

ZL 2740

Aktor-Sensorverhalten von Piezoelementen

Michael Schugt

**Aktor-Sensorverhalten von  
Piezoelementen in  
Kfz-Diesel-Einspritzsystemen**

Michael Schugt

HTW-Bibliothek Dresden

126047



ISBN 3-8322-0636-1

**SHAKER**  
AG

03 2328 01

Berichte aus der Elektrotechnik

**Michael Schugt**

**Aktor-Sensorverhalten von Piezoelementen  
in Kfz-Diesel-Einspritzsystemen**

Shaker Verlag  
Aachen 2002

Die Deutsche Bibliothek - CIP-Einheitsaufnahme

Schugt, Michael:  
Aktor-Sensorverhalten von Piezoelementen in  
Kfz-Diesel-Einspritzsystemen / Michael Schugt.  
Aachen : Shaker, 2002  
(Berichte aus der Elektrotechnik)  
Zugl.: Bochum, Univ., Diss., 2001  
ISBN 3-8322-0636-1

Hochschule für Technik und  
Wirtschaft Dresden (FH)  
- Bibliothek/Tausch -

Copyright Shaker Verlag 2002

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen  
oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungs-  
anlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 3-8322-0636-1  
ISSN 0945-0718

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen  
Telefon: 02407 / 95 96 - 0 • Telefax: 02407 / 95 96 - 9  
Internet: www.shaker.de • eMail: info@shaker.de

**Aktor - Sensorverhalten von Piezo-  
Elementen in Kfz-Diesel-  
Einspritzsystemen**

**Dissertation**

zur Erlangung des Grades eines  
Doktor-Ingenieurs  
der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik  
an der Ruhr-Universität Bochum

von  
Michael Schugt  
aus Bochum

Bochum 2001

SCHRIFTENREIHE DES INSTITUTS FÜR ELEKTRONIK  
RUHR-UNIVERSITÄT BOCHUM  
HEFT NR. 011/1

*meinen Eltern gewidmet*

Dissertation eingereicht: 4. Juli 2001  
Tag der mündlichen Prüfung: 14. Dezember 2001  
Referent: Prof. Dr.-Ing. J. Melbert  
Koreferent: Prof. Dr.-Ing. H. Ermert

*Wo kämen wir hin, wenn jeder nur sagen würde  
"...wo kämen wir hin" - und keiner ginge, um zu sehen,  
wohin wir kämen, wenn wir gingen!*  
Kurt Marti

## Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung .....	1
2	Eigenschaften und Anwendung von Piezoaktoren .....	7
2.1	Physikalische Grundlagen .....	8
2.1.1	Piezoelektrizität .....	8
2.1.2	Pyroelektrischer Effekt .....	9
2.1.3	Ferroelektrizität .....	9
2.2	Piezokeramische Werkstoffe .....	10
2.2.1	Überblick .....	10
2.2.2	Funktionsprinzip .....	10
2.3	Elektromechanische Kopplung .....	13
2.3.1	Lineare Zustandsgleichungen .....	13
2.3.2	Großsignalverhalten von piezokeramischen Werkstoffen .....	15
2.4	Hochleistungs-Piezoaktoren für Kfz.-Anwendungen .....	19
2.4.1	Eigenschaften der verwendeten Piezoaktoren .....	19
2.4.2	Elektromechanische Kopplung .....	21
2.4.3	Anforderungen an die Komponenten des Versuchsstands .....	23
3	Ansteuerverfahren für Hochleistungs-Piezoaktoren .....	29
3.1	Anforderungen durch nichtlineares Verhalten der Piezoaktoren .....	29
3.1.1	Quasistatische Ansteuerung .....	29
3.1.2	Dynamische Ansteuerung .....	32
3.2	Anstreuerverstärker mit Stromquellenverhalten .....	34
3.2.1	Aufbau des Verstärkers .....	34
3.2.2	Dynamisches Verhalten .....	39
3.2.3	Zusammenfassung .....	46
3.3	Hybridverstärker .....	48
3.3.1	Schaltungsstruktur des Verstärkers .....	49
3.3.2	Funktionsprinzip .....	49
3.3.3	Zusammenfassung .....	53
4	Prüfstand zur dynamischen Untersuchung von Piezoaktoren .....	55
4.1	Anforderungen und Rahmenbedingungen .....	55
4.2	Mechanischer Aufbau .....	57
4.2.1	Konstruktion .....	57
4.2.2	Materialauswahl .....	59
4.3	Arbeitsbereich des Versuchsstands .....	60
4.4	Rechnergestütztes Messsystem .....	66
5	Modellbildung und Parameterbestimmung .....	75
5.1	Lineares Simulationsmodell .....	75
5.2	Arbeitspunktabhängige Modellparameter .....	83
5.2.1	Vorüberlegungen .....	83
5.2.2	Arbeitspunktabhängige Federparameter .....	83
5.2.3	Nichtlineare Kopplungskoeffizienten .....	91

5.3	Hysteresemodellierung .....	98
5.3.1	Vorüberlegungen.....	98
5.3.2	Modifiziertes Hysteresemodell nach Dahl und Wilder.....	100
5.3.3	Implementierung des DHM in das Gesamtmodell.....	103
5.4	Nichtlineares Simulationsmodell .....	106
5.4.1	Simulationsergebnisse .....	108
6	Detektionsverfahren an Piezoaktoren in Common-Rail-Einspritzsystemen .....	113
6.1	Common-Rail Diesel-Injektoren .....	114
6.1.1	Funktionsprinzip der eingesetzten Injektoren.....	114
6.1.2	Einspritz-Detektionsmöglichkeiten .....	116
6.2	Detektion mechanischer Größen .....	117
6.2.1	Grundlagen .....	117
6.2.2	Detektionsmodell.....	118
6.2.3	Experimentelle Überprüfung am Versuchsstand.....	124
6.3	Sensorlose Regelung der Aktorgrößen Kraft und Auslenkung .....	127
6.3.1	Vorüberlegungen.....	127
6.3.2	Reglerentwurf.....	128
6.3.3	Realisierung der sensorlosen Regelung .....	132
6.4	Messungen am Injektormessplatz .....	136
7	Zusammenfassung und Ausblick .....	139
8	Abkürzungen, Formelzeichen und Symbole .....	141
9	Literaturverzeichnis .....	147

## Kapitel 1

### Einleitung

Die niedrigen Verbrauchswerte und das gute Drehmoment-Drehzahlverhalten heutiger Dieselmotoren sind im Wesentlichen auf die verwendeten Kraftstoff-Einspritzsysteme zurückzuführen [88]. Common-Rail-Einspritzsysteme mit piezoelektrischem Antrieb eröffnen weiteres Potential, die Motoren bezüglich deren Abgas- und Geräuschemission zu optimieren. Hohe Stellkräfte bei kurzen Ansprechzeiten der Piezoaktoren ermöglichen eine präzise Kraftstoffdosierung bei höchsten Raildrücken im gesamten Motorkennfeld. Um die wesentlichen Freiheitsgrade von Common-Rail-Systemen für neue direkt einspritzende Dieselmotoren zu erläutern, werden zunächst die Hauptkomponenten und das Funktionsprinzip des Einspritzsystems vorgestellt:

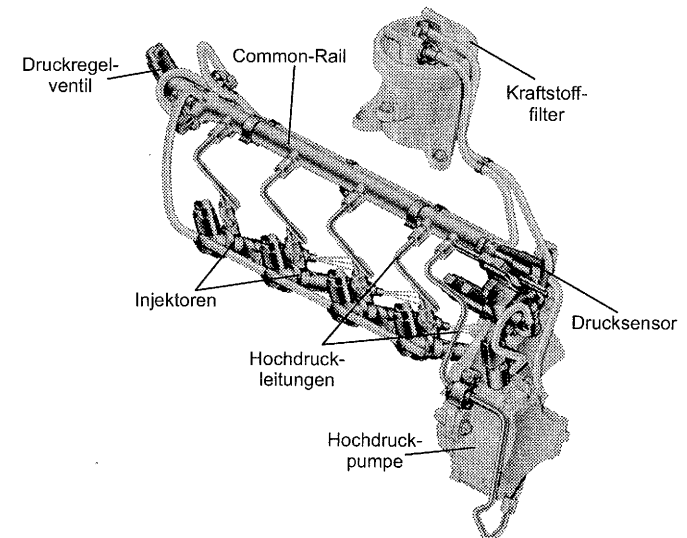


Abbildung 1.1: Hauptkomponenten eines Common-Rail-Einspritzsystems [28][39]

Der Dieseldieselfkraftstoff wird über den Kraftstofffilter von der Hochdruckpumpe angesaugt. Von dort gelangt der auf einen Hochdruck von bis zu 1500 bar verdichtete Kraftstoff über die Druckleitung zum Common-Rail. Das Rail dient als Druckspeicher, wobei der Raildruck über einen Regelkreis, gebildet aus Drucksensor und Druckregelventil, auf die vom Motorsteuergerät vorgegebenen Sollwerte ausgeregelt wird. Vom Rail aus gelangt der Kraftstoff zu den einzelnen Injektoren. Soll Kraftstoff in den Brennraum eingebracht werden, wird der entsprechende Injektor vom Motorsteuergerät elektrisch angesteuert und der Kraftstoff eingespritzt. Aus dem Funktionsprinzip des Common-Rail-Einspritzsystems ergeben sich im Wesentlichen drei im Motorkennfeld frei wählbare Parameter [50]:

- *Einspritzdruck*
- *Einspritzzeitpunkt*
- *Kraftstoffdosierung*

Damit bieten sich für die Motorenentwickler neue Freiheitsgrade, direkteinspritzende Dieselmotoren hinsichtlich deren Abgas- und Geräuschemissionen zu optimieren. Hier ist insbesondere die Möglichkeit der Mehrfacheinspritzungen im gesamten Drehzahlbereich des Motors zu nennen. Bei diesem Verfahren wird ein Einspritzvorgang auf drei Einzeleinspritzungen verteilt. Dies sind eine vorgelagerte Pilot- oder Voreinspritzung, die Haupteinspritzung sowie eine Nacheinspritzung [46][50][60].

Die Voreinspritzung mit extrem kleinen Einspritzmengen von 1,0 bis 1,5 mm<sup>3</sup> reduziert erheblich die Geräuschemission des Motors. Sie stellt die höchsten Anforderungen an die Injektoren, da schon bei einer Überdosierung der Voreinspritzmenge im Bereich > 2 mm<sup>3</sup> die Geräusch- und Schadstoffemission des Motors über das Niveau der Basis ohne Voreinspritzung hinaus geht. Die Ansteuerdauern der Injektoren liegen für Voreinspritzungen im Bereich von 100 µs und sind nur noch mit piezoelektrischem Antrieb zu realisieren.

Die Haupteinspritzung liefert die Kraftstoffmenge für den eigentlichen Verbrennungsvorgang. Auch hier erlauben Injektoren mit kurzen Ansprechzeiten präzisere Dosierungen und weitere Möglichkeiten zur Schadstoffreduktion des Verbrennungsprozesses. Geplant ist, die Haupteinspritzung in einem engen Kurbelwinkelfenster im Bereich um den oberen Totpunkt in zwei oder mehr Einzeleinspritzungen aufzuteilen. Dadurch kann die Rauchentwicklung der Dieselmotoren reduziert werden.

Durch die Nacheinspritzung kann positiv auf die bei Dieselmotoren störende Rußentwicklung eingewirkt werden, da der Ruß der Hauptverbrennung noch im Brennraum nachverbrannt wird.

Die geforderten schnellen Ansprechzeiten für Mehrfacheinspritzungen im gesamten Drehzahlbereich des Motors können nur noch von Injektoren mit piezoelektrischem Antrieb realisiert werden<sup>1</sup> [50]. Zum Einsatz kommen hier Hochleistungs-Multilayer-Piezoaktoren, die erst im letzten Jahr Serienreife für den Einsatz im Kfz erlangt haben [53].

Nachteilig ist, dass selbst Multilayer-Piezoaktoren nur kleine mechanische Auslenkungen liefern können. Dies erfordert zusätzliche Stellwegsverlängerungen und hydraulische Servokreise innerhalb der Injektoren, um den erforderlichen Hub des Steuerkolbens zum Öffnen des Ventils zu erreichen. In Abbildung 1.2 ist das Schnittbild eines Injektors dargestellt:

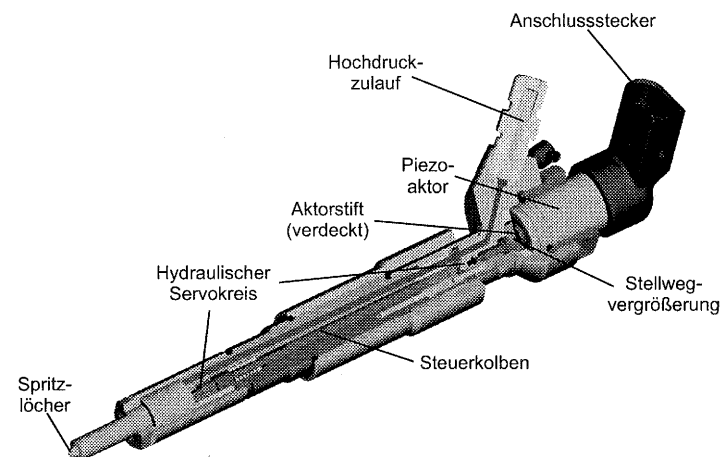


Abbildung 1.2: Piezo-Common-Rail-Injektor [4]

Wird der Piezoaktor elektrisch angesteuert, greift der Aktorstift über eine Stellwegverlängerung in einen hydraulischen Servokreis ein, der über den Steuerkolben die Spritzlöcher zur Einspritzung des Kraftstoffs freigibt (vgl. auch Kapitel 6.1.1).

In diesem mechatronischen System mit elektrischen Leistungen von mehreren kW, Stellkräften im kN-Bereich und Beschleunigungen bis zu 2000 g entstehen komplexe elektromechanische und hydraulische Wechselwirkungen. Da im realen Einsatz weder die Auslenkung des Piezoaktors oder die des hydraulischen Ventils noch die eigentlich interessierende eingebrachte Kraftstoffmenge zu beobachten sind, ist eine genaue Kenntnis des gesteuerten Verhaltens des

1. Die bisher verwendeten magnetventilgesteuerten Systeme können aufgrund der um den Faktor 4 größeren Ansprechzeiten nur in einem begrenzten Druck- und Drehzahlbereich eingesetzt werden.

Injektors unter allen Operationsbedingungen notwendig. Dies ist aufgrund der vielen Einflussfaktoren und der geforderten engen Toleranzen bei der Dosierung der Voreinspritzmenge ein Hauptproblem heutiger Injektoren. Problematisch ist dabei insbesondere, die Reproduzierbarkeit der kleinsten Voreinspritzmengen über die gesamte Lebensdauer - gefordert sind Werte  $> 10^9$  Zyklen - zu garantieren.

Mit dem Entwurf von piezobetriebenen Einspritzsystemen wird eine völlig neue Dimension von Piezoantrieben bezüglich der Antriebsleistung und der Bewegungsdynamik erschlossen. Es existieren keine Modellbeschreibungen der Piezoelemente für den hier vorliegenden Arbeitsbereich, womit eine Gesamtsimulation der elektromechanischen und hydraulischen Wechselwirkungen der Injektoren nicht möglich ist. Ebenso müssen neue elektronische Verstärkerkonzepte entwickelt werden.

An dieser Stelle setzt die vorliegende Arbeit an. Sie umfasst die Aktormodellierung, die elektronische Ansteuerung und neuartige Systeme, bei denen das Piezoelement gleichzeitig als Aktor und Sensor verwendet wird.

Zunächst werden in Kapitel 2 die Grundlagen zum piezoelektrischen Effekt sowie die zu erwartenden Nichtlinearitäten bei Großsignalansteuerung der eingesetzten piezokeramischen Werkstoffe eingeführt. Anschließend wird der Aufbau der verwendeten Multilayer-Piezoaktoren vorgestellt und eine Abschätzung deren Kennwerte unter Berücksichtigung der Einsatzbedingungen im Injektor vorgenommen.

Kapitel 3 behandelt allgemein die Anforderungen an die Verstärker zur dynamischen Großsignalansteuerung der Piezoaktoren unter Berücksichtigung der elektromechanischen Wechselwirkungen. Es werden zwei Verstärker vorgestellt und bewertet, die eine Pulsansteuerung der Aktoren ohne die Anregung unerwünschter mechanischer Transienten garantieren.

Um systematische Untersuchungen zur Charakterisierung der eingesetzten Aktoren unter realen Einsatzbedingungen durchführen zu können, wird in Kapitel 4 ein Versuchsstand beschrieben, der die Erfassung der elektrischen und mechanischen Aktorgrößen im dynamischen Betrieb ermöglicht. Als weitere Anwendung des Versuchsstandes wird die Nachbildung der Bewegungsvorgänge eines Common-Rail-Injektors vorgestellt. Damit können Untersuchungen zu den elektromechanischen Wechselwirkungen der Aktoren unter realen Lastbedingungen im Injektor durchgeführt werden.

In Kapitel 5 wird zunächst ein lineares Piezomodell eingeführt, welches nur auf mechanischen Ersatzgrößen basiert. Durch die sukzessive Erweiterung um arbeitspunktabhängige Modellparameter wird ein neues nichtlineares Simulationsmodell entwickelt, das die elektromechanischen Wechselwirkungen der Piezoaktoren im gesamten Arbeitsbereich nachbildet.

Abschließend werden Simulationsergebnisse mit Messwerten verglichen und bewertet.

Die Möglichkeit, eine Einspritzbewertung nur aus den elektrischen Signalen der Piezoaktoren vorzunehmen, ist Gegenstand der Untersuchungen in Kapitel 6. Zunächst wird dazu das Funktionsprinzip der Injektoren erläutert, die von den untersuchten Piezoaktoren angetrieben werden. Anhand der Teilnachbildung der Einspritzvorgänge eines Common-Rail-Injektors am Versuchsstand erfolgt der Nachweis, dass mechanische Aktorgrößen mit Hilfe eines entwickelten Detektionsmodells aus den elektrischen Ansteuersignalen bei realer Signaldynamik detektiert werden können. Darauf basierend wird eine sensorlose, adaptive Regelung der mechanischen Aktorgrößen beschrieben, die es erlaubt, die Ansteuerung der Aktoren den jeweiligen Lastverhältnissen anzupassen.

Kapitel 7 fasst die Ergebnisse dieser Arbeit zusammen und gibt einen Ausblick auf zukünftige Ansteuerkonzepte von Injektoren mit piezoelektrischem Antrieb.

## Kapitel 2

### Eigenschaften und Anwendung von Piezoaktoren

Die Wirkungsweise piezoelektrischer Materialien beruht darauf, mechanische Energie in elektrische zu transformieren und umgekehrt. Seit vielen Jahren wird diese elektromechanische Wechselwirkung bei Wandlern z.B. im Bereich der Akustik und Ultraschall Diagnostik genutzt. Weitere serienreife Aktoren finden Anwendung in verschiedensten Stellantrieben zur Feinpositionierung von mechanischen Systemen, bei Druckern sowie in der Lasertechnik [36][79].

Gegenstand dieser Arbeit sind Piezoaktoren, die zur schnellen Ansteuerung von Einspritzventilen im Kfz-Bereich eingesetzt werden. Obwohl dies seit vielen Jahren ein Schwerpunkt industrieller Forschung ist, erreichen die ersten Aktoren erst jetzt Serienreife und eröffnen völlig neue Möglichkeiten zur Optimierung von Einspritzvorgängen sowohl bei Diesel- als auch bei Benzin- Direkteinspritzungen [53]. Gleichzeitig ergeben sich aber neue Fragestellungen zur Handhabung dieser Aktoren, da sich die Anforderungen an die beteiligten elektrischen und mechanischen Komponenten aufgrund der hohen Dynamik der Aktoren grundlegend von den bereits bekannten Anforderungen unterscheiden.

Zur Konstruktion dieser Hochleistungsaktoren werden Blei-Zirkonat-Titanat-Keramiken (PZT-Keramiken) als piezoelektrische Werkstoffe verwendet. In diesem Kapitel werden die physikalischen Eigenschaften, der Kristallaufbau sowie auftretende Domänenprozesse zum Verständnis der Funktionsweise dieser piezokeramischen Werkstoffe dargestellt und erläutert. Nach der Einführung der linearen Zustandsgleichungen zur prinzipiellen Beschreibung der elektromechanischen Wechselwirkungen erfolgt ein Ausblick auf die zu erwartenden Nichtlinearitäten für den Großsignalbetrieb der Aktoren. Abschließend wird der Aufbau der in dieser Arbeit untersuchten Vielschichtaktoren vorgestellt und eine Abschätzung der Randbedingungen zum Aufbau eines Messplatzes zur Aktorcharakterisierung vorgenommen.

## 2.1 Physikalische Grundlagen

### 2.1.1 Piezoelektrizität

Unter Piezoelektrizität versteht man eine elektromechanische Wechselwirkung zwischen dem mechanischen und dem elektrischen Zustand in Kristallen ohne Symmetriezentrum. Von den 32 in der phänomenologischen Kristallphysik bekannten Kristallklassen besitzen 21 eine polare Achse<sup>2</sup> und erfüllen damit die Forderung eines fehlenden Symmetriezentrums, 20 von ihnen zeigen piezoelektrisches Verhalten [32][75].

Wirkt auf einen piezoelektrischen Körper eine äußere mechanische Spannung ein, ruft die sich ergebende Deformation eine Änderung der Polarisation  $\mathbf{P}$  hervor. Infolgedessen wird an der Oberfläche des Körpers eine elektrische Ladung  $Q$  induziert, messbar als elektrische Spannung  $U$  an den äußeren Elektroden des Körpers. Dieses Verhalten wird als „direkter piezoelektrischer Effekt“ bezeichnet. Das Auftreten innerer mechanischer Spannungen aufgrund eines über die äußeren Elektroden eingebrachten elektrischen Feldes und der damit verbundenen mechanischen Deformation wird als „reziproker piezoelektrischer Effekt“ bezeichnet. Prinzipiell sind beide Effekte in Abbildung 2.1 dargestellt:

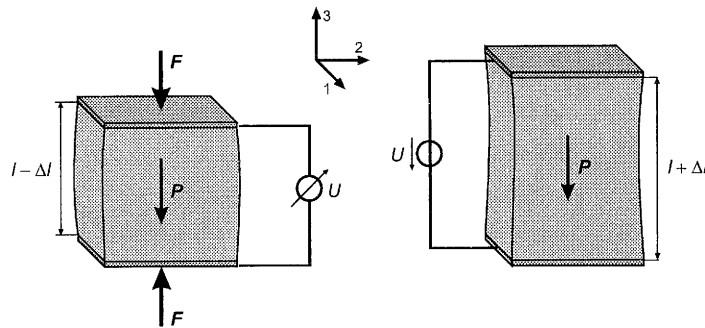


Abbildung 2.1: Direkter und reziproker piezoelektrischer Effekt einer polarisierten PZT-Keramik Probe (geometrische Ausdehnung stark überhöht)

Der direkte piezoelektrische Effekt wurde von den Brüdern Jaques und Pierre Curie bereits 1880 an natürlich vorkommenden Turmalinkristallen entdeckt und als Polarelektrizität<sup>3</sup> bezeichnet. Später fanden sie denselben Effekt an Quarz und weiteren Kristallen ohne Symmetriezentrum.

2. Bei Kristallen mit polaren Achsen sind die Zentren der negativen und positiven Ladung innerhalb des Kristalls gegeneinander verschoben.
3. Die heute übliche Beschreibung „piezoelektrischer Effekt“ wurde von Hankel 1881 vorgeschlagen.

Den reziproken piezoelektrischen Effekt wiesen die Gebrüder Curie experimentell ein Jahr später nach und bestätigten damit die thermodynamischen Berechnungen von Lippmann [75].

### 2.1.2 Pyroelektrischer Effekt

Eine Untergruppe der Kristallklassen ohne Symmetriezentrum bilden die zehn polaren Kristallklassen mit singulären polaren Richtungen. Diese besitzen eine spontane elektrische Polarisation. Ihre Änderung durch eine mechanische Wirkung führt zum piezoelektrischen Effekt. Da die Änderung der spontanen Polarisation zusätzlich von der Temperatur abhängig ist, wird dieses Verhalten als „pyroelektrischer Effekt“<sup>4</sup> bezeichnet.

Der reziproke Effekt, bei dem eine Änderung der elektrischen Polarisation durch ein äußeres elektrisches Feld von einer Temperaturänderung begleitet wird, heißt „elektrokalischer Effekt“.

### 2.1.3 Ferroelektrizität

Pyroelektrische Kristalle mit ferroelektrischen Eigenschaften bilden die Untergruppe der Ferroelektrika. Hierbei handelt es sich um Pyroelektrika, deren spontane Polarisation durch ein äußeres elektrisches Feld in eine andere stabile Lage ausgelenkt oder umgepolt werden kann. Die Pyroelektrizität des Kristalls ist dabei eine notwendige, aber noch keine hinreichende Voraussetzung für die Ferroelektrizität. In einem nicht-ferroelektrischen pyroelektrischen Kristall wäre zu einer Richtungsänderung der spontanen Polarisation eine wesentliche Umgruppierung des Kristallgitters erforderlich, was hohe elektrische Feldstärken voraussetzt. Diese Feldstärken werden jedoch nicht erreicht werden, da vorher ein elektrischer Durchbruch im Kristall erfolgt, der zur Zerstörung des Kristallgitters führt.

Die Bezeichnung „Ferroelektrizität“ leitet sich von der formalen Analogie zwischen den ferroelektrischen und den ferromagnetischen Eigenschaften, insbesondere den Hystereseschleifen, her. Weitere charakteristische Eigenschaften von Ferroelektrika sind ein Maximum der Dielektrizitätszahl als Folge des Auftretens der spontanen Polarisation bei der Curie-Temperatur und, ein für das phänomenologische Verhalten von Piezoaktoren besonders wichtiger Effekt, die Bildung von Domänen als Bereiche einheitlicher Richtung der spontanen Polarisation.

Die zur Konstruktion von Hochleistungs-Piezoaktoren eingesetzten PZT-Keramiken zeigen ferroelektrisches Verhalten und gehören somit zur Stoffgruppe der Ferroelektrika. Daraus folgen einige Besonderheiten des phänomenologischen Verhaltens der Piezoaktoren.

4. Das Wort „pyro“ bedeutet im Griechischen „Feuer“.

Im nächsten Kapitel wird der piezoelektrische Effekt in ferroelektrischen PZT-Keramiken beschrieben und anhand der physikalischen Zusammenhänge das phänomenologische Verhalten der aus diesem Werkstoff gefertigten Piezoaktoren erläutert.

## 2.2 Piezokeramische Werkstoffe

### 2.2.1 Überblick

Die Entwicklung leistungsfähiger piezoelektrischer Aktoren ist mit den bekannten einkristallinen piezoelektrischen Werkstoffen aufgrund der geringen elektromechanischen Wechselwirkung nicht möglich. Typische technische Anwendungen piezoelektrischer Materialien waren daher zunächst Oszillatoren, Filter und Sensoren, die meist auf Quarz oder Seignettesalz als piezoelektrische Werkstoffe basieren.

Die Entdeckung, dass die ungewöhnlich hohe Dielektrizitätszahl bestimmter Keramiken auf der Ferroelektrizität beruht, führte in den vierziger Jahren zu Untersuchungen des piezoelektrischen Verhaltens von Barium-Titanat-Einkristallen. Dies zusammen mit der 1946 von Gray entdeckten Möglichkeit, Keramiken nachträglich zu polarisieren, bilden die Grundlage für die heute fast ausschließliche Verwendung von Blei-Zirkonat-Titanat-Mischkeramiken in Piezoaktoren [36]. Ihre entscheidenden Vorteile gegenüber einkristallinen Stoffen liegen im hohen elektromechanischen Kopplungsfaktor, der hohen Curie-Temperatur, der einfachen und fast beliebigen Formgebung sowie der Möglichkeit, die Eigenschaften der Keramik durch die Wahl der Zusatzstoffe auf bestimmte Anwendungen abzustimmen [35].

### 2.2.2 Funktionsprinzip

Betrachtet man PZT-Keramiken im für technische Anwendungen relevanten Temperaturbereich unterhalb der Curie-Temperatur<sup>5</sup>  $\vartheta_C$ , verhalten sich diese ferroelektrisch. Oberhalb der Curie-Temperatur zeigen die Keramiken ein paraelektrisches Verhalten. Sie weisen hier keine Polarisation mehr auf und verlieren ihre piezoelektrischen Eigenschaften.

In Abbildung 2.2 ist die Kristallstruktur von PZT-Keramiken für unterschiedliche Temperaturbereiche dargestellt [77]:

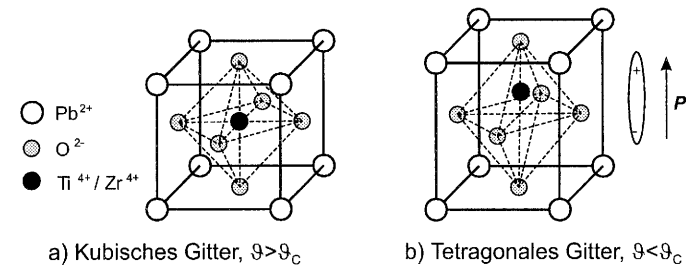


Abbildung 2.2: Perowskit-Kristallstruktur von  $\text{Pb}[\text{ZrTi}]\text{O}_3$

Die kristalline Struktur der Piezokeramiken entspricht der des Perowskit [83]. Oberhalb der Curie-Temperatur bilden die  $\text{Pb}^{2+}$ -Ionen ein kubisches Gitter mit einem raumzentrierten  $\text{Zr}^{4+}$ - bzw.  $\text{Ti}^{4+}$ -Ion. Die  $\text{O}^{2-}$ -Ionen besetzen die Flächen der in Abbildung 2.2a dargestellten Elementarzelle. Die drei auftretenden kristallinen Achsen sind gleich lang und alle Winkel zwischen den Achsen betragen  $90^\circ$ . In diesem Zustand ist der Kristall elektrisch ausbalanciert und es existiert keine elektrische Polarisation im Kristall.

Unterhalb der Curie-Temperatur tritt aus energetischen Gründen eine spontane Verschiebung des raumzentrierten  $\text{Zr}^{4+}$ - bzw.  $\text{Ti}^{4+}$ -Ions auf [32]. Dies bedingt eine Änderung der Kristallstruktur von kubisch zu rhomboedrisch oder tetragonal, je nach Zirkon/Titan-Verhältnis. In Abbildung 2.2b wird dies am Beispiel einer tetragonalen Kristallstruktur gezeigt. Es ist zu erkennen, dass die Kristallachse<sup>6</sup>, auf der die Verschiebung des Zr/Ti stattgefunden hat, länger als die beiden anderen Achsen ist. Als Folge dieser Gitterverschiebung fallen die Ladungsschwerpunkte des Kristalls nicht mehr zusammen und es entsteht ein elektrischer Dipol. Da alle sechs möglichen Positionen des Zr/Ti-Ions energetisch äquivalent sind, gibt es keine Vorzugsrichtung für die Verschiebung des Ions, womit die Orientierung der Polarisation einzelner Elementarzellen auf den drei möglichen Polarisationsachsen zufällig verteilt ist. Durch Anlegen eines elektrischen Feldes kann aber eine Vorzugsrichtung der Polarisation erzwungen werden. Das Zr/Ti-Ion schiebt sich dabei in Richtung des elektrischen Feldes. Da es sich um einen ferroelektrischen Werkstoff handelt, bleibt die erzwungene Vorzugsrichtung auch nach Abschalten des Feldes stabil erhalten [77].

Aus makroskopischer Sicht besteht eine PZT-Keramik aus vielen einzelnen Kristalliten (Körnern), die wiederum aus den beschriebenen Elementarzellen bestehen. In Abbildung 2.3 wird eine schematische makroskopische Darstellung einer PZT-Keramik gezeigt. Innerhalb der Kristallite kommt es bei Abkühlung des Materials unter die Curie-Temperatur durch die gegen-

5. Die Curie-Temperatur gängiger PZT-Keramiken liegt je nach Mischungsverhältnis der einzelnen Komponenten zwischen  $200^\circ\text{C}$  und  $400^\circ\text{C}$ .

6. Diese Achse wird als Polarisationsachse bezeichnet.

seitige Beeinflussung der Elementarzellen zu abgegrenzten Gebieten gleicher Polarisation. Diese werden als Domänen oder, in Analogie zum Ferromagnetismus, als Weißsche Bezirke bezeichnet [66]. Da die Orientierung der Polarisation der einzelnen Domänen im ursprünglichen Zustand nach der spontanen Polarisation zufällig über das keramische Werkstück verteilt ist, heben sich deren Wirkungen integral über das Werkstück gesehen auf. Die Keramik ist im unpolarisierten Zustand (vgl. Abbildung 2.3a).

Wirkt ein elektrisches Feld auf die unpolarisierte Keramik, bewirkt dies eine Orientierung der Polarisation der Domänen in Richtung des anliegenden elektrischen Feldes. Hierbei können günstig ausgerichtete Domänen auf Kosten anderer wachsen oder ursprünglich spontan polarisierte drehen sich in Richtung des Feldes. Als Resultat dieses Vorgangs ergibt sich zum einen eine makroskopische Polarisation, zum anderen eine Dehnung  $S_E$  der PZT-Keramik in Wirkrichtung des elektrischen Feldes.

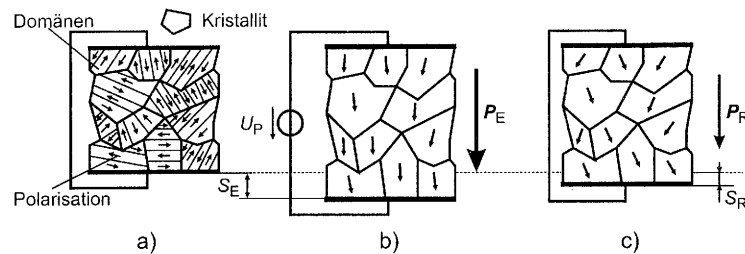


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung des Polarisierungsprozesses einer PZT-Keramik: a) unpolarisiert, b) unter Einfluss eines elektrischen Feldes, c) polarisiert

Nach Abschalten des elektrischen Feldes kehren nicht alle Domänen in den Originalzustand vor der Polarisation zurück. Auf kristalliner Ebene klappen durch Wechselwirkungen zwischen den benachbarten Domänen einige Zr/Ti-Ionen um  $90^\circ$  auf eine benachbarte kristalline Achse. Makroskopisch betrachtet verbleibt die PZT-Keramik in einem Zustand integraler remanenter Polarisation  $P_R$ . Als Resultat hieraus ist eine remanente Dehnung  $S_R$  der PZT-Keramik zu beobachten (vgl. Abbildung 2.3c). Da in der PZT-Keramik nach diesem Polarisierungsvorgang eine Haupt-Polarisationsrichtung vorliegt, ist sowohl das piezoelektrische Verhalten als auch das dielektrische Verhalten der Keramik richtungsabhängig. Je nach Einsatzgebiet der Piezokeramik kann also bei deren Herstellung die gewünschte Vorzugsrichtung eingestellt werden [18][36].

Eine in dieser Form polarisierte Keramik besitzt nun piezoelektrisches Verhalten. Sowohl der direkte als auch der reziproke piezoelektrische Effekt kann ausgenutzt werden. Wird die

polarisierte PZT-Keramik z.B. als Aktorwerkstoff eingesetzt, nutzt man die elektromechanische Kopplung derart, dass ein elektrisches Feld in Polarisationsrichtung der Keramik angelegt wird und somit die gewünschte Längenänderung in Feldrichtung generiert wird. Nach Abschalten des elektrischen Feldes kehrt die PZT-Keramik zu ihrer ursprünglichen Länge zurück.

## 2.3 Elektromechanische Kopplung

In diesem Abschnitt wird allgemein das lineare elektromechanische Verhalten von piezoelektrischen Werkstoffen unter der Annahme isothermer Zustandsänderungen abgeleitet. Anschließend wird der Gültigkeitsbereich der abgeleiteten Beziehungen festgelegt und ein Ausblick auf die zu erwartenden Nichtlinearitäten beim Einsatz der Werkstoffe in Piezoaktoren gegeben.

### 2.3.1 Lineare Zustandsgleichungen

Der Zustand eines piezoelektrischen Werkstoffs bezüglich der interessierenden elektromechanischen Wechselwirkungen ist durch die Angabe je einer thermischen, elektrischen und elastischen Zustandsgröße bestimmt [75]. Die Herleitung der linearen Zustandsgleichungen soll nun zielgerichtet so vorgenommen werden, dass neben der Temperatur  $\vartheta$  die Vektorkoordinaten der elektrischen Feldstärke  $E_n$  und die Koordinaten des Spannungstensors  $T_i$  als unabhängige Zustandsgrößen angenommen werden<sup>7</sup>. Diese Wahl der Dreiergruppe der unabhängigen Größen wird durch das Gibbsche thermodynamische Potential  $G$  definiert. Das totale Differential des Potentials lautet [32]:

$$dG = -\sigma \cdot d\vartheta - S_i \cdot dT_i - D_n \cdot dE_n \quad (2.1)$$

mit: Entropie  $\sigma$ , elektrische Flussdichte  $D_n$ , mechanische Dehnung  $S_i$  als abhängige Variablen.

Zusätzlich definieren die partiellen Ableitungen der abhängigen Variablen nach den unabhängigen Variablen die Materialkonstanten. Zur Vereinfachung wird im folgenden nur noch der interessierende isotherme Zustand ( $\Delta\vartheta = 0$ ) betrachtet (die bei der Ableitung konstant gehaltenen Größen sind hochgestellt):

7. Die Wahl gerade dieser Dreiergruppe als unabhängige Variablen ist für die nachfolgenden Kapitel zwingend, da dies dem experimentellen Aufbau angepasst ist.

$$\begin{aligned}
 s_{ij}^E &= \left[ \frac{\partial S_i}{\partial T_j} \right]_E \\
 \varepsilon_{nm}^T &= \left[ \frac{\partial D_n}{\partial E_m} \right]_T \\
 d_{in} &= \left[ \frac{\partial S_i}{\partial E_n} \right]_T = \left[ \frac{\partial D_n}{\partial T_i} \right]_E
 \end{aligned} \tag{2.2}$$

mit:

$s_{ij}^E$ : Elastizitätskoeffizient, beschreibt das elastische Verhalten des Piezowerkstoffes bei konstantem elektrischen Feld;

$\varepsilon_{nm}^T$ : Dielektrizitätszahl, verknüpft die elektrische Feldstärke mit der elektrischen Flussdichte bei konstanter mechanischer Spannung;

$d_{in}$ : Piezoelektrischer Koeffizient, gültig für den direkten und indirekten piezoelektrischen Effekt.

Mit den Koeffizienten  $s_{ij}^E$  und  $\varepsilon_{nm}^T$  werden die Haupteffekte mechanisch-elastischer und elektrostatischer Art beschrieben. Der piezoelektrische Koeffizient<sup>8</sup>  $d_{in}$  beschreibt die elektromechanische Kopplung als wesentliches Merkmal eines piezoelektrischen Materials. An dieser Stelle sei angemerkt, dass jede andere Wahl der Dreiergruppe der unabhängigen Zustandsgrößen zur Definition anderer Materialkonstanten führt. Die hier vorgenommene Auswahl entspricht der üblichen Darstellung bezüglich der Spezifikation von piezoelektrischen Materialien.

Durch partielle Differentiation des Gibbschen Potentials  $G$  nach den abhängigen Größen ergeben sich mit den dargestellten Materialkoeffizienten die folgenden linearen Zustandsgleichungen für den isothermen Zustand:

$$S_i = s_{ij}^E \cdot T_j + d_{ni} \cdot E_n \tag{2.3}$$

$$D_n = d_{ni} \cdot T_i + \varepsilon_{nm}^T \cdot E_m. \tag{2.4}$$

Die elektrische Feldstärke  $\mathbf{E}$  sowie die elektrische Flussdichte  $\mathbf{D}$  sind hier dreidimensionale Vektoren. Die mechanische Spannung  $\mathbf{T}$  und die Dehnung  $\mathbf{S}$  werden aus Tensoren zweiter Stufe gebildet. Hierbei beschreiben je drei Koordinaten die Normalbeanspruchung auf Druck bzw. Zug, die sechs weiteren Tensorkoordinaten kennzeichnen die Scherbeanspruchung.

8.  $d_{ni}$  wird auch als piezoelektrisches Ladungsmodul bezeichnet.

Aus Symmetriegründen genügen hier jedoch drei Koordinaten, weshalb die eigentlich notwendige Doppelindizierung durch eine Einfachindizierung mit  $i, j = 1 \dots 6$  ersetzt wird. Die ersten drei Indizes geben hier die Richtung der Normalbeanspruchung an, die verbleibenden Indizes die Richtung der Scherung [66][68].

Zu beachten ist, dass die Gleichungen (2.3) und (2.4) das Kleinsignalverhalten der elektromechanischen Wechselwirkung eines piezoelektrischen Werkstoffes beschreiben. Die eingeführten Materialkonstanten werden von den Keramikerstellern mittels standardisierten Prüfverfahren ermittelt [31]. Problematisch ist, dass der Arbeitsbereich der Keramiken in den hier vorliegenden Hochleistungsaktoren weit außerhalb der Prüfbereiche liegt. Die Definition der Materialkonstanten  $s_{ij}^E$  bei konstanter elektrischer Feldstärke  $\mathbf{E}$ , bzw. die Definition von  $\varepsilon_{nm}^T$  bei konstanter mechanischer Spannung  $\mathbf{T}$  ist zudem für den Aktorbetrieb nur eingeschränkt sinnvoll, da sich hier sowohl die mechanischen als auch die elektrischen Zustandsgrößen gleichzeitig ändern. Die Modellierung der Aktoren allein auf der Basis der dargestellten Zustandsgleichungen kann demnach nur für einen stark eingeschränkten Aussteuerbereich zufriedenstellende Ergebnisse liefern.

Um das Verhalten der Aktoren über den gesamten Arbeitsbereich beschreiben zu können, muss zusätzlich das Großsignalverhalten der Piezokeramiken bekannt sein, da hier erhebliche Abweichungen vom linearen elektromechanischen Verhalten zu erwarten sind.

### 2.3.2 Großsignalverhalten von piezokeramischen Werkstoffen

Die in Kapitel 2.3.1 eingeführten linearen Zustandsgleichungen beschreiben das Verhalten der eingesetzten Piezokeramiken nur für kleine Zustandsänderungen um einen festen Arbeitspunkt. Um das Verhalten der Piezokeramiken für die hier vorliegende dynamische Großsignalansteuerung der verwendeten Hochleistungsaktoren beschreiben zu können, sind im Wesentlichen folgende nichtlineare Effekte zu berücksichtigen.<sup>9</sup>

- Ferroelektrische Hysterese
- Sättigungseffekte und Elektrostriktion
- Arbeitspunktabhängige Steifigkeit
- Kriecheffekte.

9. Es wird weiterhin der isotherme Zustand vorausgesetzt.

Nachfolgend wird der physikalische Hintergrund der angeführten Effekte erläutert. Die sich aus den physikalischen Eigenschaften ergebenden Einschränkungen des Arbeitsbereichs von keramischen Aktoren werden dabei aufgezeigt.

**Ferroelektrische Hysterese**

Da piezokeramische Werkstoffe ferroelektrisches Verhalten aufweisen, müssen für die Betrachtung des Großsignalverhaltens solcher Aktorwerkstoffe die Hystereserscheinungen berücksichtigt werden. Hieraus ergeben sich gleichzeitig Einschränkungen für den zulässigen Einsatzbereich der Werkstoffe.

Das polarisierende elektrische Feld  $E$  und die Polarisation  $P$  eines ferroelektrischen piezokeramischen Werkstoffs sind durch die folgende Gleichung miteinander verknüpft [11][12][83]:

$$D = \epsilon_0 \cdot E + P(E) \tag{2.5}$$

mit  $\epsilon_0$ : Dielektrizitätskonstante;  $D$ : Verschiebungsdichte.

Die Polarisation  $P$  ist wiederum eine Funktion der elektrischen Feldstärke und zeigt die von den Ferromagnetika bekannten Hystereserscheinungen. In Abbildung 2.4 ist qualitativ die Abhängigkeit der Polarisation von der elektrischen Feldstärke sowie die für ferroelektrische Keramiken typische Schmetterlingskurve der feldstärkeabhängigen Dehnung  $S$  dargestellt [66]:

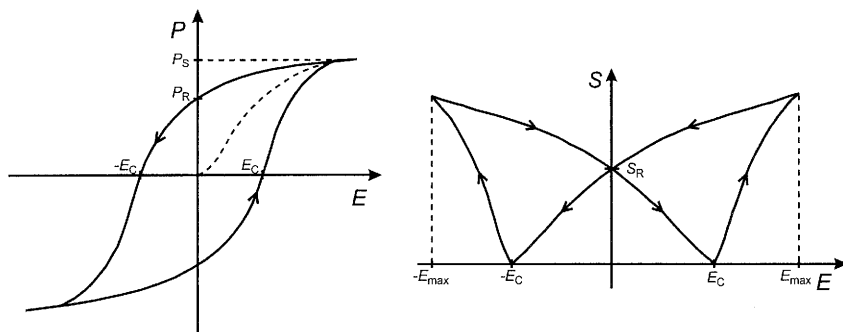


Abbildung 2.4: Hysteresebefahetete Beziehung zwischen der Polarisation einer PZT-Keramik und dem elektrischen Feld und die sog. Schmetterlingskurve der feldstärkeabhängigen Dehnung. ( $E_C$ : Koerzitivfeldstärke,  $P_S$ : Sättigungspolarisation,  $P_R$ : Remanente Polarisation,  $S_R$ : Remanente Dehnung)

Die dargestellten Kurven zeigen die Möglichkeit, polarisierte PZT-Keramiken durch die Einwirkung von hohen elektrischen Feldstärken umzupolarisieren. Bei der Koerzitivfeldstärke  $E_C$  dreht sich die Richtung der Polarisation einzelner Domänen um  $180^\circ$ . Wie in Kapitel 2.2.2 erläutert wurde, ist dies aufgrund der ferroelektrischen Eigenschaften der Keramiken ebenfalls ein stabiler Zustand, so dass nach Wegnahme des elektrischen Feldes die neue Polarisationsrichtung der Domänen erhalten bleibt oder lediglich um  $90^\circ$  zurückklappt.

Werden Piezokeramiken als Aktorwerkstoff eingesetzt, wird die  $180^\circ$ -Umpolarisierung der Domänen jedoch vermieden, da hierdurch hohe Verlustleistungen in der Keramik auftreten. Die Aktoren werden unipolar betrieben. Die gewünschte Längenänderung ergibt sich durch das Anlegen eines elektrischen Feldes in Polarisationsrichtung. Daraus folgt, dass die in Abbildung 2.4 gezeigten Kurven für den Aktorbetrieb nicht vollständig durchlaufen werden, sondern nur, ausgehend von der remanenten Polarisation bzw. Dehnung, in einem Quadranten. Zur Verdeutlichung der Funktionsweise ist in Abbildung 2.5 qualitativ die feldstärkeabhängige Dehnung eines polarisierten piezokeramischen Elements bei unipolarer Ansteuerung dargestellt:

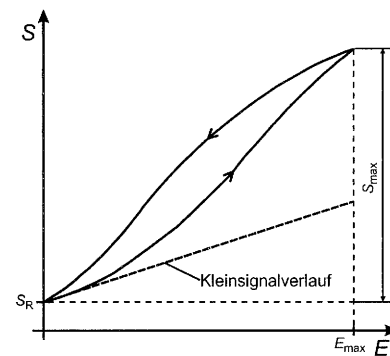


Abbildung 2.5: Arbeitsbereich eines polarisierten piezokeramischen Elements im Aktorbetrieb bei unipolarer Ansteuerung im Großsignalbetrieb.

Ausgehend von der remanenten Dehnung  $S_R$  dehnt sich das piezokeramische Element bei steigender elektrischer Feldstärke aus. Es zeigt sich bei Zurücknahme der elektrischen Feldstärke die typische Dehnungs-Feldstärke-Hysterese piezokeramischer Elemente [77]. Dieser Effekt und der eingeschränkte Arbeitsbereich ist bei der Modellierung des Verhaltens von piezokeramischen Aktoren zu berücksichtigen.

Eine weitere Einschränkung des Arbeitsbereiches ergibt sich dadurch, dass neben den beschriebenen elektrisch induzierten Domänenprozessen auch mechanisch induzierte Domä-

nenprozesse auftreten. Ein häufig auftretender Effekt bei Piezokeramiken ist z.B. eine mechanisch induzierte Depolarisation der Keramikelemente in Druckrichtung bei zu hoher mechanischer Belastung [68].

#### *Elektrostriktion und Sättigungseffekt*

Neben der beschriebenen ferroelektrischen Hysterese treten die Elektrostriktion und der Sättigungseffekt auf [48][51][75]. Als Elektrostriktion bezeichnet man den elektromechanischen Effekt, bei dem die mittels eines elektrischen Feldes induzierte Polarisation eines Dielektrikums zu einer Dehnung führt, die dem Quadrat der Polarisation proportional ist. Für eine eindimensionale Betrachtungsweise gilt:

$$S_{ES} = q \cdot P_i^2 \quad (2.6)$$

mit  $S_{ES}$ : Elektrostriktion,  $q$ : Elektrostriktionskoeffizient,  $P_i$ : induzierte Polarisation.

Bei dreidimensionaler Betrachtungsweise stellen die Elektrostriktionskoeffizienten einen Tensor vierter Stufe dar. Zur Modellierung des Verhaltens eines keramischen Piezoelements im Großsignalbetrieb, also bei hohen elektrischen Feldstärken, muss zusätzlich zum linearen piezoelektrischen Term des Dehnungstensors  $S$  aus Gleichung (2.3) ein nichtlinearer Anteil, resultierend aus der Elektrostriktion, berücksichtigt werden.

Der auftretende Sättigungseffekt kann für eine eindimensionale Betrachtung am Beispiel der feldstärkeabhängigen Dehnung in Abbildung 2.5 erläutert werden. Die Anfangssteigung der Kennlinie entspricht dem konstanten piezoelektrischen Koeffizienten aus Gleichung (2.2). Bei ansteigender elektrischer Feldstärke klappen zunächst die am leichtesten zu drehenden Domänen in Richtung des elektrischen Feldes. Die daraus resultierende Polarisation verstärkt diesen Effekt, womit eine Progression der Kennlinie bei weiter steigender Feldstärke entsteht. Die Kennlinie gerät schließlich in Sättigung, wenn die Polarisation des keramischen Piezoelements in den Bereich der Sättigungspolarisation gelangt. Dieser nichtlineare Effekt muss ebenfalls zur Modellierung des Großsignalverhaltens eines piezokeramischen Aktors berücksichtigt werden [48].

#### *Arbeitspunktabhängige Steifigkeit*

Für den hier vorliegenden Arbeitsbereich der Keramiken, insbesondere durch die Kombination der Großsignalaussteuerung mit hohen Stellkräften, muss die arbeitspunktabhängige Steifigkeit der verwendeten Piezokeramiken untersucht und beschrieben werden. Hier weisen erste Veröffentlichungen darauf hin, dass die Ansteuerungsspannung einen hohen Einfluss auf die Steifigkeit

von Piezokeramiken besitzt und daher die Berücksichtigung dieses Effektes wichtig für eine exakte Modellierung des elektromechanischen Verhaltens ist [26].

#### *Kriecheffekte*

Das Relaxations- oder Kriechverhalten von PZT-Keramiken wird in der Literatur auf unterschiedliche Domänenschaltprozesse zurückgeführt [47][48][68]. Beschrieben werden hier vorwiegend Kriecheffekte bezüglich der Auslenkung der Aktoren mit Zeitkonstanten im Sekunden-Bereich. Für die in dieser Arbeit vorliegende dynamische Einzelpulsansteuerung der Aktoren sind dagegen schnelle Domänenprozesse im Bereich weniger 10  $\mu$ s interessant, die auch für die Materialhysterese verantwortlich sind. Zu erwarten sind hier Kriechprozesse bezüglich der mechanischen Auslenkung der Aktoren durch die zusätzliche Polarisierung der Keramik aufgrund der hohen elektrischen Feldstärken im Großsignalbetrieb, aber auch von der Art der elektrischen Ansteuerung abhängige elektrische Kriecheffekte [66][89].

## 2.4 Hochleistungs-Piezoaktoren für Kfz.-Anwendungen

In diesem Abschnitt wird ein Hochleistungs-Aktortyp zur Betätigung von Diesel-Einspritzventilen beschrieben, der als aktiven Werkstoff die in den vorhergehenden Kapiteln beschriebenen PZT-Keramiken enthält. Zunächst werden die Kfz.-spezifischen Anforderungen an den Aktor aufgeführt. Aus dem konstruktiven Aufbau wird dann das zu erwartende Systemverhalten aus den in Kapitel 2.3.1 eingeführten Zustandsgleichungen abgeleitet. Abschließend werden die Anforderungen an die ansteuernden Verstärker festgelegt und ein erstes Modell zur Abschätzung der Messbedingungen zur Charakterisierung der Aktoren abgeleitet.

### 2.4.1 Eigenschaften der verwendeten Piezoaktoren

Sollen Piezoaktoren als Antrieb für Kraftstoffventile eingesetzt werden, müssen diese neben einer kompakten Bauform verschiedene Kfz.-spezifische Anforderungen erfüllen. Zunächst müssen mechanische Größen wie Auslenkung und Stellkraft der Aktoren ausreichend hoch sein, um ein Kraftstoffventil zuverlässig durchschalten zu können. Die hierzu erforderlichen elektrischen Ansteuersignale müssen dabei den Anforderungen zum Betrieb im Kfz gerecht werden. Limitierungen liegen hier besonders in der Energieaufnahme der Aktoren und den maximal auftretenden Spannungen.

Die wichtigsten technischen Anforderungen sind [53]:

- Aktorstellweg  $> 40 \mu\text{m}$
- Stellkräfte bis 2000 N
- Ansteuerspannung  $< 200 \text{ V}$
- Anstiegszeiten zwischen  $100 \mu\text{s}$  und  $200 \mu\text{s}$
- Möglichst geringe Energieaufnahme
- Ansteuerfrequenzen bis 200 Hz bei Mehrfacheinspritzung
- Temperaturbereich zwischen  $-40^\circ\text{C}$  und  $150^\circ\text{C}$ .

Neben den technischen Anforderungen müssen die Aktoren als Massenprodukt kostengünstig in einem industriellen Fertigungsprozess herzustellen sein.

Stand der Technik ist, dass erste Vielschicht PZT-Aktoren<sup>10</sup> Serienreife für den Einsatz im Kfz erreicht haben [53]. In Abbildung 2.6 ist der prinzipielle Aufbau eines Multilayer-Stapelaktors dargestellt:

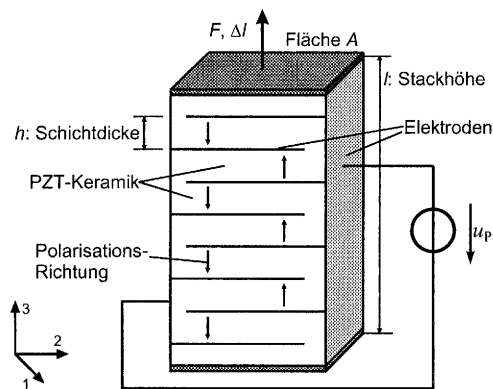


Abbildung 2.6: Prinzipdarstellung des verwendeten Multilayer-Stapelaktors (geometrische Abmessungen stark verzerrt)

Der Aktor besteht aus einer wechselnden Folge von dünnen PZT-Keramikschichten mit dazwischenliegenden Elektroden<sup>11</sup>, die in einem einschrittigen Laminier- und Sinterprozess hergestellt werden. Die Polarisationsrichtung der einzelnen Keramikschichten muss von Lage zu Lage wechseln, da sich auch die Richtung des elektrischen Feldes von Lage zu Lage umkehrt.

10. In der Literatur werden auch die Bezeichnungen „Multilayer Stapelaktor“ oder „Piezostack“ gewählt.

11. Als Elektrodenmaterial wird AgPd eingesetzt.

Abgeschlossen wird der Aktor am oberen und unteren Ende mit 2 dünnen Stahlscheiben, über die die generierte Aktorkraft an die Umgebung abgegeben wird. Ein solcher Piezostack darf nur auf Druck belastet werden, da Zugkräfte den zusammen gesinterten Stapel zerreißen würden. Da bei dynamischer Ansteuerung dennoch Zugkräfte innerhalb des Aktors aufgrund dessen Eigenmasse auftreten können, wird der Aktor mittels einer Rohrfeder mit einer statischen Kraft zur Vermeidung innerer mechanischer Zugspannungen vorbelastet (Rohrfeder ist nicht eingezeichnet). Die Steifigkeit der Rohrfeder ist dabei so dimensioniert, dass die Vorspannung über den gesamten Auslenkungsbereich als konstant angesehen werden kann.

Mechanisch betrachtet handelt es sich bei dieser Anordnung um eine Reihenschaltung von einzelnen PZT-Keramikschichten, wobei sich deren geringe Einzelauslenkungen<sup>12</sup> bei Einbringung einer elektrischen Feldstärke zum geforderten Aktorstellweg addieren. Elektrisch betrachtet ergibt sich eine Parallelschaltung von Einzelelementen, womit die Generierung der erforderlichen Feldstärke zur Auslenkung des Aktors mittels einer elektrischen Spannung innerhalb der geforderten Grenze erreicht werden kann.

#### 2.4.2 Elektromechanische Kopplung

Die Wirkrichtung bezüglich der Auslenkung  $\Delta l$  des in Abbildung 2.6 dargestellten Piezostacks ist per Definition Richtung 3. Vernachlässigt man die durch  $\Delta l$  auftretenden Quer- und Scherkräfte in Richtung 2 und 3 sowie elektrische Streufelder, treten im Aktor konstruktionsbedingt nur elektrische Felder und mechanische Kräfte in Wirkrichtung auf. Da auch die Polarisation der PZT-Keramikschichten dieser Wirkrichtung angepasst ist, lassen sich die linearen Zustandsgleichungen aus Kapitel 2.3.1 für diese Aktorart vollständig mit eindimensionalen Größen darstellen [77][83]:

$$S_3 = s_{33}^E \cdot T_3 + d_{33} \cdot E_3 \quad (2.7)$$

$$D_3 = d_{33} \cdot T_3 + \epsilon_{33}^T \cdot E_3 \quad (2.8)$$

Im Folgenden werden die aufgestellten Zustandsgleichungen an den konstruktiven Aufbau der verwendeten Aktoren angepasst. Da die Fläche  $A$  der einzelnen Elektroden groß gegenüber der Schichtdicke  $h$ <sup>13</sup> ist, wird das Feld zwischen den Elektroden als homogen angenommen. Somit verlaufen die Äquipotentialflächen parallel zu den Elektroden. Hieraus ergibt sich unter Ver-

12. Typische Auslenkungen sind 100 nm bei Schichtdicken von 100  $\mu\text{m}$ .

13. Die Elektrodenfläche  $A$  beträgt 49  $\text{mm}^2$ , die Schichtdicke  $h$  beträgt 81  $\mu\text{m}$ .

nachlässigung der Elektrodendicke folgende Relation:

$$E_3 = \frac{u_P}{h} = \frac{u_P \cdot n}{l} \quad (2.9)$$

mit:  $u_P$ : Piezospannung;  $n$ : Anzahl der PZT-Keramiklagen;  $l$ : Aktorgesamthöhe.

Die Gesamtladung, die sich nach Aufbau des Feldes auf den elektrisch parallelgeschalteten Elektroden befindet, sei  $q_P$ . Für die Oberflächenladungsdichte  $\sigma$  ergibt sich:

$$\sigma = \frac{q_P}{n \cdot A} \quad (2.10)$$

Für die getroffene Annahme des homogenen Feldverlaufs sind damit die Ladung  $q_P$  und die elektrische Verschiebungsdichte  $D_3$  über folgende Gleichung miteinander verknüpft [7][63]:

$$q_P = D_3 \cdot n \cdot A. \quad (2.11)$$

Berücksichtigt man weiter die mechanischen Verhältnisse:

$$T_3 = \frac{F}{A} \quad \text{und} \quad S_3 = \frac{\Delta l}{l} \quad (2.12)$$

mit:  $F$ : äußere Kraft auf die Aktorfläche;  $\Delta l$ : Auslenkung des Aktors

können die aufgestellten Zustandsgleichungen (2.7) und (2.8) an den konstruktiven Aufbau der verwendeten Aktoren angepasst werden:

$$\Delta l = s_{33}^E \cdot \frac{l}{A} \cdot F + d_{33} \cdot n \cdot u_P \quad (2.13)$$

$$q_P = d_{33} \cdot n \cdot F + \epsilon_{33}^T \cdot n^2 \cdot \frac{A}{l} \cdot u_P \quad (2.14)$$

Mittels dieser Zustandsgleichungen kann ein einfaches Zweitormodell zur Beschreibung des linearen elektromechanischen Verhaltens der Piezoaktoren eingeführt werden. Differenziert man Gleichung (2.14) nach der Zeit, ergibt sich für den Aktorstrom  $i_P$ :

$$i_P = d_{33} \cdot n \cdot \frac{dF}{dt} + \epsilon_{33}^T \cdot n^2 \cdot \frac{A}{l} \cdot \frac{du_P}{dt} \quad (2.15)$$

Ersetzt man in Gleichung (2.15) den Ausdruck  $\epsilon_{33}^T \cdot n^2 \cdot \frac{A}{l}$  durch die Ersatzkapazität  $C_E$  und in Gleichung (2.13)  $s_{33}^E \cdot \frac{l}{A}$  durch die Nachgiebigkeit  $n_E$ , ergibt sich:

$$i_P = C_E \cdot \frac{du_P}{dt} + d_{33} \cdot n \cdot \frac{dF}{dt} \quad (2.16)$$

$$\Delta l = n_E \cdot F + d_{33} \cdot n \cdot u_P \quad (2.17)$$

Aus den Gleichungen (2.16) und (2.17) kann mit  $i_T = d_{33} \cdot n \cdot \frac{dF}{dt}$  und  $x_{el} = d_{33} \cdot n \cdot u_P$  das folgende Zweitormodell der verwendeten Piezoaktoren dargestellt werden [49]:

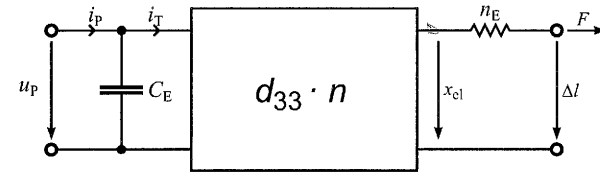


Abbildung 2.7: Zweitormodell basierend auf den linearen Zustandsgleichungen

Aus den Zustandsgleichungen (2.13) und (2.14) und dem in Abbildung 2.7 dargestellten Zweitormodell sowie den bekannten Kleinsignalgrößen der Aktoren können nun die mechanischen und elektrischen Kennwerte der Piezoaktoren abgeschätzt werden.

### 2.4.3 Anforderungen an die Komponenten des Versuchsstands

Zur Charakterisierung der Piezoaktoren unter Laborbedingungen ist ein Versuchsstand erforderlich, der die elektrische Ansteuerung der Aktoren sowie die messtechnische Erfassung der mechanischen und elektrischen Aktorgrößen ermöglicht (vgl. Kapitel 4). Zudem ist ein geeigneter mechanischer Aufbau zur Aufnahme der Aktoren zu konstruieren. In diesem Abschnitt werden dazu die Anforderungen an die elektrischen Verstärker zur Ansteuerung der Piezoaktoren festgelegt. Um die mechanischen Komponenten des Messplatzes zu dimensionieren, wird eine Abschätzung mechanischer Aktorgrößen vorgenommen. An dieser Stelle sei angemerkt, dass hier lediglich Richtwerte festgelegt werden können. Eine exakte Berechnung der gesuchten Werte ist an dieser Stelle nicht möglich, da zunächst nur die Kleinsignal-Parameter der Aktoren bekannt sind. Wie in Kapitel 2.3.2 erläutert wurde, muss das Verhalten der Aktoren für den Großsignalbetrieb in geeigneter Form berücksichtigt werden.

Zur Bestimmung der gesuchten Größen werden die allgemeinen Anforderungen für den Betrieb der Aktoren (siehe Kapitel 2.4.1) sowie die in Tabelle 1 aufgeführten bekannten Aktorkennwerte<sup>14</sup> berücksichtigt [53][89].

Parameter		Typische Werte
Schichtdicke	$h$	80 $\mu\text{m}$
Anzahl der Lagen	$n$	365
Gesamthöhe	$l$	30 mm
Fläche	$A$	49 mm <sup>2</sup>
Piezoelektrisches Ladungsmodul	$d_{33}$	$7,0 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{V}}$
Dielektrizitätszahl	$\epsilon_{33}^T$	$3 \cdot 10^{-8} \frac{\text{As}}{\text{Vm}}$
Elastizitätskoeffizient	$s_{33}^E$	$20 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}^2}{\text{N}}$
Maximale Betriebsspannung <sup>a</sup>	$u_{\text{PB,max}}$	160 V
Piezomasse	$m_{\text{P}}$	15 g
Steifigkeit Rohrfeder	$k_{\text{R}}$	3,5 kN/mm
Masse Rohrfeder	$m_{\text{R}}$	3 g
Vorspannung Rohrfeder	$F_{\text{R0}}$	850 N
Masse Kopfplatte	$m_{\text{K}}$	4 g

a. ohne mechanische Last

Tabelle 1: Kennwerte von Piezoaktoren für Injektoren

Wichtig zur Konstruktion der ansteuernden Verstärker ist allgemein der Impedanzverlauf der Last, die auftretenden elektrischen Maximalamplituden und, bei der hier vorliegenden Einzelpulsansteuerung, das Puls/Pausenverhältnis sowie die maximale Wiederholfrequenz, mit der die Aktoren angesteuert werden sollen. Die dynamischen Anforderungen an die Verstärker werden hier nicht abgeleitet, da dies in Kapitel 3 durchgeführt wird. Alle nachfolgenden Abschätzungen beziehen sich auf eine Ansteuerung der Aktoren mit analogen Leistungsverstärkern.

### Lastverhalten

Wie in Kapitel 2.4.2 erläutert wurde, kann ein Piezoaktor für die ansteuernden Verstärker als kapazitive Last betrachtet werden. Der Eingangsstrom  $i_{\text{p}}$  enthält dabei den mechanisch induzierten Strom  $i_{\text{T}}$ . Wichtig zur Stabilitätsbetrachtung der Leistungsverstärker ist in der Regel die Lastkapazität. Der Strom  $i_{\text{T}}$  wird daher an dieser Stelle vernachlässigt, jedoch bei der Festlegung der maximalen Stromamplituden der Verstärker berücksichtigt.

Aus Gleichung (2.14) ergibt sich unter der Annahme  $F=0$  und den Kenndaten der Aktoren aus Tabelle 1 direkt die Eingangskapazität  $C_{\text{E}}$ :

$$C_{\text{E}} = \frac{Q}{u_{\text{p}}} = \epsilon_{33}^T \cdot n^2 \cdot \frac{A}{l} \leq 6,8 \mu\text{F}.$$

Wie in den vorherigen Kapiteln erläutert, ist für den Großsignalbetrieb der Aktoren zu erwarten, dass die Kapazität  $C_{\text{E}}$  eine Spannungsabhängigkeit zeigt. Zudem ist der Einfluss der Temperatur  $\vartheta$  auf die Aktoren zu berücksichtigen. Für die zu erwartende Großsignalkapazität  $C_{\text{E,G}}$  wird daher mittels  $C_{\text{E}}$  abgeschätzt [20][36][53]:

$$C_{\text{E,G}} \Big|_{\text{max, min}} = f(\vartheta, u_{\text{p}}) = C_{\text{E}} \pm 30\%.$$

An dieser Stelle sei angemerkt, dass die Großsignalkapazität der Aktoren nichtlinear und hysteresebefahet ist (vgl. Kapitel 2.3.2). Durch die ferroelektrische Hysterese ist z.B. zu erwarten, dass sich für Auf- bzw. Entladung der Aktoren unterschiedliche Kapazitätsverläufe ergeben. Die Reduzierung der Lastimpedanz zu einer festen Kapazität stellt demnach eine sehr starke Vereinfachung dar.

### Ansteueramplituden

Die maximale Ausgangsspannung der Ansteuerverstärker kann direkt aus Tabelle 1 entnommen werden. Allerdings muss die elektromechanische Wechselwirkung berücksichtigt werden. Ein mechanischer Lastsprung am Piezoaktor kann bei Ansteuerung mit hoher Ausgangsimpedanz zu einem Spannungssprung am Verstärkerausgang führen. Als „worst-case“ Betrachtung wird bei Ansteuerung mit hoher Ausgangsimpedanz ein Lastsprung von 1 kN bei einer Piezospannung von 160 V angenommen. Es ergibt sich für die maximale Piezospannung:

$$u_{\text{P,max}} = 160\text{V} + \frac{d_{33} \cdot n \cdot \Delta F}{C_{\text{E,G}} \Big|_{\text{min}}} \leq 240\text{V}.$$

14. Die angegebenen Kennwerte gelten für den Haupt-Arbeitspunkt der Aktoren

Durch die ausgeprägte ferroelektrische Hysterese der Aktoren ist bei dynamischer Ansteuerung zu erwarten, dass nach Durchlauf eines Auf- und Entladezyklus' des Piezoaktors bei der Auslenkung  $\Delta l = 0$  eine negative Spannung am Piezoaktor anliegt. Der Ausgangsspannungsbereich  $u_A$  der Verstärker ergibt sich damit zu:

$$-20\text{V} \leq u_A \leq 240\text{V}.$$

Die Berechnung der maximalen Stromamplitude kann unter Berücksichtigung der dynamischen Anforderungen aus Kapitel 2.4.1 direkt aus Gleichung (2.16) vorgenommen werden. Mit  $\left. \frac{dF}{dt} \right|_{\max} = \frac{25\text{N}}{\mu\text{s}}$  und  $\left. \frac{du_P}{dt} \right|_{\max} = \frac{1,6\text{V}}{\mu\text{s}}$  ergibt sich für die Stromamplitude  $i_P$  unter der Annahme rechteckförmiger Ansteuerung:

$$i_{P,\max} = C_{E,G} \left. \frac{du_P}{dt} \right|_{\max} + d_{33} \cdot n \cdot \left. \frac{dF}{dt} \right|_{\max} \leq 25\text{A}.$$

Da die Charakterisierung der Aktoren nicht nur mit rechteckförmigen Strömen durchgeführt werden soll, müssen höhere Amplituden generiert werden können, um zur Auslenkung der Aktoren auf den gleichen Endwert die gleiche Ladung pro Zeiteinheit in den Aktor zu transportieren. Da hier aber nicht alle möglichen Stromverläufe explizit berücksichtigt werden können, wird die maximale Stromamplitude  $i_{P,\max}$  bei Annahme einer Sinus-Halbwellen als Stromverlauf<sup>15</sup> zu  $i_{P,\max} = 30\text{A}$  festgelegt. Für Auf- und Entladung der Aktoren ergibt sich damit für den Ausgangsstrom  $i_A$  der Verstärker:

$$-30\text{A} \leq i_A \leq 30\text{A}.$$

#### Aktorkraft, Steifigkeit und Auslenkung

Die maximale generierbare Kraft  $F_{P,\max}$  des Piezoaktors liegt vor, wenn dieser mechanisch fest eingespannt ist ( $\Delta l = 0$ ) und die maximal zulässige Betriebsspannung  $u_{PB,\max}$  angelegt wird. Aus Gleichung (2.13) kann direkt berechnet werden:

$$F_{P,\max} = \left| \frac{d_{33} \cdot n \cdot A \cdot u_{PB,\max}}{s_{33} \cdot l} \right| = 2,7\text{kN}.$$

15. Die willkürliche Annahme eines sinusförmigen Stroms wird getroffen, da bei vielen Anwendungen Umschwingendstufen zur Ansteuerung eingesetzt werden, die diesen Stromverlauf bedingen.

Wichtig zur Konstruktion des mechanischen Aufbaus ist noch die Kenntnis über die mechanische Steifigkeit  $k_{P,\text{mech}}$  der Aktoren. Diese ergibt sich als Kehrwert der in Kapitel 2.4.2 eingeführten Nachgiebigkeit  $n_E$  zu:

$$k_{P,\text{mech}} = \frac{A}{s_{33} \cdot l} = 64 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}.$$

Die maximale Leerlaufauslenkung  $\Delta l_{\max}$  ergibt sich aus Kapitel (2.13) für den lastfreien Zustand bei Anlegen der maximal zulässigen Betriebsspannung  $u_{PB,\max}$  zu:

$$\Delta l_{\max} = d_{33} \cdot n \cdot u_{PB,\max} = 43\mu\text{m}.$$

#### Maximale Aktorgeschwindigkeit und -beschleunigung

Zur Bestimmung der kinematischen Größen des Aktors wird angenommen, dass die maximale Auslenkung  $\Delta l_{\max}$  des Piezoaktors mittels entsprechender elektrischer Ansteuerung innerhalb der geforderten Zeitschranke von  $\Delta t_{\min} = 100\mu\text{s}$  erreicht wird. Der Bewegungsverlauf wird abschnittsweise als gleichförmig beschleunigte Bewegung angenommen. Als Randbedingung wird eingeführt, dass für die Aktorgeschwindigkeit  $v_P$  gelten muss:  $v_P(0) = v_P(\Delta t_{\min}) = 0$ . Innerhalb des Zeitraums  $\Delta t_{\min}$  wird der Piezoaktor demnach auf maximale Geschwindigkeit beschleunigt und wieder abgebremst. Die Aktorbeschleunigung  $a_P$  unterscheidet sich während der Beschleunigungs- und Abbremsphase dabei nur durch das Vorzeichen. Für die maximal auftretende Beschleunigung  $a_{P,\max}$  folgt aus den bekannten Gleichungen der Kinematik [2]:

$$a_{P,\max} = \frac{4 \cdot \Delta l_{\max}}{\Delta t_{\min}^2} = 1720\text{g}.$$

Für die maximale Aktorgeschwindigkeit  $v_{P,\max}$  ergibt sich daraus:

$$v_{P,\max} = a_{P,\max} \cdot \frac{\Delta t_{\min}}{2} = 0,86 \frac{\text{m}}{\text{s}}.$$

Die hier abgeschätzten Werte für die maximale Beschleunigung und Geschwindigkeit der Aktoren können allerdings noch erheblich überschritten werden, falls die elektrischen Ansteuersignale keine konstante Beschleunigung garantieren.

In Tabelle 2 sind alle relevanten Aktorgrößen und daraus abgeleitete elektrische Größen zum Entwurf aller Komponenten des Messplatzes zur Charakterisierung der Piezoaktoren unter realen Betriebsbedingungen zusammengefasst:

Parameter		Grenzwerte
Lastkapazität	$C_{E,G,max}$	8.8 $\mu$ F
Piezo-Ansteuerspannung	$u_A$	$-20 \text{ V} \leq u_A \leq 240 \text{ V}$
Piezo-Ansteuerstrom	$i_A$	$-30 \text{ A} \leq i_A \leq 30 \text{ A}$
Stellkraft	$F_{P,max}$	2,7 kN
Steifigkeit	$k_{P,mech}$	$64 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
Leerlaufauslenkung	$\Delta l_{max}$	43 $\mu$ m
Aktorgeschwindigkeit	$v_{P,max}$	0,9 $\frac{\text{m}}{\text{s}}$
Aktorbeschleunigung	$a_{p,max}$	1720 g

Tabelle 2: Kennwerte zum Betriebsverhalten der verwendeten Piezoaktoren

Aus den in Tabelle 2 dargestellten Aktorgrößen ergeben sich die Anforderungen an den Messplatz zur Charakterisierung der beschriebenen Aktoren. Da alle Experimente unter realen Einsatzbedingungen durchgeführt werden sollen, lassen sich die dynamischen Anforderungen nicht abschwächen. Besonders die hohen Beschleunigungen bei gleichzeitig auftretenden hohen Kräften und hoher Aktorsteifigkeit müssen bei der Konstruktion des mechanischen Aufbaus berücksichtigt werden.

Bedingt durch die dynamischen elektromechanischen Wechselwirkungen sind besondere Anforderungen an die elektrischen Leistungsverstärker zu stellen. So muss z.B. ein stetiger Stromverlauf unter allen Betriebsbedingungen garantiert werden, da sonst unerlaubte mechanische Transienten im Aktor zur Zerstörung der Keramiksichten führen können [6]. Um eine qualitativ hochwertige Charakterisierung der Aktoren durchführen zu können, müssen die Verstärker im geforderten Dynamikbereich präzise die gewünschten Ansteuersignale auch bei den auftretenden Momentanleistungen von bis zu 5 kW unabhängig vom beschriebenen Lastverhalten übertragen können.

## Kapitel 3

### Ansteuerverfahren für Hochleistungs-Piezoaktoren

In diesem Kapitel werden zunächst allgemeine Anforderungen an die Verstärker zur Ansteuerung von Piezoaktoren aufgestellt, die sich aus den elektromechanischen Wechselwirkungen bei Großsignalansteuerung der Piezoaktoren ergeben. Hierbei werden sowohl das statische als auch das dynamische Verhalten der Aktoren berücksichtigt. Es werden zwei neuartige Leistungsverstärker zur dynamischen Ansteuerung von Piezoaktoren vorgestellt und bewertet. Randbedingungen für die nachfolgenden Betrachtungen sind die in Kapitel 2.4.3 aufgestellten Anforderungen an die Verstärker durch den Betrieb der eingesetzten Aktoren als Antrieb für Kraftstoff-Einspritzventile.

#### 3.1 Anforderungen durch nichtlineares Verhalten der Piezoaktoren

##### 3.1.1 Quasistatische Ansteuerung

Die elektrische Ansteuerung von Piezoaktoren kann prinzipiell auf zwei unterschiedliche Arten erfolgen. Zum einen kann durch eine Spannungsquelle  $u_Q$  die Aktorspannung  $u_P$  vorgegeben werden, zum anderen kann mittels einer Stromquelle  $i_Q$  der Aktorstrom  $i_P$  eingepreßt werden.

Die Ansteuerung der Aktoren soll unter der Randbedingung erfolgen, einen möglichst linearen Zusammenhang zwischen der steuernden elektrischen Größe und der mechanischen Ausgangsgröße  $\Delta l$  zu erhalten. In Abbildung 3.1 sind die beiden möglichen Ansteuerarten dargestellt:

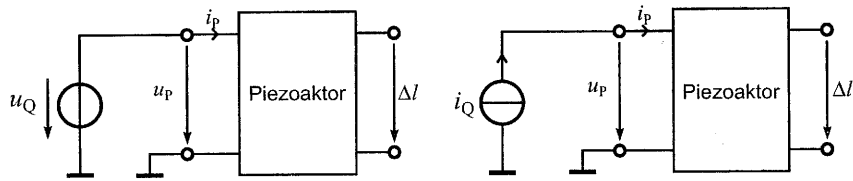
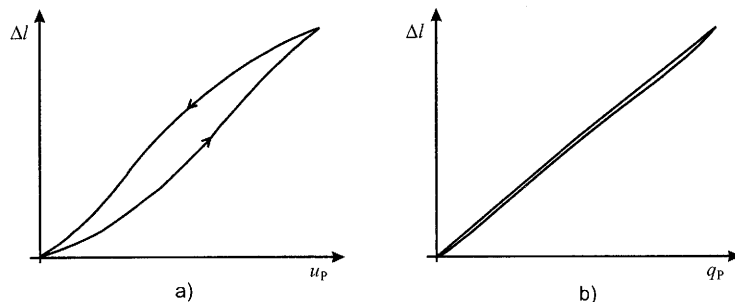


Abbildung 3.1: Zweitmodell des Piezoaktors mit den möglichen Ansteuerquellen.

Betrachtet man zunächst den Fall der statischen oder quasistatischen Kleinsignalansteuerung der Aktoren, können die in Kapitel 2.4.2 aufgestellten linearen Zustandsgleichungen zur Beschreibung der Aktoren verwendet werden. Damit kann direkt der Zusammenhang zwischen Aktorspannung  $u_p$  und Auslenkung  $\Delta l$  genutzt werden und die Ansteuerung der Aktoren über die Spannungsquelle  $u_Q$  erfolgen. Da die Kleinsignalbeschreibung für lange Zeit die einzige Modellbeschreibung der elektromechanischen Wechselwirkungen darstellte, ist die Ansteuerung der Piezoaktoren mittels Spannungsquellen das am weitesten verbreitete Ansteuerverfahren für Piezoaktoren.

Problematisch wird die Ansteuerung der Aktoren durch Spannungsquellen, wenn der gesamte Arbeitsbereich der Aktoren genutzt werden soll. Hier liefert die Beschreibung des elektromechanischen Verhaltens der Aktoren auf der Basis der linearen Zustandsgleichungen keine zufriedenstellenden Ergebnisse mehr (vgl. Kapitel 2.3.2). Es müssen zusätzlich die Einflüsse der ferroelektrischen Hysterese sowie der Elektrostriktion auf das elektromechanische Verhalten der Piezoaktoren berücksichtigt werden. Steuert man die Piezoaktoren auch für den Großsignalbetrieb mittels einer Spannungsquelle an, ergibt sich prinzipiell der in Abbildung 3.2 a dargestellte Zusammenhang zwischen der Spannung  $u_p$  und der Auslenkung  $\Delta l$  [66][77]:

Abbildung 3.2: Zusammenhang zwischen Auslenkung  $\Delta l$  und der steuernden elektrischen Größe: a): Spannungssteuerung, b): Ladungssteuerung[51][79].

In Abbildung 3.2 a ist schematisch der nichtlineare und hysteresebehaftete Zusammenhang zwischen eingprägter Spannung  $u_p$  und Aktorauslenkung  $\Delta l$  dargestellt. Dieses nichtlineare Verhalten ist für den Einsatz des Piezoaktors als Stellglied sowohl in gesteuerten als auch in geregelten Systemen unerwünscht.

Abhilfe schafft hier die Ansteuerung der Aktoren mittels einer Stromquelle  $i_Q$  entsprechend Abbildung 3.1. Bereits Anfang der achtziger Jahre wurde von Newcomb [61] das Verfahren der „Polarisationskontrolle“<sup>16</sup> vorgestellt, mit dem die Linearität zwischen elektrischer Ansteuerung und Auslenkung der Aktoren erheblich verbessert werden konnte. Das vorgestellte Verfahren beruht auf der Annahme, dass eine Polarisationsänderung des Piezoaktors das direkte Resultat einer Ionenverschiebung ist und damit auch direkt mit einer mechanischen Dehnung des piezoelektrischen Werkstoffs verbunden ist (vgl. Kapitel 2.2.2). Voraussetzung ist hier, dass eine remanente Polarisation des Aktorwerkstoffs vorliegt, was durch den Herstellungsprozess der Aktoren garantiert ist [66].

Eine definierte Polarisationsänderung des Piezoaktors kann dabei über den Austausch einer definierten Ladungsmenge mit der ansteuernden Quelle erreicht werden. Will man dabei den hysteresebehafteten Zusammenhang zwischen Polarisation und elektrischer Feldstärke umgehen (vgl. Kapitel 2.3.2), darf die Ansteuerung des Piezoaktors nicht über eine Spannungsquelle erfolgen [51]. Geeignet ist dagegen die Ansteuerung des Piezoaktors mittels der Stromquelle  $i_Q$ , da hier der bekannte integrale Zusammenhang zwischen Aktorstrom  $i_p$  und eingebrachter Ladung  $q_p$  entsprechend Gleichung (3.1) genutzt werden kann, um definierte Ladungsmengen zwischen Piezoaktor und Ansteuerverstärker auszutauschen:

$$q_p(t) = \int_0^t i_p(\tau) d\tau. \quad (3.1)$$

Der Zusammenhang zwischen ausgetauschter Ladung und Auslenkung eines Piezoaktors ist schematisch in Abbildung 3.2 b dargestellt. Es zeigt sich entsprechend den theoretischen Ansätzen eine stark reduzierte Hysteresebreite. Nachteilig bei der Ladungssteuerung ist, dass der Polarisationszustand des Piezoaktors nach erfolgter elektrischer Ansteuerung nicht mehr kontrolliert werden kann. Aufgrund des endlichen Innenwiderstands  $R_i$  der ansteuernden Stromquelle und des Leckstroms der Piezoaktoren erfolgt ein stetiger Ladungsaustausch, womit dieses Verfahren nicht für eine statische Ansteuerung der Piezoaktoren geeignet ist.

16. Das Verfahren wird auch allgemein als Ladungssteuerung der Aktoren bezeichnet.

### 3.1.2 Dynamische Ansteuerung

Für die hier vorliegende dynamische Großsignalansteuerung der Aktoren kann die Auswahl des Ansteuerverfahrens nicht allein unter dem Aspekt einer möglichst kleinen Hysteresebreite erfolgen. Entsprechend den Anforderungen an die Leistungsverstärker nach Kapitel 2.4.3, müssen zur Ansteuerung der Aktoren Ströme im Bereich von  $\pm 30$  A bei Anstiegszeiten von  $< 50 \mu\text{s}$  bereitgestellt werden. Hier muss durch ein geeignetes Ansteuerkonzept sichergestellt werden, dass keine unerwünschten mechanischen Transienten aufgrund der elektromechanischen Wechselwirkungen durch die elektrische Ansteuerung der Aktoren angeregt werden.

Betrachtet man die bisher verwendeten elektronischen Ansteuerschaltungen, so werden zur Ansteuerung der Aktoren unter den hier vorliegenden Randbedingungen bezüglich Amplitude und Anstiegszeiten fast ausschließlich Spannungsverstärker und Umschwingendstufen eingesetzt. Bei den Spannungsverstärkern ist problematisch, dass der Piezoaktor für den Verstärker eine kapazitive Belastung darstellt, wobei die Kapazität last- und spannungsabhängig ist [53][71]. Der niederimpedante Ausgang der Spannungsverstärker begünstigt hier in Verbindung mit der variablen kapazitiven Last die Anregung von Resonanzen und damit von unkontrollierten Stromtransienten bei Ansteuerung der Aktoren. Aufgrund der elektromechanischen Wechselwirkungen rufen diese Stromtransienten hohe Zugspannungen innerhalb der Piezoaktoren hervor und können zur Zerstörung der Aktoren führen. Die kommerziell verfügbaren Systeme, die aufgrund der erforderlichen hohen Dynamikreserve Pulsströme über 80 A liefern können, bieten hier keine wirksame Strombegrenzung zum Schutz der Aktoren [13][36].

In Abbildung 3.3 ist ein typisches Beispiel für eine Ansteuerung von Piezoaktoren mittels eines Spannungsverstärkers dargestellt:

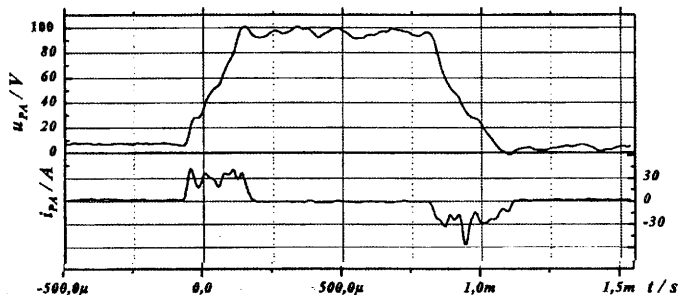


Abbildung 3.3: Typische Signalverläufe einer dynamischen Ansteuerung von Piezoaktoren mittels Spannungsverstärker [20].

Beachtet man in Abbildung 3.3 den unkontrollierten Stromverlauf des angesteuerten Piezoaktors und berücksichtigt, dass die in Gleichung (3.2) aufgestellten Relationen aufgrund der elektromechanischen Wechselwirkungen in guter Näherung im betrachteten Dynamikbereich gelten:

$$\Delta l \sim q_p, \quad v_p \sim i_p, \quad a_p \sim \frac{d i_p}{d t}, \quad (3.2)$$

damit also die auftretenden Beschleunigungskräfte proportional zur zeitlichen Ableitung des unkontrollierten Aktorstroms sind, impliziert diese Art der Ansteuerung hohe Zugspannungen innerhalb des Piezoaktors, die im Extremfall zur Zerstörung des Aktors führen können. Untersuchungen eines führenden Aktorherstellers zur Problematik der hochdynamischen Ansteuerung von Piezoaktoren haben ergeben, dass bis zu 30% aller Aktorausfälle auf diesen Ausfallmechanismus zurückzuführen sind [6]. Der Einsatz von Umschwingendstufen bietet keine Abhilfe, da auch hier ein unetiger Stromfluss gegeben ist und außerdem starke Einschränkungen bezüglich des zeitlichen Stromverlaufs vorliegen [73].

Fasst man die Ergebnisse zusammen, ist eine dynamische Ansteuerung von Piezoaktoren nur mittels einer Stromquelle sinnvoll. Hauptvorteile sind dabei der kontrollierte und stetig vorgebbare Stromverlauf, der eine Gefährdung der Aktoren aufgrund hoher Stromtransienten ausschließt, aber auch die Möglichkeit, alle Vorteile der Polarisationskontrolle der Aktoren zu nutzen.

Ein weiterer Vorteil des eingepprägten Stromverlaufs ergibt sich aus der guten Steuerbarkeit der Aktorgeschwindigkeit  $v_p$  für den hier vorliegenden Dynamikbereich. Ein Hauptproblem beim Einsatz der Hochleistungs-Piezoaktoren sind akustische Emissionen, deren Frequenzspektrum im vorliegenden Ansteuerdynamikbereich nahezu proportional zum Frequenzspektrum der Aktorgeschwindigkeit ist. Hier bietet die Wahl eines geeigneten zeitlichen Stromverlaufs die Möglichkeit, positiv auf die akustischen Störungen einzuwirken.

### 3.2 Ansteuerverstärker mit Stromquellenverhalten

In diesem Kapitel wird ein Verstärker vorgestellt, der alle Anforderungen zur dynamischen Ansteuerung von Piezoaktoren entsprechend Kapitel 3.1.2 erfüllt. Zunächst wird die Architektur des entwickelten Verstärkers vorgestellt. Nachdem Frequenzgang, Großsignalverhalten und Genauigkeit des Verstärkers vorgestellt sind, erfolgt eine Bewertung des Verstärkers im Hinblick auf die wichtigen elektromechanischen Wechselwirkungen.

#### 3.2.1 Aufbau des Verstärkers

Der entwickelte Verstärker ist als spannungsgesteuerte Stromquelle ausgelegt [78]. Die Spannung  $u_E$  am hochimpedanten Eingang des Verstärkers wird in einen zu  $u_E$  proportionalen Ausgangsstrom  $i_P$  umgesetzt. In Abbildung 3.4 ist prinzipiell der mit einem Piezoaktor beschaltete Verstärker dargestellt:

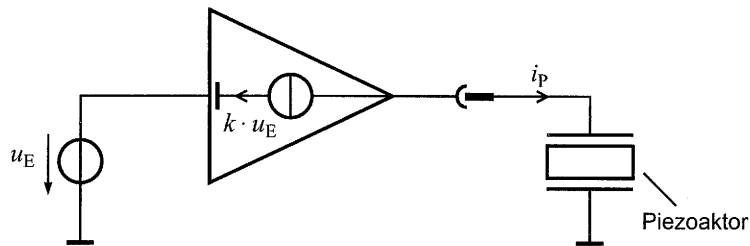


Abbildung 3.4: Beschalteter Verstärker.

Um eine möglichst präzise Konversion der Eingangsspannung in den Ausgangsstrom zu erreichen, wird zur Realisierung des Verstärkers eine rückgekoppelte Struktur mit hoher Ringverstärkung im interessierenden Frequenzbereich entworfen. Da es für die in Kapitel 2.4.3 aufgestellten Anforderungen bezüglich der Spannungs- und Stromklasse des Verstärkers, kombiniert mit den hohen Anforderungen an Genauigkeit und Dynamik, keine kommerziell erhältliche integrierte Schaltung gibt, muss der Verstärker hier diskret aufgebaut werden. In Abbildung 3.5 ist die Architektur des entwickelten Verstärkers dargestellt:

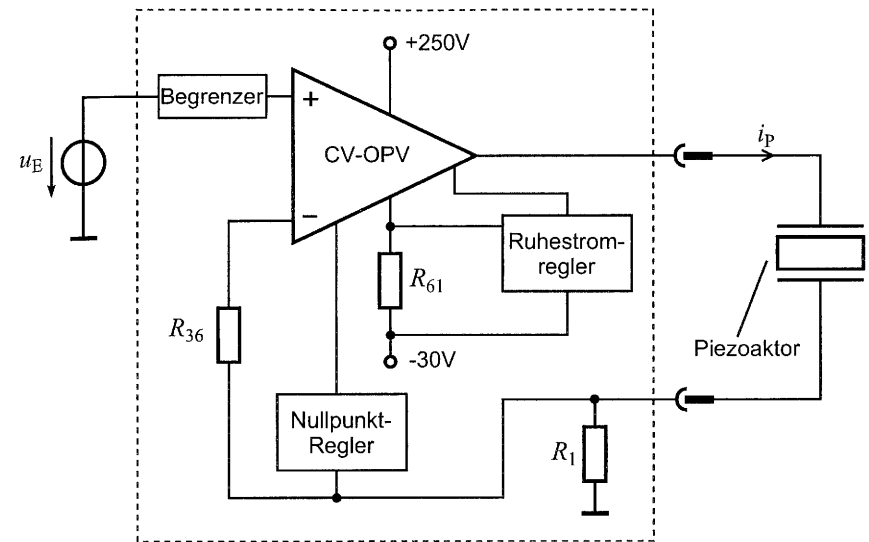


Abbildung 3.5: Architektur der realisierten spannungsgesteuerten Stromquelle

Kernkomponente des Verstärkers ist ein diskret aufgebauter Current-Feedback-Operationsverstärker (CV-OPV), der die geforderte hohe Dynamik und hohe Slew-Rate garantiert [40]. Um das gewünschte Stromquellenverhalten zu implementieren, wird über den Shuntwiderstand  $R_1$  eine zum Ausgangsstrom  $i_P$  proportionale Spannung auf den invertierenden Eingang des CV-OPV zurückgekoppelt. Damit wird der Strom  $i_P$  in den Piezoaktor, unabhängig von dessen mechanischen Lastverhalten, eingeprägt. Setzt man eine genügend große Transimpedanz des CV-OPV im interessierenden Frequenzbereich voraus<sup>17</sup>, ergibt sich für den Ausgangsstrom  $i_P$  des Verstärkers:

$$i_P = \frac{1}{R_1} \cdot u_E \quad (3.3)$$

Eine weiterer Funktionsblock des Verstärkers ist der Nullpunktregler. Durch die Verwendung von diskreten pnp- und npn-Transistoren im Signalpfad des Current-Feedback-Operationsverstärkers ist eine Offsetspannung von mehreren 10 mV zu erwarten. Diese ruft am niederimpedanten Shuntwiderstand  $R_1$  (100 mΩ) einen Offsetstrom hervor, der einen unzulässig hohen Ladungsaustausch des Piezoaktors mit dem Verstärker bewirkt.

17. Durch diese Annahme kann der Strom in den niederimpedanten invertierenden Eingang über  $R_{36}$  gegenüber dem Laststrom vernachlässigt werden.

Zur Korrektur des Offsetstroms muss daher mittels des Nullpunktreglers die Offsetspannung am Shuntwiderstand kompensiert werden.

Die Begrenzerschaltung am Eingang des Verstärkers ist nur für fehlerhafte Ansteuerungen aktiv. Zum einen kann hier die maximale Ausgangs-Stromamplitude, zum anderen die höchste zulässige Anstiegszeit des Ansteuersignals individuell auf den angeschlossenen Piezoaktor festgelegt werden. Mittels des Ruhestromreglers wird die Endstufe des CV-OPV temperaturstabil in einem geregelten A-B-Betrieb gehalten.

Der Ausgangsspannungsbereich des Verstärkers liegt bei einer Versorgungsspannung von  $-30\text{ V}$  und  $+250\text{ V}$  zwischen  $-20\text{ V}$  und  $+240\text{ V}$ . Die Offsetspannung ist kleiner als  $300\text{ }\mu\text{V}$ , womit der Fehlerstrom im Piezoaktor unter  $3\text{ mA}$  liegt. Die Endstufentransistoren sind so gewählt, dass bei dem vorgegebenen Puls-Pausen-Verhältnis Ströme von  $\pm 40\text{ A}$  geführt werden können.

In Abbildung 3.6 ist ein vereinfachtes Schaltbild des entwickelten Verstärkers dargestellt. Um das Funktionsprinzip zu erläutern, wird nur der Signalpfad sowie die zur Erklärung der Schaltung notwendigen Quellen zur Arbeitspunkteinstellung der einzelnen Stufen gezeigt. Der Verstärker besteht aus den diskret aufgebauten Schaltungsteilen Eingangsstufe, Koppelstufe und Endstufe, sowie zwei integrierten Hilfsverstärkern zur Offsetspannungskompensation bzw. Ruhestromregelung.

Die Transistoren  $T_{19}$  und  $T_{22}$  bilden den nichtinvertierenden Eingang des Verstärkers mit hoher Eingangsimpedanz. Die Arbeitspunkteinstellung dieser Transistoren erfolgt über die Stromquellen  $I_1$  und  $I_2$ . Der invertierende Eingang mit niedriger Eingangsimpedanz wird durch die Transistoren  $T_{25}$  und  $T_{39}$  sowie die Kondensatoren  $C_5$  und  $C_6$  gebildet. Durch die kapazitive Kopplung kann die Einstellung der Arbeitspunkte von  $T_{25}$  und  $T_{39}$  mittels  $I_3$  und  $I_4$  unabhängig von  $T_{19}$  und  $T_{22}$  erfolgen. Diese Schaltungsstruktur ermöglicht eine präzise Kompensation der Offsetspannung der Eingangsstufe mittels des Hilfsverstärkers  $IC_2$  durch geeignete Einspeisung von Korrekturstromen an den Punkten A und B.

Der Ausgangsstrom der oberen Eingangs-Transkonduktanzstufe aus  $T_{19}$  und  $T_{25}$  addiert sich mit dem Kompensationsstrom des Hilfsverstärkers  $IC_2$  am Eingang der Kaskode-Stufe  $T_{10}$ . Mittels des Hochvolttransistors  $T_{10}$  wird die Niedervolt-Eingangsschaltung samt Offsetkompensation vom Hochvolt-Wilson-Stromspiegel aus  $T_{20}$ ,  $T_{21}$  und  $T_{11}$  entkoppelt.

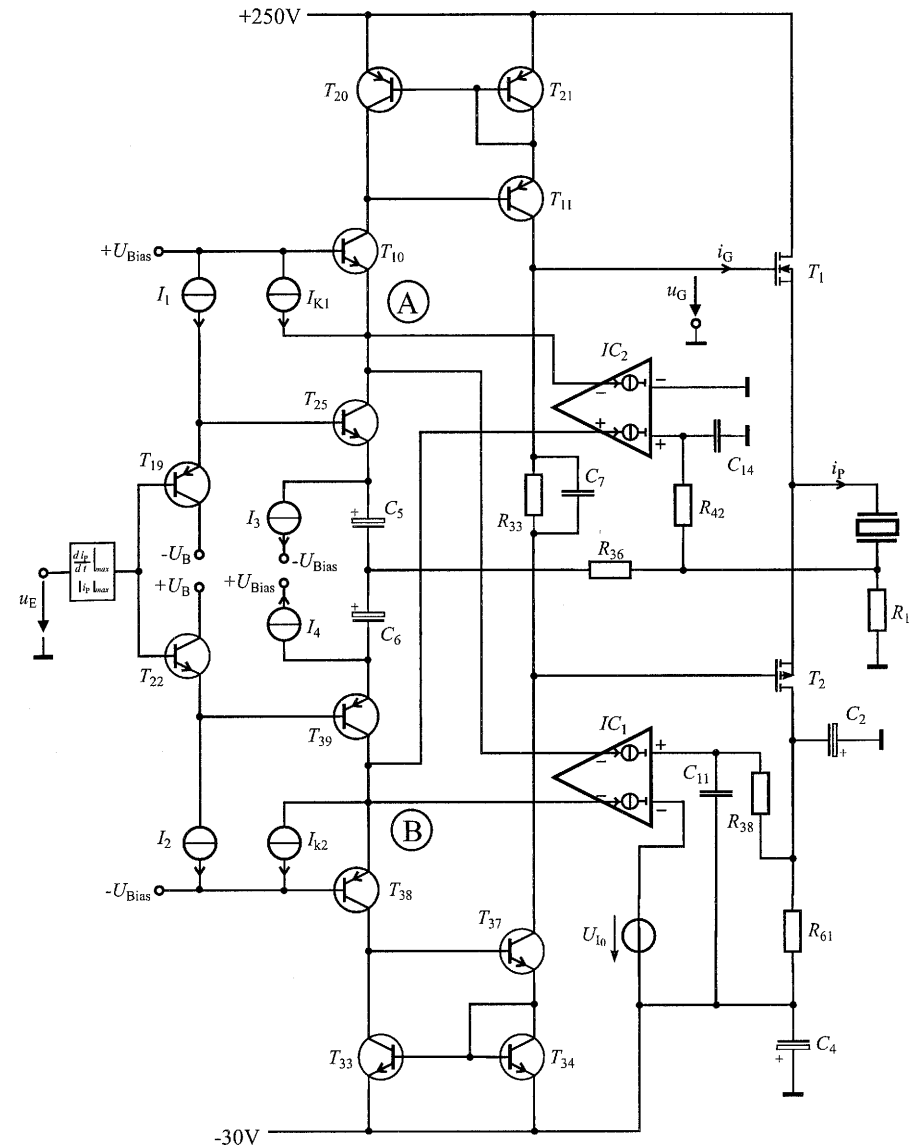


Abbildung 3.6: Realisierter Transkonduktanzverstärker

Problematisch ist, dass am Transistor  $T_{10}$  fast die gesamte Spannungsdifferenz zwischen Hochvolt- und Niedervolt-Schaltungsteil anliegt. Daher muss der Ruhestrom über  $T_{10}$  zur Begrenzung der Verlustleistung klein gehalten werden. Gleiches gilt auch für  $T_{11}$ , da sich dessen Kollektor-Emitterspannung aus der Differenz zwischen Hochvolt-Versorgungsspannung und der Ausgangsspannung des Verstärkers ergibt. Die Ruhestrombegrenzung sollte jedoch nicht den Kollektorstrom des Eingangstransistors  $T_{25}$  verkleinern, da die damit verbundene Steilheitsreduktion die Dynamik der Eingangsstufe und somit des gesamten Verstärkers unzulässig verschlechtern würde. Um hier beide Forderungen zu erfüllen, wird über die Stromquelle  $I_{K1}$  ein Kompensationsstrom in  $T_{25}$  eingespeist, so dass der Strom durch  $T_{10}$  nur noch der Differenzstrom aus  $I_3$  und  $I_{K1}$  ist.

Da der Verstärker symmetrisch aufgebaut ist, gelten die angeführten Erläuterungen prinzipiell auch für den unteren Schaltungsteil. Hier ist allerdings der Spannungsabfall über die Kaskode-Stufe  $T_{38}$  aufgrund der kleineren Spannungsdifferenz zwischen der negativen Versorgungsspannung und der Niedervolt-Eingangsschaltung nicht so kritisch.

Die Ausgänge beider Wilson-Stromspiegel (Kollektoren von  $T_{11}$  und  $T_{37}$ ) werden über den Widerstand  $R_{33}$  zusammengeführt. An diesem Punkt entsteht die hohe Spannungsverstärkung durch die Signalströme.

Den Ausgang des Verstärkers bildet die komplementäre Gegentaktendstufe aus  $T_1$  und  $T_2$ . Zur Reduzierung der Übernahmeverzerrungen wird die Endstufe mittels eines geregelten Ruhestroms in den A-B-Betrieb gebracht. Hierzu erfasst der Ruhestromregler  $IC_1$  den Mittelwert des Endstufenstroms als Spannungsabfall am Widerstand  $R_{61}$ . Dies ist aufgrund des vorgegebenen Puls-Pausen-Verhältnisses der Signalströme ein gutes Maß für den Ruhestrom in der Endstufe. Zudem wird durch die Mittelwertbildung über  $C_2$  der Ruhestromregler nicht durch die um vier Dekaden größeren Signalströme übersteuert, was bei direkter Erfassung des Stroms in der Endstufe problematisch wäre.

Der Eingriff des Ruhestromreglers erfolgt als Gegentakt-Stromsignal am Eingang der Kaskode-Stufen  $T_{10}$  bzw.  $T_{38}$ . Die Wilson-Stromspiegel übertragen die Korrekturstrome auf den Widerstand  $R_{33}$ , über dessen Spannungsabfall die Gate-Source-Spannung der Endstufentransistoren so ausgeregelt wird, dass sich der gewünschte Ruhestrom in der Endstufe einstellt. Mittels des Kondensators  $C_7$  wird  $R_{33}$  für Signalströme kurzgeschlossen.

Die Rückkopplung des Verstärkers erfolgt über den Shuntwiderstand  $R_1$ . Vor den invertierenden Eingang des Verstärkers mit niedriger Eingangsimpedanz ist der Widerstand  $R_{36}$  geschaltet, dessen Dimensionierung den Betrag der Ringverstärkung und somit die Durchtrittsfrequenz bestimmt.

### 3.2.2 Dynamisches Verhalten

Das dynamische Verhalten des Verstärkers wird anhand der Kleinsignalgrößen Transimpedanz und Ringverstärkung untersucht. Die kapazitive Belastung durch den Piezoaktor sowie der Shuntwiderstand  $R_1$  müssen hierbei zwingend berücksichtigt werden, da diese Einfluss auf Stabilität und Dynamik des Verstärkers nehmen. Das für den Einsatz als Ansteuerverstärker für Piezoaktoren wichtige Großsignalverhalten wird anhand geeigneter Messergebnisse dargestellt.

Für die folgenden Betrachtungen wird zur Nachbildung des Piezoaktors eine Ersatzkapazität  $C_L$  nach Kapitel 2.4.3 als Verstärkerlast angenommen.

#### Transimpedanz

Das Frequenzverhalten der Transimpedanz wird für Kleinsignalansteuerung maßgeblich durch die Eingangsimpedanz der Gegentaktendstufe bestimmt. Diese wird für den unbelasteten Verstärker aus den parasitären Transistorkapazitäten  $C_{GD,T1,2}$  (Gate-Drain-Kapazität) der MOSFETS  $T_1$  und  $T_2$  gebildet und zeigt mit dem Ausgangswiderstand der Stromspiegel einpoliges Tiefpassverhalten. Wird der Verstärker belastet, kann die Gegentaktendstufe nicht mehr als Spannungsfolger angesehen werden und es müssen zusätzlich die Gate-Source Kapazitäten  $C_{GS,T1,2}$  der Endstufentransistoren sowie die Lastimpedanz berücksichtigt werden. Für diesen hier vorliegenden Lastfall ist die Transimpedanz  $T$  als Quotient der Ausgangsspannung des Verstärkers und des Eingangsstroms am invertierenden Eingang zu definieren. Da dieser Strom über die Wilson-Stromspiegel zur Endstufe gespiegelt wird, kann dieser näherungsweise gleich dem Eingangsstrom der MOSFETS angenommen werden.

Die nachfolgenden Untersuchungen zeigen, dass hier nicht mehr von einpoligem Tiefpassverhalten der Transimpedanz ausgegangen werden kann. Wichtig für die Dimensionierung des Verstärkers ist, dass trotz der Rückwirkung der Lastkapazität  $C_L$  auf die Transimpedanz das einpolige Tiefpassverhalten der Ringverstärkung im Bereich der Durchtrittsfrequenz erhalten bleibt.

Zur Untersuchung der Transimpedanz ist in Abbildung 3.7 der mit  $C_L$  und  $R_1$  belastete Ausgangstransistor  $T_1$  mit den parasitären Transistorkapazitäten dargestellt. Der Ausgangswiderstand der Wilson-Stromspiegel wird hier vernachlässigt, da das Frequenzverhalten der Transimpedanz im interessierenden Frequenzbereich von den dargestellten Kapazitäten bestimmt wird.

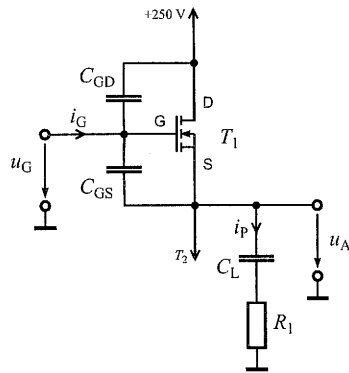


Abbildung 3.7: Beschalteter Ausgangstransistor mit parasitären Kapazitäten.

Aus Symmetriegründen reicht es aus, zur Beschreibung der auftretenden Effekte nur den oberen Schaltungsteil der Endstufe zu berücksichtigen. Der Einfluss der Lastimpedanz auf die Transimpedanz des Verstärkers wird unter Vernachlässigung des Kleinsignal-Ausgangswiderstands von  $T_1$  mittels des folgenden Ersatzschaltbildes untersucht:

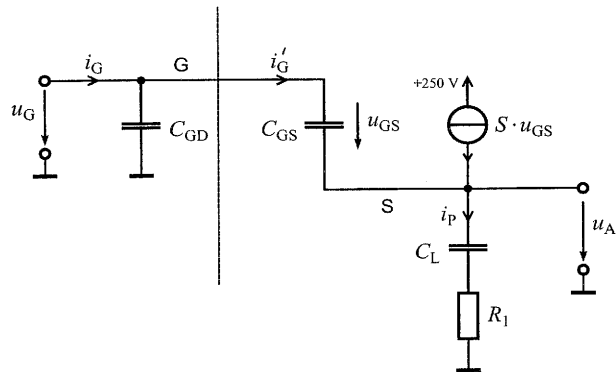


Abbildung 3.8: Kleinsignal-Ersatzschaltbild des beschalteten Endstufentransistors  $T_1$ , mit  $S$ : Steilheit von  $T_1$  im Ruhe-Arbeitspunkt,  $u_{GS}$ : Gate-Source-Spannung,  $R_1$ : Shuntwiderstand.

Die Transimpedanz  $T$  wird wie folgt definiert:

$$T(j\omega) = \frac{U_A(j\omega)}{I_G(j\omega)} \quad (3.4)$$

Für die in Abbildung 3.8 abgebildete Schaltungsstruktur ergibt sich nach kurzer Rechnung:

$$T(j\omega) = \frac{1}{j\omega \left( C_{GD} + C_L \cdot \frac{1}{1 + j\omega/\omega_L} \cdot \frac{j\omega/\omega_2}{1 + j\omega/\omega_3} \right)} \quad (3.5)$$

Mit:  $\omega_L = \frac{1}{R_1 C_L}$ ;  $\omega_2 = \frac{S}{C_{GD} + C_{GS}}$ ;  $\omega_3 = \frac{S}{C_{GS}}$ .

Weiter gilt für die Schaltungsdimensionierung:

$C_{GS} = 4 \text{ nF}$ ,  $C_{GD} = 500 \text{ pF}$ ,  $S = 400 \text{ mS}$  @  $I_D = 10 \text{ mA}$ ,  $R_1 = 0,1 \Omega$ .

Die Interpretation von Gleichung (3.5) erfolgt für drei Frequenzabschnitte (I, II und III):

I.  $\omega \ll \omega_k = \frac{C_{GD}}{C_L} \cdot \omega_2$

$$T(j\omega) \approx \frac{1}{j\omega C_{GD}}$$

In diesem Bereich zeigt die Transimpedanz ein integrales Verhalten. Wirksam ist nur die Kapazität  $C_{GD}$ . Bei Berücksichtigung des Ausgangswiderstandes der Stromspiegel ergibt sich real ein einpoliges Tiefpassverhalten. Für die Schaltungsdimensionierung fällt die Grenzfrequenz des Tiefpasses mit  $\omega_k$  zusammen und es ergibt sich ein Plateau im Bereich I der Transimpedanz (vgl. Abbildung 3.9).

II.  $\omega_k \leq \omega \leq \omega_L$

$$T(j\omega) \approx \frac{1}{j\omega} \cdot \frac{1}{j\omega C_L/\omega_2}$$

Dies ist ein Übergangsbereich mit zweipoligem integralem Verhalten.

III.  $\omega \gg \omega_L$

$$T(j\omega) \approx \frac{1}{j\omega(C_{GD} + C_L \cdot \omega_L/\omega_2)}$$

In diesem Frequenzbereich zeigt sich wieder das gewünschte einpolige Verhalten der Transimpedanz.

Da das kapazitive Verhalten der Piezoaktoren spannungs- und temperaturabhängig über einen weiten Bereich variieren kann, wird nachfolgend zur Untersuchung der Transimpedanz und der Ringverstärkung eine Variation der Ersatz-Lastkapazität in den Grenzen nach Kapitel 2.4.3 durchgeführt.

In Abbildung 3.9 ist die Transimpedanz des beschalteten Verstärkers für variable kapazitive Belastungen sowie für ohmsche Belastung dargestellt:

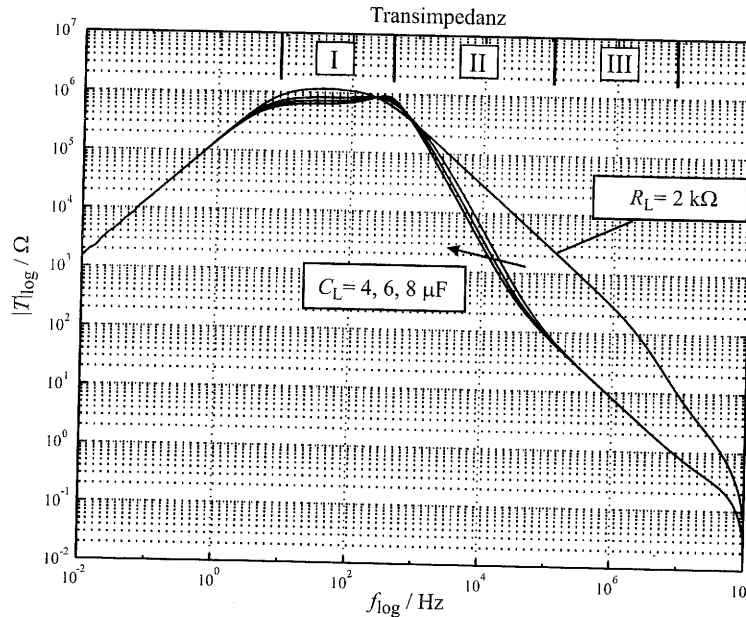


Abbildung 3.9: Transimpedanz des entwickelten Verstärkers für unterschiedliche Lastkapazitäten und für ohmsche Belastung (Simulation).

Für niedrige Frequenzen zeigt sich einpoliges Hochpassverhalten bis zu einer Grenzfrequenz von  $f_1 \approx 5 \text{ Hz}$ . In diesem Bereich wirkt der Nullpunkt-Regler ( $IC_2$ ) auf den Verlauf der Transimpedanz und garantiert die Offsetkompensation des Verstärkers.

Im Plateau-Bereich I liegt der Betrag der Transimpedanz für alle untersuchten Lastfälle über  $600 \text{ k}\Omega$ , womit die geforderte hohe Genauigkeit des Verstärkers erreicht werden kann. Bestimmt wird das Frequenzverhalten hier durch den hohen Ausgangswiderstand der Wilson-Stromspiegel.

Betrachtet man zunächst nur die Kurven für eine kapazitive Belastung mit  $C_L$ , zeigt sich das zweipolige Tiefpassverhalten im Bereich II der Transimpedanz gemäß der Herleitung aus Gleichung (3.5). Für den Bereich III ergibt sich wiederum das gewünschte einpolige Tiefpassverhalten. Durch die geeignete Dimensionierung eines Rückkoppelnetzwerkes  $k(j\omega)$  und des Widerstandes  $R_{36}$  kann für die Ringverstärkung einpoliges Tiefpassverhalten im Bereich der Durchtrittsfrequenz sichergestellt werden, womit die Stabilität des Verstärkers in weiten Bereichen unabhängig von der Lastkapazität garantiert ist.

Betrachtet man noch den Fall einer ohmschen Belastung mit  $R_L = 2 \text{ k}\Omega$ , zeigt sich, dass die Eckfrequenz des Tiefpasses gebildet aus dem Ausgangswiderstand der Wilson-Stromspiegel und der Kapazität  $C_{GD}$  mit der in Gleichung (3.5) eingeführten Grenzfrequenz  $\omega_k$  zusammenfällt. Daher gibt es bei kapazitiver Belastung keinen Abschnitt mit einpoligem Tiefpassverhalten zwischen den Bereichen I und II.

#### Ringverstärkung

Für den beschalteten Verstärker ergibt sich die Ringverstärkung  $v_R(j\omega)$  zu:

$$v_R(j\omega) = T(j\omega) \cdot k(j\omega) \cdot \frac{1}{R_{36} + \frac{1}{2g_{m, T25, T39}} + \frac{1}{j\omega C_{EIN}}} \quad (3.6)$$

$$\text{mit: } k(j\omega) = \frac{j\omega C_L R_1}{1 + j\omega C_L R_1}; g_{m, T25, T39}: \text{ Transistorsteilheit; } C_{EIN}: C_5 + C_6.$$

Zur Bewertung der Stabilität und zur Bestimmung der Bandbreite des beschalteten Verstärkers ist in Abbildung 3.10 Betrag und Phase der Ringverstärkung dargestellt:

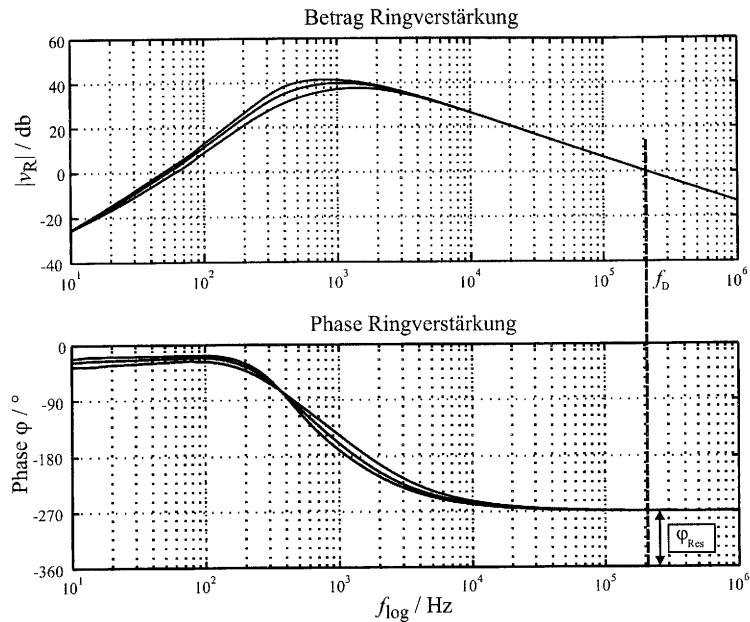


Abbildung 3.10: Ringverstärkung des beschalteten Verstärkers.

Der Betragsverlauf der Ringverstärkung wird für kleine Frequenzen durch zwei Hochpässe bestimmt. Zum einen ist dies der Hochpass am invertierenden Eingang (Kondensatoren  $C_5$  und  $C_6$  mit  $1/2 g_m, T_{25}, T_{39}$  und  $R_{36}$ ), zum anderen der Hochpass am Ausgang des Verstärkers, gebildet aus der Lastkapazität  $C_L$  und dem Widerstand  $R_1$ .

Aus dem Betragsverlauf der Ringverstärkung zeigt sich ein Übertragungsbereich des Verstärkers für Eingangssignale im Frequenzbereich zwischen 50 Hz und 220 kHz. Bei der Durchtrittsfrequenz  $f_D = 220$  kHz beträgt die Phasenreserve  $\varphi_{Res} = 90^\circ$  für alle untersuchten Lastfälle. Damit ist die Stabilität des Verstärkers gewährleistet und es sind keine Verstärkungsüberhöhungen im Frequenzgang der Betriebsverstärkung zu erwarten.

### Slew-rate

Für ideale CV-OPV existiert keine Slew-rate-Beschränkung, da die erforderlichen Ströme zur Generierung des Ausgangssignals nicht durch Ruhestrome in der Eingangsstufe limitiert sind, sondern von den Wilson-Stromspiegeln, abhängig vom Eingangssignal des Verstärkers, auf die Endstufe übertragen werden [40][78]. Erst für sehr große Eingangsamplituden weit außerhalb des Betriebsbereichs des Verstärkers ist die Slew-rate messtechnisch erfassbar.

Diese Vorgehensweise ist jedoch ungeeignet um brauchbare Aussagen zum Großsignalverhalten des Verstärkers zu treffen.

Als Slew-rate wird hier deshalb die maximale Anstiegsgeschwindigkeit des Ausgangsstroms des Verstärkers als Antwort auf einen Eingangssprung mit maximal zulässiger Eingangsamplitude definiert.

Die Höhe der so definierten Slew-rate kann bei der vorliegenden Verstärkerarchitektur maßgeblich über die Dimensionierung des Rückkoppelwiderstands  $R_{36}$  beeinflusst werden. Zur verzerrungsfreien Signalübertragung wird eine um den Faktor zehn größere Anstiegsgeschwindigkeit gegenüber der maximalen Signalanstiegsgeschwindigkeit eingestellt.

Da ein Piezoaktor als Belastung des Verstärkers für diesen Versuch aufgrund der hohen Stromtransienten nicht verwendet werden darf, wird ein pulsfester Kondensator mit  $6 \mu\text{F}$  Kapazität als Ersatzlast gewählt. In Abbildung 3.11 wird das Eingangssignal und die Sprungantwort des mit der Ersatzkapazität beschalteten Verstärkers dargestellt:

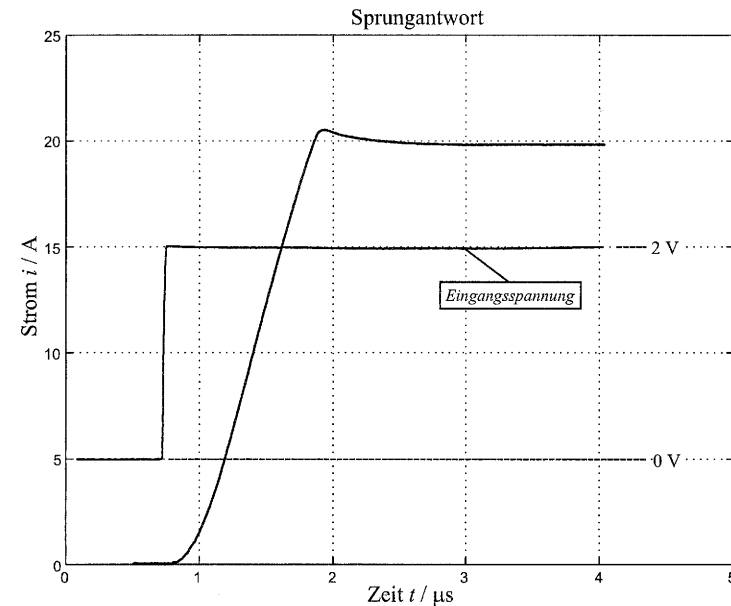


Abbildung 3.11: Sprungantwort des Verstärkers.

Der Verstärker erreicht für die gewählte Dimensionierung eine symmetrische Slew-rate von  $> 20 \text{ A}/\mu\text{s}$ . Die Sprungantwort zeigt aufgrund der ausreichend großen Phasenreserve der Ringverstärkung nur geringes Überschwingen.

Um die Genauigkeit bei Ansteuerung der verwendeten Piezoaktoren zu untersuchen, wird der vorgestellte Verstärker mit einem in dieser Arbeit verwendeten Piezoaktor beschaltet und mit der Signalform angesteuert, die auch bei den Untersuchungen an den Piezoaktoren in den späteren Kapiteln verwendet wird (vgl. Kapitel 3.3.3). In Abbildung 3.12 werden Soll- und Istwert des Aktorstroms sowie der relative dynamische Fehler dargestellt:

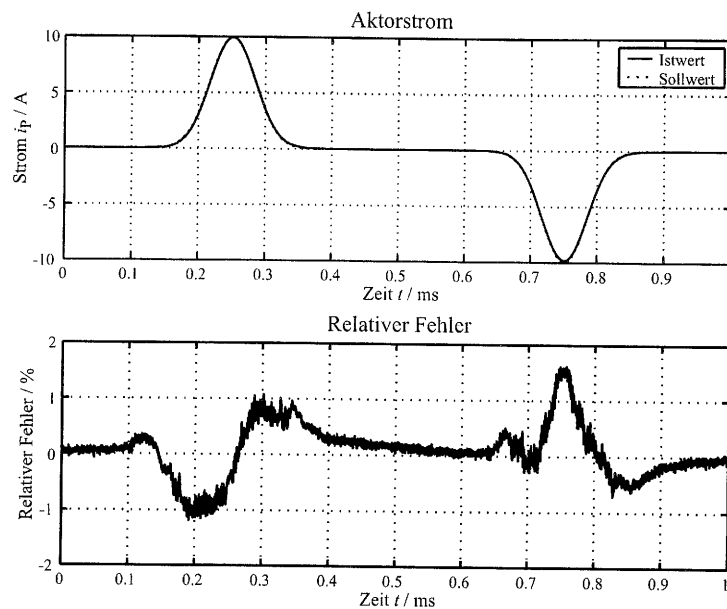


Abbildung 3.12: Soll- und Istwert des angesteuerten Piezoaktors; relativer dynamischer Fehler bezogen auf die Maximalamplitude.

Bei der Darstellung des relativen Fehlers ist das Quantisierungsrauschen durch die Abtastung des Stromsignals zu erkennen. Es ergibt sich ein relativer Fehler  $< 1.5\%$  für den übertragenen Aktorstrom.

### 3.2.3 Zusammenfassung

Der entwickelte Pulsverstärker zur Ansteuerung von Piezoaktoren prägt Ströme mit beliebiger Signalform in kapazitive Lasten ein. Der Ausgangsspannungsbereich beträgt  $-20\text{ V}$  bis  $+240\text{ V}$ . Die Ausgangsstromamplitude ist mittels einer Begrenzerschaltung zum Schutz der Piezoaktoren auf  $\pm 30\text{ A}$  begrenzt. Der ausgangsbezogene Offsetstrom des Verstärkers ist kleiner  $3\text{ mA}$ . Die Signal-Bandbreite liegt bei der Ansteuerung der Piezoaktoren zwischen  $50\text{ Hz}$  und  $220\text{ kHz}$ . Die Slew-rate beträgt  $\pm 20\text{ A}/\mu\text{s}$ .

Durch die Begrenzerschaltung im Eingang des Verstärkers kann die Amplitude sowie die Bandbreite der Eingangsspannung zum Schutz der Piezoaktoren auf jeweils zulässigen Werte begrenzt werden, ohne die Dynamikreserve des Verstärkers zu beeinflussen.

Der Ausgang des Verstärkers ist kurzschlussfest. Liegt kein Eingangssignal an, verhindert ein Ausgangs-Kurzschlusschalter eine unkontrollierte Aufladung der kapazitiven Last, respektive des Piezoaktors. Über eine Zeitverriegelung wird die maximale Signaldauer auf  $600\text{ }\mu\text{s}$  und die höchste Wiederholfrequenz auf  $25\text{ Hz}$  begrenzt.

Die dargestellten Ergebnisse zeigen, dass das Verstärkerkonzept alle gestellten Anforderungen sehr gut erfüllt. Die Stabilität bezüglich der variablen kapazitiven Belastung ist gewährleistet, ohne dass durch Kompensationsmaßnahmen die Bandbreite des Verstärkers beeinträchtigt wird. Die hohe Phasenreserve garantiert, dass kein unerwünschtes Überschwingen in der Sprungantwort des Verstärkers auftritt. Durch den jederzeit kontrollierten Aktorstrom werden keine mechanischen Transienten durch die elektrische Ansteuerung hervorgerufen. In Abbildung 3.13 sind exemplarisch einige Messwerte zur Bewertung des Verstärkerkonzeptes im Hinblick auf die elektromechanischen Wechselwirkungen dargestellt:

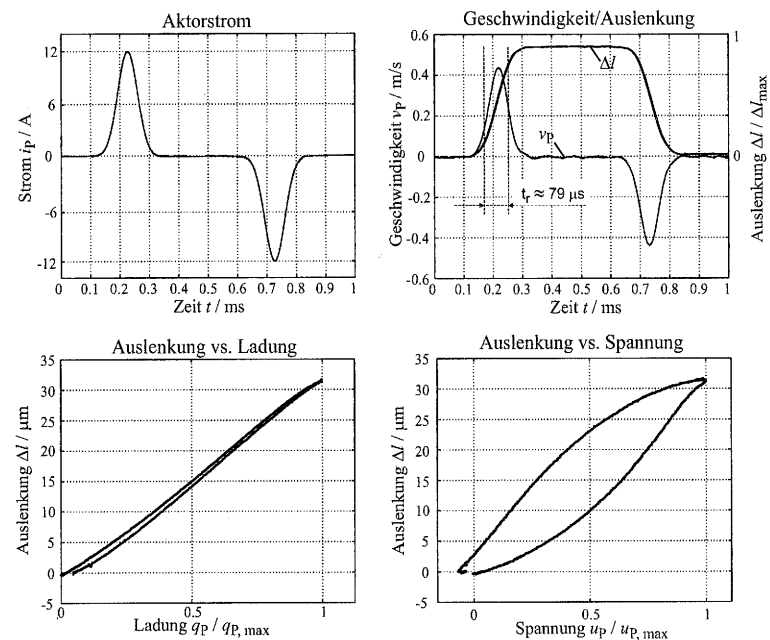


Abbildung 3.13: Gemessene Signalverläufe bei Ansteuerung eines Piezoaktors durch den vorgestellten Verstärker

Angesteuert wird der mechanisch unbelastete Piezoaktor mit einem gaußförmigen Stromverlauf mit einer Pulsbreite<sup>18</sup> von 84  $\mu\text{s}$ . Die Ansteuerdynamik ist damit dem realen Betrieb des Aktors im Injektor angepasst. Der quasi-gaußförmige Stromverlauf wurde gewählt, da dieser stetig ist und unter Berücksichtigung der elektromechanischen Wechselwirkungen einen optimalen Beschleunigungsverlauf des Piezoaktors gewährleistet (angenommen wird, dass der Piezoaktor vor und nach elektrischer Ansteuerung in Ruhelage ist, also  $v_p = 0$  gilt). Zwischen Aktorstrom  $i_p$  und Aktorgeschwindigkeit  $v_p$  zeigt sich entsprechend Gleichung (3.2) ein proportionales Verhalten. Die Zeitverläufe der Aktorgeschwindigkeit und -auslenkung zeigen, dass auch bei kürzesten Anstiegszeiten (für die Auslenkung gilt  $t_r < 80 \mu\text{s}$  im dargestellten Beispiel) keine unerwünschten mechanischen Transienten im Piezoaktor angeregt werden. Weiter sind in Abbildung 3.13 die auftretenden dynamischen Hystereseschleifen dargestellt. Anhand der um mehr als 95% reduzierten Hysteresebreite der Ladungs-Auslenkungs-Hysterese zeigt sich, dass die mit diesem Verstärker realisierte Polarisationskontrolle wirkungsvoll das nichtlineare Verhalten der Aktoren reduziert.

Damit wurde erstmals ein Verstärker realisiert, der zur hochdynamischen Ansteuerung von Piezoaktoren unter Berücksichtigung deren elektromechanischen Wechselwirkungen geeignet ist. Im Folgenden wird eine Erweiterung des Verstärkerkonzeptes vorgenommen, um diesen auch für quasistatische Anwendungen einzusetzen.

### 3.3 Hybridverstärker

Wie im vorhergehenden Kapitel erläutert, kann mittels des Verstärkers mit Stromquellenverhalten mit hoher Dynamik definiert Ladung in den Piezoaktor eingebracht werden. Aufgrund des bestehenden linearen Zusammenhangs zwischen eingebrachter Ladung und Auslenkung bei gleichzeitig eingprägtem Stromverlauf sind alle kinematischen Größen des Piezoaktors in einem weiten Dynamikbereich gut steuerbar. Damit erfüllt dieser Verstärker alle Anforderungen zur dynamischen Ansteuerung von Piezoaktoren. Nachteilig ist allerdings, dass der Polarisationszustand des Piezoaktors nach der Ansteuerung aufgrund des Stromquellenverhaltens des Verstärkers nicht mehr kontrollierbar ist. Grund für die Polarisationsänderung ist zum einen die Selbstentladung des Piezoaktors, aber auch der Offsetstrom des Ansteuerverstärkers. Die Folge ist eine langsam verlaufende unkontrollierte Kontraktion oder Extraktion des Piezoaktors.

Dieser Effekt kann verhindert werden, wenn es durch schaltungstechnische Maßnahmen gelingt, die Piezospaltung nach Einbringung der definierten Ladungsmenge in den Aktor konstant zu halten. Hierdurch bleibt der Polarisationszustand und damit die erreichte Auslenkung des Piezoaktors erhalten. Es wird also für den Aufladezustand und den Haltezustand eine unterschiedliche Verstärkercharakteristik benötigt [69].

#### 3.3.1 Schaltungsstruktur des Verstärkers

Um einen Ansteuerverstärker zu entwickeln, der die jeweiligen Anforderungen je nach Zustand des Piezoaktors erfüllt, wird der in Kapitel 3.2 vorgestellte Verstärker zu einem Hybridverstärker erweitert. In Abbildung 3.14 ist die Struktur des entwickelten Verstärkers dargestellt. Der dargestellte Hybridverstärker kann je nach Ansteuersignal im Spannungs- oder im Strom-Modus betrieben werden ( $u$ - bzw.  $i$ -Modus). Im Folgenden wird mit  $i$ -Modus die dynamische Ansteuerung des Piezoaktors mit Ansteuersignalen nach Kapitel 3.2.3, mit  $u$ -Modus die statische Ansteuerung zur Aufrechterhaltung des erreichten Polarisationszustands bezeichnet.

Kernkomponente des Verstärkers ist der Leistungsverstärker. Hier wurde das in Kapitel 3.2 vorgestellte Schaltungskonzept mit kleinen Modifikationen übernommen. Die wesentliche Änderung ist die DC-Kopplung des Verstärkers. Hierzu wurden die Kondensatoren  $C_5$  und  $C_6$  am invertierenden Eingang entfernt und die Emitter der Transistoren  $T_{25}$  und  $T_{39}$  direkt verbunden (vgl. Abbildung 3.6). Damit ist auch der Hilfsverstärker  $IC_2$  zur Offsetstromkompensation nicht mehr erforderlich und entfällt. Die Offsetstromkompensation des Leistungsverstärkers wird mittels der anlognen Sample & Hold Stufe (im Folgenden S&H-Stufe) sichergestellt. Durch die DC-Kopplung kann der Leistungsverstärker als Stellglied sowohl zur dynamischen Ansteuerung während des  $i$ -Modus als auch zur statischen Ansteuerung des Aktors im  $u$ -Modus eingesetzt werden. Weitere Komponenten des Hybridverstärkers sind die S&H-Stufe mit digitaler Speicherung zur Generierung der Aktor-Sollspannung, ein Spannungsregler, ausgelegt als P-I-Regler mit Stellgrößenbegrenzung sowie eine Schaltung mit integriertem Fensterkomparator zur Bestimmung des Verstärker-Modus.

#### 3.3.2 Funktionsprinzip

Zunächst sei die Schaltung im Spannungsmodus gemäß Abbildung 3.14. Es bildet sich ein geschlossener Regelkreis mit dem Leistungsverstärker als Stellglied, dem P-I-Regler, einer Stellgrößenbegrenzung sowie dem Piezoaktor als Regelstrecke. Die Regelgröße ist die Piezospaltung  $u_p$ .

18. Die Pulsbreite des Stromsignals ist definiert bei 50% der Amplitude.

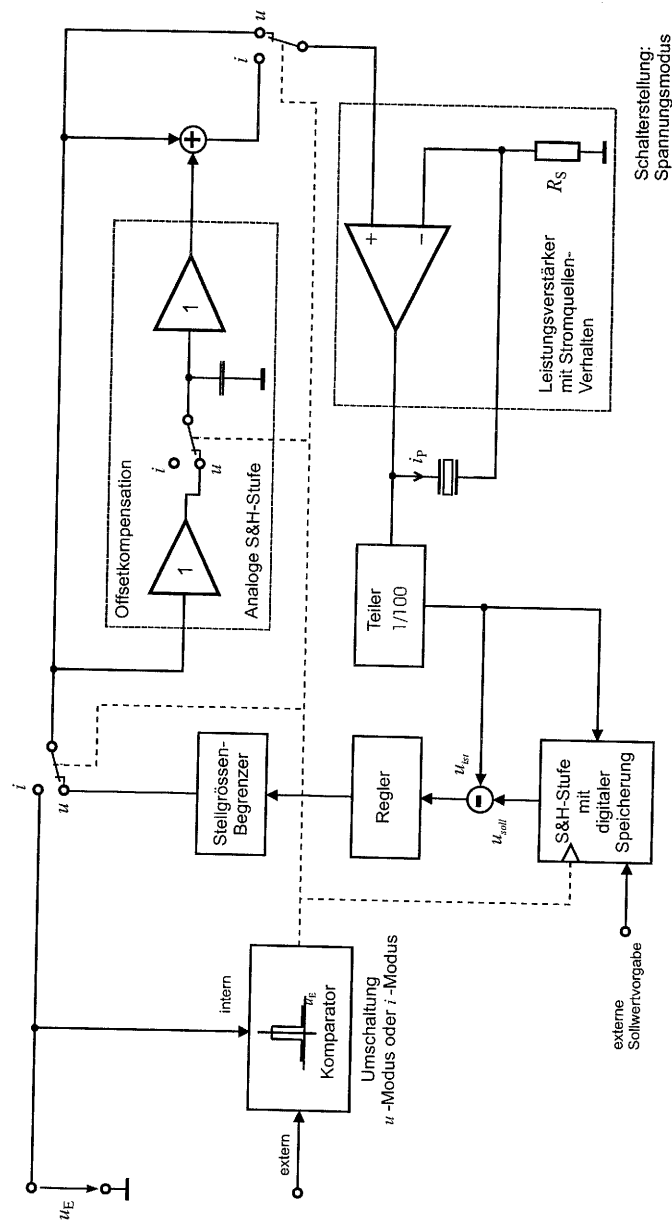


Abbildung 3.14: Hybridverstärker

Der Sollwert  $u_{\text{soll}}$  der Piezospaltung wird von der S&H-Stufe mit digitaler Speicherung geliefert. Durch den I-Anteil des Reglers ergibt sich keine bleibende Regeldifferenz und die Piezospaltung wird auf den vorgegebenen Sollwert ausgeregelt. Soll der Piezoaktor ausgelenkt werden, wird der Verstärker mit einer Eingangsspannung  $u_E$  angesteuert. Gilt  $u_E > \varepsilon$ , detektiert der Komparator die Ansteuerung und der Verstärker wird automatisch in den  $i$ -Modus geschaltet<sup>19</sup>. Hier arbeitet der Hybridverstärker als spannungsgesteuerte Stromquelle. Zwischen der Eingangsspannung  $u_E$  und dem Aktorstrom  $i_p$  gilt die in Gleichung (3.3) aufgestellte Relation. Da das Stellglied bis auf kleine Änderungen dem in Kapitel 3.2 dargestellten Verstärker entspricht, kann hier mit der beschriebenen Dynamik und Präzision Ladung in den Piezoaktor eingebracht werden. Der Offsetstrom des Leistungsverstärkers wird für die Ansteuerphase mittels der analogen S&H-Stufe kompensiert.

Gilt für die Eingangsspannung  $u_E < \varepsilon$ , wird der Hybridverstärker vom Komparator wieder in den Spannungsmodus umgeschaltet. Die digitale Speicherung der S&H-Stufe wird im Umschaltzeitpunkt neu getriggert und die momentane Aktorspannung wird als Sollwert  $u_{\text{soll}}$  der Regelung gespeichert. Die Speichertiefe beträgt 8-Bit, womit der absolute Fehler des Spannungsregelkreises für die vorliegende Verstärkerauslegung  $< 1$  V ist. Da Soll- und Istwert der Piezospaltung unmittelbar nach dem Umschalten in den Spannungsmodus nahezu identisch sind, gilt für die Regeldifferenz  $u_{\text{soll}} - u_{\text{ist}} = 0$ , womit sichergestellt ist, dass keine unkontrollierte Stromtransiente im Umschaltzeitpunkt durch den Spannungsregelkreis auftreten kann.

Der Polarisationszustand des Piezoaktors und damit die Auslenkung kann jetzt beliebig lange gehalten werden, bis eine erneute Zustandsänderung erwünscht ist.

Zusätzlich bietet der Verstärker die Möglichkeit, die Umschaltung in den gewünschten Modus nicht über den Verstärkereingang zu steuern, sondern über einen externen digitalen Steuereingang vorzugeben.

In Abbildung 3.15 ist exemplarisch ein vollständiger Auf- und Entladezyklus eines Piezoaktors dargestellt, der über den vorgestellten Hybridverstärker angesteuert wird:

19. Mit  $\varepsilon$  wird die Schaltschwelle des Fensterkomparators bezeichnet.

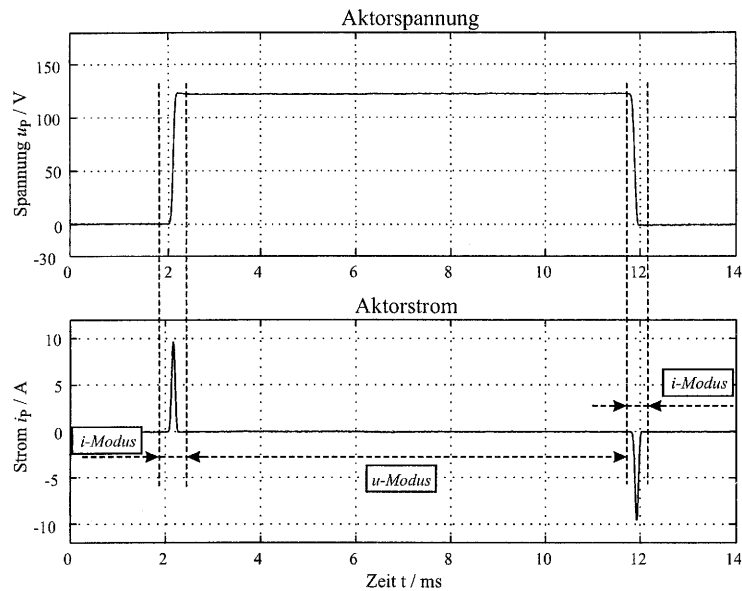


Abbildung 3.15: Aktorsignale bei Ansteuerung mit dem Hybridverstärker im Strom- bzw. Spannungsmodus

Zunächst befindet sich der Hybridverstärker im  $u$ -Modus. Bei Ansteuerung des Verstärkers wird dieser in den  $i$ -Modus geschaltet und es wird wie beschrieben eine definierte Ladungsmenge in den Piezoaktor eingebracht. Nach der dynamischen Ansteuerung schaltet der Verstärker automatisch, oder extern getriggert, in den  $u$ -Modus und hält über den beschriebenen Spannungsregelkreis den Polarisationszustand des Piezoaktors beliebig lange aufrecht. Die Entladestromamplitude wurde so gewählt, dass nach Ansteuerung wieder  $u_p = 0$  V gilt.

In Abbildung 3.16 ist eine Ausschnittsvergrößerung mit den ersten beiden Umschaltpunkten dargestellt:

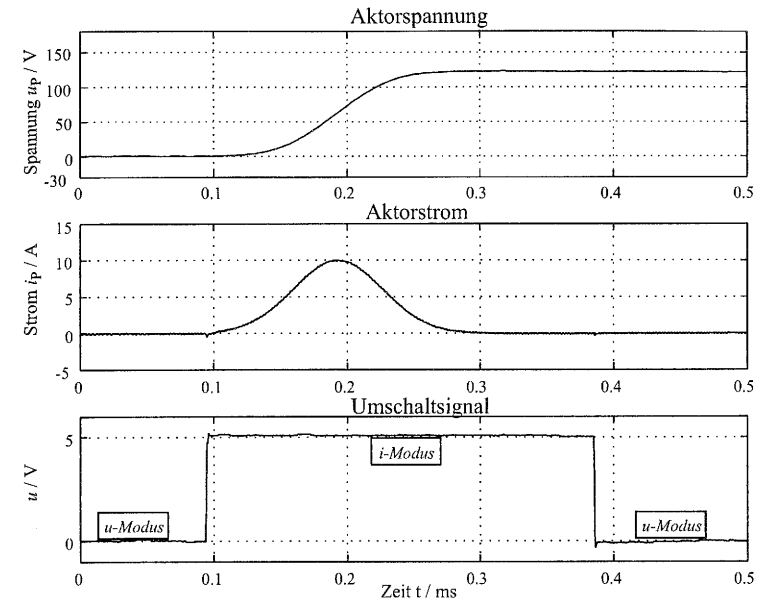


Abbildung 3.16: Ausschnittsvergrößerung der elektrischen Aktorsignale bei Ansteuerung mit dem Hybridverstärker im Strommodus mit den Umschaltpunkten zum Spannungsmodus

Neben dem Spannungs- und Stromverlauf ist zusätzlich das interne Triggersignal zur Umschaltung des Verstärkermodus dargestellt. Es zeigt sich der eingeprägte Stromverlauf sowie der stetige Übergang in den Spannungsmodus.

### 3.3.3 Zusammenfassung

Die Weiterentwicklung des Pulsverstärkers aus Kapitel 3.2 zum vorgestellten Hybridverstärker bietet viele Vorteile gegenüber den in der Literatur beschriebenen Verstärkern zur Ansteuerung von Piezoaktoren [13][74]. Erstmals wird hier ein Verstärker mit Stromquellenverhalten vorgestellt, der Ströme mit Amplituden bis zu  $\pm 30$  A und Anstiegszeiten von bis zu  $\pm 20 \mu\text{s}$  in Piezoaktoren einprägen kann und gleichzeitig auch für statische Ansteuerungen geeignet ist. Damit können unkontrollierte Stromtransienten, die als eine Hauptausfallquelle bei der dynamischen Ansteuerung von Hochleistungs-Piezoaktoren gelten, für viele Anwendungsbereiche ausgeschlossen werden [6]. Bei sämtlichen kommerziell erhältlichen Spannungsverstärkern kann dies prinzipbedingt selbst für stark eingeschränkte Spannungs- und Stromklassen nicht garantiert werden [13].

Die Vorteile der Polarisationssteuerung, hier ist insbesondere die um mehr als 95% reduzierte Breite der auftretenden Hystereseeffekte zu nennen, können mit dem neuen Verstärkerprinzip wirkungsvoll genutzt werden. Durch die hohe Genauigkeit der eingepprägten dynamischen Stromverläufe (vgl. Kapitel 3.2.2) und der damit gut definierten eingebrachten Ladungsmenge, bietet sich diese Steuerungsmöglichkeit erstmals auch für Hochleistungsaktoren im beschriebenen Dynamikbereich an.

Auch für Systeme mit Sensoren zur Detektion der Aktorauslenkung bietet der Hybridverstärker erhebliche Vorteile. Der Entwurf eines geschlossenen Regelkreises mit der Aktorauslenkung als Regelgröße und einem Spannungsverstärker als Stellglied ist aufgrund des nichtlinearen und hysteresehafteten Verhaltens zwischen Aktorspannung und Aktorauslenkung in dem hier geforderten Dynamikbereich sehr schwierig [56]. Die mit dem Hybridverstärker mögliche Polarisationskontrolle der angesteuerten Aktoren linearisiert deren elektromechanisches Verhalten über den gesamten Aussteuerbereich und vereinfacht die Auslegung eines dynamischen Reglers erheblich.

Auf die elektromechanischen Wechselwirkungen kann ebenfalls positiv eingewirkt werden. Wirkt eine dynamische mechanische Spannung  $T$  auf den Piezoaktor ein, kommt es aufgrund der in Kapitel 2.3 dargelegten physikalischen Grundlagen zu einer Beeinflussung der elektrischen Aktorgrößen. Die Art der Ansteuerung entscheidet dabei, ob ein Ladungsaustausch zwischen der Ansteuerquelle und dem Piezoaktor stattfindet oder nicht. Bei Ansteuerung mittels Spannungsquellen findet der Ladungsaustausch aufgrund der niedrigen Ausgangsimpedanz der Verstärker immer statt, während bei der Ansteuerung mittels einer idealen Stromquelle kein Ladungsaustausch zugelassen wird. Wie in Kapitel 5.2 gezeigt wird, ist die Steifigkeit der untersuchten Piezoaktoren höher, wenn kein Ladungsaustausch mit der Quelle zugelassen wird. Hier bietet der Hybridverstärker die Möglichkeit, mittels des Reglers und der Stellgrößenbegrenzung (vgl. Abbildung 3.14) den Ladungsaustausch des angesteuerten Piezoaktors mit dem Verstärker zu kontrollieren und zu limitieren. Daraus ergibt sich eine um bis zu 70% höhere wirksame Steifigkeit des Piezoaktors bei dynamischen Lastsprüngen.

Ein weiterer Vorteil der vorgestellten Verstärker ist, dass erstmals direkt auf die störende Schallabstrahlung der Piezoaktoren eingewirkt werden kann. Durch die auftretenden großen mechanischen Transienten bei hochdynamischer Ansteuerung emittieren die Aktoren erhebliche akustische Störungen. Durch den eingepprägten Zeitverlauf des Aktorstroms ist im betrachteten Dynamikbereich auch der zeitliche Verlauf der Aktorgeschwindigkeit festgelegt. Damit kann durch die Wahl der ansteuernden Stromfunktion auch das abgestrahlte Schallspektrum zur Unterdrückung störender Frequenzanteile beeinflusst werden.

## Kapitel 4

### Prüfstand zur dynamischen Untersuchung von Piezoaktoren

In diesem Kapitel wird ein Versuchsstand vorgestellt, der systematische Untersuchungen zur Charakterisierung des nichtlinearen Großsignalverhaltens der beschriebenen Piezoaktoren bei dynamischer elektrischer und mechanischer Ansteuerung ermöglicht. Als weitere Anwendung des Versuchsstands wird die Teilnachbildung von Einspritzvorgängen eines Common-Rail-Einspritzsystems vorgestellt. Nach Festlegung der Rahmenbedingungen zur Konstruktion des Versuchsstands wird der entwickelte mechanische Aufbau erläutert und der Arbeitsbereich der Aktoren innerhalb des Versuchsstands spezifiziert. Anschließend werden die messtechnische Instrumentierung samt Spezifikation vorgestellt und typische elektrische und mechanische Signalverläufe gezeigt.

#### 4.1 Anforderungen und Rahmenbedingungen

Zur Charakterisierung der Piezoaktoren müssen alle relevanten mechanischen und elektrischen Aktorgrößen messtechnisch erfasst werden. Da die Experimente unter Berücksichtigung der realen Einsatzbedingungen der Aktoren im Injektor durchgeführt werden sollen, sind wesentliche Anforderungen an den Prüfstand festgelegt. Betrachtet man zunächst die mechanischen Anforderungen, müssen gleichzeitig kleinste Aktorauslenkungen mit einer Auflösung besser  $1 \mu\text{m}$ , hohe Stellkräfte bis zu  $1500 \text{ N}$  bei höchsten Beschleunigungen bis zu  $1500 \text{ g}$  messtechnisch erfasst werden. Für den mechanischen Aufbau setzt dies grundsätzlich eine präzise Fertigung des Versuchsstands bei kleinster Nachgiebigkeit voraus. Da der gesamte Arbeitsbereich der Aktoren entsprechend den späteren Einsatzbedingungen spezifiziert werden soll, muss der Versuchsaufbau zudem die Möglichkeit einer flexiblen, nachjustierbaren Positionierung der Aktoren besitzen.

Als Konsequenz der auftretenden hohen Beschleunigungen müssen die bewegten Massen des Versuchsaufbaus möglichst klein gehalten und reibungsarm gelagert werden, da sonst hohe

Beschleunigungskräfte verbunden mit starkem mechanischen Überschwingen der bewegten Komponenten zu erwarten sind, was die exakte Bestimmung der Aktorgrößen erschwert.

Wichtig zur Charakterisierung der Aktoren ist eine möglichst präzise Erfassung des Aktorstells. Unter Berücksichtigung der hier vorliegenden Randbedingungen kommt zur messtechnischen Erfassung der Stellwege nur ein differentielles optisches Laser-Messsystem in Betracht [52]. Als Konsequenz daraus muss bei der Konstruktion des mechanischen Aufbaus sichergestellt sein, dass Aktorstift und Fußplatte der verwendeten Aktoren mittels eines Laserstrahls erfasst werden können.

Die Teilnachbildung der Einspritzvorgänge eines Common-Rail-Einspritzsystems soll so erfolgen, dass durch einen geeigneten Aktor die mechanische Last, die der Injektor für den Piezoaktor darstellt, nachgebildet wird. Um möglichst aussagekräftige Untersuchungen durchführen zu können, dürfen sich die generierten Kraftverläufe weder in der Dynamik noch in der Amplitude vom realen Betrieb unterscheiden, so dass unterschiedlichste Lastspiele mit Kraftgradienten von bis zu 1000 N innerhalb weniger als 100  $\mu$ s generiert werden müssen. Als Stellglied muss demnach ein Aktor verwendet werden, der möglichst flexible zeitliche Kraftverläufe in Verbindung mit kleinsten mechanischen Stellwegen ermöglicht. Daher bietet sich an, auch hier einen Piezoaktor zu verwenden. Ideal geeignet wäre ein Piezoaktor mit wesentlich höheren Stellkräften und Auslenkungen, da so uneingeschränkt der gesamte Arbeitsbereich der zu untersuchenden Aktoren abgedeckt werden könnte. Allerdings liefern die hier verwendeten Aktoren bezüglich Dynamik, Stellkraft und Auslenkung bereits so hohe Werte, dass ein geeigneter Aktor mit akzeptablen geometrischen Abmessungen nicht verfügbar ist. Daher wird als Lastaktor ein identischer Piezoaktor eingesetzt. Die Einschränkungen bezüglich des Arbeitsbereichs (vgl. Kapitel 4.3) sind für die hier durchzuführenden Untersuchungen zu tolerieren. Von Vorteil ist dagegen, dass durch die messtechnische Erfassung der Aktorgrößen des identischen Lastaktors ebenfalls Aussagen zur Charakterisierung der Piezoaktoren getroffen werden können.

Um eine quantitative Bestimmung der tatsächlich auftretenden mechanischen Belastung der Piezoaktoren vorzunehmen, ist es erforderlich, die generierten Stellkräfte an geeigneter Stelle mittels eines Kraftsensors zu erfassen.

Die messtechnische Aufnahme der elektrischen Größen Aktorspannung und -strom soll im Frequenzbereich bis 100 kHz bei einprozentiger Genauigkeit erfolgen. Die Messung der Aktorspannung im Bereich von -30 V bis 250 V (vgl. Kapitel 2.4.3) erfolgt dabei über ein Spannungsteiler-Netzwerk, die Messung des Aktorstroms im Bereich von -30 A bis 30 A über den Spannungsabfall an einem niederimpedanten Shunt-Widerstand.

Die elektrische Ansteuerung der Aktoren erfolgt mittels der in Kapitel 3.2 vorgestellten Leistungsverstärker. Die für die jeweiligen Experimente erforderlichen Signalformen müssen dazu mit Hilfe zweier Funktionsgeneratoren zeitsynchron generiert werden.

Die Steuerung des gesamten Prüfstands soll über einen Rechner erfolgen, der eine flexible Nutzung aller Komponenten erlaubt und den Versuchsablauf zeitlich koordiniert. Insbesondere muss die Bereitstellung der benötigten Signalverläufe zur Ansteuerung der Leistungsverstärker sowie eine zeitsynchrone Erfassung aller erforderlichen Messsignale gewährleistet sein.

## 4.2 Mechanischer Aufbau

### 4.2.1 Konstruktion

Die verwendeten Piezoaktoren sind, wie in Abbildung 4.2 dargestellt wird, in ein zylindrisches Edelstahlgehäuse eingeschweißt. Durch diese Bauform bietet es sich an, die Piezoaktoren gegenüberliegend in einen massiven Zylinder hoher Steifigkeit unter möglichst geringem seitlichen Spiel zu montieren. In Abbildung 4.1 ist der realisierte mechanische Aufbau dargestellt:

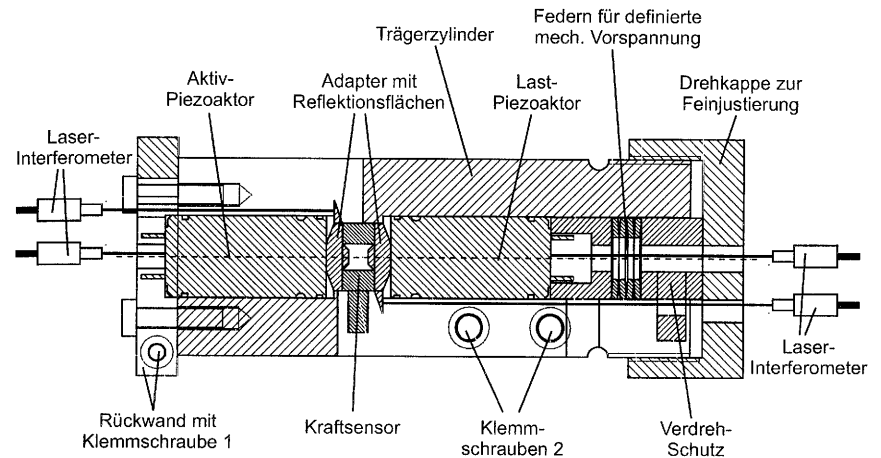


Abbildung 4.1: Querschnitt durch den mechanischen Versuchsaufbau mit Aktoren

Der Querschnitt durch den erstellten mechanischen Aufbau zeigt die Anordnung der Piezoaktoren innerhalb des Trägerzylinders. Der zu untersuchende Piezoaktor wird als Aktiv-Piezoaktor, der Aktor zur Generierung des dynamischen Lastspiels als Last-Piezoaktor bezeichnet. Allerdings ist diese Definition willkürlich gewählt, da beide Aktoren identisch sind und somit auch Untersuchungen am Last-Piezoaktor vorgenommen werden können.

Der Aktiv-Piezoaktor wird einige Millimeter in die geschlitzte Rückwand des Versuchsaufbaus eingelassen und mit der Klemmschraube 1 fixiert. Damit kann auch für hochdynamische Ansteuerungen der Aktoren die Bewegung des Aktorgehäuses klein gehalten werden.

Der Last-Piezoaktor hat keine feste Position innerhalb des Trägerzylinders. Je nach durchzuführendem Experiment wird dieser mittels der Drehkappe zur Feinjustierung positioniert und anschließend über die Klemmschrauben 2 fixiert. Damit kann der Arbeitsbereich zur Untersuchung der Piezoaktoren entscheidend vergrößert werden. Eine genaue Beschreibung der möglichen Arbeitsbereiche wird Kapitel 4.3 gegeben.

Der Kraftsensor zur Erfassung der Stellkräfte ist zwingend zwischen den beiden Aktoren zu positionieren. Nur an dieser Stelle kann die dynamische Erfassung der Stellkräfte erfolgen. Würde der Sensor dagegen zwischen Aktorrückseite und Zylinder montiert, so würde sich aufgrund der hohen Aktormasse ein großer dynamischer Messfehler als Folge der hohen Beschleunigungskräfte einstellen. Bei der hier gewählten Position wird dagegen lediglich der Kraftsensor mit den beiden Adaptern der bewegten Masse zugeschlagen. Die Auswahl eines geeigneten Sensors erfolgt demnach unter dem Aspekt möglichst geringer Masse bei hoher Steifigkeit<sup>20</sup>.

Da die Anordnung aus Kraftsensor, Adaptern und Piezoaktoren nicht fest miteinander verbunden ist, muss für alle Experimente sichergestellt werden, dass diese immer kraftschlüssig aneinander liegen. Ansonsten würden bei den hohen Beschleunigungen unkontrollierte Bewegungen der Adapter und des Sensors auftreten. Für den statischen Fall wird dies über eine mechanische Vorspannung garantiert, die vor Fixierung des Last-Piezoaktors mittels der Drehkappe zur Feinjustierung und den eingezeichneten Tellerfedern eingestellt werden kann. Nach Fixierung des Last-Piezoaktors bleibt die Vorspannung unabhängig von der Position der Drehkappe erhalten. Bei dynamischer Ansteuerung beider Aktoren muss über die Wahl des zeitlichen Verlaufs der Ansteuerfunktionen sichergestellt sein, dass immer eine kraftschlüssige Verbindung erhalten bleibt. Da gleiche Aktoren verwendet werden, ist dies relativ einfach zu realisieren.

Aufgrund der hohen Beschleunigungen kann trotz der Fixierung beider Aktoren nicht sichergestellt werden, dass sich der gesamte Aufbau während der Ansteuerphase in Ruhe befindet. Daher erfolgt die Messung der Aktorauslenkungen an jeweils zwei Punkten über ein differentiell optisches Lasermesssystem. Dazu müssen jeweils beide Seiten der Piezoaktoren von einem Laserstrahl erfasst werden können. Die Rückseiten der Aktoren sind dabei über eine

20. Diese Forderungen erfüllt der ausgewählte Aktor mit einer Steifigkeit von 2.1 kN/µm und einem Gewicht von 14 g.

Bohrung durch alle eingesetzten mechanischen Komponenten direkt zugänglich. Dagegen können die Vorderseiten der Aktoren aufgrund der Einbaulage nicht direkt erfasst werden. Abhilfe schaffen hier die Adapter zwischen Piezoaktoren und Kraftsensor, die mit einer Reflexionsfläche versehen werden und somit indirekt die Erfassung der Aktorauslenkung ermöglichen. Aus den Auslenkungen der Aktor-Vorder- und Rückseite kann die tatsächliche Aktorausdehnung auch bei hohen Beschleunigungen ermittelt werden. In Abbildung 4.2 ist der mechanische Versuchsaufbau mit allen Komponenten dargestellt:

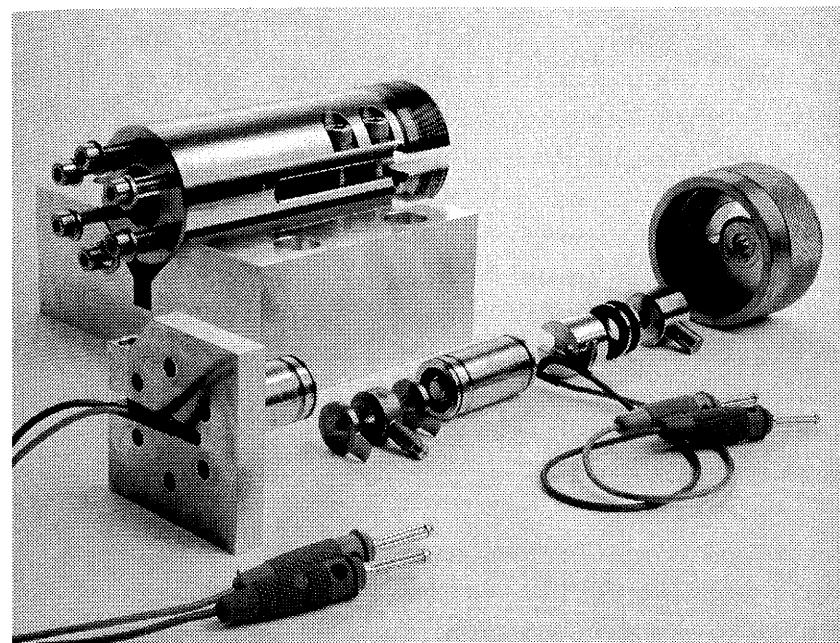


Abbildung 4.2: Mechanischer Versuchsaufbau mit allen Komponenten

Man erkennt den Trägerzylinder mit den Aktoren und den verwendeten Konstruktionsteilen. Die Einzelteile des Versuchsaufbaus sind entsprechend der Einbaulage im Trägerzylinder angeordnet (vgl. den Querschnitt in Abbildung 4.1).

#### 4.2.2 Materialauswahl

Die Auswahl der verwendeten Materialien zur Konstruktion des Prüfstands erfolgt, wie in Kapitel 4.1 gefordert, unter dem Aspekt hoher mechanischer Steifigkeit. Da die Adapter zur Kopplung des Kraftsensors an die Piezoaktoren zur bewegten Masse des Versuchsaufbaus

gerechnet werden müssen, ist hier zusätzlich auf möglichst geringe Dichte des Materials zu achten. Zudem muss durch die Bauform sichergestellt sein, dass die Reflektionsflächen nicht durch die auftretenden hohen Beschleunigungskräfte verbiegen und dynamische Fehler bei der Auslenkungsmessung hervorrufen.

Zur Überprüfung der Eignung der ausgewählten Materialien und Konstruktionen wurden mechanische Teilsimulationen nach dem Finite-Elemente-Verfahren durchgeführt, deren Ergebnisse in die Wahl der Werkstoffe eingeflossen sind und zur Optimierung der Konstruktion der Einzelelemente verwendet wurden [71][67]. Anhand der Simulationsergebnisse kann außerdem sichergestellt werden, dass die Belastung aller zur Konstruktion verwendeten Materialien unterhalb deren Elastizitätsgrenze bleibt. Zudem wurde eine Abschätzung der Messungenauigkeiten aufgrund der endlichen Materialsteifigkeiten durchgeführt.

Als Werkstoff für den zylindrischen Trägerkörper bietet sich Werkzeugstahl mit einem Elastizitätsmodul von  $210 \text{ kN/mm}^2$  an. Bei einer Wandstärke von  $14.1 \text{ mm}$  kann die Nachgiebigkeit des Materials für die hier auftretenden Stellkräfte vernachlässigt werden.

Die Adapter mit den Reflektionsflächen sind aus einer Titanlegierung *Ti99.5* gefertigt. Aufgrund des hohen Elastizitätsmoduls von  $120 \text{ kN/mm}^2$  bei gleichzeitig niedriger Dichte von  $4.5 \text{ g/cm}^3$  konnten die in den geometrischen Abmessungen optimierten Adapter mit einem Gewicht von nur  $5.6 \text{ Gramm}$  je Adapter gefertigt werden. Zusammen mit der Masse des Kraftsensors ergibt sich die bewegte Masse des Versuchsaufbaus zu  $25.6 \text{ Gramm}$ . Damit liegen die störenden Beschleunigungskräfte auch bei höchsten Beschleunigungen bis  $1500 \text{ g}$  im Bereich weniger  $100 \text{ N}$ .

Der Messfehler bei der Bestimmung der Aktorauslenkung aufgrund der Deformation der Adapter, zum einen durch die hohen Beschleunigungen, zum anderen durch die hohen Stellkräfte, bleibt für den zu untersuchenden Arbeitsbereich  $< 1 \mu\text{m}$ . Da die Auslenkung der Aktoren differentiell erfasst wird, ist der Messfehler durch die Bewegung des gesamten Messaufbaus aufgrund der dynamischen Ansteuerung zu vernachlässigen.

### 4.3 Arbeitsbereich des Versuchsstands

Aufgrund der Verkopplung der elektrischen und mechanischen Größen der Piezoaktoren entsprechend den Zustandsgleichungen aus Kapitel 2.4.2 ist ersichtlich, dass nicht beliebige Stellkräfte  $F$  bei beliebigen Auslenkungen  $\Delta l$  und Spannungen  $u_p$  der Piezoaktoren mittels des Versuchsstands realisiert werden können. Ausgehend vom Arbeitsbereich eines einzelnen Piezoaktors wird im Folgenden der Arbeitsbereich der gekoppelten Piezoaktoren innerhalb des

vorgestellten mechanischen Versuchsaufbaus vorgestellt, um das breite Anwendungsgebiet des Prüfstands zu dokumentieren. Ausgehend von Gleichung (2.13) ergibt sich für eine Druckkraft  $F$  die auf den Piezoaktor wirkt:

$$F = \frac{d_{33} \cdot n \cdot A}{s_{33} \cdot l} u_p - \frac{A}{s_{33} \cdot l} \Delta l. \quad (4.1)$$

Variiert man die Auslenkung  $\Delta l$  bei konstanter Piezospannung  $u_p$ , stellt Gleichung (4.1) eine Geradengleichung für die Druckkraft  $F$  dar. Bei zusätzlicher Variation der Piezospannung  $u_p$  ergibt sich die in Abbildung 4.3 dargestellte Kurvenschar, exemplarisch dargestellt durch die Geraden  $a$ ,  $b$  und  $c$ .

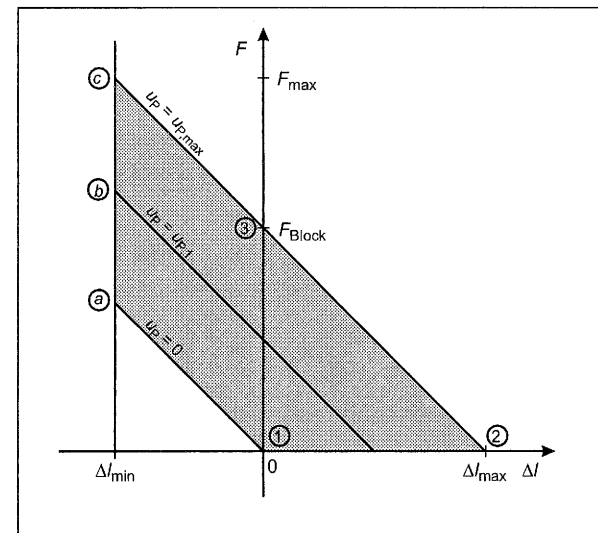


Abbildung 4.3: Arbeitsbereich der eingesetzten Piezoaktoren

In Abbildung 4.3 ist der mögliche Arbeitsbereich der eingesetzten Piezoaktoren grau unterlegt. Die Begrenzungskurven ergeben sich dabei aus der maximal zulässigen Piezospannung  $u_{p,max}$  und der maximal zulässigen Druckkraft  $F_{max}$ . Zur Erläuterung des dargestellten Arbeitsbereichs werden zwei Belastungssituationen angenommen:

Betrachtet wird zunächst der mechanisch unbelastete und entladene Piezoaktor. Wird die Aktorspannung erhöht, bewegt sich der Arbeitspunkt des Aktors auf der Auslenkungsachse vom Punkt 1 zum Punkt 2. Die maximale Aktorauslenkung  $\Delta l_{max}$  wird bei maximaler

Aktorspannung  $u_{p,max}$  erreicht. Hält man die Spannung  $u_{p,max}$  nun konstant und bringt eine stetig steigende Druckkraft  $F$  auf den Piezoaktor auf, bewegt sich der Arbeitspunkt auf der Geraden  $c$  vom Punkt 2 zum Punkt 3. Der Schnittpunkt mit der Kraftachse liefert bei  $\Delta l = 0$  die vom Piezoaktor maximal aktiv generierbare Blockierkraft  $F_{Block}$ . Wird die Druckkraft bei konstanter Spannung weiter erhöht, wird der Piezoaktor gestaucht. Die maximal zulässige Druckkraft, ab der eine mechanische Depolarisation des Piezoaktors auftreten kann (vgl. Kapitel 2.3.2), begrenzt dabei den Bereich der Stauchung bei  $\Delta l_{min}$ .

Betrachtet man als zweiten Lastfall den mechanisch blockierten Piezoaktor ( $\Delta l = 0$ ), führt eine Erhöhung der Aktorspannung  $u_p$  vom Punkt 1 der Kraftachse folgend direkt zu Punkt 3.

Unter der Randbedingung, dass die Piezospaltung nur in einem Quadranten zwischen 0 V und  $u_{p,max}$  variieren darf, ergibt sich unter Berücksichtigung der Grenzwerte für Druckkraft  $F_{max}$  und Stauchung  $\Delta l_{min}$  der in Abbildung 4.3 grau unterlegte Arbeitsbereich der Aktoren.

Für die hier vorliegende Anwendung der Aktoren als Stellglied in einem Diesel-Injektor wird allerdings nicht der gesamte Arbeitsbereich der Aktoren durchfahren. Betrachtet man das Funktionsprinzip der Injektoren nach Kapitel 6.1.1, ist leicht ersichtlich, dass lediglich der Ausschnitt gebildet aus den Eckpunkten eins, zwei und drei in Abbildung 4.3 als Arbeitsbereich genutzt wird.

Im Folgenden wird dargestellt, welcher Arbeitsbereich der eingesetzten Piezoaktoren innerhalb des erstellten mechanischen Versuchsaufbaus entsprechend Abbildung 4.1 untersucht werden kann. Zunächst wird angenommen, dass Aktiv- und Last-Piezoaktor<sup>21</sup> so fixiert sind, dass diese sich im Zustand  $u_{p,Aktiv} = u_{p,Last} = 0$  gerade mechanisch berühren. Damit gilt für die Auslenkung der Aktoren bei elektrischer Ansteuerung:

$$\Delta l_{Aktiv} = -\Delta l_{Last} \quad (4.2)$$

mit:  $\Delta l_{Aktiv}$ : Auslenkung Aktiv-Piezoaktor,  $\Delta l_{Last}$ : Auslenkung Last-Piezoaktor.

Unter Berücksichtigung von Gleichung (4.2) ergibt sich folgender Arbeitsbereich der Aktoren innerhalb des mechanischen Versuchsaufbaus:

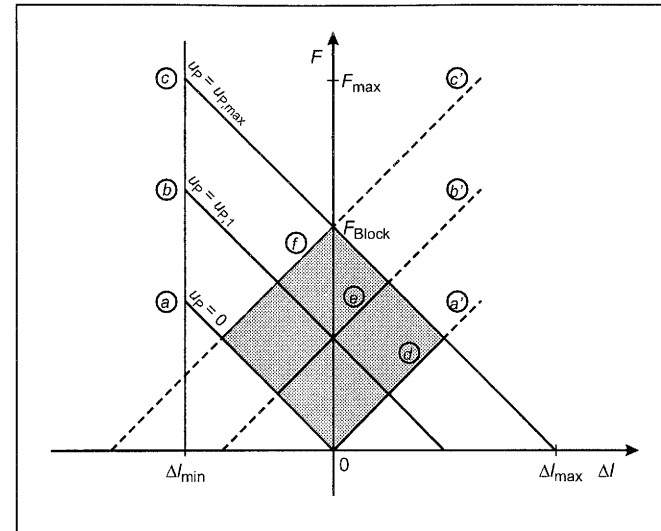


Abbildung 4.4: Arbeitsbereich zweier identischer Aktoren innerhalb des mechanischen Versuchsaufbaus

Nimmt man zunächst an, dass für den Lastaktor  $u_{p,Last} = 0$  gilt, erhält man durch Spiegelung der Geraden  $a$  an der  $F$ -Achse die Gerade  $a'$  und Berücksichtigung der maximalen Aktorspannung  $u_{p,max}$  die Strecke  $d$  als Arbeitsbereich des Aktiv-Piezoaktors. Bleibt die Spannung des Lastaktors  $u_{p,Last} = 0$ , ist der Kraft-Auslenkungsverlauf des Aktiv-Piezoaktors bei Variation dessen Aktorspannung auf diese Strecke beschränkt.

Eine Variation der Arbeitsgeraden des Aktiv-Piezoaktors und somit eine Vergrößerung des Arbeitsbereichs ist aber durch Variieren der Spannung  $u_{p,Last}$  des Last-Piezoaktors möglich. Nimmt man z.B. die maximale Piezospaltung  $u_{p,Last} = u_{p,max}$  für den Last-Piezoaktor an, gilt für diesen die Arbeitsgerade  $c$ . Durch Spiegelung an der  $F$ -Achse (Gerade  $c'$ ) ergibt sich unter Berücksichtigung der maximalen Aktorspannung die Strecke  $f$  als Arbeitsbereich des Aktiv-Piezoaktors. Da jede Strecke zwischen  $d$  und  $f$  mittels der Spannung  $u_{p,Last}$  des Last-Piezoaktors eingestellt werden kann, ergibt sich der in Abbildung 4.4 grau unterlegte Arbeitsbereich des Aktiv-Piezoaktors innerhalb des konstruierten Versuchsaufbaus. Störend ist dabei, dass bei der vorgestellten Versuchsanordnung zwar die volle Blockierkraft der Aktoren erreicht werden kann, die erreichbare Auslenkung  $\Delta l_{Aktiv}$  dagegen auf die Hälfte der Leerlaufauslenkung  $\Delta l_{max}$  beschränkt bleibt.

21. Die Bezeichnungen Aktiv- und Last-Piezoaktor werden entsprechend Abbildung 4.1 übernommen.

Allerdings lässt der Versuchsstand hier einen weiteren Freiheitsgrad zu. Durch die mögliche Feinjustierung eines Aktors vor der Fixierung (vgl. Kapitel 4.1) kann der Arbeitsbereich des Versuchsstands vergrößert werden. Zunächst wird das Prinzip vorgestellt, bevor die praktische Umsetzung erläutert wird. Werden Aktiv- und Last-Piezoaktor im kurzgeschlossenen Zustand ( $u_{P,Aktiv} = u_{P,Last} = 0$ ) in einem Abstand  $x_0$  voneinander fixiert, tritt erst bei einer Auslenkung  $\Delta l > x_0$  eine mechanische Kopplung der Aktoren auf. Unter der Voraussetzung, dass zunächst nur der Aktiv-Piezoaktor ausgelenkt wird, ergibt sich zwischen den Auslenkungen des Last- und des Aktiv-Piezoaktors folgender Zusammenhang:

$$\Delta l_{Last} = \begin{cases} 0 & : \Delta l_{Aktiv} \leq x_0 \\ -\Delta l_{Aktiv} + x_0 & : \Delta l_{Aktiv} > x_0 \end{cases} \quad (4.3)$$

Für den Arbeitsbereich der Piezoaktoren innerhalb des Versuchsstands wirkt sich diese konstruktive Maßnahme entsprechend Abbildung 4.5 aus:

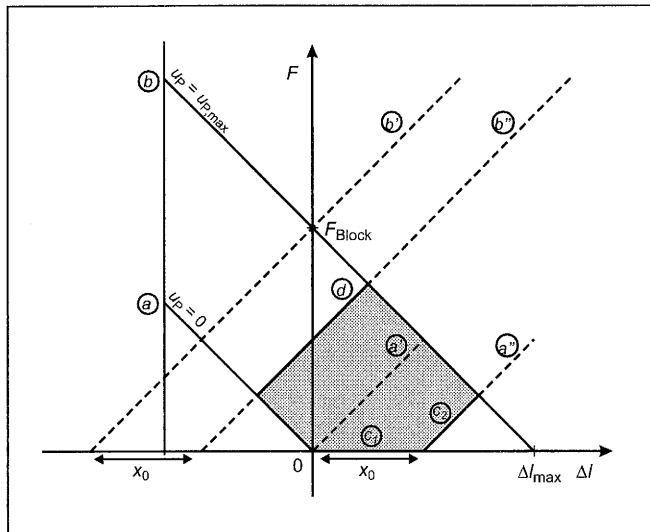


Abbildung 4.5: Arbeitsbereich zweier identischer Piezoaktoren innerhalb des Versuchsstands bei Montage mit einem Abstand  $x_0$

Zur Erläuterung des dargestellten Kraft-Weg-Diagramms wird angenommen, dass für den Last-Piezo zunächst  $u_{P,Last} = 0$  gilt. Entsprechend gilt Gerade  $a$  als Arbeitsgerade. Der Aktiv-Piezoaktor wird durch die Erhöhung der Spannung  $u_{P,Aktiv}$  ausgelenkt. Solange  $\Delta l_{Aktiv} \leq x_0$  gilt,

bewegt sich der Arbeitspunkt entlang der Strecke  $c_1$ . Gilt  $\Delta l_{Aktiv} > x_0$ , haben beide Aktoren mechanischen Kontakt und die Druckkraft auf den Aktiv-Piezoaktor nimmt entsprechend der Arbeitsgeraden  $c_2$  mit steigender Aktorspannung zu. Die Strecke  $c_2$  wird durch die Spiegelung der Geraden  $a$  an der  $F$ -Achse (Gerade  $a'$ ) und anschließender Parallelverschiebung um  $x_0$  (Gerade  $a''$ ) unter Berücksichtigung der maximalen Piezospannung konstruiert. Nach dem gleichen Schema kann durch Variation der Spannung des Last-Aktors die Strecke  $d$  als Arbeitsbereich des Aktiv-Piezoaktors konstruiert werden. Damit ergibt sich der grau unterlegte Arbeitsbereich, der durch eine Variation des Abstands  $x$  vor der Fixierung der Aktoren weiter verschoben werden kann.

Problematisch bei der Variation des Abstands  $x$  zwischen den beiden Aktoren ist allerdings, dass systembedingt keine kraftschlüssige Verbindung zwischen den Aktoren besteht. Damit ist entsprechend den Erläuterungen in Kapitel 4.2.1 eine Auslenkungsmessung über die Reflexionsflächen der Adapter nicht möglich. Dieses Problem ist aber auf zwei Arten, je nach zu untersuchendem Arbeitsbereich, zu lösen.

Zum einen kann der Aktiv-Piezoaktor mittels einer Spannungsrampe langsam bis zur kraftschlüssigen Verbindung mit dem Last-Aktor ausgelenkt werden. Der kraftschlüssige Kontakt kann über den Kraftsensor sicher detektiert werden. Erst dann wird mit voller Ansteuerdynamik ein Experiment im gewünschten Arbeitsbereich vorgenommen. Zum anderen kann ausgenutzt werden, dass die eingesetzten Aktoren identisch sind. Damit kann durch entsprechende dynamische Ansteuerung beider Aktoren sichergestellt werden, dass immer eine kraftschlüssige Verbindung besteht. Will man z.B. den Aktiv-Piezoaktor ohne mechanische Belastung extrahieren, wird der Last-Piezoaktor im gleichen Maße kontrahiert. Damit ist es möglich, die Experimente bei voller Ansteuerdynamik durchzuführen. Allerdings muss die Auswahl der elektrischen Ansteuerfunktionen sorgfältig getroffen werden. Als Anwendung dieses Verfahrens wird in Kapitel 6.2.3 die Nachbildung eines Einspritzvorgangs eines Common-Rail-Dieselinjektors bei realer Systemdynamik vorgestellt.

Fasst man die dargestellten Ergebnisse zusammen, bietet der vorgestellte mechanische Versuchsaufbau die Möglichkeit, den gesamten relevanten Arbeitsbereich der Piezoaktoren zu untersuchen. Da beide Aktoren mit gleicher Dynamik angesteuert werden können, ist die Darstellung nahezu beliebiger Lastspiele innerhalb des spezifizierten Arbeitsbereichs zu realisieren. Damit ist der mechanische Versuchsstand sowohl zur Charakterisierung der Piezoaktoren als auch zur Teilnachbildung von Einspritzvorgängen jeweils bei realer Systemdynamik geeignet. Im Folgenden wird die dazu notwendige Ansteuerlektronik sowie die messtechnische Instrumentierung des Versuchsstands vorgestellt.

#### 4.4 Rechnergestütztes Messsystem

Der gesamte Prüfstand soll möglichst flexibel von einem rechnergestützten Messsystem gesteuert werden. Dabei müssen folgende Hauptaufgaben erfüllt werden:

- Messwerterfassung und -verarbeitung
- Generierung der erforderlichen Signalverläufe zur Ansteuerung der Aktoren
- Zeitsynchrone Ansteuerung aller Komponenten des Versuchsstands
- Visualisierung der aufgezeichneten Messwerte.

Betrachtet wird zunächst die Messwerterfassung. Zur Charakterisierung der Aktoren sowie zur Bewertung der Teilnachbildung von Einspritzvorgängen müssen die in Kapitel 4.1 aufgeführten Größen erfasst werden. Berücksichtigt man die Kenndaten der verwendeten Piezoaktoren aus Kapitel 2.4.3, gibt Tabelle 3 einen Überblick über die zu erfassenden physikalischen Größen mit den zugeordneten erforderlichen Messbereichen:

Physikalische Größe		Messbereich
Aktorauslenkung	$\Delta l$	$-5 \mu\text{m} \leq \Delta l \leq 50 \mu\text{m}$
Aktorgeschwindigkeit	$v_p$	$-1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \leq v_p \leq 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Aktorbeschleunigung	$a_p$	1500 g
Stellkraft	$F_{\text{last}}$	1,5 kN
Aktorspannung	$u_p$	$-20 \text{ V} \leq u_p \leq 240 \text{ V}$
Aktorstrom	$i_p$	$-30 \text{ A} \leq i_p \leq 30 \text{ A}$

Tabelle 3: Messtechnisch zu erfassende Größen des Versuchsstands

Zur Erfassung der translatorischen Aktorgrößen  $\Delta l$ ,  $v_p$  und  $a_p$  werden zwei unabhängige optische Lasermesssysteme eingesetzt. Damit können die Größen der Aktor-Vorder- und Rückseiten unabhängig voneinander erfasst werden. Diese aufwändige Instrumentierung ist erforderlich, da nur eine differentielle Erfassung der Aktorauslenkung im  $\mu\text{m}$ -Bereich unter der Randbedingung höchster Beschleunigungen zuverlässige Messergebnisse garantiert. Weitere Vorteile gegenüber Systemen, die im festen mechanischen Kontakt mit den Aktoren stehen müssen<sup>22</sup>, sind die flexible Positionierung der Messaufnehmer für unterschiedliche Experimen-

22. Z.B. bei induktiven oder kapazitiven Messaufnehmern.

te sowie insgesamt das berührungslose Messverfahren, das dem Versuchsaufbau keine zusätzlichen bewegten Massen beaufschlagt.

Die erforderliche Bandbreite des optischen Messsystems wird entscheidend von der elektrischen Stimulation der Aktoren geprägt. Nimmt man entsprechend Kapitel 2.4.3 an, dass die maximale Auslenkung  $\Delta l_{\text{max}}$  des Piezoaktors durch eine elektrische Ansteuerung mit einer Anstiegszeit von  $t_r = 100 \mu\text{s}$  erreicht wird, kann durch eine Abschätzung der zu erfassenden Signalanteile im Frequenzbereich die Bandbreite der Auslenkungsmessung auf mindestens 20 kHz festgelegt werden. Da die maximale Aktorgeschwindigkeit nahezu innerhalb  $t_r/2$  erreicht wird, wird die erforderliche Bandbreite der Geschwindigkeitsmessung auf 40 kHz abgeschätzt<sup>23</sup>.

Ausgewählt wurde ein optisches Messsystem, das die Aktorauslenkung durch das Interferometerprinzip, die Aktorgeschwindigkeit und -beschleunigung anhand der auftretenden Dopplerverschiebung des Laserstrahls durch die Objektbewegung erfasst [64]. Da die Auskopplung des Laserstrahls über flexible faseroptische Messköpfe erfolgt, kann das System variabel zur Durchführung der unterschiedlichen Experimente an den mechanischen Aufbau angepasst werden. Ausgänge des optischen Messsystems sind zum jeweiligen Zeitverlauf der Messgrößen proportionale Analogspannungen.

Die Erfassung der Stellkraft wird durch einen Kraftsensor realisiert. Die Auswahl des Sensors erfolgt wie in Kapitel 4.2.1 erläutert unter dem Aspekt möglichst geringer Masse bei hoher Steifigkeit. Zur Auswertung des Sensorsignals wurde eine Messschaltung entworfen, die eine Erfassung der Stellkraft im Frequenzbereich von 0.1 Hz bis 50 KHz bei Maximalamplituden von 5 kN ermöglicht [71].

Die Aktorspannung wird über einen hochimpedanten Spannungsteiler mit anschließender Impedanzwandlung über einen Präzisions-Instrumentenverstärker erfasst. Dieser garantiert durch die große Gleichtaktunterdrückung eine gute Störsicherheit gegen Gleichtaktstörungen, hervorgerufen durch die hohen Stromtransienten [58]. Der Aktorstrom wird als Spannungsabfall an einem  $100 \text{ m}\Omega$  Shunt-Widerstand erfasst. Hier wird ebenfalls ein Präzisions-Instrumentenverstärker eingesetzt. Die Messschaltungen werden so dimensioniert, dass im Frequenzbereich von 0 bis 100 kHz einprozentige Genauigkeit erreicht wird.

Das entwickelte Messmodul erlaubt eine messtechnische Erfassung der in Tabelle 4 dargestellten Größen innerhalb der angegebenen Mess-, Frequenz- und Genauigkeitsbereiche:

23. Die exakte Berechnung der erforderlichen Bandbreiten erfolgt über die Transformation des Signalverlaufs aus dem Zeit- in den Frequenzbereich. Dazu muss aber der genaue Zeitverlauf bekannt sein. Da dieser je nach Experiment variiert, kann hier nur eine Abschätzung vorgenommen werden.

Physikalische Größe	Messbereich	Frequenzbereich	Genauigkeit
Aktorgeschwindigkeit	$v_p$ $-1 \frac{m}{s} \leq v_p \leq 1 \frac{m}{s}$	0 bis 100 kHz	1%
Aktorauslenkung	$\Delta l$ $-100 \mu m \leq \Delta l \leq 100 \mu m$	0 bis 25 kHz	1%
Aktorbeschleunigung	$a_p$ 240000 g	bis 150 kHz	1%
Stellkraft	$F_{last}$ 5 kN	0.1 bis 50 kHz	1%
Aktorspannung	$u_p$ $-200 V \leq u_p \leq 200 V$	0 bis 100 kHz	1%
Aktorstrom	$i_p$ $-30 A \leq i_p \leq 30 A$	0 bis 100 kHz	1%

Tabelle 4: Spezifikation der Messwerterfassung des Versuchsstands

Im Folgenden wird die Funktionsweise der gesamten rechnergestützten Messwerterfassung erläutert. In Abbildung 4.6 ist schematisch der gesamte Versuchsaufbau samt der messtechnischen Instrumentierung dargestellt:

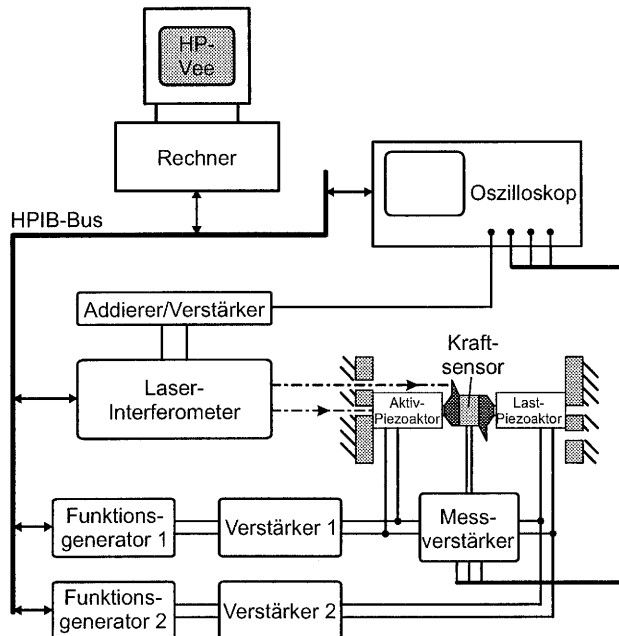


Abbildung 4.6: Prinzipskizze des gesamten Versuchsstands

Die Ansteuerung der Aktoren erfolgt über zwei identische Leistungsverstärker entsprechend den vorgestellten Verstärkern aus Kapitel 3. Die gewünschten Zeitfunktionen zur Ansteuerung der Piezoaktoren sind unabhängig voneinander in den frei programmierbaren Funktionsgeneratoren abgelegt, deren Amplitudenauflösung 12 bit beträgt.

Die elektrischen Aktorgrößen sowie die Stellkraft werden durch eine Messschaltung analog vorverarbeitet und auf einheitliche Ausgangspegel skaliert.

Das optische Lasermesssystem erfasst die translatorischen Aktorgrößen. Hier kann wahlweise der Aktiv- oder der Last-Piezoaktor untersucht werden. Ausgangsgrößen des Lasermesssystems sind entsprechend dem differentiellen Messverfahren jeweils zwei Geschwindigkeitssignale sowie zwei Wegsignale. Über eine analoge Rechenschaltung werden aus diesen Signalen die Differenzen der Aktorgeschwindigkeit respektive -auslenkung gebildet. Zudem wird der Ausgangsspannungsbereich dem der Messwerterfassung angepasst.

Die Digitalisierung der Messsignale erfolgt wahlweise über ein Oszilloskop oder über eine Analog-Digitalwandlerkarte. Abgetastet werden die Messwerte mit 1 Ms/s bei einer Auflösung von 8-bit (Oszilloskop), respektive 12-bit (A/D-Wandlerkarte).

Der gesamte Versuchsplatz wird von einem zentralen Rechner gesteuert. Die Kommunikation zwischen den beschriebenen Komponenten des Versuchsaufbaus wird über ein Bussystem (HPIB-Bus) vom Steuerrechner koordiniert. Die Hauptaufgaben des Steuerrechners sind:

- Organisation der Kommunikation zwischen den Komponenten des Messplatzes
- Zeitsynchrone Steuerung des Versuchsablaufs
- Generierung der Signalformen zur Ansteuerung der Aktoren
- Zeitsynchrone Messdatenerfassung
- Digitale Messdatenverarbeitung
- Visualisierung der aufgenommenen Messgrößen.

Die erstellte Software stellt die Koordination zwischen den verschiedensten Soft- und Hardwarekomponenten sicher. Durch den modularen Aufbau der Software lassen sich problemlos Komponenten zur Erweiterung des Versuchsstands implementieren. Als Kommunikationsplattform und zur Visualisierung der Messwerte wurde das Programmpaket HP-Vee eingesetzt. Damit sind alle Funktionen des Versuchsstands zentral steuerbar.

In Abbildung 4.7 ist die Benutzeroberfläche des Programms zur Steuerung des Versuchsstands dargestellt:

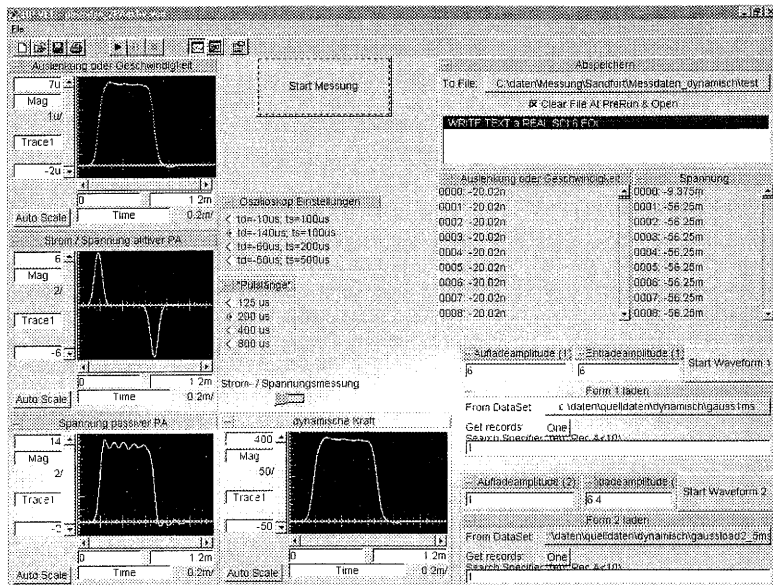


Abbildung 4.7: Benutzeroberfläche des entwickelten Programms zur Steuerung des Versuchsaufbaus.

Dargestellt ist das Hauptmenü des erstellten Programms, welches die Steuerung aller Komponenten des Versuchstands erlaubt. Die Visualisierung der Meßwerte kann direkt während des Experiments durchgeführt werden, so dass eine flexible Versuchsdurchführung gewährleistet ist. Der modulare Aufbau des Programms bietet zudem die Möglichkeit, die Benutzeroberfläche dem jeweiligen experimentellen Versuchsaufbau anzupassen.

In Abbildung 4.8 ist eine Übersicht des entwickelten Versuchstands dargestellt. Hauptkomponenten sind der Trägerzylinder zur Aufnahme der Aktoren, sowie die meßtechnischen Einrichtungen Laserinterferometer, Meßverstärker sowie der Ansteuerverstärker.

Eine Detailansicht des mechanischen Versuchsaufbaus mit einem optischen Meßkopf des Laserinterferometers ist in Abbildung 4.9 dargestellt.

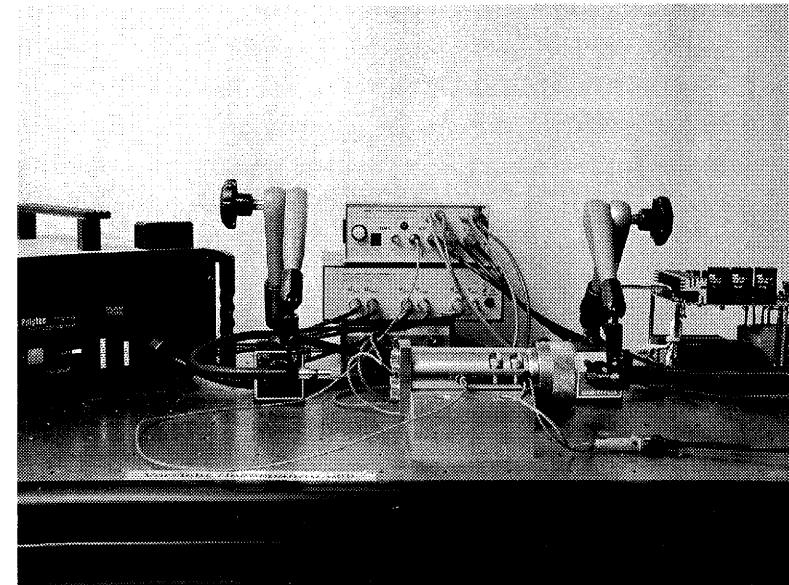


Abbildung 4.8: Hauptkomponenten des Versuchstands

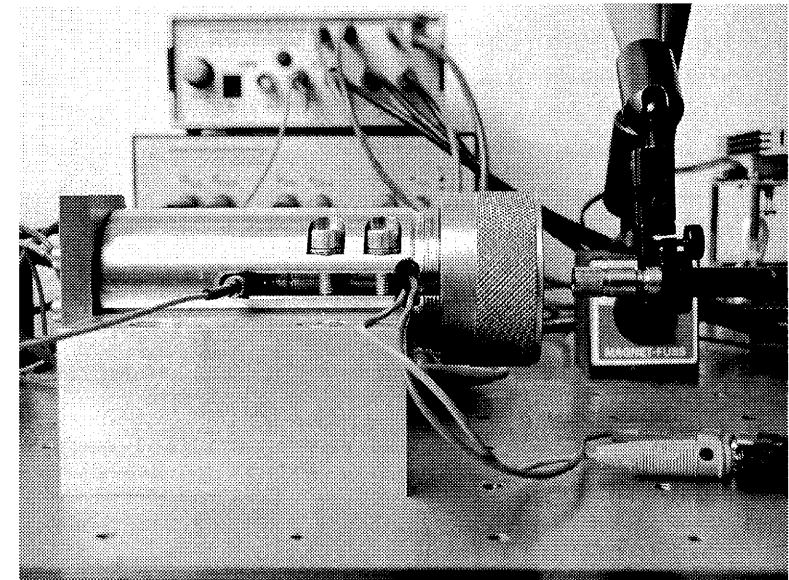


Abbildung 4.9: Detailansicht des Versuchsaufbaus

Die Bewertung des entwickelten Versuchstandes erfolgt hier nur exemplarisch, da alle Experimente der folgenden Kapitel an diesem Versuchsstand durchgeführt wurden und damit einen Gesamtüberblick über die verschiedensten Möglichkeiten und die Qualität des Versuchsstandes geben. In Abbildung 4.10 sind exemplarisch die Zeitverläufe eines generierten Lastsprungs sowie Spannungs- und Stromverlauf des Aktiv-Piezoaktors dargestellt. Die Ansteuerdynamik ist entsprechend der Anwendung der Aktoren als Antrieb eines Common-Rail-Injektors gewählt:

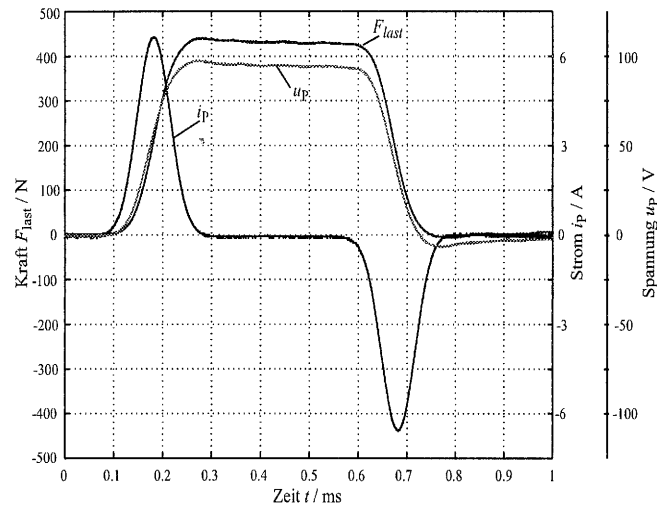


Abbildung 4.10: Exemplarische Zeitverläufe der Aktorgrößen

Es zeigt sich, dass weder durch die elektrische Ansteuerung, noch durch den Versuchsaufbau mechanische Transienten angeregt werden.

Die Nachbildung nahezu beliebiger Lastspiele ist ebenfalls mit dem Versuchsaufbau zu realisieren. In Abbildung 4.11 sind exemplarisch drei verschiedene Lastspiele dargestellt. Die Grafik zeigt, dass hohe positive und negative Kraftgradienten mit Anstiegszeiten im Bereich von  $100 \mu\text{s}$  realisiert werden können, ohne störende mechanische Schwingungen anzuregen.

Weitere messtechnisch ermittelte elektromechanische Zusammenhänge der Piezoaktoren sind in Abbildung 3.13 dargestellt.

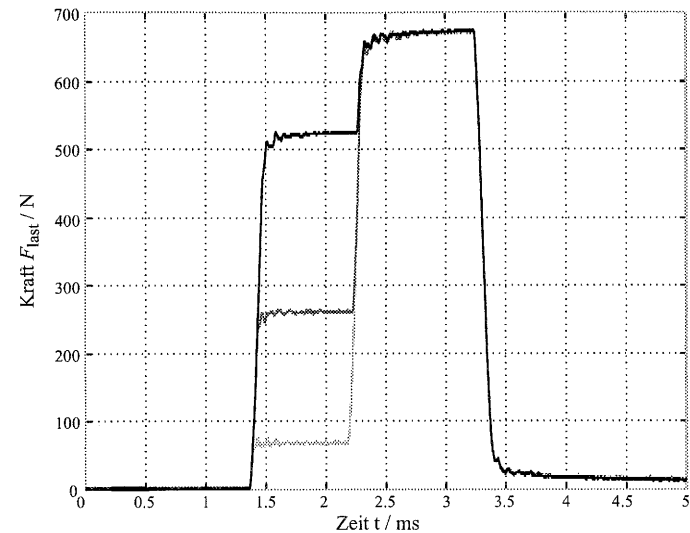


Abbildung 4.11: Generierte dynamische Lastspiele am Versuchsstand

Fasst man die vorgestellten Ergebnisse zusammen, erfüllt der entwickelte Versuchsstand alle Anforderungen zur präzisen Charakterisierung von Piezoaktoren im gesamten zu untersuchenden Arbeitsbereich. Die hohe Steifigkeit des Versuchsaufbaus sowie die präzise Fertigung der Einzelkomponenten garantieren in Verbindung mit den vorgestellten Ansteuerverstärkern, dass selbst bei den auftretenden hohen Beschleunigungen und Stellkräften keine mechanische Transienten angeregt werden. Als weitere Anwendung des Versuchstandes ergibt sich erstmals die Möglichkeit, durch die realistische Teilnachbildung des Lastspiels eines Common-Rail-Injektors die auftretenden elektromechanischen Wechselwirkungen des Piezoaktors unter Laborbedingungen zu untersuchen (vgl. Kapitel 6.2.3).

## Kapitel 5

### Modellbildung und Parameterbestimmung

In diesem Kapitel wird ein nichtlineares Simulationsmodell vorgestellt, welches den gesamten Arbeitsbereich der Aktoren im Injektor bei realer Signaldynamik nachbildet. Ausgehend vom linearen Ansatz werden sukzessive arbeitspunktabhängige Modellparameter eingearbeitet, deren Bestimmung ausnahmslos durch Messung am Experiment vorgenommen wird.

Nach der Einarbeitung eines geeigneten Hysterese Modells erfolgt die programmtechnische Umsetzung des Piezomodells in Simulink [54]. Abschließend wird das entwickelte nichtlineare Simulationsmodell mit aufgenommenen Messwerten verglichen und bewertet.

#### 5.1 Lineares Simulationsmodell

Auf der Basis der in Kapitel 2.4.2 eingeführten Zustandsgleichungen wird ein lineares Simulationsmodell abgeleitet, welches im Gegensatz zum Zweitormodell nach Abbildung 2.7 nur mechanische Ersatzgrößen enthält. Diese in der Literatur unübliche Darstellung wird gewählt, da auf der Grundlage dieses Modellansatzes ein nachfolgendes Einfügen der im Großsignalbetrieb der Aktoren auftretenden Nichtlinearitäten plausibel durch entsprechende experimentelle Parametergewinnung am Piezomessplatz erfolgen soll.

Auch für das Simulationsmodell wird der Ansatz der Ladungssteuerung weitergeführt. Hieraus und aufgrund des nachzubildenden Aktorverhaltens ergibt sich die folgende Anschlussdefinition des Simulationsmodells:

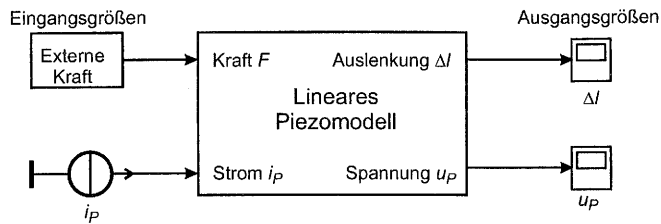


Abbildung 5.1: Definition der Ein- und Ausgänge des linearen Simulationsmodells

Eingangsgrößen des Modells sind der elektrische Strom  $i_p$  und damit indirekt die eingebrachte Ladung  $q_p$  sowie die auf den Piezoaktor wirkende externe Kraft. Als Ausgangsgrößen ergeben sich aufgrund der geltenden physikalischen Zusammenhänge die Piezospaltung  $u_p$  sowie die Piezoauslenkung  $\Delta l$ . Um eine rein mechanische Beschreibung des Simulationsmodells zu ermöglichen, werden die elektrischen Ein- und Ausgangsgrößen durch geeignete mechanische Größen ersetzt. Hierzu eignen sich die in Tabelle 5 aufgestellten elektromechanischen Analogien [49]:

Elektrik		↔	Mechanik
Spannung	$u$	↔	$F$ Kraft
Ladung	$q$	↔	$x_{el}$ Auslenkung
Kapazität	$C$	↔	$1/k$ Federsteifigkeit <sup>-1</sup>
Induktivität	$L$	↔	$m$ Masse
Reaktanz	$R$	↔	$d$ Dämpfung

Tabelle 5: Verwendete elektromechanische Analogien

Die Zuordnung der jeweiligen Größen wird dabei über einen zu definierenden Kopplungskoeffizienten  $\alpha$  vorgenommen, der aus den linearen Zustandsgleichungen des Piezoaktors abgeleitet werden kann.

Auf der Grundlage der Zustandsgleichungen des Piezoaktors nach Kapitel 2.4.2 ergibt sich unter Berücksichtigung der wirksamen bewegten Masse des eingesetzten Piezoaktors das folgende Feder-Masse-Modell für den einseitig fest eingespannten Piezoaktor<sup>24</sup>.

24. Die Dämpfungsparameter des Systems sowie die umspannende Rohrfeder werden zunächst vernachlässigt.

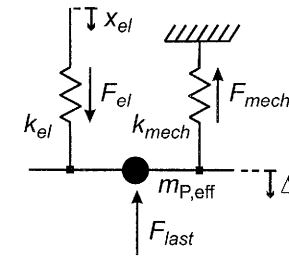


Abbildung 5.2: Lineares mechanisches Aktormodell

Im dargestellten mechanischen Ersatzmodell wird die bewegte Aktormasse  $m_{P,eff}$  als konzentrierter Massepunkt angenommen. Entsprechend den aufgestellten elektromechanischen Analogien wird eine „elektrische“ und eine „mechanische“ Feder mit den Federkonstanten  $k_{el}$  bzw.  $k_{mech}$  eingeführt.

Die an den Federn auftretenden Kräfte werden entsprechend unterschieden zwischen der elektrisch generierten Kraft  $F_{el}$  und der aufgrund der Elastizität des Piezowerkstoffes auftretenden mechanischen Kraft  $F_{mech}$ . Die einseitige feste Einspannung des Piezoaktors im Gehäuse wird durch die Fixierung des Fußpunkts der mechanischen Feder gekennzeichnet. Mit  $x_{el}$  wird die Auslenkung am oberen Ende der elektrischen Feder aufgrund einer in den Piezoaktor eingebrachten Ladung bezeichnet.

Im Folgenden werden die einzelnen Modellparameter und -größen durch geeignete Auswertung der Zustandsgleichungen ermittelt. Hierzu wird zunächst der Kopplungskoeffizient  $\alpha$  definiert. Setzt man dazu in Gleichung (2.13)  $\Delta l = 0$ , d.h. es liegt der mechanische Blockierfall vor, ergibt sich für die Stellkraft  $F$  des Piezoaktors:

$$F|_{\Delta l = 0} = -F_{last} = \frac{A \cdot d_{33}}{h \cdot s_{33}} \cdot u_p \tag{5.1}$$

mit:  $F_{last}$ : externe, auf den Piezoaktor in Richtung 3 wirkende Kraft.

Hieraus kann direkt der Kopplungskoeffizient  $\alpha$  definiert und damit der Zusammenhang zwischen elektrischer Spannung und mechanischer Kraft im Ersatzmodell bestimmt werden:

$$F = \alpha \cdot u_p \Rightarrow \alpha = \frac{A \cdot d_{33}}{h \cdot s_{33}} \tag{5.2}$$

Der Zusammenhang zwischen Auslenkung  $\Delta l$  und eingebrachter Ladung  $q_P$  wird aus Gleichung (2.13) und (2.14) unter der Annahme eines kurzgeschlossenen Piezoaktors ( $u_P = 0$ ) und Elimination der Stellkraft  $F$  gewonnen:

$$\Delta l = \frac{h \cdot s_{33}}{A \cdot d_{33}} \cdot q_P = \frac{q_P}{\alpha} \quad (5.3)$$

Betrachtet man das Modell aus Abbildung 5.2 weiter unter der Annahme des kurzgeschlossenen Piezoaktors ( $u_P = 0$ ), kann  $\Delta l = x_{el}$  gesetzt werden. Es ergibt sich die Umrechnung zwischen der mechanischen Auslenkung  $x_{el}$  und der Ladung  $q_P$  zu:

$$x_{el} = \frac{q_P}{\alpha} \quad (5.4)$$

Damit ist die Ableitung der verwendeten elektromechanischen Analogien unter den erläuterten Randbedingungen erfolgt und das Simulationsmodell kann parametrisiert werden.

Zur Bestimmung von  $k_{mech}$  und  $k_{el}$  wird in Gleichung (2.14) die ausgetauschte Ladung  $q_P$  zu Null gesetzt. Dies entspricht einem elektrischen Leerlauf des Piezoaktors. Eliminiert man zusätzlich noch die Piezospaltung  $u_P$  durch Einsetzen der Gleichung (2.13), ergibt sich folgender Zusammenhang zwischen Auslenkung  $\Delta l$  und Stellkraft  $F$  des Piezoaktors:

$$F = \frac{A}{\left(s_{33} - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}}\right) \cdot l} \cdot \Delta l \quad (5.5)$$

Interpretiert man den unterbundenen Ladungsaustausch gemäß den aufgestellten elektromechanischen Analogien als ein invariantes  $x_{el}$ , kann die Beziehung zwischen Auslenkung und Stellkraft des Piezoaktors aus Gleichung (5.5) mit den eingeführten Federkonstanten auch wie folgt dargestellt werden:

$$F = k_{ges} \cdot \Delta l = \left(k_{el} + k_{mech}\right) \cdot \Delta l = \frac{A}{\left(s_{33} - \frac{d_{33}^2}{\epsilon_{33}}\right) \cdot l} \cdot \Delta l \quad (5.6)$$

Somit ist die Parallelschaltung aus  $k_{el}$  und  $k_{mech}$  bekannt.  $k_{mech}$  ergibt sich unter der Annahme  $u_P = 0$  direkt aus Gleichung (2.13):

$$F = \frac{A}{s_{33} \cdot l} \cdot \Delta l \Rightarrow k_{mech} = \frac{A}{s_{33} \cdot l} \quad (5.7)$$

Aus Gleichung (5.6) und (5.7) ergibt sich  $k_{el}$  zu:

$$k_{el} = k_{ges} - k_{mech} = \frac{A}{l \cdot s_{33} \cdot \left(\frac{\epsilon_{33} \cdot s_{33}}{d_{33}^2} - 1\right)} \quad (5.8)$$

Damit können alle Parameter des linearen mechanischen Aktormodells nach Abbildung 5.2 aus den in Kapitel 2.4.3 aufgeführten Kennwerten der eingesetzten Aktoren bestimmt werden.

Zur Ableitung des dynamischen linearen Simulationsmodells wird unter Berücksichtigung der Aktormasse die Kraftbilanz am Massepunkt  $m_{P,eff}$  (vgl. Abbildung 5.2) aufgestellt. Hierzu wird angenommen, dass die vom Piezoaktor generierte Kraft  $F_{Piezo}$  die effektiv bewegte Aktormasse  $m_{P,eff}$  beschleunigt und einer von außen aufgebrachten Kraft  $F_{last}$  entgegenwirkt.

Die effektiv bewegte Masse  $m_{P,eff}$  des Aktors setzt sich dabei aus der Masse des Piezoelements, der Rohrfeder und der Kopfplatte zusammen. Unter der Randbedingung der einseitig festen Einspannung ergibt sich diese zu [17]:

$$m_{P,eff} = \frac{1}{3} \cdot (m_P + m_R) + m_K \quad (5.9)$$

Unter Berücksichtigung der umspannenden Rohrfeder ergibt sich damit die dynamische Kraftbilanz des Piezoaktors zu:

$$F_{last} = F_{Piezo} - F_{Rohrfeder} - m_{P,eff} \cdot \frac{d^2 \Delta l}{dt^2} \quad (5.10)$$

Die Kraft  $F_{Piezo}$  muss aus der Kraftbilanz der mechanischen und elektrischen Feder des vorgestellten Aktormodells unter Berücksichtigung der auftretenden mechanischen Dämpfungseinflüssen  $d_{mech}$  und eines internen elektrischen Kontaktwiderstandes  $R_i$  gebildet werden.

Für  $F_{Piezo}$  und  $\Delta l$  ergeben sich folgende Relationen unter Anwendung der elektromechanischen Analogien und den eingeführten Modellparametern:

$$F_{Piezo} = \alpha \cdot u_p - \left( k_{mech} \cdot \Delta l + d_{mech} \cdot \frac{d\Delta l}{dt} \right) \tag{5.11}$$

$$\Delta l = \frac{q_p}{\alpha} - \frac{\alpha}{k_{el}} \cdot (u_p - R_i \cdot i_p)$$

Damit ist ein vollständiges lineares Modell des Piezoaktors auf der Basis des Ersatzmodells aus Abbildung 5.2 und den piezoelektrischen Zustandsgleichungen abgeleitet worden. Alle verwendeten Kleinsignal-Größen können der Tabelle 2 aus Kapitel 2.4.1 entnommen werden. Die Dämpfungsparameter des Simulationsmodells werden experimentell angepasst.

Die Umsetzung in ein entsprechendes Simulationsmodell zeigt Abbildung 5.3. Berücksichtigt ist hier auch die Rohrfeder, die bei einseitig fester Einspannung des Piezoaktors parallel zur mechanischen Feder angenommen werden kann:

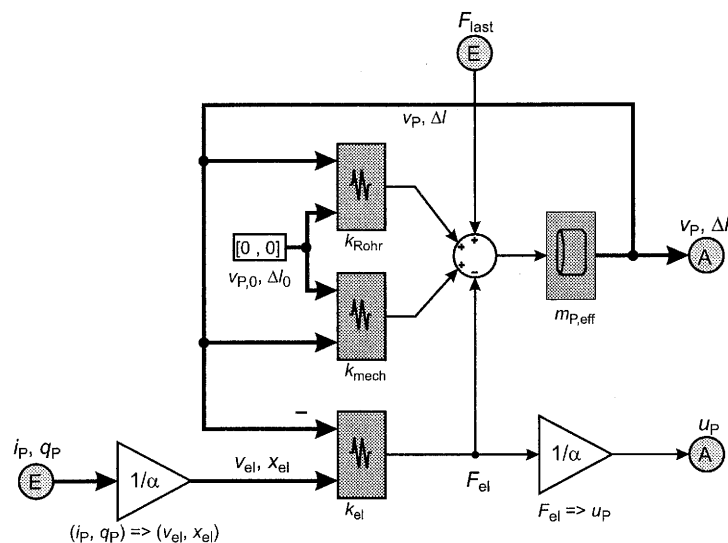


Abbildung 5.3: Lineares Simulationsmodell

An dieser Stelle erfolgt nur eine kurze Beschreibung der dargestellten Blockstruktur. Eine detaillierte Beschreibung des Gesamtmodells erfolgt im nachfolgenden Kapitel.

Elektrische Eingangsgrößen des Simulationsmodells sind der elektrische Strom  $i_p$  und damit indirekt die eingebrachte Ladung  $q_p$ . Nach der Multiplikation mit dem Faktor  $\alpha^{-1}$  liegen die äquivalenten mechanischen Ersatzgrößen  $v_{el}$  sowie  $x_{el}$  vor.

Die einzelnen Federblöcke werden entsprechend Gleichung (5.7) bis (5.11) in das Simulationsmodell implementiert und repräsentieren die jeweilige Federkonstante samt Dämpfungsparameter. Breite Linien signalisieren mehrwertige Verbindungen im Modell; so werden z.B. beide translatorischen Ausgangsgrößen  $v_p$  und  $\Delta l$  in das Modell zurückgekoppelt.

Zentral dargestellt ist der Kraftknoten des Modells entsprechend der aufgestellten Kraftbilanz aus Gleichung (5.10). Hier wird auch die extern auf den Piezoaktor wirkende Kraft  $F_{last}$  eingekoppelt.

Der Masseblock repräsentiert das zweite Newtonsche Axiom und generiert aus dem Ergebnis der Kraftbilanz die translatorischen Ausgangsgrößen  $v_p$  und  $\Delta l$  des Modells unter Berücksichtigung der effektiv bewegten Piezomasse  $m_{P,eff}$ .

Als weitere Ausgangsgröße des Modells wird  $u_p$  durch Multiplikation der internen Kraft  $F_{el}$  mit dem inversen Kopplungsfaktor  $\alpha^{-1}$  gewonnen.

Ein erster Vergleich zwischen dem erstellten linearen Simulationsmodell und dem Piezoaktor wird im Folgenden dargestellt. Angesteuert wird der unbelastete Piezoaktor am aktiven Messplatz mit einem gaußförmigen Stromverlauf (Pulsbreite  $84 \mu s$ ). Die Aufladeamplitude variiert im Bereich von 5 A bis 12 A. Die Entladeamplitude wird jeweils so gewählt, dass für die Piezospaltung  $u_p = 0 V$  nach elektrischer Ansteuerung gilt. Messgrößen sind der zeitliche Verlauf der Piezospaltung und der Piezoauslenkung. Mittels des Simulationsmodells wird die sich aus dem Stromverlauf ergebende Piezospaltung und -auslenkung nachgebildet.

An dieser Stelle erfolgt zunächst eine qualitative Bewertung des Modellverhaltens. Quantitative Aussagen zum linearen Modell werden in Kapitel 5.4.1 getroffen, da hier gleichzeitig ein Vergleich mit dem entwickelten nichtlinearen Modell vorgenommen wird (vgl. Abbildung 5.25 und Abbildung 5.26).

In Abbildung 5.4 sind die zeitlichen Verläufe der Mess- und Simulationsergebnisse für Piezoauslenkung und -spannung dargestellt:

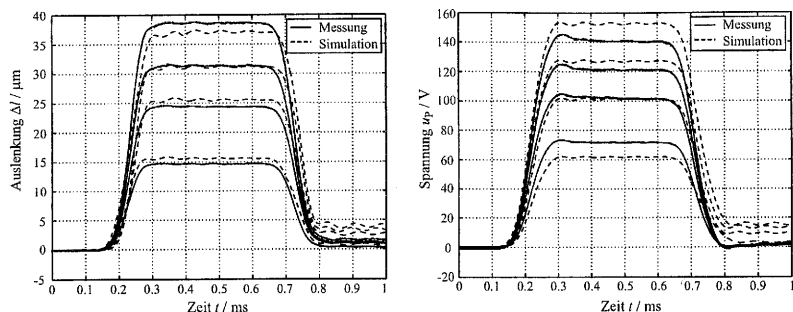


Abbildung 5.4: Simulierte und gemessene Piezoauslenkung und -spannung

Die dargestellten Zeitverläufe belegen, dass das erstellte lineare Modell zwar prinzipiell geeignet ist, das Aktorverhalten nachzubilden, allerdings wird auch gleich die Notwendigkeit deutlich, für eine präzise Modellierung die beschriebenen Aktornichtlinearitäten zu berücksichtigen. Betrachtet man zunächst die erreichten Spannungs- und Auslenkungsamplituden, zeigt sich, dass entsprechend dem linearen Ansatz nur in jeweils einem Arbeitspunkt ausreichend genaue Simulationsergebnisse erzielt werden können. Die hier vorliegende Anwendung verlangt aber, das Verhalten des Piezoaktors präzise über den gesamten Arbeitsbereich nachzubilden.

Vergleicht man insbesondere den zeitlichen Verlauf der gemessenen mit der simulierten Aktorspannung, treten hohe dynamische Abweichungen im Bereich der abfallenden Flanke auf, deren Ursache im nichtlinearen Verhalten des Aktorwerkstoffs sowie in der auftretenden ferroelektrischen Hysterese zu begründen sind. Für die hier vorliegende Großsignal-Pulsansteuerung des Piezoaktors bedingt die Hysterese zudem eine Restauslenkung nach Ansteuerung des Aktors. Hier zeigen sich erwartungsgemäß große Unterschiede zwischen simulierten und gemessenen Zeitverläufen.

Weitere Abweichungen zwischen Modell- und Aktorverhalten sind dadurch zu erwarten, dass der Piezoaktor nicht nur im mechanischen Leerlauf betrieben wird, sondern hohe Stellkräfte bereitstellen muss. Berücksichtigt man hierbei, dass die Steifigkeit des Piezoaktors vom jeweiligen Arbeitspunkt abhängt, ist mit dem linearen Ansatz kein brauchbares Ergebnis mehr zu erzielen [26]. Im folgenden Kapitel wird daher der vorgestellte lineare Ansatz erweitert, indem an geeigneter Stelle arbeitspunktabhängige Parameter anstelle der aus den Kleinsignalgrößen berechneten Parameter implementiert werden.

## 5.2 Arbeitspunktabhängige Modellparameter

### 5.2.1 Vorüberlegungen

Die bisher vorgestellten Ergebnisse zeigen, dass das Großsignalverhalten der untersuchten Aktoren teilweise erheblich vom linearen Verhalten abweicht. Zur Erstellung eines präzisen Simulationsmodells für den gesamten Arbeitsbereich der Aktoren muss daher ein nichtlinearer Ansatz gewählt werden. Die Ermittlung der nichtlinearen Modellparameter kann allerdings nicht wie beim linearen Ansatz auf Herstellerangaben basieren, da dieser keine Großsignalparameter zur Beschreibung der Aktoren bereitstellt.

Daher wird hier ein phänomenologischer Ansatz gewählt, bei dem die Parametrisierung des Simulationsmodells unter Berücksichtigung der physikalischen Zusammenhänge über experimentelle Untersuchungen unter realen Betriebsbedingungen am Piezoaktor erfolgt.

Erschwerend für den Entwurf des Simulationsmodells ist neben der dynamischen Ansteuerung der Aktoren, dass für die hier vorliegende Anwendung nicht nur der gesamte Auslenkungs- und Spannungsbereich abgebildet werden muss, sondern zusätzlich noch höchste Aktorstellkräfte berücksichtigt werden müssen.

Bisherige Simulationsmodelle beachten diese Anforderungen nur unzureichend oder gar nicht [25][35][84]. Zwar wird hier die bekannte arbeitspunktabhängigkeit der Eingangskapazität von Piezoaktoren berücksichtigt, jedoch fehlen Ansätze, die Steifigkeit der Aktoren in geeigneter Weise arbeitspunktabhängig zu modellieren.

In diesem Kapitel wird ein neuartiger Ansatz vorgestellt, der neben den vorgestellten Nichtlinearitäten auch die arbeitspunktabhängige Laststeifigkeit der Piezoaktoren berücksichtigt. Hierdurch wird es möglich, ein präzises nichtlineares Simulationsmodell der Aktoren für die vorliegende dynamische elektrische Ansteuerung bei gleichzeitiger Generierung hoher Stellkräfte zu realisieren.

### 5.2.2 Arbeitspunktabhängige Federparameter

Zentrale Modellparameter des in Abbildung 5.3 vorgestellten linearen Piezomodells sind die aus den Kleinsignalparametern berechneten Federkonstanten  $k_{\text{mech}}$  und  $k_{\text{el}}$ . Um die arbeitspunktabhängigkeit dieser Modellparameter nachzuweisen, werden verschiedene Experimente am aktiven Messplatz durchgeführt und ausgewertet. Anschließend werden die gefundenen Relationen in geeigneter Weise in ein nichtlineares Simulationsmodell implementiert.

### Modellparameter $k_{\text{mech}}$

Zur Bestimmung von  $k_{\text{mech}}$  wird eine externe Kraft  $F_{\text{last}}$  auf den Piezoaktor aufgebracht. Stellt man durch die äußere Beschaltung des Piezoaktors sicher, dass an  $k_{\text{el}}$  keine Kraft  $F_{\text{el}}$  auftritt, kann  $k_{\text{mech}}$  aus dem Betrag des Quotienten der aufgebrachtten Kraft  $F_{\text{last}}$  und der daraus resultierenden Aktorauslenkung  $\Delta l$  bestimmt werden<sup>25</sup>. Entsprechend den vereinbarten elektromechanischen Analogien aus Kapitel 5.1 entspricht dabei  $F_{\text{el}} = 0$  einem kurzgeschlossenen Piezoaktor. Die Spannung  $u_p = 0$  stellt allerdings nur einen einzigen Punkt im Arbeitsbereich des Aktors dar. Will man die Arbeitspunktabhängigkeit von  $k_{\text{mech}}$  ermitteln, muss die Piezospaltung zwangsläufig variiert werden. Für eine dynamische Betrachtung wird dazu der Kurzschluss am Piezoaktor so interpretiert, dass bei einer dynamischen Krafteinwirkung auf den Piezoaktor ein ungestörter Ladungsaustausch zwischen dessen Anschlussklemmen stattfinden kann. Damit gilt bei einer beliebigen Piezospaltung  $u_p = \text{konst.}$  ebenfalls für die Kraft  $F_{\text{el}} = \text{konst.}$ , obwohl eine externe Kraft auf den Piezoaktor einwirkt.

Eine geeignete Versuchsanordnung zur Bestimmung der Arbeitspunktabhängigkeit von  $k_{\text{mech}}$  ist in Abbildung 5.5 dargestellt:

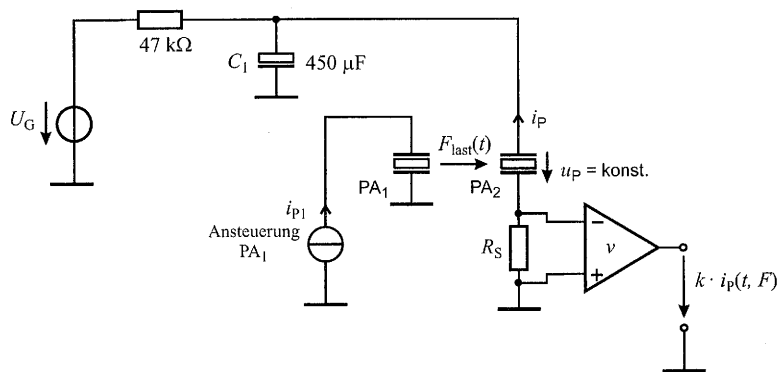


Abbildung 5.5: Versuchsaufbau zur Ermittlung von  $k_{\text{mech}}(u_p)$  am aktiven Piezomessplatz

Durchgeführt wird die Versuchsreihe am vorgestellten Piezomessplatz. Bestimmt wird  $k_{\text{mech}}(u_p)$  des dargestellten Aktors  $PA_2$ , dessen Arbeitspunkt  $u_{p,0}$  mittels der Gleichspannungsquelle  $U_G$  variiert werden kann. Die im Frequenzbereich der Ansteuerung niederimpedante Kapazität  $C_1$  stellt dabei einen dynamischen Kurzschluss für den Piezoaktor  $PA_2$  dar.

25. Hierbei wird die Federkonstante der umschließenden Rohrfeder zunächst vernachlässigt.

Wird nun mittels des Aktiv-Piezoaktors  $PA_1$  ein dynamischer Lastsprung  $F_{\text{last}}$  auf  $PA_2$  eingeprägt, ändert sich die Piezospaltung aufgrund der Dimensionierung der Kapazität  $C_1$  nur im Bereich einiger 10 mV um den eingestellten Arbeitspunkt und kann daher als konstant angenommen werden. Optional kann über den Shunt-Widerstand  $R_S$  der Aktorstrom  $i_p$  und damit indirekt die aufgrund der Krafteinwirkung abfließende Ladung  $q_p$  des Piezoaktors bestimmt werden.

Zur Ermittlung von  $k_{\text{mech}}(u_p)$  wird der Arbeitspunkt  $u_{p,0}$  der Aktorspannung  $u_p$  im Bereich von  $0 \text{ V} \leq u_{p,0} \leq 120 \text{ V}$  variiert. Für jeden eingestellten Arbeitspunkt des Aktors  $PA_2$  werden nun mittels des Aktiv-Piezoaktors  $PA_1$  Lastsprünge im Bereich von 150 N bis 900 N aufgebracht.

Messgrößen sind der Lastsprung  $F_{\text{last}}$ , sowie die Auslenkung  $\Delta l$  des untersuchten Piezoaktors  $PA_2$ . Da die Bestimmung der Modellparameter bei gleicher Dynamik wie bei der späteren Anwendung der Aktoren erfolgen soll, wird für  $i_{p1}$  wieder ein gaußförmiger Stromverlauf mit einer Pulsbreite von 84  $\mu\text{s}$  gewählt.

Exemplarisch für die aufgenommenen Messreihen wird für den Arbeitspunkt  $u_{p,0} = 120 \text{ V}$  der zeitliche Verlauf des eingepprägten Lastsprungs  $F_{\text{last}}(t)$  und der Auslenkung  $|\Delta l|$  des Piezoaktors  $PA_2$  dargestellt<sup>26</sup>:

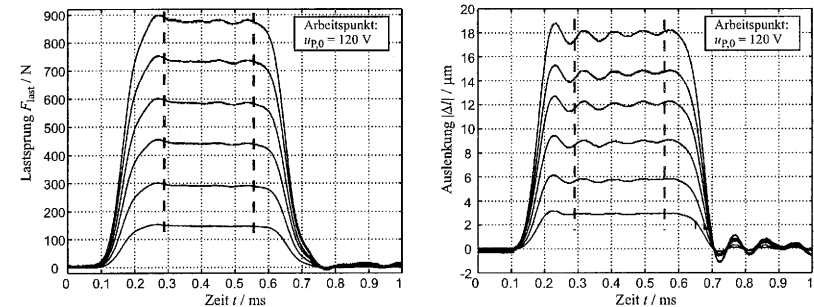


Abbildung 5.6: Exemplarischer Verlauf eines generierten Lastsprungs und die daraus resultierende Auslenkung des  $PA_2$  (Betragsdarstellung) zur Bestimmung von  $k_{\text{mech}}(u_p)$  im Arbeitspunkt  $u_{p,0} = 120 \text{ V}$ .

Aufgrund der dynamischen Ansteuerung des Piezoaktors und der daraus resultierenden hohen Beschleunigung des schwingfähigen mechanischen Systems aus Kraftmesssensor, Adaptern

26. Die Betragsdarstellung wird aus Gründen der Anschaulichkeit gewählt. Natürlich wird der Aktor  $PA_2$  durch die Kraftanregung mittels  $PA_1$  gestaut, was einem negativen  $\Delta l$  entspricht. Die Berechnung der Modellparameter erfolgt unter Berücksichtigung der Vorzeichen.

und Piezoaktor (vgl. Messaufbau aus Kapitel 4.2), ist den in Abbildung 5.6 dargestellten Messergebnissen eine gedämpfte Schwingung überlagert. Zur eindeutigen Bestimmung der quasistatischen Kraft- und Auslenkungsamplitude wird daher der Mittelwert im Zeitintervall innerhalb der eingezeichneten vertikalen Linien gebildet und zur weiteren Auswertung verwendet.

Trägt man den Betrag der ermittelten Auslenkungen  $|\Delta|$  über den eingepprägten Lastsprung für jeden gewählten Arbeitspunkt  $u_p$  auf, ergibt sich folgende Kurvenschar zur Bestimmung von  $k_{\text{mech}}(u_p)$ :

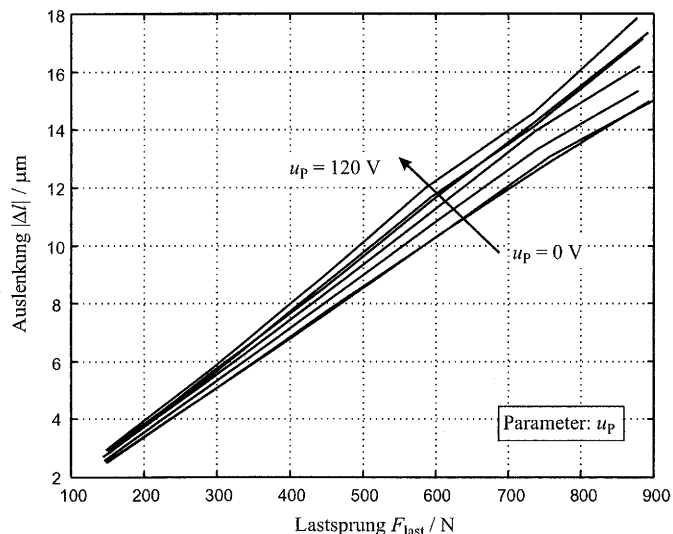


Abbildung 5.7: Auslenkungsbetrag  $|\Delta|$  des PA<sub>2</sub> über den eingepprägten Lastsprung; Parameter ist die Piezospannung  $u_p$ .

Es zeigt sich eine merkliche Abhängigkeit der Auslenkung bei konstantem Lastsprung vom Arbeitspunkt  $u_{p,0}$ . Die Bestimmung von  $k_{\text{mech}}(u_p)$  aus dieser Kurvenschar erfolgt durch eine lineare Ausgleichsrechnung [9]. Reduziert man die Ausgleichsrechnung auf die Bestimmung der Steigung der Kurven für jeden Arbeitspunkt  $u_{p,0}$ , stellt diese direkt die arbeitspunktabhängige Federkonstante  $k_{\text{mech}}(u_{p,0})$  dar. Eine nochmalige Anwendung der linearen Ausgleichsrechnung ergibt die gesuchte Funktion  $k_{\text{mech}} = f(u_p)$ , dargestellt in Abbildung 5.8:

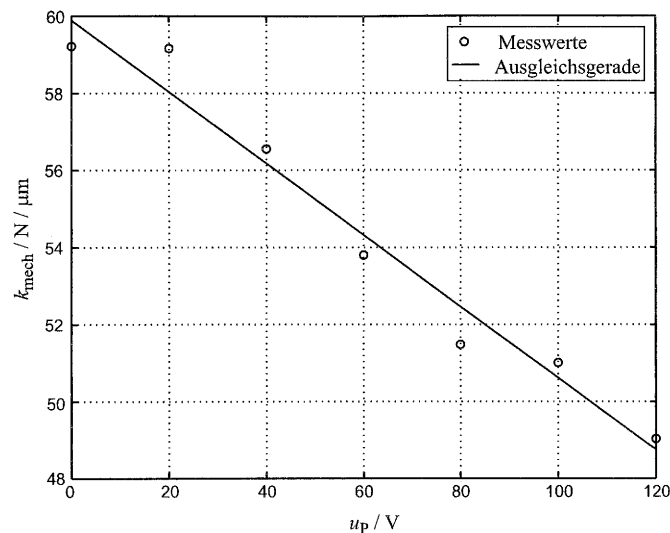


Abbildung 5.8: Arbeitspunktabhängige Federkonstante  $k_{\text{mech}}(u_p)$

Es zeigt sich eine Arbeitspunktabhängigkeit der Federkonstante  $k_{\text{mech}}$  von mehr als 25% im untersuchten Spannungsbereich der Aktoren. Die Berücksichtigung der arbeitspunktabhängigen Federsteifigkeit reduziert demnach die Simulationsfehler bei der Nachbildung der Aktorauslenkung unter mechanischem Lasteinfluss erheblich.

Die in Abbildung 5.8 dargestellte Arbeitspunktabhängigkeit kann für den untersuchten Aktortyp mittels folgender Funktion angenähert werden:

$$k_{\text{mech}}(u_p) = a_1 \frac{\text{N}}{\sqrt{\text{m}}} \cdot u_p + a_2 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (5.12)$$

#### Modellparameter $k_{\text{el}}$

Die Bestimmung von  $k_{\text{el}}$  kann nicht wie bei  $k_{\text{mech}}$  direkt vorgenommen werden, da dieser Modellparameter durch keine äußere Beschaltung der Aktoren zugänglich wird. Allerdings ist es möglich, durch eine hochimpedante Beschaltung des Piezoaktors ein invariantes  $x_{\text{el}}$  zu bedingen, womit die Parallelschaltung von  $k_{\text{el}}$  und  $k_{\text{mech}}$  als Koeffizient zwischen Aktorauslenkung  $\Delta|$  und aufgebrachtener Kraft  $F$  wirksam wird und bestimmt werden kann (vgl. Abbildung 5.2 und Gleichung (5.8)).

Damit kann  $k_{el}$  bei bekanntem  $k_{mech}$  und  $k_{ges}$  arbeitspunktabhängig ermittelt werden:

$$k_{el}(u_p) = k_{ges}(u_p) - k_{mech}(u_p). \quad (5.13)$$

Die experimentelle Ermittlung von  $k_{ges}$  erfolgt ähnlich der zuvor für  $k_{mech}$  beschriebenen. Die Versuche werden am Piezomessplatz durchgeführt. Ein invariantes  $x_{el}$  wird entsprechend den vereinbarten Analogien aus Kapitel 5.1 als elektrischer Leerlauf an den Aktorklemmen interpretiert.

Um die arbeitspunktabhängigkeit von  $k_{ges}$  zu ermitteln, muss wiederum die Aktorspannung variiert werden. Der elektrische Leerlauf wird daher so interpretiert, dass bei dynamischer Krafteinwirkung auf den Piezoaktor kein Ladungsaustausch zwischen den Aktorklemmen im untersuchten Dynamikbereich zugelassen wird.

Dazu muss die Quelle zur Arbeitspunkteinstellung des Piezoaktors eine hohe Ausgangsimpedanz aufweisen. Ein geeigneter Versuchsaufbau ist in der folgenden Abbildung dargestellt:

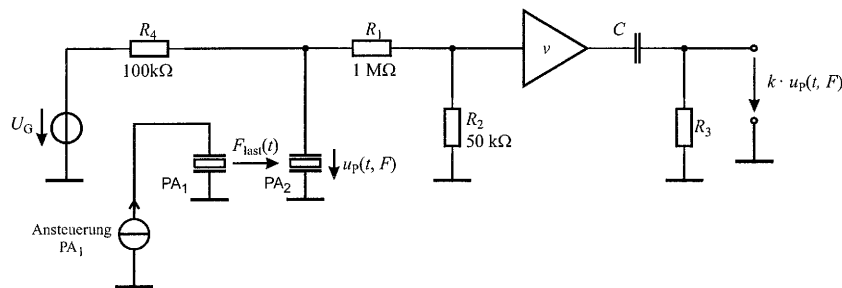


Abbildung 5.9: Versuchsaufbau zur Ermittlung von  $k_{ges}(u_p)$  am Piezomessplatz

Untersucht wird wieder Aktor  $PA_2$ . Die Vorgehensweise zur Bestimmung von  $k_{ges}$  ist bis auf die elektrische Kopplung des  $PA_2$  an die Spannungsquelle  $U_G$  identisch mit der Vorgehensweise zur Bestimmung von  $k_{mech}$ .

Wie in Abbildung 5.9 dargestellt, erfolgt die Kopplung zwischen Aktor  $PA_2$  und Spannungsquelle zur Arbeitspunkteinstellung  $U_G$  über einen  $100 \text{ k}\Omega$  Widerstand. Die während der Messzeit von einer Millisekunde vom Piezoaktor  $PA_2$  abfließende Ladung kann damit in guter Näherung vernachlässigt werden, womit ein dynamisch invariantes  $x_{el}$  angenommen wird. Optional kann bei diesem Experiment noch der dynamische Anteil der Piezospannung  $u_p$  überwacht werden, welcher aufgrund der elektromechanischen Wechselwirkungen durch den eingepägten Lastsprung hervorgerufen wird.

Die Auswertung der Messreihe entsprechend dem beschriebenen Schema liefert folgende Ergebnisse für  $k_{ges}(u_p)$ :

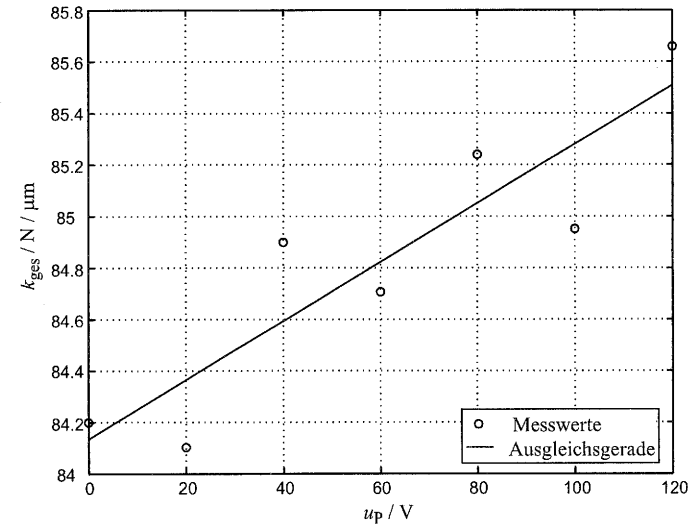
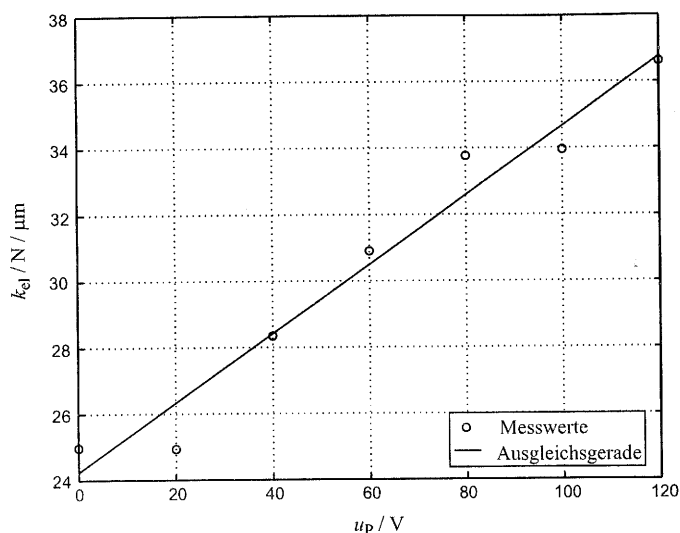


Abbildung 5.10: Arbeitspunktabhängige Federkonstante  $k_{ges}(u_p)$

Die dargestellten Ergebnisse zeigen im Vergleich zur Kennlinie von  $k_{mech}(u_p)$  eine erheblich geringere arbeitspunktabhängigkeit des Parameters  $k_{ges}(u_p)$ .

Aus den bisher ermittelten Ergebnissen kann nun nach Gleichung (5.13) der fehlende Parameter  $k_{el}(u_p)$  bestimmt werden. Stellt man die Ergebnisse grafisch dar, ergibt sich die in Abbildung 5.11 dargestellte Kennlinie:

Abbildung 5.11: Arbeitspunktabhängige Federkonstante  $k_{el}(u_p)$ 

Der Modellparameter  $k_{el}(u_p)$  zeigt im Vergleich zu den übrigen Federparametern die größte Arbeitspunktabhängigkeit. Im untersuchten Arbeitsbereich der Aktoren von 0 bis 120 V variiert  $k_{el}$  um mehr als 50%.

Der in Abbildung 5.11 dargestellte funktionale Zusammenhang kann wie folgt beschrieben werden:

$$k_{el}(u_p) = b_1 \frac{N}{Vm} \cdot u_p + b_2 \frac{N}{m}. \quad (5.14)$$

Aus den gezeigten Ergebnissen geht die Notwendigkeit hervor, die Arbeitspunktabhängigkeit der vorgestellten Federparameter bei der Erstellung des Simulationsmodells in geeigneter Form zu berücksichtigen.

Aus den bisher vorgestellten Ergebnissen kann ein weiterer sehr interessanter Aspekt abgeleitet werden. Bei nahezu allen neuen Anwendungen, in denen die Piezoaktoren als Antriebselement für hydraulische Ventile eingesetzt werden, ist eine hohe Steifigkeit der Aktoren gefordert [36][60]. In diesem Abschnitt wurde gezeigt, dass die gemessenen dynamischen Steifigkeiten der Aktoren im erheblichen Maße von der Ausgangsimpedanz der ansteuernden Verstärker abhängig ist. Daraus kann geschlossen werden, dass neben den schon beschriebenen

Nachteilen der niederimpedanten Spannungsansteuerung für hochdynamische Aktoranwendungen bei dieser Ansteuerung ein erhebliches Potential bezüglich der Aktorsteifigkeit ungenutzt bleibt. Betrachtet man die dargestellten Kennlinien für  $k_{mech}(u_p)$  und  $k_{ges}(u_p)$ , zeigt sich, dass die Steifigkeit des ausgelenkten Aktors bei hochimpedanter elektrischer Kopplung im untersuchten Dynamikbereich je nach Arbeitspunkt um mehr als 70% höher sein kann als bei niederimpedanter. Damit bieten die in Kapitel 3 vorgestellten Leistungsverstärker einen weiteren Vorteil bei der Ansteuerung von Piezoaktoren.

### 5.2.3 Nichtlineare Kopplungskoeffizienten

Betrachtet man die großen Unterschiede zwischen der Spannungs- und Ladungsansteuerung der Aktoren aus Kapitel 3.1.1, kann die Kopplung zwischen mechanischen und elektrischen Modellgrößen für den Großsignalbetrieb der Aktoren nicht hinreichend genau über einen linearen Kopplungsfaktor  $\alpha$  erfolgen. Um die auftretenden Aktornichtlinearitäten in geeigneter Form berücksichtigen zu können, muss der lineare Modellansatz nochmals erweitert werden. Hierzu werden statt des konstanten Faktors  $\alpha$  zwei, für Ein- und Ausgangskopplung unterschiedliche, Kopplungsfunktionen eingeführt.

Die Eingangskopplung, also der Zusammenhang zwischen eingebrachter elektrischer Ladung  $q_p$  und innerer mechanischer Auslenkung  $x_{el}$  (vgl. Gleichung (5.4) und Abbildung 5.3)) wird im nichtlinearen Simulationsmodell über die Modellfunktion  $x_{el}(q_p)$  vorgenommen. Die Berechnung der Piezospaltung  $u_p$  aus der Modellgröße  $F_{el}$  (vgl. Gleichung (5.2)) erfolgt über die Modellfunktion  $u_p(F_{el})$ .

Beide neu eingeführten Modellfunktionen werden im Folgenden experimentell am aktiven Piezomessplatz ermittelt, da eine theoretische Ableitung aufgrund fehlender Herstellerangaben nicht durchführbar ist. Auftretende Hystereseeffekte werden zunächst vernachlässigt, da diese in Kapitel 5.3 gesondert behandelt werden.

#### Eingangskopplung $x_{el}(q_p)$

Zur Bestimmung der Kopplungsfunktion  $x_{el}(q_p)$  wird der erweiterte experimentelle Laboraufbau aus Abbildung 5.5 eingesetzt. Auch die Versuchsdurchführung ist nahezu identisch mit der Versuchsreihe zur Ermittlung von  $k_{mech}$  (vgl. Kapitel 5.2.3) und wird daher hier nur kurz beschrieben. Bestimmt wird  $x_{el}(q_p)$  des Piezoaktors PA<sub>2</sub> für Arbeitspunkte zwischen  $0 V \leq u_p \leq 120 V$ . Die Kapazität  $C_1$  stellt im Frequenzbereich der Ansteuerung einen dynamischen Kurzschluss für den Aktor PA<sub>2</sub> dar. Mittels des Piezoaktors PA<sub>1</sub> werden dynamische Lastsprünge im Bereich von 150 N bis 900 N auf PA<sub>2</sub> aufgebracht. Angesteuert wird PA<sub>1</sub> mit einem

gaußförmigen Stromverlauf mit einer Pulsbreite von  $84 \mu\text{s}$ . Messgrößen sind der Lastsprung  $F_{\text{last}}$ , die Auslenkung  $\Delta l$  und der Strom  $i_p$  des Aktors PA<sub>2</sub>.

Die sich ergebenden Zeitverläufe für die Auslenkung  $|\Delta l|$  und den eingepprägten Lastsprung  $F_{\text{last}}(t)$  wurden bereits bei der Bestimmung von  $k_{\text{mech}}(u_p)$  exemplarisch für einen Arbeitspunkt in Abbildung 5.6 dargestellt. Der gemessene Aktorstrom  $i_p$  und daraus resultierende ausgetauschte Ladung  $q_p$  werden in Abbildung 5.12 ebenfalls exemplarisch für den Arbeitspunkt  $u_{p,0} = 120 \text{ V}$  dargestellt:

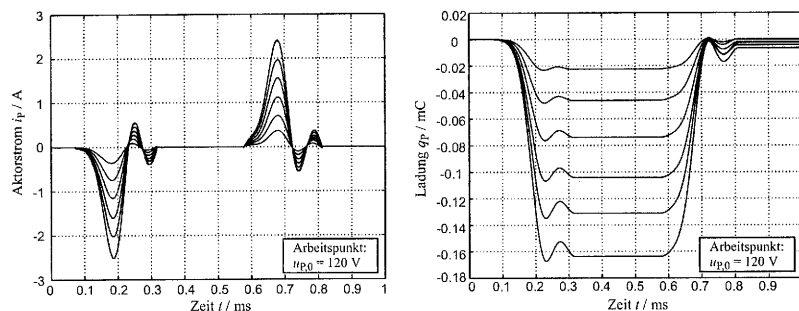


Abbildung 5.12: Exemplarischer Verlauf des Aktorstroms und der ausgetauschten Ladung im Arbeitspunkt  $u_{p,0} = 120 \text{ V}$ .

Da die Ladung  $q_p$  aus der zeitlichen Integration des Aktorstroms  $i_p$  gewonnen wird, wird zur Sicherstellung reproduzierbarer Integrationsgrenzen nur der in Abbildung 5.12 dargestellte Signalanteil von  $i_p$  ausgewertet. Damit sind die Messfehler aufgrund der überlagerten gedämpften Schwingung zu vernachlässigen.

Die gesuchte Kopplungsfunktion  $x_{\text{el}}(q_p)$  kann damit für die vorliegende Aktorbeschalung arbeitspunktabhängig als Quotient der ermittelten Ladungsamplitude  $q_p$  und der Aktorauslenkung  $\Delta l$  bestimmt werden.

Untersucht man zunächst diese Arbeitspunktabhängigkeit, ohne auf die exakte Funktion von  $x_{\text{el}}(q_p)$  einzugehen, zeigt sich, dass diese im untersuchten Arbeitsbereich von  $0 \text{ V} \leq u_p \leq 120 \text{ V}$  unabhängig von der Aktorspannung ist.

Diese interessante Erkenntnis vereinfacht das weitere Vorgehen und die Architektur des nichtlinearen Simulationsmodells, da nur noch der Zusammenhang zwischen eingebrachter elektrischer Ladung  $q_p$  und mechanischer Auslenkung  $x_{\text{el}}$  unabhängig von anderen Modellgrößen bestimmt werden muss.

Zur Beschreibung des funktionalen Zusammenhangs zwischen der Ladung  $q_p$  und innerer mechanischer Auslenkung  $x_{\text{el}}$  wird folgender Ansatz gewählt:

$$x_{\text{el}}(q_p) = p_1 \cdot q_p^{p_2} \cdot \text{EXP}(p_3 \cdot q_p). \quad (5.15)$$

Die Parameter  $p_1$  bis  $p_3$  werden iterativ nach dem Qualitätskriterium der kleinsten Fehlerquadrate an die ermittelten Messwerte angepasst [54]. Es ergibt sich folgende Kennlinie für  $x_{\text{el}}(q_p)$ :

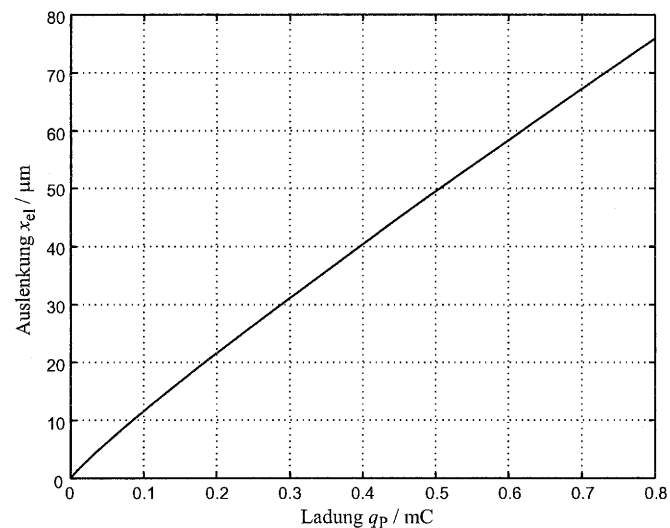


Abbildung 5.13: Ermittelte Kennlinie für  $x_{\text{el}}(q_p)$

#### Ausgangskopplung $u_p(F_{\text{el}})$

Die Bestimmung der Ausgangskopplung, also die Berechnung der Piezospannung  $u_p$  aus der Kraft  $F_{\text{el}}$  (vgl. Abbildung 5.3), kann nicht direkt erfolgen, da  $F_{\text{el}}$  eine messtechnisch nicht erfassbare Modellgröße darstellt. Da jedoch alle Modellgrößen (mit Ausnahme der Dämpfungsparameter) bereits bestimmt wurden, kann  $u_p(F_{\text{el}})$  unter Vernachlässigung der Hystereseeffekte bestimmt werden. Die Berechnung der Kraft  $F_{\text{el}}$  kann entsprechend des Modellansatzes nach Abbildung 5.2 aus der Differenz der inneren mechanischen Auslenkung  $x_{\text{el}}$  und der Aktorauslenkung  $\Delta l$  und anschließender Multiplikation mit der Federkonstante  $k_{\text{el}}$  bestimmt werden.

Berücksichtigt man den bereits ermittelten Kopplungsfaktor  $x_{el}(q_p)$  ergibt sich für den quasistatischen Fall die Differenz  $x_d$  zwischen innerer mechanischer Auslenkung  $x_{el}$  und Aktorauslenkung  $\Delta l$  zu:

$$x_d = x_{el}(q_p) - \Delta l. \quad (5.16)$$

Damit ergibt sich die Umkehrfunktion der gesuchten Ausgangskopplung  $u_p(F_{el})$  zu:

$$F_{el} = k_{el}(u_p) \cdot x_d = k_{el}(u_p) \cdot (x_{el}(q_p) - \Delta l). \quad (5.17)$$

Entsprechend Gleichung (5.17) kann  $F_{el}$  vollständig aus bekannten Modellgrößen und zugänglichen Messgrößen bestimmt werden. Ein geeignetes Experiment wird am Piezomessplatz durchgeführt. Der zu untersuchende Piezoaktor wird dazu im mechanischen Leerlauf mit einem gaußförmigen Stromverlauf mit  $84 \mu\text{s}$  Pulsbreite und variabler Amplitude im gesamten Arbeitsbereich angesteuert. Aufgezeichnet wird der zeitliche Verlauf der elektrischen Aktorgrößen  $i_p$  und  $u_p$  sowie die Auslenkung  $\Delta l$ . Die in den Piezoaktor eingebrachte Ladung  $q_p$  wird durch zeitliche Integration des Aktorstroms berechnet. In Abbildung 5.14 werden exemplarisch Signalverläufe der durchgeführten Messreihen dargestellt:

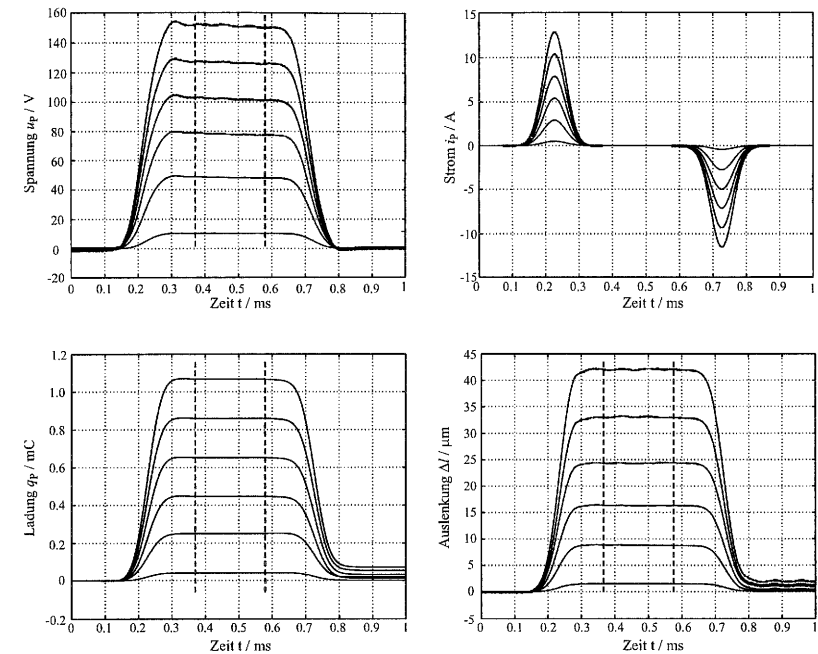


Abbildung 5.14: Exemplarische Zeitverläufe zur Bestimmung des Parameters  $u_p(F_{el})$ . Ausgewertet werden die Amplituden der Signale durch Mittelwertbildung zwischen den vertikalen Linien.

Zur Bestimmung des Modellparameters  $u_p(F_{el})$  müssen die Amplituden der dargestellten Zeitverläufe der Auslenkung  $\Delta l$ , der Spannung  $u_p$  und der in den Piezoaktor eingebrachten Ladung  $q_p$  bestimmt werden. Um diese möglichst präzise zur ermitteln, wird zur Unterdrückung überlagerter Schwingungen der Mittelwert der Zeitverläufe zwischen den vertikalen Linien gebildet und zur Auswertung eingesetzt. Berücksichtigt man weiter die Modellfunktion  $x_{el}(q_p)$  und den arbeitspunktabhängigen Federparameter  $k_{el}(u_p)$ , kann  $F_{el}$  für jeden Arbeitspunkt  $u_p$  des Aktors ermittelt werden.

Zur Bestimmung von  $u_p(F_{el})$  eignet sich nach Auswertung der durchgeführten Messreihe ein Polynomansatz 4. Ordnung. Die Parameter des Polynoms werden nach dem Qualitätskriterium der minimalen quadratischen Abweichung approximiert.

In Abbildung 5.15 wird das Ergebnis der durchgeführten Untersuchung sowie die aus den Messwerten approximierte Funktion für  $u_p(F_{el})$  dargestellt:

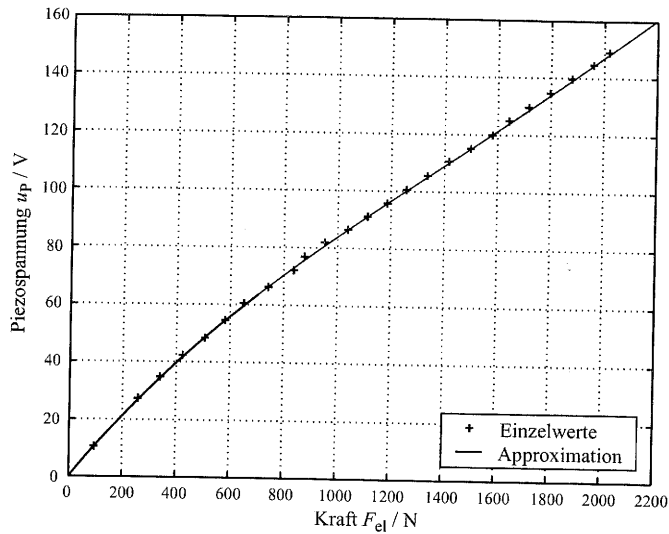


Abbildung 5.15: Approximierte Funktion für  $u_p(F_{el})$

Der gesuchte funktionale Zusammenhang zwischen den Modellgrößen Kraft  $F_{el}$  und Piezospannung  $u_p$  ergibt sich damit zu:

$$u_p(F_{el}) = p_4 \cdot F_{el}^4 + p_3 \cdot F_{el}^3 + p_2 \cdot F_{el}^2 + p_1 \cdot F_{el} + p_0 \quad (5.18)$$

Damit sind alle gesuchten Parameter des neuen nichtlinearen Simulationsmodells bestimmt. Vor der Einarbeitung der ferroelektrischen Hysterese wird zunächst die Architektur des entwickelten nichtlinearen Simulationsmodells in Abbildung 5.16 auf Blockschaltbildebene vorgestellt:

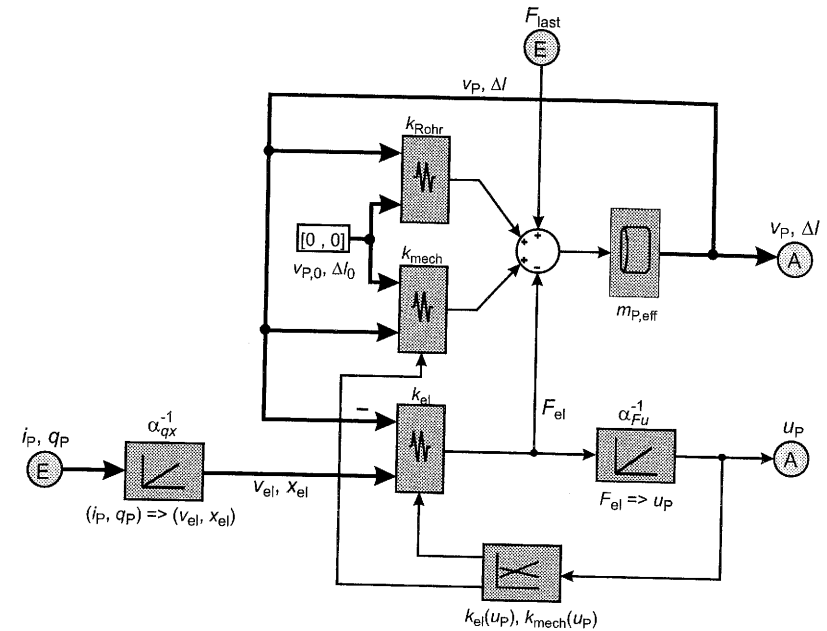


Abbildung 5.16: Nichtlineares Simulationsmodell

Anhand des in Abbildung 5.16 dargestellten Blockschaltbildes des entwickelten nichtlinearen Simulationsmodells werden im Folgenden die vorgenommenen Erweiterungen zum linearen Modellansatz erläutert.

Die Piezospannung  $u_p$ , lediglich ein Ausgang im linearen Modellansatz, wird zur Bestimmung der spannungsabhängigen Federkonstanten beim nichtlinearen Ansatz in das Modell zurückgekoppelt. Damit kann die Steifigkeit des Piezoaktors mittels der vorgestellten Funktionen für  $k_{mech}(u_p)$  und  $k_{el}(u_p)$  arbeitspunktabhängig berücksichtigt werden. Um den funktionalen Zusammenhang zwischen eingebrachter Ladung  $q_p$  und innerer Auslenkung  $x_{el}$  zu berücksichtigen, wird die Eingangskopplung des ansteuernden elektrischen Stroms  $i_p$  über den dargestellten Funktionsblock  $\alpha_{qx}^{-1}$  vorgenommen. Äquivalent dazu erfolgt die Auskopplung der Piezospannung aus dem Simulationsmodell über den Funktionsblock  $\alpha_{Fu}^{-1}$ , der den ermittelten nichtlinearen Zusammenhang zwischen  $F_{el}$  und  $u_p$  repräsentiert.

Damit ist das nichtlineare Simulationsmodell für den Aufladevorgang des Aktors vollständig beschrieben. Um auch den Entladevorgang des Piezoaktors nachzubilden, muss die ferroelektrische Hysterese berücksichtigt werden. Im folgenden Kapitel wird dazu ein geeigneter Ansatz zur Hysterese modellierung vorgestellt, der als Erweiterung in das nichtlineare Modell implementiert werden kann.

### 5.3 Hysterese modellierung

Zur Berücksichtigung der ferroelektrischen Hysterese, die bei der vorliegenden Großsignalansteuerung der Aktoren nicht vernachlässigt werden kann (vgl. Kapitel 2.3.2), wird in diesem Kapitel ein geeignetes Hysterese modell vorgestellt, das in das nichtlineare Modell aus Abbildung 5.16 implementiert werden kann.

#### 5.3.1 Vorüberlegungen

Die Beschreibung von ferromagnetischen und ferroelektrischen Hystereseerscheinungen ist seit vielen Jahren ein interdisziplinärer Forschungsschwerpunkt. Zahlreiche Arbeiten sind zunächst der Erfassung der ferromagnetischen Hysterese gewidmet worden. Dabei wurden im Prinzip zwei heute noch allgemein gültige Ansätze zur Aufstellung geeigneter Hysterese modelle verwendet [42]:

Die erste Möglichkeit basiert direkt auf den physikalischen Prinzipien, denen die hysterese behafteten Systeme und Materialien unterliegen. Problematisch ist hierbei, dass die physikalischen Gesetzmäßigkeiten oft nicht hinreichend genau für die jeweiligen Betriebsbedingungen beschrieben werden können. Dennoch wurden viele Modelle, meist basierend auf partiellen Differentialgleichungen oder phänomenologischen Ansätzen, auf dieser Grundlage entwickelt. Das bekannteste Modell dieser Art ist sicherlich das Preisach-Modell, welches die ferromagnetische Hysterese auf der Basis der magnetischen Domänentheorie beschreibt [23]. Die Gültigkeit dieser Modelle beschränkt sich meist auf die Nachbildung der statischen Hysterese eigenschaften und der gesamten Hysterese schleife von positiver bis negativer Sättigung [80]. Verfahren zur Nachbildung der ferroelektrischen Hysterese auf der Basis von Domänen-Schaltprozessen wurden z.B. von Chonan, Chan und Zhang vorgestellt [12][11][90]. Allerdings beziehen sich diese Verfahren auf die integrale Beschreibung der gesamten Hysterese schleife, was schon für den statischen Fall den hohen numerischen Aufwand einer Finite-Elemente-Simulation bedingt. Eine Modifizierung der Verfahren zur Modellierung der Hysterese effekte eines Piezoaktors bei dynamischer Ansteuerung ist kaum umsetzbar.

Die zweite Möglichkeit zur Modellierung von Hystereseerscheinungen besteht in der Aufstellung geeigneter mathematischer Approximationen, losgelöst vom physikalischen Wirkprinzip der Systeme oder Materialien. Bekannte Beispiele hierzu sind die Ansätze von Rayleigh oder Krasnosel'skii, die allgemeine mathematische Verfahren zur Beschreibung unterschiedlicher Hysterese effekte geliefert haben [42][44][85].

Bezieht man die vorgestellten Ansätze auf die hier vorliegende Problematik, kommt aufgrund der fehlenden physikalischen Modelle zum Großsignalverhalten der eingesetzten Piezowerkstoffe und damit der Aktoren nur ein approximativer Ansatz zur Hysterese nachbildung in Frage. Nur so ist der Parametrisierungsaufwand des Hysterese modelles sowie der numerische Aufwand bei der Anwendung des Modells für dynamische Aktorsimulationen in Grenzen zu halten.

Ansätze zur approximativen Nachbildung der ferroelektrischen Hysterese auf der Basis modifizierter Preisach-Modelle sind bereits veröffentlicht worden [35]. Problematisch bei diesen Ansätzen ist die Parametrisierung der Modelle, da die Bestimmung der Verteilungsfunktion als Bindeglied zwischen Modellansatz und realem Objekt einen hohen Mess- und Rechenaufwand impliziert [23][57]. Abhilfe schaffen hier weiter modifizierte Preisach-Modelle, bei denen der numerische Aufwand reduziert wird. Grundlage dieser Ansätze ist entweder die Minimierung der Verteilungsfunktion durch interpolierende Algorithmen oder die Modellierung der Hysterese schleifen über deren Hüllkurve [23][48][85].

Betrachtet man die Struktur des bisher entwickelten nichtlinearen Simulationsmodells nach Abbildung 5.16, würde sich ein funktionaler Ansatz zur Hysterese modellierung am besten in das Simulationsmodell einfügen. Einen solchen Ansatz zur Modellierung des ferroelektrischen Hysterese verhaltens liefert das „Dynamic Hysteresis Modell“ (wird im Folgenden mit DHM abgekürzt) nach Dahl und Wilder [14]. Zwar wird auch hier die vollständige Hysterese schleife abgebildet, die Modellstruktur kann aber für den hier vorliegenden Aktorbetrieb in einem Quadranten modifiziert werden. Der differentielle Modellansatz bietet zudem die Möglichkeit, die Hysterese modellierung nicht nur auf eine Hauptschleife zu beschränken, sondern auch beliebig viele Unterschleifen<sup>27</sup> berücksichtigen zu können. Ebenso geeignet scheint das modifizierte Preisach-Modell auf der Basis der Hüllkurven nachbildung nach Last [48].

27. Eine Unterschleife entsteht dann, wenn der Aktor vor Beendigung eines vollständigen Auf- und Entladezyklus einen Richtungswechsel, z.B. durch eine überlagerte elektrische Ansteuerung, vornimmt.

Im Folgenden wird der Ansatz des DHM zur Modellierung der Aktorhysterese aufgenommen, da dies zum einen sehr gut an die vorliegende Hystereseform approximiert werden kann, zum anderen ist es aufgrund der Modellarchitektur sehr gut in das vorgestellte nichtlineare Simulationsmodell zu integrieren.

### 5.3.2 Modifiziertes Hysteresemodell nach Dahl und Wilder

Kern des DHM ist ein funktionaler Zusammenhang zwischen der Ein- und Ausgangsgröße des Modells, wobei diese Funktion an die Hysterese-Randkurve approximiert werden muss. Der jeweilige Betriebspunkt des Modells wird mittels eines Algorithmus<sup>28</sup> und eines Merkoperators, der wesentliche Punkte der Vorgeschichte des Modells enthält, berechnet. Merkoperator und Algorithmus stellen auch die Auslöseigenschaft lokaler Extrema sowie die Kongruenz der simulierten Hystereseschleifen sicher [3][85]. In Abbildung 5.17 ist die Blockstruktur des modifizierten DHM dargestellt:

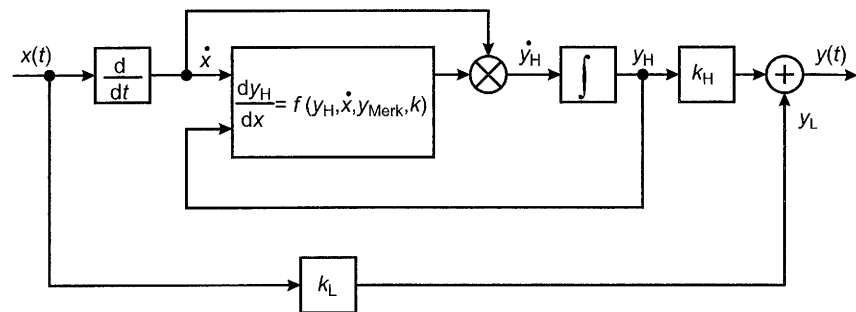


Abbildung 5.17: Blockstruktur des modifizierten DHM zur Hysteresemodellierung. Für  $k_H = 1$  entspricht das dargestellte Modell dem ursprünglichen Ansatz von Dahl und Wilder.

Bevor das DHM in das nichtlineare Simulationsmodell implementiert wird, wird allgemein dessen Funktionsweise erläutert. Die Erweiterung des DHM um den Parameter  $k_H$  dient der Anpassung des Modellsansatzes für die hier vorliegende Problemstellung der Modellierung des Hystereseverhaltens in einem Quadranten<sup>28</sup>. Zur einfachen Erläuterung der Funktionsweise des DHM wird zunächst  $k_H = 1$  gesetzt.

Eingangsgröße des DHM ist  $x(t)$ . Die Ausgangsgröße  $y(t)$  wird entsprechend der Modellarchitektur nach Abbildung 5.17 durch Superposition eines linearen Funktionsanteils  $y_L(t) = k_L \cdot x(t)$  und des Hystereseanteils  $y_H(t)$  gebildet. Damit gilt allgemein für  $y(t)$ :

28. Der ursprüngliche Ansatz des DHM dient zur Modellierung der Hystereseschleifen von positiver bis negativer Sättigung.

$$y(t) = y_H(t) + y_L(t) = \int_0^t \left( \frac{dy_H}{dx} + k_L \right) \cdot \dot{x} dt. \quad (5.19)$$

Zur Funktionsweise des DHM sei angemerkt, dass sich die Bezeichnung „dynamisch“ nicht auf eine zeitliche Änderung der Parameter bezieht, wie dies zur Modellierung der Hystereseschleifen von harmonisch angeregten Piezoaktoren schon beschrieben wurde [80]. Der Begriff „dynamisch“ bezieht sich vielmehr auf die Abhängigkeit der modellierten Hystereseschleifen von der Vorgeschichte des Modells. Dies wird deutlich, indem man Gleichung (5.19) durch Substitution umformt zu:

$$y(x) = \int_0^x \left( \frac{dy_H}{dx} + k_L \right) dx. \quad (5.20)$$

Das Hauptelement des DHM bildet die Hysterese-Steigungsfunktion  $\frac{dy_H}{dx}$ . Hier wird zum einen die eigentliche Hystereseform abgelegt, zum anderen stellt diese Funktion die Kongruenz und Auslöseigenschaft der Hystereseschleifen sicher. Für die Steigungsfunktion gilt:

$$\frac{dy_H}{dx} = \sigma \cdot \left( 2 - \frac{y_H - y_{Merk}(k)}{\alpha} \cdot \text{sgn}(\dot{x}) \right)^i. \quad (5.21)$$

- Die Variablen  $\sigma$  und  $i$  sind frei wählbare Parameter, mit denen die Steigungsfunktion des DHM an die tatsächliche Form der Hystereseschleife angepasst werden kann. Der Parameter  $\alpha$  stellt das Maximum von  $y_H$  innerhalb des definierten Arbeitsbereichs dar, also  $y_{H,\max} = y_{H,\max}(x_{\max}) = \alpha$ .
- Mittels der Indexvariablen  $k$  wird die jeweilige Schleife respektive Unterschleife indiziert, die gerade durchlaufen wird.  $k$  wird an jedem Umkehrpunkt um eins erhöht. Ein Umkehrpunkt kann dabei anhand des Vorzeichenwechsels von  $\dot{x}$  detektiert werden. Schließt sich eine Unterschleife wird  $k$  entsprechend um zwei verringert.

- $y_{\text{Merk}}(k)$  ist ein Merkoperator, der dem  $k$ -ten Umkehrpunkt einen Funktionswert zuordnet. Das Zusammenspiel von  $k$  und  $y_{\text{Merk}}(k)$  stellt die Kongruenz und Auslöseigenschaften des Modells sicher. Schließt sich beispielsweise eine Unterschleife, wird durch entsprechende Veränderung des Indexes  $k$  und dem zugeordneten  $y_{\text{Merk}}(k)$  die ursprüngliche Kurve vor Beginn der Unterschleife weiter modelliert.

Im Folgenden wird qualitativ das Zusammenspiel zwischen Index  $k$ , Merkoperator  $y_{\text{Merk}}(k)$  und der modellierten Hystereseschleifen dargestellt. Exemplarisch wird dazu in Abbildung 5.18 die Funktionsweise des DHM anhand einer Hystereseschleife mit einer geschlossenen Unterschleife erläutert:

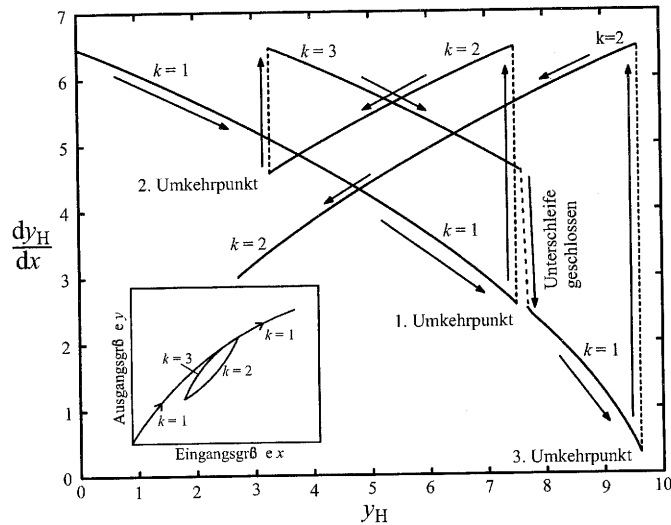


Abbildung 5.18: Prinzipielle Funktionsweise des DHM am Beispiel einer Hauptschleife mit einer geschlossenen Unterschleife. Aufgetragen ist die Hysterese-Steigungsfunktion  $dy_H/dx$  über  $y_H$  (vgl. Abbildung 5.17). Links unten im Bild ist qualitativ der dazugehörige hysteresebefahene Zusammenhang zwischen Ein- und Ausgangsgröße des DHM aufgetragen.

In Abbildung 5.18 ist prinzipiell die Funktionsweise des DHM dargestellt. Startwert für den Index  $k$  ist  $k = 1$ , d.h. die Hauptschleife wird simuliert. Der Merkoperator  $y_{\text{Merk}}(k)$  wird gleich dem Startwert von  $y_H$  gesetzt. Damit ergibt sich die Anfangssteigung der Hystereseschleife aus Gleichung (5.21) zu:

$$\left. \frac{dy_H}{dx} \right|_{\text{im Umkehrpunkt}} = \sigma \cdot 2^i \quad (5.22)$$

Die Hysterese-Hauptschleife wird nun so lange modelliert, bis ein Umkehrpunkt, hervorgerufen durch die Eingangsfunktion  $x(t)$ , anhand eines Vorzeichenwechsels von  $\dot{x}$  detektiert wird.

Liegt ein Umkehrpunkt vor (vgl. Abbildung 5.18: 1. Umkehrpunkt), wird  $k$  um eins erhöht und der Merkoperator wird zu  $y_{\text{Merk}}(k = 2) = y_H$  gesetzt. Damit wird die Steigungsfunktion entsprechend Gleichung (5.21) wieder auf den Startwert nach Gleichung (5.22) gesetzt und die Unterschleife modelliert. Somit ist die Kongruenz der simulierten Hystereseschleifen sichergestellt.

Wird erneut ein Umkehrpunkt detektiert, ist ein lokaler Extremwert erreicht und die Unterschleife schließt sich wieder. Dabei kann mittels der Bedingungen aus Gleichung (5.23) überprüft werden, ob die Unterschleife wieder geschlossen ist.

Aus Abbildung 5.18 ist ersichtlich, dass für eine geschlossene Unterschleife folgende Bedingungen gelten müssen:

$$k > 2 \text{ und } |y_H - y_{\text{Merk}}(k)| \geq |y_{\text{Merk}}(k) - y_{\text{Merk}}(k-1)| \quad (5.23)$$

Wird anhand der Bedingungen aus Gleichung (5.23) entschieden, dass die lokale Unterschleife geschlossen ist, wird  $k$  um zwei verringert und mittels des im Merkoperator  $y_{\text{Merk}}(k)$  abgespeicherten Funktionswertes kann die ursprüngliche Hystereseschleife vor Beginn der Unterschleife weiter modelliert werden. Damit ist die Auslöseigenschaften des DHM sichergestellt.

### 5.3.3 Implementierung des DHM in das Gesamtmodell

Bevor die Parametrisierung des vorgestellten Hysteresemodells erfolgen kann, muss dies an geeigneter Stelle in das vorgestellte nichtlineare Simulationsmodell eingebettet werden.

Verfolgt man weiter den phänomenologischen Modellansatz, zeigt sich, dass bei der vorliegenden Ladungssteuerung des Aktors die auftretende Hysterese zwischen eingebrachter Ladung  $q_p$  und Aktorspannung  $u_p$  gegenüber der Hysterese zwischen  $q_p$  und Aktorauslenkung  $\Delta l$  dominiert (vgl. Kapitel 3.1 und Abbildung 3.13). Damit schließt sich eine Erweiterung der vorgestellten nichtlinearen Federparameter um einen Hystereseanteil aus, da die auftretenden Effekte zwischen  $q_p$  und  $\Delta l$  bzw.  $q_p$  und  $u_p$  nicht geeignet zu separieren wären.

Ebenso ungeeignet ist eine hysteresebefahene starre Kopplung der beiden Ausgangsgrößen  $\Delta l$  und  $u_p$  des Simulationsmodells, da dies die dynamische Modellierung unter

Berücksichtigung der Massenträgheit und der Dämpfungsparameter des Piezoaktors ad absurdum führen würde.

Ein schlüssiger Ansatz, der sowohl die dynamischen Modellaspekte als auch die Dominanz der auftretenden Ladungs-Spannungshysterese berücksichtigt, ist die Erweiterung der nichtlinearen Kopplungsfunktion  $u_p(F_{el})$  (vgl. Abbildung 5.16) um einen Hystereseanteil. Damit ist die Modellgröße  $F_{el}$  als Eingangsgröße, die Aktorspannung  $u_p$  als Ausgangsgröße des vorgestellten DHM festgelegt. Die Größen aus Gleichung (5.21) sind entsprechend anzupassen.

Im Folgenden werden die Parameter  $k_L$ ,  $\alpha$ ,  $\sigma$ ,  $i$  und  $k_H$  des DHM aus Messwerten des zu modellierenden Piezoaktors extrahiert. Dabei kann teilweise auf die Ergebnisse zur Bestimmung von  $u_p(F_{el})$  zurückgegriffen werden, da hier der zur Parametrisierung des DHM wichtige Aufladeweig der äußeren Hystereseschleife bereits bestimmt wurde.

Zunächst wird der lineare Anteil der Ausgangsspannung  $u_p$  bestimmt. Hierzu wird der Parameter  $k_L$  als Steigung am Ende des Aufladeweigs der Hystereseschleife aus  $u_p(F_{el})$  bestimmt:

$$k_L = \left. \frac{\partial u_p}{\partial F_{el}} \right|_{F_{el} = F_{el, \max}} \quad (5.24)$$

Subtrahiert man den linearen Anteil von der Gesamtsteigung, erhält man entsprechend der angepassten Gleichung (5.20) die gesuchte Hystereseleistung  $du_{p,H}/dF_{el}$ :

$$\frac{du_{p,H}}{dF_{el}} = \left( \frac{du_p}{dF_{el}} - k_L \right) \quad (5.25)$$

Unter Berücksichtigung der angepassten Gleichung (5.21), mit  $u_{p, \text{Merk}}(1) = \alpha$  entsprechend dem Startwert der ersten Aufladekurve, ergibt sich somit die Bestimmungsgleichung zur Approximation der Parameter  $\alpha$ ,  $\sigma$  und  $i$  der gesuchten DHM-Steigungsfunktion zu:

$$\frac{du_{p,H}}{dF_{el}} = \left( \frac{du_p}{dF_{el}} - k_L \right) = \sigma \cdot \left( 1 - \frac{u_{p,H}}{\alpha} \right)^i \quad (5.26)$$

Die Parameter der DHM-Steigungsfunktion werden nach dem Qualitätskriterium der minimalen quadratischen Abweichung mittels einer nichtlinearen Ausgleichsrechnung approximiert.

Damit sind alle Parameter des DHM für eine Modellierung der Hystereseschleife zwischen positiven und negativen Extremwerten, also  $F_{el} \in [-F_{el, \max}, +F_{el, \max}]$  bestimmt. Zur Modellierung des Aktorverhaltens wird allerdings nur ein Ausschnitt der Hystereseschleife im ersten Quadranten benötigt. Durch die Modifikation des DHM bietet sich die Möglichkeit, mittels des Faktors  $k_H$  die Hystereseschleife zu skalieren und durch die geeignete Wahl des Startwerts  $u_{p, \text{Merk}}(1)$  den gewünschten Ausschnitt der Hystereseschleife an den realen Verlauf anzupassen. Es ergeben sich die folgenden simulierten Hystereseschleifen respektive Unterschleifen zwischen  $F_{el}$  und  $u_p$ :

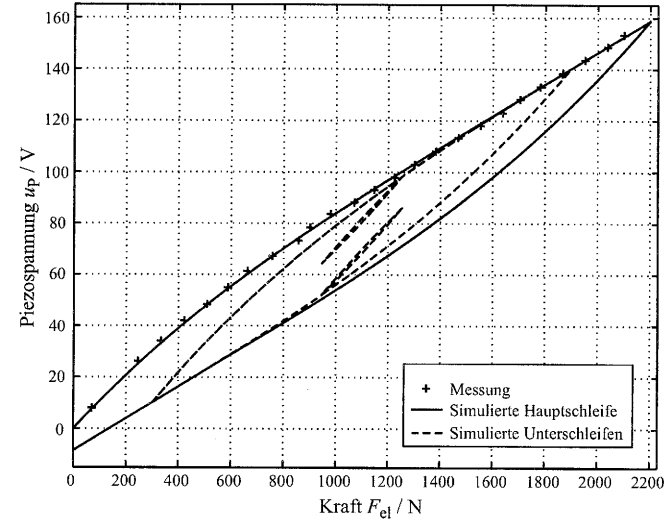


Abbildung 5.19: Simulierte Hystereseschleife zwischen  $F_{el}$  und  $u_p$  mit Unterschleifen mit den Messwerten, die der Approximation der Hystereseleistung zugrunde liegen.

In Abbildung 5.19 ist der simulierte hysteresenbehaftete Zusammenhang zwischen der Modellgröße  $F_{el}$  und Aktorspannung  $u_p$  dargestellt. Es zeigt sich, dass die simulierte Aufladekurve eine gute Approximation der zugrunde liegenden Messwerte darstellt.



### 5.4.1 Simulationsergebnisse

In diesem Kapitel werden Simulationsergebnisse des nichtlinearen Piezomodells mit Messergebnissen für dynamische Vorgänge verglichen und bewertet.

Durchgeführt werden die Untersuchungen am aktiven Piezomesstplatz. Die Ansteuerung des mechanisch unbelasteten Aktors erfolgt über einen eingepprägten Strom mit gaußförmigen Signalverlauf. Um Messwerte und Simulationsergebnisse vergleichen zu können, wird das Simulationsmodell mit dem gleichen Stromverlauf wie der Aktor angesteuert. Die Bewertung des Modells erfolgt anhand der auftretenden relativen Fehler. In Abbildung 5.21 ist der Zeitverlauf des ansteuernden Aktorstroms  $i_p$  dargestellt:

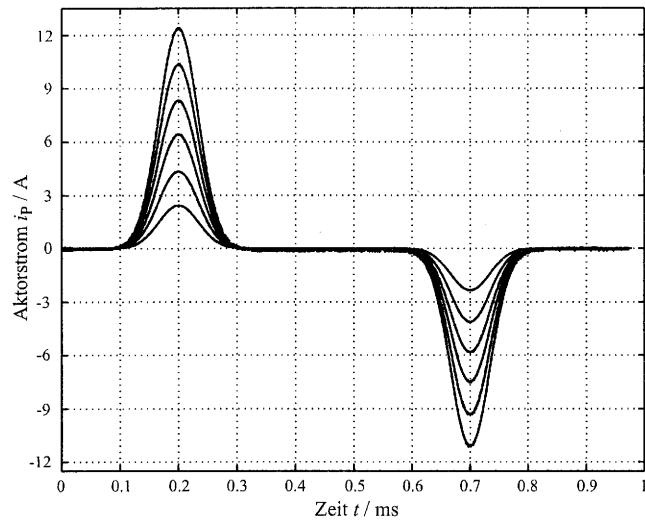


Abbildung 5.21: Aktorstrom  $i_p$  zur Bewertung des Simulationsmodells

Zur Bewertung des Simulationsmodells werden im Folgenden die Zeitverläufe der Aktorspannung  $u_p$  sowie der Auslenkung  $\Delta l$  als Simulations- respektive Messergebnisse dargestellt:

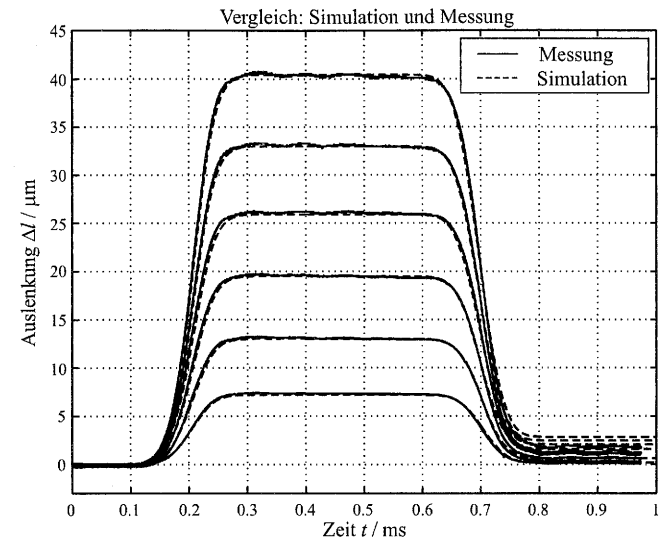


Abbildung 5.22: Aktorauslenkung  $\Delta l$  über Zeit; Mess- und Simulationsergebnisse

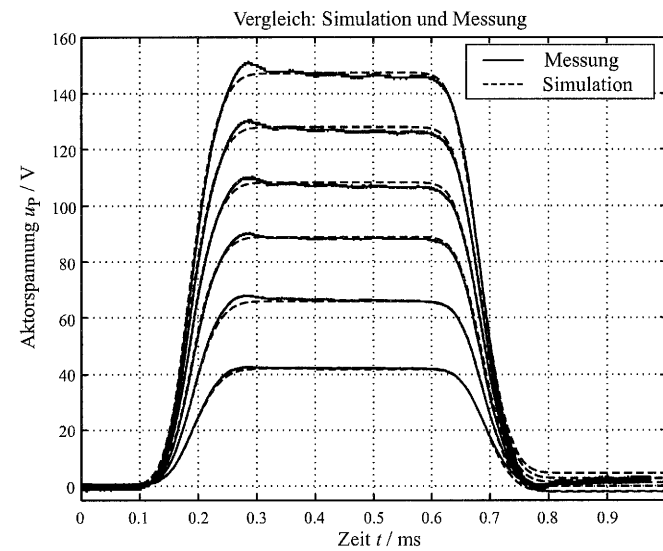


Abbildung 5.23: Aktorspannung  $u_p$  über Zeit; Mess- und Simulationsergebnisse

Die in Abbildung 5.22 dargestellten Ergebnisse der Aktorauslenkung  $\Delta l$  zeigen für die vorliegende dynamische Ansteuerung der Aktoren eine sehr gute Übereinstimmung zwischen simulierten und gemessenen Werten im gesamten Arbeitsbereich. Zudem zeigt sich als weiterer positiver Aspekt der Ladungssteuerung der Aktoren, dass die Endauslenkung sofort nach Ende der Aufladung erreicht ist. Die für dynamische Ansteuerungen mittels Spannungsquellen typische asymptotische Annäherung an die Endauslenkung ist für den hier wichtigen Aufladefall der Aktoren nicht zu erkennen, sondern tritt erst bei Endladung der Aktoren auf [34][66].

In Abbildung 5.23 ist der Zeitverlauf der Aktorspannung  $u_p$  dargestellt. Auch hier ist eine sehr gute Übereinstimmung zwischen simulierten und gemessenen Werten im gesamten Arbeitsbereich zu beobachten. Auffällig ist ein leichtes Überschwingen der Aktorspannung nach Beendigung der Aufladung ( $t \approx 280\mu s$ ). Dieser Effekt wurde erstmalig in [66] erwähnt und bestätigt sich hier als temporärer Effekt bei dynamischer Ladungsansteuerung der Piezoaktoren. Im Simulationsmodell wurde dieser Effekt nicht berücksichtigt, womit eine kleine temporäre Spannungsdifferenz zwischen den dargestellten Messwerten und den Simulationsergebnissen bei hohen Aussteuerungen auftritt.

Die nachfolgenden Abbildungen zeigen die simulierten und gemessenen Aktorspannungen zur Verifizierung der Hysteresemodellierung bei dynamischer (Ladungs-) Ansteuerung entsprechend Abbildung 5.21 und die Fehlerkurven zur Bewertung des Simulationsmodells:

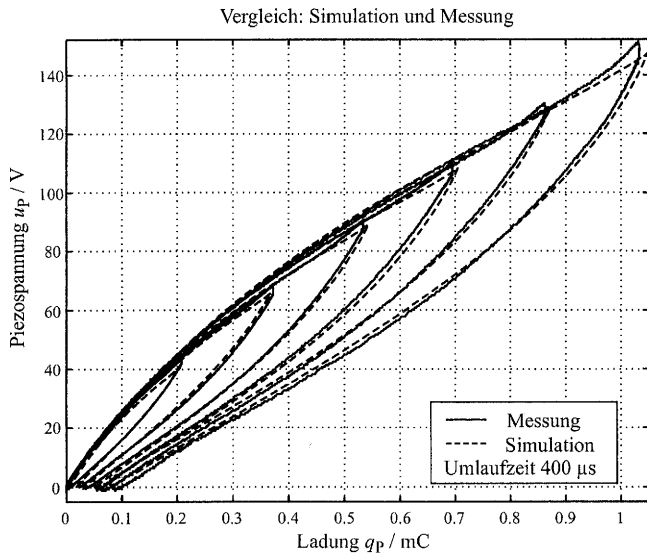


Abbildung 5.24: Spannungshysterese bei dynamischer Ansteuerung der Piezoaktoren

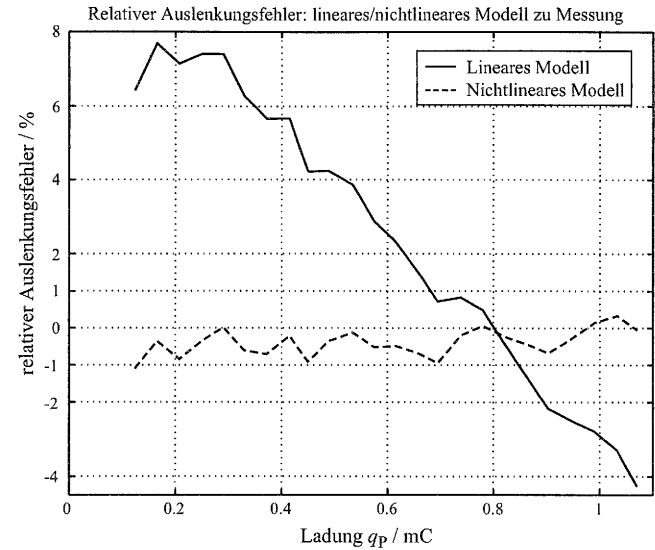


Abbildung 5.25: Relativer Auslenkungsfehler lineares/nichtlineares Simulationsmodell zu Messung bezogen auf den jeweiligen Istwert

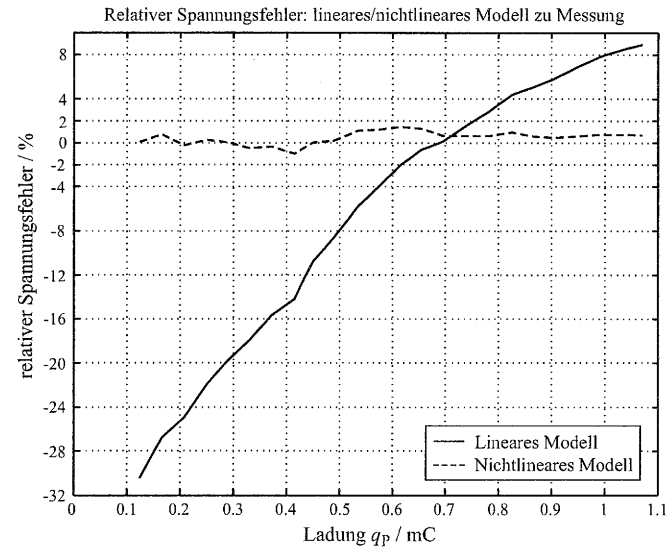


Abbildung 5.26: Relativer Spannungsfehler lineares/nichtlineares Simulationsmodell zu Messung bezogen auf den jeweiligen Istwert

Die in Abbildung 5.24 dargestellte Spannungshysterese<sup>29</sup> dokumentiert, dass das vorgestellte Konzept der Hysteresemodellierung sowie die Positionierung des Hystereseblocks im nicht-linearen Simulationsmodell sehr gut zur Nachbildung der dynamischen Spannungshysterese geeignet ist. Über den gesamten Arbeitsbereich der Aktoren, abgesehen vom erläuterten leichten Überschwingen, lässt sich eine gute Übereinstimmung zwischen den simulierten und gemessenen Spannungswerten erzielen. Auch Simulationsergebnisse für die Endwerte von Auslenkung und Spannung als Funktion der eingebrachten Ladung zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit den Werten des realen Piezoaktors.

Um die Verbesserung durch den nichtlinearen Modellansatz zu dokumentieren, sind zum Vergleich die entsprechenden Fehlerkurven des bisher verwendeten linearen Modells aufgetragen. Betrachtet man zunächst den in Abbildung 5.25 dargestellten relativen Auslenkungsfehler des nichtlinearen Simulationsmodells, zeigt sich, dass über den gesamten Arbeitsbereich der Aktoren die auf den Ist-Wert bezogene Simulationsgenauigkeit kleiner als ein Prozent ist. Der in Abbildung 5.26 dargestellte relative Spannungsfehler des nichtlinearen Simulationsmodells dokumentiert, dass auch hier über den gesamten Arbeitsbereich des Piezoaktors eine Simulationsgenauigkeit kleiner 2 % erreicht wird.

Ein Vergleich der dargestellten relativen Fehler des nichtlinearen Simulationsmodells mit denen des bisher verwendeten linearen Modells liefert, dass die Simulationsgenauigkeit der Aktorauslenkung um bis zu sieben Prozent verbessert werden konnte. Die Gegenüberstellung der Spannungsfehler zeigt Verbesserungen im Bereich von bis zu 30 % im betrachteten Arbeitsbereich der Aktoren. Zudem wird die Simulation des dynamischen Verhaltens der Aktoren durch die Berücksichtigung der beschriebenen Nichtlinearitäten und der Hysterese entscheidend verbessert.

Die vorgestellten Ergebnisse belegen, dass das vorgestellte nichtlineare Piezomodell das reale Aktorverhalten im gesamten Arbeitsbereich sehr gut nachgebildet. Dies bezieht sich sowohl auf die Genauigkeit der erreichten Amplituden für Piezoauslenkung und -spannung, als auch auf das dynamische Verhalten der Aktoren. In Kapitel 6 wird gezeigt, dass auch für gemischt elektrische und mechanische Ansteuerungen eine gute Übereinstimmung des Simulationsmodells mit dem realen Piezoaktor existiert.

In Verbindung mit einem bestehenden mechanisch-hydraulischen Simulationsmodell der Kraftstoffinjektoren [5] wird damit eine Nachbildung der auftretenden elektromechanischen und hydraulischen Wechselwirkungen im gesamten Arbeitsbereich der Injektoren möglich.

29. Die Umlaufzeit beträgt 400µs

## Kapitel 6

### Detektionsverfahren an Piezoaktoren in Common-Rail-Einspritzsystemen

Die heutigen Ansteuerungsverfahren für Common-Rail-Injektoren arbeiten ohne eine direkte Bewertung der Einspritzung. Die Ansteuerung der Aktoren beruht allein auf der Erfahrung zahlreicher Messreihen, aus denen geschlossen werden kann, mit welcher elektrischer Ansteuerung eine gewünschte Einspritzmenge erreicht wird. Problematisch wird dies bei sich ändernden Systemparametern wie z.B. dem Einspritzdruck oder durch Verschleiß der Injektoren, was zu Veränderungen der Einspritzmenge führt.

Eine Messung der eingespritzten Kraftstoffmenge wäre zur Steuerung eines optimalen Verbrennungsvorgangs wünschenswert, ist aber mit wirtschaftlichem Aufwand genauso wenig zu realisieren wie die direkte Erfassung der mechanischen Größen Aktorauslenkung und -kraft.

Hier muss gerade bei den geringen Einspritzmengen der Pilot- und Nacheinspritzung ein Kompromiss zwischen sicherem Einspritzen und minimaler Einspritzmenge gefunden werden, was aber bei großer Variation des Einspritzdrucks<sup>30</sup> problematisch wird. Die Folge ist, dass möglicherweise zu große Kraftstoffmengen eingespritzt werden, was die Vorteile der Pilot-einspritzung zunichte macht und zudem unnötig Kraftstoff verbraucht [60][88].

Ein bisher ungenutztes Potential liegt darin, den eingesetzten Piezoaktor auch als Sensor zu verwenden. Gelingt es, aus den einfach zu erfassenden elektrischen Aktorsignalen auf die mechanischen Größen zurückzuschließen, können Informationen über den Einspritzvorgang gewonnen werden.

In diesem Kapitel wird zunächst der von den beschriebenen Piezoaktoren angetriebene Injektortyp vorgestellt. Theoretische Möglichkeiten, über die mechanischen Aktorgrößen eine Einspritzbewertung vorzunehmen, werden aufgezeigt.

Anhand der Nachbildung der in den Injektoren auftretenden mechanischen Lastverläufe wird untersucht, ob bei der hier vorliegenden hochdynamischen Ansteuerung der Aktoren

30. Der Einspritzdruck kann bei Common-Rail Einspritzsystemen zwischen 200 und 1500 bar variieren.

mittels eines entwickelten Detektionsmodells aus den elektrischen Signalen auf die mechanischen Aktorgrößen Auslenkung und Kraft geschlossen werden kann.

Eine sensorlose adaptive Regelung der Aktorgrößen Stellkraft respektive Auslenkung wird vorgestellt, die neue Perspektiven zur Ansteuerung von Injektoren in Kraftstoff-Einspritzsystemen bietet.

Abschließend werden mittels des entwickelten Detektionsmodells Messreihen analysiert, die an einem Injektormessplatz unter den realen Betriebsbedingungen eines Kfz-Einspritzsystems aufgenommen wurden. Hier wird anhand der detektierten Aktorgrößen eine erste Bewertung des Einspritzvorgangs vorgenommen.

## 6.1 Common-Rail Diesel-Injektoren

### 6.1.1 Funktionsprinzip der eingesetzten Injektoren

Um mögliche Kriterien zur Bewertung der Einspritzung zu finden und damit ein geregeltes Einspritzsystem zu realisieren, wird zunächst die Funktionsweise der eingesetzten elektrohydraulischen Injektoren beschrieben. Dazu ist in Abbildung 6.1 der schematische Aufbau der Injektoren dargestellt:

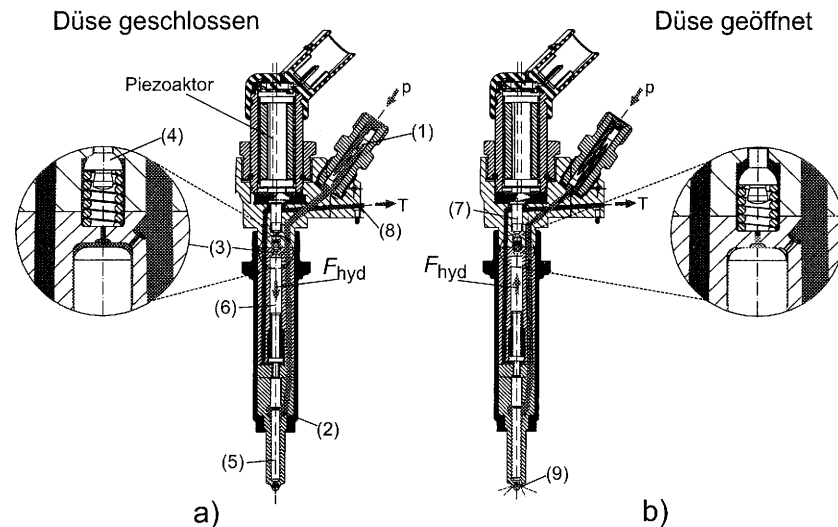


Abbildung 6.1: Schematische Darstellung der verwendeten Injektoren. a) Piezoaktor nicht angesteuert; b) Piezoaktor angesteuert. Mit Rot ist der Hochdruckbereich, mit Blau der Niederdruckbereich des Kraftstoffs gekennzeichnet [4][50]

Betrachtet wird zunächst der nicht angesteuerte Injektor entsprechend Abbildung 6.1 a. Der vom Common-Rail kommende Kraftstoff gelangt unter Hochdruck über den Injektor-Zulauf (1) in die Hochdruckkammer der Düse (2) und den Ventil-Steuerraum (3). Die Bohrung zum Kraftstoff-Rücklauf ist durch den Ventilkolben (4) mittels einer Feder verschlossen. Die hydraulische Kraft  $F_{hyd}$ , die durch den Kraftstoffdruck auf die Düsennadel (5) wirkt, ist durch die Flächenverhältnisse des Steuerkolbens (6) im Ventil-Steuerraum und der Hochdruckkammer so gerichtet, dass die Düse des Injektors geschlossen ist und kein Kraftstoff eingespritzt wird.

Zur Kraftstoffeinspritzung wird der Piezoaktor elektrisch angesteuert. Dabei drückt der Piezoaktor über einen Hebel auf den Ventilkolben (7) und der Ventilkolben öffnet die Bohrung, die den Steuerraum mit dem Kraftstoffrücklauf (8) verbindet (vgl. Abbildung 6.1 b). Dies bewirkt einen Druckabfall im Steuerraum, mit der Folge, dass die hydraulische Kraft  $F_{hyd}$  aufgrund der nun herrschenden Druckverhältnisse ihre Richtung umkehrt und den Ventilkolben nach oben bewegt. Damit wird der Kraftstoff über die Spritzlöcher (9) in den Verbrennungsraum eingespritzt. Die Dosierung der eingespritzten Kraftstoffmenge erfolgt primär und über Ansteuerdauer der Piezoaktoren. Bei den kurzen Ansteuerzeiten der Kleinstmengendosierung wird zusätzlich über Amplitude des Aktorstroms  $i_p$  gesteuert.

Die aktuelle Generation der Common-Rail Einspritzsysteme führt dabei keine direkte Bewertung der Einspritzung durch<sup>31</sup>. Hier besteht eine Unsicherheit bei der Realisierung kleinster Einspritzmengen der Pilot- und Nacheinspritzung, da die Ansteuerzeiten der Aktoren so kurz werden, dass nicht sichergestellt ist, ob das mechanisch-hydraulische Ventil tatsächlich geöffnet wurde und eine Einspritzung stattgefunden hat.

Insbesondere der stark variierende Raildruck im Bereich von 200 bis 1500 bar sowie der Verschleiß des komplexen mechanisch-hydraulischen Systems fordert bei dem vorliegenden gesteuerten Verfahren einen Kompromiss zwischen sicherem Einspritzen und minimaler Einspritzmenge.

Würden dagegen Informationen zur Einspritzung vorliegen, könnte innerhalb eines geschlossenen Regelkreises der Kompromiss zwischen sicherem Einspritzen und minimaler Einspritzmenge zugunsten einer sicheren geregelten Einspritzung mit minimaler Einspritzmenge bei Pilot- und Nacheinspritzung aufgegeben werden.

31. Bei den serienreifen Ansteuerverfahren wird durch die Auswertung der elektrischen Ansteuerungssignale der Temperaturgang der Piezoaktoren berücksichtigt. Es werden aber bisher keine mechanischen Größen detektiert oder eine Bewertung der Einspritzung vorgenommen [73]

### 6.1.2 Einspritz-Detektionsmöglichkeiten

Aufgrund der kompakten Bauform der Injektoren sowie der Einbaulage im Zylinderkopf der Verbrennungsmotoren ist der Anbau von Sensoren zur Einspritzbewertung nicht praktikabel. Es besteht jedoch die Möglichkeit, den eingesetzten Piezoaktor auch als Sensor zur Detektion der mechanischen Aktorgrößen zu nutzen und so Informationen zur Bewertung der Einspritzung zu erhalten. In Kapitel 6.2 wird ein Detektionsmodell vorgestellt, mit dem die mechanischen Aktorgrößen Auslenkung  $\Delta l$  und Stellkraft  $F$  aus den einfach zu erfassenden elektrischen Ansteuersignalen  $u_p$  und  $i_p$  des Aktors detektiert werden können.

Betrachtet man das Funktionsprinzip der Aktoren aus Kapitel 6.1.1, könnte z.B. der Verlauf der Stellkraft  $F$  des Piezoaktors Informationen über die Einspritzung liefern. Geht man davon aus, dass der Piezoaktor in Abbildung 6.1 a in Ruhelage ist ( $\Delta l = 0$ ;  $u_p = 0$ ), wirkt aufgrund der Lose zwischen Hebel und Ventilkolben keine Kraft auf den Piezoaktor. Wird der Piezoaktor elektrisch angesteuert, entsteht nach Überbrückung der Lose ein positiver Stellkraftgradient, da der Aktor über den Hebel und den Ventilkolben gegen den am Ventilkolben anliegenden Raildruck arbeitet. Sobald der Ventilkolben aus dem Ventilsitz gedrückt wird, greift der hydraulische Hilfskreis in das System und leitet die Einspritzung ein. Dabei wird die Stellkraft des Piezoaktors stark reduziert.

Öffnet das Ventil dagegen nicht, weil die elektrische Ansteueramplitude des Piezoaktors zu klein gewählt wurde um den Ventilkolben aus dem Ventilsitz zu drücken, greift dementsprechend der hydraulische Hilfskreis nicht in das System ein und die Stellkraft des Piezoaktors wird nicht reduziert. Damit liegt eine Fehleinspritzung vor. Die theoretischen Kraftverläufe für Einspritzung und Fehleinspritzung sind in Abbildung 6.10 und 6.11 dargestellt.

Wird die Fehleinspritzung detektiert, kann innerhalb eines geschlossenen Regelkreises die elektrische Ansteueramplitude erhöht werden, bis wieder eine Einspritzung stattfindet.

Um zu verifizieren, ob die beschriebenen Kraftgradienten mittels des Detektionsmodells aus Kapitel 6.2 zu erfassen sind, werden am entwickelten Versuchsplatz die Kraftverläufe einer Einspritzung sowie einer Fehleinspritzung nachgebildet und so prinzipiell gezeigt, dass eine Einspritzdetektion möglich ist.

Da die Einspritzdetektion nur sinnvoll ist, wenn innerhalb eines geschlossenen Regelkreises auch die Stellkraft respektive die Aktorauslenkung zu regeln ist, um entsprechend auf eine Fehleinspritzung zu reagieren, wird dazu in Kapitel 6.3 eine geeignete sensorlose Regelung vorgestellt.

## 6.2 Detektion mechanischer Größen

In diesem Kapitel wird ein Detektionsmodell vorgestellt, mit dem die mechanischen Aktorgrößen aus der elektrischen Ansteuerung der Piezoaktoren detektiert werden können.

### 6.2.1 Grundlagen

Piezoaktoren können aufgrund der physikalischen Eigenschaften piezoelektrischer Materialien sowohl als Aktor als auch als Sensor eingesetzt werden. Nutzt man beide Effekte gleichzeitig, spricht man von „self-sensing actuation“<sup>32</sup> [37]. Typische Einsatzgebiete sind die Vibrationsunterdrückung, aktive Dämpfer in der Laseranwendungstechnik, aktive Schalldämpfung sowie Maßnahmen zur Verbesserung der Positioniergenauigkeit von Stellantrieben mit piezoelektrischem Antrieb [1][16][29][33][55].

Bei den meisten der beschriebenen Anwendungen wird die Detektion nur in einem kleinen Bereich um einen festen mechanischen Arbeitspunkt genutzt, basierend auf dem linearen Modell der elektromechanischen Wechselwirkungen. Ansätze, die auch das Hystereseverhalten der Aktoren berücksichtigen, sind bisher nur im Frequenzbereich von wenigen 10 Hz, also praktisch unter Vernachlässigung der dynamischen Effekte bekannt. Typische Stromstärken der Applikationen liegen im Bereich weniger 100 mA. Zwar gibt es Ansätze, die Detektionsmöglichkeiten auch bei hochdynamischen Anwendungen zu nutzen, jedoch scheitert dies oft an den ungeeigneten elektronischen Verstärkern<sup>33</sup>, die zur Ansteuerung der Aktoren verwendet werden (vgl. Kapitel 3.1.2). Ein weiteres Problem besteht darin, dass für den geforderten Dynamikbereich kaum geeignete Modelle zur Verfügung stehen, die bei gleichzeitiger elektrischer und mechanischer Ansteuerung der Aktoren hinreichend genau im gesamten Arbeitsbereich eine Detektion mechanischer Größen zulassen.

Für beide Problematiken wurden in den vorhergehenden Kapiteln Lösungsansätze erarbeitet. Um die mechanischen Größen der Aktoren zu detektieren, werden die Ansteuerverstärker aus Kapitel 3 in Kombination mit einem Detektionsmodell, basierend auf dem vorgestellten nichtlinearen Aktormodell, eingesetzt.

Durch die Verwendung der Verstärker wird sichergestellt, dass keine störenden mechanischen Transienten durch die Ansteuerung angeregt werden. Das entwickelte Simulationsmodell ist im gesamten Aussteuerbereich der Piezoaktoren sowohl bei mechanischer als auch bei

32. Im folgenden wird statt „self-sensing actuation“ nur Detektion geschrieben. Dass der Piezo gleichzeitig als Aktor aktiv ist, erklärt sich aus seiner Anwendung als Stellglied.

33. Ungeeignet, da durch die elektrische Ansteuerung unerwünschte mechanische Transienten angeregt werden und das Detektionssignal überlagern.

elektrischer Ansteuerung gültig und kann bei geeigneter Anwendung auch zur Detektion der mechanischen Größe im vorliegenden Dynamikbereich eingesetzt werden.

**6.2.2 Detektionsmodell**

Das in Kapitel 5.4 vorgestellte Aktormodell ist prinzipiell auch zur Detektion der mechanischen Größen Kraft und Auslenkung geeignet. Da die Eigenmasse und Dämpfung des Piezoaktors bei der Modellierung berücksichtigt wurde, kann bei der Detektion der Kraftverläufe unterschieden werden, ob die Kräfte durch die Beschleunigung der Eigenmasse des Piezoaktors entstehen oder ob es sich um eine extern aufgebrauchte Kraft handelt, die letztlich zu detektieren ist.

Problematisch ist lediglich, dass die Ein- und Ausgangsgrößen des Modells zur Nachbildung des Aktorverhaltens gewählt wurden. Dies bedingt, den Aktorstrom  $i_p$  respektive die eingebrachte Ladung  $q_p$  und die extern aufgebrauchte Kraft  $F$  als Eingangsgrößen, die Spannung  $u_p$  und die kinematischen Größen Aktorgeschwindigkeit  $v_p$  und Auslenkung  $\Delta l$  als Ausgangsgrößen des Modells zu definieren. Das Detektionsmodell dagegen soll aus den elektrischen Größen  $i_p$  und  $u_p$  die mechanischen Größen Kraft  $F$  und Auslenkung  $\Delta l$  detektieren.

Eine Umformung des Modells ist zwar mathematisch möglich, jedoch wird zwangsläufig der Masseblock  $m_{p,eff}$  des nichtlinearen Simulationsmodells in umgekehrter Richtung durchlaufen (vgl. Abbildung 5.20). Damit liegen zwei Differenzierer im Signalpfad, was für die Messwertverarbeitung problematisch ist. Abhilfe schafft hier ein übergeordneter Regelkreis, mit dessen Hilfe das unveränderte Piezomodell auch als Detektionsmodell betrieben werden kann [45]. In Abbildung 6.2 wird prinzipiell die Erweiterung des Piezomodells zum Detektionsmodell mittels eines externen Regelkreises dargestellt:

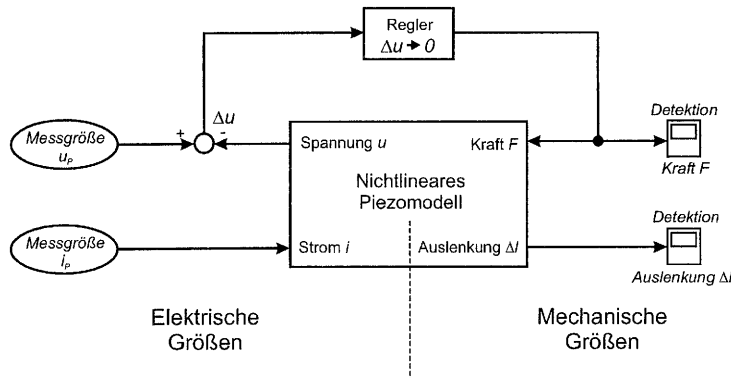


Abbildung 6.2: Detektionsmodell mit den elektrischen Eingangsgrößen  $u_p$  und  $i_p$ , sowie den Detektionsgrößen Kraft  $F$  und Piezoauslenkung  $\Delta l$ .

Der gemessene Aktorstrom  $i_p$  wird direkt dem nichtlinearen Piezomodell zugeführt. Mittels eines geeigneten Reglers wird die Kraft  $F$  so eingestellt, dass die am Piezoaktor gemessene Spannung  $u_p$  mit der Ausgangsspannung  $u$  des Piezomodells übereinstimmt. Gilt für die Differenzspannung  $\Delta u = u_p - u = 0$ , ist die dazugehörige Kraft identisch mit der auf den Piezoaktor aufgebrauchten externen Kraft  $F$ .

Für die nachfolgenden Untersuchungen des Regelkreises und zur Bestimmung eines geeigneten Reglers wird, angepasst an den experimentellen Aufbau, davon ausgegangen, dass Piezospaltung und -strom zeitdiskret als Abtastfolge  $u_p(k)$  bzw.  $i_p(k)$  vorliegen, wobei  $k$  für die diskreten Abtastzeitpunkte  $kT$  steht. Es ergibt sich der in Abbildung 6.3 dargestellte Regelkreis:

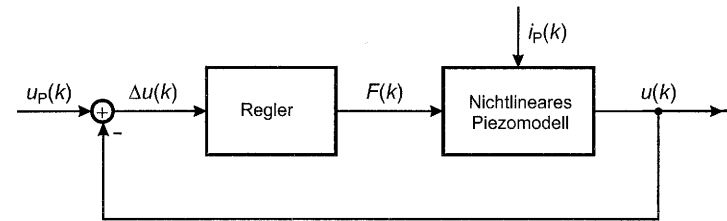


Abbildung 6.3: Blockschaltbild des entwickelten Detektionsmodells.

Als Regler für den dargestellten Regelkreis wird ein numerischer Funktionsblock eingesetzt. Geeignet ist der „algebraic constrain“-Funktionsblock aus der Simulink Toolbox [54]. Allgemein steht dieser Funktionsblock für die algebraische Gleichung  $x = f(x) + x \Leftrightarrow f(x) = 0$ . Der Eingang  $f(x)$  des Funktionsblocks wird innerhalb eines rückgekoppelten Systems zu Null gezwungen, indem der dazu erforderliche Ausgang  $x$  mittels des Newton-Verfahrens numerisch ermittelt wird. Rechnerisch wird diese Gleichung bei Einbindung in das Gesamtmodell für jeden diskreten Abtastzeitpunkt  $k$  gelöst.

In Abbildung 6.4 ist der implementierte Regler mit den zugehörigen Ein- und Ausgangsgrößen dargestellt:

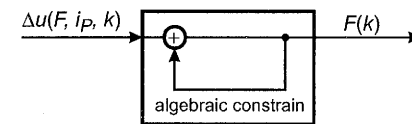


Abbildung 6.4: Algebraic constrain-Block als Regler für das Detektionsmodell.

Implementiert man den in Abbildung 6.4 dargestellten Block als Regler in das Detektionsmodell nach Abbildung 6.3, erhält man praktisch einen idealen Regler, da die Regeldifferenz  $\Delta u$  durch das Newton-Verfahren für jeden Zeitschritt zu Null<sup>34</sup> ausgeregelt wird.

Hier liegt der große Vorteil gegenüber einem dynamischen Regler. Prinzipiell könnte auch ein zeitdiskreter PID-Regler in das Detektionsmodell eingesetzt werden. Allerdings ist der Entwurf des Reglers bezüglich der Stabilität des Regelkreises aufgrund des nichtlinearen Verhaltens des Piezomodells und der zusätzlichen Einkopplung der Störgröße  $i_p$ <sup>35</sup> im vorliegenden Dynamikbereich zumindest sehr schwierig. Zudem beeinträchtigt eine unvermeidlich auftretende dynamische Regelabweichung die Genauigkeit des Detektionsmodells.

Zur Realisierung des Detektionsmodells müssen noch zwei wichtige Aspekte berücksichtigt werden. Da das nichtlineare Piezomodell hysteresebehaftet ist, muss zur Ermittlung einer eindeutigen Lösung im beschriebenen Regelkreis prinzipiell zwischen Auf- und Entladung des Aktors unterschieden werden. Dies kann zunächst vereinfacht über die Auswertung des Aktorstroms  $i_p$  erfolgen. Weiter muss beachtet werden, dass in dem geschlossenen Regelkreis, ausgehend vom Ausgang  $F(k)$  hin zu  $\Delta u(k)$ , keine Speicher enthalten sind, da sonst der Lösungsalgorithmus des Newton-Verfahrens prinzipbedingt nicht arbeitet.

Betrachtet man nun das Modell nach Abbildung 5.20 und verfolgt insbesondere den Pfad zwischen Krafteingang und Spannungsausgang, liegt in diesem Pfad die Modellierung der Aktormasse und der kinematischen Aktorgrößen. Den Newtonschen Gesetzen folgend, befinden sich in diesem Block Integratoren, um den Zusammenhang zwischen Aktorbeschleunigung, -geschwindigkeit und -auslenkung abzubilden. Es existiert demnach kein direkter Durchgriff von  $F(k)$  hin zu  $\Delta u(k)$ . Abhilfe schafft hier die Erweiterung des Regelkreises um einen Zustandsschätzer. In Abbildung 6.5 ist das realisierte Detektionsmodell dargestellt:

34. Innerhalb der Rechengenauigkeit, Konvergenz vorausgesetzt.

35. Da der Strom  $i_p$  direkt auf die Übertragungsfunktion des Piezomodells wirkt, wird dieser als Störgröße für den Regelkreis nach Abbildung 6.3 aufgefasst.

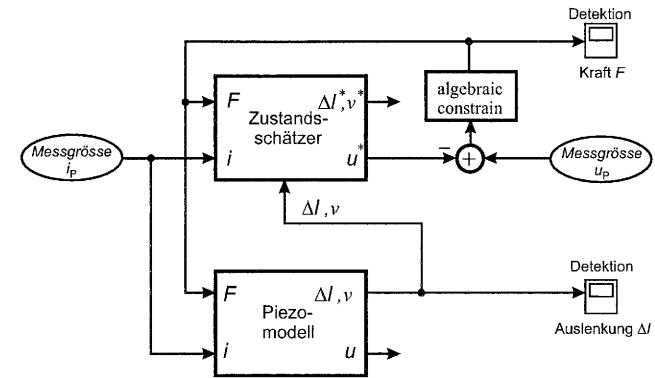


Abbildung 6.5: Realisiertes Detektionsmodell mit Zustandsschätzer. Geschätzte Größen sind mit \* gekennzeichnet.

Der eingeführte Zustandsschätzer ist ein modifiziertes Piezomodell ohne Integratoren. Beschaltet wird dieser mit dem vorgestellten numerischen Regler. Der Ausgang  $u^*$  des Zustandsschätzers hängt entgegen dem Piezomodell direkt von der Kraft  $F$  ab. Um den Zustandsschätzer in den richtigen Arbeitspunkt zu zwingen, werden die Modellgrößen  $v$  und  $\Delta l$  des Piezomodells in den Zustandsschätzer zurückgeführt.

Am Beispiel der Auslenkung  $\Delta l$  wird gezeigt, dass damit die Funktion des Zustandsschätzers der des Piezomodells in guter Näherung angepasst ist. Prinzipiell gelten die nachfolgenden Erläuterungen auch für die Piezogeswindigkeit  $v$ . In Abbildung 6.6 ist eine Detailansicht des Zustandsschätzers dargestellt:

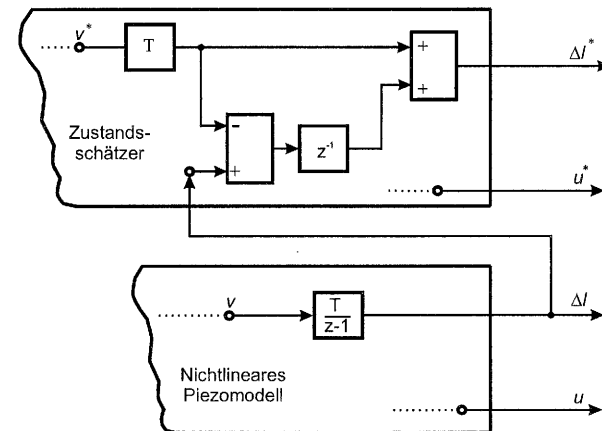


Abbildung 6.6: Detailansicht des Zustandsschätzers

Der diskrete Integrator des Piezomodells, der die Aktorgrößen  $v$  und  $\Delta l$  miteinander verknüpft, wird im Zustandsschätzer durch 2 Addierer und einen Speicher ersetzt. Es ergibt sich folgende Gleichung für die Größe  $\Delta l^*(k)$  des Zustandsschätzers:

$$\Delta l^*(k) = [v^*(k) - v^*(k-1)] \cdot T + \Delta l(k-1) \tag{6.1}$$

mit:  $T$ : Abtastzeit

Bei hinreichend schneller Abtastung kann für die Aktorgeschwindigkeit  $v^*(k) \approx v^*(k-1)$  angenommen werden. Daraus ergibt sich näherungsweise folgende Relation zwischen Zustandsschätzer und Modell:

$$\Delta l^*(k) \approx \Delta l(k-1) \tag{6.2}$$

Der Zustandsschätzer ist also nach Gleichung (6.2) im gleichen Arbeitspunkt wie das Modell, jeweils um einen Abtastschritt verschoben. Damit ist die Übertragungsfunktion von  $F$  zu  $u^*$  des Schätzers dem Modell angepasst und das Detektionsmodell nach Abbildung 6.2 funktionsfähig.

Da der dynamische Fehler des Detektionsmodells wie erläutert von der gewählten Abtastzeit und von der Signaldynamik der Ansteuerfunktionen abhängt, wird dieser für die in Kapitel 6.2.3 gewählten Signale und Abtastzeiten mittels folgendem Simulationsaufbau abgeschätzt:

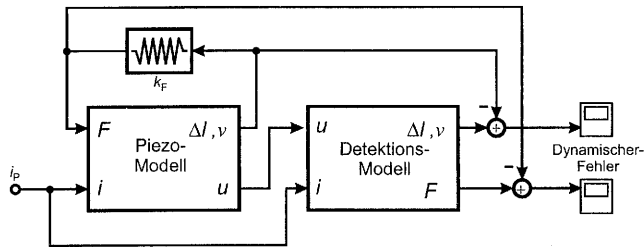


Abbildung 6.7: Simulationsmodell zur Bestimmung des dynamischen Fehlers des Detektionsmodells.

In das Piezomodell wird ein gaußförmiger Stromverlauf mit einer Pulsbreite von 84  $\mu s$  eingepreßt. Alle in Abbildung 6.7 eingezeichneten Größen liegen zeitdiskret vor. Die Abtastzeit  $T = 4 \mu s$  ist entsprechend dem experimentellen Aufbau in Kapitel 6.2.3 gewählt. Belastet wird das Piezomodell mit einer mechanischen Feder mit variabler Federsteifigkeit  $k_F$ . Es ergeben sich entsprechend der jeweiligen Belastung die mechanischen Größen Auslenkung  $\Delta l$  und

Kraft  $F$  des Piezoaktors. Mittels des vorgestellten Detektionsmodells werden aus den elektrischen Signalen wieder die mechanischen Größen gewonnen. Aus dem Vergleich der generierten mit den detektierten Größen wird der dynamische Fehler bestimmt:

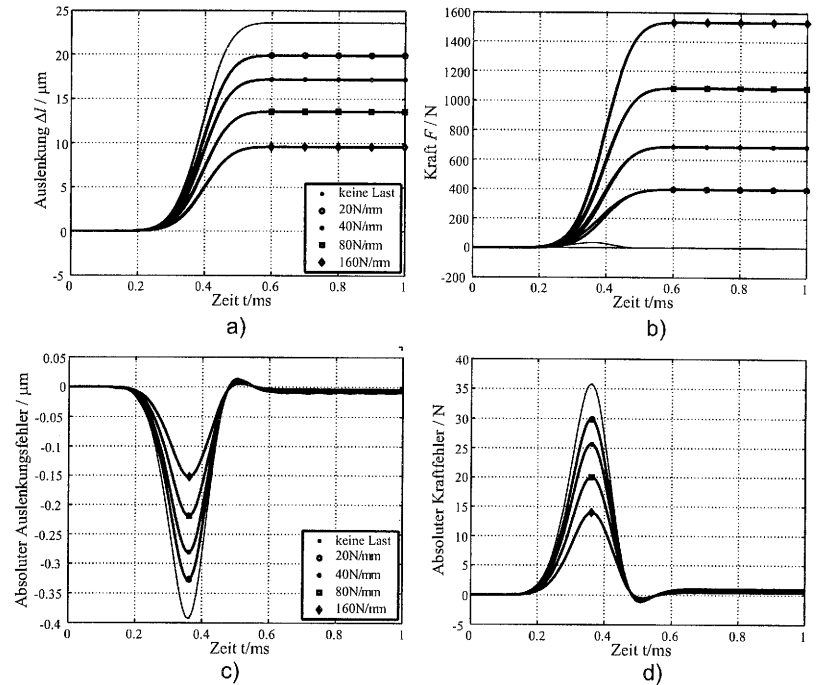


Abbildung 6.8: Berechnete Zeitverläufe von Auslenkung und Kraft des Detektionsmodells mit den auftretenden absoluten dynamischen Fehlern.

Die Zeitverläufe für Auslenkung und Kraft des Piezoaktors sind nahezu deckungsgleich mit den detektierten Verläufen, so dass in Abbildung 6.8 a) und b) auf eine Unterscheidung verzichtet wird. Zur Bewertung des Detektionsmodells ist in Abbildung 6.8 c) und d) die Differenz der Zeitverläufe dargestellt. Es zeigt sich, dass der absolute dynamische Fehler bei der Detektion der Piezoauslenkung aus den synthetischen Daten für die untersuchten Lastfälle unter 300 nm, der Fehler bei der Detektion des Kraftverlaufs im Bereich einiger 10 N liegt. Soll nur die Endauslenkung bzw. die Kraft nach Ansteuerung der Aktoren ermittelt werden, ergibt sich prinzipbedingt kein weiterer Fehler durch das Detektionsmodell. Die erreichte Genauigkeit bezüglich Auslenkung und Kraft liegt dann im Bereich der Modellgenauigkeit (vgl. Kapitel 5.4).

### 6.2.3 Experimentelle Überprüfung am Versuchsstand

Am entwickelten Versuchsstand wird eine experimentelle Überprüfung der Detektionsmöglichkeit von mechanischen Aktorgrößen bei dynamischer Ansteuerung vorgenommen. Nachgebildet werden Kraft/Wegverläufe des Piezoaktors, die sich theoretisch im vorgestellten Injektor bei Einspritzvorgängen ergeben. In Abbildung 6.9 ist der hierzu verwendete Laboraufbau dargestellt:

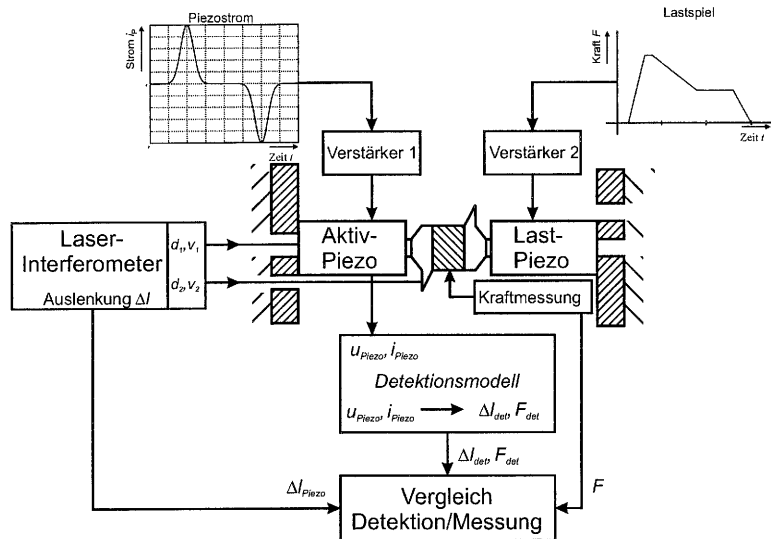


Abbildung 6.9: Messaufbau zur experimentellen Überprüfung des Detektionsmodells

Mittels des Last-Piezoaktors wird ein Lastspiel für den Aktiv-Piezoaktor vorgegeben, der hier Gegenstand der Untersuchungen ist. Angesteuert wird der Aktiv-Piezoaktor mit einem gaußförmigen Stromverlauf mit  $84 \mu\text{s}$  Pulsbreite und variabler Amplitude, entsprechend dem Einsatz im Injektor. Der Last-Piezoaktor wird elektrisch so angesteuert, dass sich das gewünschte dynamische Lastspiel einstellt. Nachgebildet werden theoretische Kraft/Wegverläufe einer erfolgreichen Einspritzung sowie einer Fehleinspritzung.

Detektiert wird aus dem Spannungs- und Stromverlauf des Aktiv-Piezoaktors die Aktorauslenkung  $\Delta l$  sowie der Kraftverlauf  $F$ . Durch das Laserinterferometers und einer Kraftmessung werden zusätzlich beide mechanischen Größen messtechnisch direkt erfasst und mit den detektierten Größen verglichen.

In Abbildung 6.10 sind die gemessenen und detektierten Auslenkungs- und Kraftverläufe einer nachgebildeten erfolgreichen Einspritzung dargestellt:

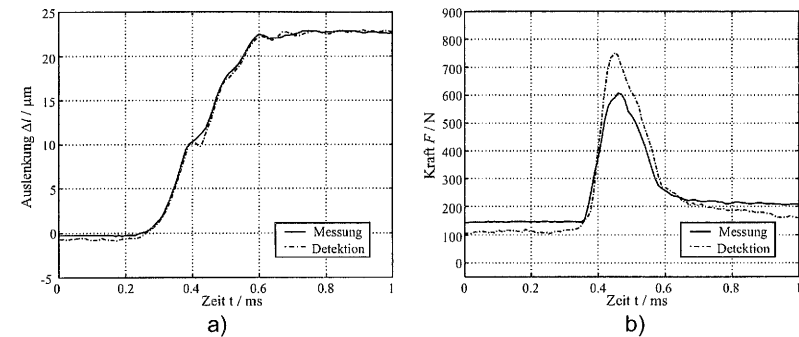


Abbildung 6.10: Detektierte und gemessene Auslenkungs- und Kraftverläufe einer erfolgreichen Einspritzung (Nachbildung am Piezomessplatz)<sup>36</sup>.

Unterschieden werden drei Lastbereiche, die sich aus dem Funktionsprinzip der Aktoren als Stellglied im Injektor ergeben (vgl. Kapitel 6.1.1). Bei  $t = 200 \mu\text{s}$  beginnt die elektrische Ansteuerung des Aktiv-Piezoaktors. Da zunächst die Lose überbrückt wird, ergibt sich eine Auslenkung des Piezoaktors ohne Kraftgradienten<sup>37</sup>. Sobald eine kraftschlüssige Verbindung zwischen Aktor und Ventilkolben besteht, arbeitet der Piezoaktor gegen den am Ventilkolben anliegenden Raildruck und es entsteht ein großer Kraftgradient (vgl. Abbildung 6.10 b bei  $t \approx 380 \mu\text{s}$ ). Wird der Ventilkolben aus dem Ventil Sitz gedrückt, greift der hydraulische Hilfskreis in das System ein und die Kraft auf den Piezoaktor wird stark reduziert, sichtbar am negativen Kraftgradienten bei  $t \approx 470 \mu\text{s}$ .

Eine am Piezomessplatz nachgebildete Fehleinspritzung ergibt die nachfolgenden Kraft/Auslenkungsverläufe:

36. Die schon vor der elektrischen Ansteuerung auftretende Kraft ergibt sich aus der notwendigen mechanischen Vorspannung des Versuchsaufbaus zur kraftschlüssigen Verbindung der Messadapter und Aktoren, ohne die präzise Weg- und Kraftverläufe nicht zu generieren sind.

37. Realisiert wird dies am Messplatz durch eine gegenläufige Auslenkung der Aktoren

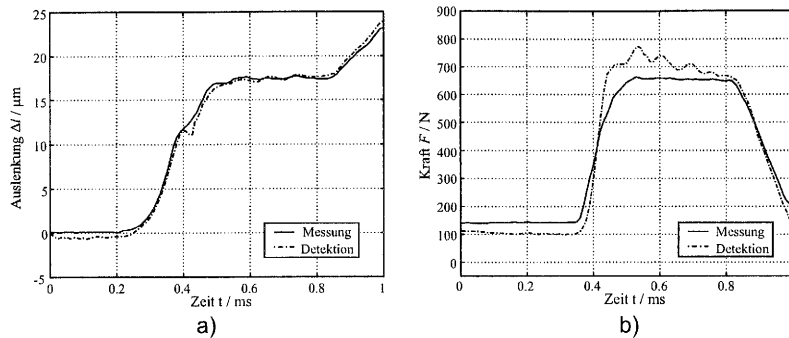


Abbildung 6.11: Detektierte und gemessene Auslenkungs- und Kraftverläufe einer Fehleinspritzung (Nachbildung am Piezomessplatz).

Wieder beginnt die elektrische Ansteuerung bei  $t = 200 \mu\text{s}$ . Nachdem die Lose überbrückt ist, zeigt sich der Kraftgradient durch das Auftreffen des Aktors auf den Ventilkolben. Im Gegensatz zu einer erfolgreichen Einspritzung wird angenommen, dass die Ventilkugel nicht aus dem Sitz gedrückt wird und damit der hydraulische Hilfskreis nicht in das System eingreift. Es entsteht anstelle des negativen Kraftgradienten bei  $t \approx 470 \mu\text{s}$  ein Auslenkungs- und Kraftplateau.

Die gute Übereinstimmung zwischen Messung und Detektion sowohl für den Kraft- als auch für den Wegverlauf zeigt die Eignung des Detektionsmodells allein aus den elektrischen Signalen auf die zugehörigen mechanischen Größen zu schließen. Die Abweichung zwischen detektiertem und gemessenem Kraftverlauf ergibt sich im Wesentlichen aus dem Messaufbau, da die Kraft mittels eines Kraftmessensors zwischen den Adapterplatten gemessen wird (vgl. Abbildung 6.9). Für statische Belastungen ist diese Kraft identisch mit der auf die Piezoaktoren wirkende Kraft. Bei der hier vorliegenden dynamischen Ansteuerung wirken auf den Aktiv-Piezoaktor zusätzlich noch die Kräfte zur Beschleunigung der Adapter und des Kraftmessensors, sowie die auftretenden Reibungskräfte im Messaufbau. Die detektierte Kraft liegt daher zwangsläufig über der gemessenen Kraft. Auffällig ist, dass besonders die auftretenden Kraftgradienten sicher erkannt werden.

Mit dem vorgestellten Detektionsmodell steht damit ein leistungsfähiges Werkzeug zur Untersuchung von realen Einspritzvorgängen am Injektormessplatz zur Verfügung. Für die Entwicklung der nächsten Injektorgeneration bietet das vorgestellte Detektionsverfahren neue Möglichkeiten einer intelligenten, adaptiven Regelung des Einspritzvorgangs. Zudem wird eine sensorlose Regelung der mechanischen Größen des Piezoaktors möglich, womit auf veränderliche Systemparameter wie Raildruck, Verschleiß der Injektoren, etc. reagiert werden kann.

## 6.3 Sensorlose Regelung der Aktorgrößen Kraft und Auslenkung

### 6.3.1 Vorüberlegungen

Mittels des vorgestellten Detektionsmodells soll eine sensorlose Regelung der Aktorgrößen  $\Delta l$  und Stellkraft  $F$  realisiert werden. Ziel ist es, diese Größen unabhängig von den übrigen Systemparametern des Einspritzsystems, hier sind vor allem der Raildruck und der Verschleiß der Injektoren gemeint, zu kontrollieren, um für alle Betriebsbedingungen eine sichere Einspritzung zu garantieren. Für die hier vorliegende Anwendung der Aktoren als Antrieb im Injektor ist die Realisierung einer zeitdiskreten Regelung sinnvoll, da aufgrund der beschriebenen elektromechanischen Wechselwirkungen der Piezoaktoren nicht beliebig schnell in das System eingegriffen werden kann, ohne unerwünschte mechanische Transienten zu generieren. Zeitdiskret in diesem Kontext bedeutet, dass Auslenkung oder Stellkraft unabhängig von den veränderlichen Systemparametern auf vorgegebene Sollwerte ausgeregelt werden, wobei die Stellgröße jeweils für die nächste Einspritzung durch den Regler vorgegeben wird. In Abbildung 6.12 ist prinzipiell die Blockstruktur des diskreten Regelkreises dargestellt. Aufgrund des zeitdiskreten Ansatzes wird im folgenden eine Beschreibung des Regelkreises im  $z$ -Bereich gewählt:

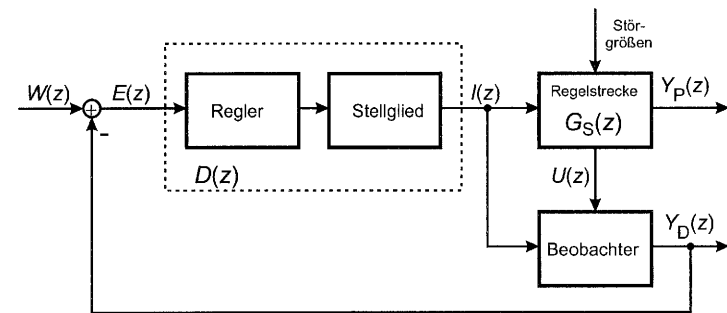


Abbildung 6.12: Blockstruktur des diskreten Regelkreises zur sensorlosen Regelung der Aktorauslenkung  $\Delta l(k)$  und der Stellkraft  $F(k)$ .

Die Führungsgröße des Regelkreises ist  $W(z)$ . Als Stellglied wird der vorgestellte Verstärker mit Stromquellenverhalten eingesetzt. Fest vorgegeben wird der Stromverlauf<sup>38</sup>, womit die Stellgröße  $I(z)$  des Systems die Stromamplitude ist. Die Regelgröße  $Y_P(z)$  ist wahlweise die Auslenkung  $\Delta l(z)$  oder die Stellkraft  $F(z)$  des Piezoaktors. Der Piezoaktor als Regelstrecke kann für die hier vorliegende zeitdiskrete Betrachtung vereinfacht als verzögerungsfreies System betrachtet werden, welches auf eine Stromamplitude als Eingangsgröße<sup>39</sup> eine Stellkraft- bzw.

38. Es wird wieder ein gaußförmiger Stromverlauf mit  $84 \mu\text{s}$  Pulsbreite gewählt.

Auslenkungsamplitude als Ausgangsgröße liefert. Die Dynamik des Systems ist nicht relevant, da erst nach erfolgter Ansteuerung abgetastet wird. Da eine direkte Messung der Regelgröße nicht möglich ist, wird mittels des Beobachters, eingesetzt wird das im vorhergehenden Kapitel vorgestellte Detektionsmodell, die Regelgröße indirekt erfasst und in den Regelkreis eingekoppelt.

Setzt man die Stabilität des dargestellten Systems voraus, ist aufgrund des festgelegten Verlaufs der Stromfunktion sichergestellt, dass keine unkontrollierten mechanischen Transienten aufgrund der beschriebenen elektromechanischen Wechselwirkungen bei der vorliegenden hochdynamischen Ansteuerung auftreten.

### 6.3.2 Reglerentwurf

Der Entwurf eines geeigneten Reglers wird nach dem Verfahren der diskreten Kompensation vorgenommen [82]. Die Führungsübertragungsfunktion des geschlossenen diskreten Regelkreises kann hier bei bekannter Übertragungsfunktion der Regelstrecke vorgegeben werden. Es muss jedoch beachtet werden, dass aufgrund der beschriebenen Nichtlinearitäten des Piezoaktors zusätzlich eine Adaption des Reglers an den jeweiligen Lastzustand vorgenommen werden muss, da die Übertragungsfunktion des Aktors vom Lastzustand abhängig ist.

Für den folgenden Reglerentwurf wird zunächst die Nichtlinearität des Piezoaktors vernachlässigt. Damit gilt allgemein für die Übertragungsfunktion  $G_S(z)$  des Piezoaktors:

$$G_S(z) = K_S \cdot z^{-1} \quad (6.3)$$

$K_S$ : Konstante.

Die Polstelle der Übertragungsfunktion des Piezoaktors liegt innerhalb des Einheitskreises bei  $z = 0$ , womit die Regelstrecke stabil ist. Die Führungsübertragungsfunktion des Regelkreises aus Abbildung 6.12 ergibt sich unter Vernachlässigung der Fehler des Beobachters zu:

$$G_W(z) = \frac{Y_P(z)}{W(z)} = \frac{D(z) \cdot G_S(z)}{1 + D(z) \cdot G_S(z)} \quad (6.4)$$

Als Randbedingung des Reglerentwurfs muss gelten, dass keine bleibende Regelabweichung für den Regelkreis existiert. Nimmt man zunächst an, dass nach einer sprungförmigen

39. Streng genommen muss die eingebrachte Ladung als Eingangsgröße betrachtet werden. Da jedoch die Stromfunktion festgelegt ist und nur deren Amplitude variiert wird, kann aufgrund der Proportionalität zwischen Stromamplitude und eingebrachter Ladung die Amplitude direkt als Stellgröße betrachtet werden.

Änderung der Führungsgröße  $W(z)$  der Einschwingvorgang nach genau einem Abtastschritt abgeklungen sein soll, gilt für die Führungsübertragungsfunktion:

$$G_W(z) = z^{-1} \quad (6.5)$$

Damit ergibt sich unter Berücksichtigung von Gleichung (6.4) der diskrete Regler  $D(z)$ <sup>40</sup> zu:

$$D(z) = \frac{1}{K_S} \cdot \frac{z}{z-1} \quad (6.6)$$

Ein Reglerentwurf unter diesen Randbedingungen ist allerdings nur möglich, wenn  $K_S$  genau bekannt ist. Da es sich bei dem Piezoaktor jedoch um ein nichtlineares System handelt, hängt die Übertragungseigenschaft des Piezoaktors vom jeweiligen mechanischen Arbeitspunkt ab (vgl. Kapitel 5). Das Verfahren der diskreten Kompensation kann aber trotzdem angewendet werden, allerdings ist der Einschwingvorgang (Stabilität des Regelkreises vorausgesetzt) dann nicht mehr nach nur einem Abtastschritt abgeklungen.

Geht man zur Berücksichtigung der Nichtlinearitäten davon aus, dass  $K_S$  zunächst unbekannt ist und daher  $K_R$  nicht bestimmt werden kann, ergibt sich die Führungsübertragungsfunktion des Regelkreises mit  $K_S \neq K_R$  zu:

$$G_W(z) = \frac{K_S}{K_R} \cdot \frac{1}{z + \frac{K_S - K_R}{K_R}} \quad (6.7)$$

Für eine sprungförmige Eingangsfunktion  $W(z) = \frac{z}{z-1}$  ergibt sich die bleibende Regelabweichung  $\lim_{k \rightarrow \infty} e(k)$  des Regelkreises unter Anwendung des Grenzwertsatzes der  $z$ -Transformation zu [70]:

$$\lim_{k \rightarrow \infty} e(k) = \lim_{z \rightarrow 1} (z-1) \cdot \frac{z}{z-1} \cdot (1 - G_W(z)) = 0 \quad (6.8)$$

Es ergibt sich also auch unter der Bedingung  $K_S \neq K_R$  (Stabilität des Regelkreises vorausgesetzt) nach Gleichung (6.8) keine bleibende Regeldifferenz.

40. Regler und Stellglied können aufgrund des proportionalen Verhaltens des als Stellglied eingesetzten Verstärkers zu  $D(z)$  zusammengezogen werden.

Betrachtet man die Polstelle des geschlossenen Regelkreises, ergibt sich unter der Annahme  $K_S, K_R > 0$  folgende Stabilitätsbedingung:

$$K_S < 2K_R \tag{6.9}$$

Zur Einhaltung dieser Bedingung könnte  $K_R$  unter Berücksichtigung der Aktornichtlinearitäten so groß gewählt werden, dass die Stabilität des Regelkreises für alle Lastfälle gewährleistet ist. Dies würde allerdings je nach Betriebszustand zu einem unbefriedigend langsamen Einregelverhalten führen [82]. Die bessere Alternative ist, den Reglerparameter  $K_R$  adaptiv an den jeweils vorliegenden Betriebszustand des Piezoaktors anzupassen. Hierzu wird der in Abbildung 6.12 vorgestellte Regelkreis um einen Adaptionsblock erweitert:

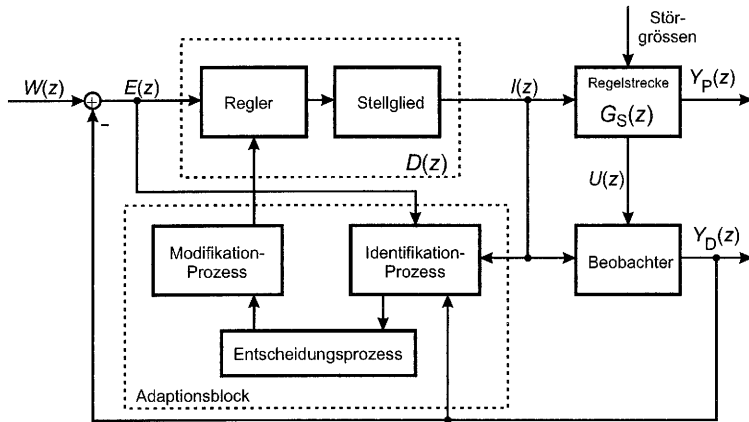


Abbildung 6.13: Diskreter Regelkreis zur sensorlosen adaptiven Regelung der Aktorauslenkung bzw. der Stellkraft.

Mittels des eingeführten Adaptionsblocks werden Informationen über den Zustand der Regelstrecke gewonnen und bewertet. Fällt die Bewertung so aus, dass eine Adaption erforderlich wird, erfolgt die Anpassung des Reglers an die vorliegenden Lastverhältnisse.

Vor Festlegung der Adaptionsregeln wird zunächst der Einfluss unterschiedlicher Aktorlasten sowie der Stellgröße auf die Übertragungsfunktion des Piezoaktors untersucht. Hierzu wird der Simulationsaufbau aus Abbildung 6.7 (ohne den Detektionsteil) eingesetzt. Variiert wird die Laststeifigkeit  $k_F$  im Bereich von 40 bis 160  $\frac{N}{\mu m}$  sowie die Amplitude der Stellgröße  $I_{P,max}$ . Der Parameter  $K_S$  der Übertragungsfunktion wird im folgenden unterschieden für die Auslenkungsregelung ( $K_{S,\Delta I}$ ) respektive Stellkraftregelung ( $K_{S,F}$ ).

In Abbildung 6.14 sind die Ergebnisse für den untersuchten Arbeitsbereich dargestellt:

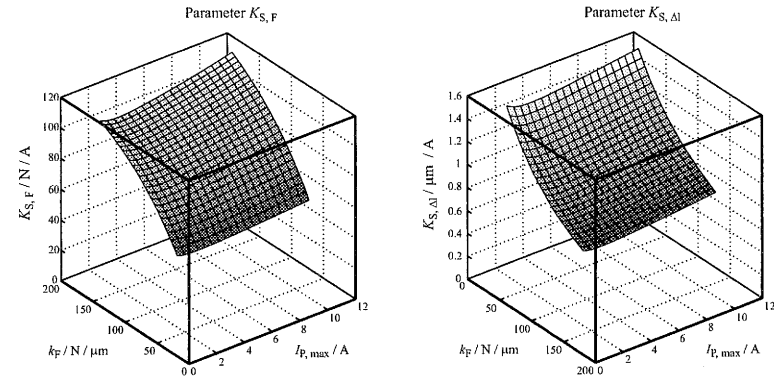


Abbildung 6.14: Abhängigkeit der Parameter  $K_{S,F}$  und  $K_{S,\Delta I}$  von der Laststeifigkeit und der Stellgröße (Achsen  $k_F$  sind aus Gründen der Anschaulichkeit in unterschiedliche Richtungen dargestellt)

Es zeigt sich der erwartete hohe Einfluss der Last auf die Übertragungsfunktion des Piezoaktors sowohl für die Stellkraft- als auch für die Auslenkungsregelung. Hieraus ergibt sich die Notwendigkeit, den Regler adaptiv an den Zustand der Strecke anzupassen. Die Abhängigkeit der Übertragungsfunktion von der Stellgröße bei konstanter Laststeifigkeit ist dagegen viel schwächer ausgeprägt. Mittels des Identifikationsblocks (vgl. Abbildung 6.13) kann daher der lastabhängige Parameter der Übertragungsfunktion des Aktors in guter Näherung unabhängig von der Stellgröße sowohl für die Stellkraft- als auch für die Auslenkungsregelung identifiziert werden<sup>41</sup>:

$$K_{S,v}(k-1) = \frac{y_{D,v}(k)}{i_p(k-1)} \tag{6.10}$$

mit:  $i_p(k) = Z^{-1}\{I_P(z)\}, y_{D,v}(k) = Z^{-1}\{Y_{D,v}(z)\}$

Unter Einhaltung der Stabilitätsbedingung aus Gleichung (6.9) kann nun entsprechend des zeitdiskreten Ansatzes der Reglerparameter  $K_{R,v}(k)$ <sup>42</sup> mittels der Identifikation der Strecke nach Gleichung (6.10) für die jeweils nächste Einspritzung an die Regelstrecke adaptiert werden.

41. Unter Vernachlässigung des Fehlers des Detektionsmodells.  
42. v steht im folgenden für  $\Delta I$  oder  $F$ , je nach Art der Regelung.

Bildet man die inverse  $z$ -Transformierte  $d(k) = Z^{-1}\{D(z)\}$  der Reglerübertragungsfunktion nach Gleichung (6.6) ergibt sich unter Anwendung der Faltungseigenschaft der  $z$ -Transformation für die diskrete Stellgröße des adaptiven Regelkreises [62]:

$$i_p(k) = \sum_{i=0}^{k-1} \frac{e(i)}{K_{R,v}(i)} + \frac{e(k)}{K_{R,v}(k)} = i_p(k-1) + \frac{e(k)}{K_{R,v}(k)} \quad (6.11)$$

mit:  $e(k) = Z^{-1}\{E(z)\}$

Damit sind alle Komponenten des adaptiven Regelkreises nach Abbildung 6.13 bestimmt und die Regelung kann realisiert werden.

### 6.3.3 Realisierung der sensorlosen Regelung

Zunächst werden die Adaptionsregeln unter Berücksichtigung der Stabilitätsbedingung aus Gleichung (6.9) formuliert. Erschwerend für den hier vorliegenden Einsatz der Aktoren als Antrieb eines Common-Rail-Einspritzsystems ist, dass sich die Übertragungseigenschaft der Regelstrecke nach Abbildung 6.14 zeitlich auf nicht bekannte Art ändert, wobei hier nicht nur von langsamen Änderungen ausgegangen werden kann. Grund hierfür ist der vom Betriebspunkt des Motors abhängige Raildruck, der sich innerhalb von wenigen Einspritzzyklen stark ändern kann. Langsame Änderungen aufgrund von mechanischem Verschleiß der Injektoren (z.B. Vergrößerung der Lose etc.) sind dagegen problemlos zu adaptieren.

Setzt man unter diesen Randbedingungen erste elementare Regeln fest, ergeben sich folgende Bedingungen, nach denen eine Adaption des Reglers an die Strecke erfolgt:

- Erste Einspritzung: Das Übertragungsverhalten der Strecke ist unbekannt. Es wird ein Reglerparameter  $K_{R,v}^*$  gewählt, der unter allen Umständen die aufgestellte Stabilitätsbedingung einhält:  $K_{R,v}(1) = K_{R,v}^*$ .
- Zweite Einspritzung: Aus der Identifikation der Regelstrecke (vgl. Gleichung (6.10)) nach erfolgter erster Einspritzung wird adaptiert:  $K_{R,v}(2) = s \cdot K_{R,v}(1)$ , mit  $s$  als Sicherheitsfaktor<sup>43</sup> zur Einhaltung der Stabilitätsbedingung.

43. Die Einführung des Faktors  $s$  ist erforderlich, um nicht zu nahe an der Stabilitätsgrenze zu liegen. Kleinste mechanische Änderungen des Systems oder Ungenauigkeiten des Detektionsmodells könnten sonst nach erfolgter Adaption zu Instabilität des Regelkreises führen.  $s$  liegt bei den hier durchgeführten Experimenten zwischen 1,5 und 2.

- $k$ -te Einspritzung:
  - Befindet sich die Ausgangsgröße des Regelkreises *innerhalb* einer Toleranzumgebung  $\delta \cdot w_v(k)$ <sup>44</sup> wird nicht adaptiert:  $K_{R,v}(k) = K_{R,v}(k-1)$ .
  - Liegt die Ausgangsgröße *außerhalb* einer Toleranzumgebung  $\delta \cdot w_v(k)$ , lag aber für mindestens zwei Einspritzungen innerhalb, hat sich entweder das Übertragungsverhalten der Regelstrecke oder die Führungsgröße geändert. Es wird adaptiert:  $K_{R,v}(k) = s \cdot K_{R,v}(k-1)$ .

Um für alle auftretenden Betriebsfälle die Stabilität des Systems zu gewährleisten, wird auf Kosten eines evtl. nicht optimalen Einregelverhaltens des Regelkreises für alle anderen Betriebszustände nicht adaptiert. Weitere Adaptionsregeln müssen nach Untersuchungen am Injektor unter realen Betriebsbedingungen im Kfz. aufgestellt werden, sind jedoch für die folgenden prinzipiellen Untersuchungen des sensorlosen Regelverfahrens nicht relevant.

Die experimentelle Überprüfung des sensorlosen Regelverfahrens wird am Versuchstand entsprechend Abbildung 6.9 vorgenommen. Regler, Adaptionsblock sowie das Detektionsmodell werden mittels eines Rechners realisiert. Eingänge sind die Aktorgrößen Spannung und Strom, Ausgangsgröße des Rechnersystems ist die Stromamplitude des fest vorgegebenen gaußförmigen Stromverlaufs mit 84  $\mu$ s Pulsbreite. Die Auslenkung  $\Delta l$  bzw. die Stellkraft  $F$  des Aktiv-Piezoaktors werden ausgeregelt, wobei mittels des Last-Piezoaktors wechselnde Belastungen vorgegeben werden. Die Erfassung der mechanischen Aktorgrößen zur Bewertung der Regelung erfolgt wie in den Erläuterungen zu Abbildung 6.9 beschrieben.

Untersucht wird das Führungsübertragungsverhalten des Regelkreises sowie das Einregelverhalten bei Variation der Last. Angelehnt an die Verhältnisse im realen Einspritzsystem werden hier schnelle Änderungen der Lastverhältnisse generiert, um das Einregelverhalten des adaptiven Reglerkonzeptes zu verifizieren.

Zunächst wird das Führungsübertragungsverhalten der Auslenkungs- sowie der Stellkraftregelung untersucht:

44.  $\delta$  liegt im Bereich 0,05 bis 0,1 für den experimentellen Aufbau.

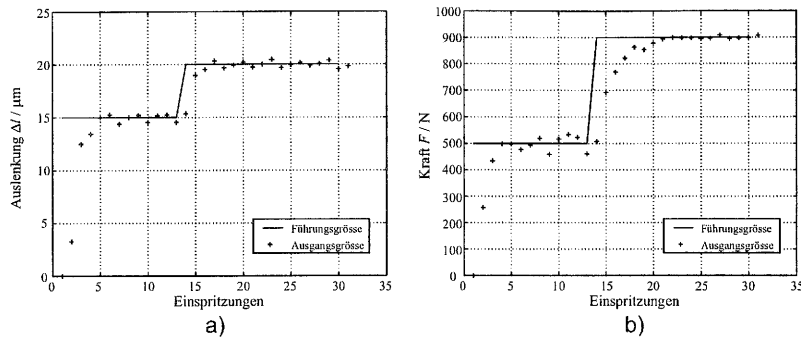


Abbildung 6.15: Führungsübertragungsverhalten der realisierten sensorlosen adaptiven Regelung: a) Auslenkungsregelung, b) Stellkraftregelung.

Dargestellt sind jeweils die Führungsgröße sowie die Ausgangsgröße des untersuchten Regelkreises über den diskreten Abtastzeitpunkten  $k$ , die hier konform mit der Anzahl der erfolgten Einspritzungen angenommen werden.

Zunächst wird die Auslenkungsregelung betrachtet. Der Aktiv-Piezoaktor wird mit dem kurzgeschlossenen Last-Piezo<sup>45</sup> belastet (vgl. Abbildung 6.9). Gemessen wird die Auslenkung des Aktiv-Piezoaktors mittels des Laserinterferometers. Das Ergebnis der ersten Einspritzung zeigt, dass der aufgrund der unbekanntnen Regelstrecke geschätzte Faktor  $K_{R, \Delta}(1)$  des Reglers deutlich zu groß gewählt wurde. Das wird aber akzeptiert, um für alle Belastungssituationen die Stabilität des Regelkreises bei geringem Überschwingen zu gewährleisten. Nach erfolgter erster Einspritzung wird die Regelstrecke identifiziert und der Regler gemäß den aufgestellten Adaptionregeln angepasst. Es zeigt sich ein stabiles Einschwingen der Regelung nach wenigen Einspritzungen.

Zwischen der 13. und 14. Einspritzung wird exemplarisch ein Wechsel der Führungsgröße von 15 auf 20  $\mu\text{m}$  vom Rechner vorgegeben. Hier verbessert das adaptive Reglerkonzept deutlich das Einregelverhalten. Die Auslenkung  $\Delta$  des Piezoaktors ist bereits ein bis zwei Einspritzungen nach Adaption eingeregelt. Dieses Verhalten gilt für alle weiteren Wechsel der Führungsgröße.

Ähnliche Verhältnisse zeigt auch der Regelkreis zur Stellkraftregelung. Als Last wird wieder der kurzgeschlossene Last-Piezo eingesetzt. Der Wechsel der Führungsgröße wird erneut zwischen der 13. und 14. Einspritzung vorgenommen.

Es zeigt sich insgesamt ein etwas langsames Einregelverhalten als bei der Auslenkungsregelung, jedoch ist auch hier nach wenigen Einspritzungen die Stellkraft eingeregelt.

Im Folgenden wird das Einregelverhalten des Regelkreises bei Variation der Laststeifigkeit beschrieben. Diese Variationen treten in Common-Rail-Einspritzsystem z.B. bei jedem Wechsel des Raildrucks auf und sind aufgrund des großen Druckbereichs und der damit variierenden Kräfte im System kritisch für gesteuerte Systeme. Eine Regelung auf konstante Auslenkung des Piezoaktors unabhängig vom Raildruck macht gerade hier Sinn, da so die Darstellung kleinster Einspritzmengen der Pilot- und Nacheinspritzung verbessert werden kann.

In Abbildung 6.16 ist das Einregelverhalten der Auslenkungs- sowie der Stellkraftregelung für zwei unterschiedliche Laststeifigkeiten dargestellt:

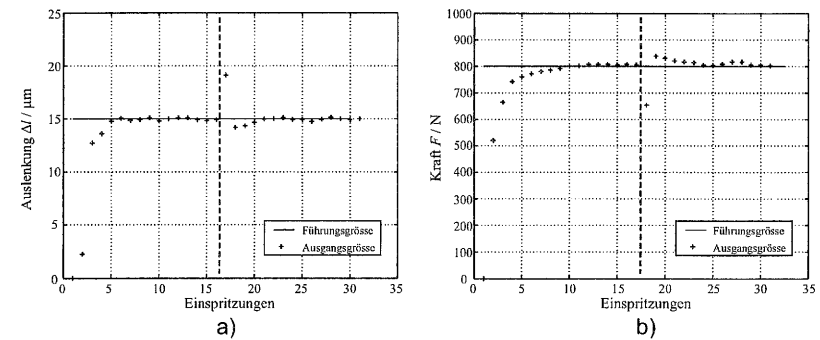


Abbildung 6.16: Einregelverhalten der realisierten sensorlosen adaptiven Regelung bei auftretenden Lastsprüngen: a) Auslenkungsregelung, b) Stellkraftregelung.

Zunächst wird die Auslenkungsregelung beschrieben. Die Laststeifigkeit des zu regelnden Aktiv-Piezoaktors wird variiert. In Abbildung 6.16 a ist das Regelverhalten dargestellt. Es zeigt sich zunächst das schon beschriebene Verhalten der Adaption nach der ersten Einspritzung. Die Führungsgröße bleibt konstant bei 15  $\mu\text{m}$ . Nach der 16. Einspritzung (vertikale Linie in Abbildung 6.16 a) wird die Laststeifigkeit um ca. 70% reduziert, sichtbar durch die zu hohe Auslenkung des Piezoaktors der 17. Einspritzung bei unveränderter Stellgröße. Entsprechend den aufgestellten Adaptionregeln wird hier die Strecke neu identifiziert und der Regler an die neuen Lastverhältnisse angepasst. Der Eingriff ist hier so effektiv, dass die Auslenkung bereits nach wenigen Einspritzungen wieder auf die Sollgröße eingeregelt ist.

Die Ergebnisse der Stellkraftregelung (vgl. Abbildung 6.16 b) zeigt ähnlich gute Ergebnisse. Vorgegeben ist eine Stellkraft von 800 N. Die Adaption nach erfolgter erster Einspritzung

45. Die Last kann somit als mechanische Feder mit einer Federkonstante von etwa 60 N/ $\mu\text{m}$  angenommen werden.

wurde bereits beschrieben. Nach der 17. Einspritzung wird auch hier die Laststeifigkeit um ca. 70% reduziert. Auch hier zeigt die Adaption des Reglers an die neuen Lastverhältnisse sehr gute Ergebnisse. Bereits nach wenigen Einspritzungen ist die Stellkraft wieder auf den vorgegebenen Sollwert eingeregelt.

Die vorgestellten Ergebnisse zeigen, dass eine sensorlose adaptive Regelung der Piezoauslenkung  $\Delta l$  sowie der Stellkraft  $F$  für die hier vorliegende Anwendung prinzipiell möglich ist. Da sich durch das Prinzip der Regelung keine bleibende Regelabweichung ergibt, liegt die tatsächliche Regelabweichung durch das sensorlose Prinzip im Bereich der Modellgenauigkeit nach Kapitel 5.4. Durch den adaptiven Ansatz ist es möglich, kurze Einregelzeiten im gesamten Arbeitsbereich der Aktoren zu erzielen.

#### 6.4 Messungen am Injektormessplatz

Das in Kapitel 6.2.2 vorgestellte Detektionsmodell wurde zu ersten Praxistests am Einspritzprüfstand des Injektorherstellers eingesetzt. Verfügbar ist hier ein vollständiges Common-Rail-Einspritzsystem mit allen Komponenten. Ziel der Untersuchungen ist es, eine erste Bewertung der Einspritzung nur aus den elektrischen Größen Piezospaltung und -strom unter realen Betriebsbedingungen der Injektoren vorzunehmen. Der Versuchsaufbau erlaubt dazu eine messtechnische Erfassung der eingespritzten Kraftstoffmenge. Eine direkte Messung der mechanischen Aktorgrößen ist unter diesen Einsatzbedingungen nicht durchführbar.

Das Detektionsmodell bietet daher erstmals die Möglichkeit, die elektromechanischen Wechselwirkungen zwischen Aktor und Injektor unter realen Betriebsbedingungen im Injektor zu beobachten und zu bewerten.

Eine systematische Untersuchung unter Variation aller Einspritzparameter ist wegen der eingeschränkten Verfügbarkeit des Injektormessplatzes nicht möglich. Daher wird exemplarisch der kritische Fall einer Piloteinspritzung bei 1500 bar Raildruck untersucht. Aufgrund des hohen Raildrucks in Verbindung mit den kurzen Ansteuerzeiten der Injektoren kann es unter diesen Betriebsbedingungen zu Fehleinspritzungen kommen.

Mittels des Detektionsmodells wird versucht, aus den nachgebildeten Zeitverläufen der Stellkraft und der Aktorauslenkung eine Einspritzung von einer Fehleinspritzung zu unterscheiden. Angesteuert wird der Injektor mit dem Leistungsverstärker aus Kapitel 3.2. Eingeprengt wird ein gaußförmiger Stromverlauf mit 84  $\mu$ s Pulsbreite und variabler Amplitude. In Abbildung 6.17 sind die detektierten Zeitverläufe der mechanischen Aktorgrößen dargestellt:

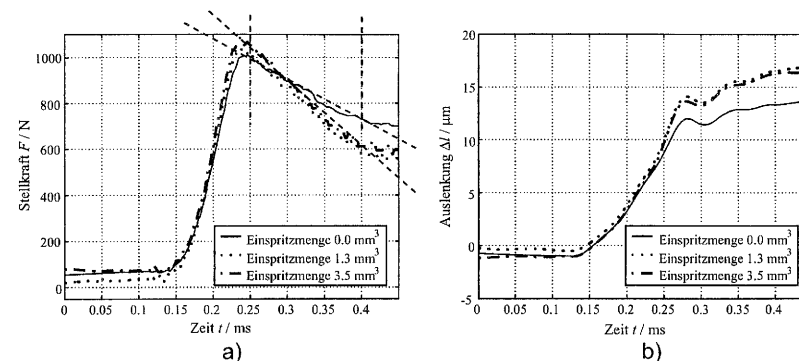


Abbildung 6.17: Detektierte Zeitverläufe für Auslenkung  $\Delta l$  und Stellkraft  $F$  bei Betrieb der Aktoren im Injektor unter realen Einspritzbedingungen.

Betrachtet man zunächst den Zeitverlauf der Stellkraft  $F$  (vgl. Abbildung 6.17 a), zeigt sich, dass nach Öffnen des Hydraulikkreises, wie in Kapitel 6.2.3 angenommen, die Stellkraft des Piezoaktors abnimmt. Dieses Verhalten zeigt sich zwar auch für die dargestellte Fehleinspritzung, jedoch ist der Kraftgradient bei erfolgter Einspritzung größer. Angedeutet wird dies durch die beiden Geraden in Abbildung 6.17 a, die jeweils den Zeitverlauf der Stellkraft bei  $t = 0,25$  ms und  $t = 0,4$  ms schneiden. Die Untersuchung weiterer Messreihen zeigt, dass dieser Kraftgradient gerade bei den kritischen hohen Einspritzdrücken als Unterscheidungskriterium zwischen Einspritzung und Fehleinspritzung herangezogen werden kann. Betrachtet man zusätzlich den Verlauf der Aktorauslenkung (vgl. Abbildung 6.17 b), zeigt sich, dass der Piezoaktuator bei erfolgreicher Einspritzung weiter ausgelenkt wird.

Fasst man die vorgestellten Ergebnisse zusammen, kann anhand dieser ersten Tests eine Unterscheidung zwischen Einspritzung und Fehleinspritzung des Injektors bei hohen Raildrücken aus den elektrischen Aktorgrößen abgeleitet werden. Anhand systematischer Messreihen muss untersucht werden, ob ein sicheres Einspritzkriterium aus den detektierten Größen gefunden werden kann. Hier sind auch Kombinationen zwischen Kraftgradient, Höhe des Kraftsprungs sowie der Auslenkung des Piezoaktors denkbar.

Noch interessanter ist die Tatsache, dass mit Hilfe des vorgestellten Aktormodells aus Kapitel 5.4 in Verbindung mit dem bestehenden mechanisch-hydraulischen Modell des Injektors bereits in der Konstruktionsphase zukünftiger Injektoren diese Detektionsmöglichkeit berücksichtigt werden kann und bewusst Detektionsmerkmale für sicheres Einspritzen implementiert werden können.

## Kapitel 7

### Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurden zunächst die Komponenten entwickelt, die zur systematischen Untersuchung von Piezoaktoren für Common-Rail-Injektoren erforderlich sind.

Dazu gehören zwei unterschiedliche Leistungsverstärker, die eine hochdynamische Ansteuerung der Aktoren ohne die Anregung störender mechanischer Transienten erlauben. In Verbindung mit dem entwickelten mechanischen Aufbau ist damit ein Versuchsstand zur Charakterisierung von Piezoaktoren verfügbar, der in der gesamten Wirkungskette aus elektrischer Ansteuerung, messtechnischer Instrumentierung und dynamischer Lasterzeugung keine unerwünschten mechanischen Transienten trotz der auftretenden hohen Beschleunigungen anregt.

Da durch die messtechnische Instrumentierung des Versuchsstands alle relevanten Aktorgrößen zu beobachten sind und dieser zudem die Generierung mechanische Lastspiele erlaubt, bietet der Gesamtaufbau erstmals die Möglichkeit, eine Charakterisierung der Aktoren im gesamten Last- und Dynamikbereich durchzuführen. Die Parametrisierung des entwickelten nichtlinearen Aktormodells konnte daher unter genau den Randbedingungen erfolgen, die sich aus dem Einsatz der Injektoren als Antrieb eines Common-Rail-Injektors ergeben.

Die Architektur des nichtlinearen Simulationsmodells ist ebenfalls auf die spätere Anwendung der Aktoren abgestimmt. Insbesondere wurde berücksichtigt, dass hohe Stellkräfte im gesamten Aussteuerbereich der Aktoren auftreten können. Dazu wurde ein neuer Modellansatz entwickelt, der die Steifigkeit der Aktoren arbeitspunktabhängig nachbildet. Der Ansatz beinhaltet zudem die Effekte, die durch die ferroelektrische Hysterese auftreten sowie weitere Aktornichtlinearitäten, die experimentell ermittelt und in dieser Arbeit vorgestellt wurden. Als Ergebnis konnte ein Simulationsmodell des Piezoaktors präsentiert werden, das die dynamischen elektromechanischen Wechselwirkungen der Aktoren im gesamten Arbeitsbereich mit hoher Genauigkeit nachbildet.

Da das entwickelte Modell in ein bestehendes mechanisch-hydraulisches Gesamtmodell der vorgestellten Injektoren eingebettet wird, bietet sich dem Injektorentwickler die Möglichkeit, die komplexen elektromechanischen und hydraulischen Wechselwirkungen im gesamten Arbeitsbereich nachzubilden und bei der Konstruktion und Optimierung der Injektoren zu berücksichtigen. Mit den bisherigen Aktormodellen war dies nur für einen stark eingeschränkten Arbeitsbereich möglich.

Mit den Untersuchungen zur Detektionsmöglichkeit mechanischer Effekte in Common-Rail-Injektoren wurde in dieser Arbeit ein neuer Aspekt zur Entwicklung zukünftiger Injektorgenerationen eingebracht.

Die durchgeführten Experimente zur Teilnachbildung von Einspritzvorgängen am Versuchsstand haben prinzipiell gezeigt, dass mittels des entwickelten Detektionsmodells sowohl die Aktorstellkraft, als auch die Aktorauslenkung allein aus den elektrischen Ansteuersignalen detektiert werden können. Besonders die Detektion auftretender Kraftgradienten ist hier sehr gut möglich. Da die Durchführung aller Experimente bei realer Signaldynamik und unter der Annahme tatsächlicher Lastverläufe im Injektor erfolgte, wird die Detektionsmöglichkeit mechanischer Aktorgößen als erster Schritt in die Richtung eines parameterstabilen geregelten Einspritzsystems angesehen.

Ein erster Praxistest des Verfahrens an einem Injektormessplatz hat gezeigt, dass schon bei der heutigen Injektorgeneration aus den Ansteuersignalen eine Bewertung der Einspritzung vorgenommen werden kann. Allerdings liegen hier keine systematischen Untersuchungen vor, da der Injektormessplatz für weitere Experimente nicht verfügbar war.

Noch interessanter ist aber die Tatsache, dass bereits in der Konstruktionsphase der Injektoren gezielt Detektionsmerkmale zur sicheren Einspritzerkennung in die Injektoren implementiert werden können. In Verbindung mit der vorgestellten sensorlosen Regelung der mechanischen Aktorgößen kann das Ziel, die Reproduzierbarkeit kleinster Voreinspritzmengen unabhängig von veränderlichen Systemparametern über die gesamte Lebensdauer der Injektoren zu garantieren, mit einem geregelten Verfahren erreicht werden.

Dazu müssen weitere umfangreiche Untersuchungen und Entwicklungen durchgeführt werden. Zunächst ist hier die Ansteuerung der Aktoren zu nennen. Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Verstärker sind nicht für den Serieneinsatz im Kfz geeignet. Die zur Zeit in Common-Rail-Einspritzsystemen eingesetzten Umschwingendstufen regen aber durch die un stetige elektrische Ansteuerung der Aktoren mechanische Transienten des Gesamtsystems an. Diese Transienten überlagern die ursprünglich zu detektierenden Signale und erschweren deren Bestimmung. Hier müssen Leistungsverstärker entwickelt werden, die für den Serieneinsatz im Kfz geeignet sind und einen kontrollierten und stetigen Stromfluss im Piezoaktor garantieren. Geeignet wäre z.B. ein getakteter Stromregler, der stetige Ströme mit beliebiger Signalform in die angesteuerten Aktoren einprägen kann.

Des Weiteren müssen Untersuchungen zum Einfluss der Temperatur auf die elektromechanischen Wechselwirkungen der eingesetzten Aktoren vorgenommen werden, um die entwickelten Modelle für den im Kfz geforderten Temperaturbereich zu parametrisieren. Außerdem sind Untersuchungen zur Exemplarstreuung der Aktoren erforderlich, um den Einfluss der Fertigungstoleranzen auf die Modellparameter zu bestimmen.

## 8 Abkürzungen, Formelzeichen und Symbole

A/D	Analog/Digital
AgPd	Silber-Palladium
CV-OPV	Stromrückgekoppelter Operationsverstärker
DC	Gleichstrom
DHM	Dynamic Hysteresis Modell
FEM	Finite Elemente Methode
HPiB	Hewlett Packard Interface Bus
IC	Integrierter Schaltkreis
Kfz	Kraftfahrzeug
MOSFET	Metall-Oxid Feldeffekt Transistor
O	Sauerstoff
P-I-Regler	Regler mit Proportional- und Integralanteil
PZT	Blei-Zirkonat-Titanat
Pb	Blei
S&H-Stufe	Abtast- Haltestufe
Ti	Titan
Ti99.5	Titanlegierung
Zr	Zirkon
npn, pnp	Bipolartransistor
$\Delta F$	Kraftänderung
$\Delta \vartheta$	Temperaturänderung
$\Delta l$	Längenänderung des Piezoaktors
$\Delta l^*$	Auslenkung des Zustandsschätzers
$\Delta u$	Spannungs-Regeldifferenz
$\vartheta$	Temperatur
$\vartheta_C$	Curie-Temperatur
$\alpha$	Kopplungskoeffizient zwischen el. Spannung und mech. Kraft
$\alpha$	Parameter des DHM
$\alpha_{Fu}$	Kopplungskoeffizient zwischen elektrischer Spannung und mechanischer Kraft
$\alpha_{qx}$	Kopplungskoeffizient zwischen elektrischer Ladung und elektrisch induzierter Auslenkung
$\delta$	Relative Abweichung
$\varepsilon$	Schaltswelle
$\varepsilon_0$	Dielektrizitätskonstante

$\epsilon_{33}^T$	Dielektrizitätszahl bei konstanter mechanischer Spannung
$\epsilon_{nm}^T$	Dielektrizitätszahl bei konstanter mechanischer Spannung
$\varphi$	Phasenwinkel
$\varphi_{Res}$	Phasenreserve
$\sigma$	Entropie
$\sigma$	Oberflächenladungsdichte
$\sigma$	Parameter des DHM
$\omega$	Kreisfrequenz
$A$	Fläche
$C$	Kapazität
$C_E$	Ersatzkapazität des Piezoaktors
$C_{E,G}$	Großsignalkapazität des Piezoaktors
$C_{GD}$	Gate-Drain Kapazität
$C_{GS}$	Gate-Source Kapazität
$C_L$	Lastkapazität
$D$	elektrische Flußdichte
$D$	Übertragungsfunktion von Regler und Stellglied im Bildbereich
$D_3$	Elektrische Flußdichte in Wirkrichtung des Piezoaktors
$D_n$	Koordinate der elektrischen Flußdichte
$E$	Eingangsgröße des Reglers im Bildbereich
$E$	elektrische Feldstärke
$E_3$	elektrische Feldstärke in Wirkrichtung des Piezoaktors
$E_C$	Koerzitivfeldstärke
$E_n$	Vektorkoordinate der elektrischen Feldstärke
$F, F$	Kraft
$F_{Block}$	Blockierkraft des Aktors
$F_{Last}$	Stellkraft
$F_{P,max}$	Maximale Stellkraft des Aktors
$F_{Piezo}$	Piezokraft
$F_{Rohr}$	Kraft der Vorspannung durch die Rohrfeder
$F_{det}$	Ermittelte Kraft des Detektionsmodells
$F_{el}$	Elektrisch generierte Kraft
$F_{max}$	Maximal zulässige Druckkraft des Aktors
$F_{mech}$	Mechanisch generierte Kraft
$G$	Gibbsches Potential

$G_S$	Übertragungsfunktion der Regelstrecke im Bildbereich
$G_W$	Führungsübertragungsfunktion im Bildbereich
$I$	Gleichstrom
$I_D$	Drainstrom im Arbeitspunkt
$K_R$	Proportionalanteil des Reglers
$K_R^*$	Reglerkoeffizient
$K_{R,\Delta I}$	Proportionalanteil des Reglers für Auslenkungsregelung
$K_S$	Proportionalanteil der Regelstrecke
$K_{S,\Delta I}$	Streckenparameter für Auslenkungsregelung
$K_{S,F}$	Streckenparameter für Stellkraftregelung
$L$	Induktivität
$P$	Polarisation
$P_E$	Polarisation durch elektrisches Feld
$P_R$	remanente Polarisation
$P_S$	Sättigungspolarisation
$P_i$	induzierte Polarisation
$Q$	Ladung
$R$	Reaktanz
$R_i$	Elektrischer Kontaktwiderstand des Piezoaktors
$R_i$	Quelleninnenwiderstand
$S$	Dehnung
$S_{ES}$	Elektrostriktion
$S$	Steilheit
$S_3$	Dehnung in Wirkrichtung des Piezoaktors
$S_E$	Dehnung durch elektrisches Feld
$S_R$	remanente Dehnung
$T$	Abtast-Periodendauer
$T$	Transimpedanz
$T$	mechanische Spannung
$T_3$	mechanische Spannung in Wirkrichtung des Piezoaktors
$T_i$	Koordinate des Spannungssensors
$U$	Gleichspannung
$U_G$	Gleichspannung
$U_P$	Polarisations Gleichspannung
$W$	Führungsgröße im Bildbereich

$Y_D$	Ausgangsgröße des Beobachters im Bildbereich
$Y_P$	Ausgangsgröße der Regelstrecke im Bildbereich
$a_P$	Aktorbeschleunigung
$d$	Dämpfung
$d_{33}$	Piezelektrischer Koeffizient in Wirkrichtung des Piezoaktors
$d_{\text{mech}}$	Mechanische Dämpfung
$d_{\text{ni}}$	Piezelektrischer Koeffizient
$e$	Regeldifferenz
$f$	Frequenz
$f_D$	Durchtrittsfrequenz
$g_m$	Transistorsteilheit
$h$	Schichtdicke
$i$	Parameter des DHM
$i_A$	Ausgangsstrom
$i_L$	Laststrom
$i_P$	Zeitlich veränderlicher Aktorstrom
$i_{P,\text{max}}$	Maximaler Aktorstrom
$i_Q$	Quellenstrom
$i_T$	Mechanisch induzierter Aktorstrom
$k$	Diskrete Zeit
$k$	Indexvariable des DHM
$k$	Rückkoppelfaktor
$k_F$	Federkonstante
$k_H$	Parameter des DHM
$k_L$	Parameter des DHM
$k_{P,\text{mech}}$	Mechanische Steifigkeit des Aktors
$k_R$	Steifigkeit der Rohrfeder
$k_{\text{el}}$	„Elektrische“ Federkonstante
$k_{\text{ges}}$	Federkonstante aus der Parallelschaltung von $k_{\text{mech}}$ und $k_{\text{el}}$
$k_{\text{mech}}$	„Mechanische“ Federkonstante
$l$	Länge des Piezoaktors
$m_K$	Masse der Kopfplatte
$m_P$	Masse des Piezoaktors
$m_{P,\text{eff}}$	Effektive Masse des Aktors
$n$	Anzahl der PZT-Keramiklagen

$n_E$	Nachgiebigkeit
$q$	Elektrostriktionskoeffizient
$q_P$	aufgenommene Ladung des Aktors
$s$	Sicherheitsfaktor für die Regleradaption
$s_{33}^E$	Elastizitätskoeffizient bei konstantem elektrischen Feld in Wirkrichtung des Piezoaktors
$s_{ij}^E$	Elastizitätskoeffizient bei konstantem elektrischen Feld
$t_T$	Anstiegszeit
$u^*$	Ausgangsspannung des Zustandsschätzers
$u_A$	Zeitlich veränderliche Ausgangsspannung
$u_E$	Zeitlich veränderliche Eingangsspannung
$u_{GS}$	Kleinsignal Gate-Source Spannung
$u_P$	Piezospaltung
$u_{PB,\text{max}}$	Maximale Aktorspannung ohne mechanische Last
$u_Q$	Quellenspannung
$u_{\text{ist}}$	Spannungs-Istwert
$u_{\text{soll}}$	Spannungs-Sollwert
$v^*$	Ausgangsgeschwindigkeit des Zustandsschätzers
$v_P$	Aktorgeschwindigkeit
$v_R$	Ringverstärkung
$w_v$	Führungsgröße
$x$	Eingangsgröße
$x_0$	Abstand zwischen aktiven Aktor und Lastaktor ohne Ansteuerung
$x_{\text{el}}$	elektrisch generierte Auslenkung innerhalb des Piezomodells
$y$	Ausgangsgröße
$y_D$	Ausgangsgröße des Beobachters
$y_H$	Parameter des DHM
$y_L$	Parameter des DHM
$y_{\text{Merk}}$	Merkoperator des DHM
$z$	Variable der z-Transformation

## 9 Literaturverzeichnis

- [1] Anderson, Hagood, Goodliffe: Self-Sensing Piezoelectric Actuation: Analysis and Application to Controlled Structures, Proc. 33rd AIAA SMD, April 1992, S. 2141-2155
- [2] Atkins: Physik, Walter de Gruyter, New York, 1986
- [3] Bendel, S.: Modellierung eines Multilayer-Piezoaktors für Kfz-Anwendungen, Diplomarbeit, Ruhr-Universität Bochum, Lehrstuhl für Mess- und Schaltungstechnik, 2001
- [4] Baranowski, D. et al.: Simulation and Design Optimisation of a Common-Rail-Piezoinjektor for Passenger Car Direct Injection Diesel Engines, Fuel-Injektion Systems, 1999
- [5] Baranowski, D.: Labormitteilungen, Siemens Automotive, Regensburg, 2001
- [6] Bindig, R., Helke, G.: Application of Piezoceramic Multilayer Actuators, Experiences and Solutions, 7th International Conference on New Actuators, Bremen 2000
- [7] Blume, S.: Theorie elektromagnetischer Felder, Hüthig Verlag Heidelberg, 1991
- [8] Borchardt, Wehrsdorfer, Pertsch: Dielectric Large Signal Measurements on Piezoelectric Stacks, 4th International Conference on New Actuators, Bremen 1994, S. 179-182
- [9] Bronstein, Semendjajew: Taschenbuch der Mathematik, Teubner Verlagsgesellschaft Leipzig, 1987
- [10] Carrera, E.: An Improved Reissner-Mindlin-Type Model for the Electromechanical Analysis of Multilayered Plates Including Piezo-Layers, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 8, 1997, S. 232-248
- [11] Chan, Kin H., Nesbitt W., Hagood: Modeling of Nonlinear Piezoceramics for Structural Actuation, SPIE 2190, 1994, S. 194-205
- [12] Chonan, S., Jiang, Z., Yamamoto, T.: Nonlinear Hysteresis Compensation of Piezoelectric Ceramic Actuators, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 7, 1996, S. 150-156
- [13] D\*ASS, Puls-Spannungsquellen für den hochdynamischen Betrieb von Niedervolt-Piezowandlern, Firmenschrift, [www.dass.de](http://www.dass.de).
- [14] Dahl, Wilder: Math. Model of Hysteresis in Piezoelectric Actuators for Precision Pointing Systems, Guidance and Control 1985; Proceedings of the Eighth Annual Rocky Mountains Conference, Keystone, CO, Feb 2-6, 1985, P. 61-88
- [15] Dongwoo, Song, Li C.: Modeling of piezo actuator's nonlinear and frequency dependent dynamics, Mechatronics, Vol. 9, No. 4, 1999
- [16] Dosch, Inman, Garcia: A Self-Sensing Piezoelectric Actuator for Collocated Control, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol 3, Jan. 1992, S. 166-185
- [17] Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau, 19. Auflage, Springer-Verlag Berlin, 1997
- [18] Elspass, Flemming: Aktive Funktionsbauweisen, Springer-Verlag, 1998
- [19] Fettweis, Hemetsberger: Grundlagen der Theorie elektrischer Schaltungen, Universitätsverlag Brockmeyer, 1992

- [20] Flämig-Vetter, T.: Untersuchungen zum Großsignalbetrieb von Piezoaktoren für Kfz-Anwendungen, Dissertation TU Dresden, 1997
- [21] Fukami, A. et al.: Development of piezo-electric actuators and sensors for electronically controlled suspension, *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 15, Nos 3/4/5, 1994
- [22] Gray, Meyer: *Analysis and Design of Analog Integrated Circuits*, John Wiley, 1993
- [23] Haas, M.: Korrektur von Hysterese Fehlern bei Sensoren durch Signalverarbeitung auf der Basis mathematischer Modelle, VDI-Verlag, Düsseldorf 1994
- [24] Heinrich, J.: Ansteuerkonzept für piezoelektrische Aktoren, Fachtagung "Leistungselektronische Aktoren und intelligente Bewegungssteuerungen"
- [25] Heinrich, J.: Modellierung und Simulation piezokeramischer Aktoren als Grundlage zur Entwicklung alternativer Steuer- und Regelprinzipien.
- [26] Hennig, E. et al.: New Methods for Measuring Mechanical Stiffness of Piezo Actuators, 5th International Conference on New Actuators, Bremen 1996, S. 249-252
- [27] Hoffmann: *Matlab und Simulink*, Addison Wesley Longman Verlag GmbH, 1998
- [28] Hoffmann, K.-H. et al.: Das Common-Rail Einspritzsystem - ein neues Konzept der Dieseleinspritztechnik, *MTZ* 58, 1997
- [29] Hurlbut, Regelbrugge: Development of a Self-Sensing Multilayer Piezoceramic Actuator for Structural Damping Applications, 4th Conference on Adapt. Struct. Köln, 1993
- [30] Hütte: *Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften*, Springer-Verlag, 1989
- [31] IEEE Standard on Piezoelectricity, ANSI/IEEE Std.176, 1987
- [32] Ikeda, T.: *Fundamentals of Piezoelectricity*, Oxford Science Publications, 1990
- [33] Janocha, H. et al.: Smart Solid-State Actuators, 4th International Conference on New Actuators, Bremen 1994, S. 224-227
- [34] Janocha, H. et al.: Real-time compensation of hysteresis and creep in piezoelectric actuators, *Sensors and Actuators*, 2000
- [35] Jendritza, D. J.: Piezoaktoren für den Großsignalbetrieb, Dissertation, Technische Fakultät der Universität des Saarlandes, 1999
- [36] Jendritza, D. J. et al.: *Technischer Einsatz Neuer Aktoren*, Expert Verlag, 1998
- [37] Jones, L., Garcia, E.: Novel Approach to Self-Sensing Actuation, *SPIE*, Vol. 3041, 1998
- [38] Jou, D., Casas-Vázquez, J., Lebon, G.: *Extended Irreversible Thermodynamics*, Springer-Verlag, 1998
- [39] Keppeler, S.: *Common-Rail Einspritzsysteme für den direkteinspritzenden Dieselmotor*, Dissertationsschrift, RWTH Aachen, 1997
- [40] Kester, Walt: *High Speed Operational Amplifiers*, Firmenschrift Analog Devices, 1999
- [41] Klein, Dullenkopf, Glasmachers: *Elektronische Meßtechnik - Meßsysteme und Schaltungen*, B.G. Teubner Stuttgart, 1992
- [42] Kortendieck, H.: *Entwicklung und Erprobung von Modellen zur Kriech- und Hysterese-korrektur*, Fortschritt-Berichte VDI, VDI-Verlag, 1993

- [43] Kracke, A.: *Untersuchung der Gemischbildung durch Hochdruckeinspritzung bei PKW-Dieselmotoren*, Fortschritt-Berichte VDI, VDI-Verlag, 1992
- [44] Krasnosel'skiĭ, Pokrovskii: *Systems with Hysteresis*, Springer-Verlag, 1989
- [45] Krick, S.: *Ansteuerschaltungen für Common-Rail-Einspritzventile mit piezoelektrischem Antrieb*, Diplomarbeit, Ruhr-Universität Bochum, Lehrstuhl für Mess- und Schaltungstechnik, 2001
- [46] Kropp, M. et al.: Ein druckübersetztes Common-Rail-System mit flexibler Einspritzverlaufsformung; aus: *Diesel- und Benzindirekteinspritzung*, S. 28-45, Expert Verlag 2001
- [47] Kuhnen et al.: Compensation of the Creep and Hysteresis Effects of Piezoelectric Actuators with Inverse Systems, 6th International Conference on New Actuators, Bremen 1998
- [48] Last, B.: Analyse und Modellierung von Hystereseeigenschaften in piezoelektrischen Aktoren zum Zweck der Reglersynthese, Fortschritt-Berichte VDI, VDI-Verlag, 1998
- [49] Lenk, A.: *Elektromechanische Systeme*, Band 1-3, VEB Verlag Technik, Berlin 1975
- [50] Lingener, U.: *Piezo-Common-Rail-System der zweiten Generation*; aus: *Diesel- und Benzindirekteinspritzung*, S. 61-76, Expert Verlag 2001
- [51] Lining, S. et al.: Study on Normalization Model of Piezoelectric and Electrostrictive Elements, 6th International Conference on New Actuators, Bremen 1998, S. 296-299
- [52] Lubitz, K. et al.: Dynamic behaviour of PZT multilayer actuators, 5th International Conference on New Actuators, Bremen 1996, S. 193-195
- [53] Lubitz, K. et al.: Properties and Reliability of Large PZT-Multilayer Stack Actuators, 7th International Conference on New Actuators, Bremen 2000, S. 58-61
- [54] *Matlab-Simulink, User's Guide*, The MathWorks Inc., www.mathworks.com, 2001
- [55] Main, J. A., Garcia, E. et al.: Precision Position Control of Piezoelectric Actuators Using Charge Feedback, *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, Vol. 18, 1995
- [56] Main, J. A., Garcia, E.: Piezoelectric Stack Actuators and Control System Design: Strategies and Pitfalls, *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, Vol. 20, No. 3, May-June 1997, S. 479-485
- [57] Mayergoyz, I.: *Mathematical Models of Hysteresis*, Springer-Verlag, New-York 1991
- [58] Melbert, J., Schugt, M.: *Verfahren und Geräte für die Energiemesstechnik an Piezoaktoren eines KFZ-Einspritzsystems*, Ruhr-Universität Bochum, Lehrstuhl für Mess- und Schaltungstechnik, 1998
- [59] Mildnerberger, O.: *System- und Signaltheorie*, Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft GmbH, 1995
- [60] Netterscheid, M. et al.: Das Potential von piezogesteuerten Common-Rail-Einspritzsystemen, *Diesel- und Benzindirekteinspritzung*, S. 46-60, Expert Verlag 2001
- [61] Newcomb, C. V., Flinn, I.: Improving the Linearity of Piezoelectric Ceramic Actuators, *Electronic Letters* 18, 1982, No.11, S. 442-443
- [62] Oppenheim, Willsky: *Signale und Systeme*, VCH Verlagsgesellschaft Weinheim, 1989
- [63] Philippow, E.: *Grundlagen der Elektrotechnik*, VEB Verlag Technik Berlin, 1984

- [64] Polytec GmbH: Fiber-optic Vibrometers, www.polytec.com, 2001
- [65] Ricken, D., Gessner, W.: Advanced Microsystems for Automotive Applications 99, VDI/VDE-IT, Springer-Verlag, 1999
- [66] Ruschmeyer, K. et al: Piezokeramik, Expert Verlag 1995
- [67] Sandfort, H.: Detektion von mechanischen Lastsprüngen in den elektrischen Ansteuerungssignalen von Piezo-Aktoren für KFZ-Anwendungen, Diplomarbeit, Ruhr-Universität Bochum, Lehrstuhl für elektronische Mess- und Schaltungstechnik, 2000
- [68] Schäufele, A.: Ferroelastische Eigenschaften von Blei-Zirkonat-Titanat-Keramiken, Fortschrittberichte VDI, Reihe 5, Nr. 445, 1996
- [69] Schalk, D.: Aufbau und Test eines Hybridverstärkers, Diplomarbeit, Ruhr-Universität Bochum, Lehrstuhl für elektronische Mess- und Schaltungstechnik, 2001
- [70] Schübler: Digitale Signalverarbeitung, Band 1, Springer-Verlag, 1994
- [71] Schugt, M., Melbert, J.: Wissenschaftliche Studie Piezo-Aktor Modellierung und Ansteuerung, Ruhr-Universität Bochum, Lehrstuhl für Mess- und Schaltungstechnik, 2001
- [72] Schwarz, H.: Numerische Mathematik, Teubner Verlag, Stuttgart 1998
- [73] Siemens AG München, Patentschrift DE 197 23 932 C1, Verfahren zum Ansteuern wenigstens eines kapazitiven Stellgliedes, 1998
- [74] Stiebel, C., Janocha, H.: Auswahl von Verstärkern für die Piezoaktoren, F&M, Jahrgang 108, 12/2000
- [75] Tichý, Gautschi: Piezoelektrische Meßtechnik, Springer-Verlag, 1980
- [76] Tietze, U., Schenk, C.: Halbleiter-Schaltungstechnik, Springer-Verlag, 1999
- [77] Tokin (Firmenschrift): Multilayer Piezoelectric Actuators, Vol. 02, Tokin Corporation 1999
- [78] Toumazou, Lidgey, Haigh: Analogue IC Design: The Current-Mode Approach, IEE (Peter Peregrinus LTD.), 1990
- [79] Uchino, K: New Piezoelectric Devices for Smart Actuators / Sensor Systems
- [80] Uhlmann, H., Brückner, W.: Zur Modellierung und Simulation von realen Hysterisis-Zweipolelementen, Mitteilungen aus der Sektion Informationstechnik, TH-Ilmenau, 1978
- [81] Unbehauen: Grundlagen der Elektrotechnik Band 1 und 2, Springer-Verlag, 1994
- [82] Unbehauen, H.: Regelungstechnik I, II, III, 7. Auflage, Vieweg-Verlag, 1997
- [83] Valvo (Philips GmbH): Piezoxide (PXE) - Eigenschaften und Anwendungen, Hüthig Verlag, 1988
- [84] Vetter, Reuss: Modeling of Piezoactuators and a Newly Developed Control Unit for Inside-Automotive Applications, 5th International Conference on New Actuators, Bremen, Germany, 26-28 June 1996, S. 187-192
- [85] Visintin, A.: Differential Models of Hysteresis, Applied Mathematical Sciences 111, Springer-Verlag, 1994
- [86] Voigt, K.: Piezo-Power mit höchster Lebensdauer, F & M Jahrg. 107, Nr. 4, Carl Hanser Verlag, 1999

- [87] Waller, H.: Technische Mechanik - kurzgefaßt, B.I.-Hochschultaschenbuch, 1990
- [88] Willand J. et al.: Der Piezoaktor als neues Steuerelement für zukünftige Common-Rail Systeme am Pkw-Dieselmotor, 19. Int. Wiener Motorensymposium, Wien 1998
- [89] Wolff, A. et al.: Dynamic Behaviour of PZT-Multilayer Actuators, 5th International Conference on New Actuators, Bremen 1996
- [90] Zhang, Rogers: A Macroscopic Phenomenological Formulation for Coupled Electromechanical Effects in Piezoelectricity, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 4, July 1993, 307-316

## Danksagung

Herrn Professor **Dr.-Ing. J. Melbert** gilt mein besonderer Dank für die wissenschaftliche Anleitung und Betreuung zu dieser Arbeit, die an seinem Lehrstuhl für Elektronische Mess- und Schaltungstechnik an der Ruhr-Universität Bochum entstanden ist. Darüber hinaus danke ich ihm herzlich für die Möglichkeit, große Teile dieser Arbeit im Rahmen einer Forschungskooperation mit der Siemens Automotive AG in Regensburg durchzuführen.

Herrn Professor **Dr.-Ing. H. Ermert** danke ich für die freundliche Übernahme des Koreferats und sein damit bekundetes Interesse an dieser Arbeit.

Den Herren Professoren **Dr.-Ing. P. Dullenkopf**, **Dr.-Ing. A. Glasmachers** und **Dr.-Ing. W. Klein** sowie Herrn **Dr.-Ing. Peter Muß** danke ich herzlich für viele wertvollen Anregungen und Diskussionen sowie für die Ermutigung zu den von mir durchgeführten wissenschaftlichen Arbeiten.

Den Mitarbeitern der Siemens Automotive AG in Regensburg, namentlich vertreten durch die Herren **Dr. C. Hoffmann**, **L. d'Ouvenou** und **Dr. rer. nat. D. Baranowski**, danke ich für die spannende Forschungskooperation im Bereich der Diesel-Common-Rail-Einspritzsysteme sowie für die wertvollen Ideen, Anregungen und Diskussionsbeiträge zu diesem Thema.

Allen Kollegen und Mitarbeitern am Lehrstuhl für Elektronische Mess- und Schaltungstechnik, insbesondere Herrn **Dr.-Ing. R. Uhlenbrock** und Frau **C. Purschwitz**, danke ich für ein sehr angenehmes Arbeitsumfeld. Für die vielen präzisen mechanischen Aufbauten, die allesamt wichtige Komponenten dieser Arbeit waren, danke ich den Herren **M. Tiede** und **R. Filipov** sowie dem Team der mechanischen Werkstatt.

Den Herren **S. Bendel**, **S. Krick** und **H. Sandfort** danke ich für die Geduld bei zahllosen Versuchsdurchführungen und der Sorgfalt bei der Erstellung ihrer Beiträge zu dieser Arbeit.

Weiteren Dank möchte ich Frau **D. Blome-Müller**, Frau **S. Emmerich** und Frau **B. Schugt** für die Korrekturen und Drucksetzung der Arbeit aussprechen.

Ganz besonders möchte ich mich bei **Barbara Schulz** für ihre Unterstützung und Geduld bedanken, die sie während der Erstellung dieser Arbeit aufgebracht hat.

**Lebenslauf***Persönliche Daten:*

Name: Michael Schugt  
 geboren: 11. März 1964 in Bochum  
 Staatsangehörigkeit: deutsch  
 Familienstand: ledig

*Schulausbildung:*

Aug. 1970 - Juli 1974 Grundschule Dr. C. Otto Straße, Bochum  
 Aug. 1974 - Juli 1979 Hauptschule Dr. C. Otto Straße

*Berufsausbildung:*

Sept. 1979 - Jan. 1983 Ausbildung zum Elektroinstallateur, Fa. Josef Potthoff, Bochum  
 Aug. 1984 - Jan. 1986 Berufsaufbauschule für Technik, Fachrichtung Maschinenbau; Abschluss mit Fachoberschulreife  
 Feb. 1986 - Jan. 1987 Fachoberschule Technik, Fachrichtung Elektrotechnik; Abschluss mit Fachhochschulreife  
 Okt. 1987 - Jan. 1991 Fachhochschule Bochum, Studiengang Elektrotechnik; Studienrichtung Automatisierungstechnik; Diplomarbeit: „Entwurf und Aufbau der digitalen Zustandsregelung eines inversen Pendels“; Abschluss: Diplom-Ingenieur  
 Okt. 1991 -Mär. 1996 Ruhr-Universität-Bochum, Studiengang Elektrotechnik; Diplomarbeit: „Entwicklung, Aufbau und Meßtechnische Untersuchung eines Durchflußmeßsystems nach dem Prinzip der akustischen Laufzeitmessung“; Abschluss: Diplom-Ingenieur

*Berufstätigkeit:*

Feb. 1983 - Aug. 1984 Technischer Angestellter bei der Dr. C. Otto GmbH in Salzgitter; Installation und Inbetriebnahme von industriellen mess- und regelungstechnischen Anlagen  
 Jan. 1987 - Sept. 1987 Technischer Angestellter bei der Firma Dorsch-Consult in Wiesbaden; Planung von elektrotechnischen Anlagen  
 Jan. 1992 - Juni 1994 Entwicklungsingenieur im Ingenieurbüro Xedos electronic Bochum; Elektronik- Entwicklung und Beratung im Bereich der industriellen Mess- und Regelungstechnik  
 Okt. 1995 - April 1996 Entwicklungsingenieur am Lehrstuhl für Mess- und Schaltungstechnik der Ruhr-Uni Bochum; IC-Design und Layoutentwurf für die Elmos AG  
 Mai 1996 - April 2001 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Mess- und Schaltungstechnik der Ruhr-Uni Bochum; verschiedene Projektarbeiten zur Entwicklung von elektronischen Systemen für Kfz - Anwendungen  
 Seit Juni 2001 Geschäftsführender Gesellschafter der ScienLab electronic systems GmbH in Bochum