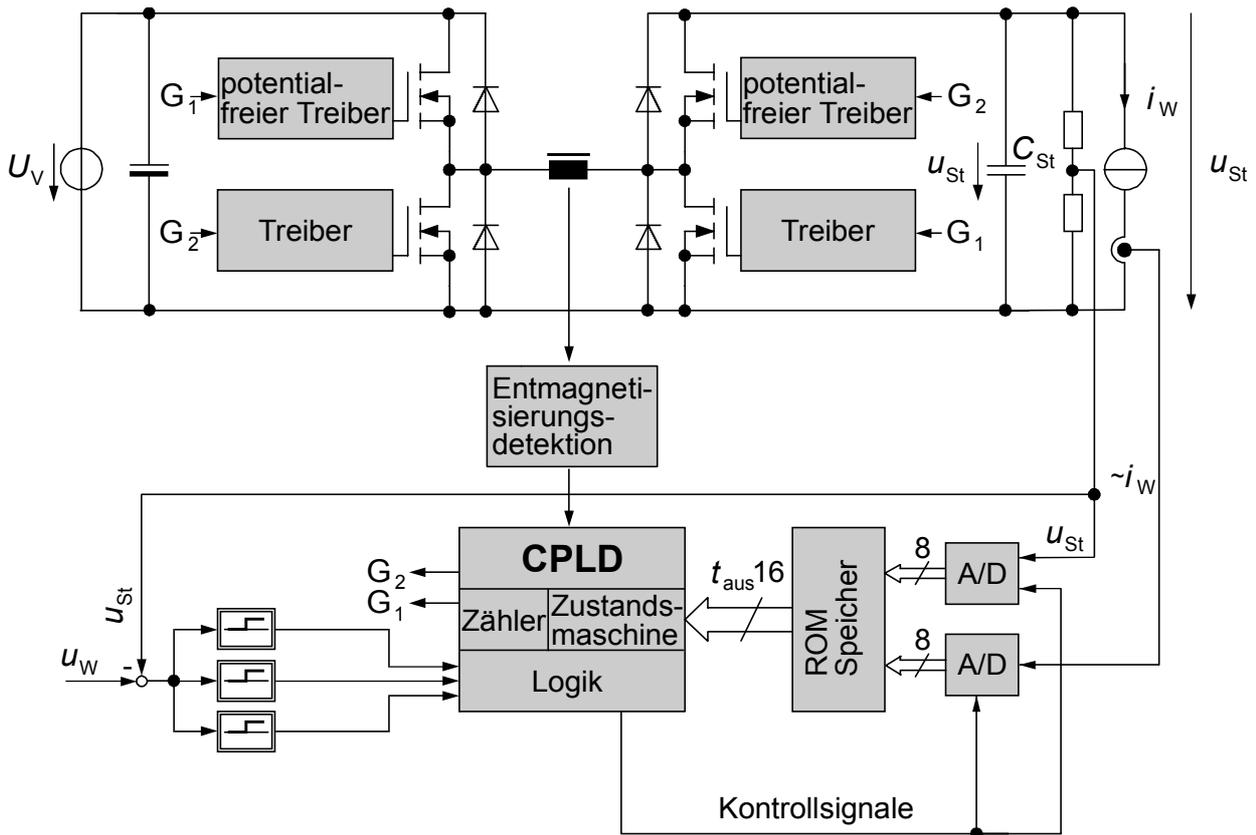


**Bild 3.10:** Simulation des Hybridverstärkers

In **Bild 3.10** (linker Teil) sind der Sollwert der Wandlerspannung  $u_{soll}$ , ihr Istwert  $u_W$ , die Spannung am Stützkondensator  $u_{St}$  und der momentane Ladestrom des Wandlers  $i_W$  abgebildet. Man erkennt wie die Spannung am Stützkondensator  $u_{St}$  im Abstand von 10 bis 20 V exakt der Spannung am Wandler  $u_W$  nachgeführt wird. Sowohl die Wandlerspannung als auch der Ladestrom sind frei von Schaltrippeln.

Das rechte Teilbild zeigt eine Vergrößerung des Spannungsbereichs von 700 V ... 800 V. Hier werden die Schaltrippel auf der Spannung am Stützkondensator deutlicher sichtbar, und eine geringfügige Abweichung von Soll- und Istwert ist erkennbar. Schaltrippel auf der Ausgangsspannung sind auch bei starker Vergrößerung nicht erkennbar.

**Bild 3.11** verdeutlicht das Gesamtkonzept des bidirektionalen Schaltverstärkers, bestehend aus Schaltbrücke, MOSFET-Treibern und Regelung. Zur Erinnerung, wie sich dieser bidirektionale Schaltverstärker in den Hybridverstärker integriert, sei auf **Bild 3.6** verwiesen.



**Bild 3.11:** Gesamtkonzept des bidirektionalen Schaltverstärkers

Zum Senken der Schaltverluste bei hohen Schaltfrequenzen (hier: bis zu 100 kHz) werden MOSFET-Treiber benötigt mit Gate-Ladeströmen von 1 A. Die Ansteuerung der oberen beiden MOSFETs muss hierbei potentialfrei erfolgen. Jeder MOSFET verfügt zum Schutz vor Überlastung über eine separate Überstromüberwachung, die ihn im Fehlerfall unabhängig von den Ansteuersignalen der Regelung abschaltet.

Das zentrale Element der Regelung ist ein frei programmierbares Complex Programmable Logic Device (CPLD) der Firma LATTICE. Es beinhaltet eine Logik zum Auswerten diverser Komparatorausgänge, eine Zustandsmaschine zum Steuern der Abläufe und einen Zähler zum Dosieren der Einschaltzeit der Transistoren.

Voraussetzung zum Einleiten eines Schaltzyklus ist stets die Bedingung, dass die Drossel entmagnetisiert ist und dass die Differenz zwischen der Spannung am Wandler  $u_W$  und der Spannung am Stützkondensator  $u_{St}$  eine gewisse Schranke über- bzw. unterschreitet.

Ist diese Differenz zu klein, so wird dies dem CPLD über einen Komparator mitgeteilt, und die entsprechenden MOSFETs werden solange eingeschaltet bis die

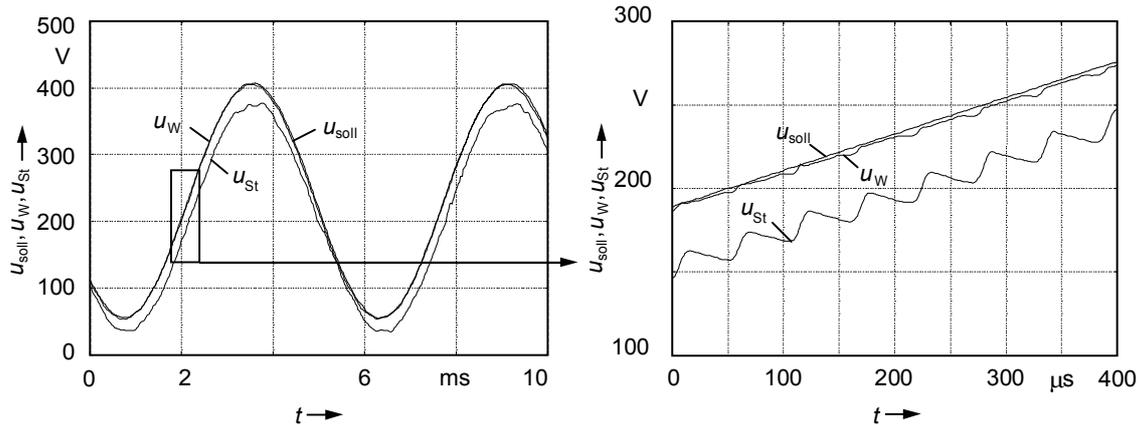
Spannungsdifferenz wieder im „grünen Bereich“ ist (Mitteilung ebenfalls über Komparator).

Ist die Spannungsdifferenz zu groß, so muss aufgeladen werden. Hierzu ist zunächst die Schaltzeit aus der nichtlinearen Funktion  $t_{\text{aus}}(u_{\text{St}}, i_{\text{W}})$  zu ermitteln. Für alle Kombinationen von  $i_{\text{W}}$  und  $u_{\text{St}}$  sind die entsprechenden Schaltzeiten in einer Tabelle abgelegt, die unmittelbar durch die Ausgänge von zwei schnellen (Umsetzdauer: 1  $\mu\text{s}$ ) A/D-Umsetzern adressiert wird, welche  $u_{\text{St}}$  und  $i_{\text{W}}$  erfassen. Die entsprechende Schaltzeit wird in einen Zähler im CPLD geladen, und die Transistoren werden für die entsprechende Zeit geschlossen.

Somit ist mit Hilfe dieser Schaltung ein exaktes Nachführen der Spannung  $u_{\text{st}}$  am Stützkondensator möglich.

### 3.7.2.2 Messergebnisse

**Bild 3.12** zeigt Messergebnisse des ersten Musters, das mit einer niedrigeren Versorgungsspannung von 400 V betrieben wird. Die niedrigere Versorgungsspannung wurde gewählt, da bei Spannungen bis 500 V die potentialfreie Ansteuerung der MOSFETs  $S_1$  und  $S_4$  mit Hilfe von speziellen, integrierten High-Side-Treibern erfolgen kann. Oberhalb von 500 V ist eine solche Lösung bei den geforderten Schaltfrequenzen nicht mehr möglich. Diskret aufgebaute MOSFET-Treiber mit Optokopplern, die auch für höhere Spannungen als 500 V geeignet wären, wurden ebenfalls im Rahmen dieses Forschungsprojektes untersucht. Jedoch traten hierbei Probleme mit der Koppelkapazität der verwendeten Optokoppler auf. Obwohl bereits Koppler mit sehr geringer Koppelkapazität und einem sehr hohen  $du/dt$  eingesetzt wurden, waren die Rückwirkungen der Schaltvorgänge auf die Regelelektronik beträchtlich. Eine Realisierung mit Lichtwellenleitern würde dieses Problem sehr wahrscheinlich beheben. Eine Lösung mit Impulstransformatoren ist auf Grund der hohen Schaltfrequenzen und der stark veränderlichen Duty-Cycles nicht möglich.



**Bild 3.12:** Messungen am ersten Muster des Hybridverstärkers

Die Messungen in **Bild 3.12** verifizieren das Prinzip des Hybridverstärkers und weisen gleichzeitig auf, was in der Zukunft noch zu tun sein wird: Erhöhung der Versorgungsspannung auf 800 V bzw. 1000 V und Verbesserung der analogen Endstufe mit dem Ziel der vollständigen Dämpfung der Spannungssprünge.

### 3.8 Voraussichtlicher Nutzen

Die erarbeiteten Konstruktions- und Auslegungsvarianten der hydraulischen Kraft-Weg-Transformatoren sowie die entwickelten Detaillösungen hierzu stellen einen deutlichen Fortschritt im Bereich der Stellwegvergrößerung für Piezoaktoren und magnetostruktive Aktoren dar.

Die erworbenen Erfahrungen und die simulierten Konzeptstudien im Bereich der Ansteuerelektronik für Piezowandler erweitern den bisherigen Erfahrungsschatz aller betreffenden Projektpartner sehr sinnvoll. Da die aus der fortgeschrittenen Projektbearbeitung resultierende Aufgabenstellung für die Leistungselektronik deutlich über dem anfangs erwarteten Schwierigkeitsgrad lag, konnten aus wissenschaftlicher Sicht zwei Studienarbeiten, eine Diplomarbeit und wesentliche Beiträge zu einer zukünftigen Dissertation erarbeitet werden. Als Teilergebnis der Leistungselektronik kann das verifizierte Regelkonzept für den schaltenden Teil des Hybridverstärkers und die erfolgreiche Eprom-Ansteuerung weiterverwendet werden. Der analoge Schaltungsteil, der auch als schwimmendes, aktives Analogfilter bezeichnet werden kann, ist in seinen Leistungsdaten herkömmlichen passiven Filtern überlegen.

### **3.9 Fortschritt auf dem Gebiet bei anderen Stellen**

Bei LLI konnten Verbesserungen hinsichtlich der Materialpaarungen, der Fertigungsgenauigkeit somit der Gesamtperformance erzielt werden.

Bei PI Ceramic hat eine Weiterentwicklung auf dem Werkstoffsektor stattgefunden, welche zum einen eine Verbesserung der mechanischen Eigenschaften bei gleichzeitiger Erweiterung des Betriebstemperaturbereiches bewirkt hat und zum anderen wesentlich dazu beigetragen hat, die erforderliche elektrische Ansteuerleistung auf das erreichbare Minimum zu reduzieren.

Dem Projektpartner FLUTEC kam eine hohe Bedeutung zu als konstruktiv ausführende Bindestelle zwischen den harten Anforderungen der Mobilhydraulik einerseits und den besonderen Eigenschaften piezoelektrischer Antriebssysteme andererseits. Bei FLUTEC wurde eine spezielle Entwicklungsmethodik erarbeitet, um die Ventileigenschaften gezielt an die praktischen Anforderungen anpassen zu können. Ebenfalls wurden Lösungsmöglichkeiten einer ganzen Reihe von Problemen aufgezeigt, die bisher der Verwirklichung von Piezoantrieben in der Mobilhydraulik entgegenstanden.

Als erfolgsbestimmender Faktor wurde gemeinsam die realisierbare Stellwegvergrößerung herausgearbeitet. Sollten auf diesem Gebiet deutliche Fortschritte erfolgen, können die extrem hohen Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeit der Ventilbauteile erheblich reduziert werden.

### **3.10 Erfolgte oder geplante Veröffentlichung des Ergebnisses**

Die Ergebnisse aus dem Bereich Leistungselektronik wurden im Rahmen des Abschlusskolloquiums am 28.04.2000 in Aachen und in Fachartikeln und -Vorträgen (SPS-IPC 1999) publiziert. Ferner werden Veröffentlichungen in der Fachzeitschrift „Elektronik“ im Herbst 2000 und auf dem internationalen Kongress „Mechatronics 2000“ im September 2000 vorbereitet; weitere Ergebnisse fließen in die Dissertation des Projektmitarbeiters Dipl.-Ing. Chr. Stiebel ein.

*Verfasser: Dipl.-Ing. (FH) Th. Würtz, Dipl.-Ing. Chr. Stiebel*



## 4 Teilvorhaben PIC

Titel: **Piezokeramik und Aktuator konstruktion**

Partner: PI Ceramic GmbH, Lederhose

Förderkennzeichen: 16SV566/7

### 4.1 Projektablauf

#### 4.1.1 Aufgabenstellung

Ausgehend von der anspruchsvollen Gesamtzielstellung und dem vorgesehenen Einsatzfall ergaben sich für die einzusetzenden Piezoaktuatoren Forderungen, die mit den zu Projektbeginn verfügbaren Aktuatoren nicht erfüllt werden konnten. Es war deshalb notwendig, auch im Sinne der Systemintegration, Aktuatoren mit für den speziellen Einsatzfall angepaßten Eigenschaften zu konzipieren, aufzubauen und zu testen. Neben der Auswahl eines optimalen Werkstoffes waren dabei auch Fragen der Aufbau- und Verbindungstechnik zu lösen. Bei der Werkstoffauswahl konnte dabei auf neueste Ergebnisse der Werkstoffentwicklung aus vorangegangenen Projekten und Untersuchungen aufgebaut werden.

In **Tabelle 4.1** sind die wesentlichen Anforderungen an Aktuatoren zusammengefaßt, die sich einerseits aus der abgestimmten Ventilkonzeption und andererseits aus den allgemeinen Forderungen für Komponenten der Hydraulik für Luftfahrtanwendungen abgeleitet wurden.

**Tabelle 4.1:** Abgeleitete Pflichtenheftforderungen

1.) Geometrische Abmessungen	
Länge	$\leq 100 \text{ mm}$
Durchmesser	$\leq 16 \text{ mm}$
2.) Funktionale Parameter	
Gesamthub	$\geq 60 \text{ }\mu\text{m}$
max. Betriebsspannung	800 V

Frequenzgang	
100 % Amplitude	fg $\geq$ 120 Hz
25 % Amplitude	fg $\geq$ 200 Hz
Lebensdauer	$> 10^8$ Zyklen
3.) Klimatische Umgebungsbedingungen	
normal	-40 °C bis +90 °C
extrem	-55 °C bis +105 °C
Lagerung	-55 °C bis +135 °C

Bereits bei der Projektkonzeption wurde durch alle Partner aufgrund der erforderlichen Steifigkeiten und Stellkräfte auf den Einsatz von geklebten Hochvoltaktuatoren mit einer maximalen Betriebsspannung von 800 V orientiert. Darüber hinaus erlaubte diese Aufbauvariante in einfacher Weise die Untersuchung verschiedener Werkstoffe. Die geometrischen Abmessungen wurden mit Bezug auf die konzipierten Gesamtabmessungen des Ventils limitiert, wobei das reale Ausdehnungsvermögen der für die Entwicklung vorgesehenen piezoelektrischen Werkstoffe berücksichtigt wurde. Die Mindestdehnung der Aktuatoren wurde unter Berücksichtigung des angestrebten Übersetzungsverhältnisses von größer 10 für den Kraft – Weg – Transformator so definiert, daß der erforderliche Schieberweg von  $\pm 0,3$  mm sicher erreicht wird.

Von besonderer Bedeutung für die Konzeption der piezoelektrischen Aktuatoren waren die geforderten Einsatz- und Lagerbedingungen, insbesondere auch in Verbindung mit der geforderten dynamischen Ansteuerung. Bekanntermaßen ist die dynamische Aussteuerbarkeit von piezoelektrischen Aktuatoren bedingt durch die dabei auftretende Eigenerwärmung bis zu einer maximal zulässigen Temperatur begrenzt. Ziel der Entwicklung war es deshalb, durch Auswahl geeigneter Werkstoffe und optimaler Ansteuerbedingungen die Verlustleistung und damit die Eigenerwärmung zu reduzieren, und gleichzeitig die maximal zulässige Aktuatortemperatur auf 150 °C zu erhöhen.

#### 4.1.2 Planung und Ablauf

Die gesamte Projektkonzeption war durch einen starken integrativen Charakter gekennzeichnet. Daraus ergab sich, daß die einzelnen Arbeitspakete auch durch die erarbeiteten Ergebnisse der Projektpartner beeinflusst wurden, und somit Konzeptänderungen und Redesigns notwendig wurden. Verbunden damit war, daß ursprüngliche Zeitplan nicht eingehalten werden konnte und in Abstimmung zwischen den Projektpartnern eine zweimalige kostenneutrale Projektverlängerung beantragt wurde, um auf der Basis der fortgeschrittenen Erkenntnisse einen testfähigen Demonstrator zu realisieren.

Für die eigenen Projektarbeiten ergaben sich daraus folgende wesentliche Verschiebungen in den Schwerpunkten: Bedingt durch das realisierbare Übersetzungsverhältnis des Kraft – Weg – Transformators und der aus den notwendigen Schieberstellkräften erforderlichen Steifigkeit des Antriebssystems, mußte die Mindestdehnung der piezoelektrischen Stapelaktuatoren auf letztendlich 120 µm festgelegt werden. Und auch der Querschnitt der Aktuatoren mußte an der oberen Grenze des anfänglich festgelegten Toleranzbereiches festgelegt werden. Dadurch wurden die Freiheitsgrade bei der Werkstoffauswahl und den Ansteuerfeldstärken stark eingeschränkt. Im Ergebnis dessen bekamen die Fragestellungen zur gezielten Ableitung der Verlustleistungen und der Beherrschung der dadurch bedingten Eigenerwärmung eine zentrale Bedeutung. Diese Fragestellung wurde im Rahmen einer Diplomarbeit wesentlich intensiver als ursprünglich geplant untersucht.

Ein weiterer wichtiger Aspekt für die Ablaufplanung war, möglichst frühzeitig eine Aussage zur bipolaren Ansteuerung von Aktuatoren treffen zu können. Das hätte alternative Ventilkonzepte ermöglicht, die aber auch entscheidende Auswirkungen auf die Arbeiten der Projektpartner gehabt hätte.

Da die Systemintegration der Aktuatoren nicht wie geplant innerhalb der Projektlaufzeit im Verbund realisiert werden konnte, lagen für das Redesign und die Optimierung der Aktuatoren keine Daten aus der Anwendungserprobung vor. Untersuchungen zum Betriebsverhalten und der Zuverlässigkeit konnten deshalb nur an Testaufbauten durchgeführt werden. Die so gewonnenen Ergebnisse lassen sich nur bedingt auf den Einsatz im Ventil übertragen, da die tatsächlichen komplexen Rückwirkungen vom System nicht simuliert werden konnten.

### **4.1.3 Wissenschaftlich - technischer Stand**

Zu Projektbeginn konnte auf langjährige Erfahrungen bei der Entwicklung und Applikation von piezokeramischen Werkstoffen und insbesondere auch auf die Entwicklung und Fertigung von piezokeramischen Aktuatoren für die Mikrostelltechnik aufgebaut werden. In einem Vorgängerprojekt wurden grundlegende Fragestellungen zu neuen piezokeramischen Werkstoffen mit für hochdynamische Anwendungen in der Aktuatorik angepaßten Eigenschaften bearbeitet. Ziel des Projektes war es auch, die dort gewonnenen Ergebnisse an konkreten Anwendungen weiter zu qualifizieren.

Im Mittelpunkt der Entwicklungen auf dem Gebiet der piezokeramischen Aktuatoren standen bis Mitte der 90-iger Jahre vor allem Anwendungen in der Mikrostelltechnik mit ihren Forderungen wie große Dehnung und hohe Auflösung. Fragen der hochdynamischen Ansteuerungen und den damit verbundenen Problemen der Eigenerwärmung waren nur in einigen Sonderfällen von Interesse. Entsprechend den Forderungen für die Mikrostelltechnik konzentrierten sich auch die Werkstoffentwicklungen auf Materialien mit möglichst großem Dehnvermögen. Da solche Werkstoffe durch niedrige Curietemperaturen charakterisiert sind, waren auch die oberen Einsatztemperaturen auf kleiner 100 °C beschränkt. Abgeleitet davon war auch die Aufbau- und Verbindungstechnik auf diese Einsatztemperaturen ausgelegt.

Nicht zuletzt standen auch erst zum Zeitpunkt des Projektbeginns neu entwickelte elektronische Ansteuertechnik mit hohen Ausgangsleistungen und neue Meßverfahren zur Verfügung, die die systematische Untersuchungen von Werkstoffen und Aktuatoren unter dem Gesichtspunkt hoher dynamischer Ansteuerungen ermöglichten. Damit wird auch verständlich, daß auch im internationalen Maßstab nur wenige Veröffentlichungen im Vorfeld des Projekte verfügbar waren. Auch bekannt gewordene Ergebnisse aus parallel laufenden Projekten (Stetig Vent) waren nicht übertragbar, da dort Multilayeraktuatoren zum Einsatz kamen.

### **4.1.4 Zusammenarbeit mit anderen Stellen**

Bereits im Projektantrag wurde verdeutlicht, daß eine erfolgreiche Realisierung der Aufgabenstellung nur durch eine ausgeprägte interdisziplinäre Zusammenarbeit möglich ist, bei der die Kompetenzen auf den Gebieten der Ventiltechnik, der Hydraulik, der Strömungstechnik, der Leistungselektronik sowie der Signalverarbeitungs- und Regelungstechnik als auch der Piezoaktorik zusammenfließen. Entsprechend dieser

gemeinsamen Überzeugung der Projektpartner wurde während der Projektlaufzeit eine enge Zusammenarbeit zwischen den Projektpartnern praktiziert. Neben den jährlichen Statusseminaren fanden weitere Arbeitstreffen zum Austausch von neuesten Ergebnissen und zur Abstimmung der weiteren Vorgehensweise statt.

Eingeflossen in die zusammenfassende Darstellung sind auch Spezialmessungen zum Großsignalverhalten der untersuchten Werkstoffe und von Aktuator Konstruktionen unter unterschiedlichen Belastungsbedingungen, die im Auftrag durch die FhG IOF Jena durchgeführt wurden.

## **4.2 Darstellung der erreichten Ergebnisse**

### **4.2.1 Wissenschaftlich – technische Ergebnisse**

#### **4.2.1.1 Werkstoffauswahl**

Mit den Untersuchungen zur Aktuator Konstruktion waren zwei grundsätzliche Fragestellungen verbunden. Einerseits stand die Aufgabe, aus den verfügbaren piezokeramischen Werkstoffen den für die Anwendung optimalen auszuwählen. Gemäß den geforderten Einsatzbedingungen kamen dafür nur Werkstoffe mit einer entsprechenden Temperaturstabilität in Frage. Derartige Eigenschaften findet man bei Werkstoffzusammensetzungen mit Curietemperaturen von größer 300 °C . Darüber hinaus waren neben der hohen Curietemperatur natürlich eine große piezoelektrische Dehnung und möglichst geringe dielektrische Verluste gefordert.

Parallel zu dem zum Zeitpunkt des Projektstarts neu entwickelten weichen Werkstoff PIC 255 wurden ausgewählte Modifikationen von harten Werkstoffen (HG2, BMW) in die Untersuchungen einbezogen, die sich neben der hohen Curietemperatur durch für harte Werkstoffe große Dehnungen und große Koerzitivfeldstärken auszeichnen, wobei diese Versätze zunächst nicht als Standardwerkstoff qualifiziert waren. Von besonderem Interesse bei der Untersuchung der harten Werkstoffe war auch, Möglichkeiten einer symmetrischen Bipolaransteuerung für den Einsatz im Ventil auszuloten.

In **Tabelle 4.2** sind die charakteristischen Eigenschaften der untersuchten Werkstoffe zusammengefaßt. Neben den bereits erwähnten Eigenschaften der untersuchten Werkstoffe, soll noch auf einen Nebeneffekt dieser Werkstoffauswahl, nämlich die vergleichsweise niedrigen Dielektrizitätskonstanten, hingewiesen werden. Durch die

Dielektrizitätskonstante der eingesetzten Werkstoffe wird die Gesamtkapazität der Aktuatoren und damit auch die Gesamtleistungsaufnahme mitbestimmt.

Aus **Tabelle 4.2** ist auch der grundlegende Unterschied zwischen harten und weichen Werkstoffen deutlich erkennbar. Während die piezoelektrischen Ladungskonstanten der harten Werkstoffe nur etwa 20 % niedriger als bei weichen Werkstoffen liegen, betragen die erreichbaren Dehnungen harter Werkstoffe bei einer Feldstärke von 2 kV/mm nur etwa 50 % der Dehnungswerte weicher Werkstoffe. Das wird verständlich, wenn man berücksichtigt, daß das Dehnungsverhalten piezokeramischer Werkstoffe durch die ferroelektrischen Eigenschaften dieser Werkstoffe bestimmt wird. D.h., Reorientierungen der ferroelektrischen Domänen tragen wesentlich zur beobachteten Dehnung bei. Darüber hinaus liefern Domänenprozesse aber auch zusätzliche Beiträge zu den internen Verlusten. Durch Stabilisierung von Domänenkonfigurationen, wie dies bei harten Werkstoffen durch geeignete Zusätze und Dotierungen realisiert wird, können demzufolge auch die dielektrischen Verluste deutlich reduziert werden.

**Tabelle 4.2: Untersuchte Werkstoffe**

	„Weicher“ Werkstoff	„Harter“ Werkstoff	„Harter“ Werkstoff
Eigenschaft	PIC 255	HG	BMW
$T_c / ^\circ\text{C}$	350	300	340
$\epsilon_{33} / \epsilon_0$	1750	1400	1050
$d_{33} / \text{pC/N}$	400	350	320
Dehnung / %	0,15	0,09	0,08
$P_v / \text{W}^*$	0,034	0,007	0,006
Wärmekapazität $\text{J/g}\cdot\text{K}$	0,36	0,36	0,36
Wärmeleitfähigkeit $\text{W/m}\cdot\text{K}$	1,0	1,0	1,0

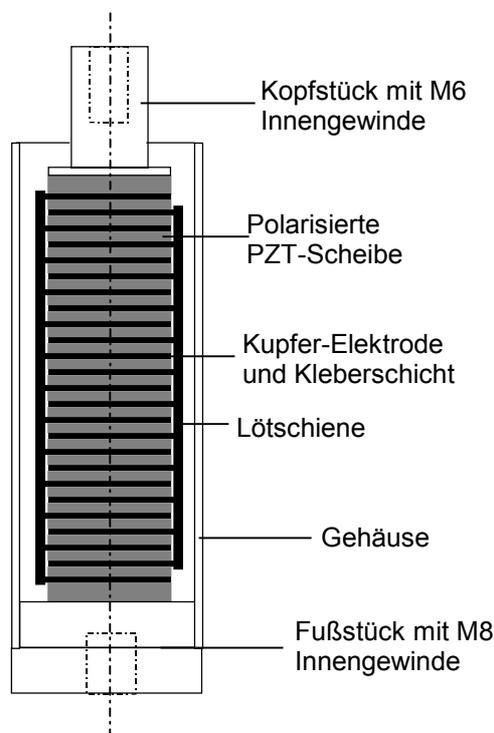
\* pro Scheibe  $D_m 10 \times 0,5$  ; 824 V ; 100 Hz; unipolar

Ausgehend von den ursprünglichen Pflichtenheftforderungen waren somit Möglichkeiten nicht nur zur optimalen Werkstoffauswahl gegeben, sondern es bestanden auch Freiheitsgrade zur Optimierung der geometrischen Abmessungen und der Ansteuerfeldstärke. Beide Faktoren haben auch unter dem Gesichtspunkt der Kosten eine nicht zu unterschätzende Bedeutung. Mit fortschreitenden Kenntnissen zum Gesamtsystem wurden diese Freiheitsgrade immer weiter eingeschränkt.

Letztendlich konnte nur noch der Werkstoff PIC 255 eingesetzt werden und auch hier mußte die Baulänge der Aktuatoren um 20 % gegenüber der ursprünglich konzipierten maximalen Baulänge vergrößert werden, um die für die Realisierung des Schieberweges erforderliche Auslenkung sicher zu erreichen.

#### 4.2.1.2 Aktuator konstruktion

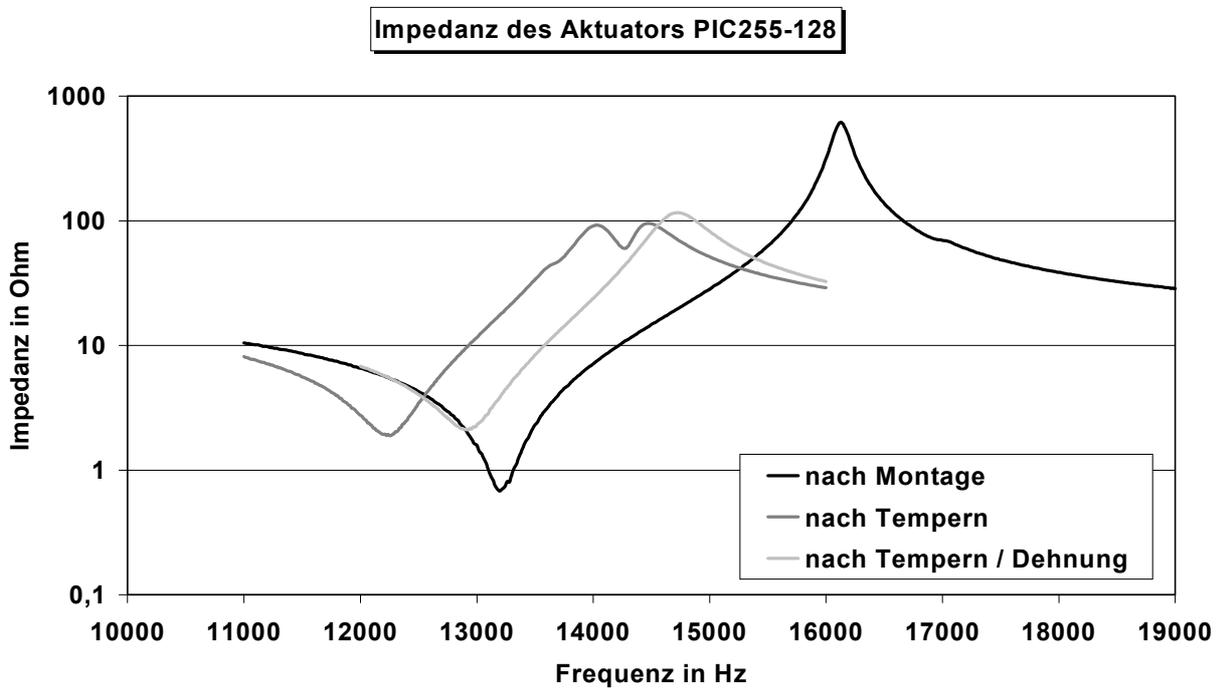
**Bild 4.1** zeigt den prinzipiellen Aufbau der Aktuatoren. Die mit dargestellten Kopf- und Fußstücke dienten der einfacheren Montage im verwendeten Testaufbau. Mit dem ebenfalls dargestellte Gehäuse wurden unterschiedliche Wärmeableitbedingungen simuliert.



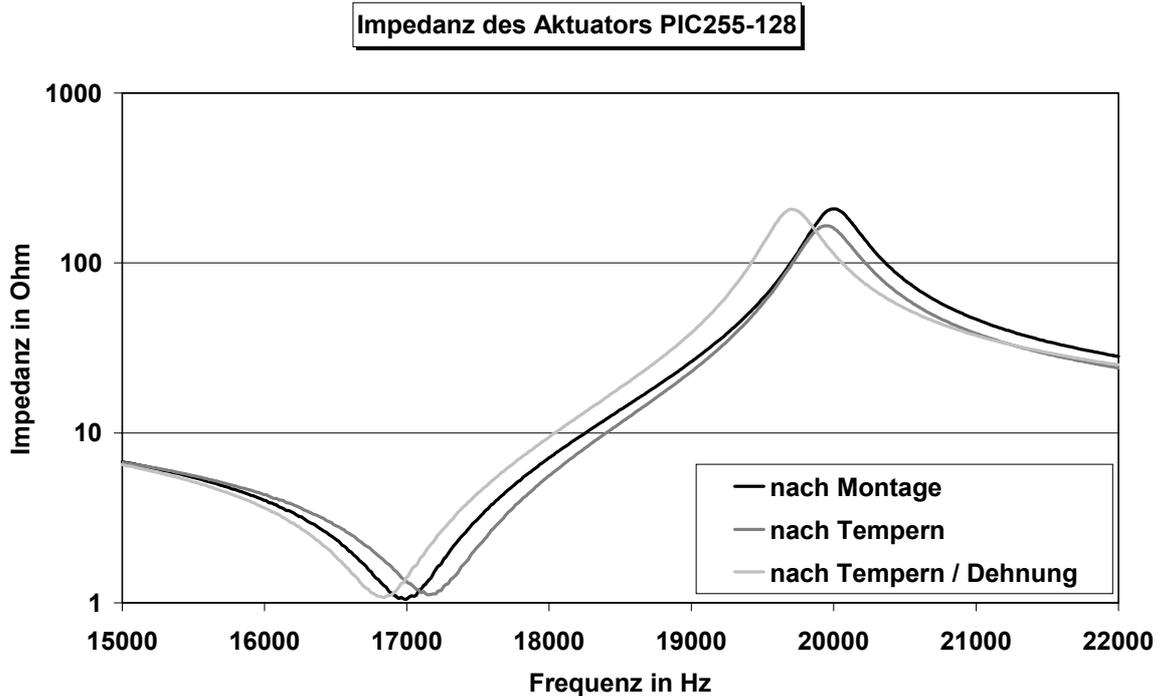
**Bild 4.1:** Prinzipdarstellung des Aktuatoraufbaus

Neben der Auswahl des piezokeramischen Werkstoffes waren für die Realisierung von Aktuatoren für den angestrebten Einsatztemperaturbereich auch Probleme der Aufbau- und Verbindungstechnik zu lösen, wobei die Fragen einer optimierten Klebetechnik im Mittelpunkt standen. Aus der Vielzahl der heute verfügbaren temperaturstabilen Klebstoffe mußten solche selektiert werden, die einerseits möglichst geringe Änderungen der Eigenschaften in Abhängigkeit von der Temperatur zeigen, und die andererseits eine möglichst einfache und reproduzierbare technologische Handhabbarkeit gewährleisten.

Eine einfache Methode, um die Festigkeit der Klebeverbindungen zu bestimmen, ist die Messung des Resonanzverhaltens der Aktuatoren. Aus dem Verlauf der Impedanzkurven nach unterschiedlichen thermischen Belastungen können so Rückschlüsse auf irreversible Änderungen der Klebeverbindungen gezogen werden. Die **Bildern 4.2** und **4.3** verdeutlichen diese Unterschiede. **Bild 4.2** zeigt die Impedanzkurve eines Aktuators, bei dem die Veränderungen der Klebeverbindungen bei Temperaturbelastungen zu einer starken Verschiebung der Resonanzkurve geführt haben. **Bild 4.3** zeigt die gleichen Messungen an einem Aktuator, der mit dem ausgewählten Klebstoff aufgebaut wurde.

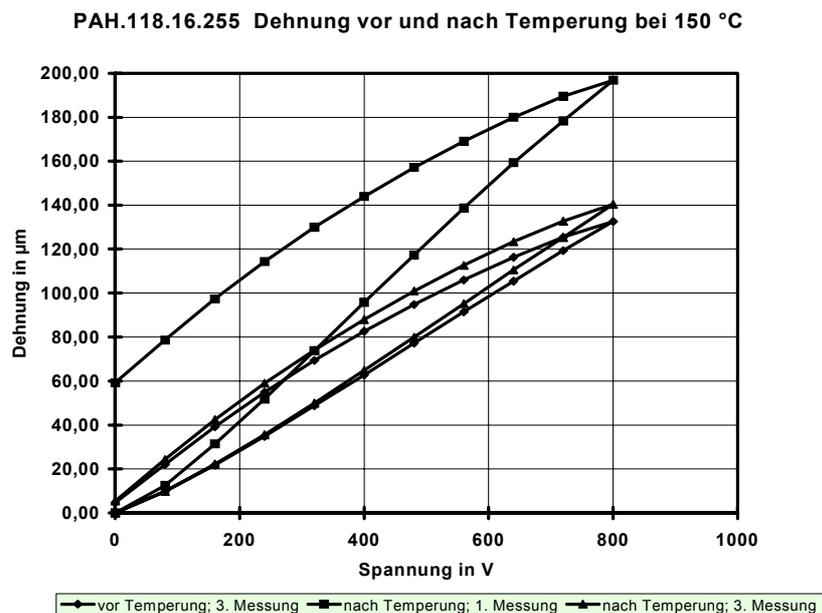


**Bild 4.2:** Resonanzkurve eines Aktuators mit irreversiblen Änderungen der Verklebung



**Bild 4.3:** Resonanzverhalten eines Aktuators mit optimierter Klebung

**Bild 4.4** zeigt das Dehnungsverhalten eines Stapels aus dem Werkstoff PIC 255 vor und nach einer Temperurlagerung bei 150 °C. Auffallend ist eine starke Remanenz nach dem ersten Feldstärkezyklus nach der Temperaturbelastung. Dieses Verhalten ist durch Domäneneffekte bedingt und charakteristisch für solche Werkstoffe. Eine Stabilisierung der Aktuatoren ist deshalb bei Inbetriebnahme erforderlich, wobei sich diese Effekte im positionsgeregelten Betrieb durch ein verändertes Driftverhalten bemerkbar machen.



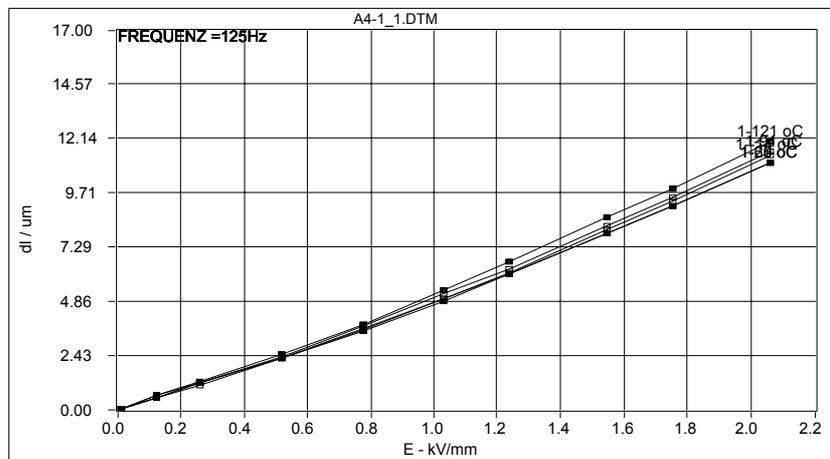
**Bild 4.4:** Dehnung eines Stapels aus PIC 255 vor und nach Temperurlagerung bei 150°C

### 4.2.1.3 Untersuchungen zum Betriebsverhalten

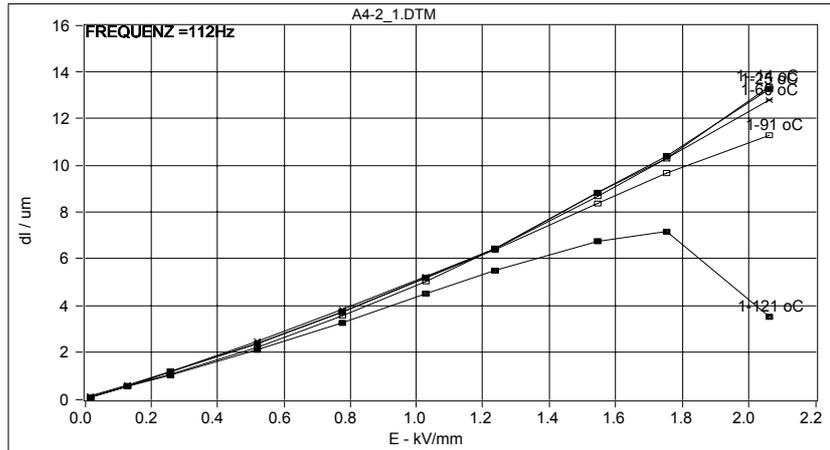
#### 4.2.1.3.1 Dehnungsverhalten

Für den optimalen Einsatz der Aktuatoren ist die Kenntnis des Betriebsverhaltens in Abhängigkeit von der elektrischen Feldstärke, der Temperatur und den mechanischen Belastungen unerlässlich. Im Rahmen der Projektarbeit wurden deshalb systematische Untersuchungen an verschiedenen Werkstoffen durchgeführt.

Wie bereits oben erwähnt, war die Frage zu klären, ob die harten Werkstoffe bei bipolarer Aussteuerung für den Einsatz in der vorgesehenen Ventilanwendung geeignet sind. Ausgehend vom Dehnungsverhalten des Werkstoffs war eine Ansteuerfeldstärke von 1 kV/mm in und entgegen der Polungsrichtung zu betrachten. Aufgrund der großen Koerzitivfeldstärke der untersuchten Werkstoffe konnten bei Raumtemperatur keine Umpolungserscheinungen beobachtet werden. Da mit steigender Temperatur die Domänenbeweglichkeit und damit auch die Polarisierbarkeit zunimmt, wurde das Dehnungsverhalten in Abhängigkeit von der Temperatur untersucht.



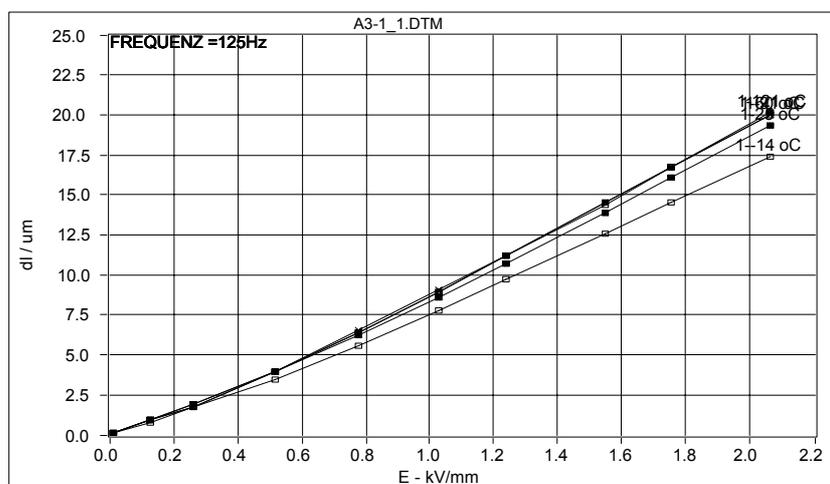
**Bild 4.5:** Feldstärkeabhängigkeit (in Polungsrichtung) der Dehnung im Temperaturbereich  $-14$  °C bis  $120$  °C für den Werkstoff BMW



**Bild 4.6:** Feldstärkeabhängigkeit (entgegen der Polungsrichtung) der Dehnung im Temperaturbereich  $-14\text{ °C}$  bis  $120\text{ °C}$  für den Werkstoff BMW

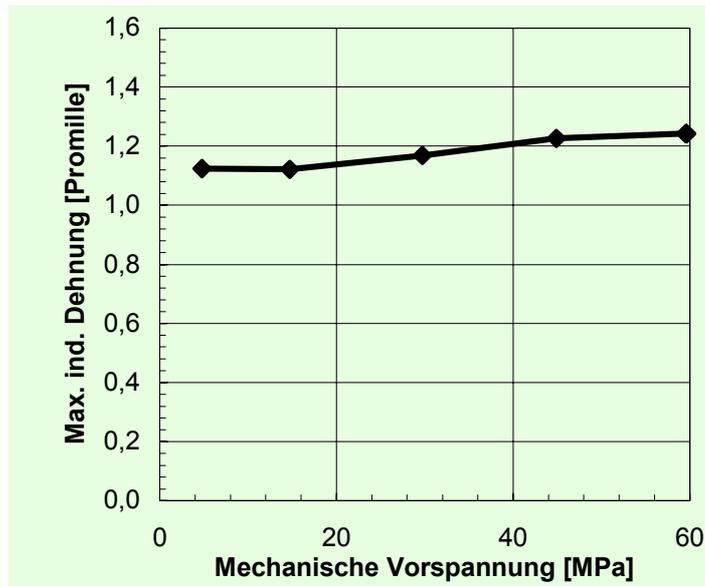
Bei Ansteuerung in Polungsrichtung zeigt die Dehnung des Werkstoffes BMW nur eine geringe Temperaturabhängigkeit, wie aus **Bild 4.5** ersichtlich ist. Bei Ansteuerung entgegen der Polungsrichtung sind mit steigender Temperatur deutliche Abweichungen im Dehnungsverhalten erkennbar. Dieses Verhalten ist auf einsetzende Umpolarisationsvorgänge zurückzuführen, wobei diese Effekte bei Temperaturen von  $120\text{ °C}$  bereits bei Feldstärken von kleiner  $1\text{ kV/mm}$  einsetzen. Aus diesem Grund wurde die bipolare Ansteuerung im weiteren Projektverlauf nicht weiter verfolgt.

**Bild 4.7** zeigt das Dehnungsverhalten in Abhängigkeit von der Temperatur für den Werkstoff PIC 255. Im Gegensatz zum Werkstoff BMW ist hier bei  $-14\text{ °C}$  eine Abnahme der Dehnung um etwa  $10\%$  zu beobachten.



**Bild 4.7:** Feldstärkeabhängigkeit (in Polungsrichtung) der Dehnung im Temperaturbereich  $-14\text{ °C}$  bis  $120\text{ °C}$  für den Werkstoff PIC 255

Neben der Temperaturabhängigkeit der Dehnung ist für den praktischen Einsatz der Aktuatoren auch die Abhängigkeit der Dehnung von der mechanischen Vorspannung von Bedeutung. **Bild 4.8** zeigt das typische Verhalten für den Werkstoff PIC 255. Der Werkstoff PIC 255 zeichnet sich dabei durch eine geringe Abhängigkeit der Dehnung von der mechanischen Vorspannung aus!



**Bild 4.8:** Abhängigkeit der Dehnung von der mechanischen Vorspannung für Aktuatoren aus dem Werkstoff PIC 255

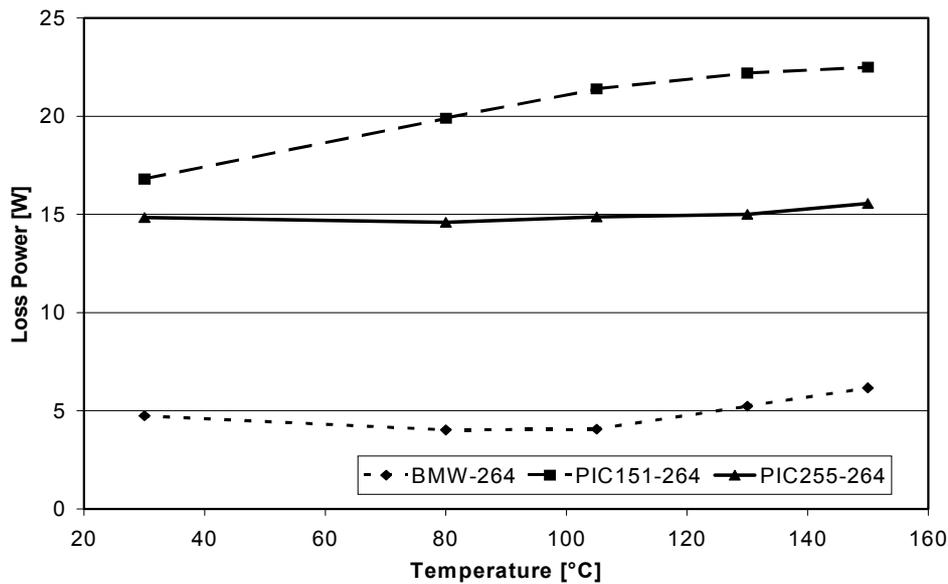
#### 4.2.1.3.2 Verlustleistung und Eigenerwärmung

Die dynamische Aussteuerbarkeit von Aktuatoren wird bekanntermaßen durch die dabei auftretende Eigenerwärmung begrenzt. Die Ursachen für die Eigenerwärmung sind dielektrische Verluste in den piezokeramischen Werkstoffen. Zum Erreichen der geforderten Dynamik für die Ventilanwendung war es deshalb erforderlich, diese Effekte grundlegend zu untersuchen. Auf der Basis dieser Ergebnisse konnten Maßnahmen zur Minimierung der Eigenerwärmung abgeleitet werden.

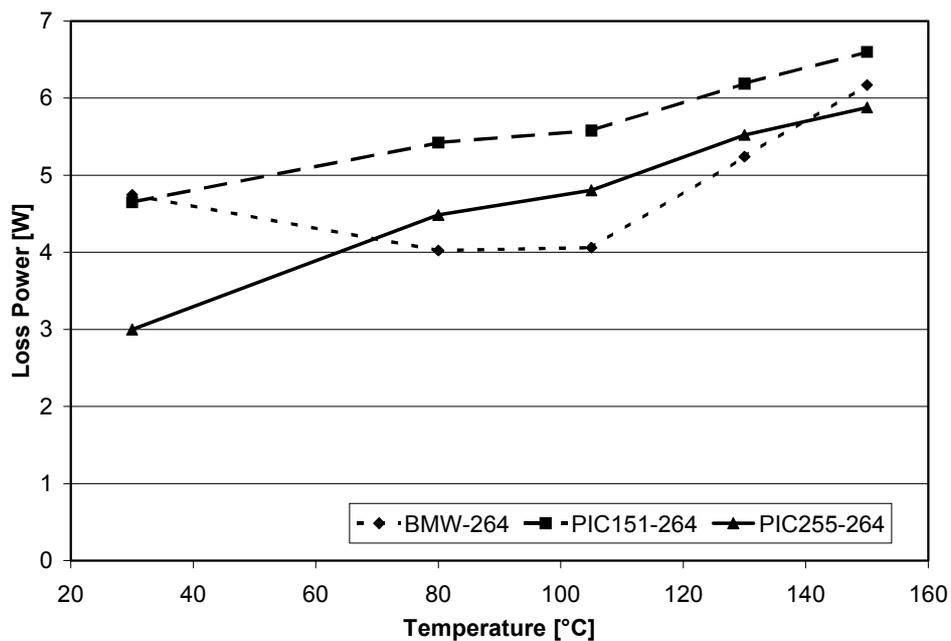
Die durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, daß die Eigenerwärmung der Aktuatoren sehr komplex ist und von vielfältigen Einflußfaktoren abhängt. Im Gegensatz zu den in Tabelle 2 aufgeführten Werten, die an Werkstoffproben gemessen wurden, wird das Verlustleistungs- und Eigenerwärmungsverhalten von Aktuatoren im realen Einsatz darüber hinaus durch die Wärmeableitbedingungen und die sich einstellende stationäre Temperatur bestimmt. Vergleiche zwischen verschiedenen Werkstoffen und Aktuatorgeometrien können dabei nur unter

Berücksichtigung aller Randbedingungen angestellt werden. Im Folgenden sollen die wesentlichsten Ergebnisse zusammengefasst werden.

Für den Vergleich von Aktuatoren aus verschiedenen Werkstoffen sind prinzipiell zwei Betriebsarten von Bedeutung. Einerseits der Betrieb mit gleichen Ansteuerfeldstärken und andererseits der Betrieb mit gleichen Auslenkungen. In den **Bildern 4.9** und **4.10** sind die gemessenen Verlustleistungen in Abhängigkeit von der Temperatur für die beiden Betriebsarten dargestellt.



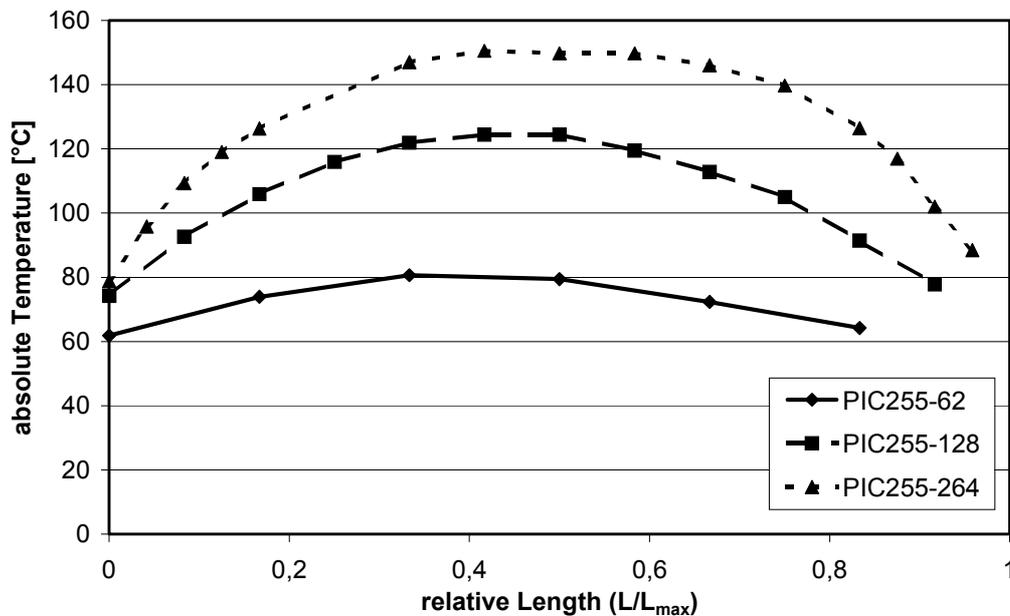
**Bild 4.9:** Verlustleistung in Abhängigkeit von der Temperatur @ 1,88 kV/mm



**Bild 4.10:** Verlustleistung in Abhängigkeit von der Temperatur @ 74 µm Auslenkung

Während bei gleichen Ansteuerfeldstärken harte Werkstoffe deutlich niedrigere Verlustleistungen zeigen, relativiert sich das Bild beim Betrieb mit gleichen Auslenkungen. Für alle untersuchten Werkstoffe liegen dann die Verlustleistungen in der vergleichbaren Größenordnungen. Bedingt ist dies dadurch, daß die Verlustleistung mit einem Exponenten größer 2,5 von der elektrischen Feldstärke abhängt.

Neben der dissipierten Verlustleistung hängt die Eigenerwärmung der Aktuatoren sowohl von der axialen als auch von der radialen Wärmeableitung ab. **Bild 4.11** zeigt die Abhängigkeit der Eigenerwärmung von der Baulänge der Aktuatoren bei gleicher Ansteuerung und gleichen thermischen Umgebungsbedingungen. Mit zunehmender Baulänge ist eine deutliche Erhöhung der Oberflächentemperatur der Aktuatoren erkennbar.



**Bild 4.11:** Temperaturverteilung entlang der Aktuatorachse @1,9 kV/mm für Aktuatoren mit 62, 128 und 256 Scheiben

Für einen sicheren Betrieb der Aktuatoren bei hohen dynamischen Ansteuerungen ist es deshalb zusätzlich notwendig, die Verlustwärme allseitig vom Aktuator abzuführen. Dazu ist eine unter dem Gesichtspunkt der optimalen Wärmeableitung angepaßte Integration des Aktuators in das Gesamtsystem erforderlich. Neben einer Kühlung durch Luftumströmung ist es auch möglich, die Aktuatoren durch beispielsweise Wärmeleitpasten an Wärmesenken zu koppeln, wie die durchgeführten Untersuchungen gezeigt haben. Abhängig vom Durchmesser der Aktuatoren ist bei der Auslegung der Systeme auch die radiale Wärmeverteilung im Aktuator zu berücksichtigen. Im Kern des Aktuators muß mit deutlich höheren Temperaturen

gerechnet werden. Aufgrund der schlechten Wärmeleitfähigkeit der piezokeramischen Werkstoffe kann die Verlustwärme über die Oberfläche nur begrenzt abgeführt werden. Eine Möglichkeit zur besseren Wärmeabfuhr aus dem Inneren besteht bei der Verwendung von Aktuatoren mit Innenbohrung.

#### **4.2.1.3.3 Zusammenfassung**

Es wurden Aktuatoren mit für den Ventileinsatz angepaßten Eigenschaften aufgebaut und getestet. Aufgrund der Forderungen der Integration im Gesamtsystem mußten Aktuatoren mit einem Durchmesser von 16 mm und einer Länge von 120 mm aus dem Werkstoff PIC 255 eingesetzt werden. Optimierungspotentiale zur Verringerung der Verlustleistung und der Eigenerwärmung konnten somit nicht ausgeschöpft werden. Es läßt sich abschätzen, daß mit der vorliegenden Ventilkonstruktion der geforderte Dynamikbereich bei voller Aussteuerung der Aktuatoren nicht erreicht wird. Aufgrund der starken Abhängigkeit der Verlustleistung von der elektrischen Feldstärke verringern sich die Probleme der Eigenerwärmung bei Ansteuerung mit 25 % der Nennfeldstärke erheblich. Experimentelle Ergebnisse aus der Erprobung des Ventilprototypen liegen dazu nicht vor.

An den Aktuatoren wurden Zuverlässigkeitsuntersuchungen unter verschiedenen Belastungsbedingungen durchgeführt. Dabei konnten in Testeinspannungen Lebensdauerwerte von  $10^9$  Zyklen nachgewiesen werden. Die Aktuatoren wurden dabei so betrieben, daß die Oberflächentemperatur zwischen 130 °C und 150 °C lag.

#### **4.2.2 Verwertbarkeit der Ergebnisse**

Mit den Untersuchungen zum dynamischen Betriebsverhalten von piezoelektrischen Aktuatoren konnten die grundlegenden Kenntnisse auf diesem Gebiet deutlich erweitert werden. Damit wurden Voraussetzungen geschaffen, um auch künftig als einer der führenden Hersteller von piezokeramischen Aktuatoren am Markt agieren zu können.

#### **4.2.3 Bekanntgewordener Fortschritt bei anderen Stellen mit Relevanz für das Vorhaben**

Während der Projektlaufzeit wurden keine Ergebnisse Dritter mit Relevanz für das Vorhaben bekannt.

#### **4.2.4 Veröffentlichungen**

Die Ergebnisse wurden anlässlich der öffentlichen Statusseminare 1998 in Bremen und 2000 in Aachen vorgestellt. Darüber hinaus wurden Ergebnisse in der Diplomarbeit (1999) von D. Rößger, FH Jena veröffentlicht. Eine weitere Veröffentlichung wurde zum 'Congress Actuator' 2000 eingereicht.

*Verfasser: Dipl.-Phys. E. Hennig*

## **5 Teilvorhaben FLUTEC**

**Titel:** Ventiloptimierung durch Mikrosystemtechnik

**Partner:** FLUTEC GmbH, Sulzbach / Saar

**Förderkennzeichen:** 16SV564/5

### **5.1 Ausgangssituation**

#### **5.1.1 Aufgabenstellung**

In der Antriebstechnik wachsen die Anforderungen an Dynamik, Präzision und Leistungsdichte von Stellsystemen immer weiter. Antriebssysteme auf der Basis klassischer elektromagnetischer Antriebselemente haben einen gewissen Stand der Entwicklung erreicht, der keine großen Technologiesprünge mehr erwarten läßt. Deshalb sollte untersucht werden, ob der erforderliche Technologiesprung im Bereich hochdynamischer Antriebe für die Mobilhydraulik durch die Entwicklung und Systemintegration innovativer elektromechanischer Wandlerprinzipien ermöglicht werden kann.

Als Schnittstelle zwischen elektronischem Signal- und hydraulischem Leistungskreis kommt der Realisierung hochdynamischer Steuerventile eine für die Gesamtsystemfunktion maßgebliche Bedeutung zu. Das hier beschriebene FuE-Vorhaben hatte die Untersuchung und Realisierung eines einstufigen, hochdynamischen Servoventils (Kolbenschieberventil) für Anwendungen in der Mobilhydraulik zum Ziel. Angestrebt wurde u. a. eine deutliche Erhöhung der bisher erzielten 90 °-Eckfrequenz. Dafür sollten elektromechanische Wandler, die den inversen piezoelektrischen Effekt nutzen, eingesetzt werden.

Bedingt durch den interdisziplinären Charakter und wegen der Zielsetzung, möglichst viele der mechanischen, elektrischen und elektromechanischen Teilsysteme in das Aktorgehäuse zu integrieren, mußten im Rahmen dieses Verbundvorhabens neue Lösungswege für den Aufbau von Servoventilen gefunden werden. Dabei war es wichtig, daß schon in der Forschungsphase sichergestellt ist, daß solche Komponenten auf produktionsmäßig eingesetzten Maschinen gefertigt werden können.

### 5.1.2 Wissenschaftliche und technische Zielsetzung

Ziel der FuE-Arbeit war die Entwicklung eines einstufigen, piezoaktor-betätigten Servoventils einschließlich Lageregelung auf der Basis eines Kolbenschieberventils mit einer Baugröße vergleichbar NG 6.

Im Rahmen der Gesamtzielsetzung des Verbundprojektes hatte FLUTEC die Aufgabe übernommen, das eigentliche Ventil weiter zu entwickeln. Servoventile sind Maschinenbauelemente, die zur stetigen, elektrisch steuerbaren Beeinflussung eines Fluidstromes dienen. Das Gehäuse solcher Ventile ist ein Ventilblock, der die Zu- und Ablaufkanäle für das Fluid enthält; dieser Ventilblock dient zur mechanischen Befestigung des Gesamtventils und zur Anbindung des Ventils an das Hydrauliksystem. Im Innern des Blocks befindet sich ein Steuerschieber, dessen Position den Druckabfall des Fluidstroms über dem Ventil steuert. Radial zu dem Steuerkolben sind elektrische Linearaktoren angeordnet, die den Kolben bewegen. Auf dem Steuerschieber sind eine Reihe ringförmiger Eindrehungen, Nuten und Kerben angebracht, die zusammen mit Aussparungen im Ventilblock komplizierte, positionsabhängige Drosselgeometrien bilden. Aus der Drosselgeometrie als Funktion des Wegs ergibt sich dann eine Durchfluß-Druck-Kennlinie des Ventils (Arbeitskennlinie). Das Zusammenspiel der Steuerkräfte des Linearaktors und der Reaktionskräfte am Steuerschieber bestimmen die Steuerkennlinie. Während die geforderte Arbeitskennlinie durch die Anwendung festgelegt wird, ergibt sich die mögliche Steuerkennlinie aus den Leistungsdaten des Linearaktors.

Den zentralen Entwicklungsschwerpunkt sollte die Konzipierung, der Aufbau und der Einsatz einer speziell für den Anwendungsbereich Flugzeughydraulik entwickelten Schieber-Hülse-Geometrie des Ventils bilden, die sich gegenüber vorhandenen Ventilen durch die Verwendung keramischer Werkstoffe auszeichnet. Durch den Einsatz neuer Keramikwerkstoffe zur Realisierung der Schieber-Hülse-Konfiguration erwartete man in Folge der Gewichtsreduktion, der verbesserten tribologischen Eigenschaften und der Verschleißminderung die erreichbare 90 °-Eckfrequenz, die Betriebssicherheit sowie die Lebensdauer der Ventile deutlich erhöhen zu können.

Bei einem piezoaktor-betätigten Ventil begrenzen die Strömungskräfte, Reibkräfte und Massenträgheitskräfte im Zusammenwirken mit der durch die erforderliche Wegübersetzung (hydraulisch oder mechanisch) herabgesetzten Steifigkeit des Piezoaktors die statischen und dynamischen Leistungsdaten des Ventils erheblich.

Daher erleichtert die Verringerung der Strömungskräfte den Aufbau eines leistungsfähigen Ventils.

### **5.1.3 Planung und Ablauf des Vorhabens**

Erste Gespräche zur Realisierung von piezoaktorgetriebenen Ventilen fanden bereits 1992 zwischen der Hydac Technology und dem DASS statt. Recherchen zeigten, daß im Bereich dieser Technik schon umfangreiche Vorarbeiten stattgefunden hatten, die als Basis für eine Weiterarbeit dienen konnten. Dabei zeigte es sich, daß die Aspekte

- Anforderungen der Anwendung, also Marktpotential
- fertigungstechnische Realisierung des Komplettsystems, also Fertigungskosten

entscheidend für die Einsatzmöglichkeiten dieser neuen Antriebstechnologie sind. Konsequenterweise bildete sich ein Konsortium, das sich die Untersuchung dieser Fragen zum Ziel gesetzt hatte. Nachdem das Konsortium Ziele und Arbeitspakete formuliert hatte, wurde am 10.9.96 dem Antrag durch das Bundesministerium für Bildung, Forschung, Wissenschaft und Technologie stattgegeben.

Am 25.10.96 fand in Lindenberg bei dem Verbundpartner Liebherr Aerotechnik das erste gemeinsame Arbeitstreffen statt, in dessen Rahmen das weitere Vorgehen abgestimmt wurde. Erstes Arbeitspaket war danach die Formulierung eines Pflichtenheftes für das Gesamtsystem und die Spezifikation der Teilsysteme Ventil - Kraft-Weg-Transformator – Piezoaktor – Elektronik. Parallel dazu wurden auch die Testbedingungen für den Nachweis der geforderten Eigenschaften formuliert und die Schnittstellen zwischen den einzelnen Teilsystemen festgelegt.

Dieses Arbeitspaket wurde im April 1997 mit der gemeinsamen Verabschiedung des Pflichtenheftes und der Festlegung verschiedener Eckdaten der Teilsysteme abgeschlossen. Das Ventil basierte auf einem prinzipiellen Aufbau der Firma Liebherr, der anschließend durch Hydac konstruktiv ausgearbeitet wurde. Die Anforderungen an den Kraft-Weg-Transformator (KWT) sollten durch eine Konstruktion des DASS, basierend auf metallischen Faltenbälgen erfüllt werden. Parallel zum Aufbau entsprechender Prüfstände wurden bei den Partnern Simulationen und Versuche zur Klärung konstruktiver Probleme durchgeführt. Schwerpunkt der Arbeiten bei Hydac waren dabei Strömungssimulationen und Versuche zur Minimierung von Strömungskräften und zur Vermeidung parasitärer Druckabfälle im Ventil. Mit dem Statusseminar am 15.12.97 wurde diese Projektphase abgeschlossen.

Wie sich schon in der Konstruktionsphase gezeigt hatte, war bei der fertigungstechnischen Realisierung des Komplettsystems mit erheblichen Schwierigkeiten zu rechnen. Als Konsequenz der Anforderungen aus dem Pflichtenheft ergaben sich an die einzelnen Teilsysteme Anforderungen, die teilweise die Grenze des technisch Machbaren überschritten:

- Anforderungen an Bauvolumen und Wirkungsgrad bedingten extrem kleine Fertigungstoleranzen für Schieber und Hülse
- Anforderungen an Lastwechselfestigkeit und Schieberhub reduzierten die Möglichkeiten bei der Realisierung der Kraft-Weg-Transformatoren
- Hohe geforderte Dynamik und Steifigkeit stellten neue Anforderungen an die Piezowerkstoffe

Aufgrund dieser Schwierigkeiten konnte erst Anfang 1999 ein Kompletventil realisiert und vermessen werden. Erste Meßergebnisse wurden auf dem 3. Statusseminar im Februar 99 beim Projektpartner PI-Ceramic diskutiert. Die Projektlaufzeit wurde zunächst bis zum 30.9.99 verlängert und dann nochmals bis Ende 99. Das Projekt wurde im Dezember 1999 abschließend auf einem Statusseminar in Saarbrücken diskutiert.

Eine abschließende, öffentliche Präsentation der Ergebnisse ist für den 28.4.2000 in Aachen geplant.

#### **5.1.4 Stand von Wissenschaft und Technik**

Hydraulische Servoventile mit ausreichend hohen dynamischen Kennwerten werden derzeit vorwiegend mit Hilfe einer Vorsteuerung (Düse-Prallplatte-System) realisiert. Das Prinzip der Vorsteuerung führt hierbei neben Leistungsverlusten zu einer vorsteuerdruckabhängigen Dynamik des Ventils. Ein weiteres Problem stellt die hohe Anfälligkeit der Vorsteuerung gegen Verschmutzung des Hydrauliköls dar. Folglich ist man bestrebt, durch den Einsatz eines direktangetriebenen Ventils die beschriebenen Nachteile zu vermeiden. Direktgesteuerte Servo- bzw. Regelventile wurden bisher entweder mit Proportionalmagneten oder Linearmotoren als Antriebselement aufgebaut und ermöglichen heute Ventilanwendungen mit 90 °-Eckfrequenzen im Bereich von ca. 100-200 Hz. Diese kommerziell verfügbaren Ventile stellen für die Anwendungen in der Flugzeughydraulik sowohl bezüglich Preis, Gewicht, Bauvolumen, Wirkungsgrad und Zuverlässigkeit den Maßstab für alle Weiterentwicklungen dar.

Die meisten Stetigventile basieren auf dem Prinzip des Kolbenschiebers. Dieser Kolbenschieber läuft in einer Hülse, die als eigenständiges Konstruktionselement in einen Ventilblock eingefügt ist. Der Ventilblock dient zum einen der Befestigung des Ventils und zur Anbindung des Ventils an das Hydrauliksystem. Die Betätigungskräfte für den Schieber werden über dessen Stirnseite durch Aktoren eingeleitet; Aktoren und Ansteuer Elektronik sind ebenfalls am Ventilblock befestigt (Aktoren werden in diesem Bericht als Baueinheit, bestehend aus KWT, Piezostapel und Gehäuse verstanden). Zum konstruktiven Aufbau solcher Ventile möchte ich an dieser Stelle auf die Literatur verweisen.

Aufgrund der vorgegebenen, physikalischen Randbedingungen bietet diese Ventilbauart in ihrem derzeitigen Entwicklungsstand nur wenig Spielraum zur technologischen Verbesserung. Nachteile und Vorteile dieser Bauform werden später eingehend diskutiert. Leider ergab sich für unser Projekt keine Alternative zu dieser Bauform, so daß wir uns entschlossen haben, das Ventil in der oben angegebenen Bauform zu realisieren.

Derzeit laufende FuE-Arbeiten beinhalten neben der Erarbeitung von strömungskraftreduzierenden Maßnahmen für verschiedene hydraulische Ventilbauformen Untersuchungen im Bereich der Steuerungs- und Regelungstechnik. Auf diese Forschungsarbeiten an den Universitäten RWTH Aachen, TU Hamburg-Harburg, Universität Braunschweig, TU Dresden und TU Darmstadt wurde im Verlauf dieses Projektes stark zurückgegriffen. Die meisten der Arbeiten können als Nachdruck direkt von den Forschungsstellen bezogen werden oder stehen den Mitgliedern des VDMA als Berichte zur Verfügung. Da die Hydac Technology Mitglied des Forschungsfonds der Fachgemeinschaft Fluidtechnik im VDMA ist, konnte sie die Ergebnisse dieser Forschungsarbeiten den Projektpartnern zugänglich machen.

Umfangreiche Untersuchungen bezüglich der Eignung keramischer Werkstoffe für die Fluidtechnik fanden im Rahmen eines Verbundprojektes (Förderkennzeichen 03M2106) an der TU Hamburg-Harburg statt; weitere Informationen haben wir von dem Informationszentrum technische Keramik (Postfach 1624, 95090 Selb) und dem Forschungszentrum Karlsruhe erhalten (Institut für Materialforschung III, Prof. Dr. Haußelt).

Um den Stand der Technik bezüglich der Realisierung von Ventilen mit piezokeramischen Aktoren zu bewerten, wurde eine umfangreiche Patentrecherche in

den STN-Datenbanken durchgeführt und über die Projektlaufzeit hinweg wurde die weitere Entwicklung anhand der Veröffentlichungen in der Zeitschrift „O+P- Ölhydraulik und Pneumatik , Vereinigte Fachverlage“ verfolgt.

## **5.2 Ergebnisse**

Wie eingangs erwähnt, war das Ziel der Ventilloptimierung, eine im Prinzip bekannte Konstruktion an einen geänderten Antrieb anzupassen. Im Unterschied zu anderen Forschungsarbeiten war es jedoch nicht das Ziel, die Leistungsfähigkeit eines solchen Demonstrators darzustellen, sondern die Eigenschaften des Ventils gezielt an die praktischen Anforderungen anzupassen. Aus diesem Grund wurde auch eine an diese Problemstellung angepaßt Entwicklungsmethodik benötigt; Konzeption und Anwendung dieser Methodik sind ein Ergebnis dieses Projektes und sollen unter Punkt 3.1 dargestellt werden.

Ein Ansatz zur Optimierung von Ventilen war der Einsatz nichtmetallischer Werkstoffe, insbesondere von Keramik. Für den Einsatz keramischer Werkstoffe sprechen insbesondere die niedrige Dichte, gute tribologische Eigenschaften und die hohe Verschleißfestigkeit. Entscheidende Kriterien für die Werkstoffauswahl sind daneben auch Festigkeit und Bearbeitbarkeit in Zusammenhang mit der Konstruktion des Ventils. Diese Fragen werden in Kapitel 3.2 diskutiert.

In Kapitel 3.3 schließlich wird ausführlich auf die konstruktiven Details des Demonstrators eingegangen. Es konnten in diesem Projekt Ansätze zur Lösung einer ganzen Reihe von Problemen erarbeitet werden, die bisher der Verwirklichung eines Piezoventils entgegenstanden.

### **5.2.1 Methodik zur Optimierung von Ventilen**

Prinzipiell sind mehrere Vorgehensweisen denkbar, um ein Bauelement zu optimieren:

#### **5.2.1.1 empirischer Ansatz**

Ein Bauelement wird in seiner Geometrie schrittweise verändert und in seinen Eigenschaften experimentell charakterisiert. Damit erhält man eine Richtung zur Optimierung des Bauteils. Diese Methode ist einmal sehr aufwendig; zum anderen ist es schwierig, verschiedene Effekte voneinander zu trennen. Außerdem schränken immer vorhandene Meßungenauigkeiten die Aussagekraft der Experimente ein.

### **5.2.1.2 mikroskopischer Ansatz**

Auf Ventile bezogen bedeutet dieser Ansatz, daß unter Nutzung bekannter Gesetze (Navier-Stokes-Gleichung ) lokale Strömungs- und Druckfelder berechnet werden oder auch gemessen werden. Im Vergleich zur empirischen Methode ist der Aufwand geringer, da heute sehr leistungsfähige Rechner zur Verfügung stehen. Gegenüber der realen Welt stellen die Ergebnisse von Simulationen jedoch schon Idealisierungen dar, die bei der Übertragung auf reale Ventile berücksichtigt werden müssen. Eine direkte Ableitung der Ventilkennlinien aus den Simulationsergebnissen ist nicht einfach. Bei Optimierungsaufgaben ergibt sich das Problem, daß eine Simulation nur für eine definierte Geometrie durchgeführt werden kann. Um die Geometrie an sich zu optimieren, sind mehrere Berechnungen mit verschiedenen Geometrien nötig (Parameterfeldstudie).

### **5.2.1.3 analytische Methode**

Hierbei werden Ventilelemente und bestimmte Betriebszustände durch funktionale Zusammenhänge zwischen den makroskopischen Geometriegrößen beschrieben. Mittels dieser Funktionen wird das Betriebsverhalten des Ventils in geschlossener Form dargestellt. Somit können Optima durch mathematische Methoden bestimmt werden. Der Nachteil dieser Methode ist, daß die funktionalen Zusammenhänge meist nur in engen Bereichen gültig sind und daß es zwingend notwendig ist, diese Gültigkeitsbereiche experimentell zu bestimmen.

Erst die Nutzung aller verfügbaren Methoden in richtiger Abstimmung untereinander erbringt optimale Ergebnisse. Im Folgenden wird anhand einzelner Arbeitsschritte diskutiert, wie diese Methoden optimal eingesetzt wurden und wie das vorhandene Instrumentarium ausgebaut wurde, um weitere Fortschritte zu erzielen.

### **5.2.1.4 Vermessung der Steuerkennlinie ( zu 3.1.1)**

Im Ventil legt die Position des Schiebers relativ zu den Steuerkanten einen Punkt der Ausgangskennlinie des Ventils fest. Das heißt, jeder Position des Schiebers kann bei bekanntem Druck ein Durchflußwert zugeordnet werden. Es zeigte sich jedoch, daß bei bereits bekannten Ventilen die Position des Schiebers im Ventil unbestimmt war. Denn die Position des Schiebers wird im Zusammenspiel der Strömungskräfte, Reibungskräfte und Ansteuerkräfte des Aktors mit den elastischen Konstruktionselementen (Federn, elastische Verformung des Aktors) festgelegt. Die

Kräfte sind in der Regel entweder unbekannt oder als Funktion des Wegs unbestimmt. Bisher hatte diese Unbestimmtheit nicht weiter gestört, da bei magnetischen Aktoren oder vorgesteuerten Ventilen die Kraft auf den Schieber weitgehend wegunabhängig ist. Für die Auslegung des Piezoaktors und zur Verifikation der Simulationsrechnungen benötigte man jedoch sehr präzise Durchfluß und nötige Ansteuerkraft als Funktion des Schieberwegs. Deshalb wurde eine Versuchsanordnung konzipiert, bei der an der Spitze einer manuell verstellbaren Spindel ein Subminiaturkraftmeßbolzen befestigt war. Mit dem anderen Ende des Kraftmeßbolzen wurde auf die Stirnseite des Schiebers gedrückt, um das Ventil zu öffnen. Die Strömungskräfte sorgten für eine feste Auflage des Schiebers auf dem Kraftmeßbolzen. Der Verschiebeweg wurde an der anderen Stirnseite des Schiebers abgegriffen. Mit dieser Anordnung gelang es erstmals Reibung, Spiel und Querkräfte weitgehend auszugleichen und die zur Auslegung des Aktors benötigten Kräfte zu vermessen. Diese Methode wird auch weiterhin systematisch eingesetzt.

#### **5.2.1.5 Simulation der Strömungskräfte (zu 3.1.2)**

Entscheidend für die Funktion des Ventils ist das Strömungsfeld im Bereich der Steuerkanten des Schiebers, denn der durch das Ventil hindurchtretende Volumenstrom wird zum allergrößten Teil durch den Druckabfall im Bereich der Steuerkanten bestimmt. Auch die Strömungskräfte im Fluid entstehen überwiegend durch die Umlenkung des Fluids an den Steuerkanten. Das Strömungsfeld, das sich dort ausbildet, kann schon durch kleinste Geometrieänderungen stark beeinflusst werden. Deshalb ist zur Beurteilung einer Geometrie im Bereich der Steuerkanten die Strömungssimulation allen anderen Methoden überlegen.

- die Herstellung verschiedener Geometrien ist aufwendig und nicht genügend reproduzierbar. Insbesondere die Beurteilung des Einflusses von Fertigungstoleranzen auf die Ventileigenschaften ist schwierig
- hohe Drücke und kleine Geometrien erlauben keine direkte Beobachtung der Strömungsverhältnisse
- die Strömungsfelder lassen sich nicht in geschlossener Form durch eine Lösung der Navier-Stokes-Gleichung darstellen.

Aus diesem Grund wurde im Rahmen dieses Projektes das Programmpaket Flotran zur Strömungssimulation installiert. Nachdem in Vorversuchen ein Abgleich zwischen

Simulationsergebnissen und Experimenten an Musterventilen erfolgt war, wurde die Feinstruktur von Hülse und Schieber im Bereich der Steuerkanten optimiert. Bei verschiedenen Ventilgeometrien konnte auch in der Praxis gezeigt werden, daß die durch Simulation berechnete Strömungskraftkompensation quantitativ richtig vorhergesagt werden kann. Die in diesem Projekt aufgebaute Methodik hat inzwischen breiten Einsatz bei der Entwicklung neuer Ventile gefunden. Ergebnisse wurden auf einem User-Meeting der Firma CAD-FEM vorgestellt und fanden die Anerkennung der Fachwelt.

Ein bisher noch ungelöstes Problem bei der Strömungssimulation stellt die Einbeziehung von Kavitationserscheinungen in die Berechnungen dar. Aus diesem Grunde hat sich ein Konsortium aus Industrieunternehmen gegründet, das im Rahmen eines geplanten Forschungsprojektes in Deutschland die Entwicklung erweiterter und verbesserter Algorithmen initiieren und begleiten soll. Es ist zu hoffen, daß dieses Projekt unter der Schirmherrschaft des Forschungsfonds Fluidtechnik im VDMA dazu hilft, die Wettbewerbsposition der europäischen Industrie zu verbessern.

#### **5.2.1.6 Analytische Beschreibung eines Servoventils (zu 3.1.3)**

Bislang legt man Ventile mit Hilfe einfacher Modelle zunächst auf die wesentlichen Kennwerte wie Nenndurchfluß, Druckabfälle und Strömungskräfte hin aus. In umfangreichen Versuchsreihen schätzt man dann zulässige Geometrieabweichungen ab und bestimmt soweit möglich die erreichten Werte für die Abweichungen von der gewünschten idealen Kennlinie. Für hochpräzise Ventile sieht man bei der Dimensionierung der Steuerkanten entsprechende Aufmaße vor und stellt dann bei der Fertigung durch aufwendige mechanische Nachbearbeitung sicher, daß die gewünschten hydraulischen Kennwerte erreicht werden.

Dieses Verfahren ist im Hinblick auf eine systematische Konstruktion unbefriedigend. Daher wurde in diesem Projekt zunächst mittels Strömungssimulation geprüft, ob sich das Strömungsfeld mit dem Schieberhub stetig ändert oder ob chaotische Betriebsbedingungen auftreten. Die Simulationen haben gezeigt, daß sich an den Steuerkanten ein Strahl ausbildet, der unter einem bestimmten Winkel gegen die Achse geneigt ist. Bei bestimmten Positionen des Schiebers kann sich der Winkel des Strahls schon bei sehr kleinen Geometrieänderungen rasch ändern (Umschlagen der Strömung). Allerdings konnte auch gezeigt werden, daß dieses Umschlagen der Strömung nicht zu einer un stetigen Änderung der Reaktionskräfte am Schieber führt.

Ebenso wurde sichergestellt, daß kleine Geometrieänderungen an der Steuerkante nur kleine Änderungen des Strömungsfeldes verursachen (bis auf das Umschlagen der Strömung). Damit war die Voraussetzung gegeben, das makroskopische Verhalten des Ventils mittels eines geschlossenen analytischen Modells beschreiben zu können. Es zeigte sich, daß nicht nur die Kennwerte erster Ordnung, wie Durchflußkennlinie und Steuerkennlinie durch ein solches Modell quantitativ beschreibbar sind, sondern daß auch Effekte zweiter Ordnung wie Betriebsfestigkeit, Kennlinienabweichung und hydraulisches Verhalten bei kleinen Hübten hinreichend gut beschrieben werden können. In diese Beschreibung gingen nicht nur geometrische Größen wie Durchmesser und Längen ein. Vielmehr konnte gezeigt werden, daß die Fertigungstoleranzen von Schieber und Hülse entscheidenden Einfluß auf die Performance des Ventils haben. Das wichtigste Ergebnis war jedoch, daß Regeln zur Miniaturisierung von Ventilen aufgestellt werden konnten (Skalierungsregeln).

### **5.2.2 Ventilloptimierung durch Einsatz alternativer Werkstoffe**

Bei der Auswahl der Werkstoffe im Verlauf eines Entwicklungsprozesses müssen zwei Aspekte beachtet werden:

- Es müssen geeignete Bearbeitungsverfahren existieren, mit deren Hilfe die für die Funktion erforderlichen Geometrien realisiert werden können
- Der Werkstoff muß im Betrieb auftretenden Belastungen genügend Widerstand entgegensetzen können.

Zur Zeit werden Ventilblock, Hülse und Schieber im Bereich der Hydraulik aus Vergütungsstählen hergestellt. Einfachere Ventilblöcke werden aus Stahlguß gefertigt; bei komplizierteren Geometrien werden Automatenstähle eingesetzt. Daneben kommt für Leichtbauanwendungen auch Aluminium zum Einsatz. Hülse und Schieber werden überwiegend aus härtbaren Stählen gefertigt.

Für Anwendungen im Bereich der Verfahrenstechnik und der Hauswassertechnik kommen neben Edelstählen auch keramische Bauteile zum Einsatz. Für unser Projekt versprochen keramische Werkstoffe eine Reihe von Vorteilen:

- Die Dichte von z. B.  $Al_2O_3$  oder SIC ist einen Faktor 2,5 kleiner als bei Stahl. In dem selben Maß reduzieren sich die trägen Kräfte, die der Schieber einer Positionsänderung entgegensetzt.

- Die thermische Dehnung ist einen Faktor 2 - 4 kleiner als die vom Stahl; die Härte kann einen Faktor 20 höher sein, der Reibungskoeffizient um einen Faktor 5 geringer: Das heißt, mit diesen Werkstoffen lassen sich enger tolerierte Schieber herstellen, die unempfindlich gegen Verschleiß sind.
- Metallische Schieber werden durch spanende Bearbeitung aus Halbzeugen gefertigt, durch nachfolgende Bearbeitungsschritte wird die Oberflächengüte und Passungs-toleranz hergestellt. Daher müssen Kolbenschieber eine hohe Radialsymmetrie aufweisen . Keramische Bauteile können als planare Strukturen ausgeführt werden, die durch fotolithographische Methoden strukturiert werden können. Damit steht die hohe Präzision der Mikrosystemtechnik quasi zum Nulltarif zur Verfügung.
- Bei Keramikbauteilen erfolgt eine Grobformgebung bei den ersten Bearbeitungsschritten im Schlicker. Nach dem Sintern erfolgt dann eine weitere Formgebung durch Schleifen. Im Gegensatz zu Stählen wird durch Wärmeprozesse das Gefüge nicht beeinträchtigt.
- Die Haftung von Gläsern und Metallschichten ist auf Keramiken besser oder gleich gut wie auf Metallen. Das heißt, auf den vorbereiteten Schieberkörper können durch mikrosystemtechnische Verfahren extrem präzise Strukturen aufgebracht werden. Durch eine geänderte Schiebergeometrie, die einerseits auf die Vor- und Nachteile der Keramiktechnologie achtet und andererseits die Steuer- und Arbeitskennlinien realisiert, sollten die bisher bekannten Techniken zur Kraftkompensation umgesetzt werden.

Eine detaillierte Analyse der im Ventil auftretenden Belastungen und der nötigen Aufbau- und Verbindungstechnik zeigten, daß diesen Vorteilen eine Reihe von Nachteilen und Problemen gegenüberstehen. Insbesondere neuere Forschungsarbeiten an der TUHH durch Prof Feldmann führten zu einer geänderten Einschätzung.

- Erste Abschätzungen zeigten, daß die trägen Kräfte am Schieber etwa einen Faktor 200 kleiner als die Strömungskräfte sind. Das heißt, der Vorteil der niedrigen Dichte kommt nicht zum Tragen.
- Keramische Werkstoffe sind wesentlich empfindlicher gegen Zugspannungen und hohe Kerbfaktoren als Metalle. Im Überlastfall versagen Keramiken durch

Sprödbbruch. Eine Analyse der Belastungen im Servoventil zeigte, daß fast ausschließlich Zugspannungen an Schieber und Hülse wirksam werden und daß aus konstruktiven Gründen sehr scharfe Kanten auftreten, die mit hohen Kerbfaktoren behaftet sind. Da in der Hydraulik sehr hohe und nicht vorhersehbare Überlasten auftreten können, verbietet sich aus Sicherheitsgründen der Einsatz von Keramiken.

- Kolbenschieberventile sind bedingt durch ihre Bauart gegen den statischen Systemdruck kompensiert. Das heißt, der Schieber dichtet die einzelnen Druckräume gegeneinander ab, ohne daß der statische Druck zu einer Pressung metallischer Oberflächen gegeneinander führt oder eine Aufweitung der Dichtspalte bewirkt. Bei planaren Strukturen würde dieser Vorteil entfallen. Die bei hohen Drücken erforderliche Vorspannung der Dichtflächen gegeneinander würde bei niedrigen Drücken wegen der großen Reibung die Betätigungskräfte unangemessen erhöhen. Deshalb können die in der Hauswassertechnik bewährten Konstruktionen in der Hydraulik nicht eingesetzt werden.
- Beim Sintern der Keramikrohlinge tritt eine Volumenschrumpfung von bis zu 20% auf. Deshalb müssen bei der Herstellung der Grünteile relativ große Aufmaße einkalkuliert werden. Die endgültige Geometrie wird dann durch aufwendige Schleifprozesse definiert. Ein Ausweg aus dieser Problematik wird in der Entwicklung schrumpfarm sinternder Keramiken gesehen, die noch intermetallische Phasen enthalten. Diese Keramiken sind auch durch Verfahren der Elektroerosion bearbeitbar. Obwohl diese neuen Werkstoffe interessante Anwendungsmöglichkeiten eröffnen, stellt sich hier die Frage, ob die Keramikindustrie mittelfristig diese Werkstoffe dem Markt zur Verfügung stellen will.
- Die zur Anbindung der Keramikteile benötigten Aufbau- und Verbindungstechniken führen zu Verbindungen, die sehr empfindlich gegen thermische und hydraulische Wechselbeanspruchungen sind. Dies gilt vor allem für die Anbindung des KWT an Hülse und Schieber.

Eine Alternative zur Verwendung keramischer Grundkörper für Schieber und Hülse ist die Verwendung dünner keramischer Hartstoffschichten. Hier wurden im Laufe der letzten Jahre sehr interessante Verfahren und Schichtkombinationen untersucht, die vor allem für die Beschichtung von Werkzeugen und Formen eingesetzt werden. Im Rahmen eines Sonderforschungsbereiches an der RWTH Aachen wurden diese

Schichten auch auf Einsatzmöglichkeiten in der Hydraulik untersucht. Auch Hydac hat parallel zu diesem Projekt Hartstoffschichten als Verschleißschutz in Pumpen erprobt. Dabei zeigte sich, daß nur wenige Kombinationen von Schicht und Grundkörper den extremen Belastungen in der Hydraulik gerecht werden. Außerdem ist eine fehlerfreie Beschichtung nur an sehr glatten und relativ ebenen Oberflächen möglich; eine Beschichtung von Hohlräumen, z.B. der Hülseninnenseite, scheidet aus. Da beschichtete Teile nicht mehr nachbearbeitet werden können, kann man mit dieser Technik nur relativ „grobe“ Geometrien gegen Verschleiß schützen.

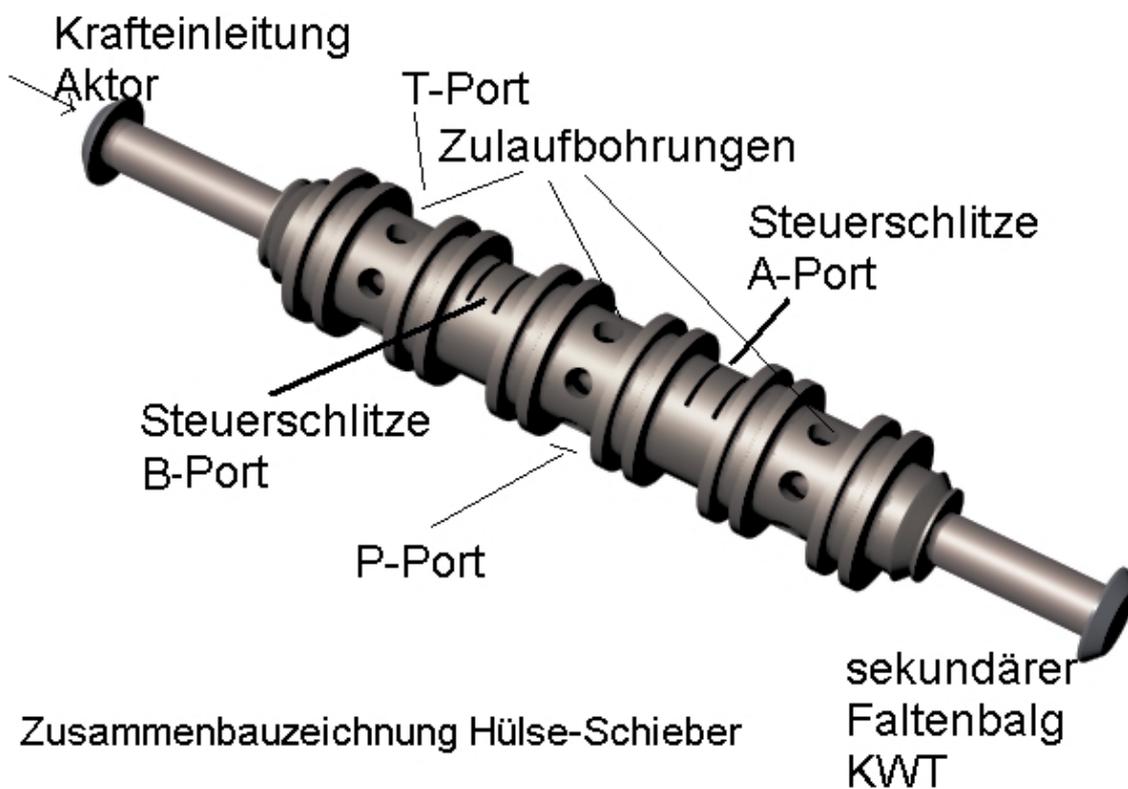
Eine genaue Analyse der Beanspruchung von Hülse und Schieber zeigte, daß an den Querschnittsprüngen am Schieber sehr hohe Zugkräfte auftreten. Diese Zugkräfte engen die Möglichkeiten, das Ventil zu miniaturisieren, sehr stark ein, da sie quadratisch mit dem Verhältnis der Radien am Querschnittsprung anwachsen. Aus diesem Grund wurde der Einsatz von Sonderstählen mit sehr hoher Zugfestigkeit erprobt. Während man mit normalen Vergütungsstählen Zugfestigkeiten von 700 MPa erreicht, können mit Spezialstählen Zugfestigkeiten bis 1030 MPa erreicht werden. Außerdem entfällt bei diesem Stahl die Einsatzhärtung, die u.U zu einem Härteverzug führen kann. Auf der anderen Seite sind solche Stähle sehr schwer spanbar. Der hohe Wärmeeintrag beim Spanen und Schleifen hat somit zusätzliche Maßtoleranzen zur Folge.

Im Zusammenhang mit der Materialfrage wurden auch ausführlich Fragen der Formgebung untersucht. Es zeigte sich, daß übliche Verfahren der Formgebung von Metallen wie Drehen, Fräsen, Schleifen und Erodieren je nach geforderter Geometrie Maßtoleranzen unterhalb von einem  $\mu$ -Meter nicht garantieren können. Diese Grenze ist einmal durch die verfügbaren Maschinen vorgegeben, zum anderen auch durch die Meß- und Prüftechnik. Auch die Feinstruktur der eingesetzten Materialien läßt teilweise eine feinere Formgebung nicht mehr zu. Auch wenn seitens Forschung und Industrie Anstrengungen unternommen werden, dieses „magische“ Maß zu unterschreiten, scheint hier eine Grenze erreicht worden zu sein, die die weitere Miniaturisierung von Bauteilen der Hydraulik beschränkt.

## 5.2.3 Konstruktion eines piezoaktorgetriebenen Servoventils

### 5.2.3.1 Konstruktive Ausführung

**Bild 5.1** zeigt den Aufbau und die konstruktiven Details des realisierten Ventils. Eingehende theoretische Untersuchungen (siehe auch 5.3.1.3) zeigten, daß diese radialsymmetrische Konstruktion einen einzigen Freiheitsgrad besitzt, nämlich den Schieberennhub. Alle anderen Maße und zulässigen Formabweichungen können aus den Anforderungen des Pflichtenheftes an das Ventil abgeleitet werden.



**Bild 5.1:** Aufbau Hülse-Schieber

Die Reduzierung auf den kleinstmöglichen Freiheitsgrad ist das Ergebnis eines über 30 jährigen Optimierungsprozesses an Servoventilen, bei dem das von der Anwendung gewünschte (= Pflichtenheft) und das technisch machbare (= Konstruktion) aneinander angepaßt wurden. Diese Aussage ist ein wesentliches Ergebnis des Projektes und soll deshalb erläutert werden.

- Festigkeit und Belastungen im Ventil: Ventilblock, Hülse und Schieber bilden mehrere Kammern, die sich im Betrieb auf verschiedenen Druckniveaus befinden

können. Der extremste Fall ist dabei, daß in einer Kammer der maximale Systemdruck herrscht und in der Nachbarkammer der Überdruck Null beträgt. Der äußere Druck wird zur Aufrechterhaltung des Kräftegleichgewichts durch elastische Zugspannungen in axialer Richtung kompensiert. Die Zugspannung ist das Produkt aus Druck und dem Verhältnis zwischen Querschnittsflächen aus Wandmaterial und druckbeaufschlagten Querschnittflächen. Konstruktiv gesehen wird das Bauvolumen minimal, wenn an allen Stellen im Ventil die Zugbelastung gleich hoch ist und kleiner ist, als die durch das Material gegebene maximal zulässige Zugspannung. Das heißt, alle radialen Abmaße können als Funktion des maximalen Drucks, des Schieberdurchmessers und von der Feinstruktur abhängigen Kerbfaktoren dargestellt werden.

- Im Pflichtenheft wird ein sogenannter Symmetriedruck spezifiziert und es werden maximal zulässige Abweichungen von der Durchflußkennlinie festgelegt. Diese Anforderungen geben eindeutig Form- und Lagetoleranzen der einzelnen Kammern in axialer Richtung gegeneinander vor.
- Das Ventil dient zur Beeinflussung des Fluidstroms über eine veränderliche Position des Schiebers in axialer Richtung. Erwünscht ist ein linearer Zusammenhang zwischen Position und Volumenstrom. Dieser Zusammenhang wird durch andere Strukturelemente des Ventils, wie Fluidkanäle und Bohrungen beeinflusst. Das heißt, die maximal zulässige Linearitätsabweichung legt Untergrenzen für die Dimensionen des Ventils in axialer Richtung fest. Diese Dimensionen können alle auf den Schiebernennhub bezogen werden.
- Der Fluidstrom wird dadurch gesteuert, daß der Schieber in der Hülse eine Öffnung freigibt. Bei gegebenem Systemdruck ist der Durchfluß durch diese Öffnung proportional zur Fläche. Diese Fläche ist proportional zum Produkt aus Schieberhub und Schieberdurchmesser. Das heißt, Nenndruck und Nenndurchfluß verknüpfen die radialen und axialen Kenngrößen des Ventils miteinander.

Die verwendete Konstruktion besitzt wesentliche Vorteile:

- Da außer den Zugspannungen an Hülse und Schieber keine weiteren resultierenden Druckkräfte auf den Schieber entstehen, bleibt der Schieber auch unter Druckbelastung frei von Kräften, die ihn gegen die Wandung der Hülse

pressen; das heißt, er kann fast reibungsfrei in der Hülse bewegt werden<sup>1</sup>. Auch in axialer Richtung treten keine resultierenden Kräfte auf, so daß die Aktoren nur Strömungskräfte und dynamische Dämpfungskräfte überwinden müssen. Zur Verdeutlichung sei hier erwähnt, daß die Druckkräfte auf die Schieberringfläche etwa 730 N betragen, verglichen mit etwa 50 N Strömungskräften.

- Durch die Stege auf der Außenseite der Hülse wird eine Aufweitung des Dichtspaltes zwischen Hülse und Schieber weitgehend vermindert. Bei geeigneter Dimensionierung der Wandstärke der Hülse in Relation zu den Querschnittssprüngen am Schieber wird auch die elastische Verformung von Hülse und Schieber unter Druck derart kompensiert, daß die Positionen der Steuerkanten am Schieber relativ zu den Steuerschlitzen in der Hülse auch unter Druckbelastung bestehen bestehen bleiben.

Aus diesen Gründen wurde nach der Diskussion von konstruktiven Alternativen letztendlich die oben angeführte Konstruktion beibehalten. Gleichzeitig bedeutet dies aber, daß außer der Variation des Schieberhubs keine weiteren Freiheitsgrade zur Anpassung der Konstruktion an den Piezoaktor zur Verfügung stehen.

### 5.2.3.2 Strömungskraftkompensation und parasitäre Druckabfälle

Ein wesentliches Ziel zur Anpassung des Ventils an den Piezoaktor war die Reduzierung der Strömungskräfte. Die Strömungskräfte am Ventilschieber setzen sich aus folgenden Bestandteilen zusammen:

- Dynamische Kräfte bei instationären Strömungen
- Bernoulli-Kraft an den Einströmbohrungen p-Port
- Bernoulli-Kraft Ausströmen an der Steuerkante zum A-Port

---

<sup>1</sup> Einschränkend sind drei Effekte zu nennen, die Reibkräfte zwischen Schieber und Hülse bewirken können:

- Bei axialen Bewegungen des Schiebers tritt im Dichtspalt zwischen Hülse und Schieber ein sehr hohes viskoses Schergefälle auf und bewirkt eine dynamische Kraft entgegen der Bewegungsrichtung
- Konstruktionsbedingte Asymmetrien in den äußeren Fluidkanälen der Hülse können im Inneren der Hülse eine nicht radialsymmetrische Strömung verursachen. Reaktionskräfte aus dieser asymmetrischen Strömung verlagern den Schieber aus der hochsymmetrischen Lage in der Achse der Hülse gegen die Hülsenwand
- Fluchtungsfehler zwischen Schieberachse und Achse der Krafteinlenkung durch die Aktoren verkippen den Schieber gegen die Hülse

- Bernoulli-Kraft Einströmen an der Steuerkante zum B-Port
- Bernoulli-Kraft an den Ausströmbohrungen t-Port

Die dynamischen Kräfte können mit einem einfachen Modell auf  $< 10\text{N}$  bei maximaler Schieberauslenkung und einer Betriebsfrequenz von  $200\text{ Hz}$  abgeschätzt werden.

Für verschiedene Geometrien an den Steuerkanten und den Zulaufbohrungen wurden mittels Strömungssimulation Geschwindigkeits- und Druckverteilungen im Ventil berechnet. Dabei ergab sich folgendes Bild:

- An Einström- und Ausströmbohrungen verteilte sich das Fluid relativ gleichmäßig und trat unter Winkeln nahe  $90^\circ$  gegen die Schieberachse geneigt aus der Hülse aus oder in die Hülse ein. Bei höheren Durchflüssen konnte man eine gewisse Strahleinschnürung beobachten. Abschätzungen des Beitrags dieser Kräfte zur Gesamtkraft zeigten, daß man mit Beiträgen in der Größenordnung von  $5\text{ N}$  pro Port rechnen muß. Auch Auswertungen aus der Strömungssimulation zeigten, daß, verglichen mit den Strömungskräften an den Steuerkanten, die Bernoullikräfte an p-Port und T-Port klein sind.
- Die zwar unvermeidbaren, aber eigentlich unerwünschten Druckabfälle an p- und T-Port hängen stark von der speziellen Geometrie ab. Optimale Ergebnisse erhält man bei minimalem Durchmesser der Schieberstange und möglichst vielen, möglichst großen Bohrungen. Auch die außenliegenden Ringkanäle spielen eine gewisse Rolle bei der Entstehung parasitärer Druckabfälle und können deshalb nicht weiter miniaturisiert werden. Das endgültige Bauvolumen der Hülse ist daher weitgehend durch die Geometrie von p-Port und T-Port dominiert.
- Ein Problem ergibt sich durch Druckabfälle in der Rücklaufleitung, sowohl im Ventilblock als auch in der Verrohrung zum Ventil. Dieser Druck kann laut Pflichtenheft bis auf  $50\text{bar}$  gegenüber Atmosphärendruck ansteigen. In unserer Konstruktion sind die sekundären Faltenbälge des KWT diesem Druck ausgesetzt. Allerdings sind sie nur für einen Differenzdruck von circa  $15\text{bar}$  ausgelegt. Daher ist diese Konstruktion für den praktischen Einsatz nicht nutzbar.
- An den Steuerkanten bildet sich ein scharfer Fluidstrahl aus. Dieser Strahl tritt bei kleinen Öffnungsquerschnitten der Ports unter einem Winkel von fast  $90^\circ$  aus. Bei

größeren Querschnitten neigt sich der Strahl in Richtung der Schieberachse. Die maximale Strömungsgeschwindigkeit dieses Strahls ist relativ unabhängig von Portgeometrie und Portöffnung und beträgt ca 180 m/s. Damit läßt sich der Beitrag dieser Bernoullikräfte auf Werte von maximal etwa 40 N je Port abschätzen.

Diese Abschätzungen konnten durch Messungen bestätigt werden. Die Strömungskraft am realisierten Komplettventil betrug bei 30 l/min insgesamt dann ca 60 N. Das ursprüngliche Ziel, die Strömungskräfte noch weiter zu reduzieren, wurde nicht weiter verfolgt. Der effektivste Weg, diese Kräfte zu reduzieren, besteht darin, durch spezielle Gestaltung der Innengeometrie der Steuerschlitze das Neigen des Fluidstrahls zu vermeiden und dafür Sorge zu tragen, daß der Strahl auch bei großen Durchflüssen unter einem Winkel von nahezu 90° aus der Kammer im Inneren der Hülse austritt. Eine Innenbearbeitung der Hülse war aber bei den von uns gewählten Geometrien nicht möglich. In anderen Projekten wurde allerdings diese Technik erfolgreich eingesetzt.

### **5.2.3.3 Realisierung des Komplettventils**

Schon relativ früh wurde die Schnittstelle zwischen Aktor und Ventil spezifiziert. Es wurde festgelegt, daß das Ventil mit einem Hub von +/- 0,3 mm angesteuert wird. Das Ventil wird mittels 2 Aktoren betrieben, die im Gegentaktbetrieb arbeiten. Das heißt, jeder Aktor muß bei maximaler Auslenkung in die Stirnseiten des Schiebers eine Kraft von 60 N einleiten können. Um die endliche Steifigkeit des Kraft-Weg-Transformators zu kompensieren, muß die Leerlaufdehnung eines Aktor-KWTs größer als 0,6 mm sein. Die endliche Steifigkeit des KWTs wird auf der anderen Seite dazu genutzt, den Schieber bei hydraulisch Null zu zentrieren und das Komplettventil elastisch vorzuspannen (Spielausgleich). Diese Vorgaben lagen der Konstruktion des Ventils zugrunde.

An dieser Stelle muß allerdings erwähnt werden, daß die verwendete Konstruktion üblicherweise mit Schiebernennhüben von 0,6 bis 1,2 mm betrieben wird. Bei diesem Schieberweg liegen die erforderlichen Form- und Lagetoleranzen im Bereich einiger µm; solche Bauteile können deshalb mit der nötigen Präzision gefertigt werden. Durch Reduktion des Schiebernennhubs um den Faktor zwei mußten die Lagetoleranzen der Steuerkanten am Schieber relativ zu den Steuerschlitzen in der Hülse um einen Faktor 4 vermindert werden. Somit wurde die „magische Grenze“ von einem µ-Meter unterschritten. Das realisierte Ventil hatte leider nicht die erwartete Performance.

Auf der anderen Seite war auch bei der Gestaltung der Piezostapelwandler mit einer Baulänge von 120mm kein weiterer Spielraum mehr gegeben. Die Stapellänge erfordert auch einen entsprechenden Stapeldurchmesser und damit ein entsprechend großvolumiges Gehäuse und eine großzügig dimensionierte Ansteuerelektronik. Außerdem werden bei großen Bauvolumina die Wärmeprobleme im Stapel immer schwieriger beherrschbar. Auch das Gewicht von insgesamt 5kg überschritt deutlich die erforderlichen 1kg.

Der Schlüssel für eine weitere Optimierung des Gesamtsystem liegt vielmehr beim Kraft-Weg-Transformator. Das realisierte Übersetzungsverhältnis von ca 5 unter einer Last von 50N ist nicht groß genug. Wenn man von einem sinnvollen Schieberhub von +/- 500µm und einer handhabbaren Baulänge des Piezostapels von 50mm ausgeht, so ist ein Übersetzungsverhältnis von 1:30 unter Last für den KWT erforderlich.

### **5.3 Zusammenfassung**

Im Rahmen des Teilprojektes „Ventiloptimierung durch Mikrosystemtechnik“ wurde erstmals untersucht, ob und unter welchen Randbedingungen piezoelektrische Aktoren als Antriebe für hydraulische Servoventile eingesetzt werden können. Da im Bereich der Flugzeughydraulik einmal sehr hohe Anforderungen an Dynamik und Präzision der Antriebe vorliegen, auf der anderen Seite aber auch die Bereitschaft besteht, dem höheren Aufwand Rechnung zu tragen, wurden die Spezifikationen eines elektrohydraulischen Servoventils für die Flugzeughydraulik unseren Entwicklungsarbeiten zugrunde gelegt.

Es wurde zunächst eine problemangepaßte Vorgehensweise entwickelt, um die anstehenden Entwicklungsarbeiten zielorientiert und effektiv durchführen zu können. Anschließend wurden systematisch alle Möglichkeiten untersucht, um durch Optimierung der Materialauswahl und der Konstruktion Ventil und Aktor aneinander anzupassen.

Im dritten Schritt wurde ein Demonstrator realisiert und bezüglich seiner Eigenschaften vermessen. Auch wenn im Rahmen dieses Projektes nicht alle Ziele erreicht wurden, so konnte jedoch ein Weg aufgezeigt werden, wie man durch systematische Verbesserung des Kraft-Weg-Transformators piezoaktorgetriebene Servoventile realisieren kann.

*Verfasser: Dr.-Ing. B. Kirsch*



## 6 Teilvorhaben LLI

Titel:

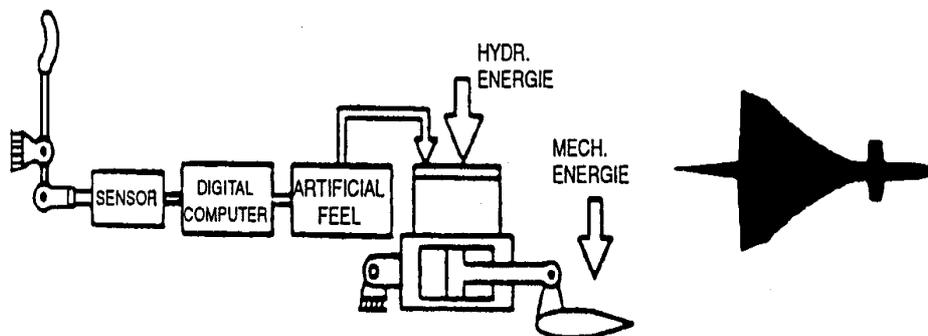
Partner: LIEBHERR-AEROSPACE LINDENBERG GmbH, Lindenberg

Förderkennzeichen:

Im Rahmen eines Verbundprojektes werden neue Lösungswege für den Aufbau eines hochdynamischen Servoventils für luftfahrttechnische Anwendungen gesucht und die Anwendbarkeit von entwickelten Demonstratoren für den technischen Einsatz nachgewiesen.

### 6.1 Gesamtzielsetzung

Ziel des Vorhabens ist die Entwicklung eines hochdynamischen Servoventils, daß von einem Piezoaktor direkt betätigt wird. Primär werden Servoventile bei der Fa. Liebherr-Aerospace für die hydraulische Ansteuerung der Ruderstellantriebe eingesetzt. Ruderstellantriebe sind Elemente der Flugsteuerung und Flugregelung und als solche stetig arbeitende hydraulische Servoantriebe. **Bild 6.1** zeigt schematisch einen elektrohydraulischen Stellantrieb in einer „Fly by Wire“ Flugsteuerung.



**Bild 6.1:** Elektrohydraulischer Stellantrieb („Fly-by-Wire“ Flugsteuerung)

Der Einsatz hochdynamischer konventioneller Servoantriebe oder direktgesteuerter Ventile ist bedingt durch die Zunahme an Fluggeschwindigkeit und die Abnahme der Flugstabilität im speziellen bei modernen militärischen Flugzeugen.

Die Entwicklung direktgesteuerter Ventile hat in der Luftfahrt in den letzten Jahren stark an Bedeutung gewonnen. Zur Zeit werden für die Direktansteuerung vorwiegend

elektromagnetische Wandler eingesetzt. Einstufige Ventile bringen im Vergleich zu vorgesteuerten Ventilen im speziellen für die Luftfahrt folgende Vorteile:

- Keine hydraulische Verlustleistung was sich in Gewichtserparnis niederschlägt
- Keine Verschmutzungsgefahr, da die aufwendigen Vorsteuerstufen wegfallen
- Ventildynamik vom Systemdruck unabhängig
- Größere dynamische Leistungsmerkmale als konventionelle Servoventile

## 6.2 Aufgabenstellung des Teilvorhabens

Im Rahmen der Gesamtzielsetzung des Verbundprojektes hat Liebherr-Aerospace die Aufgabe übernommen ein Pflichtenheft für ein aus der Flugzeughydraulik kommendes, einstufiges hochdynamisches, Servoventil zu erstellen. Weiterhin wurde vereinbart, daß Liebherr-Aerospace bei der Definition und Fertigung der hydraulischen Steuereinheit (Schiebergruppe) mitwirkt. Ein anwendungsnaher Test des Gesamtsystems mit einem der Demonstratoren sollte von Liebherr-Aerospace am Ende der Entwicklung durchgeführt werden.

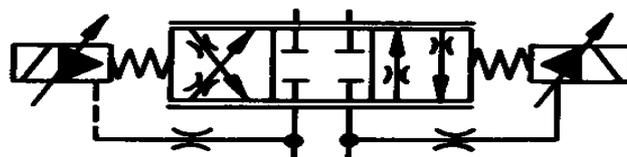
## 6.3 Ergebnis des Teilvorhabens

### 6.3.1 Pflichtenheft/Spezifikation

Für die Erstellung des Pflichtenhefts wurden Forderungen aus dem militärischen wie auch aus dem zivilen Luftfahrtbereich zugrundegelegt. Zu allen Forderungen sind kurze Hintergrunderläuterungen mitangeführt.

#### 6.3.1.1 Ventiltyp

Der hydraulische Teil des Piezoservoventils soll ein 4/3 Wegeventil sein.



**Bild 6.2:** Sinnbild für (konventionelles) Servoventil

### 6.3.1.2 Betriebsarten

Es ist anzustreben das Ventil im offenen Regelkreis (mit reduzierten Anforderungen), genauso wie im geschlossenen Regelkreis betreiben zu können.

#### Hintergrund

Kann man das Ventil im offenen Kreis betreiben würde der zusätzliche elektronische Aufwand für den Schieber-Positionsregelkreis entfallen. Je kleiner der technische Aufwand desto größer wird die Zuverlässigkeit des Ventils. Der Weggeber wird nur noch zu Monitorzwecken (z.B. Erkennung von fehlerhaften „Driften“, etc.) benützt.

### 6.3.1.3 Fehler-„Performance“

Im Fall eines Elektronikausfalls muss der Ventilschieber sich automatisch in hydraulisch Null zentrieren.

Zentrierfehler =  $\pm 2\%$  vom Schieberhub

#### Hintergrund

Die automatische Zentrierung bei Elektronikausfall ist notwendig um den Fehler (Ruder-Auslenkung), der entsteht bis der gesamte fehlerhafte Ruderantrieb hydraulisch abgeschaltet wird, zu minimieren. Der zentrierte Schieber in Nullstellung reduziert die Verstellgeschwindigkeit am fehlerhaften Ruderantrieb.

### 6.3.1.4 „Smart“

Für die Serienlösung des Piezoservoventils muss die Leistungs- bzw. Regelelektronik am Ventil angebracht werden. Wärmeabfuhr hauptsächlich über die Hydraulik, d.h.: feste thermische Kopplung der Elektronik an den Ventilblock, Kühlrippen vorsehen.

#### Hintergrund

Diese Forderung kommt daher, daß man beim Austausch eines konventionellen Servoventils durch ein Piezo-Servoventil nur geringfügige Änderungen am eingesetzten Standort vornehmen will. Neben dem gleichen hydraulischen Anschlußbild (siehe 3.1.15) und gleichem Ansteuersignal wäre nur eine zusätzliche Versorgungsspannung (siehe 3.1.24) notwendig.

### 6.3.1.5 Systemdrücke

<b>Versorgungsdruck</b>	Min. 120 bar
	Max. 250 bar
	Nom. 206 bar
<b>Rücklaufdruck</b>	Nom. 3 bar
	Max. 50 bar

Hintergrund:

Luftfahrtstandard

### 6.3.1.6 Hydrauliköl

- MIL-H-5606
- MIL-H-83282

Hintergrund:

Luftfahrtstandard

### 6.3.1.7 Verschmutzungsgrad

Die Verschmutzung des Öls entspricht der Klasse 9 nach NAS 1638

Hintergrund:

Luftfahrtstandard

### 6.3.1.8 Berstdruck

Kein Bruch bei:

- 522 bar an P und Verbraucheranschlüssen (R offen); Dauer 2 min.
- 209 bar an allen Anschlüssen gleichzeitig; Dauer 2 min.

Keine externe Leckage ist erlaubt.

Hintergrund:

Luftfahrtstandard

### 6.3.1.9 Prüfdruck

Keine externe Leckage oder permanente Leistungseinbusse nach

- 313.5 bar an den Versorgungsanschlüssen (P und R); Dauer 2 min.

- 75 bar an allen Anschlüssen; Dauer 2 min.

Hintergrund:

Luftfahrtstandard

### 6.3.1.10 Temperatur des Hydrauliköl

Normale Arbeitsbedingung	-15 bis +95 °C
Extreme Arbeitsbedingung	-55 bis +110 °C
Lagerung	-55 bis 135 °C

### Temperaturzyklen

Maximal 2 volle Temperaturzyklen pro Flugstunde, die sich wie folgt aufteilen:

Öltemperatur		Anteil an der Gesamtzyklenzahl in %
Min.	Max.	
-55	95	1
-40	95	9
-20	95	30
0	95	40
0	110	20

Hintergrund:

Luftfahrtstandard

### 6.3.1.11 Durchflusscharakteristik

- Druckdifferenz über dem Ventil: 203 bar
- Nenndurchfluß:  $30 \pm 10\%$  l/min
- Linearität:  $\pm 2\%$  vom Nenndurchfluss
- Durchflußverstärkung im Nullbereich ( $\pm 3\%$ ) 50...110%

Hintergrund

Der geforderte Nenndurchfluß deckt den größten Teil der luftfahrtüblichen Anforderung ab. Die Durchflußverstärkung wurde bewußt nicht zu hoch gefordert um Instabilität im Nullbereich zu vermeiden. Dies wird durch eine positive Überdeckung der Steuerkanten erreicht.

### 6.3.1.12 Symmetriedruck

- Symmetriedruck  $100 \pm 40$  bar

#### Hintergrund:

Um die Belastung des Zylinders zu begrenzen (siehe 3.1.22/Druckpulstest) wird der Symmetriedruck möglichst klein gehalten.

### 6.3.1.13 Interne Leckage

- Maximale Leckage in hydraulisch Null  $< 0.3$  l/min

#### Hintergrund:

Minimierung der hydraulischen Verlustleistung

### 6.3.1.14 Druckverstärkung

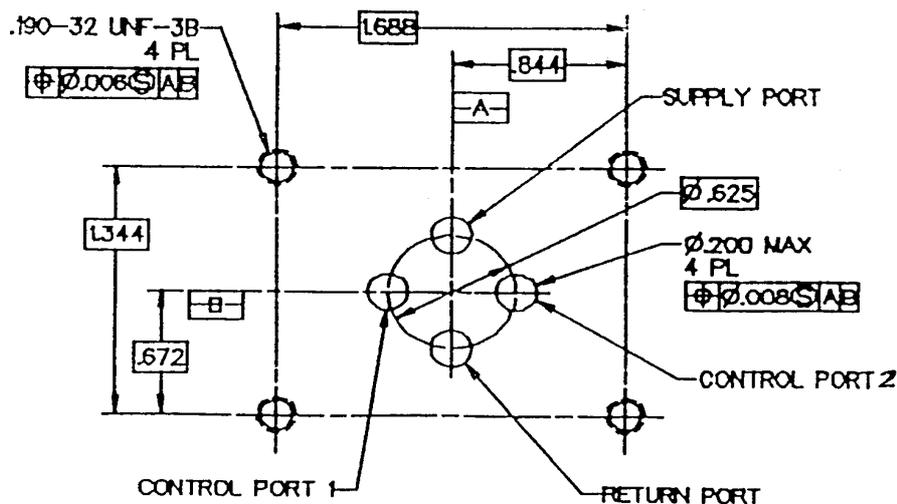
Bei verschlossenen Verbraucheranschlüssen muss die Druckverstärkung des Ventils  $> 80$  bar/% Schieberhub

#### Hintergrund:

Laststeifigkeit von Stellantrieben (Servoventil Standard)

### 6.3.1.15 Anschlussbild

Das Anschlussbild entspricht dem eines gleich großen Servoventils



MANIFOLD PATTERN FOR SIZE 11 VALVES

Bild 6.3: Hydraulisches Anschlussbild

Hintergrund:

Servoventil-Standard im Luftfahrtbereich.

**6.3.1.16 Frequenzgang**

Der Frequenzgang des Ventils im geschlossenen Regelkreis soll im Frequenzbereich  $< 200 / 120$  Hz besser sein als das Verhalten das durch eine Übertragungsfunktion 2ter Ordnung mit

- $90^\circ$  Phasenpunkt bei  $> 200$ Hz bei 25 % Amplitude
- $90^\circ$  Phasenpunkt bei  $> 120$  Hz bei 100 % Amplitude
- Dämpfung  $d = 0.7$

definiert ist

**Messung:**

Amplituden und Phasengang zwischen Schieberweg und Ansteuersignal  
Die Messung soll mit und ohne Durchfluss (d.h. offene / geschlossene Verbraucheranschlüsse), unter Nominalbedingungen erfolgen.

Hintergrund:

Geforderte hochdynamische Anwendungen bei militärischen Flugzeugen oder Strukturschwingungsdämpfer bei Hubschrauber.

**6.3.1.17 Hysterese**

- Kleinsignalbereich ( $< 10\%$ )  $< 0.5 \%$
- Großsignalbereich  $< 1.0 \%$

Hintergrund:

Gutes Kleinsignalverhalten der Stellantriebe

**6.3.1.18 Auflösung im Nullbereich ( $\pm 5\%$ )**

Es wird eine Position aus einer definierten Richtung angefahren. Das Weiterfahren aus dieser Position in dieselbe Richtung muss durch eine Signalerhöhung von  $< 0.2 \%$  möglich sein.

Hintergrund:

Durch eine hohe Auflösung im Nullbereich können Schieber-Zyklen („Limit cycles“)

vermieden werden die durch interne Reibung und Positionsregelkreis verursacht werden.

#### **6.3.1.19 Offset zwischen elektrisch und hydraulisch Null**

- Der Offset zwischen elektrisch und hydraulisch Null soll  $< 2 \%$  des maximalen Hubes sein.  
 Elektrisch Null:           Steuerspannung   Null;   Weggeberrückführsignal   Null  
 Hydraulisch Null:        Position   in   der   Symmetriedruck   erreicht   ist  
 Quellen für Offsets:    Weggeberjustage und Elektronik

#### **Driften:**

Die durch Veränderung der Arbeitsbedingungen wie Temperatur, System und Rücklaufdruckvariation und Beschleunigungen auftretenden Driften dürfen maximal  $2 \%$  des max. Hubes betragen.

#### Hintergrund:

Der „Offset“ zwischen elektrisch und hydraulisch Null und das „Driften“ bestimmen die „Monitor“-Schwelle des Systems.

#### **6.3.1.20 Schieberzyklen**

- Lebensdauer unter Einsatzbedingungen:  $> 10^8$  Zyklen

Der Verschleisstest kann bei  $90 \%$  Schieberhub; und  $100 \text{ Hz}$  durchgeführt werden. Mit druckversorgtem P-Anschluss kann der Verschleisstest mit dem Druckpulstest kombiniert werden.

#### Hintergrund:

Luftfahrtstandard

#### **6.3.1.21 Druckpulstest**

Das Ventil muss einem Druckpulstest unterzogen werden. Dabei werden die beiden Verbraucheranschlüsse abwechselnd mit Systemdruck verbunden.

- Anzahl der Zyklen je Verbraucherport:  $10^8$  Zyklen

Die Anzahl der Zyklen kann nach Prüfung der Spannungen in den verschiedenen dem Druck ausgesetzten Bereichen mit Hilfe der Wöhlerkurve durch Druckerhöhung reduziert werden. Nach dieser Methode kann maximal eine Reduzierung um Faktor 100 erreicht werden.

Hintergrund:

Luftfahrtstandard

**6.3.1.22 Betriebsdauer**

- Die Einsatzdauer des Ventils beträgt: 60 000 Flugstunden

Hintergrund:

Einsatz in einer zivilen Anwendung.

**6.3.1.23 Versorgungsspannung**

Die Elektronik zur Ansteuerung des Piezos kann wahlweise von folgenden Spannungsquellen versorgt werden:

**115 Vrms/400Hz drei Phasen**

Spannungsabfall bis zum Anschlusspunkt	< 4 V
Spannungsbereich einer Phase	106 ..120 V
Bereich des Spannungsmittelwertes aus 3 Phasen	108...118 V
Spannungsspitzen	TBD

**28V DC**

Spannungsabfall bis zum Anschlusspunkt	<1.5 V
Normalbereich	25.5 ... 32 V
Extrembereich	18.5 ... 32 V
Spannungsspitzen	TBD

**Ansteuerspannung**

100 % Schieberhub entspricht 10 V ,Ansteuerspannung

Hintergrund:

Luftfahrtstandard

**6.3.1.24 Leistungsverbrauch**

TBD

### 6.3.1.25 Stecker

TBD

### 6.3.1.26 Gewicht

Das Gewicht von Leistungselektronik + Piezoventil soll 1 kg nicht übersteigen.

Hintergrund:

Gewicht eines konventionellen Servoventils im geforderten Durchfluß-Nennbereich.

### 6.3.1.27 Abmessungen/Einbauraum

Einbauraum gemäß ARP 490 für Servoventile gleicher Nenngröße

Hintergrund:

Luftfahrtstandard

### 6.3.1.28 Umweltbedingungen

- Umgebungstemperatur

Normalbedingungen -40 ... +90 °C

Extrembedingungen -55 ... +105 °C

Lagerung -55 ... +135 °C

Temperaturzyklen

Maximal 2 volle Temperaturzyklen pro Flugstunde, die sich wie folgt aufteilen:

Öltemperatur		Anteil an der Gesamtzyklenzahl in %
Min.	Max.	
-55	95	1
-40	95	9

Hintergrund:

Luftfahrtstandard

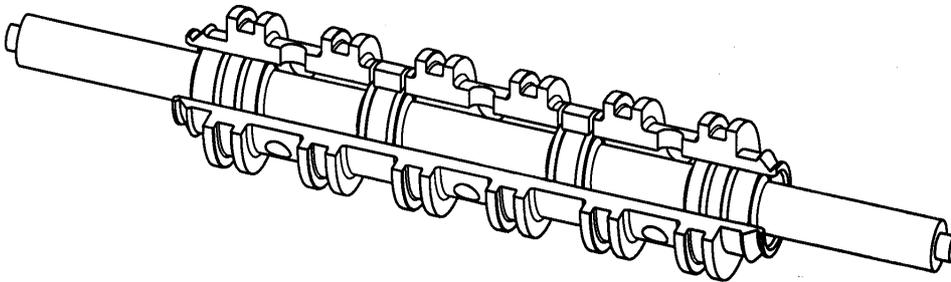
## 6.3.2 Definition und Fertigung der Schiebergruppe

Zusammen mit dem Verbundpartner der Fa. FLUTEC wurde das Design der Schiebergruppe definiert.

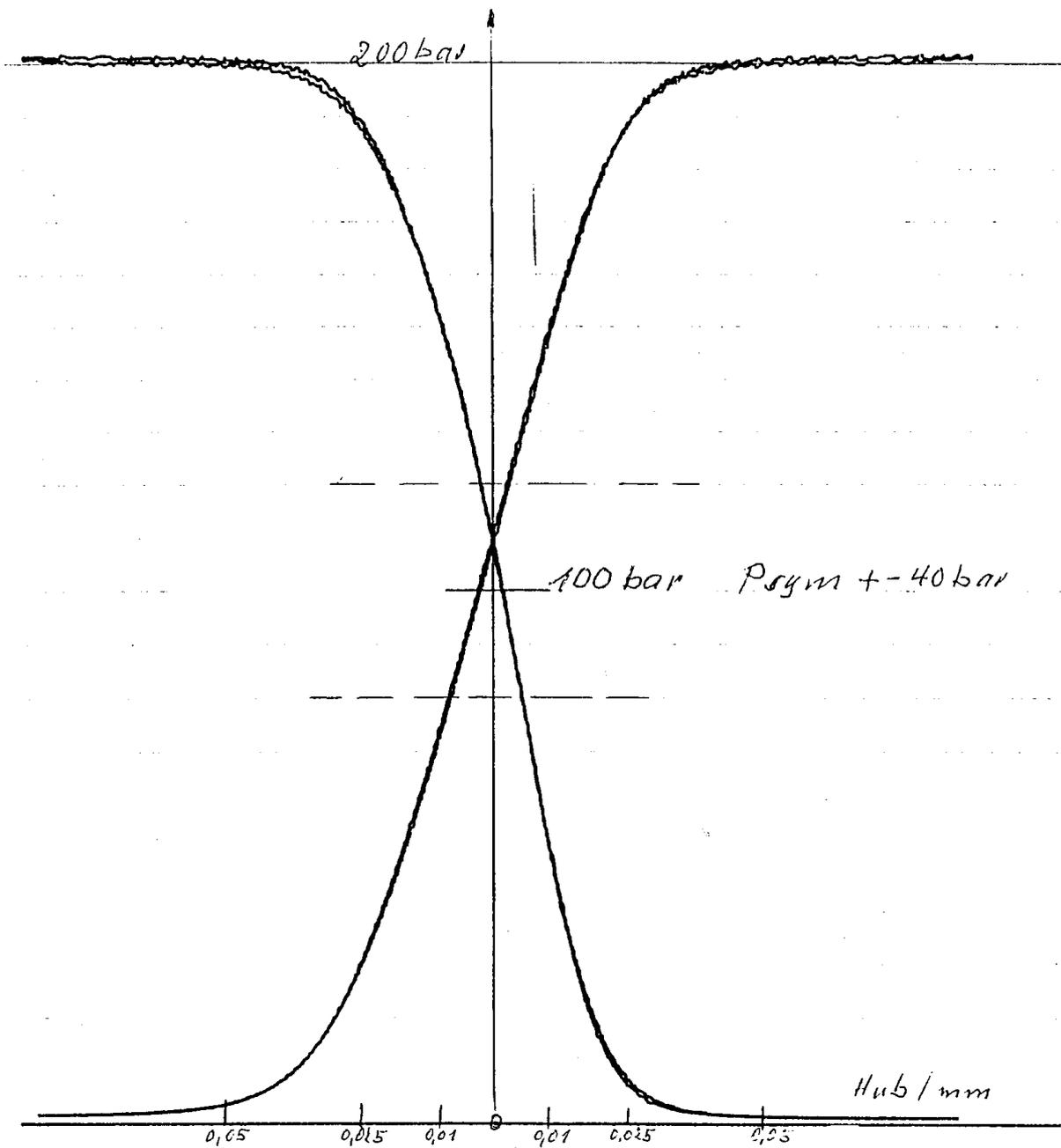
Nach der groben Auslegung des Wegvergrößerers (hydraulische Wegübersetzung) und dem daraus resultierendem maximal möglichem Hub für die Hydraulische Einheit waren alle Parameter gegeben um die Auslegung der Schiebergruppe festzulegen.

**Folgende Parameter wurden festgelegt:**

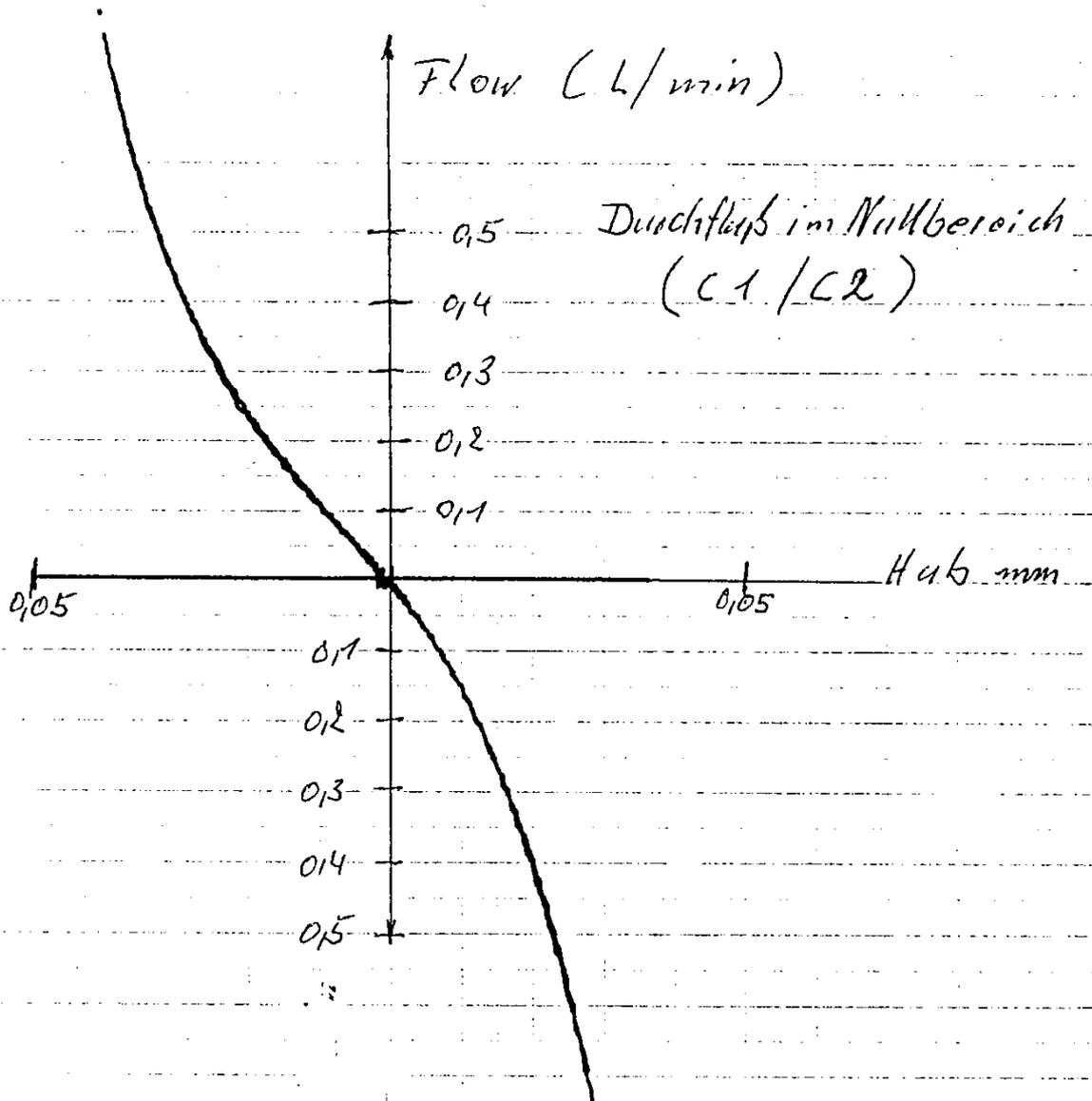
- Material von Hülse und Schieber: ETG 100 (Schweizer Norm)
- Steuerkantengeometrie: Rechteck 0.3 x 7.8 mm
- Paarungsspiel: 0,003 ... 0,006 mm
- Überdeckung der Steuerkanten: max. 0,009 mm



**Bild 6.4:** Schiebergruppe



**Bild 6.5:** Symmetriedruck-Diagramm der gefertigten Schiebergruppe



**Bild 6.6:** Durchflußverstärkungs-Diagramm der gefertigten Schiebergruppe

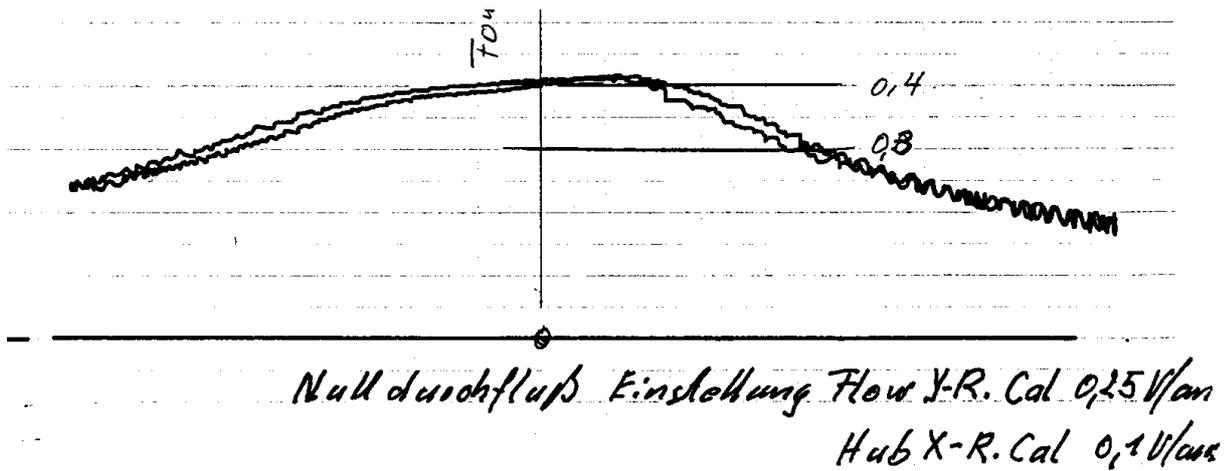


Bild 6.7: Nulldurchfluß-Diagramm der gefertigten Schiebergruppe

### 6.3.3 Ergebnisse und Folgerung der Schiebergruppen Fertigung

Der Werkstoff ETG 100 erwies sich als zu weich. Durch das geringe Paarungsspiel zwischen Schieber und Hülse erzeugt ein direkter Kontakt spürbare Reibung. Hierbei „schabt“ der Schieber an der Hülse und erzeugt Reibung und Kratzer, die die Oberflächengüte mit der Zeit verschlechtern. Mit gehärteten Oberflächen kann dieses verhindert werden.

Der breite Steuerschlitz (7,8mm) führt zu erhöhter Leckage die durch Vergrößerung der Überdeckung (-> 0,015 mm) auf 0,4 l/min auf einen akzeptablen Wert reduziert werden konnte.

Durch Vergrößern des Schieberhubes (momentan 0,3 mm) könnte man die Breite des Steuerschlitzes verringern und dadurch die Überdeckungsverhältnisse beziehungsweise die Druckverstärkung und Durchflußverstärkung verbessern.

### 6.3.4 Anwendungsnaher Test des Gesamtsystems

Ein Piezo-Servoventil Muster sollte zum Abschluss des Vorhabens auf einem Ruderstellantrieb montiert und getestet werden.

Das Testprogramm besteht nur aus den wesentlichen Funktionsprüfungen wie z.B. Überprüfung der Stellgeschwindigkeit, Ansprechempfindlichkeit und das Fahren eines Frequenzgangs mit einem hydraulischen Stellantrieb.

Der Gesamtsystemtest (Ruderstellantrieb mit Piezo-Ventil) wurde nicht durchgeführt da der Ventilprototyp bei den vorangehenden Ventiltests keine reproduzierbaren Ergebnisse lieferte.

### **6.3.5 Zusammenfassung und Ausblick**

Das Ziel des Vorhabens die Technologie für ein in der Luftfahrt eingesetztes Piezo-Servoventil zu entwickeln und erste Systemtests damit durchzuführen ist nur in den einzelnen Teilaufgaben (Entwicklung von: Ansteuerelektronik, Hydraulischer Wegübersetzer, Piezostapel und Schiebergruppe mit Gehäuse) funktionell gelungen. Auf Gesamtsystemebene wurde in jedem Fall der Nachweis, daß mit dem gewählten Prinzip das gesteckte Ziel funktionell erreichbar ist, erbracht. Sieht man die Entwicklungszeiten der Konkurrenzprinzipien wie z.B. direktgesteuertes Ventil mit elektromagnetischen Wandlern so verwundert es nicht, daß das Ziel in einem Anlauf nicht erreicht wurde.

### **6.3.6 Ergebnisse Dritter mit Relevanz für das Vorhaben**

Es sind keine Ergebnisse Dritter mit Relevanz für das Vorhaben im Berichtszeitraum bekannt geworden.

### **6.3.7 Gemachte oder in Anspruch genommene Erfindungen**

Es wurden keine Schutzrechtsanmeldungen vorgenommen. Die Arbeiten basieren auf dem bekannten Stand der Technik.

### **6.3.8 Veröffentlichungen**

Es sind keine Veröffentlichungen seitens Liebherr-Aerospace vorgesehen.

*Verfasser: Dipl.-Ing. H. Schmid*