

Wolfgang Zöls

**Systemtheoretisch fundierter Entwurf von  
piezoelektrischen Einspritzventilen mit  
sensorischen Fähigkeiten**



UNIVERSITÄT DER BUNDESWEHR MÜNCHEN  
Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik

# Systemtheoretisch fundierter Entwurf von piezoelektrischen Einspritzventilen mit sensorischen Fähigkeiten

Wolfgang Zöls

Vorsitzender des Promotionsausschusses: Prof. Dr.-Ing. B. Lankl  
1. Berichterstatter: Prof. Dr. rer. nat. habil. C. Hillermeier  
2. Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. J. Schein  
3. Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. habil. F. Anritter

Tag der Prüfung: 11.01.2012

Mit der Promotion erlangter akademischer Grad:  
Doktor-Ingenieur  
(Dr.-Ing.)

Neubiberg, den 02.02.2012





# Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand bei Siemens Corporate Technology (CT) in München.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr. rer. nat. habil. Claus Hillermeier, der als Inhaber des Lehrstuhls für Automatisierungs- und Regelungstechnik am Institut für Mess- und Automatisierungstechnik der Universität der Bundeswehr München die wissenschaftliche Betreuung dieses Themas stets mit sehr großem Interesse wahrgenommen hat. Sehr danken möchte ich auch Herrn Dr.-Ing. habil. Felix Anritter, der bei diesem Thema von Seiten der Systemtheorie und -identifikation wichtige Beiträge beisteuerte und bei Fragen immer sehr hilfsbereit war. Beiden möchte ich auch für die zahlreichen Vorschläge und Hinweise beim Korrekturlesen dieser Arbeit danken. Herrn Prof. Dr.-Ing. Jochen Schein gilt mein Dank für die Bereitschaft, das Zweitgutachten dieser Arbeit zu erstellen. Außerdem bin ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Berthold Lankl für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes dankbar.

Zu großem Dank bin ich auch meinen Kollegen bei Siemens im Global Technology Field „Actuators and Drive Systems“ (früheres Fachzentrum CT PS 8) verpflichtet, die durch ihr stets kollegiales Verhalten ein sehr angenehmes Arbeitsklima schufen und mich bei Fragen jederzeit unterstützten. Hier möchte ich stellvertretend Herrn Dr.-Ing. Matthias Gerlich hervorheben, der die Betreuung der Dissertation bei Siemens übernahm und mir zusammen mit Herrn Dipl.-Ing. (FH) Georg Bachmaier sowie Herrn Dipl.-Ing. Christian Tump bei den verschiedenen Themen der Arbeit hilfsbereit zur Seite stand.

Außerdem möchte ich Herrn Dr. rer. nat. Günter Lugert, dem Leiter des Global Technology Fields „Actuators and Drive Systems“, für die Unterstützung der Forschungsaktivität im Rahmen dieser Arbeit danken. Zusätzlich möchte ich Herrn Prof. Dr. rer. nat. Hans Meixner, dem ehemaligen Fachzentrumsleiter der CT PS 8 bei Siemens, danken, dass er mich bei der Suche nach einer wissenschaftlichen Betreuung unterstützte.

Sehr dankbar bin ich auch den Mitarbeitern des Lehrstuhls für Automatisierungs- und Regelungstechnik der Universität der Bundeswehr München, die mich bei meinen regelmäßigen Aufenthalten sehr freundschaftlich aufnahmen und mir stets das Gefühl gaben, Teil des Lehrstuhls zu sein.

Mein besonderer Dank gilt schließlich meinen Eltern sowie meiner Lebensgefährtin Silke, die mich während meiner Promotion stets unterstützten und so zum Erfolg dieser Arbeit beitrugen.

München, im Juni 2011

Wolfgang Zöls



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Motivation . . . . .	1
1.2	Ziel der Arbeit . . . . .	3
1.3	Gliederung der Arbeit . . . . .	4
<b>2</b>	<b>Steuerung und Regelung des Verbrennungsprozesses</b>	<b>5</b>
2.1	Grundlagen der ottomotorischen Verbrennung . . . . .	5
2.2	Stand der Technik bei der Zylinderdruckmessung . . . . .	10
2.2.1	Aufbau verfügbarer Zylinderdrucksensorsysteme . . . . .	11
2.2.2	Zylinderdruckerfassung . . . . .	13
2.2.3	Auswertung der Zylinderdrucksignale . . . . .	14
2.3	Zylinderdruckbasiertes Motormanagement . . . . .	18
2.4	Entwicklungstrends zur Bestimmung verbrennungsspezifischer Merkmale . . . . .	19
<b>3</b>	<b>Piezo-Direkteinspritzung für Ottomotoren</b>	<b>23</b>
3.1	Entwicklung eines Piezoinjektors mit sensorischen Fähigkeiten . . . . .	24
3.2	Piezo-Stapelaktoren . . . . .	28
3.3	Ansteuerelektronik . . . . .	30
<b>4</b>	<b>Systemtheoretische Beschreibung des Injektors</b>	<b>33</b>
4.1	Physikalische Grundgleichungen des Piezoaktors . . . . .	33
4.2	Hysterese des Piezos . . . . .	35
4.3	Modellierung des Piezos in der Literatur . . . . .	36
4.4	Physikalische Beschreibung dynamischer Systeme im Zustandsraum . . . . .	37
4.5	Hybride Modellbildung . . . . .	38
4.6	Modellierung der Piezo-Aktor-Einheit im Zustandsraum . . . . .	39
4.7	Modellierung des Injektors im Zustandsraum . . . . .	45
<b>5</b>	<b>Konzept für einen Piezoinjektor als kombiniertes Aktor-Sensor-System</b>	<b>53</b>
5.1	Funktionsweise der sensorischen Injektoreigenschaften . . . . .	54
5.2	Auslegung des Systems . . . . .	56
5.2.1	Bewertung der sensorischen Injektoreigenschaften . . . . .	56
5.2.2	Bewertung der aktorischen Injektoreigenschaften . . . . .	59
5.2.3	Mechanische Optimierung der Injektoreigenschaften . . . . .	66

5.2.4	Optimierung der Injektorlagerung im Motor . . . . .	68
5.3	Erweiterung der Messelektronik für kombinierte Aktor-Sensor-Systeme . . . . .	69
5.4	Ansatz zur Identifikation des elektromechanischen Piezo-Kopplungsparameters . . . . .	72
5.5	Verifizierung der sensorischen Eigenschaften des entwickelten Piezoinjektors . . . . .	74
<b>6</b>	<b>Störgrößen und Nichtidealitäten</b>	<b>77</b>
6.1	Hydraulische Störungen . . . . .	80
6.1.1	Joukowsky-Stoß . . . . .	80
6.1.2	Physikalische Analyse . . . . .	83
6.1.3	Hydraulisches Störmodell . . . . .	87
6.1.4	Aktive Unterdrückung der hydraulischen Störungen . . . . .	95
6.2	Nichtidealitäten des Piezos . . . . .	96
6.2.1	Physikalische Analyse . . . . .	96
6.2.2	Modellierung der Piezo-Effekte . . . . .	102
6.2.3	Temperatureinfluss . . . . .	106
<b>7</b>	<b>Systemtheoretischer Ansatz zur Rekonstruktion der Verbrennungssignale</b>	<b>115</b>
7.1	Gesamtkonzept zur Zylinderdruckmessung . . . . .	115
7.1.1	Analyse der Sensorphase für die Identifikation . . . . .	116
7.1.2	Optimierung des Messvorgangs für die Drucksignalrekonstruktion . . . . .	118
7.2	Gesamtmodell zur Abbildung des Injektorverhaltens . . . . .	121
7.3	Identifikationsstrategien . . . . .	123
7.4	Ansatz zur Klopfdetektion . . . . .	123
<b>8</b>	<b>Experimentelle Erprobung</b>	<b>127</b>
8.1	Versuche am Einspritzprüfstand . . . . .	127
8.2	Versuche am Einzylindermotor-Prüfstand . . . . .	128
8.2.1	Versuchsaufbau . . . . .	129
8.2.2	Rekonstruktion des Zylinderdrucks im Schleppbetrieb . . . . .	130
8.2.3	Rekonstruktion des Zylinderdrucks im befeuerten Motorbetrieb . . . . .	132
8.2.4	Variation Kraftstoffdruck . . . . .	135
8.2.5	Variation Motordrehzahl . . . . .	136
8.2.6	Variation Mitteldruck . . . . .	137
8.2.7	Klopfdetektion . . . . .	138
8.2.8	Informationsgewinnung für die Regelung des Verbrennungsprozesses . . . . .	139
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>141</b>
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>145</b>
A.1	Grundlagen für die Erfassung des Zylinderdrucks . . . . .	145
A.2	Heizverlaufsrechnung nach Hohenberg . . . . .	147
A.3	Untersuchung der Frequenzcharakteristik des Injektors . . . . .	151

---

A.4	Mathematische Herleitung der Zustandsraummodelle für die Injektorschaltzustände . . . . .	152
A.5	Versuchsaufbau zur Untersuchung des Joukowsky-Stoßes im Injektor . . . . .	156
A.6	Auswirkungen des Joukowsky-Stoßes in einem Mehrzylindermotor . . . . .	157
A.7	Herleitung des Übertragungsfaktors beim Joukowsky-Stoß . . . . .	159
<b>B</b>	<b>Abkürzungs- und Symbolverzeichnis</b>	<b>161</b>



# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Seit 2008 gilt die EU-Verordnung zur Verminderung der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Personenkraftwagen (PKW), mit der die Treibhausgasemissionen bis 2020 um mindestens 20 % gegenüber dem Stand von 1990 reduziert werden sollen. Durch diese Regelung soll die Erderwärmung im 21. Jahrhundert verringert werden. Dazu soll der Anteil des PKW-Verkehrs an den gesamten CO<sub>2</sub>-Emissionen von momentan ca. 12 % gesenkt werden. Infolgedessen wird der Grenzwert für CO<sub>2</sub>-Emissionen von PKWs nach der Verordnung (EG) 715/2007 und ihrer Durchführungsvorschriften ab dem Jahr 2012 stufenweise von 120 g/km auf 95 g/km im Jahr 2020 gesenkt. Der Zielwert von 120 g/km soll erreicht werden, indem mithilfe verbesserter Motorentechnik sowie weiterer Fahrzeugtechnologien eine Senkung auf 130 g/km realisiert wird und weitere 10 g/km durch ergänzende Maßnahmen wie z.B. Biokraftstoff umgesetzt werden [2]. In Abbildung 1.1 ist eine Übersicht sowohl des bisherigen als auch des zukünftig geplanten CO<sub>2</sub>-Ausstoßes für Fahrzeuge mit Otto- und Dieselmotoren in der EU-15<sup>1</sup> dargestellt.

Eine weitere Motivation zur Senkung der CO<sub>2</sub>-Emissionen ist das mögliche Kosteneinsparpotential für den Kunden. Seit im Jahr 2009 die Bemessungsgrundlage der Kfz-Steuer bei Neuwagen von Hubraumgröße auf CO<sub>2</sub>-Ausstoß umgestellt wurde, ist die Höhe dieses Schadstoffs zu einem Kaufkriterium geworden. Da der CO<sub>2</sub>-Wert außerdem mit dem Kraftstoffverbrauch korreliert, nimmt der Druck zur CO<sub>2</sub>-Senkung in Zeiten hoher Energie- bzw. Rohölkosten zusätzlich zu. Um die Ziele bis 2012 bzw. 2020 erfüllen zu können, muss der Gradient der CO<sub>2</sub>-Einsparungen deutlich erhöht werden. Aus diesem Grund wird seit einigen Jahren die Elektrifizierung des Antriebsstrangs im PKW vorangetrieben [81]. Dies umfasst sowohl den Einsatz elektrischer Nebenaggregate als auch verschiedener Hybridantriebe<sup>2</sup> sowie die Entwicklung von Elektrofahrzeugen. Da der Anteil dieser elektrifizierten Konzepte sowie anderer alternativer Antriebe, z.B. Gasmotoren, allerdings nicht schnell genug wächst, muss vor allem das vorhandene Potential zur Effizienzsteigerung vorhandener Verbrennungsmotoren ausgeschöpft werden.

Um die Verbrennung im Motor und somit den Wirkungsgrad des Antriebs zu optimieren, werden Informationen über die Energieumsetzung im Zylinder benötigt. Die entscheidende physikalische Größe ist dabei nach [39] und [48] der Verlauf des Verbrennungsdrucks, aus dem weitere wichtige Kenngrößen abgeleitet werden können. Mit diesen Informationen kann die klassische

---

<sup>1</sup>Staaten der Europäischen Union vor der sogenannten Ost-Erweiterung im Jahr 2004

<sup>2</sup>Verwendung von Verbrennungsmotoren in Kombination mit Elektromotoren und Batterien

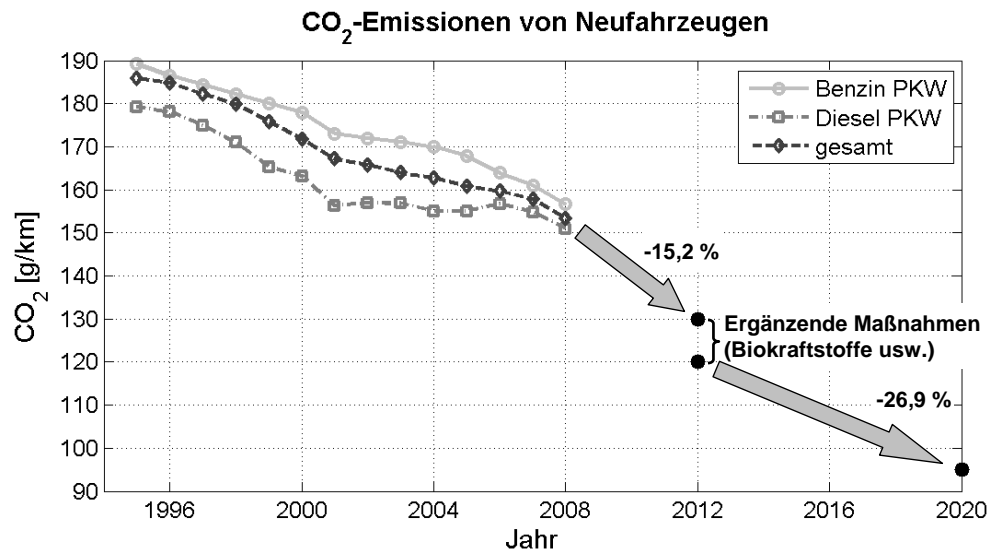


Abbildung 1.1: Durchschnittliche CO<sub>2</sub>-Emissionen der Neuwagenflotte in der EU-15 sowie die Ziele für das Jahr 2012 und 2020 [29]

kennfeldbasierte Motorsteuerung zu einem geschlossenen Regelkreis erweitert werden, wodurch der Verbrennungsprozess optimiert werden kann. Ein Beispiel ist hier unter anderem eine sogenannte Drehmomentgleichstellung der verschiedenen Zylinder, wodurch der Fahrkomfort erhöht und der Kraftstoffverbrauch gesenkt werden kann.

Zur Bestimmung des Zylinderdrucks wird zum einen ein Drucksensor mit Messausrüstung (z.B. Analog-Digital-Wandler) benötigt, zum anderen muss für diesen Sensor im Zylinderkopf ein Zugang zum Zylinderinnenraum über eine Bohrung realisiert werden [4]. Da ein zusätzlicher Sensor mit Zubehör die Kosten des Verbrennungsmotors steigert, ist eine Umsetzung als Serienanwendung nur bei positiver Kosten-Nutzen-Analyse möglich. Außerdem ist der vorhandene Platz für eine zusätzliche Bohrung im Zylinderkopf sehr begrenzt, wie in Abbildung 1.2 zu sehen ist. Da die Motorenhersteller wegen der CO<sub>2</sub>-Reduktionen die Strategie des Downsizing<sup>3</sup> immer mehr umsetzen, nimmt der für den Drucksensor potentiell verfügbare Platz ab. Des Weiteren würde aufgrund des zusätzlichen Sensors eine weitere elektrische Steckerverbindung vorliegen, welche die Fehlerwahrscheinlichkeit des Systems erhöhen würde und deswegen von den Herstellern möglichst vermieden wird.

Ein anderer Ansatz ist, den Zylinderdruck ohne zusätzlichen Sensor zu bestimmen, wodurch Kosten und Platzbedarf eingespart werden können. Dazu könnten zum Beispiel die Informationen vorhandener Sensoren herangezogen werden (z.B. hochauflösende Messung des Kurbelwinkels, siehe Kapitel 2.4). Eine Alternative ist, das Potential sogenannter Self-sensing-Aktoren zu nutzen, die gleichzeitig aktorische und sensorische Aufgaben unabhängig voneinander durchführen können [40]. Zu dieser Kategorie zählen unter anderem Piezoaktoren, die heutzutage bei modernen Verbrennungsmotoren als Antrieb in den Einspritzventilen verbaut werden, um den Kraftstoff direkt in den Zylinder zu injizieren. Der piezokeramische Werkstoff kann aufgrund seiner Eigenschaft als elektromechanischer Wandler auch als Sensor genutzt werden, indem die

<sup>3</sup>Motoren mit weniger Zylindern und zusätzlich geringerem Hubraum



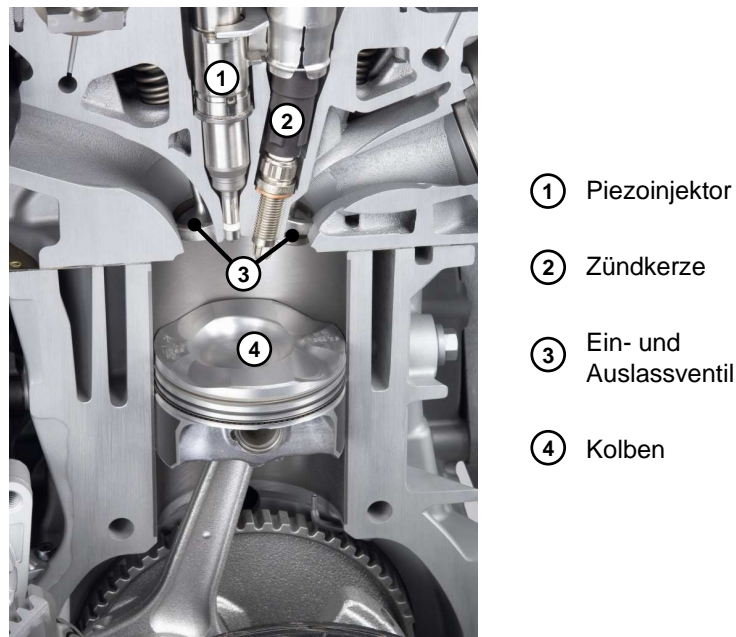


Abbildung 1.2: Platzverhältnisse im Zylinderkopf am Beispiel eines Schnittbildes [1]

elektrischen Signale ausgewertet und somit die von außen auf den Piezo wirkenden Kräfte bestimmt werden. Infolgedessen könnte bei Piezoinjektoren die Druckkraft ermittelt werden, die bei der Verbrennung im Zylinder auf die Nadelgruppe wirkt. Mit dieser Sensorinformation kann ein geschlossener Regelkreis ohne zusätzliche Kosten wie zuvor gewünscht realisiert werden, da auch der für die Messung benötigte Analog-Digital-Wandler bereits für das Einspritzsystem vorliegt.

Somit kann mit diesem Konzept ein annähernd kostenneutraler Beitrag zur Verbesserung des Verbrennungsprozesses und somit zur Senkung der CO<sub>2</sub>-Emissionen geleistet werden.

## 1.2 Ziel der Arbeit

Das Ziel dieser Arbeit ist, ein Injektorkonzept zu entwickeln und zu optimieren, das einerseits die aktorischen Eigenschaften gewöhnlicher Einspritzventile erreicht und andererseits bestmögliche sensorische Fähigkeiten besitzt. Da es sich somit um ein Mehrziel-Optimierungsproblem handelt, soll mithilfe geeigneter Modelle ein Gesamt-Optimum gefunden werden. Als Basis dienen dazu vorhandene systemtheoretische Methoden, wodurch das Verständnis zur Lösung des Optimierungsproblems auf physikalischer Ebene erhöht werden soll. Zur Validierung der theoretischen Ergebnisse und des Prototypen soll zunächst ein Konzept erarbeitet und anschließend ein Labormuster entwickelt sowie aufgebaut werden, dessen Funktionalität an geeigneten Testständen überprüft werden kann. Außerdem soll ein Ansatz erarbeitet werden, wie der Druckverlauf während der Verbrennung im Motor anhand der elektrischen Signale am Piezoaktor rekonstruiert und ein kombiniertes Aktor-Sensor-Konzept umgesetzt werden kann. Aufgrund

der bei Piezokeramik typischen Nichtidealitäten soll auch auf ein mögliches Verfahren zur Adaption der elektromechanischen Piezo-Kopplungseigenschaft eingegangen werden. Da bei dem Aktor-Sensor-System mehrere potentielle Störungen auf die Messung einwirken können, soll eine Analyse bezüglich vorhandener Störquellen durchgeführt werden. Im Anschluss soll eine Strategie erarbeitet werden, wie eventuell vorhandene Störungen in Hinblick auf die Verbesserung der Messergebnisse kompensiert werden können.

### 1.3 Gliederung der Arbeit

Kapitel 2 befasst sich mit Grundlagen über den Ottomotor und die darin stattfindende Verbrennung. Dabei wird zusätzlich auf die Bedeutung des Zylinderdrucks für ein Regelkonzept des Verbrennungsprozesses eingegangen und der Stand der Technik bei der Zylinderdruckmessung aufgezeigt. Außerdem werden verschiedene Entwicklungstrends vorgestellt, wie verbrennungsspezifische Merkmale für die Verbrennungsregelung alternativ bestimmt werden könnten.

Die Entwicklung und der Aufbau eines neuen Piezoinjektors zum Messen des Zylinderdrucks wird im Kapitel 3 beschrieben. Hier werden auch die Eigenschaften sowie die Funktionsweise der beiden für den Injektorbetrieb notwendigen Komponenten Piezoaktor und Ansteuerelektronik erläutert.

Im darauf folgenden Kapitel 4 werden zuerst die in der Literatur vorhandenen Modellierungen des Piezos sowie allgemeine Beschreibungsformen dynamischer Systeme vorgestellt. Die Grundlagen werden benötigt, um anschließend mithilfe verschiedener Methoden ein Modell für den Piezoaktor sowie für den gesamten Injektor zur Adaption des elektromechanischen Kopplungsparameters des Piezos erarbeiten zu können. Die Ordnung dieses Modells wird maximal reduziert, um die Zeit dieser Adaption zu minimieren.

Kapitel 5 zeigt zuerst das für diese Arbeit entworfene Konzept, das neben der aktorischen Funktion auch sensorische Aufgaben erfüllen kann. Außerdem erfolgt eine bauteilbezogene Optimierung des Systems hinsichtlich beider Eigenschaften, bei der auch die Ergebnisse aus Kapitel 4 herangezogen werden. Zusätzlich werden notwendige Erweiterungen bei Hardware und Software präsentiert, um die Sensorik des Injektors nutzen zu können.

Ein zentraler Teil dieser Arbeit ist Kapitel 6, bei dem eine Analyse der Störungen erfolgt, die während des sensorischen Betriebs des Injektors auftreten können. Mit diesen Ergebnissen werden physikalische Modelle zur Kompensation der Störungen erstellt, die für die geforderten Randbedingungen sowohl ausreichende Qualität als auch kurze Rechenzeiten haben müssen.

Im Anschluss wird in Kapitel 7 der Gesamtansatz dieser Arbeit vorgestellt, mit dem im Ottomotor Verbrennungssignale rekonstruiert werden können. Dieser basiert auf den Ergebnissen der Kapitel 4, 5 sowie 6 und zeigt noch weiteres Optimierungspotential hinsichtlich der sensorischen Eigenschaften des Injektors.

In Kapitel 8 wird dieser Ansatz verifiziert und validiert, indem Ergebnisse verschiedener Prüfstandsversuche ausgewertet werden. Abschließend erfolgt eine Zusammenfassung dieser Arbeit sowie ein Ausblick hinsichtlich des untersuchten Themas.

# 2 Steuerung und Regelung des Verbrennungsprozesses

In diesem Kapitel werden Grundlagen zum Thema Zylinderdruck und dessen Bedeutung für den Verbrennungsvorgang vorgestellt. Des Weiteren wird der Stand der Technik bei der Zylinderdruckmessung präsentiert. Am Ende dieses Kapitels wird auf die Möglichkeit eines zylinderdruckbasierten Motormanagements eingegangen, mit dem der Verbrennungsprozess geregelt werden kann. Als Regelgrößen werden dabei Parameter verwendet, die aus dem Zylinderdruckverlauf abgeleitet werden.

## 2.1 Grundlagen der ottomotorischen Verbrennung

Der nach Nikolaus August Otto (1832 bis 1891) benannte Ottomotor definiert einen Verbrennungsmotor, der mithilfe eines Zündsystems den Kraftstoff im Zylinder entflammt und dadurch Bewegungsenergie erzeugt. In aktuellen PKWs werden üblicherweise Viertakt-Ottomotoren verwendet, bei denen sich das Arbeitsspiel wie folgt unterteilt:

- 1.Takt: Ansaugen
- 2.Takt: Verdichten und Zünden
- 3.Takt: Verbrennen und Arbeiten
- 4.Takt: Ausstoßen

Diese Arbeitsspielunterteilung ist auch in Abbildung 2.1 dargestellt. Während des ersten Takts wird ein Luft-Kraftstoffgemisch<sup>1</sup> durch das offene Einlassventil angesaugt, indem der abwärtsgehende Kolben Unterdruck im Zylinder erzeugt. Nach dem Schließen des Einlassventils verdichtet der Kolben das Luft-Kraftstoff-Gemisch durch die Aufwärtsbewegung im zweiten Takt. Kurz bevor der obere Totpunkt (OT) erreicht ist, erfolgt die Zündung des Gemisches durch die Zündkerze. Der dritte Takt beschreibt die Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemisches, wodurch sowohl die Temperatur als auch der Druck im Zylinder ansteigt und den Kolben wieder nach unten drückt. Dadurch wird an der Kurbelwelle Arbeit verrichtet und Motorleistung zur Verfügung gestellt. Während des vierten Takts werden die Abgase durch

---

<sup>1</sup>oder Frischluft, je nach Einspritzungsart des Kraftstoffs in den Motor



stoffeinspritzung ab. Je mehr Zeit hierfür vorhanden ist, desto besser homogenisiert sich das Gemisch, so dass die Verbrennung annähernd wie bei der Saugrohreinspritzung verläuft. Der Vorteil der Direkteinspritzung mit homogenem Gemisch gegenüber der Saugrohreinspritzung liegt einerseits darin, dass der Tröpfchendurchmesser des Kraftstoffs aufgrund der höheren Relativgeschwindigkeit zwischen Kraftstoff und Luft deutlich geringer ist<sup>2</sup>. Andererseits verdampft der Kraftstoff bei der Direkteinspritzung durch die hohen Temperaturen der Brennraumwände besser, was durch die kleineren Tröpfchen ebenfalls begünstigt wird. Beides ermöglicht eine bessere Gemischbildung und reduziert den Kraftstoffverbrauch sowie die CO<sub>2</sub>-Emissionen [8], [9], [78].

Eine weitere Variante der inneren Gemischbildung ist die Direkteinspritzung mit Schichtbetrieb. Hier erfolgt die Kraftstoffeinspritzung erst in der Kompressionsphase kurz vor der Zündung, wodurch die Zeit zur einheitlichen Gemischbildung nicht ausreicht. Im Bereich der Zündkerze liegt dabei ein zündfähiges Gemisch vor. Mit zunehmendem Abstand davon erhöht sich das Luft-Kraftstoffverhältnis  $\lambda$  auf Werte zwischen 3,0 und 6,0 (mageres Gemisch), wobei das Gemisch noch brennbar sein sollte. Dieser Schichtbetrieb wird im Teillastbereich von Ottomotoren mit Direkteinspritzung eingesetzt, wodurch sich der Prozesswirkungsgrad erhöhen und der Kraftstoffverbrauch senken lässt [8], [9], [78].

Für die Beurteilung der im Zylinder stattfindenden Verbrennung dient der Zylinderdruck  $p$  während der Verbrennung. Dieser Verbrennungsparameter kann sowohl über dem Kurbelwinkel  $\varphi$  als auch über dem Zylindervolumen (abhängig von der Stellung des Kolbens) als sogenanntes pV-Diagramm dargestellt werden, wie in Abbildung 2.2 zu sehen ist.

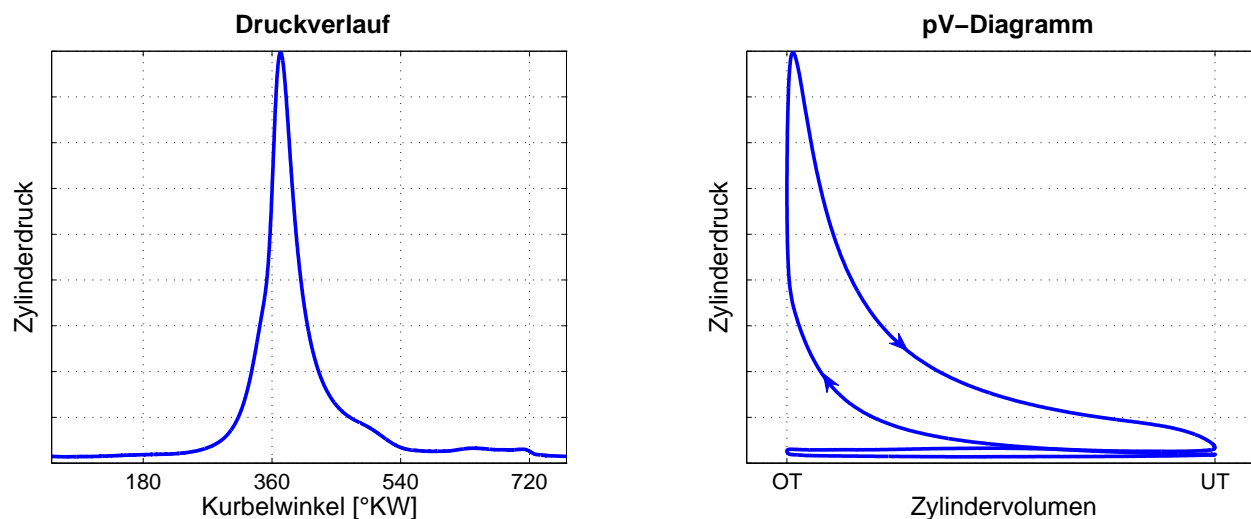


Abbildung 2.2: Beispiel einer Zylinderdruckverlaufsdarstellung über den Kurbelwinkel (links) und über das Zylindervolumen als pV-Diagramm (rechts)

Der Zylinderdruck während der Verbrennung setzt sich aus zwei Komponenten zusammen:

- Druck durch den Kompressionshub des Zylinders

<sup>2</sup>Druckverhältnis: Kraftstoff/Luft ca. 50...200/1 anstatt 3...5/1

- Druck durch das Verbrennen des Luft-Kraftstoffgemisches

Soll nur der Kompressionshub ohne Verbrennung gemessen werden, muss der Motor von extern angetrieben werden, was als Schleppbetrieb bezeichnet wird. Hier liegt der maximale Zylinderdruck im oberen Totpunkt (OT) vor, d.h. wenn der Kolben sich in der obersten Stellung befindet und das Gemisch maximal komprimiert ist. Im befeuerten Motorbetrieb unterscheidet sich der Zylinderdruckverlauf vom Kompressionshub erst kurz nach der Zündung, wenn die Verbrennung einsetzt, wie in Abbildung 2.3 zu sehen ist. Durch die Verbrennung im Zylinder wird das Druckmaximum typischerweise erst nach dem oberen Totpunkt erreicht.

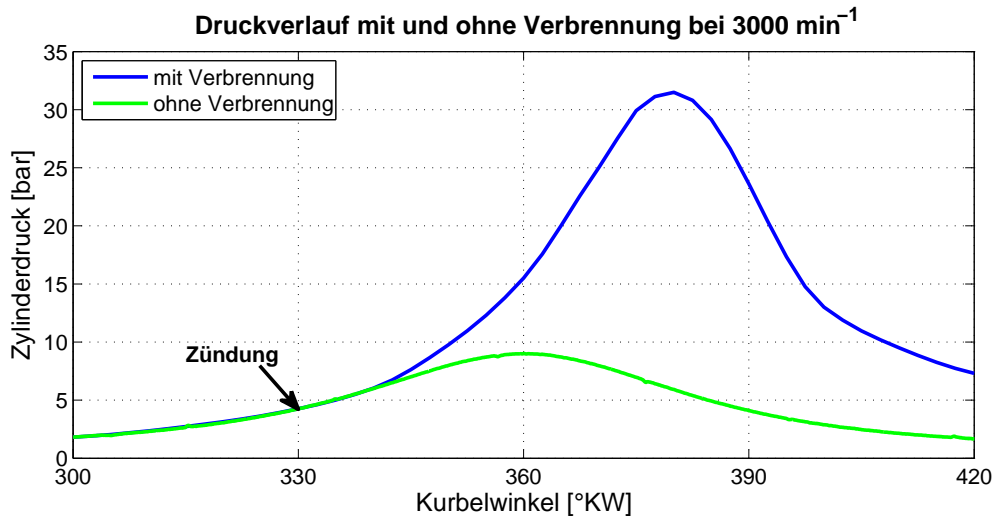


Abbildung 2.3: Druckverlauf mit und ohne Verbrennung

Die Verbrennung wird in einem konventionellen Ottomotor durch eine Fremdzündung eingeleitet. In der Regel wird diese Zündung durch eine in den Brennraum hineinragende Hakenzündkerze erreicht, bei der ein elektrischer Funke zwischen den beiden Elektroden erzeugt wird, welcher das Gemisch lokal entflammt. Dies verursacht eine instationäre Flammenfortpflanzung in Richtung unverbranntes Gas. Der Zeitpunkt der Zündung, d.h. die Zündwinkelposition, hat Einfluss auf den Druckverlauf im Brennraum [8], [9]. Wie in Abbildung 2.4 zu sehen ist, wird durch eine frühe Zündung der Spitzendruck zum einen erhöht und zum anderen früher erreicht.

Eine weitere Möglichkeit zur Beeinflussung des Zylinderdrucks ist das Verdichtungsverhältnis. Dieser Parameter ist definiert durch das Verhältnis von maximalem Zylindervolumen<sup>3</sup> zu minimalem Zylindervolumen<sup>4</sup>. Durch eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses wird der Zylinderdruck gesteigert.

Mithilfe der beiden Parameter Verdichtungsverhältnis und Zündwinkel kann der Zylinderdruck aufgrund der Selbstzündungsneigung des unverbrannten Luft-Kraftstoffgemisches im Zylinder jedoch nicht beliebig hochgeschraubt werden. Eine solche unkontrollierte Selbstzündung entsteht am Ende des Kompressionshubs aufgrund kritischer Zustände, wie z.B. Druck, Tem-

<sup>3</sup>Summe aus Hub- und Kompressionsvolumen  $V_h + V_C$ , siehe Abbildung 2.1

<sup>4</sup>Kompressionsvolumen  $V_C$

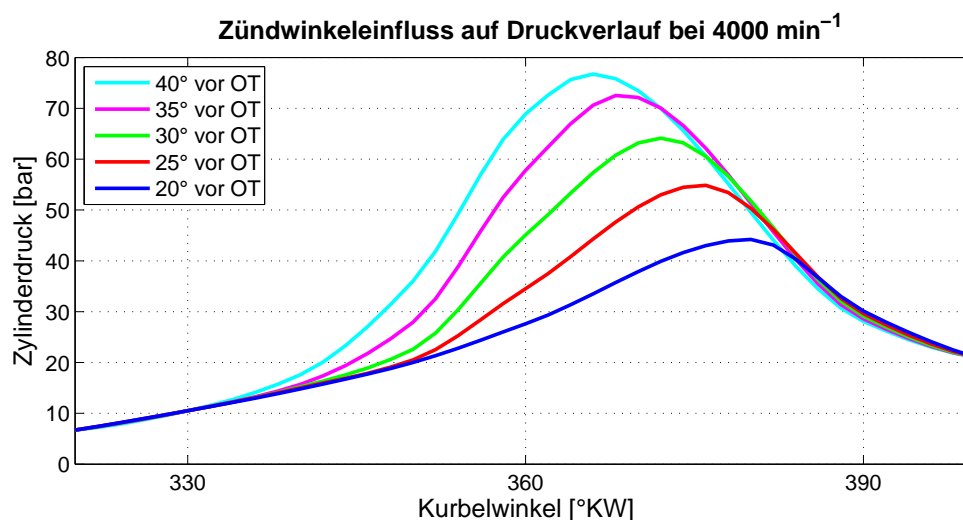


Abbildung 2.4: Zündwinkeleinfluss auf den Druckverlauf im Brennraum [56]

peratur oder Vorreaktionen, und verursacht die Ausbreitung von sekundären Reaktionsfronten in Verbindung mit einer starken Druckwelle. Dieses Phänomen ist als klopfende Verbrennung bzw. Motorklopfen bekannt und kann zu Werkstoffschäden am Motor sowie thermischer Überbeanspruchung und damit wiederholten Glühzündungen führen. Im Bereich der klopfenden Verbrennung werden die maximalen Druckanstiegsgeschwindigkeiten einer normalen Verbrennung in Höhe von ca. 2 bar/°KW deutlich übertroffen. Aufgrund der schnellen Energieumsetzung liegen die entstehenden Druckoszillationen im Bereich von 5-20 kHz (je nach Motorbeschaffenheit), wie in Abbildung 2.5 am Beispiel einer leicht klopfenden Verbrennung zu sehen ist [8], [9], [66].

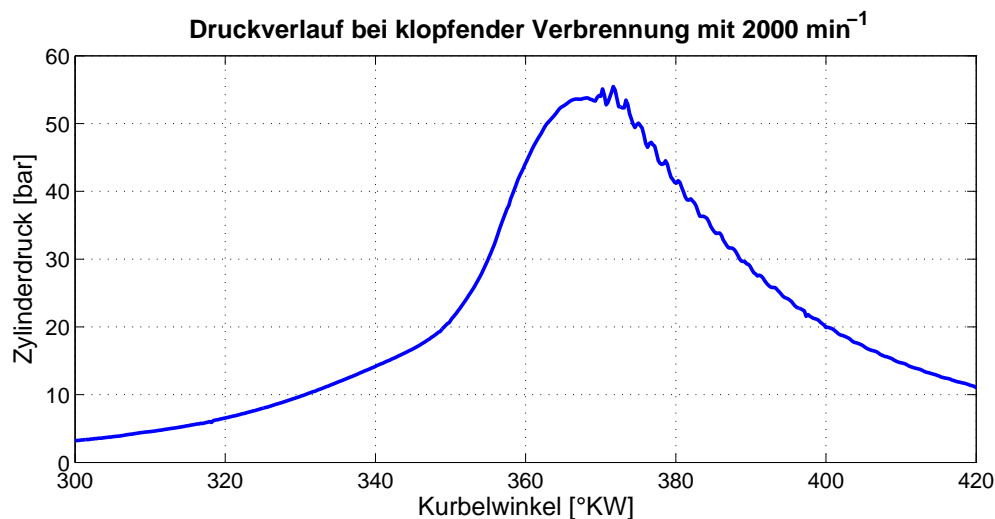


Abbildung 2.5: Typischer Druckverlauf bei klopfender Verbrennung

In der Praxis ist es jedoch schwierig, einen Motor knapp unterhalb der Klopfneigung durch entsprechendes Einstellen der Motorparameter zu betreiben, da noch weitere Nichtidealitäten vorhanden sind. Bei der ottomotorischen Verbrennung ist der Zylinderdruckverlauf zyklischen Schwankungen von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel unterworfen, wovon insbesondere das Maxi-

mum des Zylinderdrucks betroffen ist. Der Grund hierfür liegt in den zeitlichen und örtlichen Schwankungen des turbulenten Geschwindigkeitsfeldes und der Gemischzusammensetzung im Brennraum sowie im Bereich der Zündkerzenelektroden. Dadurch wird die Ausbreitung der Flammenfront und damit die Energieumsetzung beeinflusst [9]. Ein Beispiel für solche Schwankungen ist in Abbildung 2.6 zu sehen. Hier schwankt der Spitzendruck innerhalb zehn aufeinanderfolgender Arbeitsspiele um über 8 bar und  $4,5^\circ\text{KW}$ .

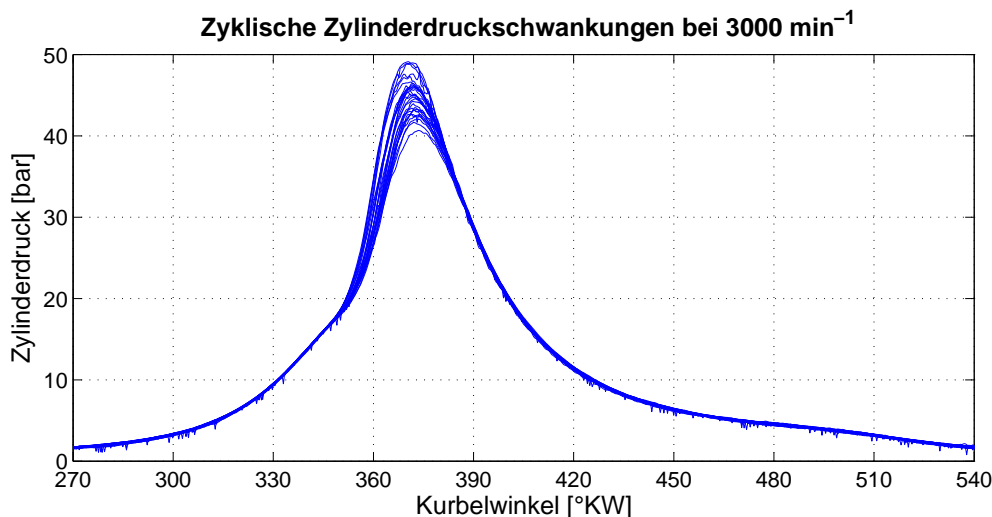


Abbildung 2.6: Zyklische Zylinderdruckschwankungen bei zehn aufeinanderfolgenden Arbeitsspielen

Um Schäden am Motor zu vermeiden, wird das Klopfen durch Verwendung eines zusätzlichen Sensors detektiert. Dementsprechend werden die Motorparameter geregelt.

## 2.2 Stand der Technik bei der Zylinderdruckmessung

Wie in Abschnitt 2.1 beschrieben, dient der Zylinderdruck zur Bewertung des Brennverfahrens und der verwendeten Motorparameter. Da der Zylinderdruck besonderen Aufschluss über den thermodynamischen Verbrennungsprozess im Motor gibt, spielt die Druckindizierung bei der Verbrennungsentwicklung eine große Rolle ([28], [61]) und wird daher weit über die reine Druckverlaufsanalyse hinaus verwendet [84]. Indizieren bedeutet dabei, dass der Zylinderdruckverlauf gemessen und in Abhängigkeit der Zeit oder des Kurbelwinkels dargestellt wird. Mit diesem Verlauf lassen sich thermodynamische Kennwerte berechnen, die mit gemessenen Verbrauchs-, Leistungs- und Emissionswerten verglichen werden. Daraus können Optimierungsmöglichkeiten ermittelt und bei der Motorentwicklung umgesetzt werden [9].



### 2.2.1 Aufbau verfügbarer Zylinderdrucksensorsysteme

Auf dem Markt sind verschiedene Systeme zur Druckindizierung vorhanden. Allgemein kann ein Zylinderdrucksensorsystem in die drei folgenden Bereiche unterteilt werden:

- Druckaufnehmer
- Messverstärker
- Datenerfassungssystem

Der Druckaufnehmer benötigt einen direkten Zugang zum Brennraum über eine eigene Bohrung im Zylinderkopf oder über bereits bestehende Bohrungen (z.B. für die Glüh- oder Zündkerze) mittels spezieller Adaptivvorrichtungen. Um das Messsignal vom Druckaufnehmer verarbeiten zu können, muss es mit einem Messverstärker auf einen ausreichend hohen Spannungswert erhöht werden, so dass das Verhältnis von Nutzsignal zu Rauschen erhöht wird und größere Kabellängen vom Messverstärker zum Datenerfassungsgerät ermöglicht werden. Das Datenerfassungssystem nimmt die Daten vom Messverstärker und vom Kurbelwinkelmarkengeber mit der geforderten Messauflösung auf. Die Druckindizierung kann noch durch die Bedienungssoftware<sup>5</sup> und das Postprocessing<sup>6</sup> erweitert werden [9].

Sensoren zum Aufnehmen des Zylinderdrucks müssen für den Einsatz in Fahrzeugmotoren folgende Randbedingungen erfüllen:

- Unempfindlichkeit gegenüber Temperatureinsatzbereich von  $-20^{\circ}\text{C}$  bis  $+350^{\circ}\text{C}$  bei direktem Kontakt zum Brennraum
- Messbereich bis zu 100 bar bei Ottomotoren und 200 bar bei Dieselmotoren
- Hohe Empfindlichkeit und Signaldynamik sowie Langzeitstabilität

Die auf dem Markt verfügbaren Zylinderdrucksensoren unterscheiden sich hauptsächlich nach dem jeweiligen physikalischen Messprinzip, wobei insbesondere folgende Typen verwendet werden:

- Piezoelektrische Drucksensoren
- Optische Drucksensoren
- Ionenstrom-Messsysteme

Am weitesten verbreitet sind piezoelektrische Drucksensoren, bei denen der Druck mithilfe des direkten Piezoeffekts gemessen wird. Hierbei entstehen bei einer äußeren mechanischen Belastung auf den Piezoquarz elektrische Ladungen, die proportional zur Krafteinwirkung sind. Piezoelektrische Sensoren können jedoch nur quasistatisch und dynamisch messen. Eine echte statische Messung ist aufgrund von Entladung nicht möglich. Sie sind besonders für dynamische Messungen bei Temperaturen bis  $400^{\circ}\text{C}$  geeignet. Die angebotenen Systeme der verschiedenen

<sup>5</sup>für Messparametrierung, Berechnungen und Auswahl von Algorithmen

<sup>6</sup>Darstellung und Nachbearbeitung der Messdaten sowie aufwendigere Berechnungen

Hersteller (z.B. KISTLER, AVL) zeichnen sich durch ihre hohe Sensitivität und Temperaturstabilität aus. Allerdings ist die Zylinderdruckmessung mit Quarzdrucksensoren eine relative Messung und erfordert eine Nullpunktkorrektur (vgl. Kapitel 2.2.2). Werden statische Druckmessungen benötigt, so müssen piezoresistive Drucksensoren mit ihrem Halbleitereffekt verwendet werden, die unter mechanischer Spannung ihren elektrischen Widerstand ändern [4], [46]. Im Gegensatz dazu wird bei optischen Zylinderdrucksensoren (z.B. OPTRAND) das Licht einer Quelle (z.B. LED) zur Bestimmung des Verbrennungsdrucks verwendet [62], [77], [85]. Dieses wird über einen Lichtleiter in den Sensorkopf zu einer Membran geleitet, die in den Brennraum hineinragt. Von dort wird es reflektiert und zu einer Photodiode gelenkt (siehe Abbildung 2.7). Wirkt Druck auf die Membran (z.B. Zylinderdruck), so ändert sich der Abstand  $s_M$  zwischen Membran und Lichtleiter, was Einfluss auf die von der Membran reflektierte Lichtmenge hat. Eine Vergrößerung des Drucks bzw. eine Verringerung dieses Abstands führt zu einer Erhöhung der Lichtintensität an der Empfängerdiode. Somit ist die gemessene Lichtmenge proportional zum Zylinderdruck. Zusätzlich zum Sensor wird ein Schaltkreis zur Steuerung der Lichtintensität der Quelle sowie zur Verstärkung und Signalumwandlung verwendet. Der Vorteil dieses optischen Messprinzips ist, dass der Lichtleiter im Gegensatz zu elektrischen Leitungen unempfindlich gegen elektrische Störungen ist. Aufgrund der berührungslosen Detektion der Membranbewegung kann außerdem eine hohe Lebensdauer von über 200 Millionen Zyklen erzielt werden [41].

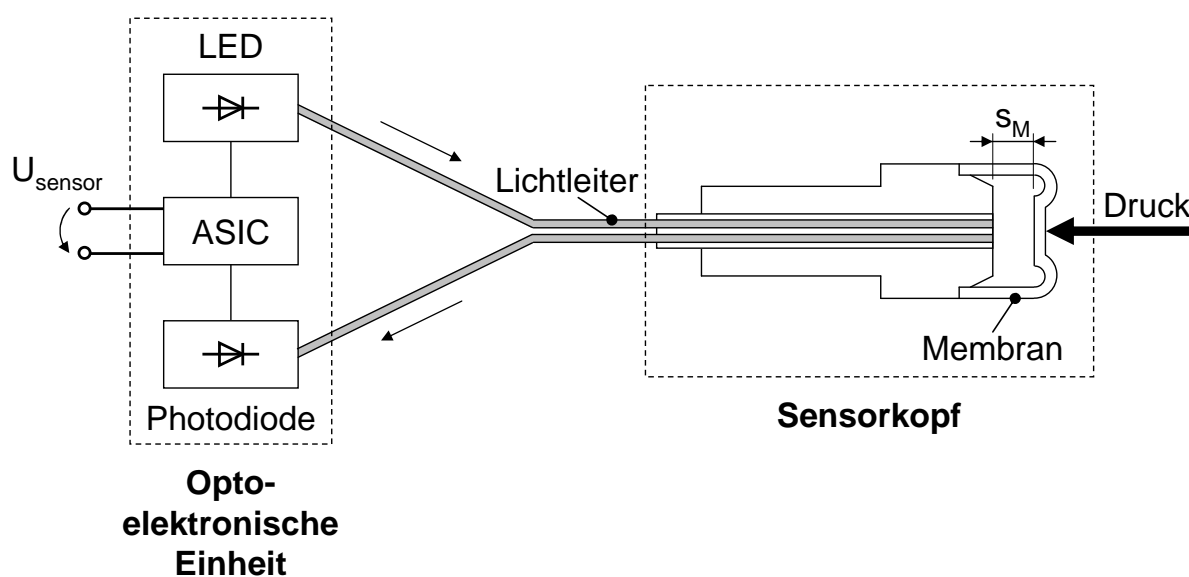


Abbildung 2.7: Prinzip eines optischen Drucksensors

Das dritte physikalische Messprinzip zur Bestimmung des Zylinderdrucks ist die Ionenstrommessung, bei der die Zündkerze als Sensor verwendet wird. Diese Messung basiert auf dem Prinzip, dass aufgrund der hohen Temperaturen während der Verbrennung das Gasgemisch einen großen Anteil an Ionen besitzt und somit schwach leitfähig ist. Wird nach der Zündung eine Spannung an den Elektroden der Zündkerze angelegt, so fließt dieser Ionenstrom, der zur Bewertung der Verbrennung verwendet werden kann. Der Nachteil solcher Systeme ist, dass

nur eine lokale Messung erfolgt, die außerdem nur während eines kurzen Zeitraums möglich ist (ca. 60° Kurbelwinkel). Darüber hinaus ist die Qualität der Messung deutlich schlechter als bei den anderen Drucksensoren. Der Vorteil dieses Messprinzips ist, dass kein zusätzlicher Bauraum benötigt wird. Außerdem sind die Kosten im Vergleich zu den anderen Systemen geringer, da die Zündkerze im Motor bereits vorliegt [25].

Die vorgestellten Zylinderdrucksensorsysteme werden üblicherweise für die Druckindizierung im Entwicklungsprozess verwendet. Eine Serienanwendung beim Ottomotor konnte im Rahmen einer Literaturrecherche jedoch nicht gefunden werden.

Ein Vergleich dieser Drucksensorsysteme wurde in [33] durchgeführt und ist in Tabelle 2.1 zu sehen. Bei den Kosten wird davon ausgegangen, dass alle Komponenten angeschafft werden müssen.

Tabelle 2.1: Vergleich der vorgestellten Zylinderdrucksensorsysteme [33]

Technik	Piezoelektrisch	Optisch	Ionenstrom
Genauigkeit	+	++	-
Stabilität des Signals	-	++	+
Kosten	+	--	-
Robustheit	+	-	+
Ausgangssignal	+	++	-
statische Druckmessung	--	++	--

Die Messung bzw. Erfassung des Zylinderdrucks umfasst mehrere Einzelschritte bis dieser in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel vorliegt. Anschließend kann der gemessene Zylinderdruckverlauf mithilfe verschiedener Verfahren ausgewertet werden, wodurch Informationen über den Brennverlauf im Zylinder gewonnen werden können. Eine Übersicht der Zylinderdruckerfassung und -auswertung ist in Abbildung 2.8 zu sehen und wird detaillierter in den nachfolgenden Kapiteln 2.2.2 und 2.2.3 beschrieben.

## 2.2.2 Zylinderdruckerfassung

Im ersten Schritt der Zylinderdruckmessung wird der Druck mit einem Sensor als Spannungssignal aufgezeichnet, welches anschließend von einem Analog-Digital-Wandler abgetastet wird. Als Nächstes wird dieses diskrete Spannungssignal mithilfe eines sensorspezifischen Skalierungsfaktors in eine physikalische Druckgröße umgerechnet. Da die Datenerfassungskette hochfrequenten Störungen<sup>7</sup> und Quantisierungseffekten durch die Digitalisierung unterworfen ist, wird eine Datenglättung benötigt. Die Anwendung einer Tiefpassfilterung ist jedoch nicht möglich, weil sie zu Phasenverschiebungen und somit zu Fehlern bezüglich des kurbelwinkelabhängigen Druckverlaufs führen würde. Aus diesem Grund wird in der Praxis

<sup>7</sup>z.B. EMV-Einfluss des Zündsystems und seismischen Störungen durch den Ventiltrieb

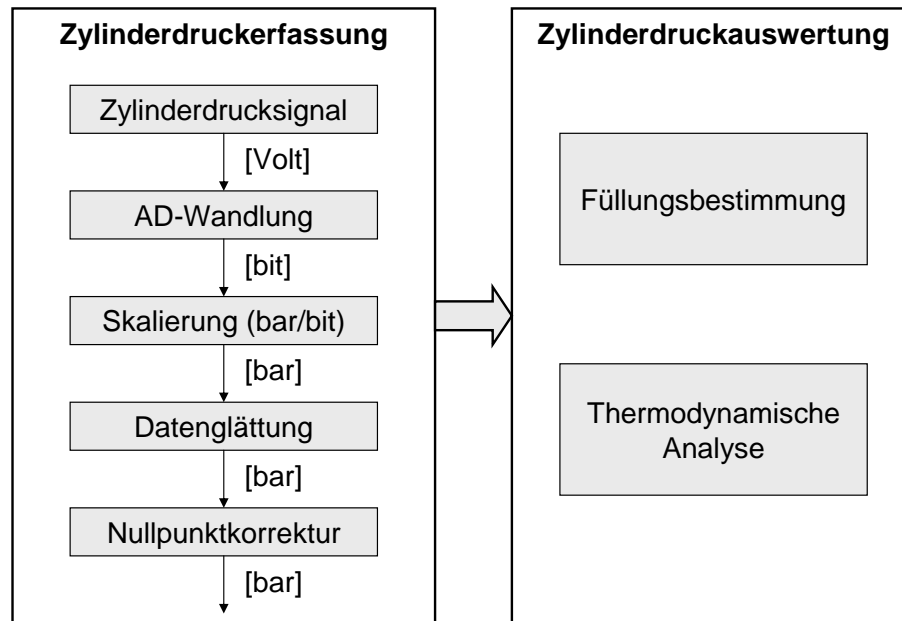


Abbildung 2.8: Übersicht von Zylinderdruckerfassung und -auswertung [23]

ein alternativer Ansatz nach [24] verwendet. Hierbei handelt es sich um ein symmetrisches Glättungsverfahren, das eine kurbelwinkelsynchrone Filterung der Daten ermöglicht. Der geglättete Druckverlauf, dessen Berechnung im Anhang A.1 erläutert wird, wird im Folgenden als  $\bar{p}(\varphi)$  gekennzeichnet.

Der letzte Arbeitsschritt der Zylinderdruckerfassung betrifft die Nullpunktkorrektur. Wie schon in Kapitel 2.2.1 erwähnt, handelt es sich bei den dynamischen Druckindizierungen aufgrund der elektrischen und thermischen Signaldrifts um relative Messungen, was eine zyklusindividuelle Korrektur des Offsetfehlers erfordert. In der Literatur gibt es hierfür verschiedene Ansätze, wobei in vielen Indiziergeräten als Offsetbereinigung die thermodynamische Nullpunktkorrektur über die Polytropenmethode verwendet wird. Bei diesem Ansatz wird der gemessene Druckverlauf mit einem theoretischen Verlauf für die Kompressionsphase verglichen. Werden die physikalischen Zusammenhänge während der polytropen Zustandsänderung verwendet, kann der konstante Offsetfehler mithilfe der gemessenen Druckwerte und berechneten Zylindervolumina bei zwei verschiedenen Kurbelwinkelpositionen bestimmt werden. Dieses Verfahren, das auch bei vielen anderen Arbeiten in der Literatur verwendet wird (siehe z.B. [23], [25], [41]), wird im Anhang A.1 hergeleitet.

### 2.2.3 Auswertung der Zylinderdrucksignale

In der Literatur existieren viele Quellen, die sich mit der Auswertung von Druckverläufen beschäftigen, siehe z.B. [23], [25], [30], [41], [46]. Dieses Kapitel soll einen Überblick über die wichtigsten Informationen und Kenngrößen geben, die aus dem Zylinderdruckverlauf gewonnen werden können. Dadurch soll die Wichtigkeit des Zylinderdrucks als zentrale Größe des Ver-

brennungsprozesses verdeutlicht werden.

Bei der Auswertung der Zylinderdrucksignale existieren zwei Gruppen von Kenngrößen, die in Bezug auf ihre Herleitung unterschieden werden: Druckkenngrößen und thermodynamische Kenngrößen.

### Druckkenngrößen

Druckkenngrößen werden direkt aus dem Zylinderdruckverlauf abgeleitet. Ein wichtiger Kennwert ist hierbei der Mitteldruck, der nach [9] einen Vergleich von Motoren mit unterschiedlichem Hubvolumen ermöglicht. Als Mitteldruck  $p_m$  bei Verbrennungsmaschinen versteht man allgemein die mechanische Arbeit  $W$  eines Arbeitsspiels (siehe Kapitel 2.1) in Bezug auf das Hubvolumen  $V_h$ :

$$p_m = \frac{W}{V_h}. \quad (2.1)$$

Nach [9] existiert für den Mitteldruck die Unterscheidung hinsichtlich indiziertem ( $p_{mi}$ ), effektivem ( $p_{me}$ ) und Reibmitteldruck ( $p_{mr}$ ). Der effektive Mitteldruck umfasst die tatsächlich geleistete Arbeit und entspricht somit der Differenz aus indiziertem Mitteldruck und Reibmitteldruck.

$$p_{me} = p_{mi} - p_{mr}. \quad (2.2)$$

Der indizierte Mitteldruck  $p_{mi}$  bezieht sich hingegen auf die spezifische innere Arbeit. Mithilfe des Zylinderdruckverlaufs lässt sich der indizierte Mitteldruck direkt über die Volumenänderungsarbeit berechnen.

$$p_{mi} = \frac{1}{V_h} \oint p dV. \quad (2.3)$$

Der indizierte Mitteldruck entspricht in einem pV-Diagramm (siehe z.B. Abbildung 2.2 rechts) der eingeschlossenen Fläche. Wird wie in der vorliegenden Arbeit ein Viertakt-Motor verwendet, so kann der indizierte Mitteldruck in einen Hochdruck- und Niederdruckanteil (auch Ladungswechselanteil) aufgeteilt werden. Der Hochdruckanteil ist ein Kriterium zur Bewertung der Verbrennung und umfasst den Bereich zwischen den beiden unteren Totpunkten während der Verdichtungs- und Verbrennungsphase (Takt 2 und 3):

$$p_{mi.HD} = \frac{1}{V_h} \int_{180^\circ KW}^{540^\circ KW} p dV. \quad (2.4)$$

Um die Rechenzeit im Motorbetrieb zu verkürzen, wird die kurbelwinkelabhängige Volumenänderung des Zylinders  $V(\varphi)$  gemäß Gleichung (A.6) im Vorfeld berechnet und als Vektor gespeichert. Der indizierte Mittelwert der Hochdruckschleife kann für die Regelung des Motors

verwendet werden, da er Rückschlüsse bezüglich Zylinderleistung, Verbrennungsstabilität (zyklische Schwankungen), Verbrennungsaussetzer, Ansprechverhalten und Reibungsverluste zulässt.

Eine weitere Druckkenngröße ist der maximale Spitzendruck während der Verbrennung. Anhand des Spitzendrucks können Rückschlüsse auf die mechanische Triebwerksbelastung und eventuelle Zündaussetzer gezogen werden. Außerdem kann die Position (Kurbelwinkel) des Spitzendrucks verwendet werden, um eine Lageregelung der Verbrennung durchzuführen. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass im Bereich geringer Lasten der Spitzendruck im Zylinder aufgrund der maximalen Kompression bereits am oberen Totpunkt vorliegen kann. Trotzdem liegt hierbei der maximale Verbrennungsdruck (ohne Druckanteil der Kompression) erst nach dem Spitzendruck im Zylinder vor. Aus diesem Grund wird eine Lageregelung anhand des später vorgestellten Heizverlaufs bevorzugt.

Zusätzlich kann der Druckgradient aus dem Druckverlauf bestimmt werden. Dieser dient zur Beurteilung des Verbrennungsgeräusches.

### Thermodynamische Kenngrößen

Neben den Druckkennwerten können auch thermodynamische Kenngrößen durch Verwendung des Zylinderdruckverlaufs hergeleitet werden. Diese beziehen sich speziell auf die Verbrennung des Luft-Kraftstoffgemisches im Zylinder und erlauben eine exaktere Analyse des Brennverlaufs. Grundlage für diese Kenngrößen ist die Überführung des Brennverlaufs in den Heizverlauf, bei dem die Wärmeverluste vernachlässigt werden. Der Heizverlauf beschreibt die Umwandlung der im Kraftstoff chemisch gebundenen Energie in Wärmeenergie. In der Literatur erfolgt die Berechnung oft mithilfe einer thermodynamischen Umformung gemäß dem vereinfachten Heizverlauf nach Hohenberg [30]. Der Vorteil dieser Vorgehensweise ist der gute Kompromiss aus Genauigkeit und geringer Rechenzeit, was eine Echtzeitfähigkeit ermöglicht. Die Herleitung des Heizverlaufs nach Hohenberg kann in Anhang A.2 nachgelesen werden.

Ein Beispiel für einen solchen Heizverlauf ist in Abbildung 2.9 gegeben. Hier ist auch der Summenheizverlauf zu sehen, der dem Integral des Heizverlaufs entspricht.

Die wichtigsten thermodynamischen Kennwerte, die aus dem Summenheizverlauf gewonnen werden, sind in Abbildung 2.9 gekennzeichnet und lauten wie folgt:

- Brennbeginn: Dieser wird über ein definiertes Niveau  $Q_5$  der Energieumsetzung festgelegt (1 bis 5 % des Summenheizverlaufs).
- Entflammungsphase: Sie entspricht dem Kurbelwinkelbereich zwischen Zündzeitpunkt (ZZP) und Brennbeginn  $Q_5$  und kennzeichnet den Zündverzug. Die Entflammungsphase gibt Auskunft über die Entflammungsbedingungen und die Qualität der Gemischbildung an der Zündkerze [19], [55].
- 50 % Umsatz oder Verbrennungsschwerpunktlage<sup>8</sup>: Dieser Parameter beschreibt den Kur-

<sup>8</sup>Mass Fraction Burn 50 % (MFB 50 %)

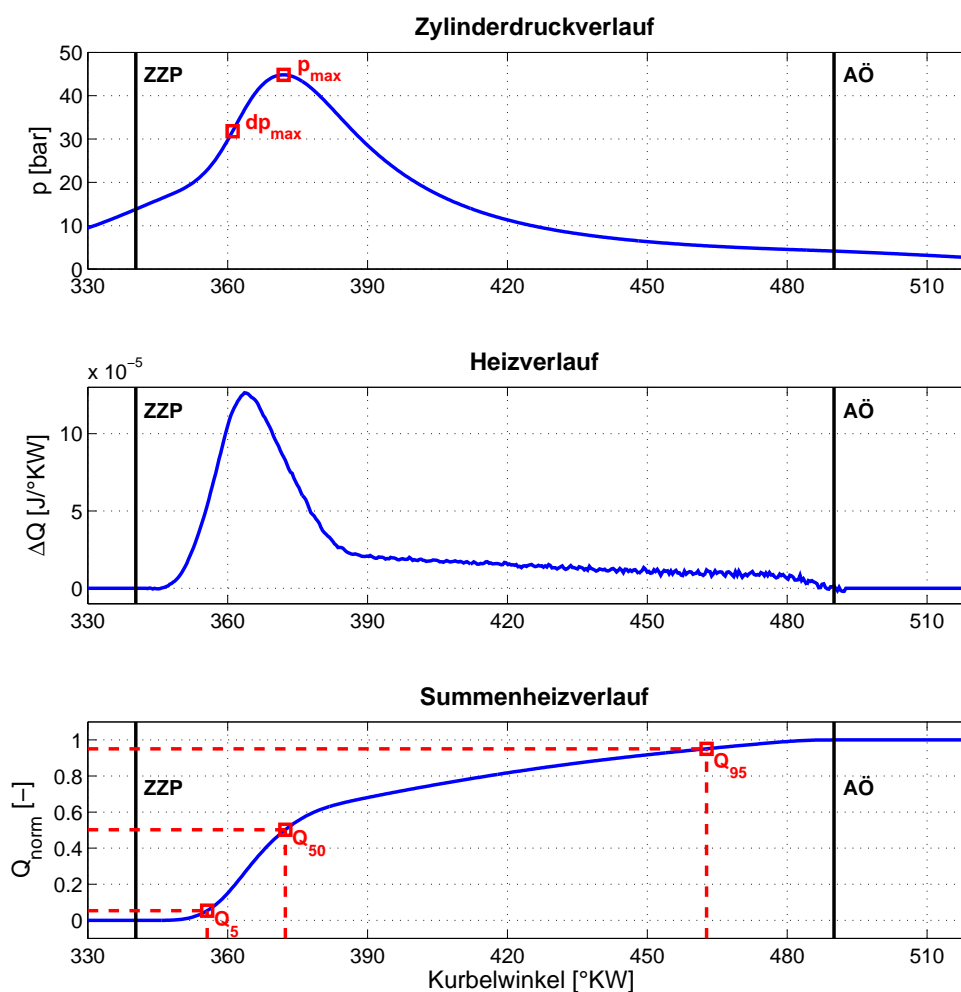


Abbildung 2.9: Zylinderdruckverlauf, Heizverlauf und Summenheizverlauf mit deren Kenngrößen

belwinkel, bei dem 50 Prozent des Summenheizverlaufs erreicht sind ( $Q_{50}$ ). Diese Schwerpunktlage der Verbrennung ist ein Maß für den Wirkungsgrad und sollte zur Effizienzsteigerung von Ottomotoren bei ca.  $368^\circ\text{KW}$  ( $8^\circ\text{KW}$  nach OT im Arbeitstakt) liegen [7].

- Brenndauer: Sie kennzeichnet den Bereich zwischen Brennbeginn  $Q_5$  und einem definierten Wert der Energieumsetzung  $Q_{95}$ . Diese Brenndauer hängt vom Luft-Kraftstoffverhältnis  $\lambda$  ab und wird bei kleineren  $\lambda$ -Werten (fettes Gemisch) verkürzt [50].
- Nachbrennphase: Diese legt die Dauer zwischen 95 Prozent  $Q_{95}$  und 100 Prozent  $Q_{100}$  der Energieumsetzung im Summenheizverlauf fest.

Die hier vorgestellte Heizverlaufsrechnung kann zusätzlich zur Nullpunktkorrektur verwendet werden (siehe A.2). Neben diesen Heizverlaufmerkmalen können auch noch Temperaturwerte berechnet werden, z.B. Verlauf, Spitzentemperatur. Grundlage für diese Berechnungen ist das ideale Gasgesetz, was in [41] nachgelesen werden kann.

In Tabelle 2.2 sind abschließend die in diesem Kapitel vorgestellten Kenngrößen zusammenge-

fasst, die auf Basis des Zylinderdruckverlaufs berechnet werden können.

Tabelle 2.2: Zusammenfassung der Kennwerte, die aus dem Zylinderdruckverlauf bestimmt werden können

Kenngröße	Kurzzeichen	Einheit	Informationsgehalt	Herleitung
indizierter Mitteldruck der Hochdruckschleife	$p_{mi\_HD}$	bar	Zylinderleistung, Verbrennungsstabilität	Zylinderdruckverlauf
Spitzendruck	$p_{max}$	bar	Mechanische Triebwerksbelastung, Zündaussetzer	Zylinderdruckverlauf
Spitzendrucklage	$\varphi(p_{max})$	°KW	Gesamtwirkungsgrad	Zylinderdruckverlauf
Druckgradient	$dp_{max}$	bar/°KW	Verbrennungsgeräusch	Zylinderdruckverlauf
Lage des 5% Wertes des Summenheizverlaufs	$\varphi(Q_5)$	°KW	Entflammungsbedingungen	Summenheizverlauf
Lage des 50% Wertes des Summenheizverlaufs	$\varphi(Q_{50})$	°KW	Verbrennungswirkungsgrad	Summenheizverlauf

## 2.3 Zylinderdruckbasiertes Motormanagement

Auf dem Gebiet des zylinderdruckbasierten Motormanagements gibt es in der Literatur in den letzten Jahren sowohl für den diesel- als auch ottomotorischen Bereich zahlreiche Veröffentlichungen, z.B. [23], [41], [42], [51], [57], [58], [65]. Ziel dieser Verfahren ist im Gegensatz zu herkömmlichen, kennfeldbasierten Steuerungen, die aus dem Zylinderdruck abgeleiteten Kenngrößen für die Regelung des Verbrennungsprozesses zu verwenden. Einer der Gründe für die intensivierten Forschungstätigkeiten ist die Tatsache, dass die Leistungsfähigkeit der Mikrocontroller bei gleichen Kosten stark gestiegen ist und dadurch echtzeitfähige Auswertungen der Zylinderdrucksignale möglich werden. Der derzeitige Stand der Technik für den Einsatz in PKWs ist hierbei eine Zylinderdruckabtastung mit einer Auflösung von einem Grad Kurbelwinkel.

Ein Beispiel für diese Verbrennungsregelung beim Ottomotor ist die Regelung der Verbrennungsschwerpunktlage  $\varphi(Q_{50})$  mithilfe des Zündwinkels  $\alpha_Z$ , so dass der Wirkungsgrad der Verbrennung erhöht werden kann. Wie schon in Kapitel 2.2.3 erwähnt, sollte hierfür der Verbrennungsschwerpunkt laut [7] bei ca. 368 °KW liegen. Durch die Regelung wird der Zündwinkel entsprechend angepasst, was ohne Druckinformation nicht möglich wäre. Ein Beispiel einer solchen Verbrennungsschwerpunktlageregelung ist in Abbildung 2.10 zu sehen.

Diese zylinderdruckbasierte Verbrennungsregelung kann noch mithilfe anderer Parameter, deren Gewinnung aus dem Zylinderdruck in Abschnitt 2.2.3 beschrieben wurde, erweitert werden. In [48] wird z.B. eine brennraumdruckbasierte Extremwert-Regelung vorgestellt, die den optimalen Wert von Zündzeitpunkt bzw. Verbrennungsschwerpunktlage für den jeweiligen Motorbetriebspunkt einstellt und diese unabhängig von Störungen regelt. Dadurch wird eine Erhöhung



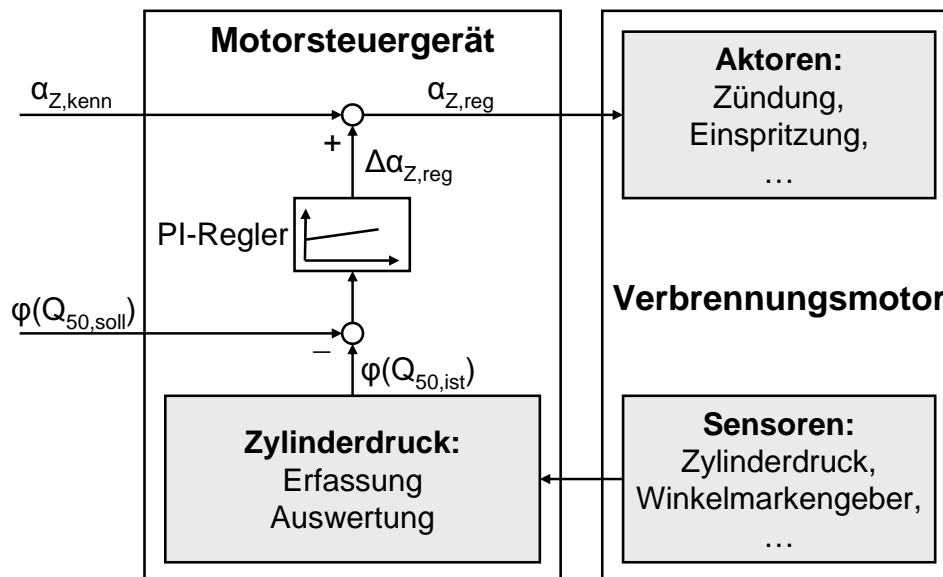


Abbildung 2.10: Beispiel eines zylinderdruckbasierten Motormanagements mit Schwerpunktlageregelung  $\varphi(Q_{50})$  durch Verwendung des Zündwinkels  $\alpha_Z$  (Definition der Parameter siehe Abkürzungsverzeichnis B)

des Drehmoments sowie eine Verbesserung der Laufruhe des Motors erzielt.

Ein zylinderdruckbasiertes Motormanagement ist insbesondere bei den zuletzt neu entwickelten Brennverfahren Voraussetzung, um den Betrieb in einem engen Toleranzgebiet verschiedener Einflussgrößen zu realisieren [39]. Diese Brennverfahren kombinieren die Vorteile von Otto- (gutes Emissionsverhalten) und Dieselmotor (hoher Wirkungsgrad). Je nach Unternehmen werden sie als homogene Kompressionszündung<sup>9</sup>, Diesotto oder kombiniertes Verbrennungssystem<sup>10</sup> bezeichnet. Die Idee dieser Verfahren ist, bei mittlerer Last eine kontrollierte homogene Selbstzündung durchzuführen, wodurch der Wirkungsgrad des Motors verbessert und der Ausstoß von CO<sub>2</sub> verringert wird. Um dabei jedoch eine unkontrollierte Selbstzündung (Klopfen) vermeiden zu können, muss, wie in [45] beschrieben, der Zylinderdruck gemessen und für die Verbrennungsregelung verwendet werden. Aus diesem Grund wird die Entwicklung kostengünstiger Sensorsysteme zur Zylinderdruckmessung zukünftig noch mehr an Bedeutung gewinnen.

## 2.4 Entwicklungstrends zur Bestimmung verbrennungsspezifischer Merkmale

Für die zuvor vorgestellte Verbrennungsregelung sind verbrennungsspezifische Merkmale erforderlich. Diese können mithilfe eines zusätzlichen Drucksensors ermittelt werden, wie

<sup>9</sup>Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) bzw. Controlled Auto Ignition (CAI)

<sup>10</sup>Combined Combustion System (CCS)

in den vorherigen Abschnitten gezeigt. An dieser Stelle sollen jedoch auch noch alternative Konzepte vorgestellt werden, die sich teilweise noch in der Entwicklung befinden.

Ein Ansatz, der bei Dieselmotoren verwendet wird, ist die Integration des Drucksensors in die Glühkerze. Dieses Konzept wurde von der Firma BERU umgesetzt und steht seit 2007 als Serienprodukt zur Verfügung. Das Funktionsprinzip dieser Komponente ist wie folgt: Um den Druck messen zu können, wird der in den Brennraum ragende Heizstab zum Gehäuse der Glühkerze beweglich ausgeführt. Das eigentliche Sensorelement befindet sich am anderen Ende der Glühkerze, besitzt jedoch eine mechanische Kopplung zum Heizstab. Wirkt der Verbrennungsdruck auf den beweglichen Heizstab ein, verursacht diese Kraft eine Deformation des Sensorelements, die gemessen werden kann. Als physikalisches Wirkprinzip wird ein piezoresistives Verfahren verwendet. Eine ausführliche Beschreibung dieses Systems befindet sich in [32] und [33].

Der Vorteil dieses Konzepts ist vor allem der geringe Platzbedarf, da für den Sensor keine zusätzliche Bohrung im Zylinderkopf erforderlich ist. Allerdings benötigt es ein zusätzliches Sensorelement, was gegenüber gewöhnlichen Glühkerzen zusätzliche Kosten verursacht.

In der vorliegenden Arbeit wird jedoch die Zylinderdruckmessung bei Ottomotoren untersucht, bei welchen Zündkerzen anstatt Glühkerzen verwendet werden. Im Gegensatz zu Glühkerzen werden Zündkerzen nicht nur beim Kaltstart des Motors, sondern aufgrund der notwendigen Fremdzündung bei jedem Verbrennungszyklus benötigt. Dadurch ist die Lebensdauer von Zündkerzen deutlich geringer als von Glühkerzen. Eine Sensorintegration in Zündkerzen ist aus diesem Grund für den Serieneinsatz weniger sinnvoll, da beim verschleißbedingten Wechsel auch der Drucksensor ausgetauscht werden würde. Für die Entwicklung und Kalibrierung von Motoren sind solche integrierten Lösungen allerdings erhältlich (siehe Produkte z.B. von Bosch bzw. AVL [4] oder Kistler [46]).

Ein Ansatz zur indirekten Messung des Zylinderdrucks wurde von der Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr (IAV GmbH) patentiert, siehe [47]. Es handelt sich um ein Verfahren, bei dem der Zylinderdruck mithilfe der Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle ausgewertet werden soll. Diese Drehungleichförmigkeit wird vom serienmäßig im Fahrzeug verbauten Kurbelwinkelsensor bestimmt, der die Drehzahl und die davon abgeleiteten Größen Winkelgeschwindigkeit und -beschleunigung misst. Mithilfe eines weiteren patentierten Verfahrens wird daraus der Drehmomentenverlauf rekonstruiert, der wiederum für die Bestimmung des Zylinderdrucks Voraussetzung ist. Des Weiteren wird bei diesem Ansatz ein Druckmodell des Brennraums sowie ein inverses Modell davon und ein Modell des Kurbeltriebs benötigt. Das komplette Verfahren basiert auf einer Beobachterstruktur. Eine detaillierte Beschreibung ist [47] und den darin enthaltenen Referenzen zu entnehmen.

Der Vorteil dieser Strategie zur Zylinderdruckbestimmung liegt darin, dass keine zusätzliche Hardware sondern nur Rechenleistung benötigt wird. Aus diesem Grund sind die zusätzlichen Kosten gering. Allerdings wird für dieses Konzepts keine Beurteilung hinsichtlich Qualität und Rechenzeit angegeben. Die Ergebnisse dürften jedoch stark von der Qualität der erforderlichen

Modelle (siehe oben) abhängen, wobei mit höherem Detaillierungsgrad die Rechenzeit zunimmt.

Ein alternativer Ansatz wird in dem von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV) geförderten Projekt „Geräuscheregelter Dieselmotor“ (Nr. 1003, AIF-Nr. 323 ZBG) untersucht. Da nach [17] Zylinderdrucksensoren für den Serieneinsatz nur bedingt geeignet sind, wird analysiert, welche Verbesserungen (z.B. hinsichtlich Verbrauch, Emissionen) sich durch die Integration akustischer Sensorsignale erzielen lassen. Somit wird nach [17] anstatt eines zylinderdruckbasierten Motormanagements ein geräuschbasiertes verwendet. Um eine Verbrennungsregelung zu ermöglichen, wird, wie in Kapitel 2.3 vorgestellt, die Verbrennungslage bzw. der Heizverlauf benötigt. Diese Informationen werden beim zylinderdruckbasierten Motormanagement aus dem gemessenen Druckverlauf gewonnen. Für ein geräuschbasiertes Motormanagement müsste der Zylinderdruck, wie in Kapitel 2.2.3 beschrieben, aus den Körperschallsignalen gewonnen und daraus Verbrennungsmerkmale bestimmt werden. Eine andere Möglichkeit ist die direkte Bestimmung dieser Merkmale aus dem Körperschall des Motors durch geeignete Signalverarbeitung, was bei diesem Förderprojekt die Zielsetzung ist. Bei ausgewählten Arbeitspunkten konnte die Berechnung der Verbrennungsschwerpunktlage mithilfe von Körperschallsignalen nachgewiesen werden [16], [17].

Der Nachteil dieses Verfahrens ist jedoch, dass für die Verbrennungsregelung zusätzliche akustische Sensorik benötigt wird, was steigende Kosten verursachen würde.

Bei einem Vergleich dieser drei vorgestellten alternativen Verfahren müssen insbesondere die Faktoren Kosten, Platzbedarf und Qualität der Ergebnisse betrachtet werden. Alle drei benötigen keinen zusätzlichen Platz und damit keine weitere Bohrung im Zylinderkopf. Bei den Kosten hat das Konzept von IAV das größte Potential, da keine zusätzliche Sensorik benötigt wird. Allerdings konnte bei der Literaturrecherche kein Nachweis über die Qualität dieses Verfahrens gefunden werden. Der Kostenunterschied der beiden anderen Konzepte, die jeweils zusätzliche Sensorik benötigen, müsste erst in einer zusätzlichen Analyse bestimmt werden. Da das Verfahren von BERU bereits als Serienprodukt validiert und somit die Qualität der Komponente nachgewiesen wurde, wird es im Dieselsegment als momentan geeignetstes Konzept zur Bestimmung verbrennungsspezifischer Merkmale eingestuft.

Für den Serieneinsatz im Bereich der Ottomotoren sind die gezeigten Verfahren jedoch ungeeignet oder nicht validiert.



# 3 Piezo-Direkteinspritzung für Ottomotoren

In diesem Kapitel werden die wichtigsten Hardware-Komponenten dieser Arbeit bei der Piezo-Direkteinspritzung für Ottomotoren betrachtet: Piezoinjektor und Ansteuer- bzw. Leistungselektronik, welche die Endstufe für die Injektoren und das Motorsteuergerät umfasst. Um einen Überblick zu bekommen, wie diese Komponenten im Gesamtsystem des Motors eingebunden sind, wird in Abbildung 3.1 eine Systemübersicht der Benzindirekteinspritzung nach [9] gezeigt. Darin sind auch die Signalflüsse der Motorsteuerung und der Kraftstofffluss dargestellt.

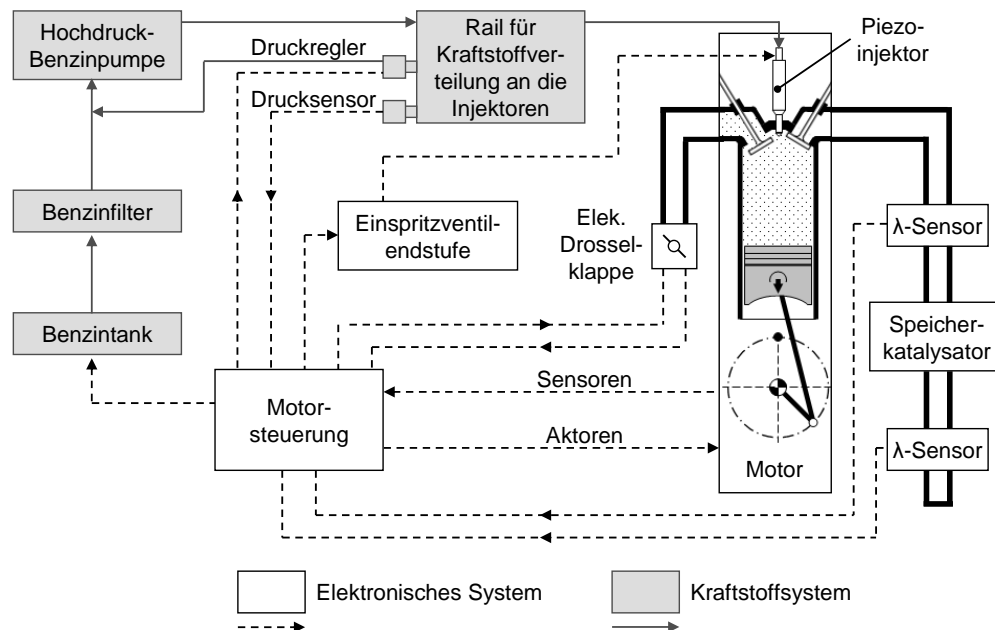


Abbildung 3.1: Systemübersicht für Benzindirekteinspritzung mit den Subsystemen Motorsteuerung und Kraftstoffversorgung nach [9]

Für das Thema dieser Arbeit wurde ein Piezoinspritzventil aufgebaut, das im nächsten Abschnitt beschrieben wird. Anschließend wird noch genauer auf den Piezoaktor des Injektors sowie die Ansteuerlektronik zum Betrieb des Einspritzventils eingegangen.

### 3.1 Entwicklung eines Piezoinjektors mit sensorischen Fähigkeiten

Der Piezoinjektor hat die Aufgabe, eine vom Fahrerwunsch und von der Straßenbedingung abhängige Kraftstoffmenge während eines variablen Zeitfensters in den Zylinder des Motors mit hoher Dynamik einzuspritzen, wobei eine gute Zerstäubung gewährleistet sein soll, um die Gemischbildung zu optimieren (vgl. Kapitel 2.1).

Für diese Arbeit wurde ein Labormuster eines Piezoinspritzventils konzeptionell ausgelegt und entwickelt, das sowohl diese Aufgabenstellung erfüllt als auch maximale sensorische Fähigkeiten aufweist. Die geforderten Injektoreigenschaften

- Einspritzmenge
- Dynamik
- Sensitivität
- Fähigkeit zur Mehrfacheinspritzung
- Kontinuierliche Stellmöglichkeit der Injektoröffnung

werden mit dem in Abbildung 3.2 gezeigten Injektordesign optimiert. Darin sind auch die wichtigsten Komponenten gekennzeichnet. Das aus den oben genannten Anforderungen abgeleitete Design wird im Folgenden näher erläutert.

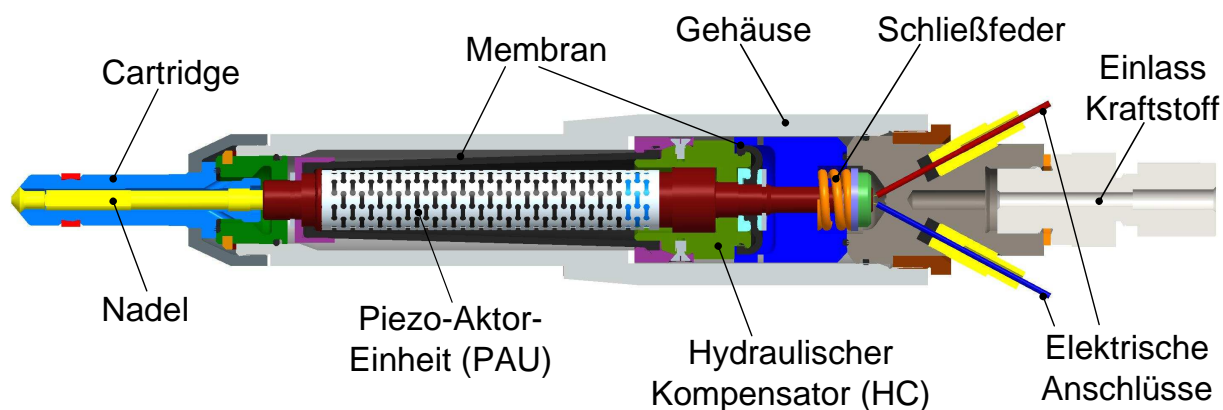


Abbildung 3.2: Übersicht des aufgebauten Injektors für die Zylinderdruckmessung

#### Auswahl des Aktors

Um die oben geforderten aktorischen und sensorischen Eigenschaften zu optimieren, wird ein Piezoaktor statt eines elektromagnetischen Antriebs (Solenoid) verwendet. Der elektromagnetische Antrieb hat den Nachteil, dass die Injektoröffnung nur eine digitale Charakteristik hat (entweder geschlossen oder maximal geöffnet) und somit die Einspritzmenge nur durch die Einspritzdauer variiert werden kann. Piezoaktoren haben hingegen eine gewünschte analoge Stellmöglichkeit der Injektoröffnung, um auch variable Einspritzmengen mit sehr hoher

Dynamik zu gewährleisten. Außerdem ist die sensorische Rückwirkung (Sensitivität) beim Piezoaktor um ein Vielfaches höher als bei Solenoidantrieben. Für den Betrieb des Piezoaktors muss eine elektrische Spannung angelegt werden, wodurch eine longitudinale Ausdehnung erfolgt. Eine detaillierte Beschreibung dieses Aktors erfolgt in Kapitel 3.2.

### Auswirkungen auf das Injektordesign durch die Verwendung eines Piezoaktors

Durch die Verwendung eines Piezoaktors ergeben sich jedoch Auswirkungen auf das restliche Injektordesign, wie in Abbildung 3.3 dargestellt ist. Der Grund hierfür ist der Einfluss der Temperatur und des Kraftstoffs auf den Piezo.

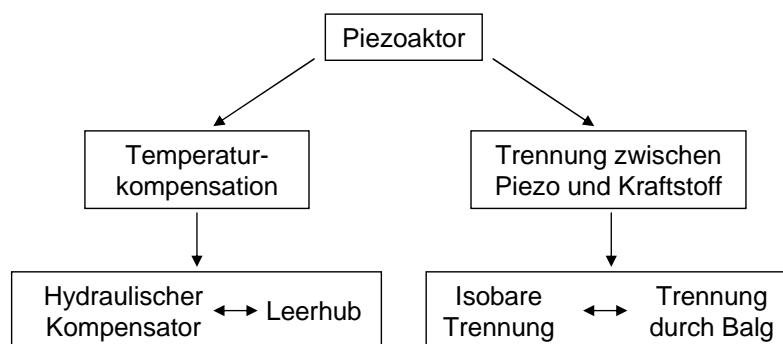


Abbildung 3.3: Auswirkung eines Piezoaktors auf das Injektordesign

Da die Piezokeramik einen anderen Temperatursdehnungskoeffizienten als die restlichen Stahlteile des Injektors hat, muss dieser Einfluss kompensiert werden. Ansonsten würden Spannungen im System auftreten, wodurch sich eine deutliche Abweichung im Hub oder auch ein unkontrolliertes Öffnen des Injektors ergeben könnte. Für den Temperaturengleich existieren zwei technische Standardlösungen bei Einspritzventilen: System mit hydraulischem Kompensator<sup>1</sup> oder System mit sogenanntem Leerhub. Ein System mit Leerhub beinhaltet einen mechanischen Offset innerhalb der seriell zum Piezoaktor geschalteten Komponenten, wobei dieser deutlich geringer als die maximale Längenänderung des Piezos ist. Das System zur Temperaturkompensation sollte zusätzlich im Kurzzeitverhalten eines Einspritzzyklus eine sehr hohe Steifigkeit besitzen, um Einbußen bei der sensorischen Rückwirkung zu verhindern. Beim Leerhub-Konzept müsste der vorliegende mechanische Offset beim Einwirken einer äußeren Kraft (z.B. Verbrennungsdruck) zuerst geschlossen werden, bevor eine sensorische Rückwirkung ermöglicht werden würde. Somit könnten nur Kräfteinflüsse oberhalb eines bestimmten Niveaus (abhängig von der Steifigkeitsverteilung des Injektors) gemessen werden. Infolgedessen wird statt eines Leerhubsystems ein hydraulischer Kompensator (HC) verwendet. Wie in Abbildung 3.4 (oben) zu sehen ist, enthält der HC ein kleines Fluidvolumen ( $V_2$ ), das sich zwischen dem Kompensatorgehäuse und dem Kolben befindet. Der Kolben, der mit der Piezo-Aktor-Einheit verbunden ist, besitzt im Kompensatorgehäuse eine radiale Lagerung und kann sich in axialer Richtung bewegen. Im Ausgangszustand ist das Fluidvolumen auf ein definiertes Spaltmaß eingestellt, so dass keine Kräfte über die mechanischen Anbauteile auf das Fluid übertragen werden. Kommt es zu

<sup>1</sup>Hydraulic Compensator (HC)

Temperaturänderungen, so entstehen aufgrund der unterschiedlichen Temperaturexpansionskoeffizienten Kräfte im System, die auch auf das Fluidvolumen des Kompensators einwirken. Diese bewirken im quasi-inkompressiblen Fluid eine Druckerhöhung, wodurch das Fluid über die radialen Spalte (S1 und S2) zwischen Gehäuse und Kolben in die benachbarten Fluidkammern (V1 und V3) strömt, bis der Druck zwischen den Fluidkammern ausgeglichen ist (siehe Abbildung 3.4 unten). Die radialen Spalte (S1 und S2) sind dabei so ausgelegt, dass der Kompensator im Langzeitverhalten eine Temperaturkompensation ermöglicht, im Kurzzeitverhalten eines Einspritzzyklus jedoch eine sehr hohe Steifigkeit besitzt, da das Fluid quasi-inkompressibel ist und innerhalb eines kurzen Zeitfensters nicht bzw. kaum abfließen kann.

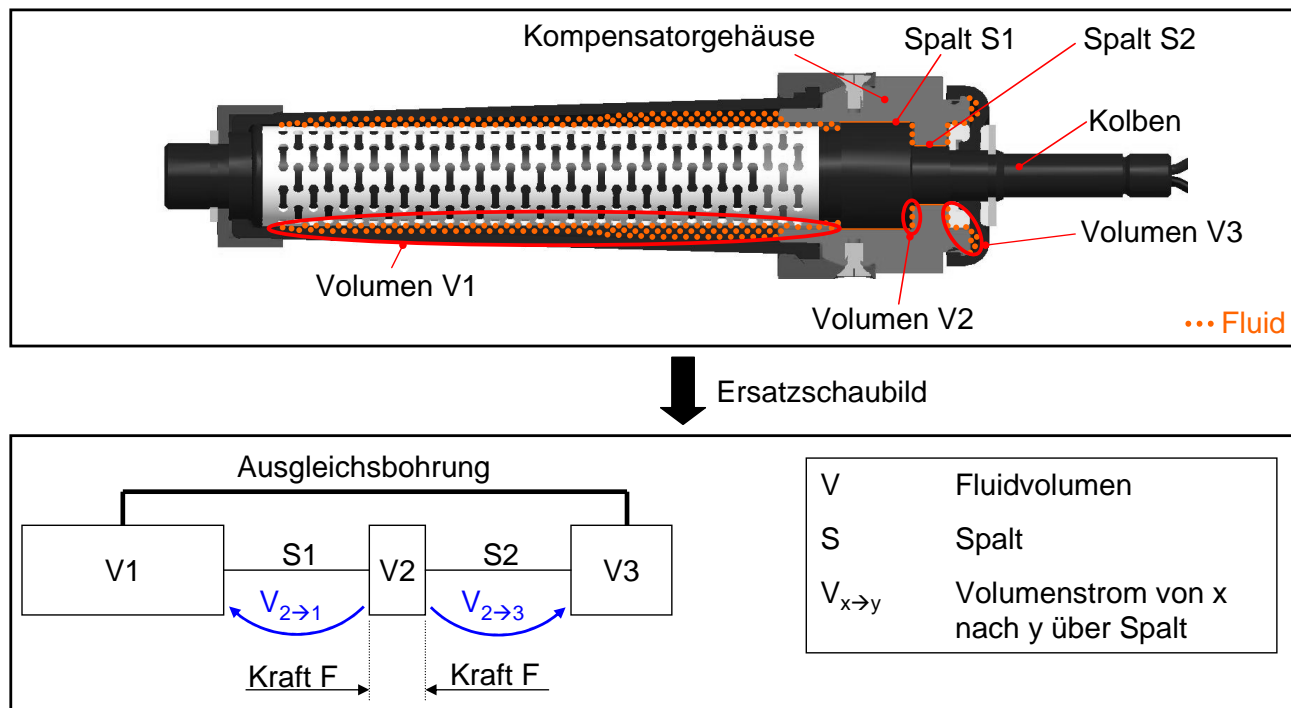


Abbildung 3.4: Übersicht des Hydraulischen Kompensators: CAD (oben) und Konzept (unten)

Eine weitere Auswirkung auf das Injektordesign entsteht nach Abbildung 3.3 dadurch, dass der verwendete Piezoaktor nicht mit dem Kraftstoff in Kontakt kommen darf, da die Vergussmasse des Piezoaktors (siehe Abschnitt 3.2) ansonsten beschädigt werden würde. Infolgedessen muss eine Trennung zwischen Piezoaktor und Kraftstoff erfolgen. Da diese Trennungskomponente parallel zum Piezo geschaltet ist, sollte deren Steifigkeit in longitudinaler, axialer Richtung gering sein, um Einbußen im Injektorhub zu verringern. Eine Möglichkeit ist die Verwendung von metallischen Bälgen, die in radialer Richtung Falten zur Verringerung der axialen Steifigkeiten haben. Eine andere Option ist die Umsetzung eines isobaren Injektorkonzepts, bei dem keine Druckdifferenz zwischen Kraftstoff und Fluid im HC besteht. Der Piezoaktor befindet sich bei diesem Konzept im Fluidkreislauf des hydraulischen Kompensators (siehe Abbildung 3.4 Fluidvolumen V1). Als Abtrennung zwischen dem Kraftstoffpfad und dem Ölkreislauf des Kompensators wird statt eines metallischen Balgs eine undurchlässige, flexible Membran verwendet (siehe Abbildung 3.2 oben). Dadurch findet der Druckausgleich zwischen HC-Fluid



und Kraftstoff automatisch statt, indem sich das Fluidvolumen des Kompensators ändert. Da der Druck im Injektor mit diesem Konzept immer ausgeglichen ist, wird die Funktionalität der thermischen Kompensation bei Druckvariationen des Kraftstoffs nicht beeinflusst. Der Vorteil des isobaren Konzepts gegenüber der Balglösung ist die Erhöhung der Systemsteifigkeit und die Reduktion der bewegten Massen bei gleichzeitiger Kompensation des Kraftstoffdrucks, worauf in Kapitel 5.2 eingegangen wird.

### Öffnungskonzept des Injektors

Neben der Auswahl des Aktors muss noch entschieden werden, wie die Öffnung der Nadel erfolgt. Um den Kraftstoffverbrauch bei Ottomotoren zu reduzieren, muss der Kraftstoff bestmöglich zerstäubt werden, wodurch eine homogene Gemischbildung erleichtert wird. Dazu wird eine nach außen öffnende Nadelgruppe verwendet, wie in Abbildung 3.5 zu sehen ist. Diese Nadelgruppe ermöglicht eine gute Zerstäubung des Kraftstoffs, da er über den gesamten Ringspalt zwischen Nadel und Cartridge kegelförmig eingespritzt wird. Somit handelt es sich bei diesem Injektor um ein strahlgeführtes System, welches im Gegensatz zu wand- und luftgeführtem Brennverfahren das höchste Kraftstoffverbrauchspotential besitzt ([8], [9]).

Nach innen öffnende Nadelgruppen (Lochdüsen) werden hingegen im Dieselsegment verwendet, da aufgrund des vielfachen Kraftstoffdrucks die Kräfte zum Öffnen der Nadel ansonsten nicht ausreichen würden. Hier wird der Kraftstoff nur über einzelne Löcher (zwischen fünf und acht) symmetrisch in den Brennraum injiziert.

Nach außen öffnende Nadelgruppen werden direkt angetrieben. Das bedeutet, dass zwischen Nadel und Piezoaktor keine hydraulische oder mechanische Übersetzung verbaut wird, wodurch Verluste durch Reibung, nichtlineare Steifigkeiten (z.B. Hertzsche Flächenpressung) etc. vermieden werden können.

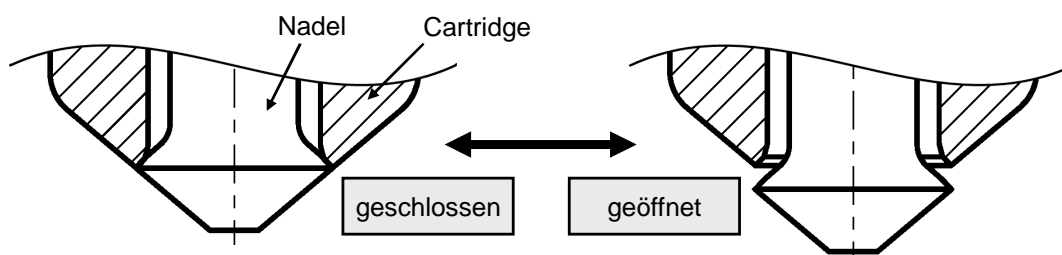


Abbildung 3.5: Konzept der Einspritzdüse: nach außen öffnende Nadel

Aufgrund der nach außen öffnenden Nadelgruppe benötigt der Injektor eine Schließfeder, um sowohl das Schließen der Nadel nach Beendigung der Einspritzung als auch das Abdichten der Nadelgruppe zu gewährleisten. Sie wird im eingebauten Zustand auf eine bestimmte Kraft vorgespannt, wodurch die Nadel des Injektors mit dieser Schließkraft in den Sitz der Cartridge gezogen wird. Dadurch werden auch die Injektorbauteile wegen ihrer formschlüssigen Verbindung über die Schließfederkraft vorgespannt und entsprechend der Steifigkeitsverteilung verformt (Längung bzw. Stauchung). Somit soll ein ungewolltes Öffnen der Nadel verhindert und die Dichtigkeit gewährleistet werden. Da jedoch der Piezo zum Öffnen der Nadel diese



eine Dicken- bzw. Längenänderung vollziehen [40]. Der Zusammenhang zwischen diesen beiden elektrischen Größen ist bei Piezos annähernd linear.

Bei Piezo-Einspritzventilen werden gewöhnlich Stapelaktoren<sup>2</sup> verbaut, die aus Blei-Zirkonat-Titanat Keramik (PZT) bestehen. Eine detaillierte Beschreibung der Piezomaterialien (Eigenschaften, Herstellungsprozess usw.) kann in [27], [40], [68] und [71] nachgelesen werden. Bei Stapelaktoren handelt es sich um eine mechanische Serienschaltung von piezoelektrischen Keramikscheiben mit entgegengesetzter Polarisationsrichtung, die elektrisch parallel geschaltet sind (vgl. Abbildung 3.7). Der Gesamtstellweg des Stapelaktors  $s$  summiert sich somit aus den Auslenkungen der einzelnen Scheiben aufgrund der anliegenden Spannung  $u_a$ .

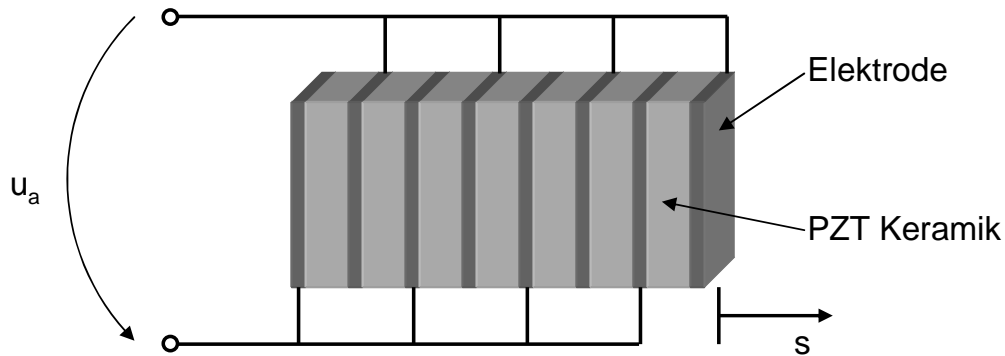


Abbildung 3.7: Schematische Darstellung eines Piezostacks

In dieser Arbeit wird ein Piezostack mit einer Länge von 45 mm und einer Querschnittsfläche von  $5,2 \times 5,2 \text{ mm}^2$  verwendet. Da solche Aktoren typischerweise Auslenkungen bis zu 0,15 % ihrer Gesamtlänge erreichen, sind beim benutzten Stapelaktor Hübe unterhalb von  $70 \mu\text{m}$  zu erwarten. Die Kräfte, welche die Stapelaktoren allgemeinerweise ausüben können, liegen im Kilonewtonbereich bei Frequenzen bis zu einigen Kilohertz (siehe [5]).

Der Ausgangszustand des Piezostacks dieser Arbeit ist in Abbildung 3.8 links dargestellt. Hier ist auch die elektrische Kontaktierung zu sehen, welche über eine Drahtnarfe auf die Kantenmetallisierung und dadurch auf die Elektroden erfolgt. Mithilfe einer Vergussmasse erhält der Piezostack seine Zylinderform, so wie er typischerweise ausgeliefert wird (siehe Abbildung 3.8 Mitte) [18].

Bei PZT-Keramiken für diese Multilayer-Aktoren liegt die Druckfestigkeit (ca.  $800 \text{ N/mm}^2$ ) deutlich über der zulässigen Zugfestigkeit (ca.  $30 \text{ N/mm}^2$ ). Beim Einsatz in Stapelaktoren sinkt die Zugfestigkeit noch etwas wegen des Verbundes zwischen Keramiksichten und Elektroden, weshalb die Zugbeanspruchung einen maximalen Wert zwischen 10 und  $20 \text{ N/mm}^2$  nicht überschreiten sollte [86].

Um die zulässige Zugbeanspruchung bei gleichzeitiger Ausnutzung des kompletten Hubpotentials des Piezostacks im dynamischen Betrieb einhalten zu können, wird der Aktor mechanisch mithilfe einer torsionsarmen Rohrfeder mit ca. 600 N vorgespannt. Die Rohrfeder wird an einer zusätzlichen Boden- und Kopfplatte des Aktors verschweißt. Diese Baugruppe - Piezostack mit Rohrfeder, Boden- und Kopfplatte - wird wie schon in Kapitel 3.1 (Abbildung 3.2 oben)

<sup>2</sup>auch Multilayer-Aktoren oder Piezostacks genannt



Abbildung 3.8: Übersicht des Aufbaus eines Piezostacks: Piezostack freigelegt (links), im vergossenen Zustand bzw. Auslieferungszustand (Mitte) und als fertig verschweißte PAU (rechts)

gezeigt, als Piezo-Aktor-Einheit (PAU<sup>3</sup>) bezeichnet. Für die verwendete Rohrfeder wird eine geringe Steifigkeit von ca.  $2 \text{ N}/\mu\text{m}$  gewählt, damit die Einbußen im Gesamthub vernachlässigbar sind.

### 3.3 Ansteuerlektronik

Zum Betrieb von Einspritzventilen im Motor ist eine wesentliche Komponente das Motorsteuergerät, das in [9] näher beschrieben wird. Dieses liefert der Leistungsendstufe die Kennwerte zum Ansteuern der Ventile. In diesem Kapitel werden die Funktionen von Motorsteuergerät und Leistungsendstufe kurz beschrieben, da diese Komponenten für die Aufgabenstellung eine wichtige Rolle spielen. Für eine detailliertere Beschreibung dieser beiden Komponenten wird auf die genannte Literatur verwiesen.

Die Motorelektronik ist verantwortlich für die Steuerung des Verbrennungsverlaufs. Diese elektronische Steuerung kann in Signalaufbereitung, -auswertung und -ausgabe unterteilt werden. In der Signalaufbereitung werden die Informationen, die von den unterschiedlichen Sensoren des Motors und Fahrzeugs zur Verfügung gestellt werden (z.B. Zylinderdruck), für die Signalauswertung aufbereitet. Diese Daten entsprechen in der Signalauswertung dem Istzustand der Motorfunktion, mit dem die Bedarfsgrößen der verschiedenen Aktoren über Kennfelder und Kennlinien bestimmt werden. Diese ermittelten Werte werden als Pegel-/Zeitinformation an die jeweiligen Leistungsendstufen übermittelt [9].

Leistungsendstufen für den Einsatz von Piezoeinspritzventilen benötigen einen Zweiquadrantenbetrieb, bei dem der Strom von einer Quelle zum Verbraucher fließt und im Gegensatz zum Einquadranten auch wieder zurück. Neben der allgemeinen Möglichkeit zur Energierückgewinnung wird dieses Verfahren bei Piezoinjektoren verwendet, um den Piezoaktor zu entladen.

Wie in Kapitel 3.2 erläutert, hat der Piezo einen annähernd linearen Zusammenhang zwischen

<sup>3</sup>Abkürzung von der englischen Bezeichnung: piezo actuator unit

Ladung und Auslenkung. Um eine definierte konstante Auslenkung und eine möglichst geringe Eigenfrequenzanregung des Piezos zu erhalten, wäre für die Ansteuerung der Ventile ein trapezförmiger Stromverlauf während des Ladens und Entladens wünschenswert. Allerdings ist bei der Auslegung der Leistungsendstufen für Piezoeinspritzventile neben den Kosten auch die Optimierung des Wirkungsgrads zu berücksichtigen. Da nach [5] bei linearen Serienreglern aufgrund der Wärmeverluste ein maximaler Wirkungsgrad von 50 Prozent nicht übertroffen wird, werden getaktete Leistungsendstufen mit Wirkungsgraden zwischen 70 und 90 Prozent verwendet. Ein Nachteil dieses Konzepts ist ein hochfrequenter Stromrippel, der im trapezförmig angenäherten Stromverlauf betriebsbedingt enthalten ist (siehe Abbildung 3.9). Um den Wirkungsgradvorteil dieses Verfahrens nicht zu stark zu verringern, kann dieser hochfrequente Anteil nicht vollständig mithilfe eines Tiefpassfilters kompensiert werden. Aus diesem Grund muss eine Signalauswertung eines solchen Stromprofils robust gegenüber diesen hochfrequenten Schwingungen ausgelegt werden.

Bei der für die Messungen verwendeten Endstufe handelt es sich um eine stromgesteuerte CC-Endstufe (CC für Current Controlled), die annähernd das gleiche Klemmenverhalten wie ein Seriensteuergerät für Einspritzventile in der Automobilindustrie besitzt. Wie in [5] erläutert, handelt es sich bei der Endstufe um einen Zwei-Quadranten-Buck-Boost-Konverter, deren Stromverlauf durch einen trapezförmigen Lade- und Entladeverlauf definiert wird. Die hierfür verwendeten Parameter sind in Abbildung 3.9 dargestellt und in Tabelle 3.1 beschrieben.

Tabelle 3.1: Beschreibung der wichtigsten Ansteuerparameter für die Prüfstands-Endstufe des Injektors

Parameter	Definition	Bedeutung
$I_{C_{max}}$	$I_{Charge\ maximum}$	Maximaler Ladestrom
$t_C$	$t_{Charge}$	Ladedauer
$t_{LC}$	$t_{Lead\ Charge}$	Steigende Ladeflankendauer
$t_{TC}$	$t_{Trail\ Charge}$	Fallende Ladeflankendauer
$t_I$	$t_{Injection}$	Einspritzdauer
$I_{D_{max}}$	$I_{Discharge\ maximum}$	Maximaler Entladestrom
$t_D$	$t_{Discharge}$	Entladedauer
$t_{LD}$	$t_{Lead\ Discharge}$	Steigende Entladeflankendauer
$t_{TD}$	$t_{Trail\ Discharge}$	Fallende Entladeflankendauer
$t_P$	$t_{Protection}$	Zeitverzug Protectionschaltung

Aufgrund der Funktionsweise einer Zwei-Quadranten-Endstufe würde sich bei einer Reduzierung der Piezospannung der maximale Leistungsumsatz reduzieren. Deswegen würde das Entladen des Piezos mithilfe dieses Konverters zu lange dauern. Aus diesem Grund wird mit einem Zeitverzug  $\Delta t = t_D - t_P$  nach Beginn der Entladeflanke ein strom geregelter Widerstand (Protection) parallel zum Piezoaktor geschaltet, wodurch die Entladezeit deutlich reduziert werden kann. Die Referenz für den Zeitverzug  $t_P$  wird auf den Beginn der fallenden Entladeflanke gelegt, damit der strom geregelte Widerstand unabhängig von der Entladedauer zu einem bestimmten

Zeitpunkt vor Entladungsende einsetzt (siehe Abbildung 3.9). Die Definition der Einspritzdauer  $t_I$  ist dabei nicht bis zum Ende der Entladeflanke definiert, da während der beiden Flanken nur die Hälfte der Kraftstoffmenge eingespritzt wird wie in der selben Zeitspanne zwischen Laden und Entladen<sup>4</sup>.

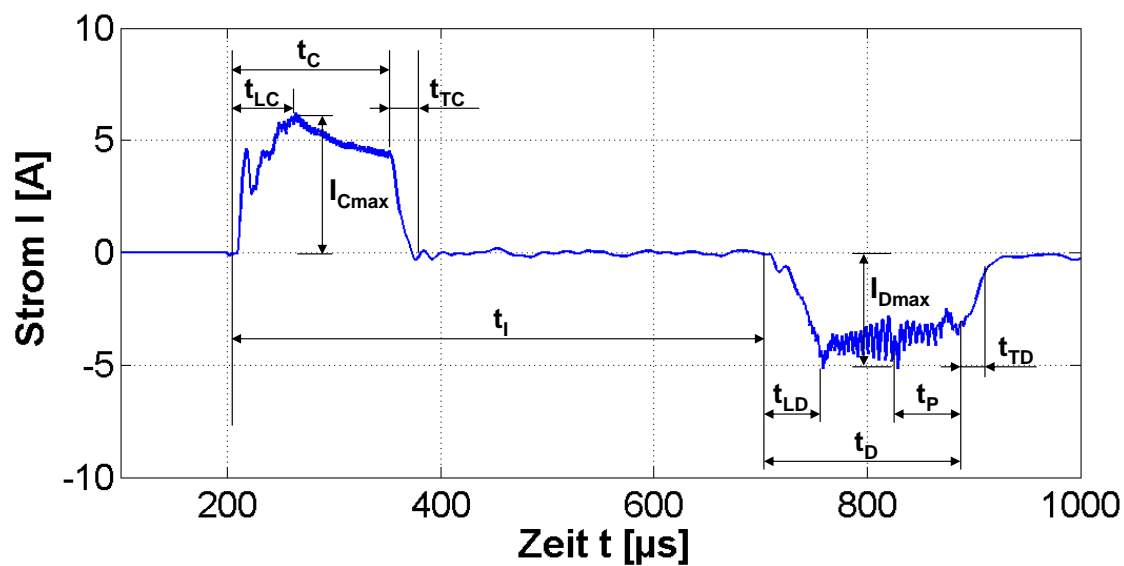


Abbildung 3.9: Darstellung der Ansteuerparameter für die Endstufe zum Betrieb des Injektors

<sup>4</sup>gilt nicht bei sehr kurzen Einspritzzeiten, bei denen die Einspritzdauer mit der Ladedauer identisch sein kann

# 4 Systemtheoretische Beschreibung des Injektors

Nachdem in Kapitel 3 das Piezoeinspritzventil funktionell erläutert wurde, soll der Injektor in diesem Kapitel auf der Modellebene beschrieben werden. Dies dient dazu, das Verhalten des Ventils insbesondere während der Einspritzung in Simulationsstudien zu untersuchen. Die Anforderungen an das Injektormodell während der Verbrennung im Motor unterscheiden sich gegenüber der Einspritzphase und werden erst in Kapitel 5 näher untersucht. Die Modellgleichungen des Systems können zudem mittels systemtheoretischer Ansätze analysiert werden, um qualitative Aussagen über das Systemverhalten zu gewinnen. Dies sind wichtige Erkenntnisse zur kombinierten Auslegung des Injektors als Aktor und Sensor.

Dieses Kapitel beginnt mit einer kurzen Einführung in die physikalischen Grundlagen der Piezomodellierung, da der Piezoaktor eine zentrale Komponente des Injektors darstellt und die Piezo-Modellierung spezielle Vorkenntnisse erfordert. Nach diesem Abschnitt wird ein Gesamtmodell des Injektors abgeleitet.

## 4.1 Physikalische Grundgleichungen des Piezoaktors

Als Basis zur Beschreibung von Piezos dienen die linearen Zustandsgleichungen des Piezoeffekts für den isothermen Zustand, in denen die Größen elektrische Flussdichte  $\mathbf{D}$ , elektrische Feldstärke  $\mathbf{E}$ , mechanische Dehnung  $\mathbf{S}$  und mechanische Spannung  $\mathbf{T}$  miteinander verknüpft werden. Diese Gleichungen werden bei vielen Arbeiten in der Literatur als Ausgangsbasis zur Modellierung des Piezos verwendet, da sie mit ihren physikalischen Zusammenhängen standardisiert wurden, wie zum Beispiel vom *Institute of Electrical and Electronics Engineers*, siehe [75]. Das genannte Modell hat die Form

$$\mathbf{D} = \mathbf{d}\mathbf{T} + \varepsilon^T \mathbf{E}, \quad (4.1)$$

$$\mathbf{S} = \mathbf{s}^E \mathbf{T} + \mathbf{d}\mathbf{E}. \quad (4.2)$$

Die piezoelektrische Ladungskonstante  $\mathbf{d}$  (auch: piezoelektrischer Koeffizient oder piezoelektrisches Modul) spiegelt die Stärke des Piezoeffekts bzw. der elektromechanischen Kopplung wider. Der Parameter  $\varepsilon^T$  entspricht der Dielektrizitätszahl bei konstanter mechanischer Spannung  $\mathbf{T}$ .

Der Elastizitätskoeffizient  $s^E$  gibt das elastische Verhalten des Piezowerkstoffes bei konstantem elektrischen Feld an [40].

Bei den Parametern handelt es sich um Tensoren, die die Werte für die jeweiligen Beanspruchungsarten (z.B. auf Druck, Zug, Scherung usw.) zusammenfassen. Bei vielen Modellen werden Quer- und Scherkräfte vernachlässigt, so dass elektrische Felder und mechanische Kräfte nur in Wirkrichtung auftreten, die mit dem Index 3 definiert ist [72]. In diesem Fall vereinfacht sich das Modell aus (4.1) und (4.2) zu den skalaren Gleichungen

$$D_3 = d_{33}T_3 + \varepsilon_{33}^T E_3, \quad (4.3)$$

$$S_3 = s_{33}^E T_3 + d_{33} E_3. \quad (4.4)$$

Bei den doppelten Indizes (z.B.  $d_{33}$ ) gibt der erste die Richtung der Erregung und der zweite die Richtung der Reaktion des Systems an. Mithilfe der folgenden Zusammenhänge können die Piezogleichungen (4.3) und (4.4) umgeformt werden:

- Die mechanische Dehnung  $S_3$  hängt von der ursprünglichen Länge des Piezostacks  $l_p$  und dessen Ausdehnung  $s_p$  ab:

$$S_3 = \frac{s_p}{l_p}. \quad (4.5)$$

- Die mechanische Spannung  $T_3$  setzt sich aus der mechanischen externen Kraft  $F$  und der Querschnittsfläche des Piezoaktors  $A_p$  zusammen:

$$T_3 = \frac{F}{A_p}. \quad (4.6)$$

- Die elektrische Flussdichte  $D_3$  berechnet sich mithilfe der elektrischen Ladung des Piezos  $Q$  und dessen Querschnittsfläche  $A_p$ :

$$D_3 = \frac{Q}{A_p}. \quad (4.7)$$

- Die elektrische Feldstärke  $E_3$  wird für zwei piezoelektrische Keramikscheiben durch die elektrische Spannung  $U$  und den Abstand der beiden Scheiben definiert. Dieser Abstand ergibt sich aus der Gesamtlänge des Piezos  $l_p$  und dessen Ausdehnung  $s_p$ :

$$E_3 = \frac{U}{l_p + s_p} \approx \frac{U}{l_p}. \quad (4.8)$$

Die Approximation  $l_p + s_p \approx l_p$  ist möglich, da die Ausdehnung des Piezos  $s_p$  nur ca. 0,1% im Vergleich zur Länge  $l_p$  ausmacht.

- Der Elastizitätskoeffizient  $s_{33}^E$  hängt von der Piezoquerschnittsfläche  $A_p$ , der Piezolänge  $l_p$  und der mechanischen Piezosteifigkeit  $k_p$  ab:

$$s_{33}^E = \frac{A_p}{k_p l_p}. \quad (4.9)$$



- Die Dielektrizitätszahl  $\varepsilon_{33}^T$  kann mithilfe der Ersatzkapazität des Piezostacks  $C_0$  berechnet werden. Sie ist definiert durch die Zusammenhänge eines Plattenkondensators und setzt sich aus den Parametern Piezoersatzkapazität  $C_0$ , Piezoquerschnittsfläche  $A_p$  und Piezolänge  $l_p$  zusammen:

$$\varepsilon_{33}^T = \frac{C_0 l_p}{A_p}. \quad (4.10)$$

Mithilfe der Gleichungen (4.6), (4.7), (4.8), (4.10) kann Gleichung (4.3) folgendermaßen umgeformt werden:

$$\frac{Q}{A_p} = d_{33} \frac{F}{A_p} + \frac{C_0 l_p}{A_p} \frac{U}{l_p}. \quad (4.11)$$

Diese Gleichung lässt sich nach der Piezo-Ladung  $Q$  auflösen:

$$Q = d_{33} F + C_0 U. \quad (4.12)$$

Zusätzlich kann die zweite Zustandsgleichung des Piezoeffekts (4.4) mithilfe der Gleichungen (4.5), (4.6), (4.8) und (4.9) umgewandelt werden:

$$\frac{s_p}{l_p} = \frac{A_p}{k_p l_p} \frac{F}{A_p} + d_{33} \frac{U}{l_p}. \quad (4.13)$$

Nach Kürzung ergibt sich

$$s_p = \frac{F}{k_p} + d_{33} U. \quad (4.14)$$

Die linearen Grundgleichungen des Piezos sind somit in (4.12) und (4.14) definiert.

## 4.2 Hysterese des Piezos

Die in Kapitel 4.1 vorgestellten standardisierten Grundgleichungen umfassen die linearen Eigenschaften des Piezoaktors. In der Literatur wird jedoch oft auf die Nichtidealitäten des Piezos hingewiesen, bei denen vor allem die Hystereseeigenschaften im Vordergrund stehen. Dieses Hystereseverhalten ist insbesondere zwischen den beiden Größen elektrische Piezospannung  $u_a$  und Ausdehnung des Piezos  $s_p$  zu sehen, wie in Abbildung 4.1 (links) anhand eines typischen Verlaufs dargestellt.

Wird elektrische Ladung auf den Piezoaktor gebracht, steigt dessen Spannung und Hub an (von ① nach ②). Bei anschließender Entladung sinken beide Größen wieder ab, jedoch nicht auf der selben Bahn wie beim Ladevorgang. Des Weiteren ist zu erkennen, dass die Piezospannung auf Null zurückgeht, jedoch eine Restauslenkung vorhanden ist (siehe Abbildung 4.1 links ③).

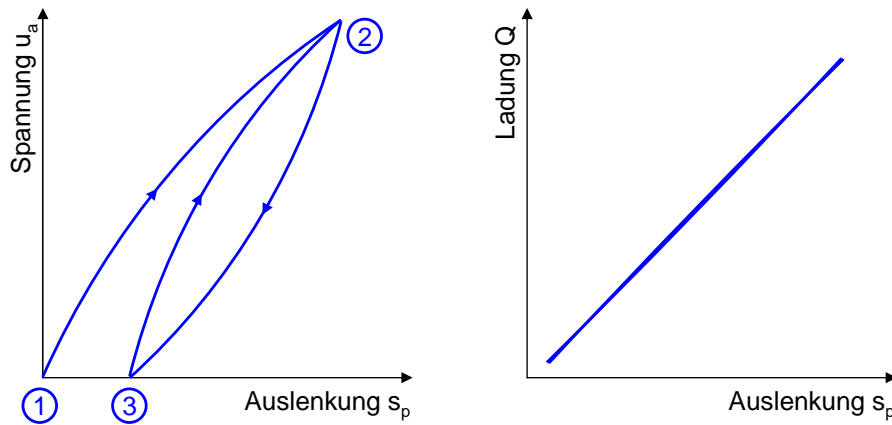


Abbildung 4.1: Eigenschaften der Hysterese beim Piezoaktor anhand typischer Verläufe

Wird der Injektor mit einer Frequenz größer als z.B. 10 Hz angesteuert, stellt sich ab dem zweiten Ladezyklus der eingezeichnete Verlauf zwischen den Punkten ③ und ② ein, da die Zeit für die Ausgleichsvorgänge (③ nach ①) nicht ausreicht.

Zwischen den beiden Größen Ladung  $Q$  und Auslenkung des Piezos  $s_p$  ist hingegen keine Hysterese vorhanden, wie in Abbildung 4.1 rechts zu sehen ist.

Das beschriebene Verhalten zwischen den Größen des Piezos  $u_a$ ,  $Q$  und  $s_p$  wird unter anderem in [21] und [22] näher beschrieben.

### 4.3 Modellierung des Piezos in der Literatur

Wie in Abschnitt 4.2 erläutert, wird das Hystereseverhalten des Piezos in den linearen Grundgleichungen (4.12) und (4.14) nicht beschrieben. Des Weiteren werden die dynamischen Eigenschaften eines Piezostacks vernachlässigt. Um für diese Arbeit die optimale Modellierungsart des Piezos herauszufinden, wird hier ein kurzer Überblick der in der Literatur existierenden Ansätze gegeben und die Wahl des verwendeten Modells begründet.

Grundsätzlich können die verschiedenen Ersatzmodelle für Piezoaktoren aus der Literatur nach [34] hinsichtlich der Beschreibungsform unterteilt werden in:

- thermodynamische Grundgleichungen
- phänomenologische bzw. makroskopische Betrachtungen
- mikroskopische Betrachtungen

Die Basis für alle drei Beschreibungsformen bilden die in Kapitel 4.1 gezeigten piezoelektrischen Grundgleichungen aufgrund deren Standardisierung wie zum Beispiel der IEEE-Standard (siehe [75]). Diese Veröffentlichung ist nach [21] die am weitesten anerkannte Beschreibung von piezoelektrischen Keramiken. Grundsätzlich wird bei dieser Modellbeschreibung nur der piezoelektrische Effekt berücksichtigt, wodurch Nichtlinearitäten und Hysterese von Piezos nicht abgebildet werden. Bei den thermodynamischen Grundgleichungen werden die

piezoelektrischen Grundgleichungen um den Einfluss der Temperatur erweitert.

Die zweite Beschreibungsform von Piezoaktoren erweitert die thermodynamischen Grundgleichungen durch phänomenologische bzw. makroskopische Beschreibungen. In der Literatur sind viele solcher Ansätze vorhanden, die unter anderem versuchen, das Hystereseverhalten von Piezos in den Modellen zu integrieren. Ein bekannter Entwurf ist das Modell von Preisach, das die Beschreibung von ferromagnetischem Materialverhalten beinhaltet und für Piezokeramiken verwendet werden kann (siehe [63]). Das Hystereseverhalten wird darin mithilfe von vielen Schaltoperationen angenähert. Ein weiterer phänomenologischer Ansatz zur Beschreibung der Hysterese wird von Goldfarb und Celanovic in [21] und [22] vorgestellt. Dieser basiert auf Maxwell-Elasto-Reib-Elementen, wodurch die Hystereseigenschaften nachgebildet werden. Weitere phänomenologische Ansätze sind in [34] und [59] zusammengefasst.

Die dritte Kategorie zur Modellierung piezoelektrischer Aktoren sind mikromechanische Entwürfe mithilfe von mikroskopischen Betrachtungen. Sie beschreiben das ferroelektrische Materialverhalten auf der Basis von granularen Strukturen im Kristall, siehe [34], [35], [36] and [37].

In dieser Arbeit steht vor allem die Rechenzeit des benötigten Modells für den Piezoaktor im Vordergrund. Der Grund dafür ist, dass Berechnungen möglichst innerhalb eines Arbeitsspiels im Motor abgeschlossen werden sollten, um die Wiederholbarkeit für jedes Arbeitsspiel sicherzustellen und die Totzeiten für zylinderdruckbasierte Regelstrategien zu minimieren. Deswegen werden in dieser Arbeit keine Ansätze mit Hysteresemodellierung verwendet. Stattdessen wird versucht, das Injektorverhalten durch eine einfache physikalische Beschreibung als dynamisches System abzubilden. Diese Strategie wird auch in [5] angewendet, auf der in dieser Arbeit aufgebaut wird. Zuvor wird jedoch in Kapitel 4.4 und 4.5 noch kurz auf theoretische Grundlagen eingegangen, die für die spätere Modellierung in Kapitel 4.6 und 4.7 Voraussetzung sind.

## 4.4 Physikalische Beschreibung dynamischer Systeme im Zustandsraum

In der Systemtheorie sowie in der Regelungstechnik werden lineare dynamische Systeme häufig im Zustandsraum modelliert, indem die Systemdifferentialgleichung  $n$ -ter Ordnung in  $n$  Differentialgleichungen erster Ordnung umgewandelt oder das Eingangs-/Ausgangsverhalten direkt beschrieben wird. Der Grund für die bevorzugte Verwendung von Zustandsraummodellen ist unter anderem die Analysemöglichkeit der Zustandsraummodelle mithilfe von Methoden der linearen Algebra. Außerdem bietet diese Beschreibungsform Vorteile bei rechnergestützten Berechnungen und Auswertungen von Systemen, wie zum Beispiel dynamischen Optimierungsproblemen, welche in dieser Arbeit zu berücksichtigen sind [54], [79], [80].

Die Zustandsraummodellierung linearer kontinuierlicher Systeme basiert auf einer Vektor- und Matrizendarstellung. Basisgrößen sind die  $n$  Zustände eines physikalischen Systems, die in ge-

wisser Weise die „Füllstände“ der Energiespeicher des Systems beschreiben und im sogenannten Zustandsvektor  $\mathbf{x}$  beinhaltet sind. Außerdem werden die  $m$  Eingangsgrößen im Eingangsvektor  $\mathbf{u}$  und die  $r$  Ausgangsgrößen im Ausgangsvektor  $\mathbf{y}$  zusammengefasst. Ein lineares Mehrgrößensystem kann dann in der Form

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) \quad (4.15)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) + \mathbf{D}\mathbf{u}(t) \quad (4.16)$$

dargestellt werden. Die erste Gleichung (4.15) beschreibt das dynamische Verhalten des Systems und wird als *Zustandsgleichung* bezeichnet. Die zweite Gleichung (4.16) hingegen ist in der Literatur als *Ausgangsgleichung* bekannt. Die einzelnen Vektoren und Matrizen haben nach [14] und [54] folgende Definition:

Zustandsvektor	$\mathbf{x}$	$(n, 1)$ -Vektor
Eingangsvektor	$\mathbf{u}$	$(m, 1)$ -Vektor
Ausgangsvektor	$\mathbf{y}$	$(r, 1)$ -Vektor
Systemmatrix	$\mathbf{A}$	$(n, n)$ -Matrix
Eingangs- oder Steuermatrix	$\mathbf{B}$	$(n, m)$ -Matrix
Ausgangs- oder Beobachtungsmatrix	$\mathbf{C}$	$(r, n)$ -Matrix
Durchgangsmatrix	$\mathbf{D}$	$(r, m)$ -Matrix

Die zeitliche Änderung des  $n$ -dimensionalen Vektors  $\mathbf{x}$  entspricht im  $n$ -dimensionalen Vektorraum  $\mathbb{R}^n$  der Bewegung eines Punktes auf einer Kurve, der sogenannten Trajektorie. [54]

## 4.5 Hybride Modellbildung

Wie schon in [5] erläutert wird, reicht die Methode der kontinuierlichen Systemtheorie nicht aus, um das Verhalten von Einspritzventilen ausreichend zu beschreiben. Dies liegt insbesondere an den Kontaktübergängen, wenn z.B. die Nadel schließt oder öffnet, was einem quasidiskreten Ereignis entspricht. Aus diesem Grund wird ein hybrides Modell verwendet, das sowohl die wertkontinuierlichen als auch die ereignisdiskreten Eigenschaften des Injektors abbildet.

Ein hybrides Modell erhält man, indem ein kontinuierliches Modell (z.B. Zustandsraummodell) durch Umschalten der Systemdynamik erweitert wird. Es besteht aus kontinuierlichen Zustandsvariablen und diskreten Zuständen, sogenannten Modi, die unterschiedliche Systembeschreibungen aufweisen. Die Umschaltung auf einen neuen Modus erfolgt, wenn die Zustandstrajektorie eine Hyperebene im Zustandsraum schneidet. Zu diesem Zeitpunkt werden die Zustände des bisherigen Modells als Anfangsbedingungen an das Modell des neuen Modus übergeben [3].

Details über das erweiterte Zustandsraummodell des hybriden Ansatzes zur Modellierung des Injektors als Aktor können unter anderem in [5] nachgelesen werden.

Um ein hybrides Modell für den verwendeten Injektor erstellen zu können, müssen jeweils die Ereignisse „Injektor geschlossen“ und „Injektor offen“ physikalisch beschrieben und zusätzlich die Umschaltbedingungen definiert werden.

## 4.6 Modellierung der Piezo-Aktor-Einheit im Zustandsraum

In diesem Abschnitt wird ein Zustandsraummodell der im Injektor enthaltenen Piezo-Aktor-Einheit (PAU) erstellt, bevor im Abschnitt 4.7 ein Gesamtmodell des Injektors hergeleitet wird. Grundlage dieses Aktormodells bilden die Gleichungen (4.12) und (4.14). Durch die Umformung von (4.12) definiert sich die Spannung

$$U = \frac{1}{C_0}Q - \frac{d_{33}}{C_0}F \quad (4.17)$$

aus der elektrischen Eingangsgröße Ladung  $Q$  und dem Einfluss der mechanischen Piezoseite. Wird nur die Mechanik des Piezos betrachtet, setzt sich die Kraft  $F$  aus der Steifigkeit und der Auslenkung des Piezos zusammen:

$$F = k_p s_p . \quad (4.18)$$

Analog zu [5] soll die elektromechanische Kopplung durch den Kopplungsfaktor  $N_u$  beschrieben werden:

$$N_u = d_{33}k_p . \quad (4.19)$$

Der Grund für die Zusammenfassung des Piezomoduls bzw. Ladungskoeffizienten  $d_{33}$  und der mechanischen Piezosteifigkeit  $k_p$  liegt im adaptionsbasierten Ansatz, mit dem nur das Produkt der beiden zeitvarianten Parameter durch die Änderung von  $N_u$  angepasst wird. Somit ändert sich die Spannungsgleichung des Piezos (4.17) durch Verwendung von (4.18) und (4.19) zu

$$U = \frac{1}{C_0}Q - \frac{N_u}{C_0}s_p . \quad (4.20)$$

Außerdem kann Gleichung (4.14) mithilfe von (4.19) zum statischen Kräftegleichgewicht am Piezo umgeformt werden:

$$N_u U + F - k_p s_p = 0 . \quad (4.21)$$

Um das Zustandsraummodell für den Piezoaktor aufstellen zu können, müssen die Zustände sowie die Ein- und Ausgänge des Systems definiert werden. Dazu ist eine Unterteilung des Injektors in die Komponenten PAU und Injektormechanik erforderlich, wie in [88] gezeigt wird. Beide Komponenten können als getrennte Elemente mit Ein- und Ausgangssignalen betrachtet werden, sofern die Schnittstellengrößen mitberücksichtigt werden. Eine Übersicht dieses Signalflussdiagramms ist in Abbildung 4.2 zu sehen. Es kann in drei Kategorien gegliedert werden:

- Ein- und Ausgangsgrößen des Piezoaktors: Je nach elektrischer Quelle (Strom oder Spannung) besitzt der Piezostack als Eingang den Strom  $i_a$  und als Ausgang die Aktorspannung  $u_a$  bzw. umgekehrt. Beide Größen werden gemessen und sind somit bekannt (siehe Kapitel 5.3). Für diese Arbeit wird als Ausgang die elektrische Spannung  $u_a$  definiert, da, wie später in Kapitel 5 gezeigt wird, während der Druckmessung nur ein Spannungssignal aber kein Stromsignal zur Auswertung zur Verfügung steht.
- Ein- und Ausgangsgrößen der Injektormechanik: Bei der späteren Messung des Verbrennungsdrucks wird die resultierende externe Kraft  $F_{ext}$ , die an der Nadelspitze anliegt, als Eingangsgröße definiert. Das Ausgangssignal hier ist die Geschwindigkeit der Nadel  $\dot{s}_n$ . Beide Größen sind unbekannt, können jedoch mithilfe von zusätzlichen Sensoren zu Untersuchungszwecken bestimmt werden.
- Rückwirkung zwischen Piezoaktor und Injektormechanik: Gemäß der Ein- und Ausgangsgrößendefinition der Injektormechanik liegt vom Piezoaktor zum Injektor das Geschwindigkeitssignal des Piezos  $\dot{s}_p$  aufgrund dessen Ansteuerung mit dem Strom  $i_a$  vor. In der Gegenrichtung wirkt eine Kraft  $F_p$  vom Injektor auf den Piezo ein. Diese hängt von der externen Kraft an der Nadel  $F_{ext}$  sowie weiteren Kräften z.B. durch die Schließfeder ab. Diese beiden Größen sind nicht bekannt, könnten jedoch theoretisch mithilfe von zusätzlichen Sensoren ebenfalls gemessen werden.

Da in diesem Abschnitt nur die PAU modelliert wird, müssen die Schnittstellengrößen zwischen PAU und Injektormechanik  $F_p$  und  $\dot{s}_p$  bzw. dessen Integral  $s_p$  (Auslenkung des Piezos) als mechanische Ein- und Ausgangsgrößen der PAU berücksichtigt werden. Aus diesem Grund wird die Kraft  $F$  in den bisherigen Formeln dieses Abschnitts (Gleichungen (4.17), (4.18) und (4.21)) sowie in den weiteren Berechnungen mit  $F_p$  bezeichnet.

Als Grundlage für die Differentialgleichungen des Zustandsraummodells dient das elektromechanische Ersatzschaltbild des Aktors aus [5], das in Abbildung 4.3 dargestellt ist.

Die in Abbildung 4.3 verwendeten Parameter sind dabei wie folgt definiert:

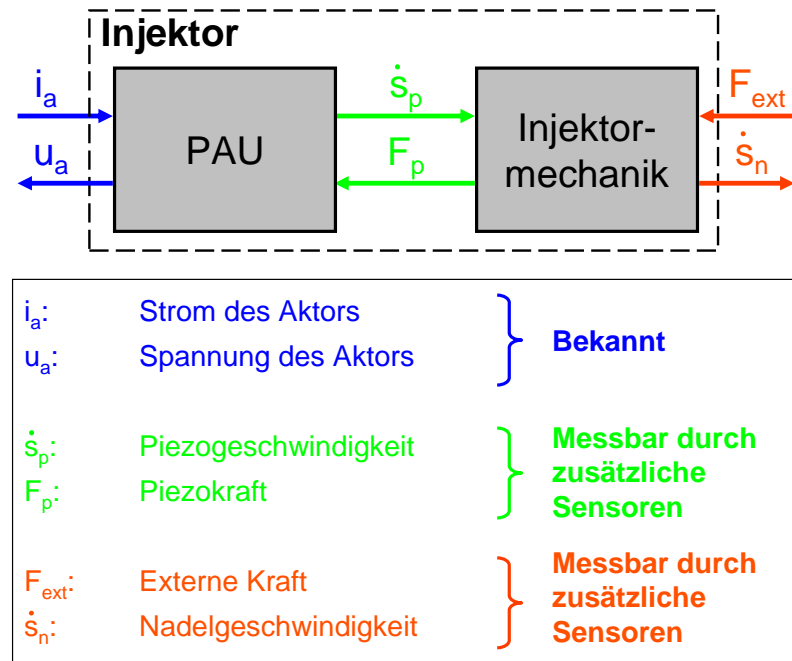


Abbildung 4.2: Übersicht des Signalflussdiagramms im Injektor

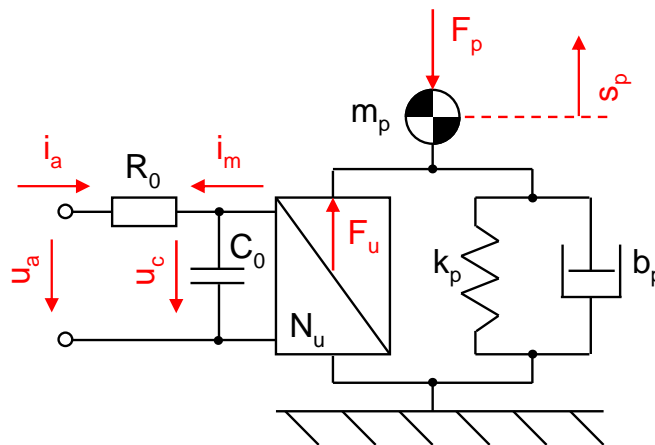


Abbildung 4.3: Elektromechanisches Ersatzschaltbild der PAU [5]

$i_a(t)$	Klemmenstrom [A]	$C_0$	Elektrische Kapazität [F]
$i_m(t)$	Strom durch mech. Rückwirkung [A]	$R_0$	Ohmscher Widerstand [ $\Omega$ ]
$u_a(t)$	Klemmenspannung [V]	$k_p$	Steifigkeit Piezo [N/m]
$u_c(t)$	Wirksame el. Spannung [V]	$b_p$	Dämpfung Piezo [Ns/m]
$F_p(t)$	Kraft auf Piezo [N]	$m_p$	Masse Piezo [kg]
$F_u(t)$	Kraft durch elektromechanische Kopplung $N_u$ [N]	$N_u$	Kopplungsfaktor [N/V]
$s_p(t)$	Auslenkung Piezo [m]		

Die im Ersatzmodell verwendete Kraft  $F_u$ , die aus der elektromechanischen Kopplung resultiert, ergibt sich zu:

$$F_u = N_u u_c . \quad (4.22)$$

Mithilfe des elektromechanischen Ersatzschaltbilds der PAU sowie der Gleichungen (4.20) und (4.21) werden die Zustandsgleichungen und Ausgabegleichungen aufgestellt. Dazu wird das Kräftegleichgewicht in Gleichung (4.21) um die dynamischen Kraftanteile der Masse  $m_p$  und des Dämpfers  $b_p$  erweitert:

$$m_p \ddot{s}_p = N_u u_c - k_p s_p - b_p \dot{s}_p - F_p . \quad (4.23)$$

Es sei bei (4.23) noch auf die umgekehrte Richtungsdefinition von  $F_p$  gegenüber  $F_{ext}$  hingewiesen.

Die Änderung der Spannung  $u_c$  an der Piezokapazität  $C_0$  hängt von der Differenz aus dem Eingangsstrom  $i_a$  und dem Strom durch die mechanische Rückwirkung  $i_m$  ab. Der Strom  $i_m$  resultiert aus der Geschwindigkeit des Piezos  $\dot{s}_p$  und dem Kopplungsfaktor  $N_u$ .

$$\dot{u}_c = \frac{i_a - i_m}{C_0} = \frac{1}{C_0} i_a - \frac{N_u}{C_0} \dot{s}_p \quad (4.24)$$

Die Maschengleichung mit  $u_a$  und  $u_c$  liefert außerdem

$$u_a = u_c + R_0 i_a . \quad (4.25)$$

Somit ergeben sich mit folgendem Zustandsvektor  $\mathbf{x}$ , Eingangsvektor  $\mathbf{u}$  und Ausgangsvektor  $\mathbf{y}$

$$\mathbf{x} = \begin{pmatrix} u_c \\ s_p \\ \dot{s}_p \end{pmatrix} \quad \mathbf{u} = \begin{pmatrix} i_a \\ F_p \end{pmatrix} \quad \mathbf{y} = \begin{pmatrix} u_a \\ s_p \end{pmatrix} \quad (4.26)$$

aus Gleichung (4.23) und (4.24) sowie (4.25) das folgende Zustandsraummodell (vgl. (4.15) und (4.16))

$$\begin{pmatrix} \dot{u}_c \\ \dot{s}_p \\ \ddot{s}_p \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & -\frac{N_u}{C_0} \\ 0 & 0 & 1 \\ \frac{N_u}{m_p} & -\frac{k_p}{m_p} & -\frac{b_p}{m_p} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_c \\ s_p \\ \dot{s}_p \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{1}{C_0} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{m_p} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} i_a \\ F_p \end{pmatrix} \quad (4.27)$$

mit der Ausgangsgleichung



$$\begin{pmatrix} u_a \\ s_p \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_c \\ s_p \\ \dot{s}_p \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} R_0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} i_a \\ F_p \end{pmatrix}. \quad (4.28)$$

Da die Durchgangsmatrix  $\mathbf{D}$  des Aktors ungleich Null ist, handelt es sich wie in [5] erwähnt um ein sprungfähiges System.

Für die Beurteilung des Systemverhaltens im Frequenzbereich muss die Übertragungsfunktion  $G_{U \rightarrow Y}(s)$  vom Eingang  $U(s)$  des Systems zum Ausgang  $Y(s)$  bestimmt werden. In dieser Arbeit bezeichnet dabei  $U(s)$  die Laplace-Transformierte [80] des Zeitsignals  $u(t)$  (entsprechend für andere Signale wie  $y(t)$  etc.). Die Übertragungsfunktionen  $G_{U_i \rightarrow Y_i}(s)$  sind dann definiert als

$$G_{U_i \rightarrow Y_i}(s) = \frac{Y_i(s)}{U_i(s)}. \quad (4.29)$$

Nach [54] kann die Übertragungsmatrix mit den Übertragungsfunktionen von den Eingängen zu den Ausgängen mithilfe des Zustandsraummodells bestimmt werden gemäß:

$$\mathbf{G}(s) = \mathbf{C}(s\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B} + \mathbf{D}. \quad (4.30)$$

Aufgrund der Konstellation mit zwei Systemeingängen und zwei Systemausgängen ergibt sich für den Piezoaktor eine Übertragungsmatrix mit vier Übertragungsfunktionen. Die für diese Arbeit wichtigste Übertragungsfunktion für die Aktorphase, die später in Kapitel 5.4 benötigt wird, ist:

$$\begin{aligned} G_{I_a \rightarrow U_a}(s) &= \frac{s^2 + \frac{b_p}{m_p}s + \frac{k_p}{m_p}}{\left(s^3 + \frac{b_p}{m_p}s^2 + \left(\frac{k_p}{m_p} + \frac{N_u^2}{C_0 m_p}\right)s\right)C_0} + R_0 \\ &= \frac{s^3 \left(R_0 C_0 \frac{m_p}{k_p}\right) + s^2 \left(R_0 C_0 \frac{b_p}{k_p} + \frac{m_p}{k_p}\right) + s \left(R_0 C_0 + R_0 \frac{N_u^2}{k_p} + \frac{b_p}{k_p}\right) + 1}{s^3 \left(C_0 \frac{m_p}{k_p}\right) + s^2 \left(C_0 \frac{b_p}{k_p}\right) + s \left(C_0 + \frac{N_u^2}{k_p}\right)}. \end{aligned} \quad (4.31)$$

Die Bestimmung der Resonanzfrequenzen  $f_0$ , die das dynamische Verhalten des Systems maßgeblich prägen, erfolgt mithilfe der Polstellen  $\lambda$  der Übertragungsfunktion  $G_{I_a \rightarrow U_a}(s)$  (4.31). Diese Polstellen sind wie folgt:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= 0, \\ \lambda_2 &= -\frac{b_p}{2m_p} + \sqrt{\frac{k_p}{m_p} + \frac{N_u^2}{C_0 m_p} - \left(\frac{b_p}{2m_p}\right)^2} j, \\ \lambda_3 &= -\frac{b_p}{2m_p} - \sqrt{\frac{k_p}{m_p} + \frac{N_u^2}{C_0 m_p} - \left(\frac{b_p}{2m_p}\right)^2} j. \end{aligned} \quad (4.32)$$

Die ungedämpfte Resonanzfrequenz, die zum konjugiert komplexen Polstellenpaar  $\lambda_{2/3}$  korrespondiert, ergibt sich zu:

$$\begin{aligned} f_0 &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{(\operatorname{Re}(\lambda_3))^2 + (\operatorname{Im}(\lambda_3))^2} \\ &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_p}{m_p} + \frac{N_u^2}{C_0 m_p}}. \end{aligned} \quad (4.33)$$

Im nächsten Schritt müssen die Parameterwerte des Aktormodells bestimmt werden. Aufgrund der komplexen, eigentlich verteilt-parametrischen Struktur der PAU ist es schwierig, die Modellparameter analytisch herzuleiten. Daher werden die Modellparameter mithilfe von Messungen identifiziert. Dazu wird die mit Öl befüllte PAU gemäß Abbildung 4.4 eingespannt und vermessen.

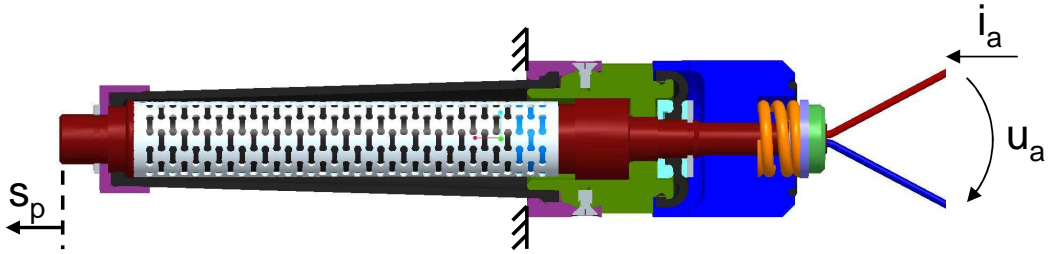


Abbildung 4.4: Versuchsrandbedingungen mit befüllter PAU

Als Eingangssignal für die Messung wird der elektrische Strom  $i_a$  verwendet. Dieser wird aufgezeichnet und parallel als Eingangssignal für das Aktormodell genutzt (siehe Gleichungen (4.27) und (4.28)). Die daraus resultierenden Systemausgänge Aktorspannung  $u_a$  und Auslenkung des Piezos  $s_p$  werden ebenfalls aufgezeichnet und mit den simulierten Ausgangssignalen anschließend verglichen. Die resultierenden Differenzen der Verläufe werden aufintegriert und dienen als Bewertungskriterium für die Qualität des Modells. Ziel ist es, die Piezoparameter  $\mathbf{v} = [N_u \ C_0 \ R_0 \ m_p \ k_p \ b_p]^T$  so abzustimmen, dass die Differenz zwischen Messung und Simulation von Spannung  $u_a$  und Hub  $s_p$  minimiert werden. Die Kostenfunktion dieses Optimierungsproblems lautet:

$$\min_{\mathbf{v}} \int_{t_0}^{t_0+t_{opt}} |\hat{u}_a(t) - u_a(\mathbf{x}(t_0), i_a(t); \mathbf{v})| + \chi |\hat{s}_p(t) - s_p(\mathbf{x}(t_0), i_a(t); \mathbf{v})| dt, \quad (4.34)$$

mit den gemessenen Werten für Spannung  $\hat{u}_a(t)$  und Hub  $\hat{s}_p(t)$  sowie den simulierten Werten für Spannung  $u_a(t)$  und Hub  $s_p(t)$ . Der Parameter  $\chi$  wird als Gewichtungsfaktor verwendet. Das Optimierungszeitfenster beginnt mit dem Start der Einspritzung bei  $t_0 = 0$  ms und hat die Länge  $t_{opt}$ , die in diesem Fall  $400 \mu\text{s}$  ist. Die daraus resultierenden Ergebnisse für Spannung und Auslenkung des Aktors sind in Abbildung 4.5 dargestellt.

Der in Abbildung 4.5 verwendete Optimierungsbereich erstreckt sich nicht über die gesamte Ansteuerungsdauer, da im Bereich der fallenden Flanken (Spannung und Hub) Nichtidealitäten im

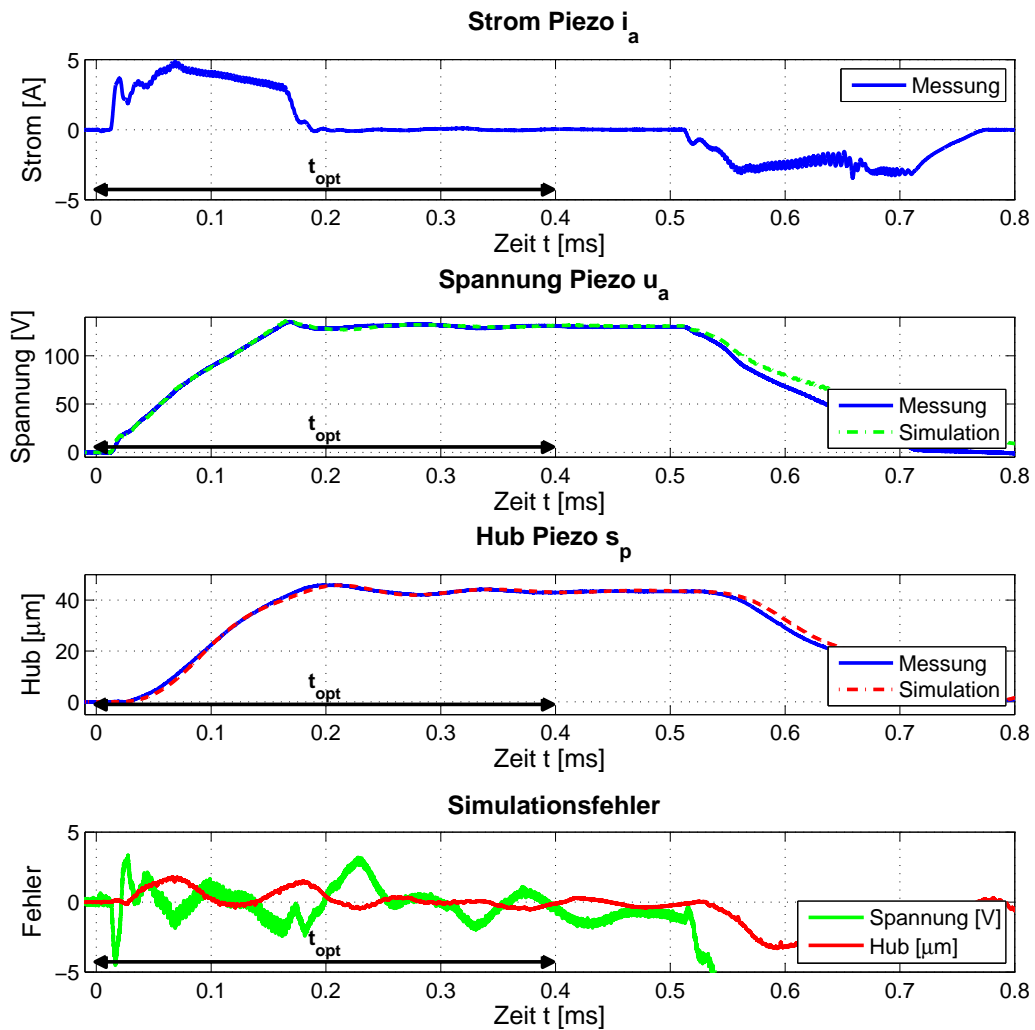


Abbildung 4.5: Simulationsergebnisse bei adaptierten Aktormodell mit Systemeingang Strom  $i_a(t)$  und Systemausgängen Aktorspannung  $u_a(t)$  und Aktorhub  $s_p(t)$

Piezo vorliegen, die das Aktormodell nicht berücksichtigt (vgl. [5]). Mit den adaptierten Parametern des Aktormodells kann der Spannungs- und Hubverlauf im Optimierungszeitraum mit einem absoluten Fehler unter 5 V bzw. 2  $\mu\text{m}$  nachgebildet werden. Die dafür notwendigen Parameterwerte sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst. Sie dienen als Anfangswerte für das Konzept zur Zylinderdruckmessung in den nachfolgenden Kapiteln.

## 4.7 Modellierung des Injektors im Zustandsraum

Im nächsten Schritt muss das Aktormodell um die restlichen Injektorkomponenten erweitert werden, so dass ein lineares Zustandsraummodell für den gesamten Injektor vorliegt. Wie auch beim Aktormodell soll die Ordnung des Injektormodells so gering wie möglich sein, um, wie in Abschnitt 4.3 erläutert, die Rechenzeiten für die Motoranwendung zu minimieren. Trotzdem soll das Systemverhalten des realen Einspritzventils gut nachbildbar sein. Um dieses Optimie-

Tabelle 4.1: Identifizierte Parameter des Aktormodells bei Adaption auf den Spannungs- und Hubverlauf

Parameter	Wert	Bedeutung
$m_p$	7,75 g	Masse Piezo
$k_p$	12,99 N/ $\mu$ m	Steifigkeit Piezo
$b_p$	145,29 Ns/m	Dämpfung Piezo
$N_u$	4,32 N/V	Kopplungsfaktor
$C_0$	2,93 $\mu$ F	Elektrische Kapazität
$R_0$	2,96 $\Omega$	Ohmscher Widerstand

rungsproblem zu lösen, muss der Injektor analysiert werden.

Aus Sicht der Systemtheorie müssen für die sorgfältige dynamische Modellierung eines Systems sowohl der statische Verstärkungsfaktor als auch die dominierenden Pol- und Nullstellen abgebildet werden. Um diese Merkmale zu erhalten, wird der Frequenzgang des Injektors bzw. der Injektorkomponenten ohne Berücksichtigung des Aktors benötigt. Da es sich bei diesen Injektorkomponenten um mechanische Bauteile handelt und eine Ermittlung durch Versuche sehr umfangreich ist, wird der Frequenzgang hier durch eine harmonische Analyse mithilfe der Finite Elemente Methode (FEM) ermittelt. Hierzu wird der Injektor nach den Methoden der technischen Mechanik an der PAU freigeschnitten. Dies bedeutet, dass ein Bauteil oder eine Baugruppe für Berechnungszwecke in zwei separate Komponenten geteilt werden kann, wobei sich aufgrund der neu entstehenden Freiheitsgrade entsprechende Schnittkräfte bzw. -momente ergeben. Diese Kräfte  $F$  an den Schnittflächen sind beim Injektor in Abbildung 4.6 zu sehen und können als Eingänge für die FEM-Analysen verwendet werden. Die drei Komponenten sind im Motorbetrieb über das Außengehäuse gelagert und mit hoher Kraft vorgespannt (vgl. Abbildung 3.6). Aus diesem Grund wird zur Vereinfachung die Vorspannung durch ein zweites Festlager ersetzt, wie in Abbildung 4.6 zu sehen ist.

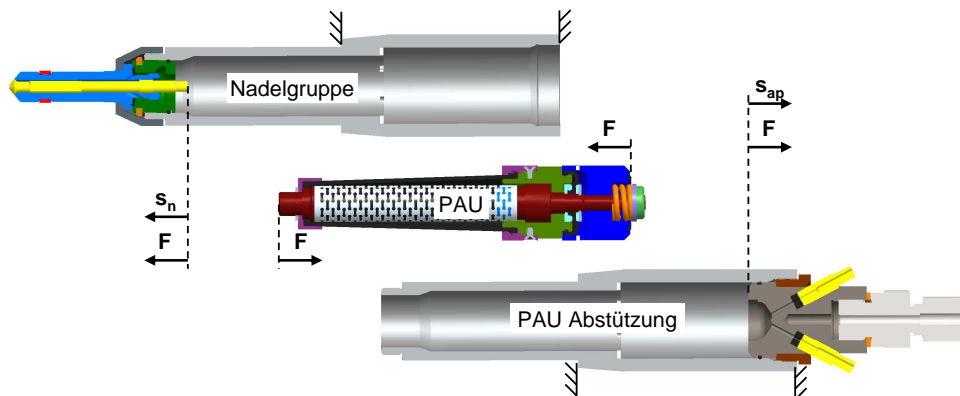


Abbildung 4.6: Freischneiden des Injektors an der PAU für die Frequenzganganalyse mittels FEM

Durch das Freischneiden des Injektors ergeben sich drei FEM-Analysen (vgl. Abbildung 4.6):

- Abstützung der PAU: Injektorkomponenten zwischen PAU und Injektorlagerung im Mo-

tor

- Nadelgruppe offen (während Einspritzung)
- Nadelgruppe geschlossen (während Sensorphase)

Die genaue Konfiguration der drei Fälle wird weiter unten nochmals erläutert.

Da es sich beim Injektor um ein quasi-rotationssymmetrisches System handelt, wird eine zwei-dimensionale, axialsymmetrische FEM-Analyse durchgeführt. Dies bedeutet, dass die Volumenkörper als Flächen auf nur einer Seite der Rotationsachse modelliert werden müssen, was die Anzahl der Finiten Elemente und somit die Rechenzeit deutlich reduziert. Bei der Simulation werden folgende Vereinfachungen getroffen:

- Modellierung aller Bauteile als komplett rotationssymmetrisch
- Vernachlässigung von Bauteilen, die für die Analyse irrelevant sind (z.B. O-Ringe)
- Vernachlässigung von Bauteilbearbeitungen, die für die Analyse irrelevant sind (z.B. Bohrungen)
- Verbindungen zwischen Bauteilen werden als stoffschlüssig anstatt formschlüssig modelliert
- Reibungsbehaftete Kontakte werden als reibungsfrei modelliert
- Zusätzliche Komponenten zum Einspannen des Injektors in den Motor werden nicht berücksichtigt

### Analyse 1: Abstützung der PAU

Als Erstes wird der Frequenzgang der PAU-Abstützung untersucht. Dies beinhaltet die Bauteile, an denen sich die mit Öl befüllte PAU beim Öffnen der Nadel bzw. bei einer Krafteinwirkung auf den Piezo abstützt (siehe Abbildung 4.6). Die in Abbildung 4.7 dargestellten Randbedingungen dieser harmonischen Analyse werden wie folgt definiert: Als Eingangsgröße des Frequenzgangs wird die Kraft  $F$  verwendet, die sich durch das Freischneiden des Systems an der PAU ergibt. Als Ausgangsgröße der harmonischen Analyse dient die Auslenkung an der Stelle der Krafteinleitung  $s_{ap}$ <sup>1</sup>.

Der Betragsfrequenzgang  $G_{F \rightarrow s_{ap}}$ , der aus der harmonischen Analyse für die Amplitude der Eingangskraft  $F = 1 \text{ N}$  resultiert, ist in Abbildung 4.8 links zu sehen. Der Frequenzgang enthält bis 60 kHz drei Polstellen, deren Schwingungscharakteristik im Anhang A.3 (Abbildung A.4) ausführlicher gezeigt wird. Aus der statischen Verstärkung des Frequenzgangs  $G_{F \rightarrow s_{ap}}$  kann die Steifigkeit der Komponenten bestimmt werden, da

$$\left| G_{F \rightarrow s_{ap}}(0) \right| = \frac{s_{ap, \text{statisch}}}{F} \quad (4.35)$$

<sup>1</sup>die Parameter und Ausgangsgrößen der Baugruppe *Abstützung PAU* werden mit dem Index *ap* gekennzeichnet

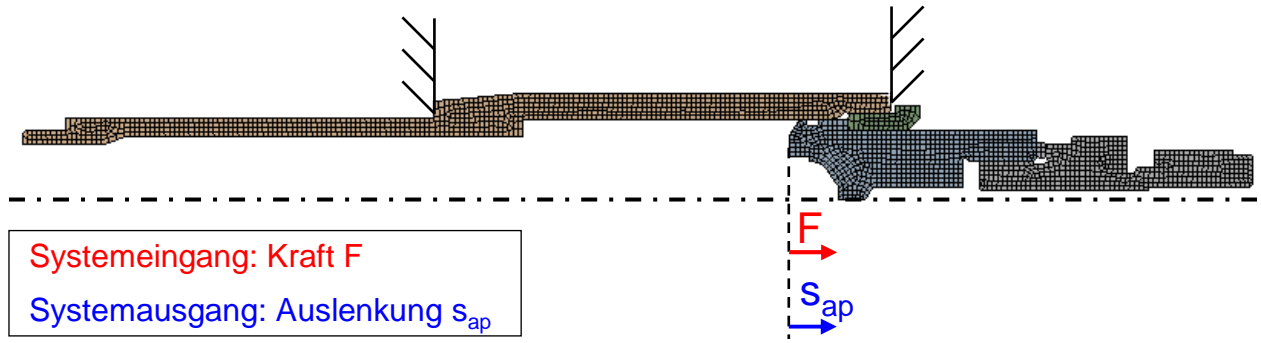


Abbildung 4.7: Randbedingungen der FEM-Analyse für die Abstützung der PAU

ist. Damit erhält man

$$k_{ap} = \frac{F}{s_{ap, \text{statisch}}} = \frac{1}{|G_{F \rightarrow s_{ap}}(0)|} = \exp\left(-\frac{\ln(10)}{20} G_{dB}\right) = 2,54 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} \quad (4.36)$$

Um herauszufinden, welche Pol- und Nullstellen des Frequenzgangs aus Abbildung 4.8 (links) im Injektormodell berücksichtigt werden müssen, wird das gesamte serielle Frequenzverhalten von PAU und deren Abstützung analysiert. Dazu muss zuerst der Frequenzgang der PAU-Abstützung aus der FEM-Berechnung (Abbildung 4.8 links) mithilfe eines Modells nachgebildet werden. Dieses Modell siebter Ordnung besteht aus einer Serienschaltung von Masse-Feder-Dämpfer-Elementen, an deren Ende wie bei der FEM-Analyse die Kraft  $F$  als Eingang und die Auslenkung  $s_{ap}$  als Ausgang vorliegt. Das Ergebnis der Frequenzgang-Nachbildung mit diesem Modell ist in Abbildung 4.8 (links) zu sehen.

Wird dieses Modell für die PAU-Abstützung an das PAU-Modell (Gleichungen (4.27) und (4.28)) gekoppelt, kann der dynamische Einfluss der PAU-Abstützung auf die PAU mithilfe dieses Gesamtmodells untersucht werden. Dazu werden die Betragsfrequenzgänge des Gesamtmodells (PAU mit Abstützung)  $|G_{i_a \rightarrow u_a}|$  und  $|G_{i_a \rightarrow s_p}|$  vom Piezo-Eingang Strom  $i_a$  zu den Piezo-Ausgängen Aktorspannung  $u_a$  und Aktorhub  $s_p$  berechnet und mit denen der PAU ohne Abstützung verglichen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.8 (Mitte und rechts) dargestellt. Die Pol- und Nullstellen der PAU-Abstützung sind dabei fast vollständig durch den Piezo weggedämpft und müssen deswegen im Injektormodell nicht berücksichtigt werden. Auch die Steifigkeit der Abstützung  $k_{ap}$  hat keinen Einfluss auf die PAU, da sich die Gesamtsteifigkeit<sup>2</sup> gegenüber der PAU-Steifigkeit  $k_p$  nur um ca. 0,5% ändert. Aus diesem Grund sind die Amplituden des PAU-Modells ohne und mit Abstützung für Frequenzen gegen 0 Hz annähernd identisch, wodurch die Abstützung der PAU für das Injektormodell nicht berücksichtigt werden muss.

## Analyse 2: Nadelgruppe geschlossen

Im nächsten Schritt wird die Nadelgruppe (NG) untersucht. Da der Injektor zwei Schaltzustände hat (siehe Kapitel 4.5), die im Modell durch einen hybriden Ansatz berücksichtigt werden

<sup>2</sup>PAU mit Abstützung, siehe Gleichung (4.36)

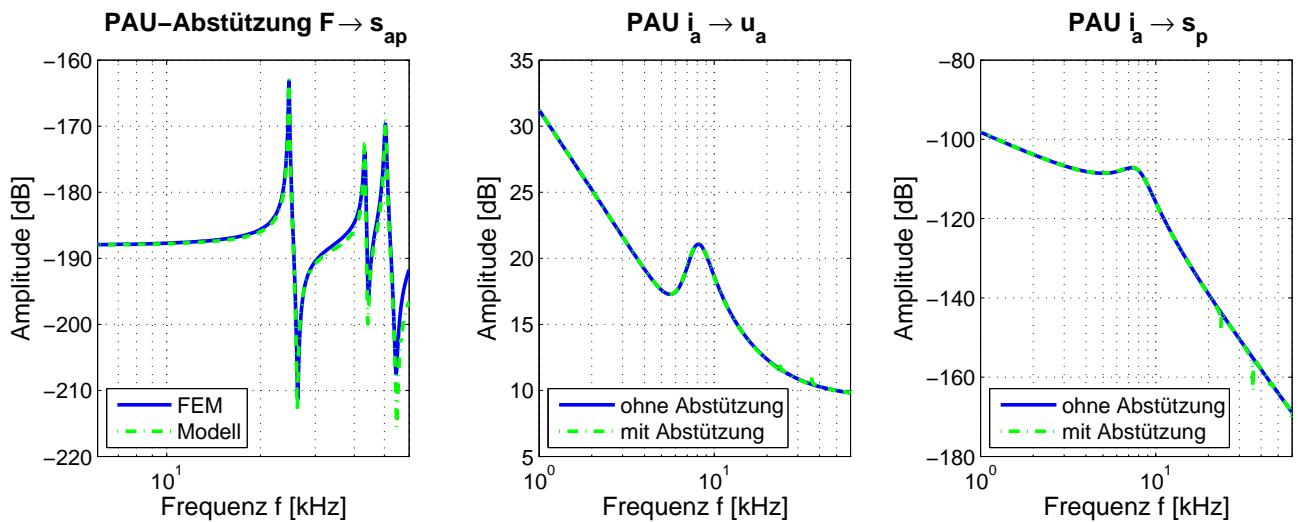


Abbildung 4.8: Betragsfrequenzgänge: PAU-Abstützung von Eingang Kraft  $F$  zu Ausgang Auslenkung  $s_{ap}$  (links), PAU ohne und mit Abstützung bei Eingang Aktorstrom  $i_a$  zu Ausgang Aktorspannung  $u_a$  (Mitte) sowie zu Ausgang Aktorhub  $s_p$  (rechts) mit Hilfe von Modellen

müssen, ist eine Analyse sowohl von der offenen als auch von der geschlossenen Nadelgruppe notwendig.

Als Erstes wird der geschlossene Schaltzustand der Nadelgruppe untersucht, bei dem die Nadel an der Spitze in festem Kontakt zur Cartridge und somit zum Injektorgehäuse steht, wie in Kapitel 3.1 gezeigt. Die restlichen Lagerkontakte zwischen Nadel und Cartridge werden reibungsfrei modelliert. Für die FEM-Analyse wird als Eingangsgröße die Kraft  $F$  an der Schnittstelle zwischen Nadel und PAU (vgl. Abbildung 4.6) verwendet. An dieser Stelle wird auch die resultierende frequenzabhängige Auslenkung  $s_n$  ausgewertet. Die Übersicht dieser Randbedingungen sind in Abbildung 4.9 dargestellt.

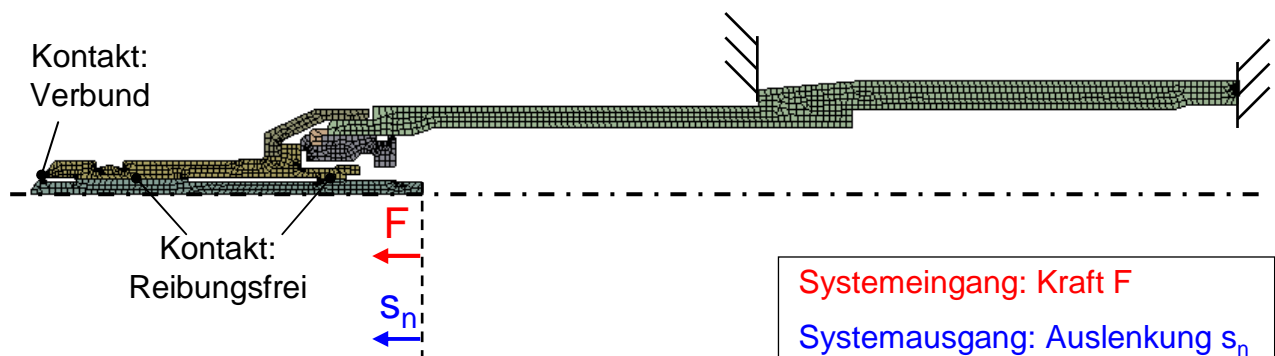


Abbildung 4.9: Randbedingungen der FEM-Analyse für die geschlossene Nadelgruppe

Bei der Auswertung dieses Schaltzustands spielt vor allem die Gesamtsteifigkeit eine Rolle, da sie den kraftabhängigen Zeitpunkt der Nadelöffnung bestimmt. Die dynamischen Eigenschaften haben hingegen eine untergeordnete Priorität, da die Zeitdauer dieses Zustands zu kurz ist, so

dass die Schwingungen nicht sichtbar werden.

Aus diesem Grund wird die geschlossene Nadelgruppe nur durch ein masseloses Federelement mit der Steifigkeit  $k_n$  modelliert (siehe Anhang A.3, Abbildung A.6 links), d.h.

$$F = -k_n s_n . \quad (4.37)$$

Das Ergebnis der FEM-Berechnung für die Steifigkeit  $k_n$  im geschlossenen Nadelzustand ist wie folgt:

$$k_n = 23,31 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} . \quad (4.38)$$

### Analyse 3: Nadelgruppe offen

Schließlich wird noch die offene Nadelgruppe untersucht. Im Unterschied zur geschlossenen Nadelgruppe ist in diesem Schaltzustand der Kontakt zwischen Nadel und Cartridge offen. Es muss somit nur die Nadel analysiert werden, da die Anbindungsteile zur PAU bereits im PAU-Modell berücksichtigt werden (siehe Abbildung 4.6). Da im geöffneten Zustand die Nadel nur an der Spitze frei schwingen kann, wird die Nadel bei der FEM-Simulation an der Verbindungsstelle zur PAU fest gelagert und an der Spitze mithilfe einer Kraft  $F$  angeregt. Diese Randbedingungen sind in Abbildung 4.10 dargestellt.



Abbildung 4.10: Randbedingungen der FEM-Analyse für die offene Nadelgruppe

Der für diese Randbedingungen ermittelte Betragsfrequenzgang  $|G_{F \rightarrow s_n}|$  ist in Abbildung 4.11 links zu sehen. Die Schwingungscharakteristik der dabei enthaltenen Polstelle wird im Anhang A.3 (Abbildung A.5) präsentiert. Analog zur ersten Analyse für die PAU-Abstützung wird auch bei der offenen Nadelgruppe untersucht, welche Pol- und Nullstellen im Modell berücksichtigt werden müssen. Dazu wird wieder der Betragsfrequenzgang  $|G_{F \rightarrow s_n}|$  aus der FEM-Analyse mithilfe eines Feder-Masse-Dämpfer-Modells (dritter Ordnung) nachgebildet, wie in Abbildung 4.11 links zu sehen ist. Dieses dynamische Modell der offenen Nadelgruppe wird an das PAU-Modell (Gleichungen (4.27) und (4.28)) zu einem Gesamtmodell gekoppelt. Anschließend werden die Betragsfrequenzgänge<sup>3</sup>  $|G_{i_a \rightarrow u_a}|$  und  $|G_{i_a \rightarrow s_n}|$  jeweils zwischen PAU-Modell ohne und mit offenem Nadelmodell verglichen, siehe Abbildung 4.10 (Mitte und rechts). Durch das Koppeln des Nadelmodells wird die Eigenfrequenz der PAU und der Nadel etwas verschoben. Die Eigenfrequenz der Nadel liegt im Gesamtmodell bei ca. 29,1 kHz) und ist im Betragsfrequenzgang  $|G_{i_a \rightarrow s_n}|$  deutlich zu erkennen. Trotz der PAU-Dämpfung ist die Amplitude dieser Frequenz fast so hoch wie die der PAU-Eigenfrequenz. Aus diesem Grund muss die Polstelle der Nadel modelliert werden. Die Nullstelle der Nadel dagegen überlagert sich mit der hohen PAU-Dämpfung,

<sup>3</sup>Eingang Aktorstrom  $i_a$  und Ausgänge Aktorspannung  $u_a$  sowie Nadelauslenkung  $s_n$



weshalb sie im Betragsfrequenzgang des Gesamtmodells nicht mehr charakteristisch ist und nicht modelliert wird. Die Steifigkeit der Nadel hat auf die beiden Betragsfrequenzgänge keinen Einfluss, da die Amplituden des PAU-Modells ohne und mit offenem Nadelmodell für Frequenzen gegen 0 Hz annähernd identisch sind.

Für das Nachbilden der Resonanzfrequenz wird ein Ein-Masseschwingermodell verwendet, das in Anhang A.3 (Abbildung A.6 rechts) dargestellt ist. Da die Steifigkeit der offenen Nadelgruppe vernachlässigbar ist, wird der Wert der geschlossenen Nadelgruppe aus Gleichung (4.38) verwendet, um keine Änderung der Modellordnung zwischen den Schaltzuständen der geschlossenen und offenen Nadelgruppe vornehmen zu müssen. Dadurch kann die Rechenzeit für beide Zustände minimiert werden. Um die Eigenfrequenz von 26,6 kHz zu erhalten, muss die Masse der Nadel aus dem Ein-Masseschwingermodell wie folgt sein:

$$m_n = \frac{k_n}{(2\pi f_0)^2} = \frac{23,31 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}}{(2\pi \cdot 26,6 \text{ kHz})^2} = 0,83 \text{ g} \quad (4.39)$$

Neben der Masse und Steifigkeit beinhaltet das Modell für die offene Nadelgruppe noch einen Dämpfer, der die Nadelreibung an den Führungsflächen der Cartridge simulieren soll. Der Wert dieses Dämpfers entspricht

$$b_n = 2,1 \frac{\text{Ns}}{\text{m}}. \quad (4.40)$$

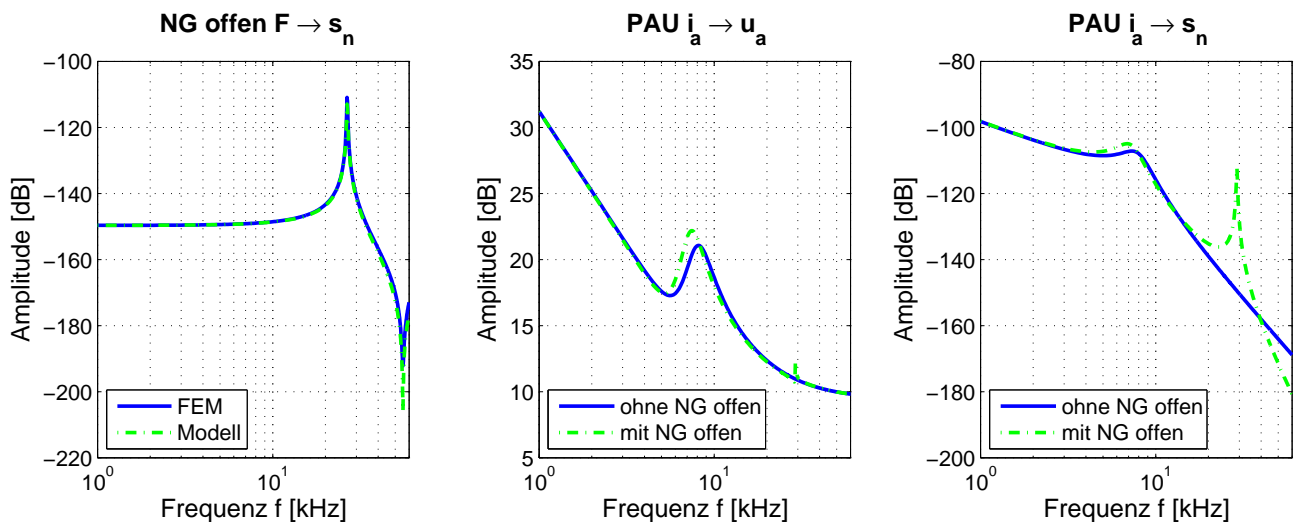


Abbildung 4.11: Betragsfrequenzgänge: offene Nadelgruppe von Eingang Kraft  $F$  zu Ausgang Auslenkung  $s_n$  (links), PAU ohne und mit offener Nadelgruppe bei Eingang Aktorstrom  $i_a$  zu Ausgang Aktorspannung  $u_a$  (Mitte) sowie zu Ausgang Nadelhub  $s_n$  (rechts) mithilfe von Modellen

### Definition des Gesamtmodells für den Injektor

Abschließend kann mithilfe der zuvor erstellten Teilmodelle des Injektors (PAU, PAU-

Abstützung, geschlossene und offene Nadelgruppe) ein hybrides Gesamtmodell erstellt werden. Dieses ist in Abbildung 4.12 zu sehen.

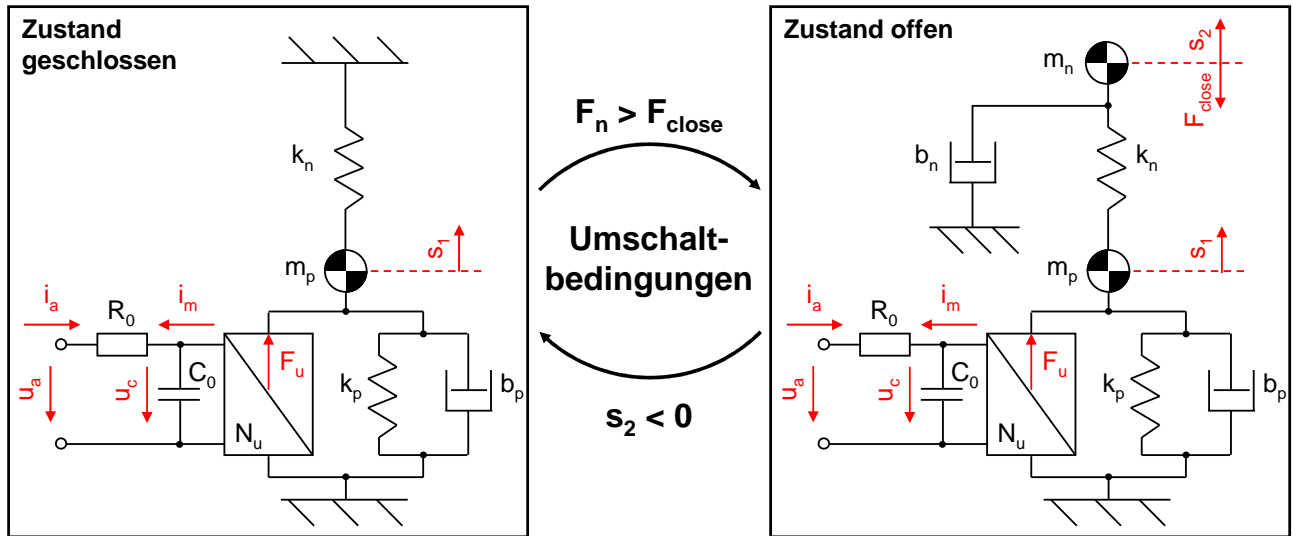


Abbildung 4.12: Übersicht des hybriden Injektormodells mit den Umschaltbedingungen für den geschlossenen (links) und offenen Injektor (rechts)

Im Modell ist die Schließkraft  $F_{close}$  vorhanden, die von der Schließfeder erzeugt wird (siehe Kapitel 3.1). Diese verursacht in jedem Federelement eine Längenänderung gemäß der jeweiligen Steifigkeit. Die Schließkraft ist jedoch nur im offenen Zustand eingezeichnet, obwohl diese im geschlossenen Zustand auch wirksam ist. Würde jedoch die Schließfeder im geschlossenen Modell berücksichtigt werden, würde diese Kraft im Piezo eine Spannung erzeugen, die auch im statischen Fall wirksam wäre. Im realen Betrieb wird diese Spannung für den statischen Fall jedoch nicht gemessen, da sie aufgrund der Entladung nicht aufrechterhalten werden kann (siehe Kapitel 2.2.1). Um jedoch diese Kraft bei der Umschaltung von geschlossen auf offen trotzdem berücksichtigen zu können, werden die Umschaltbedingungen wie folgt definiert:

- Geschlossen  $\rightarrow$  offen: Die Umschaltung erfolgt erst, wenn die Kraft in der Nadel  $F_n = k_n s_1$  die Schließkraft  $F_{close}$  überschreitet. Im offenen Zustand muss die Schließkraft  $F_{close}$  als konstante Eingangsgröße berücksichtigt werden, da die Nadelsteifigkeit nicht mehr einseitig fest gelagert ist und die gespeicherte Energie ansonsten sprunghaft abgebaut werden würde.
- Offen  $\rightarrow$  geschlossen: Ist die Auslenkung der Nadel  $s_2$  und somit der Injektorhub kleiner als Null, findet die Umschaltung auf den geschlossenen Zustand statt.

Im offenen Zustand hat die Nadeldämpfung  $b_n$ , die der Nadelreibung an den Führungsflächen der Cartridge entspricht, ein Festlager. Dadurch wird die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Nadel und Cartridge erfasst, welche für die Berechnung der Reibungskraft notwendig ist. Die Matrizen der Zustandsraummodelle für beide Schaltzustände können zusammen mit den Herleitungen im Anhang A.4 eingesehen werden.

# 5 Konzept für einen Piezoinjektor als kombiniertes Aktor-Sensor-System

In diesem Kapitel wird ein Konzept entwickelt, mit dem ein Piezo-Injektor als kombiniertes Aktor-Sensor System betrieben werden kann. Dazu werden die Ergebnisse aus Kapitel 4 verwendet, wobei die darin entwickelten Modelle an die Anforderungen in diesem Kapitel angepasst werden müssen. Um Aussagen darüber zu erhalten, wie die bauteilbezogenen Parameter (Steifigkeiten, Massen usw.) des in Kapitel 3.1 ausgelegten Designkonzepts hinsichtlich eines kombinierten Aktor-Sensor-Systems optimiert werden können, soll das Injektormodell die dafür notwendigen Komponenten enthalten. Die Auswirkungen auf die Rechenzeit sind hier vorerst nicht relevant, da es sich um Auslegungsrechnungen handelt. In Hinblick auf diese beiden Funktionen muss auch die Elektronik auf gegebenenfalls notwendige Änderungen analysiert werden. Zentraler Bestandteil dieses Konzepts ist der Piezostack, der in Kapitel 3.2 beschrieben wurde. Dieser wird im Injektor bislang ausschließlich als Aktor verwendet, wobei er auch als sensorische Komponente genutzt werden soll. Der Piezoaktor ist zwar in der Lage, gleichzeitig aktorische und sensorische Aufgaben zu übernehmen. Allerdings ist es bei einer simultanen Verwendung schwierig, zwischen den Einflüssen der Aktorik und der Sensorik zu trennen. Aus diesem Grund wird eine Aufteilung zwischen diesen beiden Ereignissen genutzt. Hierfür gibt es zwei Möglichkeiten:

- Räumliche Unterteilung: Da der Piezostack aus  $n$  Piezo-Einzelschichten besteht, können  $j$  Einzelschichten für die Aktorfunktion und  $(n - j)$  Schichten für die Sensorfunktion verwendet werden.
- Zeitliche Aufteilung: Da die beiden Funktionen des Injektors - Aktorik (Einspritzung Kraftstoff) und Sensorik (Verbrennung des Kraftstoffs) - nacheinander stattfinden, kann eine zeitliche Aufteilung erfolgen.

Die räumliche Unterteilung hat hierbei Nachteile. Dieses Konzept wäre vergleichbar mit der Integration eines zusätzlichen Sensors, da im Vergleich zu einem gewöhnlichen Injektor die Anzahl der Piezo-Einzelschichten für die Aktorfunktion gleich bleiben würde und zusätzliche Schichten für die Sensorik benötigt werden würden. Da bei einer Serienproduktion von Piezostacks unter anderem die Anzahl von Einzelschichten für die Kosten entscheidend sind, wäre ein solches Konzept aus Kostensicht weniger interessant. Außerdem wäre durch die geringere Anzahl von Einzelschichten für die Sensorik (im Gegensatz zum gesamten Piezostack) das Messsignal und

somit dessen Auflösung geringer. Zusätzlich wäre auch hier wie bei einem separaten Drucksensor eine separate Spannungsversorgung nötig.

Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit die zeitliche Aufteilung verwendet. Auch diese besitzt Nachteile, die ausführlich in Kapitel 6.2 behandelt werden. Trotzdem überwiegen vor allem im Hinblick auf die Kosten die Vorteile dieses Konzeptes.

## 5.1 Funktionsweise der sensorischen Injektoreigenschaften

Wie in Kapitel 3.1 beschrieben, wurde für das vorliegende Thema „Zylinderdruckmessung“ ein Piezo-Einspritzventil entworfen, um die gewünschten Funktionen mithilfe von Prüfstandsversuchen zu verifizieren. Ziel dieses Labormusters ist es, die sensorische Funktion der Zylinderdruckmessung zu realisieren ohne die aktorischen Grundeigenschaften zu beeinträchtigen. Diese Bedingung muss bei der Auslegung der sensorischen Fähigkeit des Einspritzventils beachtet werden.

Grundlage der Sensorfunktion ist der in Kapitel 3.2 beschriebene direkte Piezoeffekt, bei dem elektrische Ladungen durch eine mechanische Verformung des Piezos entstehen. Die Grundidee der Zylinderdruckmessung mithilfe des Injektors basiert auf der Verformung der in den Brennraum ragenden Nadelgruppe des Injektors durch den Druck der Verbrennung. Diese Krafteinwirkung führt zu einer Stauchung des Piezos, was über die elektrischen Kontakte ausgewertet werden kann.

Um eine Verformung des Piezos aufgrund der Krafteinwirkung der Verbrennung zu erhalten, ist eine direkte Kopplung des Piezostacks an die Nadel erforderlich. Somit können Systeme mit einem sogenannten Leerhub, wie bei Diesel-Einspritzventilen oft verwendet, nicht eingesetzt werden. Bei Einspritzventilen mit Leerhub wird statt des hydraulischen Kompensators (vgl. Kapitel 3.1) ein positiver mechanischer Offset im Injektor verwendet. Dieser Offset variiert bei Temperaturänderungen und muss ständig mithilfe intelligenter Signalauswertung des Piezos erfasst werden, um die Einspritzparameter zu adaptieren (siehe [5]). Bei dieser Arbeit ist ein System mit hydraulischem Kompensator erforderlich, da bei positivem Leerhub keine Piezoverformung während der Verbrennung erfolgen würde sondern nur eine Verringerung des Offsets. Die Größe der Piezodeformation hängt davon ab, wie sich die Kraft an der Nadelgruppe im Injektor aufteilt bzw. wie die Steifigkeiten verteilt sind. Wie in Kapitel 3.1 gezeigt, besitzt der Injektor eine sich nach außen öffnende Nadel, die sich im geschlossenen Zustand an der Cartridge abstützt (siehe Abbildung 3.5). Wären die Cartridge und das Gehäuse des Injektors ideal steif, so würde der Verbrennungsdruck an der Nadelgruppe zu keiner Verformung des Piezos führen. Als Folge wären auch keine elektrischen Signale messbar. Obwohl die Bauteile des Injektors wie Nadel und Cartridge aus hochfestem Stahl gefertigt sind, besitzen sie eine endliche Steifigkeit, was zu einer Verformung des Injektors und des Piezos bei einer Krafteinwirkung an der Nadelgruppe führt. Dieses Prinzip kann am Beispiel einer vereinfachten Injektorgeometrie in Abbildung 5.1 beobachtet werden. Hier sind die Verformungen des Injektors bei einer Druckeinwirkung auf die Nadelgruppe in Höhe von 1 bar zu sehen, welche in einem Bereich von

weniger als hundert Nanometer liegen. Aufgrund der hohen Sensitivität des Piezos kann diese Krafteinwirkung gemessen werden.

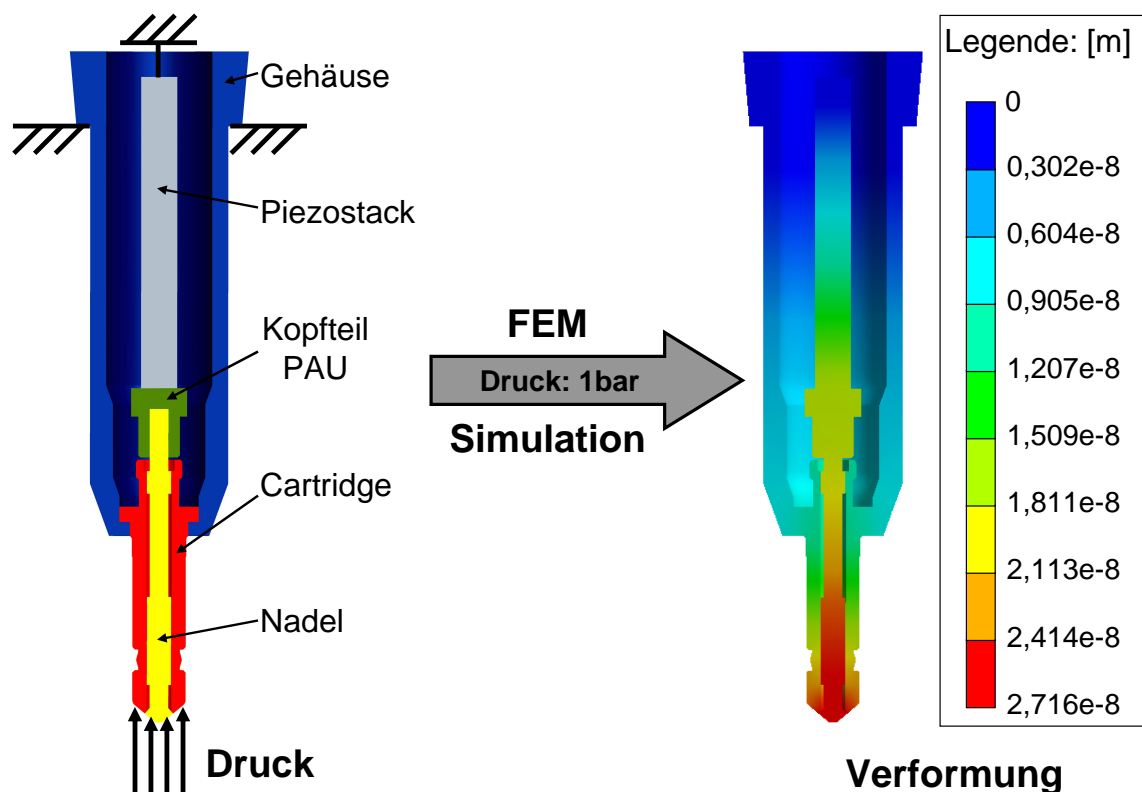


Abbildung 5.1: Simulation der Injektorverformung bei Druckeinwirkung auf die Nadelgruppe (1 bar) mithilfe der Finiten Elemente Methode

Die Krafteinwirkung auf die Nadelgruppe erfolgt gemäß dem Zylinderdruckverlauf während der Verbrennung, der in mehreren Beispielen in Kapitel 2.1 vorgestellt wurde. Die Frequenz, mit welcher der Injektor aufgrund des Zylinderdruckverlaufs angeregt wird, hängt von der Motordrehzahl ab. Sie liegt auch bei hohen Drehzahlen von  $6000 \text{ min}^{-1}$  deutlich unter einem Kilohertz (ca. 200 Hz). Aufgrund der hohen Steifigkeiten und geringen Massen der mechanischen Injektorkomponenten wird die unterste bzw. erste Resonanzfrequenz des Injektors durch den Piezoaktor verursacht, welche gemäß der Berechnung in Gleichung (4.33) bei ca. 7,65 kHz liegt (siehe Kapitel 4.7 Abbildung 4.8 Mitte). Da sich somit die Anregungsfrequenz des Zylinderdrucks ( $< 200$  Hertz) weit unterhalb der Injektorresonanzfrequenzen befindet, werden bei der Zylinderdruckmessung die Resonanzfrequenzen des Injektors nicht angeregt, wodurch die Dynamik des Systems bei den Berechnungen vernachlässigt werden kann. Infolgedessen kann auch die notwendige Rechenzeit für die spätere Bestimmung des Zylinderdrucks reduziert werden.

## 5.2 Auslegung des Systems

Als Nächstes wird in diesem Abschnitt eine Optimierung des Systems hinsichtlich der sensorischen und aktorischen Eigenschaften durchgeführt. Dazu werden Modelle erstellt, um eine Bewertungsgrundlage hierfür zu schaffen. Am Schluss dieses Abschnitts erfolgt eine gesamtheitliche Betrachtung, um das Optimum für ein kombiniertes Aktor-Sensor-System zu erhalten.

### 5.2.1 Bewertung der sensorischen Injektoreigenschaften

Da der Verbrennungsdruck an der Nadelgruppe mit dem Einspritzventil nicht direkt gemessen werden kann, sondern indirekt über die Spannung des Piezos, ist es wichtig, das Übertragungsverhalten des Injektors zwischen dem Systemeingang Zylinderdruck und dem Systemausgang Piezospannung zu untersuchen. Hierbei wird die Vereinfachung getroffen, dass der Piezostack auf der zur Nadelgruppe entgegengesetzten Seite ein Festlager hat, da die Piezoabstützung als ideal steif betrachtet werden kann (vgl. Abschnitt 4.7, Analyse 1). Da für die Zylinderdruckmessung eine statische Betrachtung ausreicht, werden die dynamischen Eigenschaften (Massen und Dämpfer) im geschlossenen Zustand des Injektormodells aus Kapitel 4.7 vernachlässigt. Des Weiteren wird der Injektor für die geschlossene Nadelgruppe im Gegensatz zum Modell aus Abschnitt 4.7 entsprechend der wichtigsten Einzelbauteile unterteilt. Dadurch können die nachfolgenden Optimierungspotentiale den Einzelbauteilen besser zugeordnet und in der Injektorkonstruktion direkt umgesetzt werden. Somit besteht das statische Modell zur Berechnung des Übertragungsfaktors aus den Steifigkeiten der Bauteile Piezoaktor, Nadel, Cartridge und Gehäuse, wie in Abbildung 5.2 zu sehen ist. Aus Gründen der Übersichtlichkeit ist hier die elektrische Kopplung des Piezos nicht eingezeichnet, wird jedoch in den nachfolgenden Berechnungen analog zu Kapitel 4.6 berücksichtigt.

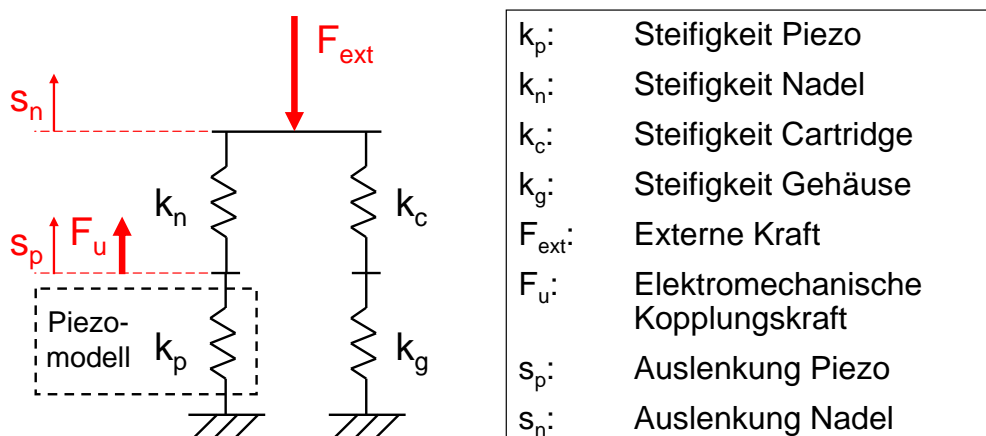


Abbildung 5.2: Modell zur Bestimmung des konstanten Umrechnungsfaktors zwischen Zylinderdruck und Piezospannung

Zur Vereinfachung der späteren Gleichungen werden zunächst die seriellen Gesamtsteifigkeiten von Cartridge und Gehäuse  $k_{cg}$  sowie die Gesamtsteifigkeit von Cartridge, Gehäuse und Nadel

$k_{cgn}$  berechnet.

$$k_{cg} = \frac{1}{\frac{1}{k_c} + \frac{1}{k_g}} \quad , \quad k_{cgn} = k_{cg} + k_n \quad (5.1)$$

Zusätzlich werden die in Abbildung 5.2 enthaltenen Kräfte hergeleitet. Die externe Kraft  $F_{ext}(t)$  ergibt sich aus dem Zylinderdruck  $p(t)$  während der Verbrennung und der druckwirksamen Fläche  $A_d$ .

$$F_{ext}(t) = A_d p(t) \quad (5.2)$$

Die elektromechanische Kopplungskraft  $F_u(t)$  setzt sich aus dem Kopplungsfaktor  $N_u$  und der wirksamen elektrischen Piezospannung  $u_c(t)$  zusammen, wie in Gleichung (4.22) bereits gezeigt.

$$F_u(t) = N_u u_c(t) \quad (5.3)$$

Zur Berechnung des Übertragungsverhaltens müssen die Kräftegleichgewichte für  $s_n(t)$  und  $s_p(t)$  aufgestellt werden. Mithilfe von Gleichung (5.1) und (5.2) kann das Kräftegleichgewicht für  $s_n(t)$  wie folgt zusammengefasst werden:

$$- A_d p(t) - k_{cg} s_n(t) + k_n (s_p(t) - s_n(t)) = 0 . \quad (5.4)$$

Für  $s_p(t)$  erhält man das Kräftegleichgewicht unter Verwendung von Gleichung (5.3):

$$N_u u_c(t) - k_n (s_p(t) - s_n(t)) - k_p s_p(t) = 0 . \quad (5.5)$$

Löst man Gleichung (5.4) nach  $s_n(t)$  auf und setzt sie in (5.5) ein, bekommt man die Gleichung:

$$N_u u_c(t) - k_p s_p(t) - k_n \left( s_p(t) - \frac{k_n s_p(t) - A_d p(t)}{k_{cg} + k_n} \right) = 0 . \quad (5.6)$$

Der Parameter  $s_p(t)$  (Auslenkung des Piezos) kann mithilfe der Herleitung der wirksamen elektrischen Spannung am Piezo  $u_c(t)$  ersetzt werden. Diese wird durch das Integral der Piezo-Zustandsgleichung (4.24) bestimmt und hängt somit von der elektrischen Kapazität  $C_0$ , der Ladung  $Q(t)$ , dem Kopplungsfaktor  $N_u$  und der Auslenkung des Piezos  $s_p(t)$  ab, wie in Gleichung (5.7) zu sehen ist. Während der Zylinderdruckmessung ist der Eingangsstrom des Piezos Null, wodurch keine Ladungsänderung erfolgt. Da es sich bei dem linearen Piezomodell in Kapitel 4.6 um einen vereinfachten Ansatz handelt, der die Hysterese des Piezos nicht berücksichtigt und bei dem somit die Restladung nach der Einspritzung Null betragen muss, kann der Ladungsterm  $Q(t)$  in der Piezogleichung vernachlässigt werden. Eine evtl. Restladung im System wird aus diesem Grund mithilfe von Störmodellen kompensiert (siehe Kapitel 6.2).

$$u_c(t) = \frac{1}{C_0} \underbrace{Q(t)}_{=0} - \frac{N_u}{C_0} s_p(t) \text{ , d.h. } s_p(t) \approx -\frac{C_0}{N_u} u_c(t) \quad (5.7)$$

Nach Gleichung (4.25) setzt sich die Ausgangsspannung des Aktor  $u_a$  aus der Kondensatorspannung des Piezos  $u_c$  sowie dem Produkt aus Klemmenstrom  $i_a$  und Widerstand des Piezos  $R_0$  zusammen. Da während der Verbrennung im Motor der Klemmenstrom  $i_a$  Null beträgt, ist die Ausgangsspannung  $u_a$  hier identisch mit dem Zustand  $u_c$ . Unter Verwendung von (5.1) und (5.7) kann aus (5.6) das statische Übertragungsverhalten  $K_{p \rightarrow u_a}$  des Injektors zwischen dem Systemeingang Zylinderdruck  $p(t)$  und dem Systemausgang Piezospannung  $u_a(t)$  aufgestellt und zusammengefasst werden.

$$K_{p \rightarrow u_a} = \frac{u_a(t)}{p(t)} = \frac{A_d k_n N_u}{C_0 k_{cg} k_n + C_0 k_{cgn} k_p + k_{cgn} N_u^2} \quad (5.8)$$

Dieses statische Übertragungsverhalten definiert, welche Spannung bei einem vorliegenden Drucksignal gemessen wird. Um die Rekonstruktionsergebnisse des Drucksignals zu verbessern, ist das grundlegende Ziel bei der Auslegung der sensorischen Injektoreigenschaften die Steigerung des Spannungssignals für einen gegebenen Zylinderdruckwert. Somit sollte der Übertragungsfaktor  $K_{p \rightarrow u_a}$  maximiert werden. Eine Optimierung kann jedoch nicht für jeden einzelnen Parameter unabhängig erfolgen, da z.B. die Piezoparameter miteinander gekoppelt sind. Gewöhnlich erfolgt eine Variation der Piezoparameter durch eine Modifikation der Piezostackgeometrie, z.B. eine Änderung der Querschnittsfläche  $A_p$ . Außerdem kann die Länge des Piezos  $l_p$  geändert werden, indem die Anzahl der Einzelschichten des Stacks  $n$  variiert wird. Für eine definierte Anzahl dieser Einzelschichten  $n$  werden die Piezoparameter wie folgt berechnet: Die Steifigkeit  $k_p$  ergibt sich aus Gleichung (4.9) mithilfe der Querschnittsfläche  $A_p$  und der Piezoeinzelschichten  $n$  sowie des konstanten Elastizitätsmoduls  $s_{33}^E$  und der Piezolänge für eine einzelne Schicht  $l_{p,1}$ .

$$k_p = \frac{A_p}{s_{33}^E n l_{p,1}} \quad (5.9)$$

Die Kapazität  $C_0$  ist in Gleichung (4.10) definiert, wobei sich die Gesamtlänge des Piezos  $l_p$  aus der Piezolänge für eine einzelne Schicht  $l_{p,1}$  und der Anzahl an Piezoschichten zusammensetzt.

$$C_0 = \frac{n \varepsilon_{33}^T A_p}{l_{p,1}} \quad (5.10)$$

Der Kopplungsfaktor des Piezos  $N_u$  berechnet sich nach Gleichung (4.19) aus dem piezoelektrischen Modul  $d_{33}$  und der Piezosteifigkeit  $k_p$ . Da diese Gleichung jedoch nur für einen einfachen Piezokörper gilt, erweitert sich dieser Zusammenhang für einen Stapelaktor um die Anzahl der Piezoschichten  $n$  [18]:



$$N_u = nd_{33}k_p. \quad (5.11)$$

Das piezoelektrische Modul  $d_{33}$  ist nach [18] eine vom Aufbau des jeweiligen Aktors unabhängige Materialkonstante.

Mithilfe dieser Zusammenhänge (Gleichungen (5.9), (5.10) und (5.11)) ergibt sich der Übertragungsfaktor aus Gleichung (5.8) wie folgt:

$$K_{p \rightarrow u_a} = \frac{u_a(t)}{p(t)} = \frac{A_d k_n d_{33} s_{33}^E l_{p,1}}{\varepsilon_{33}^T k_{cg} k_n l_{p,1} n (s_{33}^E)^2 + A_p k_{cg} n (s_{33}^E \varepsilon_{33}^T + d_{33}^2)} \quad (5.12)$$

Mithilfe des Übertragungsverhaltens  $K_{p \rightarrow u_a}$  vom Systemeingang Zylinderdruck zum Systemausgang Piezospannung aus Gleichung (5.12) kann eine Bewertung der Sensitivität des Injektors für unterschiedliche Randbedingungen vorgenommen werden. Die Einflüsse der verschiedenen Injektorparameter auf diesen Übertragungsfaktor  $K_{p \rightarrow u_a}$  sind in Abbildung 5.3 dargestellt. Zur besseren Vergleichbarkeit sind sowohl die Parameterwerte als auch die Wertebereiche für  $K_{p \rightarrow u_a}$  normiert aufgetragen<sup>1</sup>.

Um die Sensitivität des Injektors zu erhöhen, müssen die Parameter in Abbildung 5.3 so gewählt werden, dass ein möglichst hoher Übertragungsfaktor  $K_{p \rightarrow u_a}$  erreicht wird. Die gezeigten Kurven haben kein ausgeprägtes Maximum, sondern entweder einen steigenden oder fallenden Verlauf. Den größten Einfluss auf die Sensitivitätssteigerung hat die Steifigkeit der Cartridge  $k_c$ , die gesenkt werden müsste. Außerdem kann die Sensitivität gesteigert werden, indem die druckwirksame Fläche der Nadelgruppe  $A_d$  und die Nadelsteifigkeit  $k_n$  erhöht sowie die Parameter Gehäusesteifigkeit  $k_g$ , Piezoschichten  $n$  und Piezoquerschnittsfläche  $A_p$  verringert werden.

### 5.2.2 Bewertung der aktorischen Injektoreigenschaften

Da die Aufgabenstellung keine einseitige Optimierung der Injektorsensorik vorsieht, sondern eine Gesamtbetrachtung des kombinierten Aktor-Sensor-Systems, muss eine Beeinträchtigung der aktorischen Funktion vermieden werden. Wie schon in den vorherigen Kapiteln erwähnt, besteht die Aktorfunktion des Ventils darin, unterschiedliche Mengen Kraftstoff mit hoher Dynamik in den Zylinder einzuspritzen. Somit sollte aus Sicht der aktorischen Injektoreigenschaften sowohl der Nadelhub bzw. die Einspritzmenge als auch die Resonanzfrequenzen des Systems erhöht werden.

Für die Bestimmung des Nadelhubs wird das Modell aus Abbildung 5.2 analog zum hybriden Injektormodell aus Abbildung 4.12 um den offenen Schaltzustand erweitert. Da während des aktorischen Injektorbetriebs keine externe Kraft  $F_{ext}$  einwirkt, kann diese im Gegensatz zu Abbildung 5.2 vernachlässigt werden. Allerdings muss die Schließkraft des Injektors wie beim

<sup>1</sup>die Werte des Prototyps entsprechen auf beiden Achsen jeweils 1 und werden als Referenz verwendet

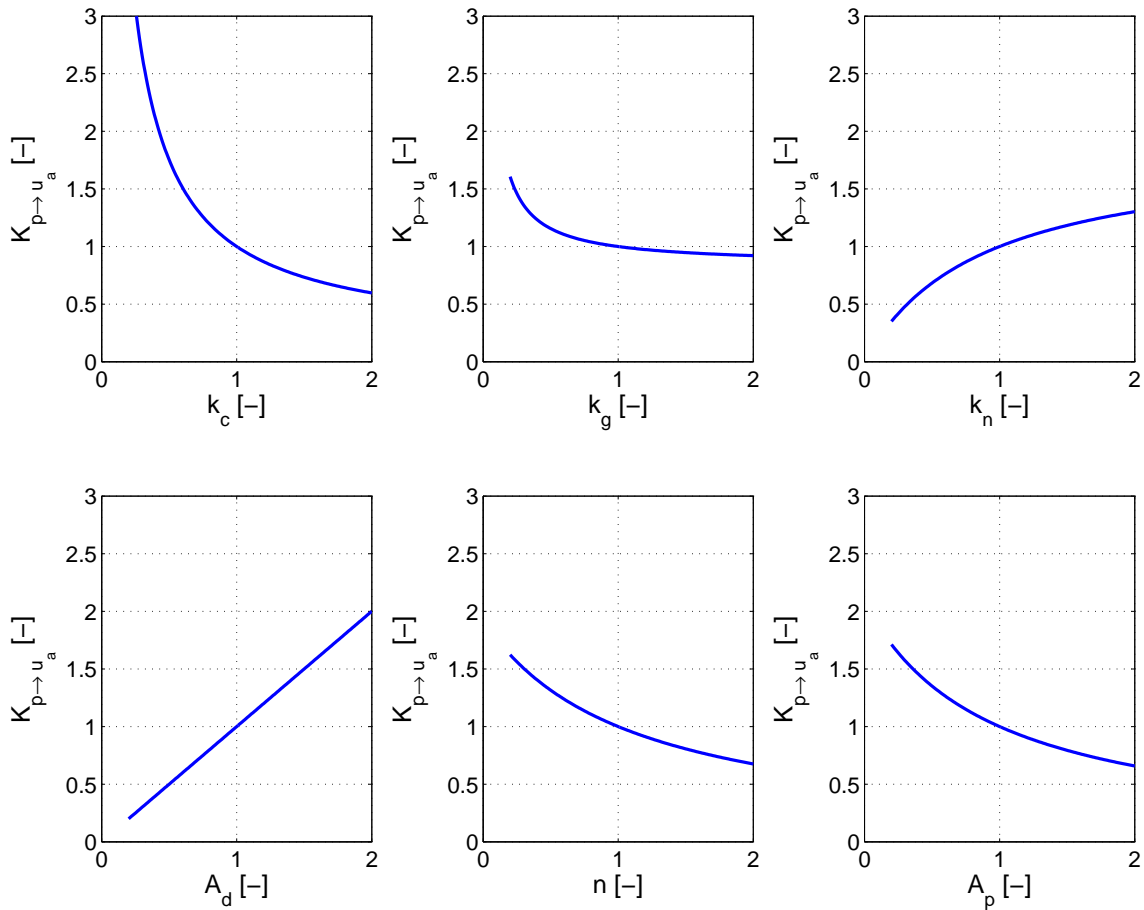


Abbildung 5.3: Einfluss der verschiedenen Injektorparameter auf den Übertragungsfaktor  $K_{p \rightarrow u_a}$  zur Steigerung der Injektorsensitivität (Werte sind normiert angegeben)

hybriden Modell in Abbildung 4.12 berücksichtigt werden (vgl. Kapitel 4.7). Das daraus resultierende Modell ist in Abbildung 5.4 dargestellt und bildet die Grundlage zur Bewertung des Injektorhubs.

Als Eingangsgröße wird in diesem Modell nicht der Aktorstrom  $i_a$  sondern die wirksame elektrische Spannung  $u_c$  verwendet. Der Grund für diese Änderung ist, dass der begrenzende Faktor beim Aktorbetrieb die Spannung ist, um Schädigungen des Piezos zu vermeiden. Da sich bei gleichem Ansteuerungsprofil (Stromverlauf) aufgrund der variierenden Piezoparameter auch die Piezospannung ändern würde, müsste zur Vergleichbarkeit ansonsten bei dieser Analyse die Spannung auf einen konstanten Wert geregelt werden. Infolgedessen wird zur Berechnung des Injektorhubs ein maximaler Spannungswert  $u_{c_{max}}$  vorgegeben.

Um den Injektor zu öffnen, muss analog zum hybriden Modell in Kapitel 4.7 eine Kraft im geschlossenen Systemzustand aufgebaut werden, welche die durch die Schließfeder verursachte Kraft  $F_{close}$  im Injektor übersteigt. Da aufgrund der seriellen, geschlossenen Federkette die Kraft der Schließfeder in jedem Federspeicher gleich vorliegt, kann einerseits die Federkraft an beliebiger Stelle eingezeichnet werden (siehe Modell des offenen Injektors Abbildung 5.4 rechts) und andererseits die Auswertung der Systemkraft zur Bestimmung des Öffnungszeitpunkts an

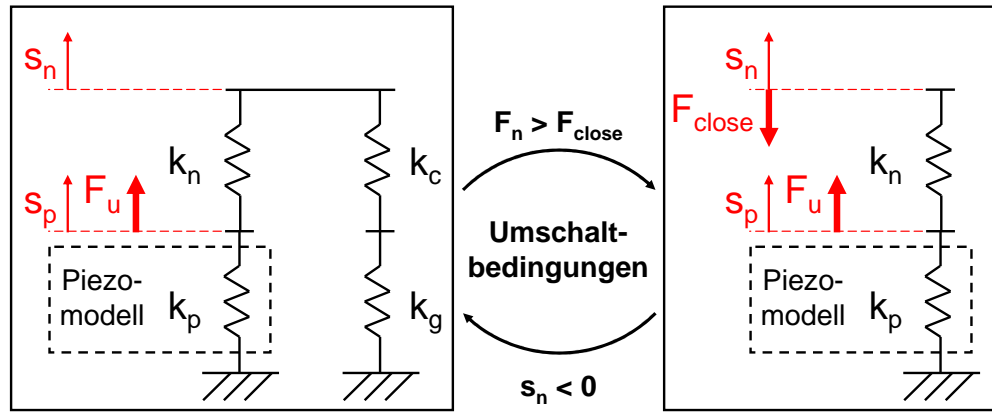


Abbildung 5.4: Modell zur Bestimmung der aktorischen Eigenschaften des Injektors (Hub)

jedem beliebigen Kraftspeicher erfolgen. Aus diesem Grund wird die Kraft im System an der zusammengefassten Steifigkeit von Cartridge und Gehäuse  $k_{cg}$  berechnet, da diese im Modell auf der Gehäuseseite fest eingespannt ist. Erreicht die Auslenkung der Nadel

$$s_n = \frac{F_{close}}{k_{cg}}, \quad (5.13)$$

übersteigt die Kraft im Modell die Schließkraft, wodurch der Injektor geöffnet wird. Für den geöffneten Injektorzustand berechnet sich der Hub mithilfe der Modellierung in Abbildung 5.4 (rechts). Dazu werden die Kräftegleichgewichte für  $s_n$  (5.14) und  $s_p$  (5.15) berechnet.

$$-F_{close} + k_n(s_p - s_n) = 0 \quad (5.14)$$

$$N_u u_{cmax} - k_n(s_p - s_n) - k_p s_p = 0 \quad (5.15)$$

Wird Gleichung (5.14) nach  $s_p$  aufgelöst und in (5.15) eingesetzt, ergibt sich die Auslenkung der Nadel  $s_n$  im offenen Injektorzustand wie folgt:

$$s_n = \frac{-F_{close}(k_n + k_p) + k_n N_u u_{cmax}}{k_n k_p}. \quad (5.16)$$

Um den maximalen Injektorhub zu erhalten, muss von Gleichung (5.16) noch die Auslenkung der Nadel  $s_n$  im geschlossenen Zustand abgezogen werden, die beim Umschalten auf den offenen Zustand vorliegt (siehe Abbildung 5.4). Diese Auslenkung wird in Gleichung (5.13) definiert. Somit beträgt der maximale Injektorhub:

$$s_{nmax} = \frac{-F_{close}(k_n + k_p) + k_n N_u u_{cmax}}{k_n k_p} - \frac{F_{close}}{k_{cg}}. \quad (5.17)$$

Wird wie bei der Untersuchung der Injektorsensitivität der Bezug zur Geometrie des Piezostacks mithilfe der Gleichungen (5.9) und (5.11) hergestellt, definiert sich der maximale Injektorhub aus Gleichung (5.17) wie folgt:

$$s_{n_{max}} = \frac{-F_{close}}{k_n} - \frac{F_{close} n l_{p,1} s_{33}^E}{A_p} + d_{33} n u_{c_{max}} - \frac{F_{close}}{k_{cg}}. \quad (5.18)$$

Mithilfe von Gleichung (5.18) wird eine Bewertung des maximalen Injektorhubs für unterschiedliche Injektorparameter durchgeführt. Die Ergebnisse davon sind in Abbildung 5.5 dargestellt. Zur besseren Vergleichbarkeit sind wie bei der Bewertung der Injektorsensitivität sowohl die Parameterwerte als auch die Wertebereiche für den Injektorhub normiert aufgetragen<sup>2</sup>.

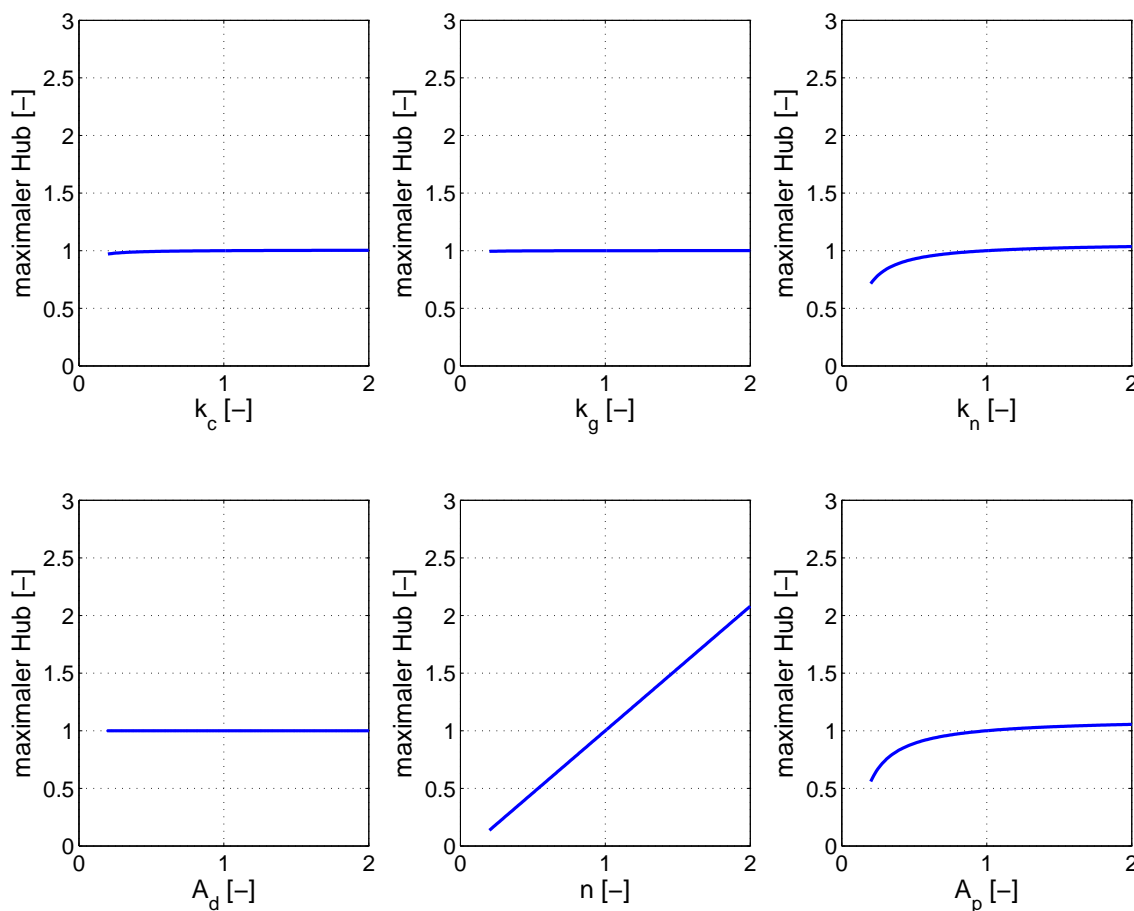


Abbildung 5.5: Einfluss der verschiedenen Injektorparameter auf den Injektorhub bei konstanter Spannung  $u_{c_{max}}$  (Werte sind normiert angegeben)

Um eine Erhöhung des Injektorhubs zu erzielen, muss vor allem die Anzahl der Piezoschichten  $n$  erhöht werden. Wird die Länge des Piezostacks und somit die Anzahl der Schichten verdoppelt, kann eine Steigerung des Hubs um 100 Prozent erreicht werden. Die Steifigkeiten von Cartridge  $k_c$  und Gehäuse  $k_g$  haben im Gegensatz zur Nadelsteifigkeit  $k_n$  einen vernachlässigbaren

<sup>2</sup>die Werte des Prototyps entsprechen auf beiden Achsen jeweils 1 und werden als Referenz verwendet

Einfluss, da deren momentanen Werte beim aufgebauten Labormuster um den Faktor zehn größer sind. Mit einer Steigerung der Piezostack-Querschnittsfläche  $A_p$  ist grundsätzlich eine Erhöhung des Injektorhubs möglich, jedoch kann dieser gegenüber dem momentanen Stand aufgrund des asymptotischen Verlaufs nur um ca. 10,9% vergrößert werden. Würde diese Fläche jedoch auf ca. 10% reduziert werden, würde der Injektor aufgrund der zu hohen Schließkraft nicht mehr öffnen. Ein ähnliches Verhalten ist auch für die Nadelsteifigkeit zu sehen. Der einzige Parameter, der keinen physikalischen Zusammenhang mit dem Nadelhub besitzt, ist die druckwirksame Fläche der Nadelgruppe  $A_d$ . Durch diesen Parameter kann jedoch die geöffnete Fläche des Injektors und somit auch die Einspritzmenge geändert werden, was ansonsten mithilfe einer Hubänderung erreicht wird. Diese Fläche entspricht der Mantelfläche eines Kegelstumpfs und kann über diese Zusammenhänge berechnet werden. Eine Übersicht der dazu notwendigen Parameter ist in Abbildung 5.6 zu sehen.

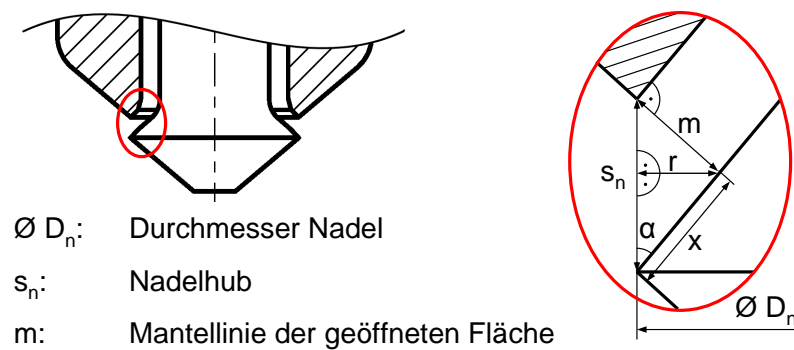


Abbildung 5.6: Übersicht zur Berechnung der geöffneten Fläche des Injektors während des Einspritzvorgangs

Die Mantelfläche  $M$  eines Kegelstumpfs berechnet sich mithilfe der Länge der Mantellinie  $m$  und der Summe der beiden Radien von Grund- und Deckfläche, die vom Durchmesser des Nadelsitzes  $D_n$  und dem Radius  $r$  abhängen.

$$M = (0,5D_n + (0,5D_n - r)) \pi m = (D_n - r) \pi m \quad (5.19)$$

Sowohl die Länge der Mantellinie  $m$  als auch der Radius  $r$  hängt vom Nadelhub  $s_n$  und vom Winkel  $\alpha$  ab.

$$\begin{aligned} m &= s_n \sin \alpha \\ r &= x \sin \alpha \\ &= s_n \cos \alpha \sin \alpha \end{aligned} \quad (5.20)$$

Daraus errechnet sich die Mantelfläche  $M$  aus Gleichung (5.19) wie folgt:

$$M = (D_n - s_n \cos \alpha \sin \alpha) \pi s_n \sin \alpha \quad (5.21)$$

Soll die Mantelfläche  $M$  und somit die Einspritzmenge bei konstanter Cartridge-Steifigkeit ermittelt werden, darf die Querschnittsfläche der Cartridge

$$A_c = A_d - D_n^2 \frac{\pi}{4} \quad (5.22)$$

nicht geändert werden. Dadurch berechnet sich der Durchmesser des Nadelsitzes  $D_n$  wie folgt:

$$D_n = 2\sqrt{\frac{A_d - A_c}{\pi}}. \quad (5.23)$$

Somit berechnet sich die Mantelfläche  $M$  mithilfe von (5.21) und (5.23).

$$M = \left( 2\sqrt{\frac{A_d - A_c}{\pi}} - s_n \cos \alpha \sin \alpha \right) \pi s_n \sin \alpha \quad (5.24)$$

Wird die Fläche  $A_d$  kleiner als die konstante Querschnittsfläche der Cartridge, würde nach Gleichung (5.24) keine Einspritzmenge mehr vorliegen. Um eine Erhöhung der Einspritzmenge zu erzielen, sollte nach (5.24) die druckwirksame Fläche der Nadelgruppe  $A_d$  gesteigert werden. Wegen des zukünftig verstärkten Konzepts des Downsizing, bei dem sich der zur Verfügung stehende Platz je Zylinder reduziert, ist allerdings von einer deutlichen Erhöhung dieses Parameters  $A_d$  abzusehen.

Als nächstes wird die Dynamik des Injektors untersucht. Wie bereits zuvor erwähnt, ist diese Charakteristik neben dem Injektorhub die wichtigste Bewertungsgrundlage für die aktorischen Eigenschaften des Ventils. Die Dynamik lässt sich mithilfe des Frequenzgangs und der darin enthaltenen Pol- und Nullstellen bewerten. Die Eigenfrequenzen des Systems  $f_0$ , die dem jeweiligen Betrag einer Polstelle entsprechen, setzen sich allgemein aus der bewegten Masse  $m$  und der vorhandenen Steifigkeit  $k$  zusammen:

$$f_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (5.25)$$

Je höher die Eigenfrequenz eines Systems, desto besser ist auch dessen Dynamik. Für die bewegten mechanischen Teile des Injektors, Nadel und Kopfteil der Piezo Aktor Einheit (an der die Nadel befestigt ist), ist somit vor allem eine Reduzierung der Masse bei gleichzeitiger Erhöhung der Steifigkeit vorzusehen. Dies wird durch die Verwendung des isobaren Konzepts erreicht, wie in Kapitel 3.1 erwähnt. Soll die Steifigkeit von Bauteilen gesenkt werden, wie z.B. für Cartridge und Gehäuse bei der Optimierung der Sensitivität, sollte gleichzeitig die Masse reduziert werden, damit die Eigenfrequenz dieser Bauteile zumindest nicht sinkt. Die Berechnung der Eigenfrequenz aus Gleichung (5.25) kann mithilfe der allgemeinen Definitionen für die Steifigkeit und Masse erfolgen. Die Steifigkeit  $k$  hängt vom Elastizitätsmodul  $E$ , der Querschnittsfläche  $A$  und der Länge  $l$  des Bauteils ab:

$$k = \frac{EA}{l} . \quad (5.26)$$

Die Masse berechnet sich aus der Dichte und dem Volumen  $V$ :

$$m = \rho V = \rho Al . \quad (5.27)$$

Dadurch ergibt sich die Eigenfrequenz  $f_0$  aus Gleichung (5.25) mithilfe von (5.26) und (5.27):

$$f_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho l^2}} . \quad (5.28)$$

Somit besteht die Möglichkeit, die Steifigkeit mithilfe der Querschnittsfläche  $A$  unabhängig von der Eigenfrequenz zu variieren.

Als Nächstes wird der Einfluss der Piezogeometrie auf die Eigenfrequenzen ermittelt. Dazu wird die PAU als Einzelbaugruppe mithilfe des in Kapitel 4.6 vorgestellten Modells analysiert. In Gleichung (4.33) ist die Eigenfrequenz der PAU definiert. Wird diese Gleichung mithilfe von (5.9), (5.10) und (5.11) erweitert, berechnet sich die Eigenfrequenz wie folgt:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{A_p}{s_{33}^E n l_{p,1} m_p} \left( 1 + \frac{(d_{33})^2}{\varepsilon_{33}^T s_{33}^E} \right)} \quad (5.29)$$

Die zusammengefasste Masse  $m_p$  des Aktormodells besteht einerseits aus einem konstanten Anteil  $m_m$  wie z.B. die mechanischen Anbauteile des Piezostacks an der Referenzstelle  $s_p$  (siehe Abbildung 4.4 und Kapitel 3.2). Zusätzlich enthält der Parameter  $m_p$  einen Masseanteil des Piezostacks  $m_{ps}$  und der Rohrfeder  $m_{rf}$ , da nicht die gesamte Masse beider Komponenten zur Schwingung beiträgt. Somit wird der effektive Anteil des Piezostacks und der Rohrfeder vereinfachend mit 50 Prozent angenommen. Dadurch berechnet sich  $m_p$  wie folgt:

$$m_p = m_m + 0,5 (m_{ps} + m_{rf}) . \quad (5.30)$$

Die Massen  $m_{ps}$  und  $m_{rf}$  sind nach Gleichung (5.27) abhängig von der jeweiligen Materialdichte sowie der Querschnittsfläche und der Länge. Zur Vereinfachung wird die Länge der Rohrfeder hier an die Piezostacklänge angepasst. Die Querschnittsfläche der Rohrfeder  $A_{rf}$  entspricht einer Ringfläche mit konstanter Wandstärke  $d_{rf}$ . Der Innendurchmesser dieser Rohrfeder  $D_{rf-i}$  ist definiert durch einen konstanten minimalen Abstand  $x$  zur quadratischen Piezostack-Querschnittsfläche  $A_p$  von ca. 1 mm:

$$D_{rf-i} = \sqrt{2A_p} + x . \quad (5.31)$$

Damit berechnet sich die Querschnittsfläche der Rohrfeder  $A_{rf}$  wie folgt:

$$\begin{aligned}
A_{rf} &= \left( (D_{rf,i} + d_{rf})^2 - D_{rf,i}^2 \right) \frac{\pi}{4} \\
&= \left( \left( \sqrt{2A_p} + x + d_{rf} \right)^2 - \left( \sqrt{2A_p} + x \right)^2 \right) \frac{\pi}{4} \\
&= \left( d_{rf}^2 + 2d_{rf}\sqrt{2A_p} + 2d_{rf}x \right) \frac{\pi}{4}.
\end{aligned} \tag{5.32}$$

Mithilfe der Gleichungen (5.27) und (5.32) kann somit die Berechnung der Masse  $m_p$  in (5.30) erweitert werden:

$$\begin{aligned}
m_p &= m_m + 0,5 (\rho_p n l_{p,1} A_p + \rho_{rf} n l_{p,1} A_{rf}) \\
&= m_m + 0,5 \left( \rho_p n l_{p,1} A_p + \rho_{rf} n l_{p,1} \frac{\pi}{4} \left( d_{rf}^2 + 2d_{rf}\sqrt{2A_p} + 2d_{rf}x \right) \right).
\end{aligned} \tag{5.33}$$

Wird Gleichung (5.33) in (5.29) eingesetzt, kann der Einfluss der Piezoschichten  $n$  und der Piezo-Querschnittsfläche  $A_p$  auf die Eigenfrequenz der PAU bestimmt werden. Diese Zusammenhänge sind in Abbildung 5.7 zusammengefasst.

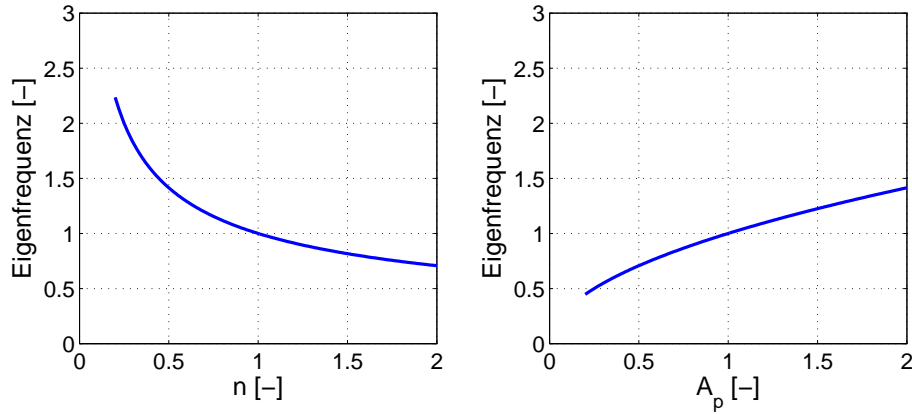


Abbildung 5.7: Einfluss der Piezoschichten  $n$  und -querschnittsfläche  $A_p$  auf die Eigenfrequenz des Injektors (Werte sind normiert angegeben)

Um die Eigenfrequenz der PAU zu erhöhen, muss entweder die Anzahl der Piezoschichten  $n$  reduziert werden oder die Querschnittsfläche des Piezostacks  $A_p$  erhöht werden.

### 5.2.3 Mechanische Optimierung der Injektoreigenschaften

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse zur Auslegung der sensorischen und aktorischen Injektoreigenschaften aus den Kapiteln 5.2.1 und 5.2.2 zusammengefasst und hinsichtlich eines kombinierten Aktor-Sensor-Injektorkonzepts optimiert. Die Einflüsse der Parameter auf die unterschiedlichen Injektoreigenschaften sind in Abbildung 5.8 nochmals dargestellt. Die Auswirkungen auf die Eigenfrequenzen des Injektors sind nur für die Parameter Piezoschichten  $n$  und Piezo-Querschnittsfläche  $A_p$  gegeben, da hier ein eindeutiger Zusammenhang vorliegt. Bei den Steifigkeiten von Cartridge, Gehäuse und Nadel hängt die Beziehung zur Eigenfrequenz nach Gleichung (5.28) davon ab, ob diese mithilfe der Querschnittsfläche oder der Länge



geändert werden (siehe Gleichung 5.26). Aus diesem Grund wird für diese Parameter der Bezug zur Eigenfrequenz nicht angegeben. Außerdem wird statt des Injektorhubs die Einspritzmenge angegeben, um den Einfluss der druckwirksamen Fläche  $A_d$  zu sehen.

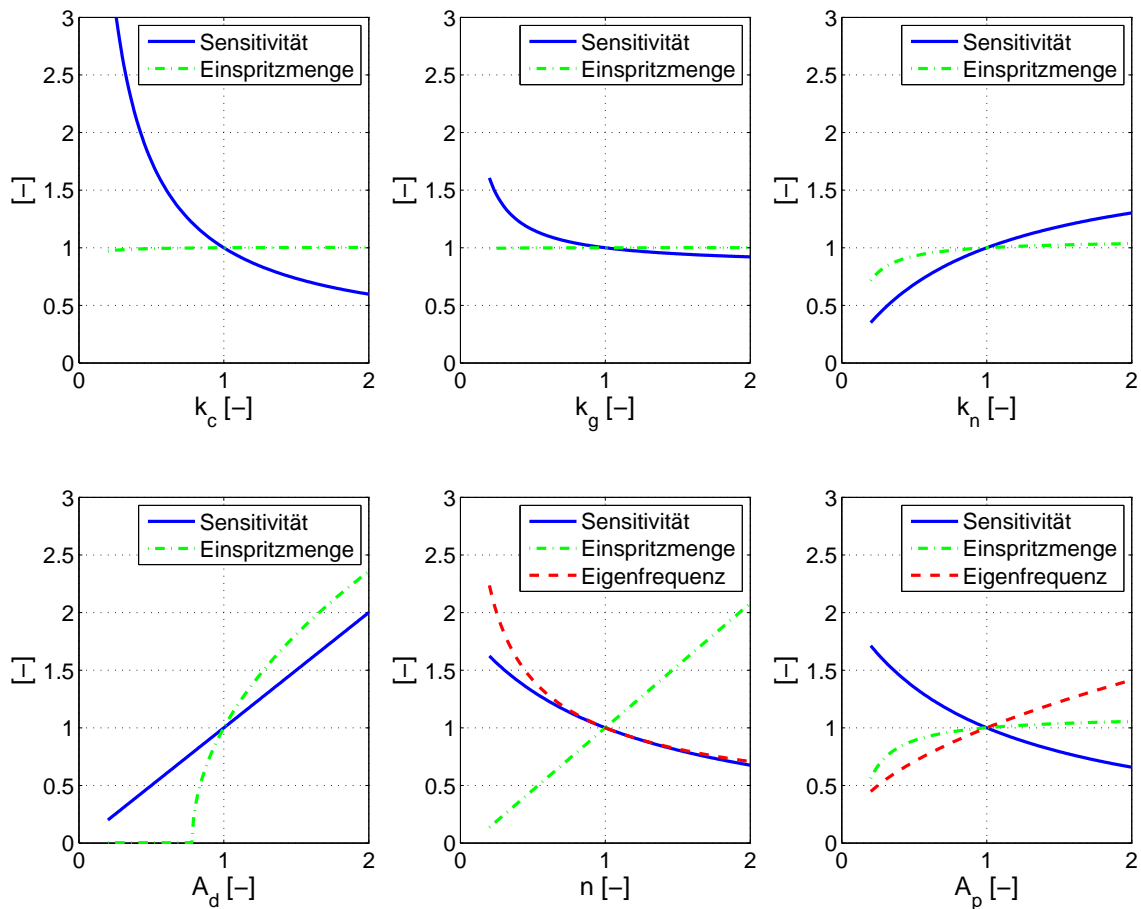


Abbildung 5.8: Einfluss der Injektorparameter auf die sensorischen und aktorischen Eigenschaften des Injektors (Werte sind normiert angegeben)

Ein wichtiger Parameter zur Optimierung des Injektors für die kombinierte Aktor-Sensor Funktion ist die Steifigkeit der Cartridge  $k_c$ , die durch eine Verringerung der Wandstärke reduziert werden sollte. Dadurch steigt die Sensitivität im Vergleich zu den restlichen Parametern stark an, wobei sowohl Eigenfrequenz als auch Einspritzmenge annähernd konstant bleiben. Die Reduktion der Cartridge-Steifigkeit wird jedoch begrenzt von den Anforderungen des maximalen Kraftstoffdrucks, der bei momentanen Serienanwendungen bei ca. 200 bar liegt. Beim vorliegenden Labormuster ist die Nadelgruppe für Drücke über 500 bar ausgelegt, weshalb hinsichtlich der Steifigkeit Optimierungsmöglichkeiten bestehen.

Die selbe Vorgehensweise wie beim Parameter  $k_c$  sollte aufgrund der ähnlichen Charakteristik auch bei der Steifigkeit des Gehäuses  $k_g$  erfolgen.

Eine weitere Möglichkeit zur gleichzeitigen Verbesserung der Sensorik und Aktorik ist die Erhöhung der druckwirksamen Fläche der Nadelgruppe  $A_d$  bei konstanter Steifigkeit der Cartridge, wodurch die Eigenfrequenz der Cartridge konstant bleibt. Allerdings hängt diese

Änderung vom Platzangebot im Motor ab, welches jedoch wegen des zukünftig verstärkten Downsizing-Konzepts abnehmen wird. Somit unterscheidet sich die Variationsmöglichkeit des Parameters  $A_d$  je nach Motoranforderung.

Eine zusätzliche Maßnahme zur gemeinsamen Verbesserung aller Injektoreigenschaften ist die Erhöhung der Nadelsteifigkeit  $k_n$ , wodurch insbesondere die Sensitivität und die Dynamik während des Einspritzvorgangs verbessert wird.

Bei den beiden Piezoparametern  $n$  (Schichten des Piezostacks) und  $A_p$  (Querschnittsfläche) liegen Zielkonflikte zwischen den drei Auslegungskriterien Sensitivität, Einspritzmenge und Eigenfrequenz vor. Aus diesem Grund müssen diese Parameter im Zusammenhang mit den restlichen Größen aus Abbildung 5.8 betrachtet werden. Da sich die Einspritzmenge nur geringfügig mit den drei Steifigkeiten  $k_c$ ,  $k_g$  und  $k_n$  beeinflussen lässt, sollte je nach Motor zuerst der Durchmesser der Nadelgruppe erhöht werden (entspricht der Steigerung von  $A_d$ ), wodurch anschließend Potential zur Reduzierung der Piezoschichten und somit zur Verbesserung von Sensitivität und Eigenfrequenz entsteht. Da die Eigenfrequenz der PAU nur durch die Parameter  $n$  und  $A_p$  gesteigert werden kann, sollte der Piezoquerschnitt etwas erhöht werden. Die damit verbundene Verschlechterung der Sensitivität kann ohne Weiteres über den Einfluss der Steifigkeiten kompensiert werden.

Mithilfe der in diesem Kapitel gezeigten Auslegungskriterien zur Optimierung eines kombinierten Aktor-Sensor-Systems können Modifikationen des Injektors vorgenommen werden. In dieser Arbeit können jedoch nicht alle Verbesserungspotentiale ausgeschöpft werden, da es weitere zu berücksichtigende Randbedingungen gibt. Bei der Nadelgruppe handelt es sich um Serienkomponenten, da eine Einzelanfertigung für ein Labormuster mit sehr hohen Kosten verbunden wäre. Aus diesem Grund konnten nur bestimmte Maßnahmen umgesetzt werden, wie z.B. die Kürzung der Nadel sowie eine geringfügige Steifigkeitsreduktion der Cartridge. Für eine potentielle Serienfertigung wäre jedoch eine Umsetzung der aufgeführten Vorschläge möglich. Ähnliches gilt für den Piezoaktor, der auch als Serienbauteil verwendet wird.

Obwohl in dieser Arbeit nicht alle Verbesserungsmaßnahmen umgesetzt werden konnten, besteht ein zentraler Beitrag dieser Arbeit darin, die Optimierungsmöglichkeiten des Systems aufzuzeigen. Dieses Potential sollte bei den späteren Messergebnissen in Kapitel 8 berücksichtigt werden.

#### 5.2.4 Optimierung der Injektorlagerung im Motor

Ein weiterer Punkt zur Optimierung des kombinierten Aktor-Sensor Konzepts ist die Analyse der Injektorlagerung im Motor. Durch die Verbrennungen in den Zylindern entstehen mechanische Schwingungen, die sich im Motorblock überlagern und über die Anbindungsstelle in den Injektor eingeleitet werden. Diese Beschleunigungskräfte sind für die Zylinderdruckmessung als Störung zu sehen, weshalb das Injektorkonzept robust gegenüber diesen Kräften ausgelegt sein sollte. Aus diesem Grund ist die Einspannung des Injektors im Zylinderkopf hinsichtlich der sen-

sorischen Funktionalität zu analysieren. Analog zu den Zylinderdrucksignalen liegen auch diese Störungen deutlich unterhalb der Injektoreigenfrequenzen, wodurch die dynamische Anregung des Injektors zu vernachlässigen ist. Um den Einfluss der resultierenden Krafteinwirkung durch diese Störung auf die Zylinderdruckmessung zu minimieren, ist das Streckenverhalten zwischen der Krafteinleitung am Injektor und der Spannungsmessung am Piezoaktor (durch die Piezodeformation) zu minimieren. Infolgedessen sollte die Strecke zwischen der Einleitung dieser Kraft  $F_S$  und der Abstützung am Niederhalter möglichst steif sein, um die Deformation zu verringern. Dies wird erreicht, indem die Lagerstelle des Injektors sehr weit nach hinten versetzt wird (Erhöhung der Entfernung zur Nadelgruppe) wie in Abbildung 5.9 zu sehen ist. Um die Positionierung des Injektors im Zylinderkopf anzupassen, wird eine Adapterhülse verwendet. Wie in einfachen Versuchen gezeigt wurde, können Krafteinwirkungen an dieser Injektorlagerfläche im Gegensatz zu Kräften am Kopfteil des Gehäuses nicht durch den Piezoaktor detektiert werden, wodurch eine Auflage dieser Kopffläche im Motor unbedingt zu vermeiden ist.

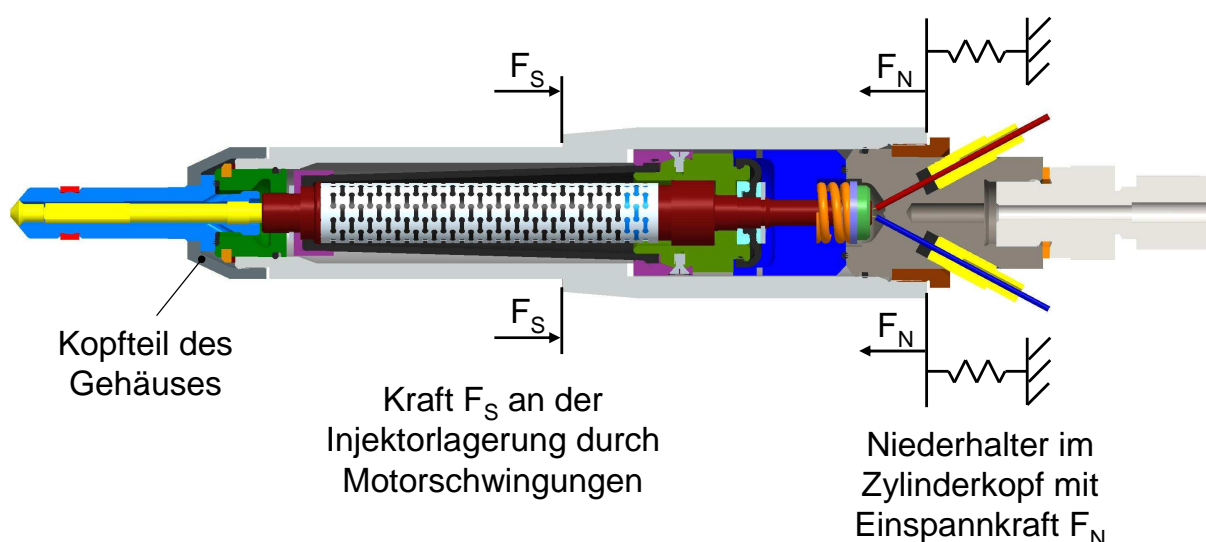


Abbildung 5.9: Übersicht des Injektors bei Motorschwingungen: Kraft  $F_S$  wird am Motorlager eingeleitet und über den Niederhalter (Vorspannkraft  $F_N$ ) abgestützt)

### 5.3 Erweiterung der Messelektronik für kombinierte Aktor-Sensor-Systeme

Die Aufgabe der Messelektronik ist es, die Eingangsgrößen  $\mathbf{u}(t)$  und die Ausgangsgrößen  $\mathbf{y}(t)$  (analoge Signale) mit einer bestimmten Frequenz anzulegen bzw. abzutasten und zu speichern. Bei der Wahl der Abtastfrequenz muss die Frequenzspektren der Strecke und der Eingangssignale  $\mathbf{u}(t)$  beachtet werden. Um das Abtasttheorem einzuhalten, werden bei dieser Arbeit das vorliegende Ein- und Ausgangssignal (Strom  $i_a(t)$  und Spannung  $u_a(t)$ ) während der Kraftstoffeinspritzung nach [5] mit einer Frequenz von 1 MHz abgetastet. Um Synchronisationsfehler

und daraus resultierende Phasenfehler zu vermeiden, werden für die Messungen synchronisierte 14 bit Analog-Digital-Wandler (AD-Wandler) verwendet. Der prinzipielle Aufbau dieser Messelektronik ist in Abbildung 5.10 zu sehen.

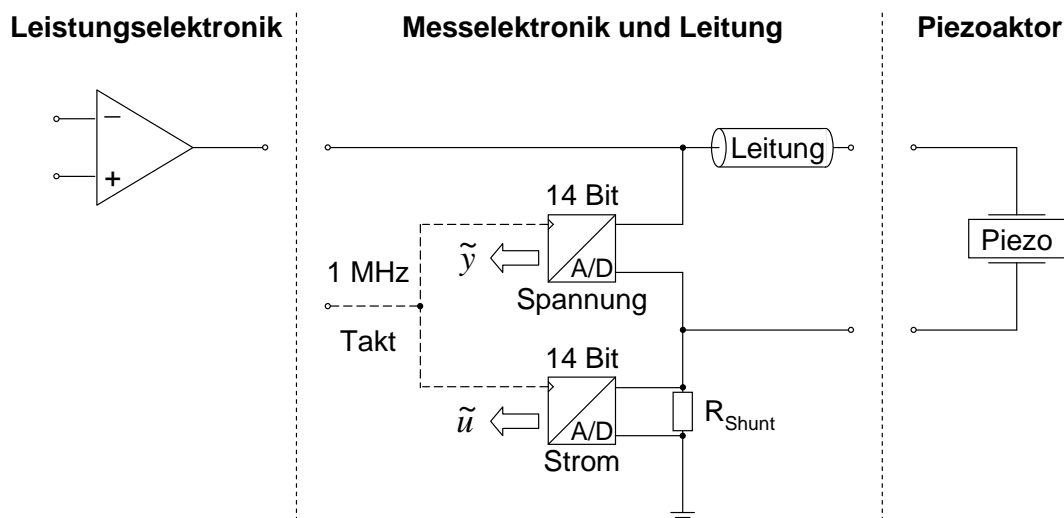


Abbildung 5.10: Allgemeine Übersicht der Messelektronik [5]

Wird diese Messelektronik für die Zylinderdruckmessung verwendet, kann keine druckproportionale Spannungsmessung mithilfe des Piezos erfolgen. Der Grund ist, dass während der Entladeflanke ein strom geregelter Widerstand (Protection) in der Prüfstands endstufe (Leistungselektronik) hinzugeschaltet wird (siehe Kapitel 3.3), der eine starke Entladung bewirkt. Aus diesem Grund muss während der Druckmessung der Einfluss dieses strom geregelten Widerstands (Protection) wieder entfernt werden. Da im ersten Schritt die Hardware und Software der Prüfstands endstufe nicht geändert werden soll, wird statt des Wegschaltens des einzelnen Protection-Widerstands die Verbindung zwischen Messelektronik und Endstufe geöffnet. Hierfür wird zusätzliche Elektronik benötigt, welche diese Aufgabe erfüllt. Eine vereinfachte Übersicht dieser Schaltung ist in Abbildung 5.11 zu sehen. Um die Trennung der Endstufe vom Injektor zu gewährleisten, wird in der Zuleitung zwischen diesen beiden Komponenten eine Schaltmöglichkeit realisiert. Diese besteht aus zwei parallelen Pfaden, die mit jeweils einer Diode und einem MOSFET<sup>3</sup> bestückt sind. Als Ersatzschaltbild für einen MOSFET dient eine Parallelschaltung einer Diode und eines spannungsgesteuerten Widerstands. Dieser Widerstand  $R_{DS}$  zwischen Drain (Abfluss) und Source (Quelle) kann mithilfe der Gate-Source-Spannung  $U_{GS}$  um mehrere Größenordnungen eingestellt werden. In erster Näherung kann der MOSFET bei Ansteuerung über einen geeigneten Treiber zusammen mit den zusätzlichen Sperrdioden als idealer Schalter betrachtet werden. Die Funktionsweise der Schaltung nach Abbildung 5.11 ist während der Einspritzung wie folgt:

Fließt von der Endstufe ein positiver Strom, so gelangt dieser durch die Durchflussrichtung der Diode im oberen Zweig zum MOSFET. Durch das Anlegen einer Gate-Source-Spannung wird der Wert des internen Widerstand stark reduziert, wodurch der Strom über diesen Widerstand

<sup>3</sup>metal oxide semiconductor field-effect transistor

fließen kann. Um auch einen negativen Stromfluss zu ermöglichen (während der Entladung), wird der untere Diodenzweig benötigt, da im oberen wegen der Sperrichtung der Diode kein Strom zurückfließen kann. Dieser untere Zweig hat die selbe MOSFET-Ansteuerung wie der obere Zweig, jedoch ist die Durchlassrichtung der Diode invertiert, wodurch der Stromfluss gewährleistet wird.

Um die Endstufe während der Zylinderdruckmessung zu trennen, wird die Gate-Source-Spannung  $U_{GS}$  an den MOSFETs auf Null gelegt. Auf diese Weise wird der Stromfluss über die MOSFETs praktisch unterbunden. Da in beiden Zweigen zwei entgegengerichtete Dioden enthalten sind und somit in beiden Richtungen (positive und negative Ströme) eine Sperrichtung vorhanden ist, erfolgt kein Stromfluss mehr zwischen Endstufe und Injektor. Infolgedessen ist die Endstufe vom restlichen Aufbau getrennt und ein Betrieb sowohl für die Einspritzung in den Motor als auch für die Zylinderdruckmessung gewährleistet.

Während der Injektor als Sensor arbeitet, ist die Endstufe getrennt, wodurch die Spannungsmessung hier separat erfolgen muss. Aus diesem Grund wird die Spannung  $u_a$  zwischen dem Injektor und der Schaltung zum Trennen der Endstufe gemessen (siehe Abbildung 5.11). Um das geringe Spannungsniveau, das während der Verbrennung im Motor mit dem Piezo gemessen wird, hoch auflösen zu können, erfolgt dessen Ermittlung an einer Zener-Diode, die seriell mit einem Widerstand geschaltet ist. Die Zener-Diode wird so ausgewählt, dass deren Sperrspannung über der zu messenden Spannung in der Sensorphase liegt. Dadurch ist der Messbereich in der Sensorphase definiert. Um sicher zu stellen, dass während der Aktorphase der Strom von der Endstufe fast ausschließlich über den Piezo und nicht über diesen Diodenzweig fließt, wird der in Abbildung 5.11 eingezeichnete hochohmige Widerstand vor der Diode verbaut.

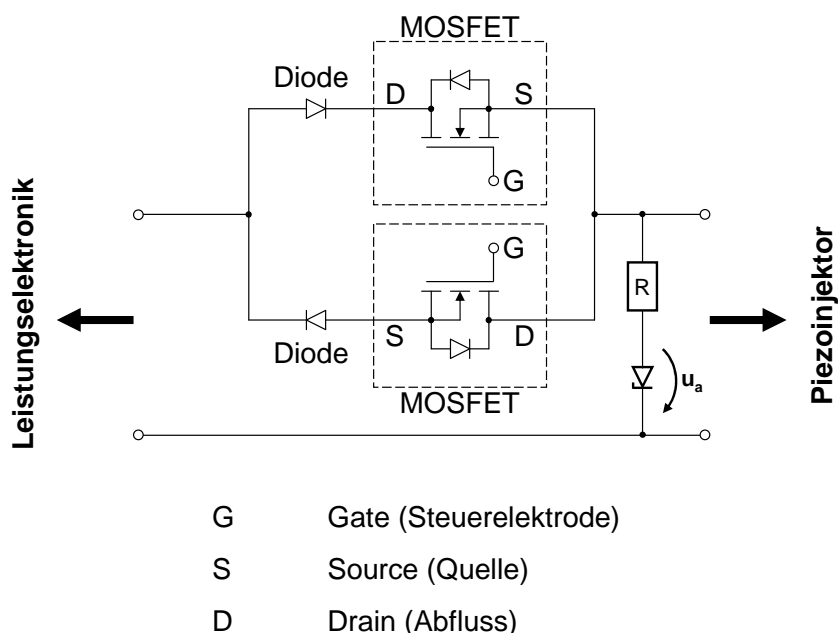


Abbildung 5.11: Prinzip des Schaltaufbaus, um die Verbindung zur Leistungselektronik zu trennen

## 5.4 Ansatz zur Identifikation des elektromechanischen Piezo-Kopplungsparameters

Um die sensorischen Eigenschaften des Piezoinjektors zur Messung des Zylinderdrucks nutzen zu können, wird das statische Übertragungsverhalten aus Gleichung (5.8) verwendet. Dieser Übertragungsfaktor setzt sich einerseits aus den Größen  $k_c$ ,  $k_g$ ,  $k_n$ ,  $k_p$ ,  $A_d$  und  $C_0$  zusammen, die unabhängig von der Temperatur sind und über einen bestimmten Zeitbereich als konstant angenommen werden können. Andererseits beinhaltet dieser Faktor auch den Kopplungsparameter  $N_u$ , der im Gegensatz zu den anderen Parametern stark temperaturabhängig ist und außerdem von anderen Faktoren beeinflusst wird, wie in [5] gezeigt. Um mithilfe dieses Übertragungsverhaltens den Zylinderdruckverlauf aus dem Spannungssignal des Piezos exakt rekonstruieren zu können, muss der Parameter  $N_u$  identifiziert und adaptiert werden. Die Grundlage hierfür ist das Piezo- bzw. Injektormodell aus Kapitel 4.6 bzw. 4.7, das die beiden bekannten Größen Strom (Systemeingang) und Spannung (Systemausgang) beinhaltet. Für die Identifikation des Parameters  $N_u$  wird das in Kapitel 2.1 vorgestellte Arbeitsspiel, das aus vier Takten besteht, in zwei Phasen gliedert (siehe [88]):

- **Aktorphase:** In dieser Phase arbeitet der Piezostack als Aktor und der Injektor somit als konventionelles Einspritzventil, das Kraftstoff in den Zylinder injiziert.
- **Sensorphase:** Dieser Zeitbereich entspricht der Messphase, bei der der Injektor als Sensor arbeitet und den Zylinderdruck messen soll.

Ein Überblick der Ein- und Ausgangsgrößen des gesamten Injektors (vgl. Abbildung 4.2) während dieser beiden Phasen ist in Abbildung 5.12 dargestellt. Diese beinhalten die gemessenen elektrischen Ein- und Ausgangsgrößen des Piezos (Strom und Spannung) und die unbekanntes mechanischen Ein- und Ausgangsgrößen (Zylinderdruck und Nadelhub). Zur besseren Vergleichbarkeit sind die beiden Phasen getrennt und mit unterschiedlichen Kurbelwinkelaufösungen dargestellt. Durch die Ansteuerung des Piezoaktors mit dem gezeigten Stromverlauf (während der Aktorphase) steigt die Piezospannung an, was zu einer Auslenkung der Nadel führt. Da in dieser Phase bei homogener Gemischbildung (siehe Kapitel 2.1) weder eine Verdichtung des Luft-Kraftstoffgemisches noch eine Verbrennung im Zylinder stattfindet, liegt an der Nadelgruppe annähernd Umgebungsdruck an (leichter Unterdruck). Während der Sensorphase wird der Injektor nicht angesteuert, weswegen der Stromverlauf hier näherungsweise null ist. Infolgedessen ist die Injektornadel geschlossen. Aus diesem Grund hängt die Auslenkung der Nadel (Stauchung) vom anliegenden Zylinderdruck ab, der eine Verformung entsprechend der Injektorsteifigkeiten bewirkt. Aufgrund der Verbrennung des Luft-Kraftstoffgemisches steigt der Zylinderdruck und verursacht gemäß des Übertragungsfaktors eine Spannung am Piezo. Wie in Abbildung 5.12 zu sehen ist, enthält der Spannungsverlauf des Piezos noch Störungsanteile, die erst später in Kapitel 6 behandelt werden.

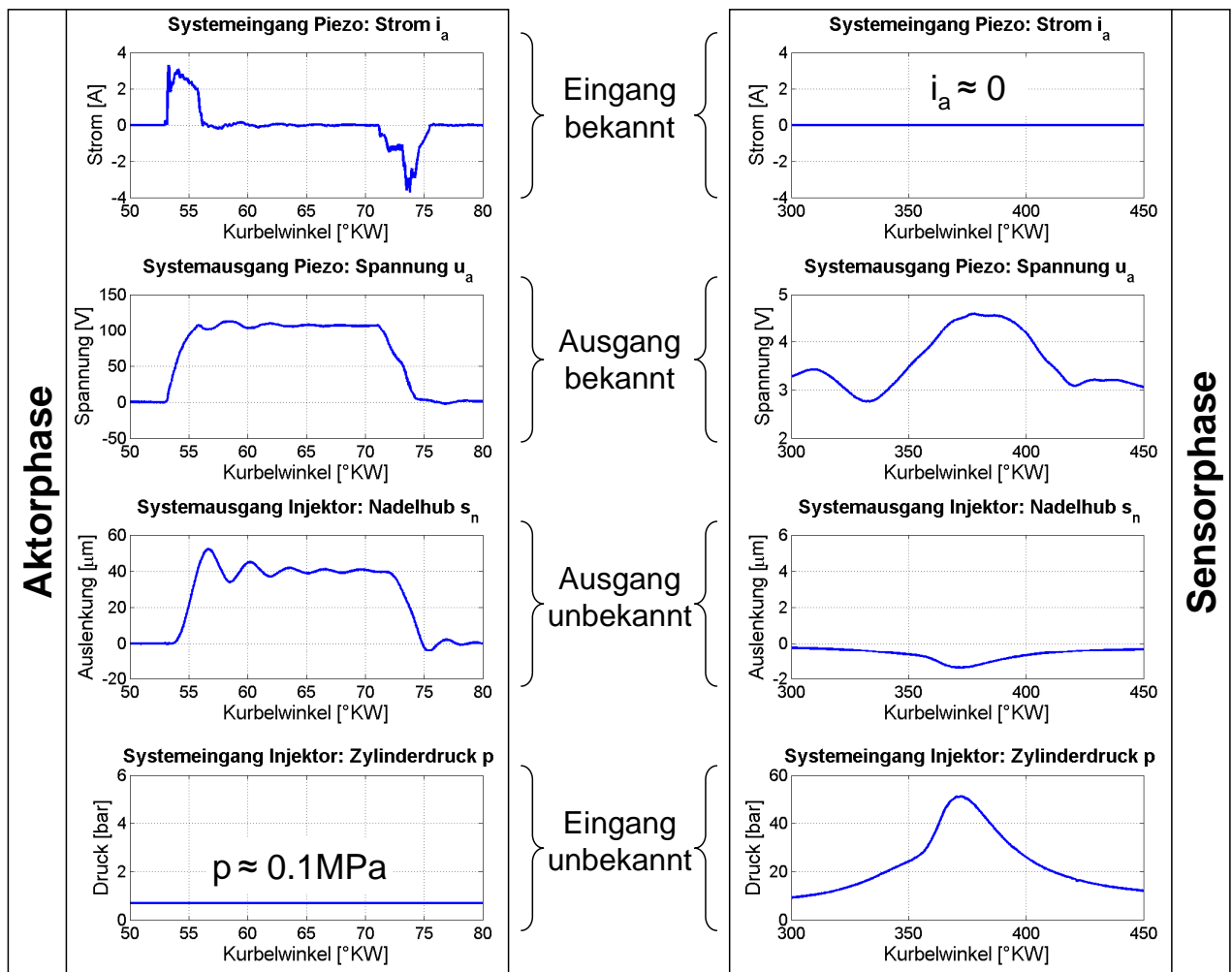


Abbildung 5.12: Messdaten während der Aktor- und Sensorphase mit dem Injektor (für die Messung des Nadelhubs und Zylinderdrucks wurde zusätzliche Sensorik verwendet)

Für eine Identifikation des Parameters  $N_u$  müssen zunächst alle Systemeingänge und mindestens ein Ausgang bekannt sein. Da während der Sensorphase der unbekannte Verbrennungsdruck am Injektor als Eingang anliegt, kann diese Phase nicht zur Identifikation verwendet werden. In der Aktorphase hingegen ist die Kraft durch den Zylinderdruck (leichter Unterdruck von ca. 0,7 bar) vernachlässigbar (entspricht ca. 1 N). Da die elektrischen Größen (Systemeingang Strom und Systemausgang Spannung) gemessen werden, kann mit deren Hilfe eine Identifikation von  $N_u$  durchgeführt werden, wie in [5] gezeigt wird (auch mit unbekanntem Aktorhub). Eine Bedingung hierfür ist, dass das verwendete Streckenmodell des Piezos bzw. des gesamten Injektors identifizierbar ist.

Um die Identifizierbarkeit zu überprüfen, muss die Übertragungsfunktion  $G_{I_a \rightarrow U_a}(s)$  vom Eingang Aktorstrom  $I_a(s)$  zum Ausgang Aktorspannung  $U_a(s)$  aus Kapitel 4.6 (Gleichung (4.31)) analysiert werden. Diese liegt allgemein in der Form

$$G_{I_a \rightarrow U_a}(s) = \frac{b_3 s^3 + b_2 s^2 + b_1 s + 1}{a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s} \quad (5.34)$$

vor. Nach der Theorie linearer Identifizierbarkeit (siehe [74], [38]) können diese sechs Parameter  $b_3, b_2, b_1, a_3, a_2, a_1$  identifiziert werden, da der Systemeingang und -ausgang als Messwertverlauf in ausreichender Länge (Anzahl der Messwerte muss größer als die Anzahl der zu identifizierenden Parameter sein) vorliegt. Soll nur der Parameter  $N_u$  identifiziert werden, kann dies mithilfe des allgemeinen Parameters  $b_1$  oder  $a_1$  aus der Übertragungsfunktion  $G_{I_a \rightarrow U_a}(s)$  (Gleichung 4.31) geschehen. Sollen jedoch alle Piezoparameter  $\mathbf{v} = [N_u, C_0, R_0, m_p, k_p, b_p]^T$  aus der Übertragungsfunktion  $G_{I_a \rightarrow U_a}(s)$  bestimmt werden, muss nach [67] für den Vektor

$$\mathbf{w} = \begin{pmatrix} a_1 & a_2 & a_3 & b_1 & b_2 & b_3 \end{pmatrix}^T \quad (5.35)$$

der Rang der Jacobi-Matrix  $\frac{\partial \mathbf{w}}{\partial \mathbf{v}}$  der Anzahl der Piezoparameter entsprechen. Wird diese Jacobi-Matrix berechnet und nach [67] mit der Matrix  $\mathbf{S}$  in eine Zeilenstufenform verwandelt (entspricht elementaren Zeilenumformungen), ergibt sich daraus:

$$\text{Rang} \left( \mathbf{S} \left( \frac{\partial \mathbf{w}}{\partial \mathbf{v}} \right) \right) = \text{rang} \begin{pmatrix} 1 & \frac{k_p}{2N_u} & 0 & 0 & \frac{-N_u}{2k_p} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & \frac{-C_0}{k_p} & \frac{C_0}{b_p} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & \frac{-m_p}{b_p} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & \frac{-k_p}{b_p} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} = 6 \quad (5.36)$$

Dadurch lassen sich aus der Übertragungsfunktion  $G_{I_a \rightarrow U_a}(s)$  in Gleichung (4.31) neben dem Kopplungsparameter  $N_u$  alle weiteren Piezoparameter identifizieren. Das Gleiche gilt auch bei der Verwendung des Injektormodells, was hier jedoch nicht ausführlich gezeigt wird.

## 5.5 Verifizierung der sensorischen Eigenschaften des entwickelten Piezoinjektors

Nachdem im bisherigen Verlauf von Kapitel 5 die Auslegung und Funktionsweise eines Piezoinjektors als kombiniertes Aktor-Sensor-System beschrieben wurde, sollen in diesem Kapitel die sensorischen Eigenschaften des Piezoinjektors als Drucksensor verifiziert werden. Hierfür wird eine Testvorrichtung aus [10] verwendet, mit der dynamische Drucksignale an der Nadelspitze des Injektors angelegt werden können. Der Injektor wird bei diesem Versuch nur als Sensor verwendet, ohne dessen Aktorfunktion zu nutzen. Um eine Referenz zum Injektor zu haben,



wird in der Vorrichtung ein zusätzlicher Drucksensor von der Firma Kistler eingebaut. Weil der Injektor nicht angesteuert wird, kann der Kopplungsfaktor  $N_u$  des Piezos nicht über die elektrischen Signale bestimmt werden, wie in Kapitel 5.4 erläutert wurde. Da das Ziel dieses Versuchs die qualitative, aber nicht quantitative Überprüfung der Injektormessung ist, wird der statische Übertragungsfaktor  $K_{p \rightarrow u_a}$  vom Systemeingang Druck  $p(t)$  zum Systemausgang Aktorspannung  $u_a(t)$  adaptiert. Zudem erfolgt eine Datenglättung, wie in Kapitel 2.2.2 beschrieben wurde (siehe Gleichung (A.1)). Das Ergebnis dieser Messungen ist in Abbildung 5.13 oben zu sehen, die Differenz beider Messungen ist darunter dargestellt.

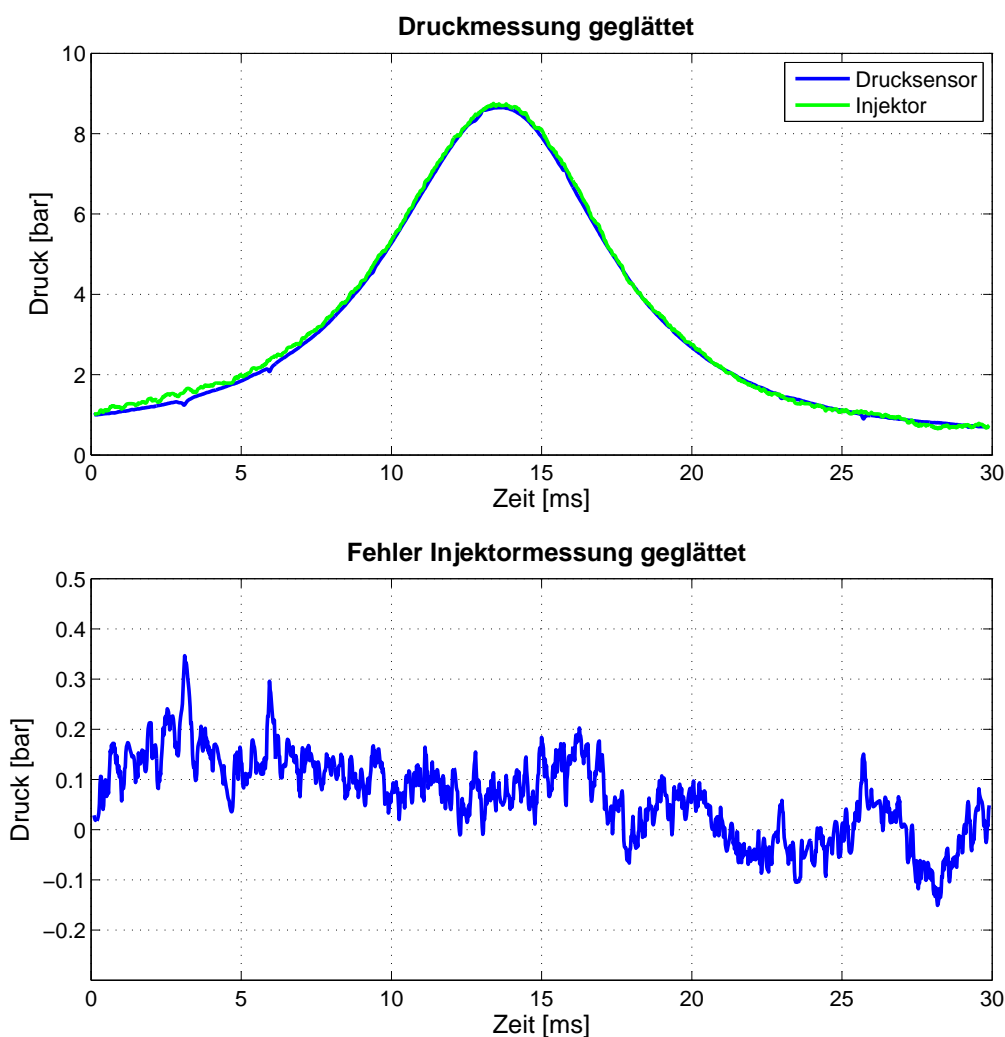


Abbildung 5.13: Vergleich der Messdaten von Drucksensor und Injektor (Injektor nur als Sensor verwendet) nach erfolgter Datenglättung (vgl. Kapitel 2.2.2)

Bei der Adaption der Injektormessung an die Sensorergebnisse ergibt sich ein Übertragungsfaktor von  $K_{p \rightarrow u_a} = 23,9 \frac{\text{mV}}{\text{bar}}$ . Der durchschnittliche, absolute Messfehler des Injektors gegenüber dem Simulationsfehler liegt bei ca. 88 mbar. Die maximale, absolute Abweichung zwischen beiden Messungen beträgt ca. 0,35 bar. Wie Abbildung 5.13 zeigt, kann der Druckverlauf mit dem Piezo-Injektor ohne größeren Fehler und ohne Phasenverschiebung ermittelt werden. Dadurch sind die sensorischen Eigenschaften des Injektors verifiziert.



## 6 Störgrößen und Nichtidealitäten

Bei der Verifizierung der Injektordruckmessung in Kapitel 5.5 wurde der Injektor als reiner Sensor verwendet, ohne vorher als Aktor angesteuert zu werden. Im nächsten Schritt muss das verwendete Rekonstruktionsverfahren auch im kombinierten Aktor-Sensor-Betrieb analysiert werden, um den Einfluss der Aktor- auf die Sensorphase zu beurteilen. Dazu wird ein Einspritzprüfstand der Firma Loccioni verwendet. Dieser versorgt einen angeschlossenen Injektor mit Kraftstoff<sup>1</sup>, der auf einen einstellbaren Druck geregelt wird. Als Speicher besitzt der Prüfstand ein Reservoir, das von der Kraftstoffpumpe unter Hochdruck gesetzt wird. Die Anbindung des Injektors an den Prüfstand erfolgt analog zu Fahrzeugen über ein Railstück. Zur Überprüfung des Kraftstoffdrucks im System wird ein Drucksensor der Firma Kistler<sup>2</sup> im Rail integriert. Ein Überblick dieses Prüfstandsbaus ist in Abbildung 6.1 dargestellt.

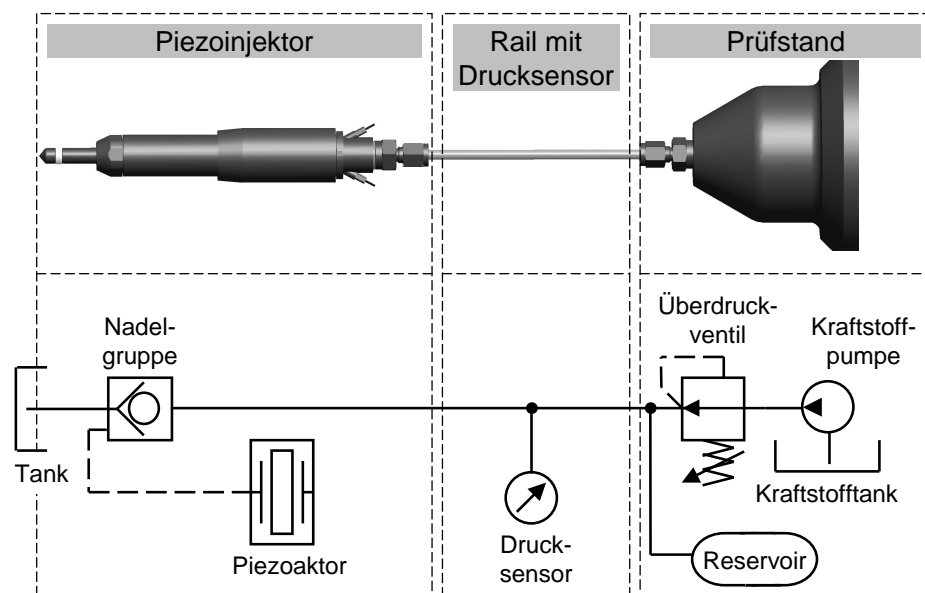


Abbildung 6.1: Aufbau des Prüfstands zur Untersuchung des Injektors im Sensorbetrieb: CAD-Übersicht (oben) und hydraulisches Ersatzschaltbild (unten)

Mithilfe dieses Prüfstandsbaus werden Versuche im kombinierten Aktor-Sensor-Betrieb durchgeführt, deren Aufbau im Anhang A.5 zu sehen ist. Dabei wird der Kraftstoff während der Aktorphase vom Injektor in einen Tank eingespritzt. Allerdings wird dieser nicht entzündet,

<sup>1</sup>beim Prüfstand wird n-Heptan verwendet

<sup>2</sup>Piezoresistive Amplifier Type 4618A2

wodurch bei den Versuchen während der Sensorphase keine Drücke an der Nadelgruppe anliegen.

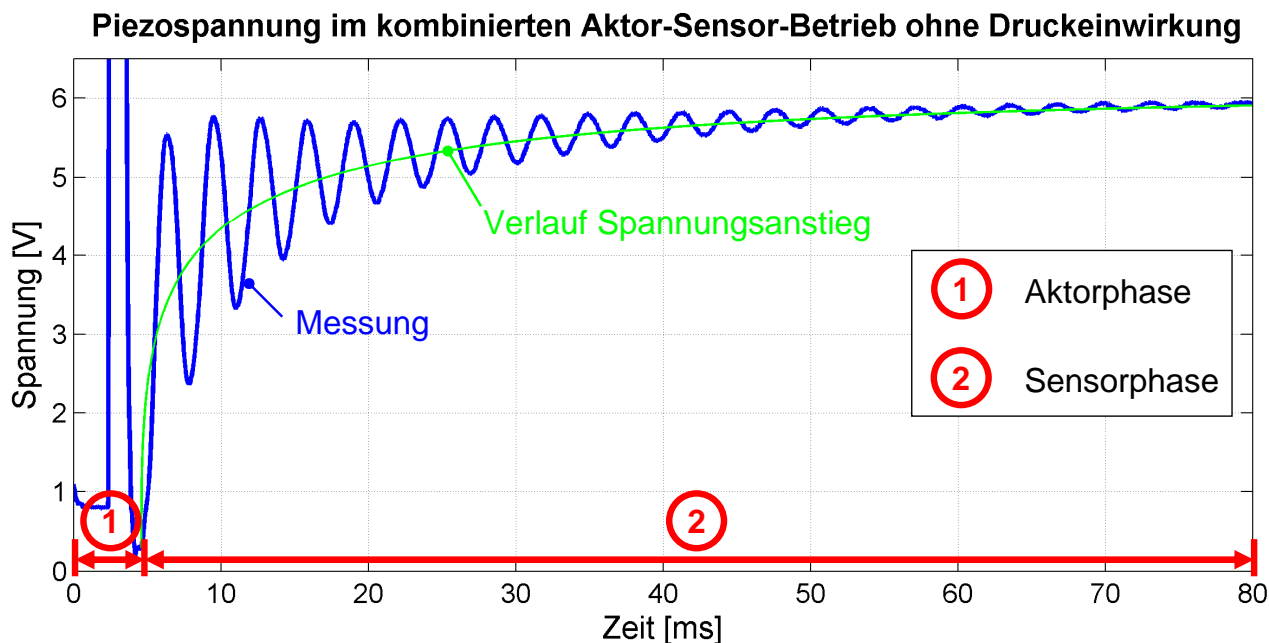


Abbildung 6.2: Piezospannung im kombinierten Aktor-Sensor-Betrieb ohne Druckeinwirkung (Vergrößerung des Bereichs von 0 bis 6,5 Volt)

In Abbildung 6.2 ist das Spannungssignal während der Einspritzung (Aktorphase) zu sehen, das auf über 100 Volt steigt. Zur besseren Auflösung des Sensorbereichs werden jedoch nur Spannungen bis 6,5 Volt betrachtet. Zum Zeitpunkt von ca. 4,5 Millisekunden wird zur Sensorphase geschaltet, wodurch die Entladung des Piezos durch die Protectionsschaltung beendet wird und sich eine Spannung entsprechend der anliegenden Kräfte am Piezo einstellen kann. Obwohl bei der durchgeführten Messung keine äußeren Kräfte auf die Nadelgruppe einwirkten, ist ein Spannungsanstieg zu sehen. Da es sich bei diesem Spannungssignal nicht um das eigentliche Nutzsignal<sup>3</sup> handelt, wird es in den folgenden Kapiteln als Störsignal bezeichnet, das dem eigentlichen Nutzsignal überlagert ist. Dieses Störsignal besteht aus zwei Anteilen:

I Gedämpfte Schwingung

II Spannungsanstieg

Um die Rekonstruktionsergebnisse der Druckverläufe mit dem Injektor im kombinierten Aktor-Sensor-Betrieb zu verbessern, gibt es zwei grundlegende Möglichkeiten. Zum einen können die Störungen aktiv unterdrückt bzw. vermieden werden. Zum anderen können die Störungseinflüsse mithilfe mathematischer Modelle herausgerechnet und somit passiv kompensiert werden. Für beide Strategien ist zunächst eine Ursachenanalyse der beiden Spannungsanteile notwendig. Um den Rechenaufwand des zweiten Ansatzes zu reduzieren, soll ein physikalisches Modell der

<sup>3</sup>Spannung aufgrund der Druckeinwirkung am Injektor

Störungen erarbeitet werden. Ein solches Modell ist klar strukturiert und ermöglicht, dass ein Teil der Parameter vorab bestimmt werden kann. Es hilft außerdem dabei, die Störungen besser zu verstehen und dadurch eventuelle Modifikationen für einen neuen Prototypen abzuleiten. Um die Ursache dieser Störungen zu finden, werden ausgehend vom bisherigen Versuchsaufbau in Abbildung 6.1 weitere Versuche durchgeführt. Mögliche Störungsquellen könnten neben den elektronischen Komponenten wie Endstufe oder Trennschalter (siehe Kapitel 3.3 und 5.3) auch die Hydraulik im Injektor oder der Piezoaktor (siehe Kapitel 3.1 und 3.2) sein.

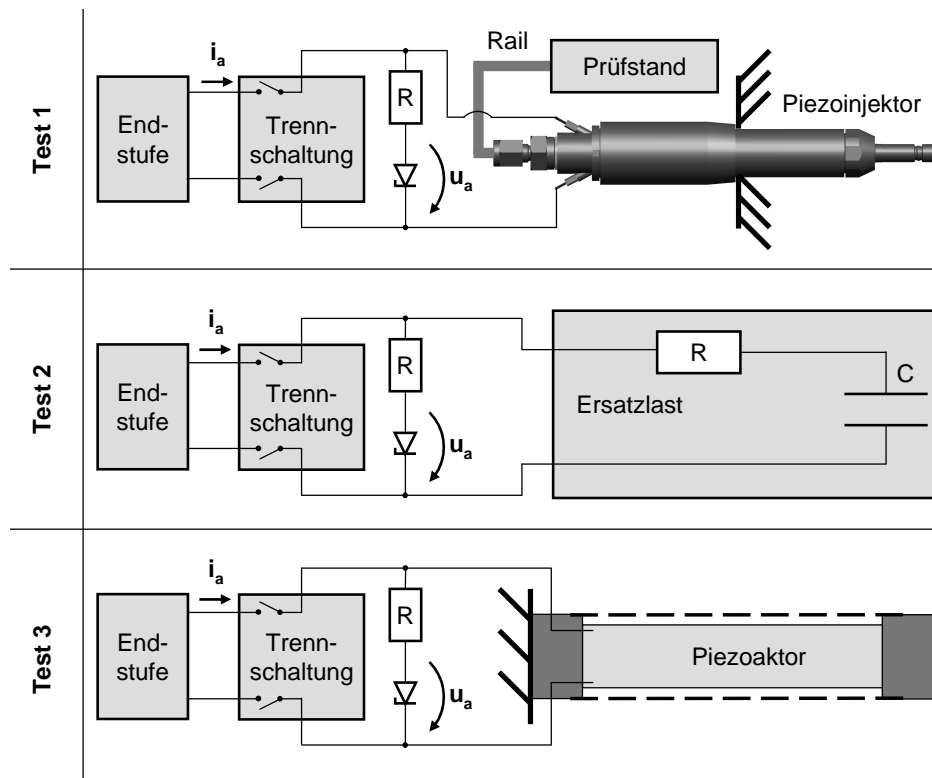


Abbildung 6.3: Versuchsvariation, um die Ursache der zweiten Störgröße (Spannungsanstieg mit abnehmendem Gradienten) zu finden; Test 1 ist der Injektorversuch am Einspritzprüfstand (siehe Abbildung 6.1), Test 2 und 3 sind Versuche mit Ersatzlast und Piezoaktor

Um herauszufinden, ob die Endstufe oder der Trennschalter die Störung hervorruft, wird der bisherige Versuchsaufbau in Abbildung 6.3 oben (Test 1) modifiziert. Anstatt des Injektors wird eine ideale Ersatzlast verwendet, die aus der Serienschaltung eines elektrischen Widerstands und eines Kondensators (RC-Glied) besteht (Test 2). Obwohl das gleiche Stromeingangsprofil wie in Test 1 angelegt wird, sind in der Sensorphase, die 2,5 Millisekunden nach der Einspritzung beginnt, keine Störungseinflüsse zu sehen (siehe Abbildung 6.4 oben). Somit haben die beiden elektronischen Komponenten Endstufe und Trennschalter keinen Einfluss auf die Störungen. Um die Einflüsse des Piezoaktors und der Injektorhydraulik beurteilen zu können, wird in Test 3 statt des gesamten Injektors nur die Piezoaktoreinheit verwendet. Bei identischer Antsteuerung wie in Test 1 und 2 erscheint Störung II beim Umschalten

auf die Sensorphase (siehe Abbildung 6.4 unten). Aus diesem Grund ist Störung II ein Effekt des Piezoaktors. Störung I muss dagegen aus hydraulischen Effekten im Injektor resultieren.

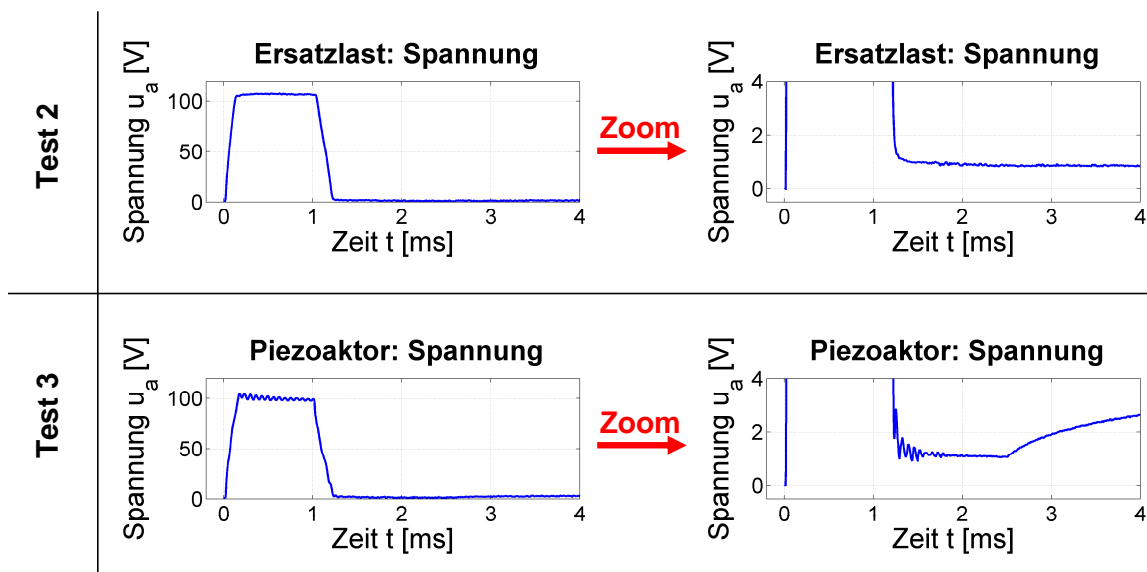


Abbildung 6.4: Messergebnisse der Versuchsvariation Test 2 und 3 (vgl. Versuchsanordnung in Abbildung 6.3), bei denen die Sensorphase 2,5 ms nach Einspritzbeginn startet

Im nächsten Abschnitt wird zuerst diese hydraulische Störung analysiert und physikalisch modelliert, bevor in Abschnitt 6.2 dies für Störung II erfolgt.

## 6.1 Hydraulische Störungen

In der Aktorphase wird Kraftstoff mit hohem Druck innerhalb einer kurzen Zeitspanne (ca. eine Millisekunde) in den Zylinder eingespritzt. Somit unterliegt der Kraftstoff an der Nadelspitze beim Öffnen und Schließen des Injektors starken Beschleunigungen. In den nachfolgenden Abschnitten werden die Einflüsse dieser Fluidodynamik auf die Druckmessung genauer untersucht.

### 6.1.1 Joukowsky-Stoß

Der Effekt des Joukowsky-Stoßes<sup>4</sup> (siehe [12], [15], [31], [44], [64], [76]) resultiert aus einer raschen Volumenstromänderung, die zu einer Druckschwingung führt. Ein Joukowsky-Stoß tritt z.B. beim Schließen eines Ventils auf. Die Druckschwingung breitet sich dabei entlang der Fluidleitung aus. Nachfolgend soll die Entstehung dieses Druckstoßes anhand eines einfachen Beispiels gezeigt werden.

Für eine einfache Erklärung des Joukowsky-Stoßes kann das in Abbildung 6.5 oben gezeigte Beispiel verwendet werden:

<sup>4</sup>auch Druckstoß, Wasserschlag bzw. water hammer im Englischen genannt

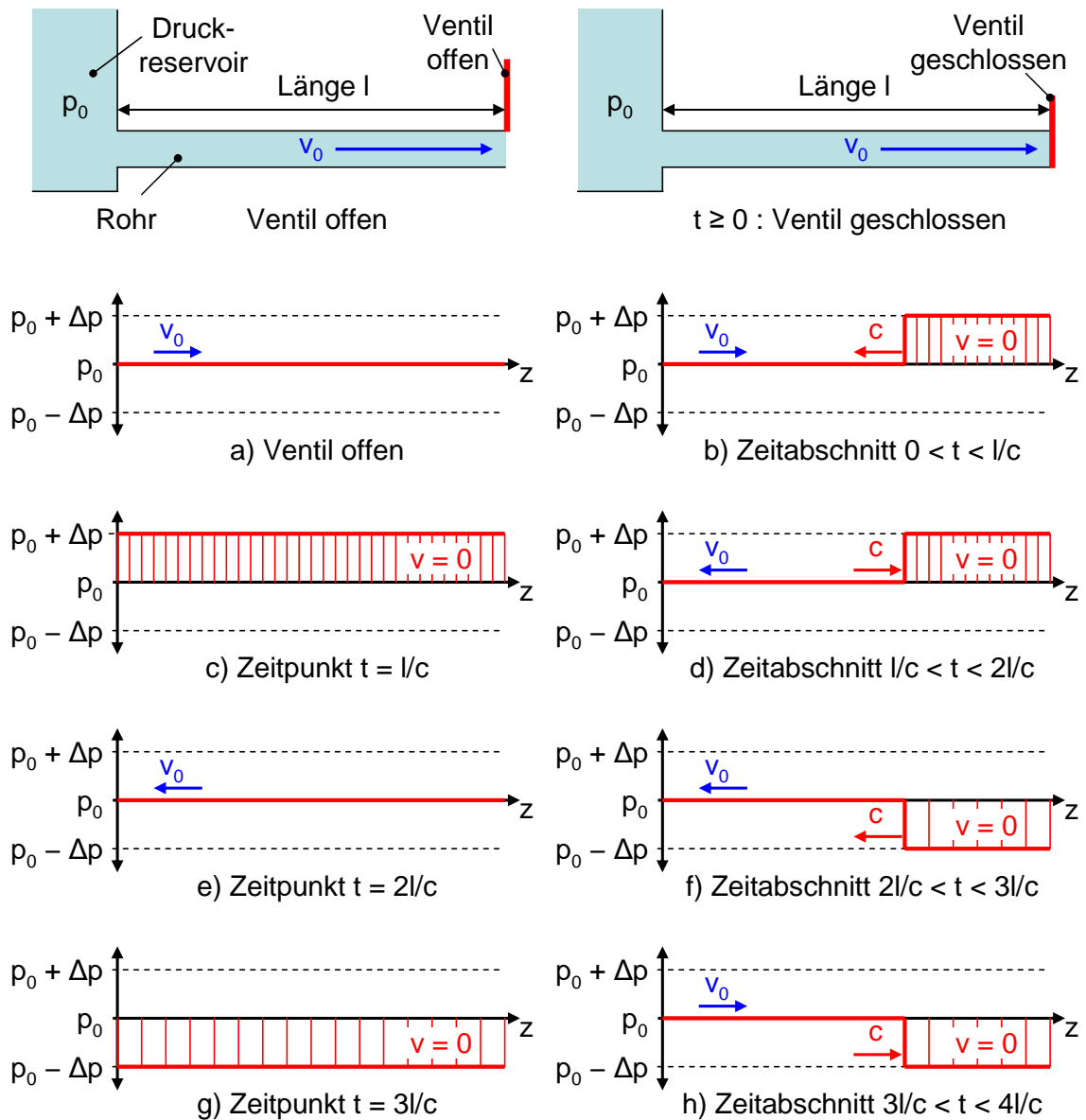


Abbildung 6.5: Entstehung der Druckschwingung beim Joukowski-Stoß

Ein Fluid fließt mit der Geschwindigkeit  $v_0$  und dem Druck  $p_0$  von einem Druckreservoir durch ein Rohrstück mit der Länge  $l$  und strömt am Ende durch ein Ventil nach außen. Zur Vereinfachung wird angenommen, dass:

- das Druckreservoir unendlich groß ist (d.h. es gilt  $v = 0$  im Reservoir),
- die Schließgeschwindigkeit des Ventils unendlich schnell ist und
- keine inneren sowie äußeren Reibungskräfte im System vorliegen.

Zum Zeitpunkt  $t = 0$  wird das Ventil schlagartig geschlossen (Abbildung 6.5 rechts oben), wodurch der Volumenstrom am Ventil gestoppt wird ( $v = 0$ ). Aufgrund der Trägheit fließt jedoch noch weiter Fluid vom Reservoir in das Rohr. Dadurch wird das Fluid verdichtet, d.h. der Druck am Ventil steigt von  $p_0$  auf  $p_0 + \Delta p$  an. Stellt man sich das Fluid im Rohrstück als eine Aufeinanderfolge sehr dünner Fluidscheiben vor, so erfolgt die Komprimierung und der Druck-

anstieg sequenziell vom Ventil in Richtung Druckreservoir. Dies entspricht einer Druckwelle, die sich gemäß [44] mit der Schallgeschwindigkeit  $c$  entgegen der ursprünglichen Fließrichtung ausbreitet (siehe Abbildung 6.5b). Zum Zeitpunkt  $t = \frac{l}{c}$  hat die Druckwelle das Druckreservoir erreicht, wodurch die Strömung im Rohrstück zum Stillstand kommt (Abbildung 6.5c). Da es sich um ein unendlich großes Druckreservoir handelt, breitet sich die Druckwelle nicht darin aus. Aufgrund des Druckunterschieds  $\Delta p$  zwischen Rohr und Druckreservoir beginnt das Fluid vom Rohr wieder zurück in das Druckreservoir zu fließen, wodurch der Druck im Rohr auf das Anfangsniveau  $p_0$  fällt und sich als Welle in Richtung Ventil ausbreitet (Abbildung 6.5d). Nachdem die Druckwelle das Ventil zum Zeitpunkt  $t = \frac{2l}{c}$  erreicht hat, liegt im kompletten Rohr das Druckniveau  $p_0$  vor (Abbildung 6.5e). Da wegen der Massenträgheit jedoch immer noch Fluid aus dem Rohr in Richtung Druckspeicher abfließt, wird das Fluid vom Ventil beginnend dekomprimiert (Abbildung 6.5f). Die damit verbundene Druckwelle mit der Amplitude  $p_0 - \Delta p$  kommt zum Zeitpunkt  $t = \frac{3l}{c}$  am Druckreservoir an (Abbildung 6.5g). Wegen des Druckunterschieds zwischen dem idealen Druckspeicher ( $p_0$ ) und dem Rohr ( $p_0 - \Delta p$ ) strömt das Fluid wieder zurück in das Rohr, wodurch der Druck auf das Niveau  $p_0$  ansteigt und sich als Welle mit Schallgeschwindigkeit in Richtung Ventil ausbreitet. Zum Zeitpunkt  $t = \frac{4l}{c}$  liegen die gleichen Bedingungen wie zum Zeitpunkt  $t = 0$  vor und der Zyklus beginnt von vorne.

Mithilfe der Druckwellenverläufe in Abbildung 6.5a) bis h) kann der Druckverlauf über der Zeit für eine bestimmte Position des Rohrstücks dargestellt werden. In Abbildung 6.6 ist ein Druckverlauf in der Nähe des Druckreservoirs und des Ventils dargestellt. Es handelt sich hier um Rechteckschwingungen, bei der die Breite mit zunehmender Entfernung vom Ventil abnimmt. In der Realität haben diese Druckwellen jedoch einen sinusförmigen Verlauf anstatt des gezeigten rechteckförmigen, da das System Reibungseinflüssen unterworfen ist. Diese wirken wie Dämpfer und verhindern einen sprungförmigen Druckanstieg. Außerdem besitzt die Amplitude der Druckschwingung in der Realität keinen konstanten Wert, sondern ist umso höher, je breiter die Rechteckschwingung ist. Somit nimmt die Amplitude mit zunehmenden Abstand vom Ventil ab (vgl. Abbildung 6.6).

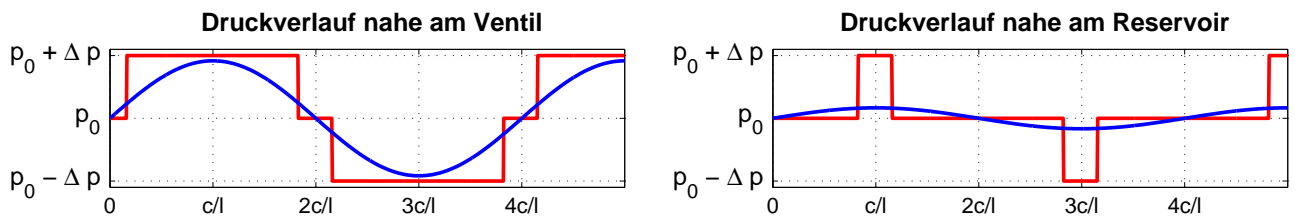


Abbildung 6.6: Sprungförmiger (reibungsfrei) und sinusförmiger (reibungsbehaftet) Druckverlauf im Rohr beim Joukowsky-Stoß

Bei dem oben beschriebenen Mechanismus handelt es sich um eine stehende Druckwelle mit einem Knoten- bzw. Reflexionspunkt (Druckreservoir) und einem Bauch (Ventil). Aus diesem Grund ist die Periodendauer  $T$  dieser Schwingung an jeder Stelle des Rohrs gleich. Die Wellenlänge  $\lambda$  setzt sich aus der vierfachen Länge  $l$  zwischen Ventil und dem Reflektionspunkt



zusammen. Die Frequenz der stehenden Druckwelle definiert sich wie folgt:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{c}{\lambda} = \frac{c}{4l} \quad (6.1)$$

Das gezeigte vereinfachte Prinzip des Joukowsky-Stoßes kann theoretisch auch auf den Injektor übertragen werden. Allerdings liegen einige Randbedingungen beim Einspritzventil vor, die der idealen Betrachtungsweise des oberen Beispiels nicht entsprechen:

- Im realen Betrieb ist zwar ein Druckreservoir vorhanden, jedoch ist es weder unendlich groß noch besitzt es eine unbegrenzt konstante Druckversorgung.
- Die Schließdauer der Injektornadel beträgt je nach Ansteuerung ca. 0,2 ms und ist nicht unendlich schnell.
- Die Fluidstrecke zwischen dem Schließventil (Injektornadel) und dem Druckreservoir ist beim realen Einspritzsystem nicht wie beim gezeigten Beispiel gerade, sondern ein stark verzweigter Verlauf mit unterschiedlichen Querschnitten.

Um die Störung durch den Joukowsky-Stoß im Injektor physikalisch modellieren zu können, muss der Einfluss dieser Nichtidealitäten auf den in diesem Abschnitt gezeigten idealen Verlauf untersucht werden. Diese Analyse erfolgt im nächsten Abschnitt mithilfe des Versuchsaufbaus aus Abbildung 6.1 bzw. 6.3 (Test 1).

### 6.1.2 Physikalische Analyse

Bei den Versuchen werden drei Randbedingungen variiert:

- Kraftstoffdruck
- Länge des Rails zwischen Prüfstand und Injektor
- Messstelle des Drucksensors

Um jeweils nur die Einflüsse dieser Randbedingungen zu untersuchen, werden bei allen drei Variationen die Temperatur und somit davon abhängige Parameter konstant gehalten.

#### Einfluss des Kraftstoffdrucks auf den Joukowsky-Stoß

Wie in Kapitel 6.1.1 sowie in [87] gezeigt wurde, ist die Frequenz des Joukowsky-Stoßes durch die Schallgeschwindigkeit des Fluids  $c$  und die Wellenlänge  $\lambda$  definiert (siehe Gleichung (6.1)). Die Schallgeschwindigkeit in einem Fluid hängt nach [73] und [82] neben der Kompressibilität<sup>5</sup>  $\kappa$  auch von der Dichte des Fluids  $\rho$  ab. Es gilt

$$c = \frac{1}{\sqrt{\rho\kappa}}, \quad (6.2)$$

<sup>5</sup>Kehrwert des Kompressionsmoduls  $K$  bei Flüssigkeiten

wodurch sich für die Frequenz nach Gleichung (6.1) der Zusammenhang

$$f = \frac{c}{\lambda} = \frac{c}{4l} = \frac{1}{4l\sqrt{\rho\kappa}} \quad (6.3)$$

ergibt. Da der durch die Kraftstoffpumpe erzeugte Kraftstoffdruck  $p_K$  die Dichte des Fluids verändert, wird nach (6.3) folglich auch die Frequenz des Joukowsky-Stoßes beeinflusst. Nach Swanson und Biquard (siehe [69]) ist die Schallgeschwindigkeit eines Fluids für einen Druckbereich bis ca. 340 bar eine lineare Funktion des Drucks. Somit ergibt sich für die Frequenz des Joukowsky-Stoßes  $f$  beim Kraftstoffdruck  $p_K$  unter Verwendung einer konstanten Länge  $l$  folgende lineare Gleichung:

$$f|_l(p_K) = a_1 p_K + a_0. \quad (6.4)$$

Dieser Zusammenhang wurde anhand von Messungen bei unterschiedlichen Kraftstoffdrücken (30 bis 190 bar) untersucht. In den in Abbildung 6.7 gezeigten Messungen wurde von der Aktorphase (Einspritzdauer ca. 1 ms) auf die Sensorphase umgeschaltet (2,5 ms nach Beginn der Einspritzung). Obwohl, wie am Ende von Abschnitt 6.1.1 vermerkt, der Fluidstreckenverlauf im Injektor einerseits stark verzweigt ist und andererseits das Druckreservoir nicht unendlich groß ist, sind die ausgeprägten Druckschwingungen zu sehen.

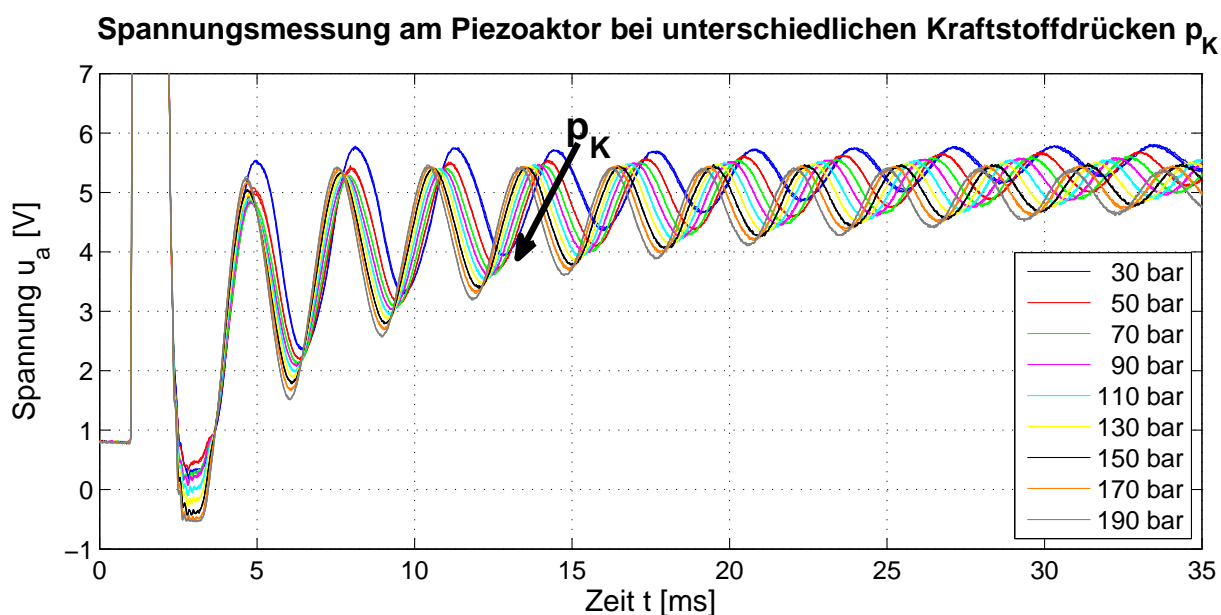


Abbildung 6.7: Messung der Aktorspannung  $u_a$  bei unterschiedlichen Kraftstoffdrücken  $p_K$  (Vergrößerung des Bereichs von 0 bis 7 V): Einspritzung (Beginn bei 1 ms) und Sensorphase (ab ca. 3,5 ms); entlang des schwarzen Pfeils steigt der Kraftstoffdruck  $p_K$  von Messkurve zu Messkurve

Unter Verwendung einer Fast Fourier Transformation (FFT) erhält man die Frequenzen der in den Messdaten enthaltenen Druckstoßschwingungen. Die Frequenz steigt wie erwartet mit

zunehmendem Druck linear an. Dies ist in Abbildung 6.8 zu sehen. Im gemessenen Druckbereich von 30 bis 190 bar kann nach Gleichung (6.4) folgender Frequenzzusammenhang für den Joukowsky-Stoß bei der verwendeten Raillänge von  $l_r = 116$  mm aufgestellt werden:

$$f|_{l_r=116\text{ mm}}(p_K) = 0,175 \frac{\text{Hz}}{\text{bar}} p_K + 310,35 \text{ Hz}. \quad (6.5)$$

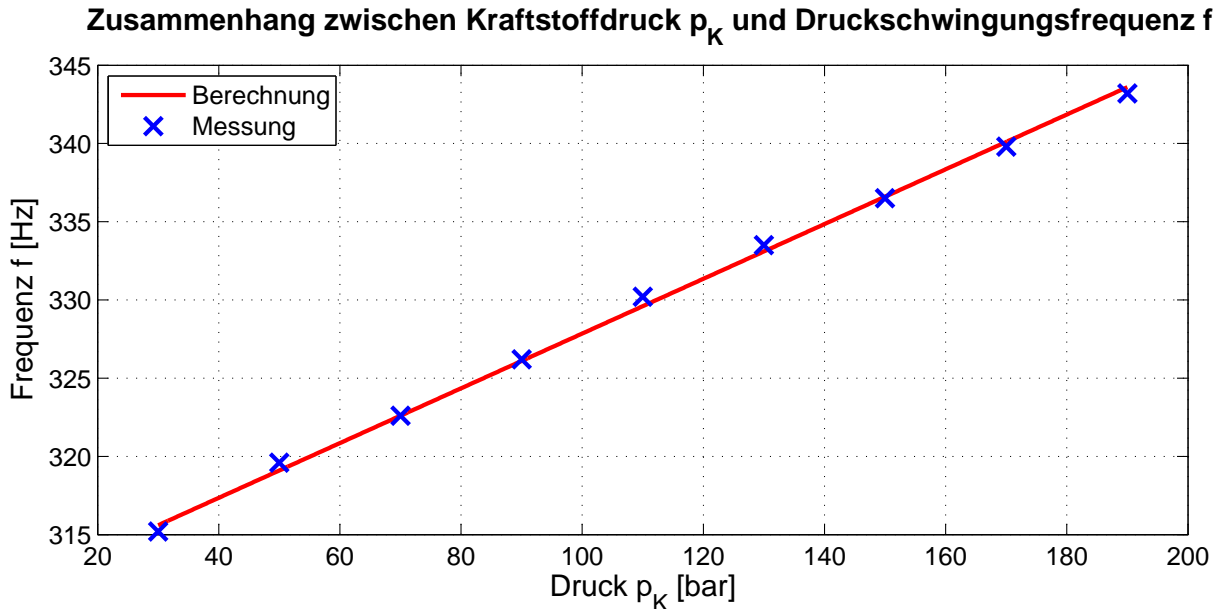


Abbildung 6.8: Zusammenhang zwischen dem Kraftstoffdruck und der Frequenz beim Joukowsky-Stoß für eine Raillänge  $l$  von 116 mm

### **Einfluss der Raillänge auf den Joukowsky-Stoß**

Nach Gleichung (6.3) nimmt die Frequenz der Druckschwingung mit zunehmender Raillänge ab. Um diesen physikalischen Zusammenhang quantitativ beschreiben zu können, muss die hydraulische Länge des Injektors bestimmt werden. Diese entspricht nicht der mechanischen Länge des Injektorsystems, sondern der Länge des Fluidpfads. Da der Kraftstoffpfad im Injektor stark verzweigt ist (siehe Abbildung 3.6) und nur schwer direkt bestimmt werden kann, sind Messungen mit verschiedenen Raillängen  $l_r$  erforderlich. Die Frequenz der Druckschwingung setzt sich gemäß Gleichung (6.1) wie folgt zusammen:

$$f(p_K = 90\text{ bar}) = \frac{c}{4(l_0 + l_r)}, \quad (6.6)$$

mit der konstanten hydraulischen Länge von Injektor und Prüfstand  $l_0$ . Die hydraulische Länge des Rails  $l_r$  entspricht der mechanischen Länge, da keine Verzweigungen vorhanden sind, und ist somit bekannt. Die zusammengefasste hydraulische Länge von Injektor und Prüfstand  $l_0$  hingegen ist aufgrund des verzweigten Verlaufs nicht bekannt. Um diesen unbekannt Parameter  $l_0$  zu bestimmen, wird die bekannte Länge des Rails  $l_r$  beim oben beschriebenen Versuchsaufbau (siehe Abbildung 6.1) variiert. Der Kraftstoffdruck wird auf 90 bar bei konstanter Temperatur eingestellt, so dass die Schallgeschwindigkeit  $c$  im Fluid für die Messungen identisch ist. Die

Ergebnisse dieser Messungen sind in Abbildung 6.9 dargestellt. Um diesen Verlauf mithilfe des Ansatzes aus (6.6) nachbilden zu können, wird der Parameter  $l_0$  so angepasst, dass die Differenz zwischen Messung und Berechnung an den Messstellen minimiert wird. Somit erhält man:

$$l_0 \approx 692 \text{ mm} . \quad (6.7)$$

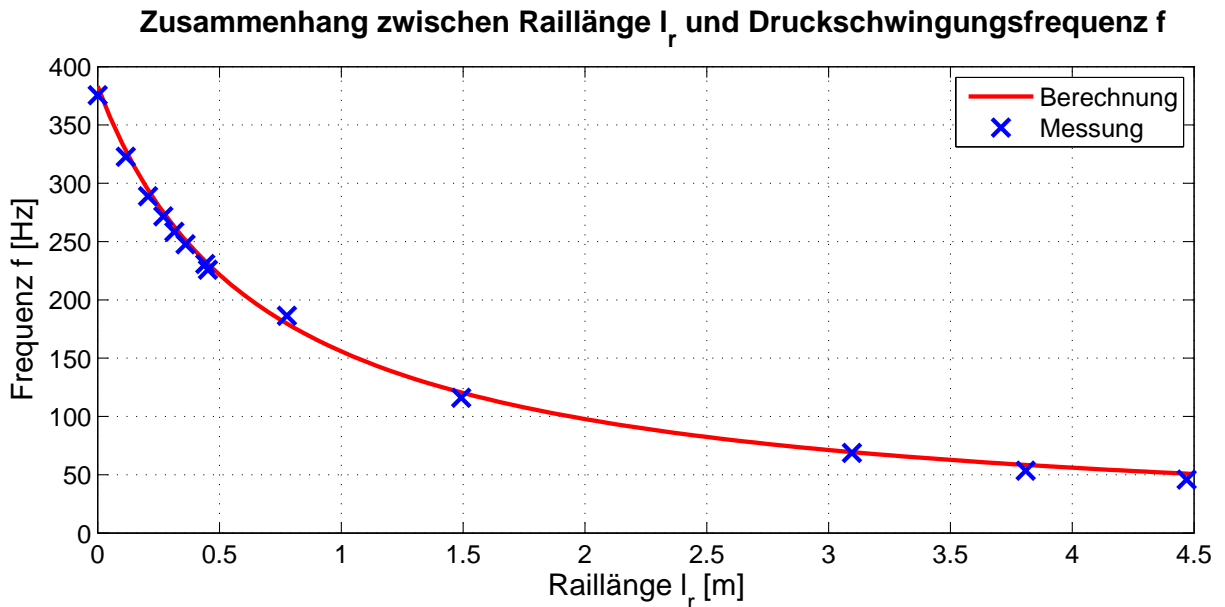


Abbildung 6.9: Zusammenhang zwischen der Raillänge und der Frequenz des Joukowsky-Stoßes

### Messstelle des Drucksensors

Als letztes wird noch untersucht, wie sich die Amplitude der Druckschwingung innerhalb des Injektorsystems verhält. Bei der Beschreibung des Joukowsky-Stoßes in Kapitel 6.1.1 wurde darauf hingewiesen, dass die Amplitude mit zunehmendem Abstand vom Ventil abnimmt. Diese Tatsache konnte mithilfe von Versuchen nachgewiesen werden, indem der zusätzlich verwendete Drucksensor an verschiedenen Stellen des Rails platziert wurde. Die maximale Druckamplitude zu Beginn des Joukowsky-Stoßes, die an der Injektornadel entsteht, wird nach [15] wie folgt berechnet:

$$p_{max} = \rho c v_0 , \quad (6.8)$$

mit der Dichte des Kraftstoffs  $\rho$ , der Schallgeschwindigkeit  $c$  und der Anfangsgeschwindigkeit des Kraftstoffs während des Einspritzens vor dem Schließen der Nadel  $v_0$ . Trotz der am Ende von Abschnitt 6.1.1 angesprochenen Nichtidealitäten des Injektors in Hinblick auf den Joukowsky-Stoß, ist der Zusammenhang für die maximale Druckamplitude bei den Injektorversuchen identisch mit den Ergebnissen in der Literatur. Diese Berechnungsgrundlage gilt jedoch nur, wenn der Schließvorgang des Ventils in etwa so schnell ist wie die Druckwelle bis zur Reflexionsstelle und zurück. Läuft der Schließvorgang der Nadel langsamer ab, so kann nach [76] die maximale Druckamplitude folgendermaßen abgeschätzt werden:

$$p_{max} = \rho l \frac{v_0}{\Delta t}, \quad (6.9)$$

mit der hydraulischen Länge  $l$  und der Schließzeit des Ventils  $\Delta t$ .

Ein qualitativer Druckamplitudenverlauf des Joukowsky-Stoßes im System ist in Abbildung 6.10 zu sehen. Die Wellenlänge Null entspricht dabei der Nadelspitze des Injektors und  $\lambda/4$  dem Druckreservoir. Der Piezo liegt in diesem System deutlich näher an der Nadelspitze, wobei die zum Gesamtsystem relative Position von der Raillänge abhängt. Ein typischer Bereich der Piezoposition im Vergleich zur Wellenlänge ist in Abbildung 6.10 eingezeichnet. In diesem Bereich von etwa  $\lambda/32$  ist die Amplitude der stehenden Welle noch bei ca. 98% im Vergleich zum Maximum. Aus diesem Grund kann zur Vereinfachung der Druckbestimmung am Piezo Gleichung (6.8) verwendet werden, da auch die Schließgeschwindigkeit des Injektors ausreichend hoch ist.

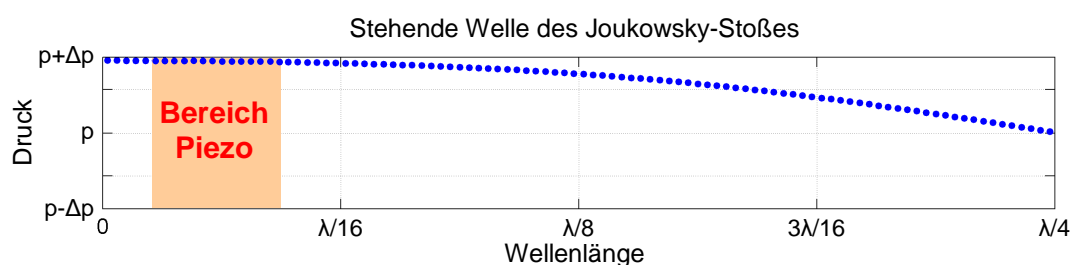


Abbildung 6.10: Amplitudenverlauf im Injektorsystem im Vergleich zur typischen Position des Piezoaktors

### Ergebnisse der physikalischen Analyse

Durch die physikalische Analyse konnte zum einen geklärt werden, dass das vereinfachte Beispiel für den Joukowsky-Stoß aus Abschnitt 6.1.1 trotz der darin aufgezählten Vereinfachungen auf den Anwendungsfall im Injektor übertragbar ist. Eine Ausnahme ist jedoch der vorliegende Reibungseinfluss, der, wie schon in Abbildung 6.6 gezeigt, anstatt einer Rechteckschwingung eine abklingende Sinusschwingung verursacht. Zum anderen konnten physikalische Zusammenhänge zwischen der Druckschwingungsfrequenz und dem Kraftstoffdruck sowie der hydraulischen Leitungslänge hergeleitet werden. Diese Erkenntnisse können für die anschließende Modellierung des hydraulischen Störmodells verwendet werden, wodurch manche Parameter direkt berechnet werden können. Aus diesem Grund existieren weniger unbekannte Modellparameter, wodurch der spätere Adaptionaufwand und somit die Rechenzeit reduziert werden kann.

### 6.1.3 Hydraulisches Störmodell

Wie zu Beginn von Kapitel 6 erwähnt, müssen die bei der Zylinderdruckmessung vorliegenden Störungen, wie z.B. die Druckschwingung des Joukowsky-Stoßes, herausgerechnet werden, um die Rekonstruktionsergebnisse der Druckmessungen mit dem Injektor zu verbessern. Dazu wird gemäß [87] ein physikalisches Störmodell entwickelt, mit dem das aus dem Joukowsky-Stoß resultierende Störsignal für die gegebenen Anregungen errechnet werden kann. Der Vorteil

eines solchen physikalischen Modells ist, dass die Anzahl der zu adaptierenden Parameter wegen bekannter Randbedingungen und Zusammenhänge (vgl. Abschnitt 6.1.2) reduziert werden kann. Aufgrund der kurzen Zeitfenster für die Rekonstruktion des Zylinderdrucksignals wird hier ein sehr einfaches Modell erarbeitet, das einen geringen Rechenaufwand zur Ermittlung des Störsignals benötigt. Das Modell ist jedoch so angelegt, dass es erweiterbar ist, falls eine verbesserte Rekonstruktion des Störsignals erforderlich sein sollte.

Zur Vereinfachung soll das Modell nur die Druckschwingung am Piezostack erfassen und nicht die komplette stehende Welle entlang des Injektorsystems. Um die Schwingung des Joukowsky-Stoßes abbilden zu können, wird ein dynamisches Modell verwendet, das mithilfe der hydraulischen Parameter Kapazität  $C_h$ , Induktivität  $L_h$  und Dissipativität  $R_h$  beschrieben wird. Die hydraulische Kapazität  $C_h$  und Induktivität  $L_h$  setzen sich nach [82] und [83] wie folgt zusammen:

$$C_h = \kappa l_{mod} D_{mod}^2 \frac{\pi}{4} \quad (6.10)$$

$$L_h = \frac{4 \rho l_{mod}}{D_{mod}^2 \pi}, \quad (6.11)$$

mit der Kompressibilität des Fluids  $\kappa$ , der hydraulischen Ersatzlänge des Modells  $l_{mod}$ , dem hydraulischen Ersatzdurchmesser des Modells  $D_{mod}$  und der Dichte des Fluids  $\rho$ . Die hydraulische Dissipativität<sup>6</sup> dagegen kann nicht direkt physikalisch bestimmt werden, da sie von den geometrischen Gegebenheiten im Injektor (Querschnittssprünge, Oberflächen, Formen usw.) und von den Eigenschaften des Fluids abhängt (innere Reibung abhängig von Viskosität usw.). Demzufolge müssen diese Widerstände mithilfe von Messungen bestimmt und im späteren Betrieb evtl. adaptiert werden.

Aufgrund der Analogien zwischen den physikalischen Gebieten Elektronik und Hydraulik (siehe Tabelle 6.1) ist beim Aufstellen der Grundgleichungen für das hydraulische Netzwerkmodell eine Orientierung an der Elektronik möglich.

Tabelle 6.1: Analogie zwischen Elektronik und Hydraulik

	<b>Elektronik</b>	<b>Hydraulik</b>
Analogie	Spannung $u$ Strom $i$	Druck $p$ Volumenstrom $Q$

Die Grundlage für das hydraulische Netzwerkmodell bildet das Ersatzschaltbild einer elektrischen Leitung, wie es in [26] verwendet wird. Aufgrund der Analogie kann dieses Modell hier übernommen werden, wobei eine Anpassung für den Joukowsky-Stoß erforderlich ist (siehe Abbildung 6.11, Injektor offen und geschlossen). Es handelt sich um einen hydraulischen Parallelschwingkreis oder Parallelresonanzkreis (wie in der Elektrotechnik), der als Systemeingang

<sup>6</sup>wird im Modell durch die Widerstände  $R_{h1}$  und  $R_{h2}$  beschrieben

den konstanten Kraftstoffdruck  $p_K(t)$  eines idealen Druckspeichers besitzt. Als Zustandsgrößen beinhaltet das Modell den Volumenstrom  $Q_L(t)$  und die Druckänderung des Fluids an der Kapazität  $p_C(t)$ . Da der Injektor nur geringe Hübe im Mikrometer-Bereich schafft, ist der Öffnungsquerschnitt im Vergleich zur restlichen hydraulischen Strecke sehr gering. Aus diesem Grund ergibt sich für den Kraftstoff während des Einspritzvorgangs im Bereich der Nadelspitze eine hohe Drosselwirkung, die im Modell mithilfe eines zusätzlichen dissipativen Elements  $R_{h3}$  abgebildet wird. Der Wert dieses Widerstands ist infolgedessen vom Hub des Injektors abhängig und muss dadurch nach jedem Einspritzvorgang berechnet werden. Grundlage dafür sind die Simulationsergebnisse des Injektorhubs mit dem Modell aus Kapitel 4.7 sowie der Zusammenhang zwischen Injektorhub und Öffnungsquerschnitt in Kapitel 5.2.2 (Gleichung (5.24)).

Das Ereignis des Joukowsky-Stoßes wird mithilfe eines hybriden Ansatzes abgebildet. Dazu wird der Schalter  $S$  verwendet, der das Wechseln des Schaltzustands zwischen *Injektor offen* und *Injektor geschlossen* ermöglicht. Der Volumenstrom  $Q_N(t)$  über diesen Schalter  $S$  entspricht beim Injektor dem Volumenstrom an der Nadelspitze. Aus diesem Grund ist der Schalter  $S$  im offenen Injektorzustand geschlossen, so dass der Volumenstrom  $Q_N(t)$  fließen kann und sich in etwa der Eingangsdruck  $p_K(t)$  an der Kapazität  $C_h$  einstellt. Wird der Injektor geschlossen, so entspricht dies im Modell dem Öffnen des Schalters  $S$ . Dadurch entsteht an der Kapazität eine Druckschwingung wie beim realen Joukowsky-Stoß.

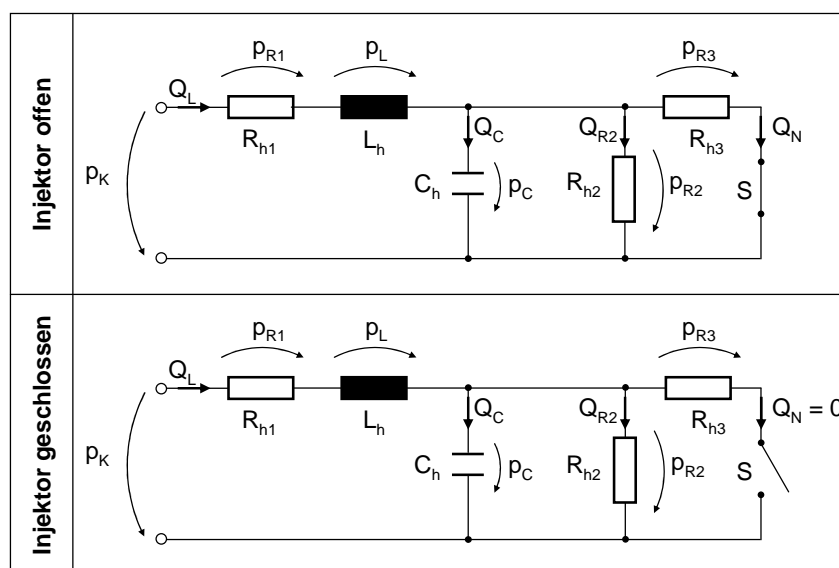


Abbildung 6.11: Hydraulisches Ersatzschaltbild des Joukowsky-Stoßes mit Systemeingang Kraftstoffdruck  $p_K$  und Systemzuständen Volumenstrom  $Q_L$  und Kraftstoffdruck  $p_C$

### Modellierung des geschlossenen Injektorzustands

Um das Netzwerkmodell für den Joukowsky-Stoß erstellen zu können, werden analog zur Elektrotechnik die Maschen- und Knotengleichungen für Abbildung 6.11 (Injektor geschlossen) aufgestellt.

$$p_{R1}(t) + p_L(t) + p_C(t) = p_K(t) \quad (6.12)$$

$$p_C(t) = p_{R2}(t) \quad (6.13)$$

$$Q_L(t) = Q_C(t) + Q_{R2}(t) \quad (6.14)$$

Für die Drücke aus Gleichung (6.12) gelten folgende Zusammenhänge (vgl. Analogien Tabelle 6.1):

$$p_{R1}(t) = R_{h1}Q_L(t) , \quad (6.15)$$

$$p_L(t) = L_h\dot{Q}_L(t) , \quad (6.16)$$

$$p_C(t) = \int \frac{1}{C_h}Q_C(t) dt , \quad (6.17)$$

$$p_{R2}(t) = p_C(t) = R_{h2}Q_{R2}(t) . \quad (6.18)$$

Mithilfe von (6.15) und (6.16) ergibt sich aus Gleichung (6.12) folgende Differentialgleichung:

$$\dot{Q}_L(t) = \frac{1}{L_h}(p_K(t) - p_C(t) - R_{h1}Q_L(t)) . \quad (6.19)$$

Außerdem kann Gleichung (6.14) mithilfe von (6.17) und (6.18) umgeformt werden:

$$\begin{aligned} \dot{p}_C(t) &= \frac{1}{C_h}(Q_L(t) - Q_{R2}(t)) \\ &= \frac{1}{C_h}\left(Q_L(t) - \frac{1}{R_{h2}}p_C(t)\right) . \end{aligned} \quad (6.20)$$

Der Druck an der hydraulischen Kapazität  $p_C(t)$  entspricht dem absoluten Druck am Piezo. Da der Piezo als dynamischer Kraftsensor (vgl. Kapitel 2.2) jedoch den statischen Kraftstoffdruck nicht messen kann, darf auch im Modell nur der dynamische Druck z.B. infolge des Joukowsky-Stoßes auf den Piezo wirken. Aus diesem Grund muss der statische Druck  $p_{C,stat}$  für  $t \rightarrow \infty$ , der sich für den geschlossenen Injektorzustand einstellen würde, vom berechneten Druck  $p_C(t)$  abgezogen werden. Zur Berechnung des statischen Drucks können die Gleichungen (6.12) und (6.14) verwendet werden, wobei der Druck  $p_L$  und der Volumenstrom  $Q_C$  Null sind.

$$p_{C,stat} = p_K - p_{R1,stat} \quad (6.21)$$

$$Q_{L,stat} = Q_{R2,stat} \quad (6.22)$$



Der Parameter  $p_{R1}$  aus (6.21) berechnet sich unter Verwendung von (6.15), (6.22) und (6.18).

$$p_{R1,stat} = R_{h1}Q_{L,stat} = R_{h1}Q_{R2,stat} = \frac{R_{h1}}{R_{h2}}p_{C,stat} \quad (6.23)$$

Somit kann der statische Druck  $p_{C,stat}$  für  $t \rightarrow \infty$  mithilfe von (6.21) und (6.23) bestimmt werden.

$$p_{C,stat} = \frac{R_{h2}}{R_{h1} + R_{h2}}p_K \quad (6.24)$$

Das hydraulische Netzwerkmodell kann mit den linearen Differentialgleichungen (6.19) und (6.20) durch folgendes Zustandsraummodell dargestellt werden:

$$\begin{pmatrix} \dot{Q}_L(t) \\ \dot{p}_C(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{R_{h1}}{L_h} & -\frac{1}{L_h} \\ \frac{1}{C_h} & -\frac{1}{C_h R_{h2}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} Q_L(t) \\ p_C(t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{1}{L_h} \\ 0 \end{pmatrix} p_K(t) . \quad (6.25)$$

Das Modell wird verwendet, um das resultierende Drucksignal zu rekonstruieren. Damit ergibt sich die Ausgangsgleichung unter Verwendung von (6.24):

$$\Delta p_C(t) = \begin{pmatrix} 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} Q_L(t) \\ p_C(t) \end{pmatrix} - \frac{R_{h2}}{R_{h1} + R_{h2}} p_K(t) . \quad (6.26)$$

### Berechnung der Anfangszustände des geschlossenen Injektormodells

Um den Schaltvorgang des Injektors von offen auf geschlossen zu simulieren, werden zur Vereinfachung die eingeschwungenen Zustände  $Q_{L,stat}$  und  $p_{C,stat}$  für  $t \rightarrow \infty$  des offenen Injektormodells an das geschlossene Modell als Anfangszustände übergeben. Diese werden mithilfe der Maschen- und Knotengleichungen für Abbildung 6.11 (Injektor offen) bestimmt, bei denen der Druck  $p_{L,stat}$  und der Volumenstrom  $Q_{C,stat}$  wie im geschlossenen Zustand Null sind.

$$p_{C,stat} = p_K - p_{R1,stat} \quad (6.27)$$

$$p_{C,stat} = p_{R2,stat} = p_{R3,stat} \quad (6.28)$$

$$Q_{L,stat} = Q_{R2,stat} + Q_{N,stat} \quad (6.29)$$

Der Volumenstrom an der Nadel  $Q_N$  verhält sich gemäß den Strömen an den anderen Widerständen:

$$Q_{N,stat} = \frac{p_{R3,stat}}{R_{h3}} . \quad (6.30)$$

Der Parameter  $p_{R1,stat}$  aus (6.27) berechnet sich mithilfe von (6.15), (6.29), (6.30) und (6.28).

$$p_{R1,stat} = R_{h1} Q_{L,stat} = R_{h1} (Q_{R2,stat} - Q_{N,stat}) = R_{h1} \left( \frac{1}{R_{h2}} + \frac{1}{R_{h3}} \right) p_{C,stat} \quad (6.31)$$

Somit ergibt sich der eingeschwungene Zustand  $p_{C,stat}$  im offenen Zustand für  $t \rightarrow \infty$  mithilfe von Gleichung (6.27) und (6.31).

$$p_{C,stat} = \frac{R_{h2} R_{h3}}{R_{h2} R_{h3} + R_{h1} R_{h2} + R_{h1} R_{h3}} p_K \quad (6.32)$$

Der eingeschwungene Zustand  $Q_{L,stat}$  für  $t \rightarrow \infty$  im offenen Zustand berechnet sich aus (6.29), (6.18), (6.30) und (6.28):

$$Q_{L,stat} = \frac{1}{R_{h2}} p_{R2,stat} + \frac{1}{R_{h3}} p_{R3,stat} = \left( \frac{R_{h2} + R_{h3}}{R_{h2} R_{h3}} \right) p_{C,stat} . \quad (6.33)$$

Wird der Zusammenhang für  $p_{C,stat}$  aus Gleichung (6.32) verwendet, ergibt sich aus (6.33) für  $Q_{L,stat}$ :

$$Q_{L,stat} = \left( \frac{R_{h2} + R_{h3}}{R_{h2} R_{h3} + R_{h1} R_{h2} + R_{h1} R_{h3}} \right) p_K . \quad (6.34)$$

Somit sind die Anfangszustände  $\mathbf{x}_0$  für das Zustandsraummodell aus Gleichung (6.25) und (6.26) gemäß (6.32) und (6.34) wie folgt:

$$\mathbf{x}_0 = \left( \frac{R_{h2} + R_{h3}}{R_{h2} R_{h3} + R_{h1} R_{h2} + R_{h1} R_{h3}} \quad \frac{R_{h2} R_{h3}}{R_{h2} R_{h3} + R_{h1} R_{h2} + R_{h1} R_{h3}} \right)^T p_K \quad (6.35)$$

### Anpassung der modellierten hydraulischen Ersatzgrößen

Da das Modell in Gleichung (6.25) und (6.26) nur einen Eingang und einen Ausgang hat, kann die Eigenfrequenz des Modells  $f_{mod}$  für dieses Eingangs-Ausgangs-Verhalten mithilfe der Eigenwerte  $\lambda$  der Systemmatrix (siehe Kapitel 4.4) bestimmt werden. Diese Eigenwerte entsprechen den Polstellen des Systems und berechnen sich mit dem Ansatz

$$\det(\mathbf{A} - \lambda \mathbf{I}) = 0 , \quad (6.36)$$

wodurch sich folgender Zusammenhang ergibt:

$$\lambda^2 + \frac{L_h + C_h R_{h1} R_{h2}}{C_h L_h R_{h2}} \lambda + \frac{R_{h1} + R_{h2}}{C_h L_h R_{h2}} = 0 . \quad (6.37)$$

Die Eigenwerte bzw. Polstellen  $\lambda$  berechnen sich wie folgt:

$$\lambda_{1/2} = \frac{-(L_h + C_h R_{h1} R_{h2}) \pm \sqrt{(L_h + C_h R_{h1} R_{h2})^2 - 4C_h L_h R_{h2}^2}}{2C_h L_h R_{h2}}. \quad (6.38)$$

Die Eigenfrequenz  $f_{mod}$  lässt sich mithilfe von Gleichung (4.33) aus dem konjugiert komplexen Polstellenpaar  $\lambda_{1/2}$  bestimmen. Sie ist für das Modell in (6.25) und (6.26) wie folgt definiert:

$$f_{mod} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{R_{h1} + R_{h2}}{C_h L_h R_{h2}}}. \quad (6.39)$$

Die darin enthaltenen hydraulischen Ersatzgrößen für das Modell, Ersatzlänge  $l_{mod}$  und Ersatzdurchmesser  $D_{mod}$  (vgl. Gleichung (6.10) und (6.11)), entsprechen jedoch nicht den realen Größen, da hier nur die Druckschwingung am Piezostack modelliert werden soll und nicht die komplette stehende Welle. Aus diesem Grund müssen die Ersatzgeometrien des Modells so angepasst werden, dass die Eigenschaften des Joukowsky-Stoßes für die entsprechenden Randbedingungen abgebildet werden. Dies ist insbesondere die Frequenz der Druckschwingung. Infolgedessen muss die Eigenfrequenz des Modells aus Gleichung (6.39)

$$f_{mod} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{R_{h1} + R_{h2}}{C_h L_h R_{h2}}} = \frac{1}{2\pi l_{mod}} \sqrt{\frac{R_{h1} + R_{h2}}{R_{h2} \rho \kappa}}, \quad (6.40)$$

die durch den Schaltvorgang des Injektormodells von offen auf geschlossen angeregt wird, so angepasst werden, dass sie der Druckschwingungsfrequenz  $f$  aus Gleichung (6.3) entspricht. Somit muss folgende Bedingung erfüllt sein:

$$f_{mod} \stackrel{!}{=} f \quad \Rightarrow \quad l_{mod} = \frac{2l}{\pi} \sqrt{\frac{R_{h1} + R_{h2}}{R_{h2}}}. \quad (6.41)$$

Mit diesem Zusammenhang ist das physikalische Modell zur Abbildung des Joukowsky-Stoßes vollständig definiert.

Wird mit dem Zustandsraummodell in (6.25) und (6.26) das Schalten vom offenen auf den geschlossenen Injektorzustand simuliert, werden wie bereits oben beschrieben im geschlossenen Injektorzustand die eingeschwungenen Zustände des offenen Injektormodells (siehe Gleichung (6.35)) als Anfangsbedingungen übernommen. In Abbildung 6.12 ist der Systemausgang  $\Delta p_C(t)$  unter Verwendung typischer Parameterwerte für den Umschaltzeitpunkt  $t = 0$  s zu sehen.

Bei der Modellierung der hydraulischen Störung wurden zwei Randbedingungen nicht berücksichtigt, deren Auswirkungen im Folgenden noch kurz beschrieben werden.

### Auswirkungen des Joukowsky-Stoßes in einem Mehrzylindermotor

Das in Abschnitt 6.1.3 aufgestellte Modell bildet die Druckschwingung des Joukowsky-Stoßes für einen einzelnen Injektor ab. Bei einem Verbrennungsmotor mit Direkteinspritzung ist

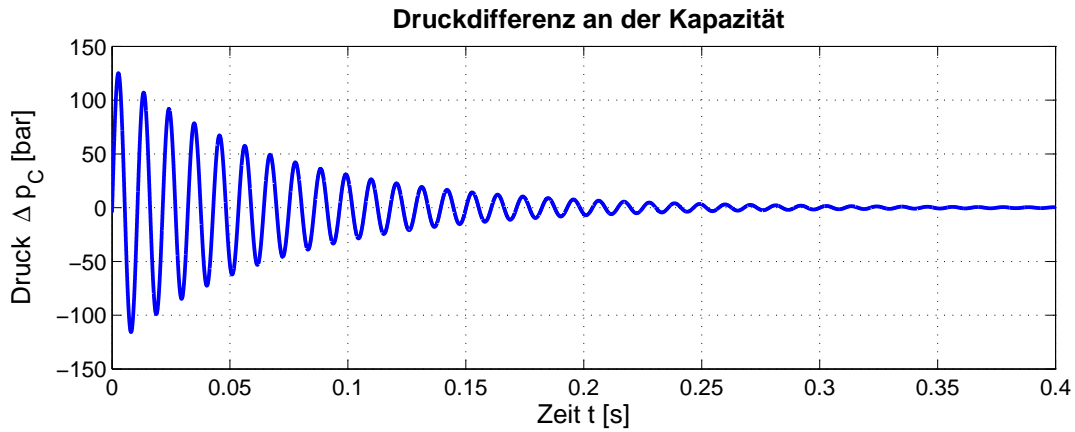


Abbildung 6.12: Systemausgang  $\Delta p_C(t)$  beim Schalten vom offenen auf den geschlossenen Injektorzustand zum Zeitpunkt  $t = 0$  s

jedoch für jeden Zylinder ein Einspritzventil vorhanden. Diese Ventile sind durch das Common Rail miteinander verbunden (siehe Anhang A.6, Abbildung A.9 oben). Da somit die hydraulischen Pfade der Injektoren in Kontakt stehen, könnte sich prinzipiell die Druckwelle eines Injektors bis zu einem anderen Injektor ausbreiten und damit eine Überlagerung von Druckschwingungen der verschiedenen Injektoren auftreten. Dies wird mit dem Modell in Kapitel 6.1.3 nicht abgedeckt.

Wie im Anhang A.6 beschrieben, spielt bei dieser Thematik die Dämpfungscharakteristik des Common Rail eine entscheidende Rolle. Da es jedoch das Ziel dieser Arbeit ist, die Funktion der Zylinderdruckmessung zunächst für einen einzelnen Zylinder nachzuweisen, werden keine Untersuchungen diesbezüglich durchgeführt.

### Einfluss der Temperatur beim Joukowsky-Stoß

Wird der Injektor im Fahrzeug verbaut, unterliegt er Temperaturschwankungen. Nach [49] ist dieser Temperaturbereich typischerweise bei  $-40\text{ }^\circ\text{C}$  bis  $+125\text{ }^\circ\text{C}$ . Aus diesem Grund muss analysiert werden, ob bzw. wie sich die Druckschwingungen in Abhängigkeit von der Temperatur ändern. Die Dämpfung der Druckschwingung ist abhängig von inneren und äußeren Reibungseinflüssen, wobei die innere Reibung mit steigender Temperatur aufgrund der Verringerung der Kraftstoffviskosität etwas sinkt. Die äußere Reibung hingegen hängt von der Geometrie der Kraftstoffführung im Injektor ab, wodurch keine Änderung durch die Temperatur zu erwarten ist. Die absolute Änderung des Parameters hydraulische Dissipativität  $R_h$  kann allerdings nur mithilfe von Messungen bestimmt werden.

Nach Gleichung (6.3) wird die Frequenz der Druckschwingung durch die Parameter hydraulische Länge  $l$ , Dichte  $\rho$  und Kompressibilität  $\kappa$  definiert. In [70] ist eine exakte Berechnung der Dichte für n-Heptan mithilfe eines Polynomansatzes gegeben. Diese berücksichtigt auch den Einfluss der Temperatur, deren Erhöhung die Dichte reduziert. Neben der Dichte ist auch die Kompressibilität temperaturabhängig. In der Literatur ist jedoch keine Beziehung zwischen der Temperatur und der Kompressibilität für n-Heptan zu finden. Nach [13] lässt sich dieser Zusammenhang für verschiedene Flüssigkeiten nicht allgemeingültig berechnen. Aus diesem

Grund muss der Parameter Kompressibilität adaptiert werden, was jedoch aufgrund von geringen Temperaturgradienten nur in größeren Zeitschritten nötig ist. Ähnliches gilt für die Dichte. Da die maximale Druckamplitude neben temperaturunabhängigen Parametern auch von der Dichte  $\rho$  und der Kompressibilität  $\kappa$  abhängt, ändert sich dieser Wert auch über der Temperatur. Durch die Adaptierung dieser beiden Parameter wird jedoch die Druckamplitude angepasst.

#### 6.1.4 Aktive Unterdrückung der hydraulischen Störungen

Wie in den vorherigen Kapiteln beschrieben, ist die Kompensierung des Joukowsky-Stoßes eine Voraussetzung, um die Druckmessung mit dem Injektor als kombiniertes Aktor-Sensor System zu ermöglichen. In Kapitel 6.1.3 wurde ein mathematischer Ansatz vorgestellt, mit dem diese Druckschwingung simuliert und anschließend aus dem Nutzsignal herausgerechnet wird. Bei diesem Verfahren handelt es sich jedoch nur um ein passives Kompensationsverfahren, das die Störung im Injektor nicht unterdrückt. Besser wäre prinzipiell ein aktiver Ansatz, der entweder die Entstehung der Druckwellen verhindert oder diese aktiv dämpft.

Ein System dazu liefert die Firma FMP Technology. Sie hat ein Konzept für ein Ventil patentiert, das den Effekt des Joukowsky-Stoßes vermeidet und in [20] beschrieben wird. Die Grundlage dieser Idee ist ein Bypass in der Nadelgruppe, über den der Kraftstoff in den Tank abfließen kann. Das System ist so ausgeführt, dass der Bypass im geöffneten Nadelzustand geschlossen ist und der Kraftstoff in gewohnter Weise nur durch die Nadelöffnung strömt. Wird die Nadel geschlossen, öffnet sich gleichzeitig der Bypass, über den der Kraftstoff abfließt. Auf diese Weise wird vermieden, dass sich der Druckstoß ausbildet. Durch die Vermeidung des Joukowsky-Stoßes wird der Kraftstoffdruck und dadurch die Einspritzmenge konstant gehalten, wodurch sich nach [20] eine deutliche Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs realisieren lässt.

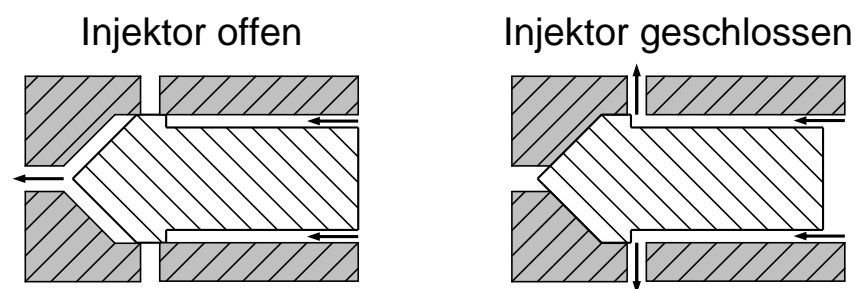


Abbildung 6.13: Bypass in der Nadelgruppe zur aktiven Unterdrückung der hydraulischen Störungen bei einer nach innen öffnenden Nadel [20]

Dieses Konzept besitzt allerdings auch Nachteile. Zum einen muss im geschlossenen Nadelzustand ständig Kraftstoff durch das System gepumpt werden, da dieser über den Bypass durchgehend abfließt. Dies verschlechtert die Energieeffizienz des Motors und kompensiert unter Umständen die Verbesserung durch die konstante Einspritzmenge sowie durch das in dieser Arbeit angestrebte zylinderdruckbasierte Motormanagement. Zum anderen ist zusätzlicher Platzbedarf in

radialer Richtung der Nadelgruppe nötig, der durch den Bypass an der Nadelspitze entsteht. Aus Sicht der Motorenentwickler sollte infolge des Downsizing - Reduzierung von Hubraum und Zylinderanzahl - jedoch das Gegenteil der Fall sein. Im Rahmen dieser Arbeit ist dieser Ansatz nicht verwendbar, da der gesamte Injektor neu entwickelt werden müsste. Vor allem ein neues Design der Nadelgruppe wäre durch die Änderung des Fertigungsprozesses mit sehr hohen Kosten verbunden.

Ein anderer Ansatz zur Unterdrückung der Druckschwingung ist die aktive Dämpfung, welche vor allem auf dem Gebiet der Schalldämpfung zum Einsatz kommt. Eine mögliche Ausführung für den Injektor ist ein Reflexionsschalldämpfer, der z.B. von der Firma BBM Akustik Technologie angeboten wird (siehe [11]). Grundlage der Reflektionsschalldämpfer sind über den Umfang perforierte Rohre, welche die Druckwellen aufspalten, wodurch sich diese teilweise gegenseitig auslöschen (Interferenz). Die Dämpfung der Druckwelle kann auch bezüglich der Frequenz ausgelegt werden (schmalbandig oder breitbandig).

Der Vorteil der aktiven Dämpfung ist die einfache Integration in das bestehende Injektorsystem. Hier könnte der Dämpfer als separate Komponente zwischen zwei Railstücken am Injektorausgang verbaut werden. Somit wäre eine Kombination aus aktiver und passiver Kompensation möglich, was in dieser Arbeit jedoch nicht untersucht wird.

## 6.2 Nichtidealitäten des Piezos

Wie zu Beginn von Kapitel 6 aufgezeigt, liegt während der Sensorphase des Injektors ein Spannungsanstieg mit abnehmendem Gradienten (Störung II) vor, der durch einen Effekt des Piezoaktors hervorgerufen wird. Um diesen Effekt ebenso wie die hydraulische Störung physikalisch beschreiben zu können, werden im nächsten Abschnitt verschiedene Versuche durchgeführt.

### 6.2.1 Physikalische Analyse

Um die Störung II physikalisch zu untersuchen, werden Messungen auf der Grundlage von Test 3 aus Abbildung 6.3 durchgeführt. Da auch untersucht werden soll, wie dieser Spannungsanstieg von der Beschaffenheit der Piezo-Aktor-Einheit (PAU, siehe Kapitel 3.1 und 3.2) abhängt, werden zwei verschiedene PAUs analysiert:

- Die im Injektor dieser Arbeit verwendete PAU: Diese stammt aus einem Injektor für Ottomotoren<sup>7</sup>, wurde jedoch umgestaltet und wird im weiteren Verlauf als Benzin-PAU bezeichnet.
- Eine PAU aus der Serienproduktion eines Injektors für Dieselmotoren<sup>8</sup>: Diese wird in den folgenden Versuchen als Diesel-PAU bezeichnet.

---

<sup>7</sup>HPDI-Injektor der Firma SiemensVDO

<sup>8</sup>PCR 2.x Dieselinjektor der Firma SiemensVDO

Somit kann eine grundsätzliche Analyse erfolgen, die nicht auf einen bestimmten Piezotyp festgelegt ist. Im ersten Schritt werden Untersuchungen mit der Diesel-PAU durchgeführt, für die eine passende Einspannvorrichtung aus einer anderen Forschungsarbeit (siehe [5]) vorliegt. Diese Diesel-PAU unterscheidet sich gegenüber der Benzin-PAU aus dem Injektor dieser Arbeit im Aufbau der Mechanik sowie in den Abmessungen des Piezostacks. Der Dieselstack besitzt eine Länge von 30 Millimeter (Benzinstack: 45 Millimeter) und einen Querschnitt von 6,8 x 6,8 Millimeter (Benzinstack: 5,2 x 5,2 Millimeter). Das Ansteuerungs- und Messkonzept für diese Untersuchungen ist im Anhang A.5 beschrieben.

### Variation des Umschaltzeitpunktes

Wie schon in Kapitel 5.3 erwähnt, wird beim Schließen der Nadel ein strom geregelter Widerstand (Protection) in der Endstufe parallel zum Piezoaktor geschaltet, um die Entladezeiten des Piezos zu verringern. Da beim Umschalten auf die Sensorphase die Endstufe und somit die Entlademöglichkeit des Piezos vom Injektor getrennt wird, soll der Einfluss dieses Umschaltzeitpunktes auf den vorher beschriebenen Spannungsanstieg in der Sensorphase untersucht werden. Um das reale Verhalten im Motor zu simulieren, wird die Diesel-PAU mit einer bestimmten Ansteuerfrequenz betrieben. Bei diesen Versuchen werden 10 Hz verwendet, die nach Gleichung (6.43) einer Motordrehzahl  $n_{Mot}$  von  $1200 \text{ min}^{-1}$  entsprechen. Als Messgrößen werden der aufintegrierte Eingangsstrom (Ladung  $Q$ ), die Spannung ( $u_a$ ) und der Hub ( $s_p$ ) des Piezos verwendet. Die Einspritzzeit  $t_I$  (vgl. Tabelle 3.1 und Abbildung 3.9) bleibt bei diesen Versuchen konstant bei 0,5 ms. Zunächst wird der Umschaltzeitpunkt zur Sensorphase S2SP<sup>9</sup>, der sich auf den Beginn der Einspritzung als zeitliche Referenz bezieht, zwischen 2,5 und 7 ms variiert. Die Ergebnisse dieses Versuches sind in Abbildung 6.14 zu sehen.

Die Messkurven sind so übereinandergelegt, dass jeweils zum Zeitpunkt Null die Einspritzung beginnt. Sie dauert zusammen mit dem Entladevorgang 0,7 ms. Um das Verhalten während der Sensorphase besser auflösen zu können, wird der Messbereich für Ladung, Spannung und Hub begrenzt. Am Ende der Einspritzung setzt die Protectionsschaltung ein, die den Piezo entlädt.

Wie am Spannungsverlauf vor der Einspritzung zu sehen ist, erfolgt die Entladung aufgrund einer Diodenschaltung in der Endstufe nur bis zu deren Durchlassspannung, die bei ca. 0,7 V liegt. Diese Spannung wird jedoch nach dem Einspritzende nicht sofort erreicht. Der Grund hierfür liegt im strom geregelten Widerstand der Protectionsschaltung. Dadurch erfolgt die restliche Entladung zwischen Einspritzungsende und Umschaltung zur Sensorphase wegen der geringen Ströme verhältnismäßig langsam (siehe Spannungsverlauf bei S2SP 7,0 ms). Nach der Einspritzung ist im Signalverlauf des Piezos aufgrund der beinahe sprungförmigen Anregung dessen Eigenschwingung zu sehen<sup>10</sup>. Während die Protectionsschaltung aktiv ist, fließt aus dem Piezo ein geringer negativer Strom, wodurch die elektrische Ladung auf dem Piezo verringert wird. Als Folge nimmt in diesem Zeitraum auch der Hub des Piezos ab (vgl. Gleichung (4.20) bei konstanter Spannung). Vor der Umschaltung auf die Sensorphase ist im Gegensatz zur

<sup>9</sup>Abkürzung von: switch to sensor phase

<sup>10</sup>im Ladungs- und Hubverlauf von Abbildung 6.14 ist dieser Bereich teilweise nicht dargestellt

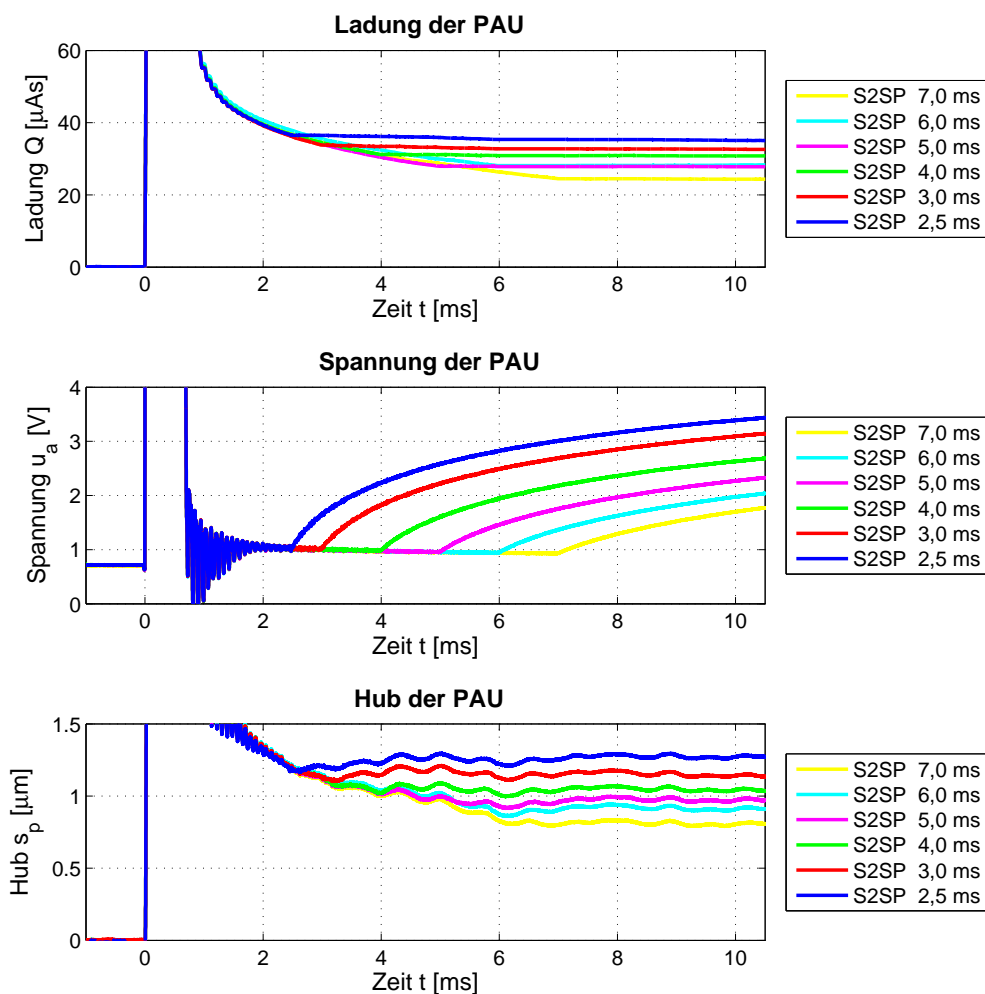


Abbildung 6.14: Messergebnisse einer Diesel-PAU im kombinierten Aktor-Sensor Betrieb (Vergrößerung der Signale in der Sensorphase) bei unterschiedlichen Umschaltzeiten zur Sensorphase S2SP mit einer Ansteuerung von 10 Hz und Einspritzzeit  $t_I = 0,5$  ms (vgl. Tabelle 3.1 und Abbildung 3.9)

Spannung der aufintegrierte Strom sowie der Hub des Piezoaktors nicht auf den ursprünglichen Wert vor der Einspritzung zurückgekehrt (die prozentuale Abweichung bei der Spannung ist vernachlässigbar). Der Grund hierfür liegt in den Nichtidealitäten der Piezoeigenschaften, wie zum Beispiel die Hysterese (siehe Kapitel 4.2).

Beim Umschalten auf die Sensorphase steigt die Spannung am Piezo an. Da während der Sensorphase die Endstufe vom Injektor getrennt ist, kann der Injektor als System mit offenem Klemmenverhalten angesehen werden. Aus diesem Grund erfolgt in der Sensorphase kein Stromfluss und somit auch keine Änderung der Ladung (siehe Abbildung 6.14 oben). Da der Piezoaktor keinen Strom als Eingangsgröße erhält, bleibt auch dessen Hub in dieser Zeit konstant (siehe Abbildung 6.14 unten). Je später die Umschaltung zur Sensorphase erfolgt, desto geringer ist der Gradient des Spannungsanstiegs. Außerdem verringert sich bei einer späteren Umschaltung auch das Maximum dieser Spannung. Diese Charakteristik ist in Abbildung 6.15 im linken Diagramm zu sehen, bei dem der Umschaltzeitpunkt S2SP von 1,0 bis 3,4 ms mit ei-



ner Schrittweite von 0,2 ms variiert wurde. Zusätzlich wurde als gemeinsamer Bezugspunkt der Beginn der Sensorphase auf Null gelegt, um die Spannungskurven besser vergleichen zu können. Im rechten Diagramm in Abbildung 6.15 wurde die Dauer der Sensorphase von 80 ms auf 4 s erhöht (Reduktion der Ansteuerfrequenz), um den weiteren qualitativen Spannungsverlauf in der Sensorphase zu sehen. Das Spannungsmaximum liegt für den Umschaltzeitpunkt S2SP von 1,0 ms bei ca. 80 ms. Nachdem das Spannungsmaximum erreicht wird, erfolgt eine Entladung des Systems. Deren Zeitkonstante liegt bei ca. 2 s und ist deutlich höher als die Zeitkonstante beim Spannungsanstieg infolge des Umschaltens auf die Sensorphase. Die Entladung spielt in dieser Arbeit jedoch keine Rolle, da im Motorbetrieb die Dauer der Sensorphase zu kurz ist, um ihren Einfluss sehen zu können.

Vergleicht man dieses Störverhalten innerhalb der Diesel-PAU Baureihe, zeigt sich nur eine geringe Streuung.

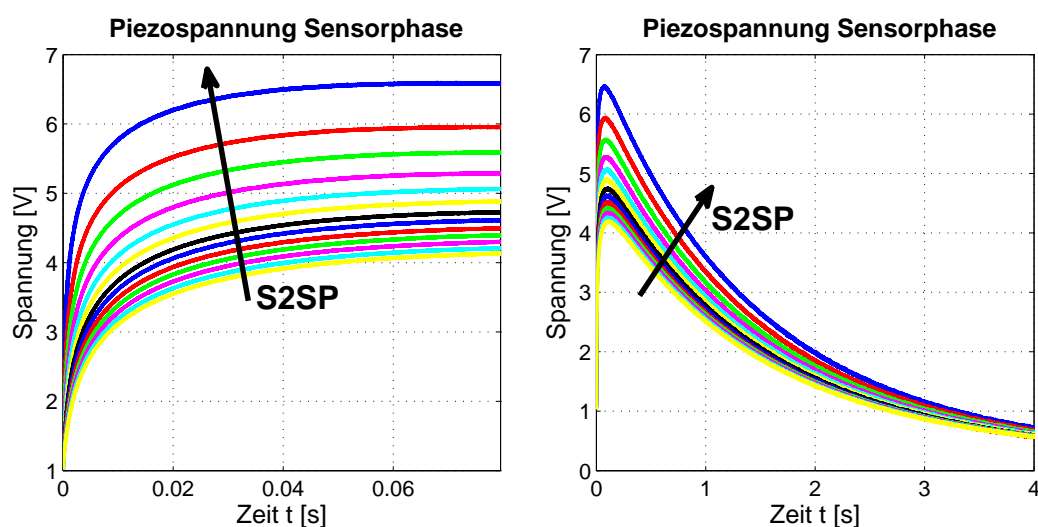


Abbildung 6.15: Spannungsanstieg der Diesel-PAU in der Sensorphase bei Variation des S2SP um 0,2 ms zwischen 1,0 und 3,4 ms (Beginn der Sensorphase für alle Messungen bei Null); entlang des schwarzen Pfeils nimmt der Umschaltzeitpunkt zur Sensorphase S2SP von Messkurve zu Messkurve ab

Anschließend wird dieses Störverhalten in der Sensorphase auch für die Benzin-PAU untersucht. Diese wird analog zur Lagerung im Injektor eingespannt. Um zusätzlich zu analysieren, wie groß die Streuung dieses Störverhaltens innerhalb dieser PAU-Baureihe ist, werden neun Benzin-PAUs vermessen. Bei diesen Versuchen wird eine konstante Einspritzzeit  $t_I$  von 1 ms verwendet, wobei der Umschaltzeitpunkt (S2SP) variiert wird (2, 2,5 und 3 ms). Als Ansteuerfrequenz werden wie bei der Diesel-PAU 10 Hz verwendet (entspricht  $1200 \text{ min}^{-1}$ ). Die Messergebnisse für diesen Spannungsanstieg sind in Abbildung 6.16 zu sehen.

Im Gegensatz zu den Messungen mit der Diesel-PAU sind bei der Benzin-PAU signifikante Unterschiede im Spannungsverlauf zu sehen. Bei allen Benzin-PAUs treten Schwingungen in Form einer Schwebung auf, wobei es deutliche Unterschiede in der Amplitude gibt. Die maximalen Schwingungsamplituden reichen von 20 mV bis zu 700 mV, was einem Faktor von 35

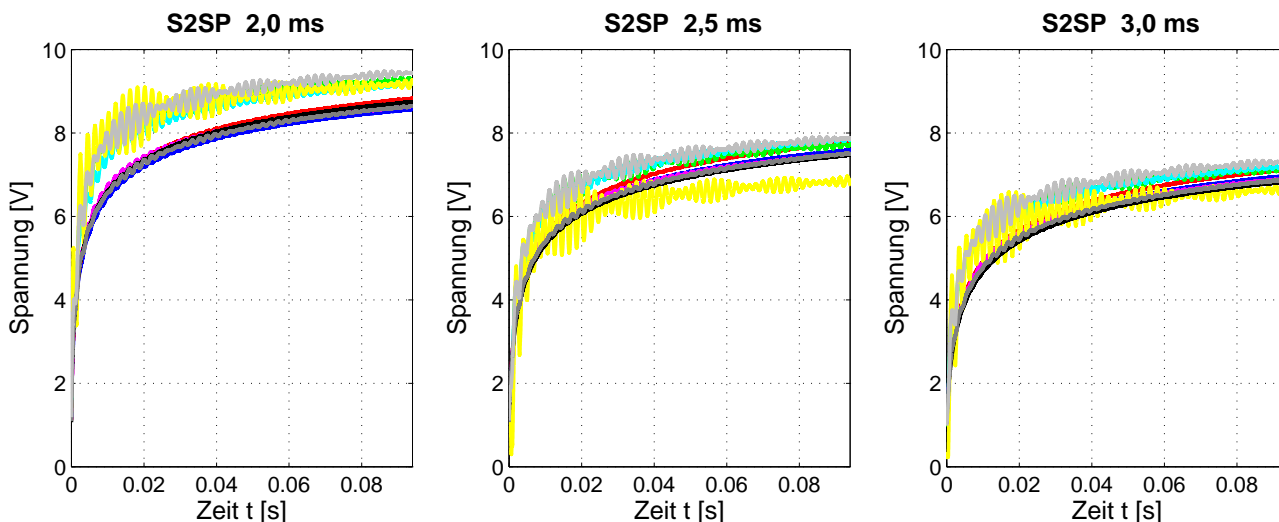


Abbildung 6.16: Spannungsanstieg neun verschiedener Benzin-PAUs in der Sensorphase bei S2SP 2,0, 2,5 und 3,0 ms (Beginn der Sensorphase für alle Messungen bei Null)

entspricht. Bildet man mithilfe eines Modells nur den Spannungsanstieg ohne diese Schwingung ab, so ergäbe sich für die Druckmessung bei einer Schwingungsamplitude von 20 mV ein maximaler Rekonstruktionsfehler von knapp über 0,5 bar, was vertretbar wäre. Bei der Schwingungsamplitude von 700 mV wäre der Fehler im Bereich von über 20 bar und somit beinahe in der Größenordnung des eigentlichen Messsignals. Aus diesem Grund gibt es zwei verschiedene Möglichkeiten:

- Die Schwebung wird als zusätzliche Störung modelliert.
- Es werden nur Piezostacks verwendet, deren Schwingung vernachlässigbar ist und somit nicht modelliert werden muss.

Eine Modellierung und Berechnung der Schwebung benötigt einen hohen Rechenaufwand, da die Amplituden innerhalb einer Baureihe stark variieren und somit eine Parameteradaption innerhalb einer hohen Bandbreite erforderlich ist. Außerdem ist eine physikalische Modellierung dieses Spannungssignals schwierig, da sich keine Gemeinsamkeiten in Bezug auf die anderen Größen wie Hub oder Strom erkennen lassen. Die Ursache dieser Schwingung kann an dieser Stelle nicht geklärt werden, wobei die Schwingungsunterschiede wahrscheinlich mit den Streuungen in der Fertigung oder Montage zusammenhängen. Aus diesem Grund wird bei der physikalischen Analyse hier die zweite Möglichkeit verwendet. Wie in Abbildung 6.16 zu sehen ist (insbesondere links bei S2SP von 2,0 ms), gibt es eine Gruppe, die annähernd den gleichen Gradientenverlauf in der Spannung besitzen und deren Schwingung noch vertretbar ist. In den folgenden Versuchen dieses Kapitels werden nur noch PAUs aus dieser Gruppe verwendet.

### Variation des Maximalstroms

Als nächstes wird der Einfluss des maximalen Stroms  $I_{C_{max}}$  (vgl. Abbildung 3.9) analysiert. Wird dieser bei Verwendung konstanter Werte für Einspritzzeit  $t_I$  und Umschaltzeitpunkt S2SP reduziert, verringert sich der Gradient und das Maximum des Spannungsanstiegs. Der Grund

für diese Änderung hängt allgemein mit der im System enthaltenen Restladung zusammen (vgl. Abbildung 6.14 und deren Erläuterung).

### Variation der Ansteuerfrequenz

Schließlich wird noch die Auswirkung einer Änderung der Motordrehzahl untersucht. Da der Kurbelwinkel  $\varphi$  zwischen zwei Einspritzungen immer  $720^\circ \text{KW}$  beträgt, ändert sich die Zeitdauer  $\Delta t$  in Abhängigkeit der Motordrehzahl  $n_{Mot}$  (in Umdrehungen pro Minute):

$$\Delta t = \frac{\Delta\varphi \cdot 60 \frac{\text{s}}{\text{min}}}{n_{mot} \cdot 360^\circ \text{KW}} = \frac{2 \cdot 60 \frac{\text{s}}{\text{min}}}{n_{mot}}. \quad (6.42)$$

Dadurch kann die Drehzahl mithilfe der Ansteuerfrequenz  $f$  simuliert werden:

$$f = \frac{n_{mot}}{2 \cdot 60 \frac{\text{s}}{\text{min}}} \quad (6.43)$$

Wie in Abbildung 6.17 im rechten Diagramm zu sehen ist, bewirkt eine Variation der Motordrehzahl nur eine geringfügige Änderung des Spannungsverlaufs in der Sensorphase (bei konstanten Werten für Einspritzzeit  $t_I$ , Umschaltzeitpunkt S2SP und maximalen Strom  $I_{Cmax}$ ). Hier sind die Verläufe nur für eine Sensorphasendauer von  $17,5 \text{ ms}$  dargestellt, da danach die Sensorphase für  $6000 \text{ min}^{-1}$  endet.

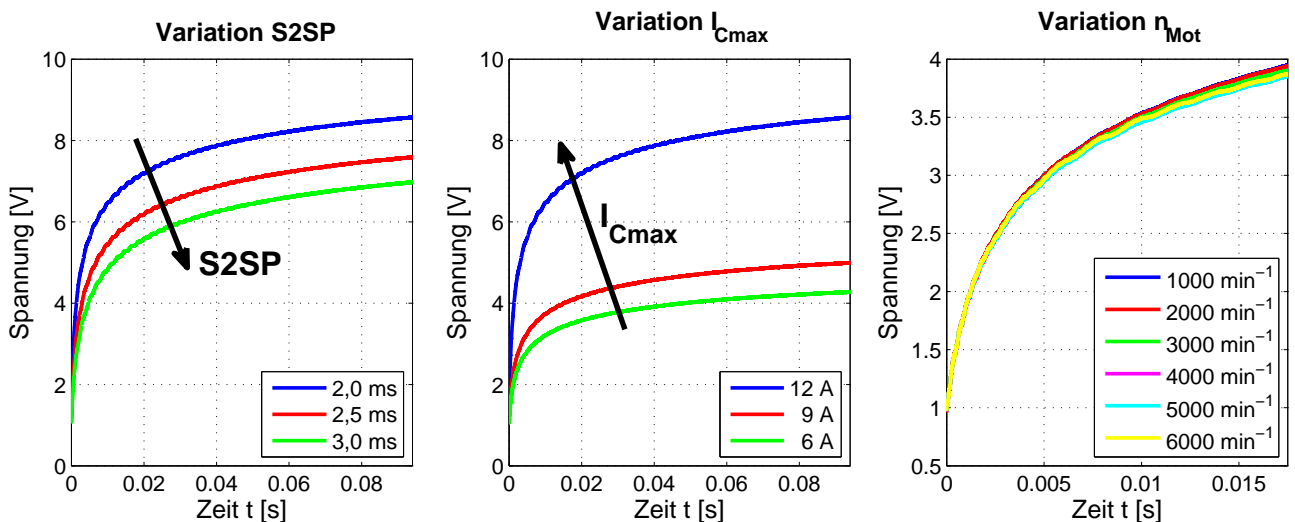


Abbildung 6.17: Spannungsanstieg einer Benzin-PAU in der Sensorphase bei Variation S2SP (links, mit  $t_I = 1,0 \text{ ms}$  und  $I_{Cmax} = 12 \text{ A}$ ), des maximalen Stroms  $I_{Cmax}$  (Mitte, mit  $t_I = 1,0 \text{ ms}$  und S2SP =  $2,0 \text{ ms}$ ) und der simulierten Motordrehzahl  $n_{Mot}$  (rechts, mit  $t_I = 0,5 \text{ ms}$ ,  $I_{Cmax} = 12 \text{ A}$  und S2SP =  $2,0 \text{ ms}$ ); entlang der schwarzen Pfeile nehmen die Ansteuerparameter S2SP (links) bzw.  $I_{Cmax}$  (Mitte) von Messkurve zu Messkurve zu

### Variation der Messelektronik

Als letztes wird analysiert, ob die Zeitkonstante des Spannungsanstiegs noch von weiteren

Faktoren abhängig ist. Die Spannung während der Sensorphase wird mithilfe einer Zener-Diode gemessen (vgl. Abbildung 6.3 und Abschnitt A.5). Um zu verhindern, dass in der Aktorphase der Strom über die Diode anstatt über den Piezo fließt, ist vor der Diode ein Widerstand mit  $10\text{ k}\Omega$  verbaut. Dieser Widerstand könnte jedoch einen Einfluss auf den Spannungsanstieg haben. Damit dies ausgeschlossen werden kann, wird die Messung einmal mit einem  $20\text{ k}\Omega$  und anschließend mit einem  $40\text{ k}\Omega$  Widerstand wiederholt. Trotz Verdoppelung bzw. Vervierfachung ist die Änderung des Spannungsverlaufs bei ansonsten gleichen Randbedingungen vernachlässigbar.

### Ergebnisse der physikalischen Analyse

Mithilfe der physikalischen Analyse konnten Zusammenhänge zwischen den Versuchsrandbedingungen und der auftretenden Störung durch die Nichtidealitäten des Piezos hergeleitet werden. Diese dienen dazu, das Verständnis für diese Störung zu erhöhen und die Grundlage zur Erstellung eines physikalischen Modells im nächsten Abschnitt zu schaffen.

#### 6.2.2 Modellierung der Piezo-Effekte

Die in Abschnitt 6.2.1 aufgezeigten Eigenschaften des Spannungsanstiegs, der aufgrund der Nichtidealitäten des Piezos in der Sensorphase vorliegt, müssen analog zum Joukowsky-Stoß in einem Modell abgebildet werden. Da, wie in Kapitel 6.2.1 gezeigt, nur Ausgleichsvorgänge auf der elektrischen Seite des Piezos stattfinden, werden für den ersten Modellierungsansatz die elektrischen Grundlagen des Piezomodells als Aktor aus Kapitel 4 verwendet. Darin wird der Piezo als elektrische Kapazität betrachtet. Da der Ausgleichsvorgang beim Laden einer elektrischen Kapazität zusammen mit einem seriellen Widerstand (RC-Glied) dem Spannungsanstieg des Piezos auf den ersten Blick qualitativ entspricht, wird die Störung mithilfe dieser Ladegleichung abgebildet:

$$U(t) = U_{max} \left(1 - e^{-\frac{t}{T}}\right) = \frac{Q}{C} \left(1 - e^{-\frac{t}{RC}}\right) \quad (6.44)$$

Würden für diese Gleichung die Piezoparameter  $C_0$  und  $R_0$  aus Tabelle 4.1 verwendet werden, würde die Zeitkonstante ( $T = RC$ ) bei ca.  $8,7\text{ }\mu\text{s}$  liegen. Nach den Messungen aus Kapitel 6.2.1 müsste sich diese jedoch im Bereich von ca.  $80\text{ ms}$  befinden. Dieser Fehler liegt darin begründet, dass mit dem linearen Modell aus Kapitel 4.6 das Großsignalverhalten des Aktors (z.B. Hysterese, Kriechen usw.) nicht vollständig beschrieben wird [72]. Aus diesem Grund werden die Zeitkonstanten im Folgenden identifiziert.

Der Spannungsverlauf in Gleichung (6.44) entspricht der Sprungantwort eines  $PT_1$ -Glieds. Die Parameter dieser Gleichung werden so adaptiert, dass der Fehler zwischen gemessenem und simuliertem Spannungsverlauf in der Sensorphase minimiert wird. Diese Optimierung wird sowohl für die Diesel- als auch für die Benzin-PAU durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Adaption sind in Abbildung 6.18 zu sehen.

Die Minimierung des Simulationsfehlers erfolgt über den kompletten Messbereich (Optimierungsbereich  $t_{opt}$  von 0 bis 60 ms). Die Parameter der verwendeten Messungen (blaue Kurven) sind für Diesel- und Benzin-PAU identisch:  $t_I = 0,5$  ms,  $S2SP = 2,0$  ms und  $I_{C_{max}} = 12,0$  A. Die mit diesem Modell erzielten Simulationsergebnisse und deren Fehler in Bezug auf die Messungen sind als rote Kurven eingezeichnet („Simulation t linear“). Für beide PAUs ist der resultierende Simulationsfehler qualitativ identisch. Im Gegensatz zur Simulation hat der gemessene Spannungsverlauf einen höheren Gradienten zum Zeitpunkt der Umschaltung auf die Sensorphase sowie eine höhere Zeitkonstante. Mit dem Ansatz in Gleichung (6.44) wird jedoch keine gleichzeitige Anpassung von Anfangsgradient und Zeitkonstante erreicht. Da ein Spannungsfehler von 30 mV einem Druckfehler von ca. 1 bar entspricht, wäre die Druckrekonstruktion mit diesem Störungsmodell unzureichend. Infolgedessen wird das verwendete Modell erweitert. Um die Krümmung des Spannungsverlaufs besser anpassen zu können, wird Gleichung 6.44 folgendermaßen modifiziert:

$$U(t) = U_{max} \left( 1 - e^{-\frac{t^\alpha}{T}} \right), \quad (6.45)$$

wobei der Exponent  $\alpha$  ein per Adaption ermittelter Signalparameter ist. Die Simulationsergebnisse mit dem Ansatz aus Gleichung (6.45) sind in Abbildung 6.18 mit grüner Farbe gekennzeichnet (Simulation t exponentiell). Mithilfe dieses Exponenten  $\alpha$  kann der Simulationsfehler gegenüber dem vorherigen Ansatz (siehe Gleichung (6.44)) deutlich reduziert werden. Wird nur der Zeitraum betrachtet, bei dem die Verbrennung ungefähr stattfinden würde, kann der theoretische Fehler in der Druckrekonstruktion von ca. 5 auf unter 0,5 bar reduziert werden.

Der Ansatz mit dem Exponenten  $\alpha$  liefert zwar gute Ergebnisse beim Nachbilden der Störung, hat jedoch auch Nachteile. Da die Krümmung des Spannungsanstiegs und somit der Parameter  $\alpha$  von den verschiedenen Randbedingungen abhängig ist (z.B.  $S2SP$ ,  $I_{C_{max}}$  usw.), müsste er für jede Druckrekonstruktion adaptiert werden. Aus Gründen der Identifizierbarkeit sollte jedoch ein lineares Modell mit kurzen Rechenzeiten bevorzugt werden.

Infolgedessen wird das  $PT_1$ -Glied aus Gleichung (6.44) erweitert. Um sowohl den hohen Gradienten zu Beginn der Sensorphase als auch die große Zeitkonstante für den gesamten Spannungsverlauf zu realisieren, wird im ersten Schritt eine Parallelschaltung zweier verschiedener  $PT_1$ -Glieder verwendet. Dadurch wird zwar das Ergebnis gegenüber einem einzigen  $PT_1$ -Glied deutlich verbessert, jedoch ist der Simulationsfehler in der Sensorphase teilweise noch zu hoch. Dieser Spannungsfehler würde bei der Druckrekonstruktion einem Druckfehler von mehreren bar entsprechen. Aus diesem Grund wird noch ein drittes  $PT_1$ -Glied parallel geschaltet. Dadurch werden die verschiedenen Gradienten des Spannungsanstiegs - Beginn, Mitte und Ende - mithilfe von je einem  $PT_1$ -Glied angepasst. Zusammenfassend wird der Spannungsverlauf also folgendermaßen modelliert:

$$U(t) = U_{max.1} \left( 1 - e^{-\frac{t}{T_1}} \right) + U_{max.2} \left( 1 - e^{-\frac{t}{T_2}} \right) + U_{max.3} \left( 1 - e^{-\frac{t}{T_3}} \right) + U(t = t_{S2SP}) . \quad (6.46)$$

Die Parameter sind die drei unbekanntenen Spannungswerte  $U_{max.1}$ ,  $U_{max.2}$  und  $U_{max.3}$  sowie die drei unbekanntenen Zeitkonstanten  $T_1$ ,  $T_2$  und  $T_3$ . Der Parameter  $U(t = t_{S2SP})$  entspricht dem Spannungsoffset, der beim Umschalten auf die Sensorphase bereits vorliegt und aus der Messung bekannt ist. Die Werte für die restlichen sechs Parameter werden mithilfe einer Messung ( $t_I = 0,5 \text{ ms}$ ,  $I_{C_{max}} = 12 \text{ A}$  und  $S2SP = 2,0 \text{ ms}$ ) identifiziert. Der Optimierungsbereich  $t_{opt}$  hierfür beginnt zum Umschaltzeitpunkt auf die Sensorphase (S2SP)  $t = 0 \text{ ms}$  und endet bei  $t = 60 \text{ ms}$ . Dieser Zeitbereich entspricht ungefähr der Sensorphasendauer bei einer Motordrehzahl  $n_{Mot}$  von  $1900 \text{ min}^{-1}$ . Der Optimierungsbereich ist so gewählt worden, dass die Simulationsergebnisse auch für den untersten Drehzahlbereich passen. Die identifizierten Parameter für diese Randbedingungen lauten:

$$\begin{array}{ll} U_{max.1} = 0,9066 \text{ V} & T_1 = 0,9334 \text{ ms} \\ U_{max.2} = 1,2906 \text{ V} & T_2 = 4,9262 \text{ ms} \\ U_{max.3} = 1,7401 \text{ V} & T_3 = 32,9270 \text{ ms} \end{array}$$

Die Ergebnisse dieser Adaption sind in Abbildung 6.19 (links) zu sehen. Der Spannungsfehler, der im unteren Teil der Grafik abgebildet ist, beträgt innerhalb der Optimierungsgrenzen weniger als  $60 \text{ mV}$ . Wird nur der zeitliche Bereich betrachtet, in dem das Drucksignal am Injektor beim Motorbetrieb anliegen würde, so liegt ein Simulationsfehler von unter  $10 \text{ mV}$  vor. Dies würde bei der Druckrekonstruktion einem Fehler von ca.  $0,3 \text{ bar}$  entsprechen.

Im realen Motorbetrieb steht jedoch nicht die gesamte Sensorphase zur Adaption dieser Parameter zur Verfügung. Während der Kompressionsphase im Zylinder und der anschließenden Verbrennung liegt die Druckgröße an der Nadelgruppe an und verursacht eine Spannungsänderung am Piezo.

Aus diesem Grund wird für die Parameteradaption nur der Bereich vor und nach der im Motorbetrieb stattfindenden Kompressions- sowie Verbrennungsphase verwendet. In Abbildung 6.19 (Mitte) wird die vorherige Adaption (links) mit den neuen Optimierungsrandbedingungen wiederholt. Wie auch bei der ersten Adaption werden alle sechs Parameter identifiziert. Der Fehler innerhalb der Optimierungsgrenzen wird zwar etwas reduziert, allerdings verdreifacht sich der Fehler während der Verbrennungsphase. Der Grund hierfür liegt in der Änderung der Zeitkonstanten durch den Optimierungsalgorithmus. Um dieser Verschlechterung entgegenzuwirken, wird folgende Überlegung verwendet:

Das oben vorgestellte Modell mit drei superpositionierten  $PT_1$ -Gliedern basiert auf der Überlegung, dass der Piezo die elektrischen Eigenschaften eines Kondensators besitzt. Da die Zeitkonstante  $T$  eines RC-Glieds aus dem Produkt von Widerstand und Kapazität besteht, die unabhängig von den Eingangssignalen konstant sind, müssten auch die drei Zeitkonstanten des verwendeten Modells konstant sein, sofern der physikalische Zusammenhang zutrifft. Somit werden im nächsten Schritt die Zeitkonstanten bei der Adaptierung des Spannungssignals konstant gehalten. Wird die Adaptierung mit den oben aufgezählten Zeitkonstanten (vgl. Adaptierung links) für die begrenzten Optimierungsbereiche (vgl. Adaptierung Mitte) wiederholt,

so erhält man die selben guten Ergebnisse (siehe Abbildung 6.19 rechts) wie bei der Optimierung über den gesamten Zeitbereich (siehe links). Die Identifikation der drei Spannungswerte  $U_{max}$  bereitet dem Optimierungsverfahren keine Probleme.

### Evaluierung des Modells

Gemäß der verwendeten Überlegung mit den festen Zeitkonstanten müssten auch die Spannungsverläufe mit anderen Randbedingungen (vgl. Kapitel 6.2.1) gut adaptierbar sein. Dieser Gedanke wird in den folgenden Abschnitten untersucht.

Als erstes wird die Adaption für Messungen mit unterschiedlichen Umschaltzeitpunkten zur Sensorphase (S2SP) bei konstanten Einspritzzeiten durchgeführt. Wie in Abbildung 6.14 gezeigt wurde, entspricht die Variation des S2SP einer Änderung der Restladung im Piezo zum Beginn der Sensorphase. Aus diesem Grund werden neun Messungen mit einem S2SP von 2,0 ms bis 10,0 ms (Schrittweite von 1,0 ms) ausgewertet. Die Randbedingungen der verwendeten Messungen sind wie folgt: Einspritzzeit  $t_I = 0,5$  ms und maximaler Eingangsstrom des Piezos  $I_{C_{max}} = 12$  A. Bei der Adaption des Spannungssignals werden die Optimierungsgrenzen entsprechend der jeweiligen Motordrehzahl  $n_{Mot}$  verwendet. Um den Umfang der Abbildungen zu begrenzen, wird jeweils nur die Differenz zwischen der gemessenen Spannung und dem adaptierten, simulierten Verlauf dargestellt (Simulationsfehler). Aus Übersichtsgründen werden die Simulationsfehler nur für drei verschiedene Umschaltzeitpunkte dargestellt (S2SP: 2, 6, 10 ms). Als Erstes erfolgt die Adaption des Spannungsverlaufs bei einer simulierten Motordrehzahl von  $n_{Mot} = 2000$   $\text{min}^{-1}$  wie in Abbildung 6.20 links oben zu sehen ist. Trotz Variation des Umschaltzeitpunkts S2SP ergibt sich jeweils ein ähnlicher Fehlerverlauf. Während des Zeitbereichs, in dem die Druckmessung stattfinden würde, liegt der maximale absolute Simulationsfehler bei 13,1 mV. Um den Simulationsfehler innerhalb der Optimierungsgrenzen minimieren zu können, müssen die Parameter  $U_{max,1}$  und  $U_{max,2}$  mit steigendem S2SP deutlich reduziert werden. Der Parameter  $U_{max,3}$ , der im PT<sub>1</sub>-Glied mit der höchsten Zeitkonstante ( $T_3$ ) enthalten ist, sinkt tendenziell leicht mit steigendem S2SP. Dies bedeutet, dass die ersten beiden PT<sub>1</sub>-Glieder die mit steigendem S2SP sinkende Restladung abbilden. Das gleiche Verhalten ist auch bei höheren Drehzahlen zu beobachten. Bei allen gezeigten Motordrehzahlen liegt der maximale absolute Simulationsfehler während des Zeitfensters zur Druckmessung unterhalb von 20 mV (siehe Abbildung 6.20 oben). Dieser Wert nimmt jedoch mit späteren Umschaltzeitpunkten S2SP nochmals ab. Aus diesem Grund wäre ein späterer Umschaltzeitpunkt S2SP für diesen Anwendungsfall zu bevorzugen. Allerdings würde auch bei den früheren Umschaltzeitpunkten der theoretische Druckrekonstruktionsfehler unterhalb von 1 bar liegen.

Im nächsten Schritt erfolgt die Adaption des Spannungsverlaufs bei unterschiedlichen, maximalen Eingangsstromwerten  $I_{C_{max}}$ . Wie in Abbildung 6.17 (Mitte) zu sehen, ändert sich durch unterschiedliche Eingangsströme bei der Ansteuerung der PAU (Aktorphase) der Spannungsanstieg in der Sensorphase. In Abbildung 6.21 sind die Simulationsfehler für die Adaption der Spannungsverläufe zusammengefasst. Die verwendete Einspritzdauer  $t_I$  beträgt bei allen Messungen 1,0 ms. Neben dem Parameter  $I_{C_{max}}$  wurde zusätzlich die Motordrehzahl  $n_{Mot}$  und der Umschaltzeitpunkt zur Sensorphase S2SP wie folgt variiert:

- $I_{C_{max}}$ : 12 A (blau), 9 A (rot) und 6 A (grün) in jeder Unterabbildung
- S2SP: 2,0 ms (obere Zeile), 2,5 ms (mittlere Zeile) und 3,0 ms (untere Zeile)
- $n_{Mot}$ : 2000 min<sup>-1</sup> (linke Spalte), 3000 min<sup>-1</sup> (mittlere Spalte) und 4000 min<sup>-1</sup> (rechte Spalte)

Werden die Messungen mit geändertem Parameter  $I_{C_{max}}$  verglichen, verbessern sich die Adaptionsergebnisse mit sinkendem  $I_{C_{max}}$ . Bei höheren simulierten Motordrehzahlen verschlechtern sich die Simulationsergebnisse, was insbesondere bei hohen  $I_{C_{max}}$  zu sehen ist. Die Simulationsfehler können allerdings reduziert werden, indem der Umschaltzeitpunkt zur Sensorphase S2SP später erfolgt und dadurch mehr Zeit zum Abbau der Restladung vorhanden ist.

Da der Parameter  $I_{C_{max}}$  von der Aktorphase abhängt und nicht beeinflusst werden kann, sollte die Zeitdauer zwischen Einspritzende und Beginn der Sensorphase ausreichend lang sein (mindestens 1,5 ms, was hier einem S2SP von 2,5 ms entsprechen würde), um auch bei höheren Drehzahlen noch gute Druckmessungen zu erhalten.

### 6.2.3 Temperatureinfluss

Ein wichtiger Einfluss bei der Verwendung von Piezos ist die Temperatur. Wie in [5] gezeigt wird, sind einige Piezoparameter stark temperaturabhängig. Je höher die Temperatur des Piezos, desto geringer werden die Nichtidealitäten. Da die Temperaturen im Fahrzeugbetrieb variieren, muss die Kompensation des Spannungsanstiegs in der Sensorphase auch unter solchen Bedingungen gewährleistet sein. Nach [49] wird für elektronische Komponenten im Motorraum eine einwandfreie Funktion im Temperaturbereich von  $-40\text{ °C}$  bis  $+125\text{ °C}$  gefordert. Für die Untersuchungen in dieser Arbeit wird aufgrund des verwendeten Versuchsaufbaus nur der Temperaturbereich von  $0\text{ °C}$  bis  $100\text{ °C}$  analysiert. Zum Einstellen der Temperatur wird eine Klimakammer der Firma Vötsch Industrietechnik GmbH verwendet (Typ VC 4018). In dieser wird die PAU in gleicher Weise fixiert wie in den vorherigen Messversuchen. Für die Spannungsmessung des Piezos in der Sensorphase wird die Temperatur in  $20\text{ °C}$  Schritten von  $0\text{ °C}$  auf  $100\text{ °C}$  erhöht. Die weiteren Randbedingungen des Versuchs sind: Einspritzdauer  $t_I = 0,5\text{ ms}$ , maximaler Eingangsstrom  $I_{C_{max}} = 12\text{ A}$  und Umschaltzeitpunkt zur Sensorphase S2SP = 2,0 ms. Das Ergebnis dieser Messungen ist in Abbildung 6.22 dargestellt.

Wird die Temperatur des Piezos erhöht, nimmt dessen Spannungsanstieg in der Sensorphase ab. Der Grund hierfür ist, dass mit steigender Temperatur die Nichtidealitäten (z.B. Hysterese) abnehmen (vgl. [5]) und dadurch die Restladung im Piezo vor dem Umschalten zur Sensorphase verringert wird. Da jedoch nicht sichergestellt werden kann, dass sich die Charakteristik der Ausgleichsvorgänge durch die Temperatur nicht ändert, wird die Adaptionstrategie aus Kapitel 6.2.2 mit den fixen Zeitkonstanten anhand dieser Messungen überprüft. Die Ergebnisse der Adaption sind in Abbildung 6.23 zu sehen. Um die Anzahl der Abbildungen zu verringern, wird wie auch im vorherigen Kapitel nur der Simulationsfehler abgebildet (oben), wobei



dieser aus Übersichtsgründen nur für die Temperaturen 0 und 100 °C abgebildet ist. Die Adaption wird wieder für verschiedene simulierte Motordrehzahlen  $n_{Mot}$  durchgeführt (2000  $\text{min}^{-1}$  (links), 3000  $\text{min}^{-1}$  (Mitte) und 4000  $\text{min}^{-1}$  (rechts)). Zusätzlich zum Simulationsfehler werden die identifizierten Parameter (Spannungswerte  $U_{max}$  der  $PT_1$ -Glieder) in Abhängigkeit zur Temperatur gezeigt.

Wertet man die Adaptionsergebnisse bei 2000  $\text{min}^{-1}$  aus, sinkt der Fehler mit steigender Temperatur etwas. Dieser Fehler liegt im Bereich der Druckmessung (zwischen Optimierungsbereichen) auch für geringe Temperaturen unter 20 mV. Auch bei 3000  $\text{min}^{-1}$  sinkt der Fehler bei einer Temperaturerhöhung, wobei er etwas höher als zuvor bei 2000  $\text{min}^{-1}$  ist. Bei noch höheren Drehzahlen steigt der Simulationsfehler weiter an, wobei der Einfluss der Temperatur auf die maximale absolute Höhe des Simulationsfehlers gering ist. Um den Fehler allgemein im Optimierungsbereich bei höheren Temperaturen minimieren zu können, werden die Parameter  $U_{max.2}$  und  $U_{max.3}$  reduziert. Der Wert von  $U_{max.1}$  hingegen bleibt annähernd konstant. Somit unterscheiden sich die Auswirkungen einer Temperaturänderung von denen in Kapitel 6.2.2 (z.B. Änderung der Restladung durch unterschiedliche S2SP). Der Grund für die höheren Fehler (zwischen den Optimierungsbereichen) bei steigender Drehzahl liegt darin, dass dieser Bereich näher an den Beginn der Sensorphase rückt, wo der Fehler aufgrund anfänglicher Schwingungen prinzipiell höher ist. Um den Fehler auch für höhere Drehzahlen reduzieren zu können, sollte, wie schon am Ende von Kapitel 6.2.2 erwähnt, die Zeitdauer zwischen Einspritzende und Sensorphasenbeginn erhöht werden.

Wie in diesem sowie im vorherigen Abschnitt gezeigt wurde, funktioniert das Modell zur Kompensation der Piezospaltung gemäß Gleichung (6.46) mit festen Zeitkonstanten sowohl bei einer Variation der Parameter  $t_I$ , S2SP,  $I_{C_{max}}$  als auch bei verschiedenen Temperaturen. Wäre der Parameter  $I_{C_{max}}$  konstant (bei unveränderlichem S2SP), könnte der Parameter  $U_{max.1}$  fest eingestellt werden. Es ist allerdings für zukünftige Anwendungen auch vorstellbar, dass mithilfe weiterer Untersuchungen ein Zusammenhang zwischen diesen beiden Parametern erarbeitet werden könnte.

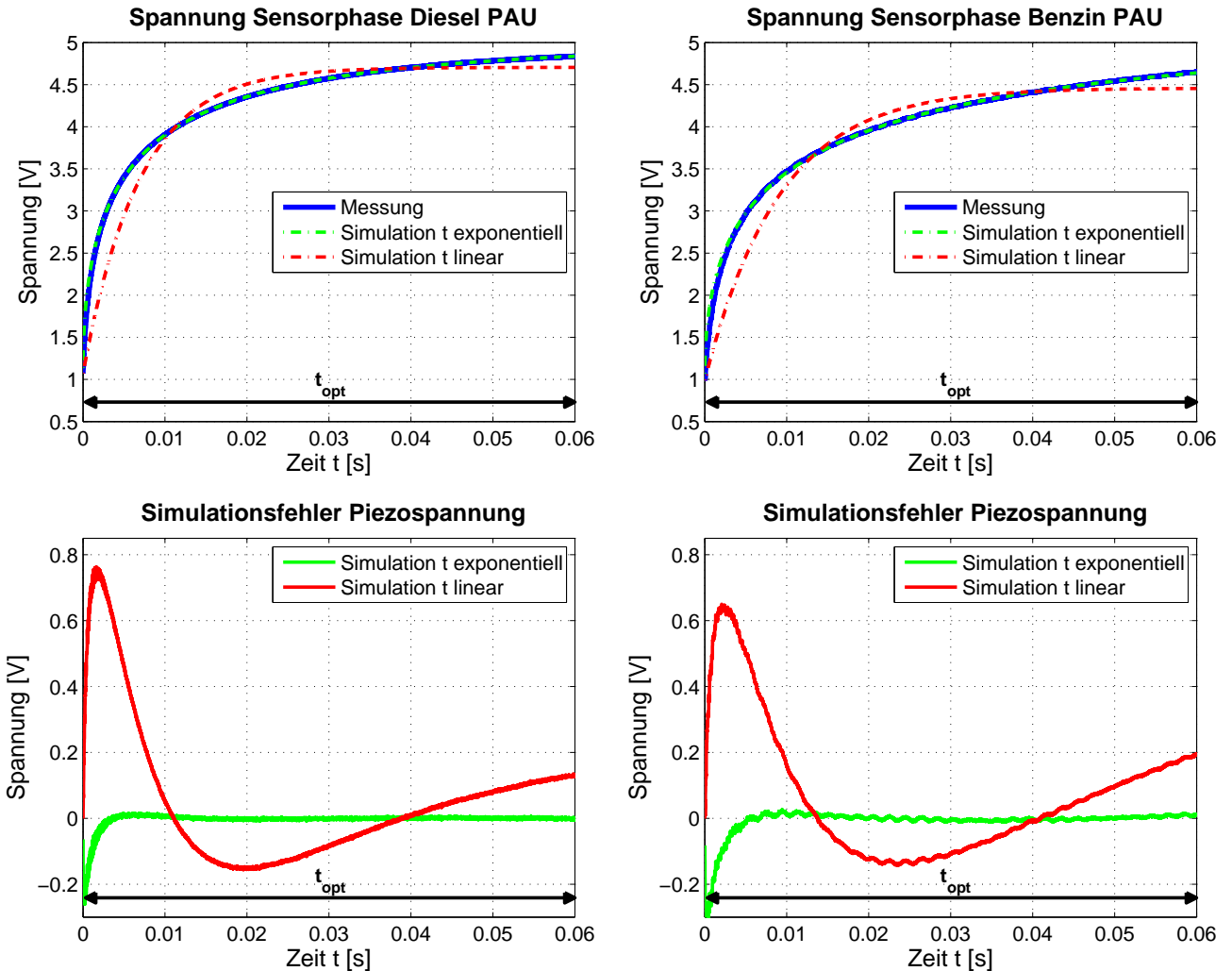


Abbildung 6.18: Adaption des Spannungsanstiegs in der Sensorphase von Diesel- (links) und Benzin-PAU (rechts): Simulationsergebnisse einer Funktion mit exponentiellem (grün) und linearem Zeitvektor (rot, siehe oben) sowie deren Abweichungen zur Messung (siehe unten) mit den Messrandbedingungen:  $t_I = 0,5 \text{ ms}$ ,  $S2SP = 2,0 \text{ ms}$  und  $I_{C_{max}} = 12,0 \text{ A}$

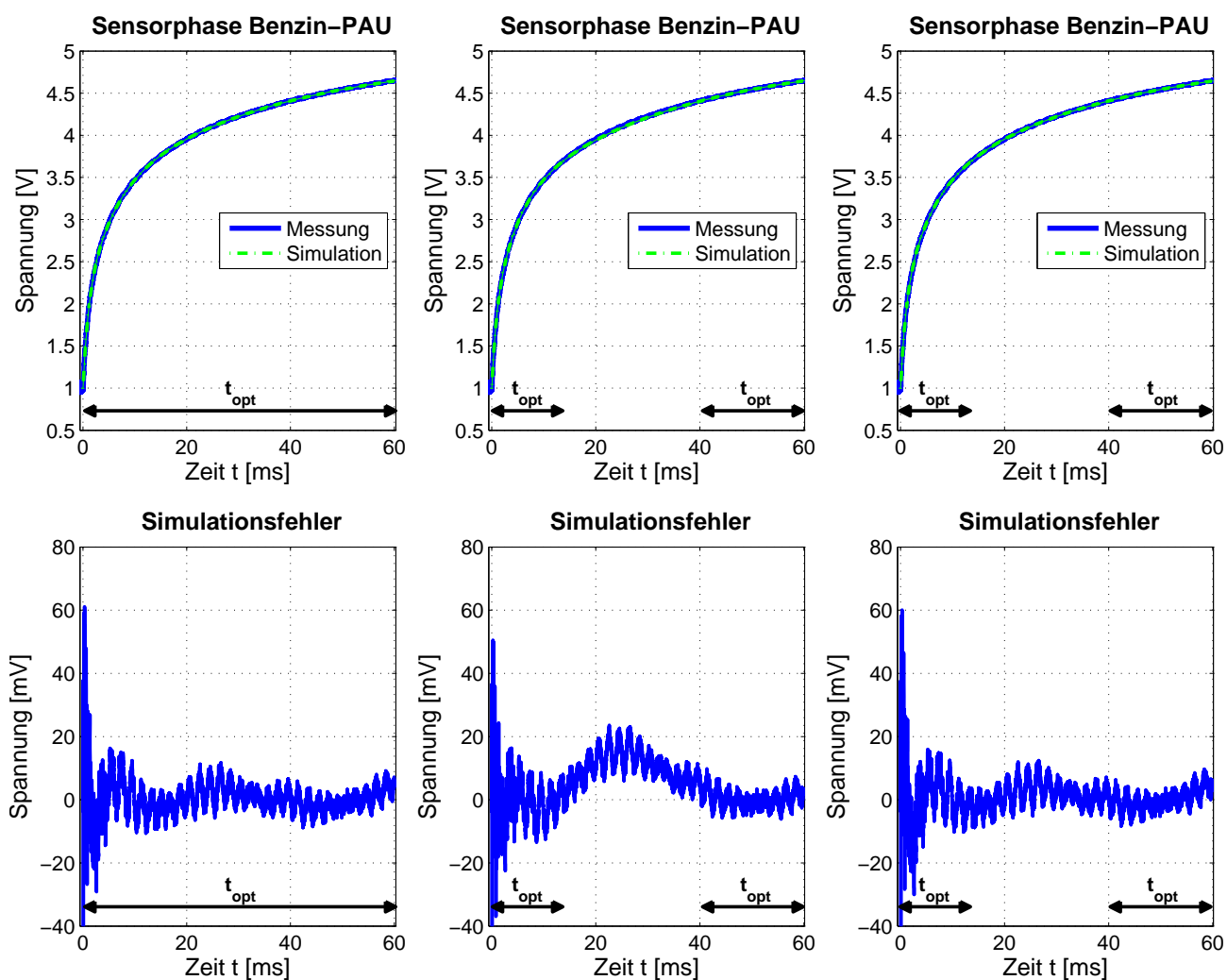


Abbildung 6.19: Adaption des Spannungsanstiegs in der Sensorphase während des Zeitraums  $t_{opt}$  (Benzin-PAU): Links und Mitte werden alle Parameter adaptiert, rechts werden die Zeitkonstanten  $T$  festgehalten und nur die Spannungswerte  $U_{max}$  adaptiert; Messrandbedingungen stets  $t_I = 0,5$  ms,  $S2SP = 2,0$  ms,  $I_{C_{max}} = 12,0$  A und  $n_{Mot} = 1750$   $\text{min}^{-1}$

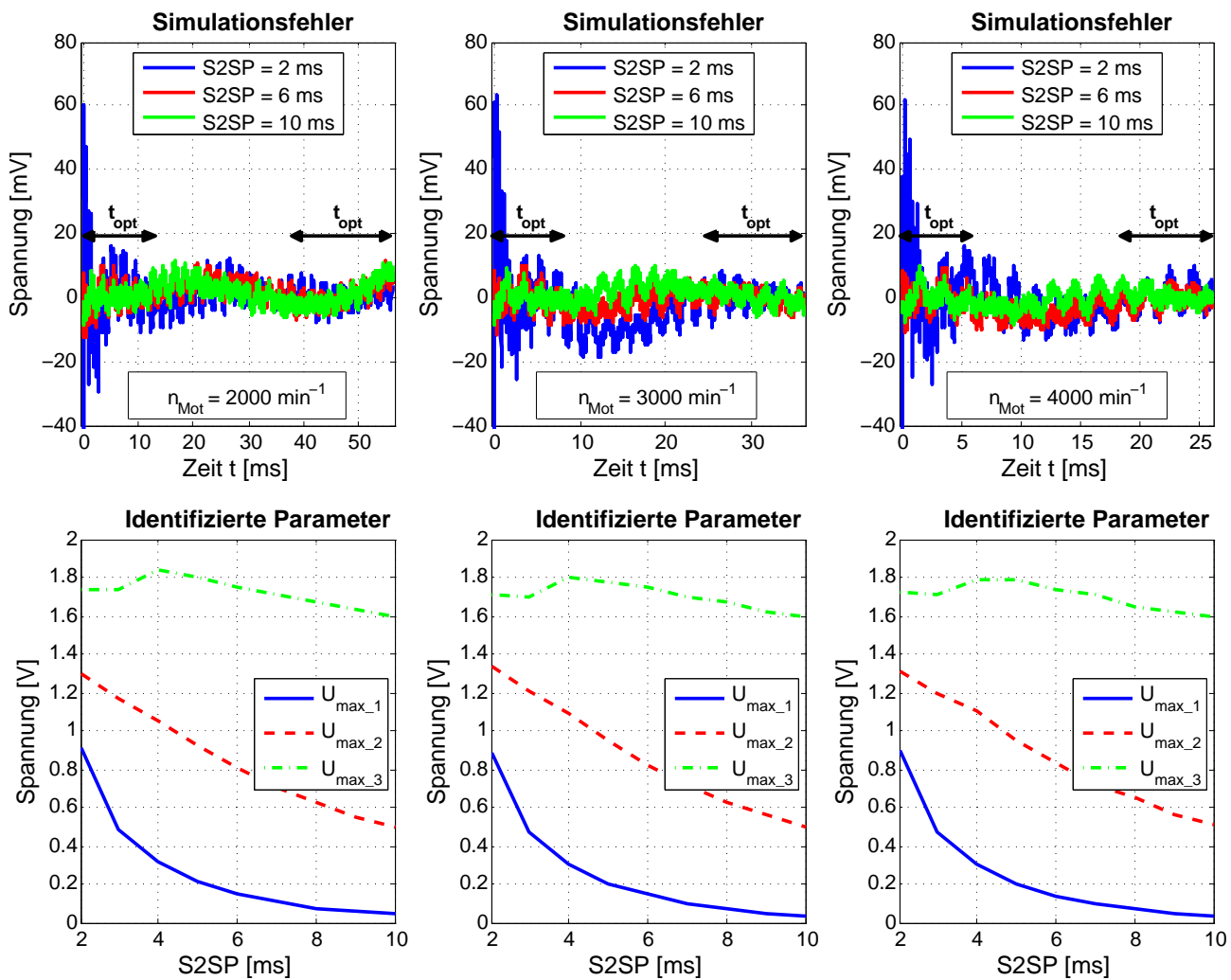


Abbildung 6.20: Adaption des Spannungsanstiegs in der Sensorphase (Benzin-PAU): Zusammengefasster Simulationsfehler (oben) für verschiedene S2SP mit den jeweiligen Identifikationsergebnissen (unten) für  $U_{max,1}$ ,  $U_{max,2}$  und  $U_{max,3}$  bei verschiedenen Motordrehzahlen  $n_{Mot}$  ( $t_I = 0,5$  ms und  $I_{C_{max}} = 12$  A)

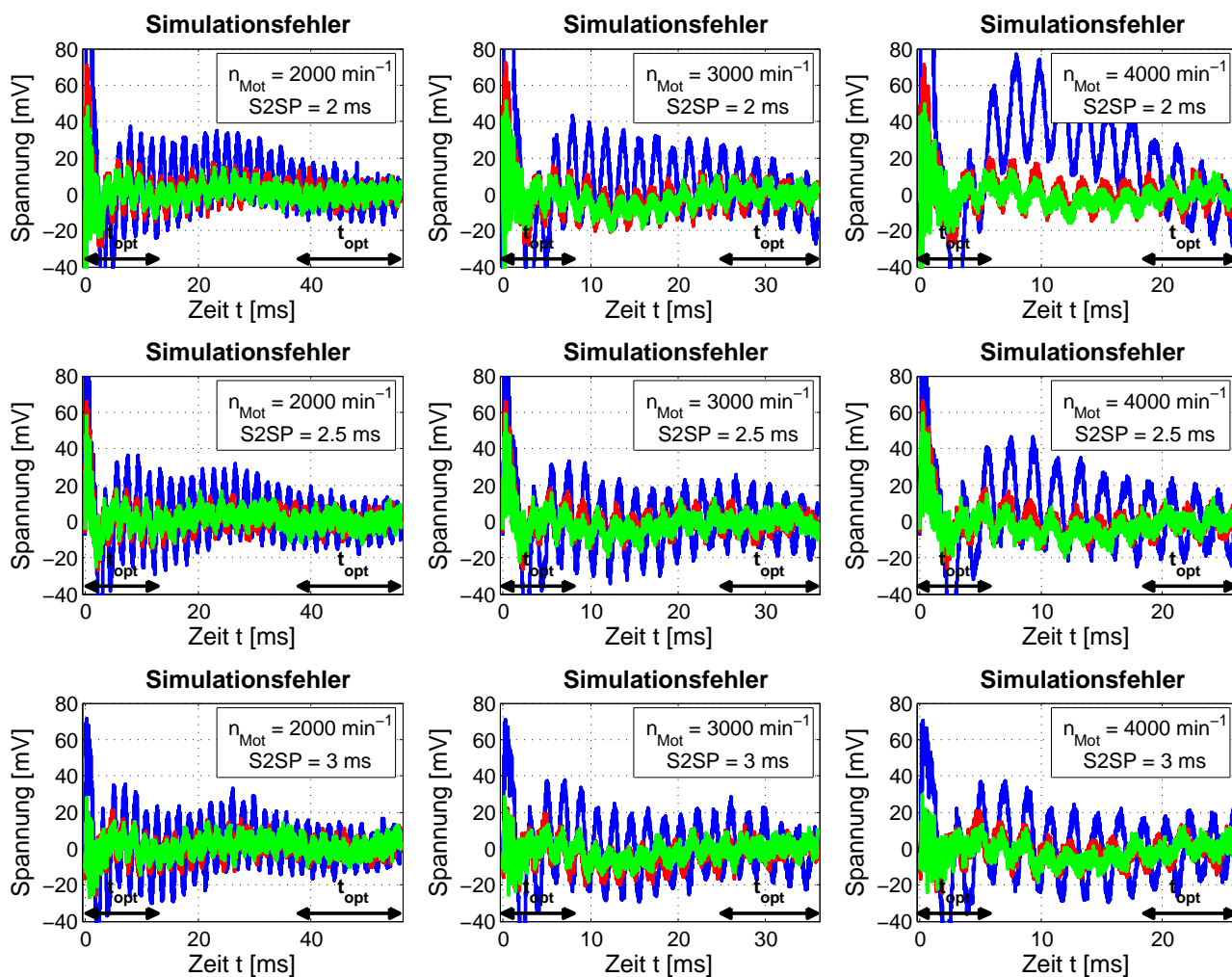


Abbildung 6.21: Adaption des Spannungsanstiegs in der Sensorphase (Benzin-PAU): Simulationsfehler bei Variation des S2SP und der Drehzahl  $n_{Mot}$  für  $t_I = 1$  ms und verschiedene  $I_{C_{max}}$  (12 A (blau), 9 A (rot) und 6 A (grün))

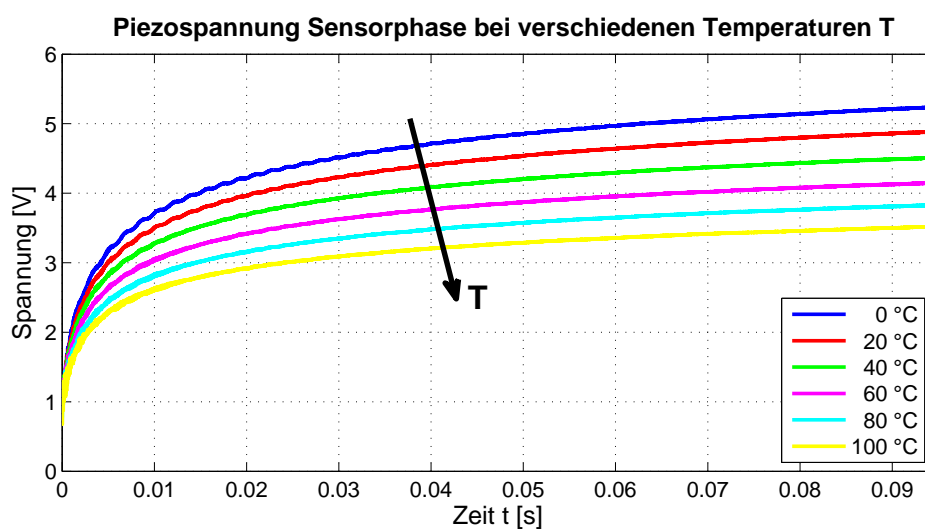


Abbildung 6.22: Piezospannung der Benzin-PAU in der Sensorphase bei ansteigender Temperatur (entlang des schwarzen Pfeils) von 0 °C bis 100 °C ( $t_I = 0,5$  ms,  $I_{C_{max}} = 12$  A und S2SP = 2,0 ms)

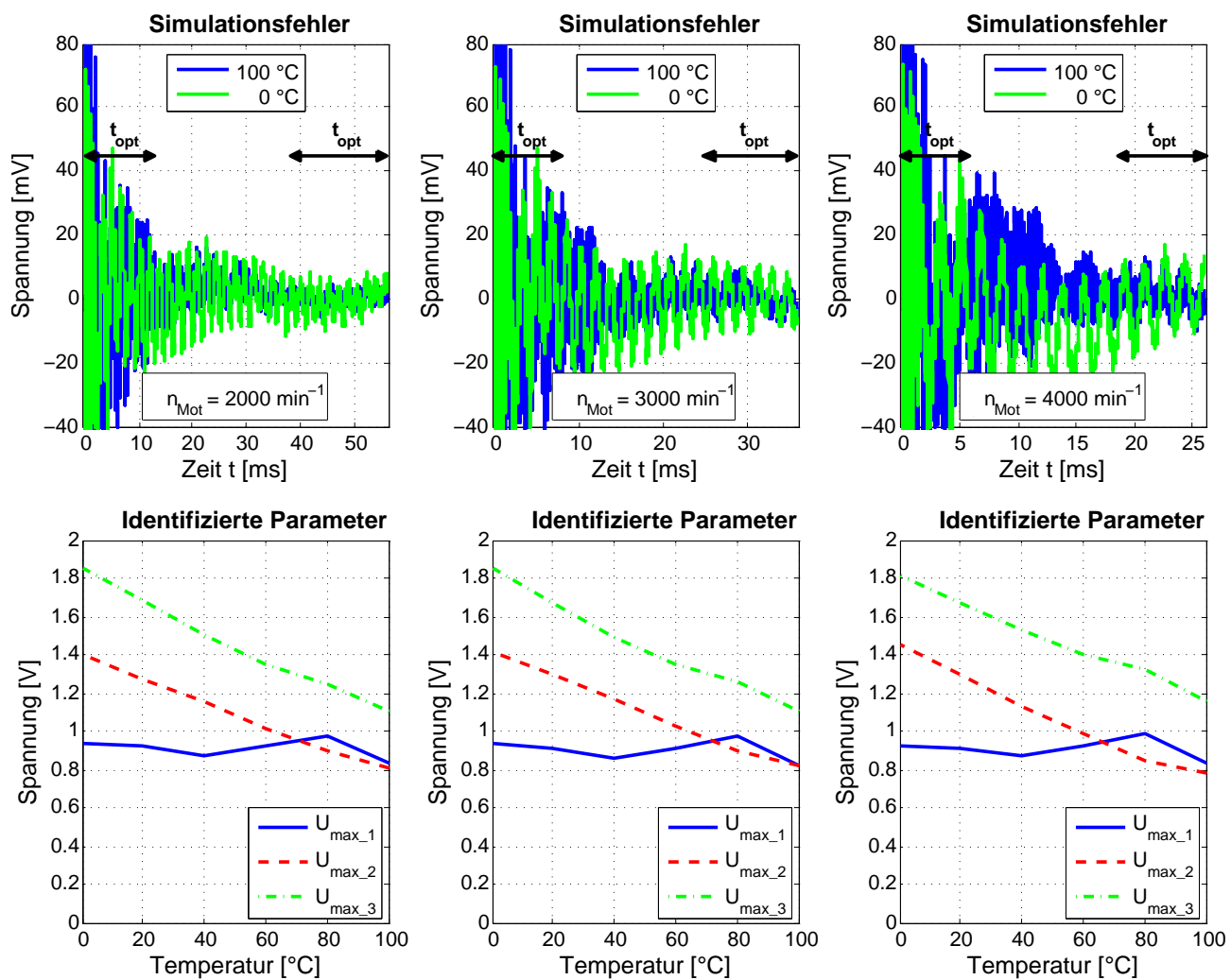


Abbildung 6.23: Adaption des Spannungsanstiegs in der Sensorphase für verschiedene Temperaturen (Benzin-PAU): Simulationsfehler (oben) mit den jeweiligen Identifikationsergebnissen (unten) für  $U_{max,1}$ ,  $U_{max,2}$  und  $U_{max,3}$  bei verschiedenen Motordrehzahlen  $n_{Mot}$  ( $t_I = 0,5 \text{ ms}$  und  $I_{C_{max}} = 12 \text{ A}$ )





# 7 Systemtheoretischer Ansatz zur Rekonstruktion der Verbrennungssignale

In diesem Kapitel wird ein systemtheoretischer Ansatz vorgestellt, mit dem die Rekonstruktion von Verbrennungssignalen ermöglicht wird. Dazu werden die Ergebnisse zur Modellbildung, zur Parametererfassung sowie zu den Störungen und Nichtidealitäten aus den Kapiteln 4, 5 und 6 aufgegriffen und deren gegenseitige Auswirkungen im Hinblick auf die Sensorik des Injektors beurteilt. Außerdem wird auf weitere Einflussmöglichkeiten hinsichtlich Qualität und Rechenzeit des Rekonstruktionsansatzes eingegangen.

## 7.1 Gesamtkonzept zur Zylinderdruckmessung

Wie in Kapitel 5 beschrieben, soll der Zylinderdruck mithilfe der am Piezo gemessenen elektrischen Signale rekonstruiert werden. Dazu wird das in Kapitel 5.2 hergeleitete Übertragungsverhalten  $K_{p \rightarrow u_a}$  vom Systemeingang Verbrennungsdruck zum Systemausgang Piezospaltung aus Gleichung (5.8) verwendet. Wie in Kapitel 5.4 angesprochen, ist der in dieser Übertragungsfunktion enthaltene elektromechanische Kopplungsparameter  $N_u$  zeitveränderlich und muss daher identifiziert werden. Dies ist nur während der Einspritzung in der sogenannten Aktorphase möglich (siehe Kapitel 5.4). Da beim Umschalten auf die Sensorphase Störungen auftreten (wie in Kapitel 6 erläutert), werden diese in einem Störmodell beschrieben. Der Gesamtansatz zur Rekonstruktion des Drucksignals ist in Abbildung 7.1 zu sehen. Um bestimmte Einflussfaktoren wie z.B. Temperatur oder Ansteuerungen des Injektors zu kompensieren, werden die Parameter des Störmodells, wie in Kapitel 6 gezeigt, adaptiert. Das Störmodell wird unter anderem mit den Zuständen des Systemmodells vor der Umschaltung in die Sensorphase initialisiert. Zur Adaption werden Messdaten aus Bereichen der Sensorphase, in denen keine Verbrennung stattfindet, gefittet. Der durch diese Störungen verursachte Spannungsanteil  $u_s(t)$  kann dann mithilfe des Störmodells berechnet und von der gemessenen Aktorspannung  $\hat{u}_a(t)$  abgezogen werden, wodurch idealerweise nur die vom Zylinderdruck resultierende Spannung übrig bleibt. Durch Verwendung des Übertragungsfaktors  $K_{u_a \rightarrow p}$  (Kehrwert von  $K_{p \rightarrow u_a}$ , siehe Gleichung (5.8)) kann aus diesem Spannungssignal der Zylinderdruck  $p(t)$  rekonstruiert werden.

Die Identifikation und Adaption der verschiedenen Parameter bildet die Basis für die Bestimmung des Zylinderdrucks. Eine Übersicht der Adaptionzeitfenster in Bezug auf die gemessene

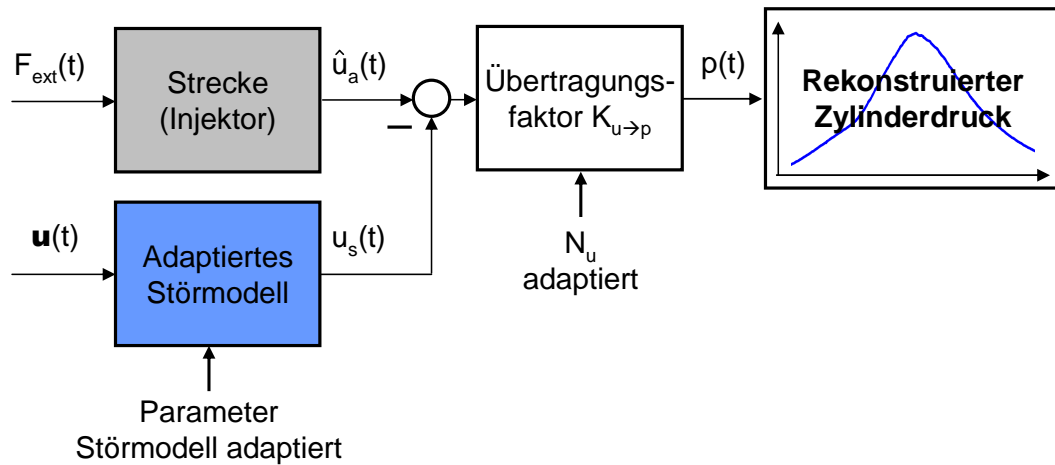


Abbildung 7.1: Übersicht zum Rekonstruktionsablauf des Zylinderdrucks  $p(t)$

Aktorspannung  $\hat{u}_a(t)$  und dem Zylinderdruck  $p(t)$  ist in Abbildung 7.2 gegeben. Die Differenz der beiden Spannungsverläufe (ohne und mit Drucksignal) entspricht der Zylinderdruckinformation.

Um den durch die Störungen hervorgerufenen Spannungsverlauf simulieren zu können, muss erst der Parameter  $N_u$  identifiziert sein, da dieser für die Kopplung der Druckschwingung (Joukowsky-Stoß) an die Piezospaltung benötigt wird. Dies geschieht während der Einspritzphase. Im folgenden Abschnitt wird besprochen, wie die restlichen Parameter des Störmodells adaptiert werden können.

### 7.1.1 Analyse der Sensorphase für die Identifikation

Für die Analyse erfolgt eine Unterscheidung zwischen den Simulations- und Identifikationsbereichen:

- Simulationsbereich für das Störmodell: umfasst den ganzen Zeitraum, in dem die Störung betrachtet wird
- Identifikationsbereich für das Störmodell: In diesem Bereich können die Störungen gemessen und mit dem Modellverhalten  $u_s(t)$  verglichen werden. Die Voraussetzung hierfür ist, dass in diesem Bereich die Systemeingänge (Strom  $i_a(t)$  und  $p(t)$ ), wie in Kapitel 6.2.2 beschrieben, Null sind. Der Identifikationsbereich kann auch aus mehreren Teilbereichen bestehen.

Somit muss der Simulationsbeginn der Druckschwingung mit dem Ende der Einspritzung erfolgen, da hier der Joukowsky-Stoß entsteht (siehe Kapitel 6.1). Die Parameteridentifikation beginnt jedoch erst mit dem Umschalten auf die Sensorphase ( $t_{S2SP}$ ), da zuvor die Spannung durch die Protectionsschaltung (strom geregelter Widerstand) entladen wird und dadurch die Kopplung dieser Druckschwingung mit der Piezospaltung als Ausgangsgröße inaktiv ist (vgl.

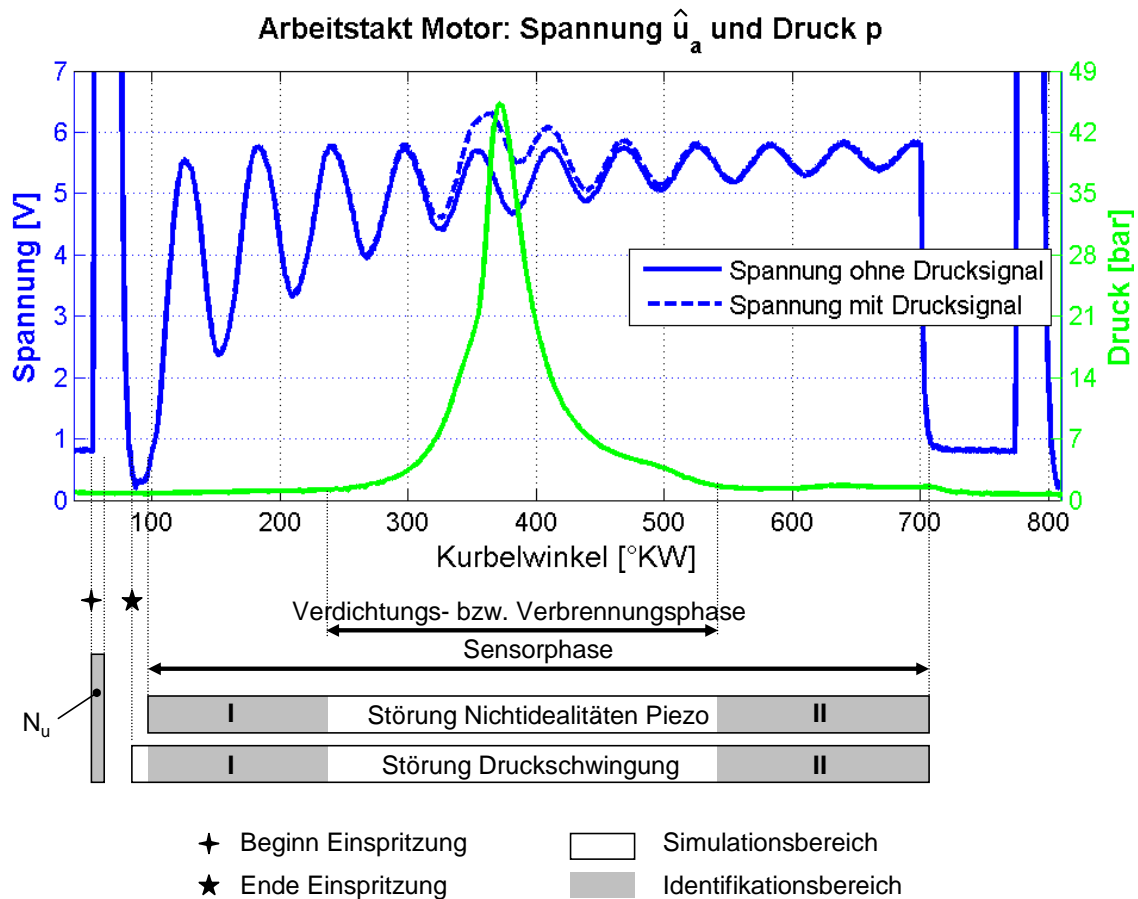


Abbildung 7.2: Übersicht der Klemmenspannung  $\hat{u}_a(t)$  und des Zylinderdrucks  $p(t)$  für einen Arbeitstakt im Motor mit den jeweiligen Simulations- und Identifikationsbereichen für die Rekonstruktion des Zylinderdrucks (Vergrößerung des Spannungsbereichs von 0 bis 7 V)

Kapitel 5.3). Infolgedessen beginnt bei  $t = t_{S2SP}$  die Simulation der Störung durch die Nichtidealitäten des Piezos (siehe Kapitel 6.2) sowie die Parameteridentifikation für beide Störungen. Der Identifikationsbereich endet mit einsetzendem Druck durch die Verdichtung des Zylinderolumens, da ansonsten nicht zwischen dem Einfluss der Störung und des unbekanntem Druckeingangs unterschieden werden könnte. Als weiteren Identifikationsbereich kann das Zeitfenster zwischen Verbrennungs- und Sensorphasenende genutzt werden.

Da die Identifikationsintervalle sowohl von zeit- als auch kurbelwinkelabhängigen Größen begrenzt werden, sollen diese im Folgenden einheitlich als Zeitdauer in Abhängigkeit von der Motordrehzahl  $n_{Mot}$  angegeben werden. Dabei werden folgende Vereinfachungen getroffen:

- Der Einspritzbeginn erfolgt konstant bei  $54^\circ\text{KW}$ . Die Einspritzdauer beträgt unabhängig von der Motordrehzahl 1 ms.
- Die Dauer zwischen Einspritzende und Beginn der Sensorphase bzw. des Identifikationsbereichs I beträgt 1,5 ms.
- Der Beginn des Druckanstiegs liegt bei ca.  $236^\circ\text{KW}$  (Ende Identifikationsbereich I).

- Das Ende des Druckanstiegs liegt bei ca. 538 °KW (Beginn Identifikationsbereich II).
- Die Zeitdauer zwischen Ende der Sensorphase bzw. des Identifikationsbereichs II und Beginn der nächsten Einspritzung beträgt 2 ms.

Somit berechnet sich die drehzahlabhängige maximale Zeitdauer für den Identifikationsbereich I ( $t_{ident.1}$ ) und II ( $t_{ident.2}$ ) mithilfe von Gleichung (A.51) wie folgt:

$$\begin{aligned}
 t_{ident.1} &= \frac{(236 \text{ °KW} - 54 \text{ °KW}) 60 \frac{\text{s}}{\text{min}}}{360 \text{ °KW } n_{mot}} - 2,5 \text{ ms} , \\
 t_{ident.2} &= \frac{(720 \text{ °KW} + 54 \text{ °KW} - 538 \text{ °KW}) 60 \frac{\text{s}}{\text{min}}}{360 \text{ °KW } n_{mot}} - 1,5 \text{ ms} .
 \end{aligned}
 \tag{7.1}$$

Eine Übersicht dieser Zeiten  $t_{ident.1}$  und  $t_{ident.2}$  bei unterschiedlichen Motordrehzahlen  $n_{Mot}$  ist in Tabelle 7.1 gegeben.

Tabelle 7.1: Übersicht der Zeitdauer für die beiden Identifikationsbereiche

Motordrehzahl [ $min^{-1}$ ]	$t_{ident.1}$ [ms]	$t_{ident.2}$ [ms]
1000	27,8	37,8
2000	12,7	18,2
3000	7,6	11,6
4000	5,1	8,3
5000	3,6	6,4
6000	2,6	5,1

Ein wichtiger Punkt für den Ansatz zur Zylinderdruckmessung ist die optimale Einstellung der existierenden Freiheitsgrade für die Ansteuerung, Messung sowie Simulation und Identifikation. Dies soll im Folgenden genauer erläutert werden.

### 7.1.2 Optimierung des Messvorgangs für die Drucksignalrekonstruktion

Im nächsten Schritt werden Möglichkeiten erläutert, wie die Messrandbedingungen definiert werden können, um die Rekonstruktion des Zylinderdrucksignals zu optimieren.

#### Start der Sensorphase

Der Start der Sensorphase erfolgt zeitversetzt nach dem Ende der Einspritzung. Ein Hauptgrund hierfür sind die Eigenschwingungen des Piezoaktors, die auf dessen Spannungssignal durch die hohe Dynamik beim Schließen entstehen können (siehe z.B. Abbildung 6.14). Damit diese Schwingungen nicht zu Beginn der Sensorphase zu sehen sind, sollten zwischen Einspritzende und Sensorphasenbeginn mindestens 1,5 ms liegen. Mit einem noch späteren Umschaltzeitpunkt werden zwar die Simulationsfehler für den Spannungsanstieg durch die Nichtidealitäten des

Piezos verringert (insbesondere für den Anfangsgradienten, vgl. Kapitel 6.2.2), jedoch muss der Zeitbereich noch zur Identifikation der Druckschwingung ausreichen.

### Ende der Sensorphase

Um den zweiten Identifikationsbereich nach der Verbrennung zu maximieren, sollte das Ende der Sensorphase so spät wie möglich gesetzt werden. Allerdings muss ein minimales Zeitfenster zwischen Sensorphase und nächster Einspritzung eingehalten werden, so dass der Piezo über die Protectionsschaltung entladen werden kann. Diese Zeitdauer sollte nach den Erfahrungswerten aus den Messversuchen mindestens 2 ms betragen.

### Grenzen der Identifikationsbereiche

Wie bereits zuvor erläutert, muss der Identifikationsbereich aufgrund der Verdichtungs- und Verbrennungsphase in I und II aufgeteilt werden (siehe Abbildung 7.2). Sowohl der Beginn von Bereich I als auch das Ende von Bereich II sind durch die Sensorphase bereits festgelegt. Die beiden anderen Abgrenzungen zur Verdichtungs- bzw. Verbrennungsphase sind jedoch nicht eindeutig, da der Druck im Zylinder auch während des ersten und vierten Arbeitstakts aufgrund der Ladungswechsel nicht konstant bei 1 bar liegt (siehe Kapitel 2.1). Vor der Verdichtung liegt leichter Unterdruck an (ca. 0,7 bar), so dass das Luft-Kraftstoffgemisch in den Zylinder gezogen wird. Beim Ladungswechsel nach der Verbrennung liegt etwas Überdruck an (ca. 1,5 bar), damit das verbrannte Gas aus dem Zylinder entweicht. Die Spannungen, die in diesen Bereichen durch die Druckabweichungen entstehen, werden jedoch aufgrund der geringen Werte vernachlässigt, da ansonsten kein Zeitfenster für die Parameteridentifikation vorhanden wäre. Alternativ könnte der Druckverlauf aufgrund der Ladungswechsel modelliert und als bekannt vorausgesetzt werden. Gleiches gilt für die Verdichtungsphase bis zur Zündung, die sehr konstant verläuft und unabhängig von den darauffolgenden Schwankungen des Verbrennungsdrucks ist (siehe Abbildung 2.4 und 2.6). Diese Möglichkeit wird jedoch vorerst nicht genutzt, da dadurch auch der Rechenaufwand erhöht würde.

### Abtastung der Messsignale

Wie in [5] bereits erwähnt, müssen für die Identifikation des Parameters  $N_u$  die dazu notwendigen Ein- und Ausgangssignale (Strom  $i_a(t)$  und Spannung  $u_a(t)$  des Aktors) abgetastet werden. Dazu werden beide Signalverläufe mit der identischen Abtast-Haltezeit synchron diskretisiert, um gegenseitige Phasenverschiebungen zu vermeiden. Für die Adaption der Störungen in der Sensorphase sowie für die Rekonstruktion des Zylinderdrucks muss zusätzlich das Signal des im Fahrzeug vorhandenen Kurbelwinkelsensors entsprechend abgetastet werden. Bei der Frequenz der Abtastung muss das Abtasttheorem von Shannon berücksichtigt werden, das auch als Nyquist-Theorem bezeichnet wird. Dieses schreibt vor, dass die Abtastfrequenz mehr als doppelt so groß wie die höchste relevante Frequenz des kontinuierlichen Signals sein muss, um das Signal fehlerfrei zu rekonstruieren und einen Aliasing-Effekt zu verhindern [53], [60]. Hierbei ist während der Sensorphase vor allem entscheidend, ob auch das Klopfen mit dessen typischer Frequenz von ca. 10 kHz detektiert werden soll, da diese Schwingung weit oberhalb der restlichen Frequenzanteile liegt und somit eine höhere Abtastfrequenz erfordert. Außerdem sollte die Abtastfrequenz mindestens so groß sein wie die Auflösung, mit welcher

der rekonstruierte Zylinderdruck später vorliegen soll. Da sich Aktor- und Sensorphase von den Frequenzanteilen stark unterscheiden, ist für die Identifikation der Störungsparameter auch eine Abtastratenkonvertierung möglich, bei der von dem diskretisierten Spannungs- und Kurbelwinkelsignal nur jeder  $i$ -te Messpunkt verwendet wird. Allerdings darf die minimale Anzahl an Messpunkten innerhalb der Identifikationszeitfenster nicht unterschritten werden, um alle zu identifizierenden Parameter bestimmen zu können. Durch diese Abtastratenkonvertierung kann die Rechenzeit deutlich reduziert werden.

### Raillänge

Bei einer Motordrehzahl von  $6000 \text{ min}^{-1}$  ist schon für kurze Raillängen die Identifikation der Druckschwingung schwierig, da die Dauer des ersten Identifikationszeitfensters  $t_{ident.1}$ , in dem die Schwingungsfrequenz gut adaptierbar wäre, kürzer als die Schwingungsdauer ist (vgl. Abbildung 6.9). Aus diesem Grund sollte die Länge des Rail minimiert werden, was sich auch positiv auf die Systemkosten auswirkt.

Die genannten Probleme mit den zu kurzen Identifikationszeitfenstern bei sehr hohen Motordrehzahlen treten in der Praxis sehr selten auf, da gewöhnlich schon zuvor auf eine andere Getriebeübersetzung geschaltet wird. Der obere Drehzahlbereich steht außerdem in dieser Arbeit nicht im Vordergrund, da aufgrund des geringen zeitlichen Anteils das Sparpotential durch die Zylinderdruckinformation minimal ist. In diesem Bereich würde stattdessen eine herkömmliche kennfeldbasierte Verbrennungssteuerung verwendet werden.

Des Weiteren werden Maßnahmen zur Reduzierung der Rekonstruktionsdauer des Zylinderdrucks vorerst nicht genutzt, da bei der vorliegenden Arbeit die eigentliche Realisierung der Zylinderdruckmessung mithilfe des Injektors im Mittelpunkt steht. Dasselbe gilt für die Identifikation der Störungsparameter, die nicht in jedem Zyklus erforderlich wäre, da eine Änderung langsam erfolgt (z.B. Änderung der Druckschwingung des Joukowsky-Stoßes durch eine Temperaturänderung des Kraftstoffs). Für eine spätere Motoranwendung muss jedoch auch die Rechenzeit optimiert werden, um eventuell eine Rekonstruktion jedes einzelnen Druckzyklus zu ermöglichen.

Die Auflösung des rekonstruierten Drucksignals hängt in dieser Arbeit von der Auflösung des gemessenen Spannungssignals  $\hat{u}_a(t)$  ab. Diese Diskretisierungsschritte von  $\hat{u}_a(t)$  definieren sich wiederum durch den verwendeten AD-Wandler. Da in dieser Arbeit der vorhandene 12 bit AD-Wandler des Einspritzsystems genutzt wird, um während der Sensorphase einen Spannungsbereich von 0 bis 10 V abzutasten, ist der Diskretisierungsschritt für die Spannung  $\hat{u}_a(t)$  wie folgt:

$$\Delta\hat{u}_a = \frac{10 \text{ V}}{2^{12}} = 2,44 \text{ mV} . \quad (7.2)$$

Dieser Diskretisierungsschritt  $\Delta\hat{u}_a$  ergibt eine Auflösung des rekonstruierten Zylinderdrucksignals in Höhe von ca. 0,1 bar.

## 7.2 Gesamtmodell zur Abbildung des Injektorverhaltens

In diesem Abschnitt wird als Nächstes ein Gesamtmodell aufgestellt, welches den gemessenen Spannungsverlauf am Injektor während der Sensorphase in Abhängigkeit von allen modellierten Störungen beschreibt. Dazu wird, basierend auf den Ergebnissen der Kapitel 6.1.3 und 6.2.2 (siehe Gleichungen (6.25) und (6.26) sowie (6.46)), ein Zustandsraummodell hergeleitet, das alle Störungen enthält. Der Verbrennungsdruck überlagert sich dann nur noch additiv in der Ausgangsgleichung des Modells. Bei (6.46) handelt es sich um die Sprungantwort von drei parallel geschalteten  $PT_1$ -Gliedern. Die Differentialgleichung der  $PT_1$ -Glieder ist nach [54] mit der Zustandssgröße (Spannung  $u_i$ ), der Eingangsgröße (Einheitssprungfunktion bzw. Heavisidesche Sprungfunktion  $\sigma(t)$ ), der Zeitkonstante  $T$  und dem Verstärkungsfaktor  $k_s$  gegeben durch

$$\dot{u}_i(t) = -\frac{1}{T_i}u_i(t) + \frac{U_{max,i}}{T_i}\sigma(t) , \quad (7.3)$$

mit  $U_{max,i}$  und  $T_i$  ( $i = 1, 2, 3$ ) aus (6.46). Zusätzlich soll noch die hydraulische Störung aus Abschnitt 6.1.3 enthalten sein. Da die Simulation mit dem Schließen des Injektors beginnt, wird dieser Zeitpunkt zu  $t = 0$  definiert. Aus diesem Grund erfolgt die Anregung der  $PT_1$ -Glieder, die die Nichtidealitäten des Piezos modellieren, mithilfe des Einheitssprungs (siehe Gleichung 7.3) erst zum Zeitpunkt  $t = t_{S2SP}$ . Die Zustandsgleichung des Störmodells lautet mithilfe der Gleichungen (6.25), (6.26) und (7.3) wie folgt:

$$\begin{pmatrix} \dot{Q}_L(t) \\ \dot{p}_C(t) \\ \dot{u}_1(t) \\ \dot{u}_2(t) \\ \dot{u}_3(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{R_{h1}}{L_h} & -\frac{1}{L_h} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{C_h} & -\frac{1}{C_h R_{h2}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{T_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{T_3} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} Q_L(t) \\ p_C(t) \\ u_1(t) \\ u_2(t) \\ u_3(t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{1}{L_h} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{U_{max,1}}{T_1} \\ 0 & \frac{U_{max,2}}{T_2} \\ 0 & \frac{U_{max,3}}{T_3} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_K(t) \\ \sigma(t - t_{S2SP}) \end{pmatrix} . \quad (7.4)$$

Ausgangsgröße des Störmodells ist die Gesamtspannung  $u_s(t)$ , die während der Sensorphase am Piezo anliegt. Dadurch muss die Ausgangsgleichung der hydraulischen Störung (6.26) erweitert werden, da diese nur die beim Joukowski-Stoß entstehende Druckdifferenz  $\Delta p_C(t)$  ausgibt. Es ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$u_s(t) = \begin{pmatrix} 0 & K_{\Delta p_C \rightarrow u_a} & 1 & 1 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} Q_L(t) \\ p_C(t) \\ u_1(t) \\ u_2(t) \\ u_3(t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -\frac{K_{\Delta p_C \rightarrow u_a} R_{h2}}{R_{h1} + R_{h2}} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_K(t) \\ \sigma(t - t_{S2SP}) \end{pmatrix}. \quad (7.5)$$

Dabei ist  $K_{\Delta p_C \rightarrow u_a}$  ein statischer Umrechnungsfaktor von der beim Joukowsky-Stoß vorliegenden Kraftstoffdruckdifferenz zur resultierenden Piezospannung. Die Dynamik des Injektors kann hierbei vernachlässigt werden, da sich die Anregungsfrequenz der Druckschwingung beim Joukowsky-Stoß ebenso wie die des Zylinderdrucks weit unterhalb der Injektorresonanzfrequenzen befindet (siehe Abschnitt 5.1). Mit diesem Umrechnungsfaktor wird die beim Joukowsky-Stoß resultierende Spannung zur Spannung infolge der Piezo-Nichtidealität addiert. Das eigentliche Zylinderdrucksignal bei der Verbrennung tritt additiv mit dem Umrechnungsfaktor  $K_{p \rightarrow u_a}$  (siehe Gleichung (5.8)) auf.

Wie oben erwähnt, beginnt die Simulation nach dem Schließen des Injektors. Da der Spannungsausgang dieses Modells  $u_s(t)$  den Einfluss des stromgeregelten Widerstands in der Endstufe des Injektors (vgl. Kapitel 6.2.1) nicht berücksichtigt, ist dieser erst ab dem Umschaltzeitpunkt zur Sensorphase gültig. Bis zum Umschalten auf die Sensorphase wird der Piezo durch diesen stromgeregelten Widerstand entladen, wodurch die zum Umschaltzeitpunkt am Piezo wirkenden Kräfte kein Spannungssignal bewirken und somit nur die Durchlassspannung einer in der Endstufe enthaltenen Diodenschaltung vorliegt (vgl. Kapitel 6.2.1). Um zu vermeiden, dass zu diesem Umschaltzeitpunkt die Spannung des Modells  $u_s(t)$  aufgrund der durch den Joukowsky-Stoß vorliegenden Druckdifferenz sprunghaft ansteigt, wird der berechnete Spannungswert  $u_s(t)$  zum Zeitpunkt  $t = t_{S2SP}$  als Offset abgezogen. Außerdem muss für die Sensorphase noch die zum Zeitpunkt  $t = t_{S2SP}$  von der Diodenschaltung verbliebene gemessene Piezospannung  $\hat{u}_a(t = t_{S2SP})$  als Offset addiert werden, da diese im Modell nicht berücksichtigt wird. Die daraus resultierende Gesamtspannung der Störungen wird als  $\tilde{u}_s(t)$  definiert:

$$\tilde{u}_s(t) = u_s(t) - u_s(t = t_{S2SP}) + \hat{u}_a(t = t_{S2SP}) \quad \text{für } t \geq t_{S2SP}. \quad (7.6)$$

Schließlich muss noch der statische Übertragungsfaktor  $K_{\Delta p_C \rightarrow u_a}$  aus der Ausgangsgleichung (7.5) bestimmt werden. Die Herleitung dazu erfolgt im Anhang A.7. Der Faktor setzt sich wie folgt zusammen:

$$K_{\Delta p_C \rightarrow u_a} = \frac{u_a(t)}{\Delta p_C(t)} = \frac{A_{ws} N_u}{C_0 (k_p + k_n) + N_u^2}. \quad (7.7)$$



Somit ist das Gesamtmodell für die Störungen in der Sensorphase aus Gleichung (7.4) und (7.5) vervollständigt.

## 7.3 Identifikationsstrategien

In diesem Abschnitt soll kurz auf die Identifikationsstrategien eingegangen werden, die für die Adaption der verschiedenen Parameter im Rekonstruktionsansatz des Zylinderdrucks benötigt werden. Wie in Abschnitt 5.4 gezeigt, ist der elektromechanische Kopplungsparameter des Piezos  $N_u$  mithilfe des in [5] vorgestellten Konzepts identifizierbar. Dieser modellbasierte Ansatz, bei dem ein physikalisches Modell zur realen Strecke des Injektors parallel geschaltet wird, kann nach [6] aufgrund der kurzen erforderlichen Rechenzeit für die Zylinderdruckrekonstruktion verwendet werden.

Zusätzlich zum Parameter  $N_u$  müssen außerdem bestimmte Parameter des Störmodells, wie in Kapitel 6 beschrieben, adaptiert werden. In dieser Arbeit werden die Parameter des Störmodells mit einem Least-Squares-Algorithmus<sup>1</sup> adaptiert. Gemäß der Theorie linearer Identifizierbarkeit (siehe [38], [74]) könnten in der Übertragungsfunktion des Störmodells alle Koeffizienten identifiziert werden. Da sich diese jedoch wie in Abschnitt 5.4 (Gleichung (5.34)) aus den verschiedenen Parametern zusammensetzen würden, müsste eine Überprüfung erfolgen, ob theoretisch alle darin enthaltenen Parameter identifizierbar sind. Da die eigentliche Parameteridentifikation nicht der Schwerpunkt dieser Arbeit ist, wird diese Überprüfung nicht verfolgt. Da außerdem in dieser Arbeit vorerst die prinzipielle Validierung der Zylinderdruckrekonstruktion im Vordergrund steht, wird die Optimierung eines Identifikationsverfahrens für die Störparameter hinsichtlich Rechenzeit und Ergebnisgüte nicht fokussiert. An dieser Stelle wird jedoch auf die verschiedenen Verfahren bzw. Veröffentlichungen zum Thema Identifikation verwiesen, z.B. [43], [52].

## 7.4 Ansatz zur Klopfdetektion

Nachdem in Kapitel 7.1 das Gesamtkonzept zur Bestimmung des Zylinderdrucks präsentiert wurde, soll in diesem Abschnitt untersucht werden, ob auch eine klopfende Verbrennung mit dem Injektor detektiert werden kann. Wie in Kapitel 2.1 gezeigt, handelt es sich beim „Klopfen“ um eine unkontrollierte Selbstzündung, die Druckoszillationen im Bereich von 5 – 20 kHz verursacht. Aus diesem Grund wird in PKWs serienmäßig ein sogenannter Klopfsensor verwendet, der dieses Phänomen registriert und eine entsprechende Regelung der Motorparameter ermöglicht. Da jedoch dieser Sensor Kosten verursacht, wird überprüft, ob diese Information auch aus dem Spannungssignal des Piezoaktors gewonnen werden kann.

---

<sup>1</sup>Methode der kleinsten Quadrate

Grundlage hierfür ist die Verwendung eines passiven Hochpassfilters, wodurch alle Schwingungsamplituden mit Ausnahme des Klopfens weggedämpft werden sollen. Dies ist möglich, da die Klopf Frequenz deutlich oberhalb der restlichen Frequenzen<sup>2</sup> liegt. Das Filtern kann prinzipiell während drei Phasen erfolgen:

- Vor der Analog-Digital-Wandlung: Filtern des kontinuierlichen Piezo-Spannungssignals
- Nach der Analog-Digital-Wandlung: Filtern des digitalen Piezo-Spannungssignals
- Nach der Druckrekonstruktion: Filtern des aus dem digitalen Piezo-Spannungssignals ermittelten Drucksignals

Da jedoch durch die verschiedenen Schritte zur Datenaufbereitung der Informationsgehalt verschlechtert wird, sollte für eine optimale Klopferkennung das Filtern vor der Analog-Digital-Wandlung geschehen.

Um diesen Ansatz zur Klopfdetektion zu überprüfen, wird ein typischer Spannungsverlauf in der Sensorphase (Störungen mit Druckverlauf) modelliert. Zusätzlich wird eine abklingende Klopf Schwingung mit einer Frequenz von 10 kHz nachgebildet, die auf den Injektor wirken soll (siehe Abbildung 7.3 oben). Da sich diese Frequenz im Bereich der Injektorresonanzen befindet, muss die Injektordynamik für die Übertragung von Druck (Klopf Schwingung) zu Piezo Spannung mitberücksichtigt werden. Dazu wird das geschlossene Injektormodell mit dem Zylinderdruck als zusätzlichen Systemeingang verwendet (siehe Anhang A.4, Gleichungen (A.46) bis (A.49)). Wird die modellierte Druckschwingung beim Klopfen als Eingang dieses Modells verwendet, erhält man das daraus resultierende Spannungssignal. Dieses wird zum zuvor modellierten Spannungsverlauf (Störungen mit Druckverlauf) addiert (siehe Abbildung 7.3 unten). Die Abtastfrequenz dieses Spannungssignals beträgt 100 kHz.

Für das Filtern der Klopf Schwingung werden Hochpässe (HP) verschiedener Ordnung ( $n = 1, 2, 3$ ) bei gleicher Grenzfrequenz (4 kHz) verwendet. Die Übertragungsfunktionen dieser Filter  $HP_n$  sind definiert durch:

$$\begin{aligned}
 G_{HP_1}(s) &= \frac{s}{s + \frac{1}{RC}}, \\
 G_{HP_2}(s) &= \frac{s^2}{s^2 + \frac{2}{RC}s + \frac{1}{(RC)^2}}, \\
 G_{HP_3}(s) &= \frac{s^3}{s^3 + \frac{3}{RC}s^2 + \frac{3}{(RC)^2}s + \frac{1}{(RC)^3}}.
 \end{aligned} \tag{7.8}$$

Wird das modellierte Spannungssignal aus Abbildung 7.3 (unten) mit diesen Hochpässen gefiltert, werden die niederfrequenten Spannungsanteile mit steigender Filterordnung stärker weggedämpft. Wie bei den Ergebnissen in Abbildung 7.4 zu sehen, wird für das Detektieren der

<sup>2</sup>Druckschwingung des Joukowsky-Stoßes, Verbrennungsdruck, Spannungsanstieg durch Piezo-Nichtidealität

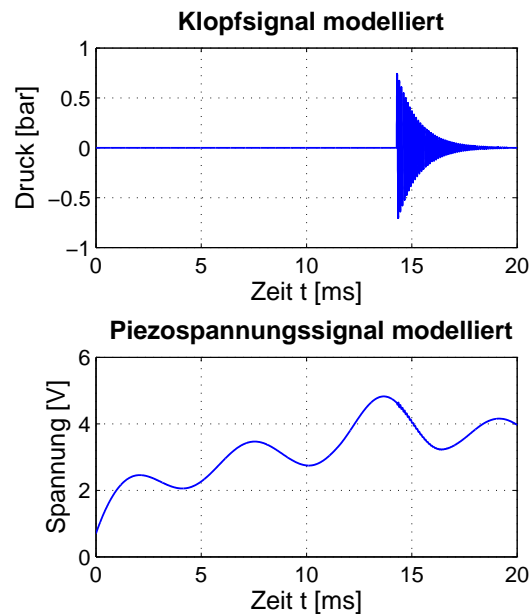


Abbildung 7.3: Modellierte Signalverläufe für Klopfdetektion: Klopferschwingung (oben) und gesamtes Spannungssignal (Störungen, Zylinderdrucksignal und Klopferschwingung) während der Sensorphase

Klopferschwingung mindestens ein Hochpass zweiter Ordnung benötigt, damit nur das Spannungssignal infolge der Klopferschwingung übrig bleibt. Ansonsten wäre der Einfluss der restlichen Schwingungen im System zu hoch. Da das Filtern zu Beginn der Signalverläufe immer einen typischen Fehler verursacht, wird das gefilterte Spannungssignal nur während der Verdichtungs- bzw. Verbrennungsphase ausgewertet.

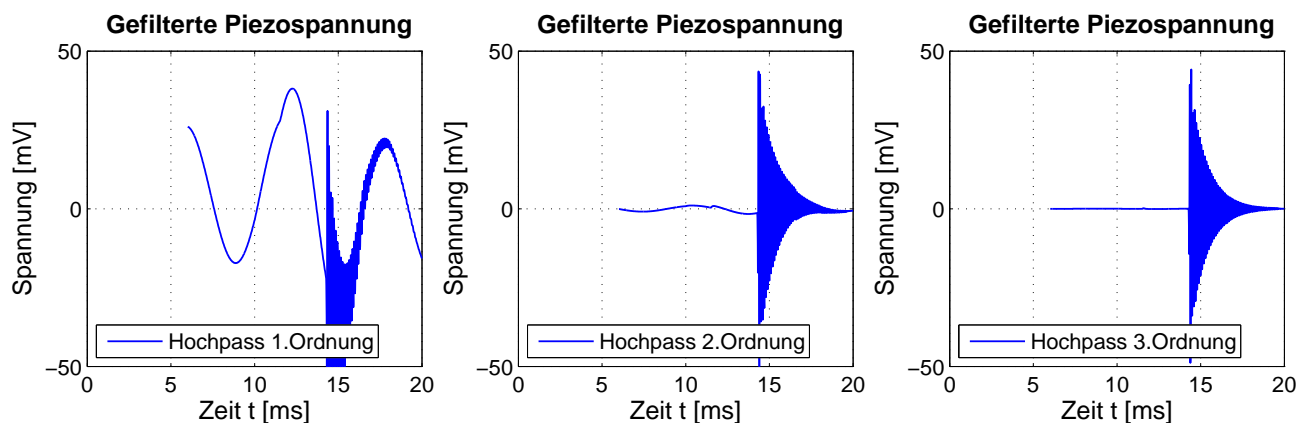


Abbildung 7.4: Klopfdetektion mit verschiedenen Hochpassfiltern)

Im Gegensatz zu den zuvor modellierten idealen Spannungssignalen tritt bei Spannungsmessungen jedoch immer auch ein Messrauschen auf. Infolgedessen wird der Ansatz zur Klopfdetektion auch unter dieser Randbedingung analysiert. Dazu wird zum zuvor modellierten Spannungssignal (Abbildung 7.3 unten) ein Rauschsignal mit einer maximalen Spannungsamplitude von ca.  $\pm 40$  mV addiert. Diese Größenordnung ist auch bei den im nächsten Kapitel folgenden Mo-

tormessungen zu sehen.

Dieses verrauschte Spannungssignal wird wie zuvor mit den drei Hochpässen gefiltert. Die resultierenden Ergebnisse sind in Abbildung 7.5 oben dargestellt. Wie darin zu erkennen ist, kann das Rauschen mit den Hochpassfiltern nicht unterdrückt werden, da dessen Frequenzanteile oberhalb der verwendeten Grenzfrequenz liegen. Um auch das Rauschen wegdämpfen zu können, werden Bandpassfilter anstelle der Hochpassfilter verwendet. Deren Grenzfrequenz wird auf 10 kHz (mit einer Amplitude von ca. 0 dB) gelegt, so dass beim Filtern die Klopferschwingung nicht beeinflusst wird. Wie schon zuvor bei den Hochpässen wird auch bei den Bandpässen die Ordnung geändert ( $n = 1, 2, 3$ ). Die Filterergebnisse mit den Bandpässen sind in Abbildung 7.5 unten zu sehen.

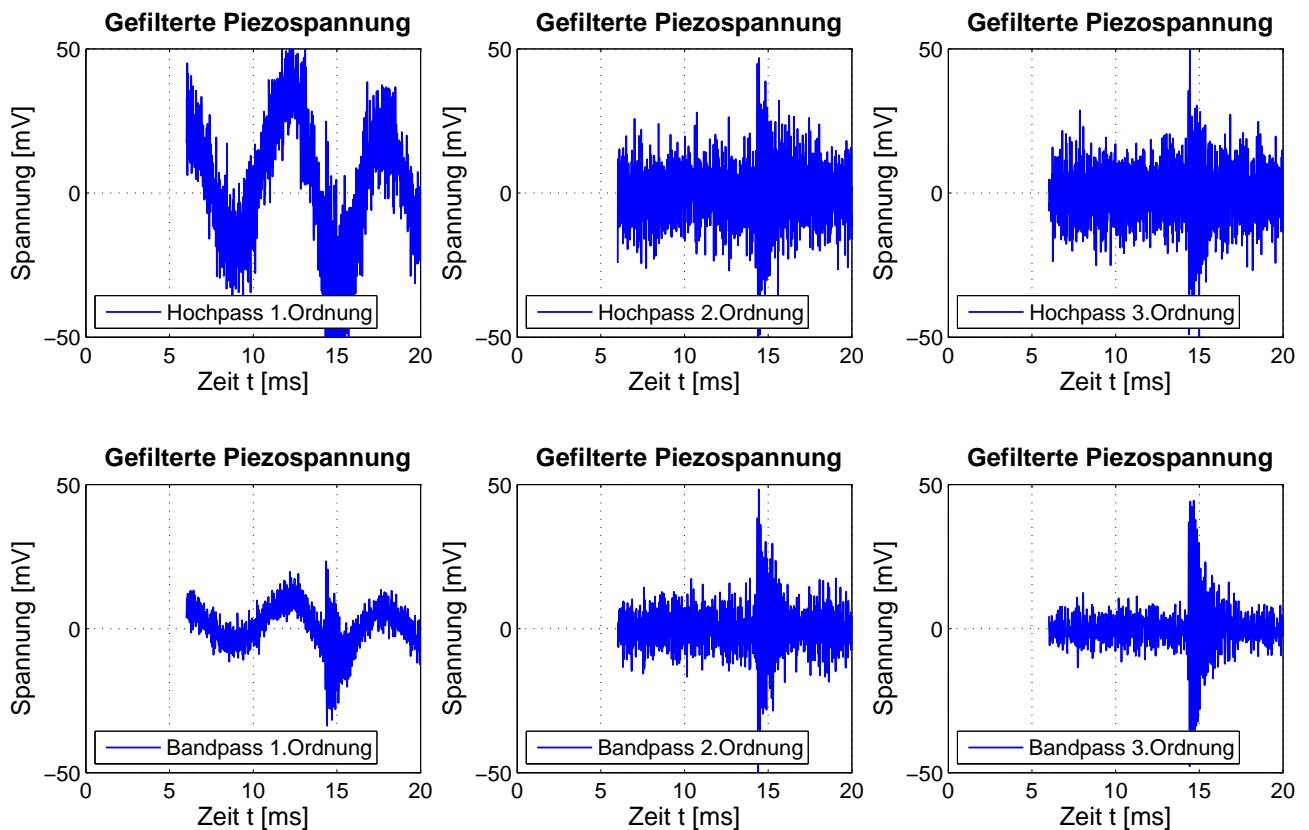


Abbildung 7.5: Klopfdetektion bei Spannungssignal mit Rauschen: Ergebnisse bei Variation der Filter)

Durch die Verwendung der Bandpassfilter kann das Rauschen etwas unterdrückt werden, wobei hierzu mindestens die dritte Ordnung benötigt wird. Trotz des restlichen Rauschsignals und der geringen Druckamplitude des Klopfens von ca. 0,7 bar ist die Klopferschwingung hier deutlich zu erkennen.

Mit diesem Ansatz kann somit eine Klopfdetektion erfolgen und für eine Motorregelung verwendet werden. Dazu sollte das Filter noch hinsichtlich Rechenzeit und Qualität optimiert werden, was in dieser Arbeit jedoch nicht verfolgt wird.

Eine allgemeine Voraussetzung für diese Filterstrategie ist außerdem, dass, wie zuvor in Kapitel 7.1 beschrieben, ein Aliasing-Effekt vermieden wird.

# 8 Experimentelle Erprobung

In diesem Kapitel werden die Strategien zur Störungskompensation und Druckrekonstruktion aus den vorhergehenden Kapiteln mithilfe experimenteller Erprobungen überprüft. Dazu wird sowohl ein Einspritz- als auch ein Einzylindermotor-Prüfstand verwendet.

## 8.1 Versuche am Einspritzprüfstand

Im ersten Schritt werden Versuche am Einspritzprüfstand durchgeführt, bei denen der Injektor im kombinierten Aktor-Sensor-Betrieb verwendet wird (vgl. Versuche Joukowsky-Stoß aus Kapitel 6.1.2). Der Vorteil dieser Versuche ist, dass der Kraftstoff zwar in den Zylinder eingespritzt wird, jedoch keine Verbrennung stattfindet. Aus diesem Grund liegt an der Nadelgruppe des Injektors keine Kraft an, wodurch während der Sensorphase nur die Störungen mithilfe der Piezospaltung gemessen werden (siehe Kapitel 6). Somit kann mit diesen Versuchen die Strategie der Störungskompensation aus Kapitel 7.1 sowie die Qualität der Modelle aus Kapitel 7.2 überprüft werden. Eine detaillierte Beschreibung des Versuchsaufbaus ist im Anhang A.5 zu finden.

Die Randbedingungen dieses Versuchs sind: Einspritzzeit  $t_I = 1,0$  ms, Umschaltzeitpunkt zur Sensorphase  $S2SP = 2,5$  ms und maximaler Eingangsstrom  $I_{C_{max}} = 12$  A. Zusätzlich wird eine Variation der Motordrehzahl  $n_{Mot}$  simuliert, indem die Zeitfenster zur Parameteridentifikation geändert werden (vgl. Abschnitt 6.2.2). Das Ergebnis dieser Messungen mit den dazugehörigen Simulationsergebnissen ist in Abbildung 8.1 dargestellt.

Wie in Abbildung 8.1 zu sehen, hat das verwendete Modell Unzulänglichkeiten in der Dämpfungscharakteristik der Druckschwingungen. Dies macht sich insbesondere direkt nach dem Umschalten auf die Sensorphase bemerkbar, wo die Amplitude der simulierten Schwingung zu gering ist. Ab der vierten Schwingung (siehe  $n_{Mot} = 1500$  min<sup>-1</sup>) bei  $t \geq 3T$  übersteigt die Schwingungsamplitude der Simulation die der Messung. Gegen Simulationseende ist die Dämpfung im Modell wieder zu hoch, da die gemessene Amplitude größer als die berechnete ist. Somit müsste die lineare Dämpfungseigenschaft im Modell durch nichtlineare Ansätze erweitert werden, um den tatsächlichen Verlauf wiedergeben zu können. Um den Rechenaufwand für die Rekonstruktion des Zylinderdrucks möglichst gering zu halten, wird eine solche Dämpfungserweiterung in dieser Arbeit nicht weiterverfolgt. Außerdem ist der damit verbundene Simulationsfehler während des theoretischen Verbrennungszeitfensters mit unter 50 mV vertretbar.

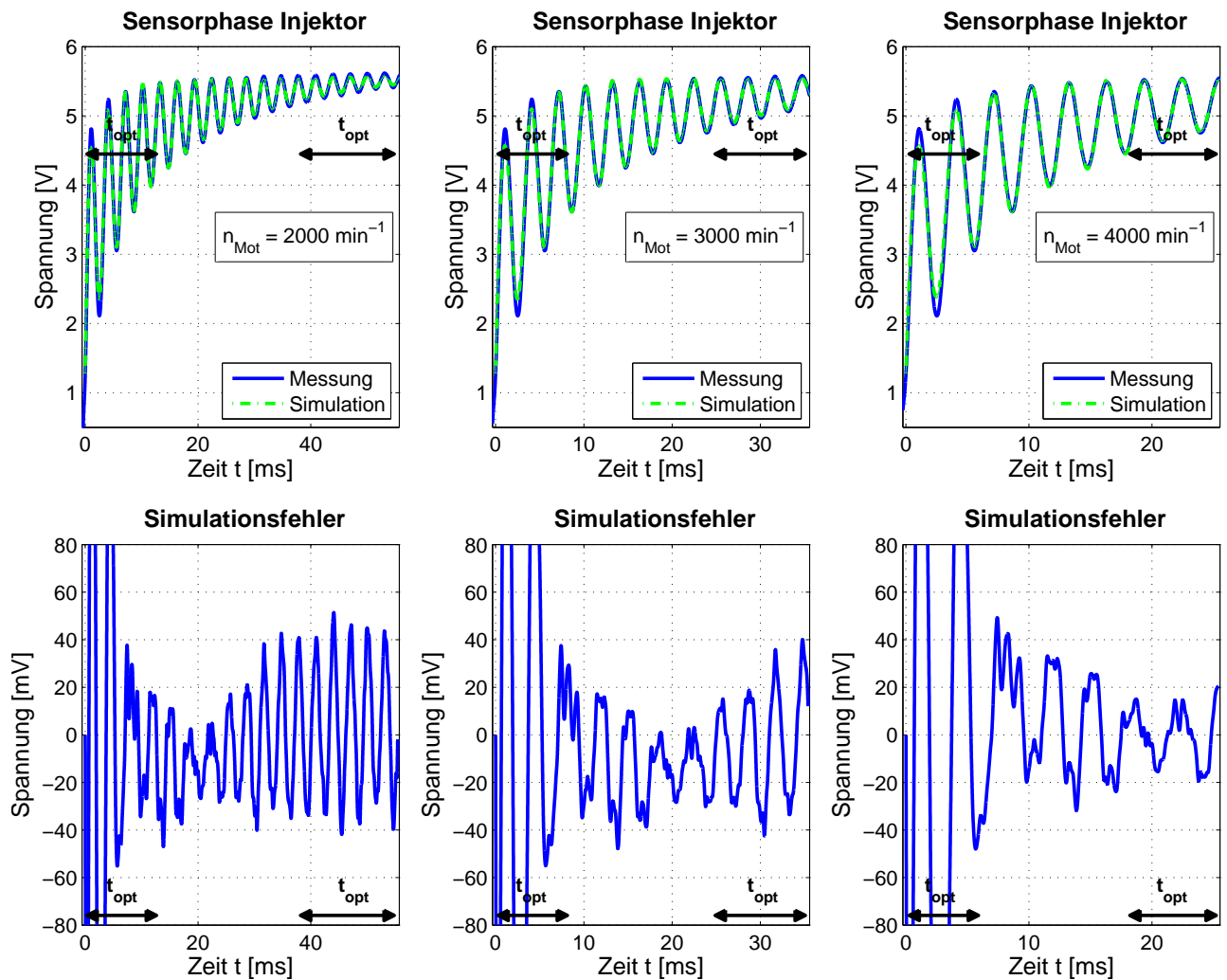


Abbildung 8.1: Adaption des Spannungsanstiegs in der Sensorphase des Injektors: Simulationsergebnisse bei verschiedenen Motordrehzahlen  $n_{Mot}$  ( $t_I = 1,0$  ms,  $S2SP = 2,5$  ms und  $I_{C_{max}} = 12$  A)

## 8.2 Versuche am Einzylindermotor-Prüfstand

Die entscheidenden Versuche dieser Arbeit sind die am Einzylindermotor-Prüfstand, an dem ein befeuerter Betrieb mit dem Injektor durchgeführt werden kann. Dies ist Voraussetzung, um die Strategie zur Rekonstruktion des Zylinderdrucks validieren zu können.

Für diese Arbeit wird ein Einzylindermotor-Prüfstand bei der Firma Continental in Regensburg verwendet. Aufgrund betrieblicher Randbedingungen wurden diese Versuche zu einem sehr frühen Zeitpunkt dieser Arbeit durchgeführt, zu dem insbesondere spezielle Kenntnisse über die bei den Messungen vorhandenen Störgrößen (vgl. Kapitel 6) noch nicht vorhanden waren. So wurde bei diesen Motorversuchen im Injektor ein Piezostack verwendet, der zusätzliche Schwingungen in Form einer Schwebung aufweist, wie in Kapitel 6.2.1 (siehe Abbildung 6.16) gezeigt. Außerdem wurde das Ende der Sensorphase nicht bis kurz vor die nächste Einspritzung gelegt, sondern deutlich früher gegen Ende der Verbrennung. Dadurch entfallen für die Adaption der Störungen wichtige Informationen.

Da nach der ausführlichen Störungsanalyse keine Möglichkeit mehr für weitere Motorversuche bestand, müssen die aufgezeichneten Daten für die Validierung der Druckrekonstruktion genutzt werden. Infolgedessen wird für die Auswertung dieser Motorversuche die zusätzliche Schwebung als weitere Störung modelliert. Bei den Ergebnissen in den folgenden Abschnitten sollte jedoch berücksichtigt werden, dass dieser negative Einfluss verhindert werden kann, was zu besseren Resultaten führen würde.

Im Folgenden wird zuerst der Versuchsaufbau genauer beschrieben. Anschließend werden die Ergebnisse der Zylinderdruckrekonstruktion für verschiedene Randbedingungen analysiert.

### 8.2.1 Versuchsaufbau

Die Hauptkomponente bei diesem Prüfstand ist ein Einzylinder-Ottomotor mit Direkteinspritzung und einem Hubvolumen von ca.  $500\text{ cm}^3$ . Dieser Motor, der neben dem befeuerten Betrieb auch mithilfe eines externen Elektromotors geschleppt werden kann, wird mithilfe einer Prüfstandssoftware zentral gesteuert. Diese speichert auch sämtliche Messdaten ab, die am Prüfstand mithilfe verschiedener Sensoren standardmäßig erfasst werden:

- Drucksensoren für Zylinder, Kraftstoffleitung, Saugrohr und Abgasanlage
- Kurbelwinkelsensor
- Lambda-Sonde
- Sensoren für Abgaswerte

Zusätzlich zu der bereits vorhandenen Hardware werden für diese Versuche weitere Komponenten benötigt, die auch bei den in dieser Arbeit durchgeführten Prüfstandsversuchen verwendet wurden. Diese sind die Prüfstandsstufe CCEVO, der Trennschalter, das Messsystem ADwin Pro<sup>1</sup> sowie weitere Messausrüstungen wie Stromzange und Differenzastkopf. Eine Übersicht dieses zusätzlichen Versuchsaufbaus ist in Abbildung 8.2 zu sehen.

Die Steuerung des Motorversuchs erfolgt durch die Prüfstandssteuerung, die ein Triggersignal an die Prüfstandsstufe CCEVO und an das Messsystem ADwin Pro schickt. Aufgrund des Triggersignals erfolgt, wie in Kapitel 3.3 beschrieben, die Ansteuerung des Injektors mithilfe der Endstufe, wodurch der Injektor Kraftstoff in den Zylinder einspritzt. Das Triggersignal für den Trennschalter, der die Verbindung zur Endstufe öffnet (siehe Kapitel 5.3), wird durch das ADwin-Messsystem ausgelöst. In dessen Software wird der Zeitverzug zwischen dem Beginn der Einspritzung und der Sensorphase hinterlegt. Die Signalgrößen Strom und Spannung während der Einspritzung werden mithilfe einer Stromzange und eines Differenzastkopfs gemessen und an das ADwin-Messsystem übergeben. Die Spannungsmessung während der Sensorphase erfolgt nicht wie bei den Messungen in Kapitel 6 mithilfe einer Diode, sondern über eine interne Spannungsmessung auf der Platine des Trennschalters. Die Werte dieser Messung werden an das

<sup>1</sup>Firma Jäger Computergesteuerte Messtechnik GmbH, <http://www.adwin.de>

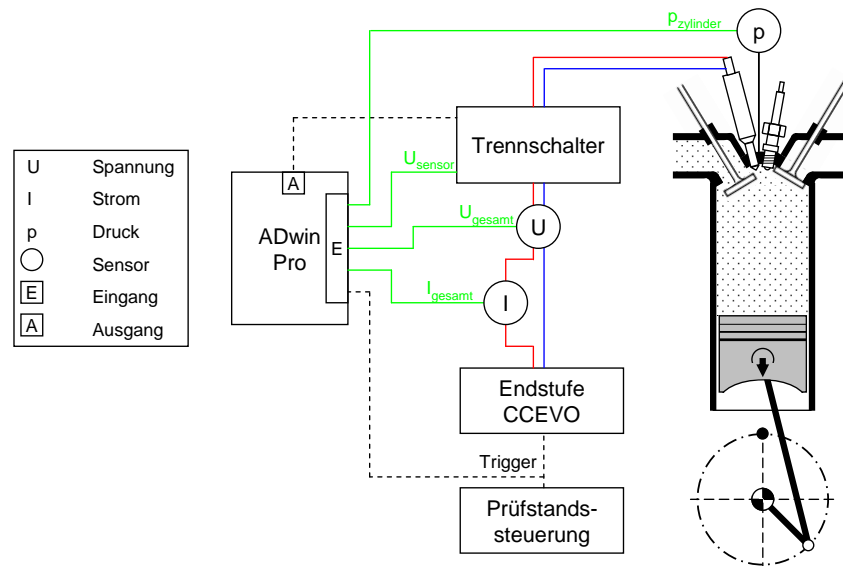


Abbildung 8.2: Versuchsaufbau und Signalflüsse des Einzylindermotor-Prüfstands

Messsystem übergeben. Außerdem wird der Zylinderdruck mit einem Drucksensor<sup>2</sup> als Referenz für die Injektor-Druckrekonstruktionen bestimmt und mit dem ADwin-Messsystem aufgezeichnet. Die restlichen zuvor aufgezählten Messgrößen werden an die Prüfstandssteuerung geleitet und dort gespeichert. Obwohl die im ADwin und in der Prüfstandssteuerung aufgezeichneten Messdaten unterschiedliche Abtastraten besitzen, kann jedoch eine nachträgliche Synchronisierung zwischen diesen Größen über die gespeicherten Triggersignale erfolgen.

In den folgenden Abschnitten werden als Nächstes die Versuchsergebnisse bei unterschiedlichen Randbedingungen ausgewertet, wodurch eine Bewertung der Rekonstruktionsstrategie ermöglicht wird.

## 8.2.2 Rekonstruktion des Zylinderdrucks im Schleppebetrieb

Als erster Versuch wird der Einzylindermotor mit dem eingebauten Injektor im Schleppebetrieb gefahren. Dies bedeutet, dass die Injektoren keinen Kraftstoff in den Motor einspritzen und somit keine Verbrennung stattfindet. Stattdessen wird der Verbrennungsmotor über einen externen Elektromotor angetrieben. Auf diese Weise setzt sich der Zylinderdruck nur aus der Verdichtung der Luft zusammen (vgl. Abschnitt 2.1, Abbildung 2.3). Der Vorteil dieses Betriebs ist, dass aufgrund der fehlenden Kraftstoff-Einspritzung keine Störungen während der Sensorphase auftreten (vgl. Kapitel 6) und somit die Qualität der Zylinderdruck-Rekonstruktion grundsätzlich überprüft werden kann.

Für den Versuch wird der Verbrennungsmotor mit einer Drehzahl von  $1000 \text{ min}^{-1}$  angetrieben. Da keine Einspritzung mit dem Injektor stattfindet, kann der Kopplungsfaktor des Piezos  $N_u$  nicht, wie in Kapitel 5 beschrieben, während der Aktorphase adaptiert werden. Um den Zylinderdruck dennoch mithilfe der Injektormessung richtig rekonstruieren zu können, wird im

<sup>2</sup>ThermoCOMP®-Quarz-Drucksensor 6061B mit Ladungsverstärker 5011B von Kistler



Übertragungsfaktor aus Gleichung (A.55) ein Erfahrungswert für den Parameter  $N_u$  verwendet, der anschließend manuell angepasst wird. Das Ergebnis der Druckrekonstruktion während eines Arbeitsspiels (vgl. Kapitel 2.1) sowie die dazugehörige Messung des Referenzdrucksensors ist in Abbildung 8.3 oben dargestellt. Zusätzlich ist die Differenz der beiden Verläufe (Fehler Injektormessung) darunter abgebildet.

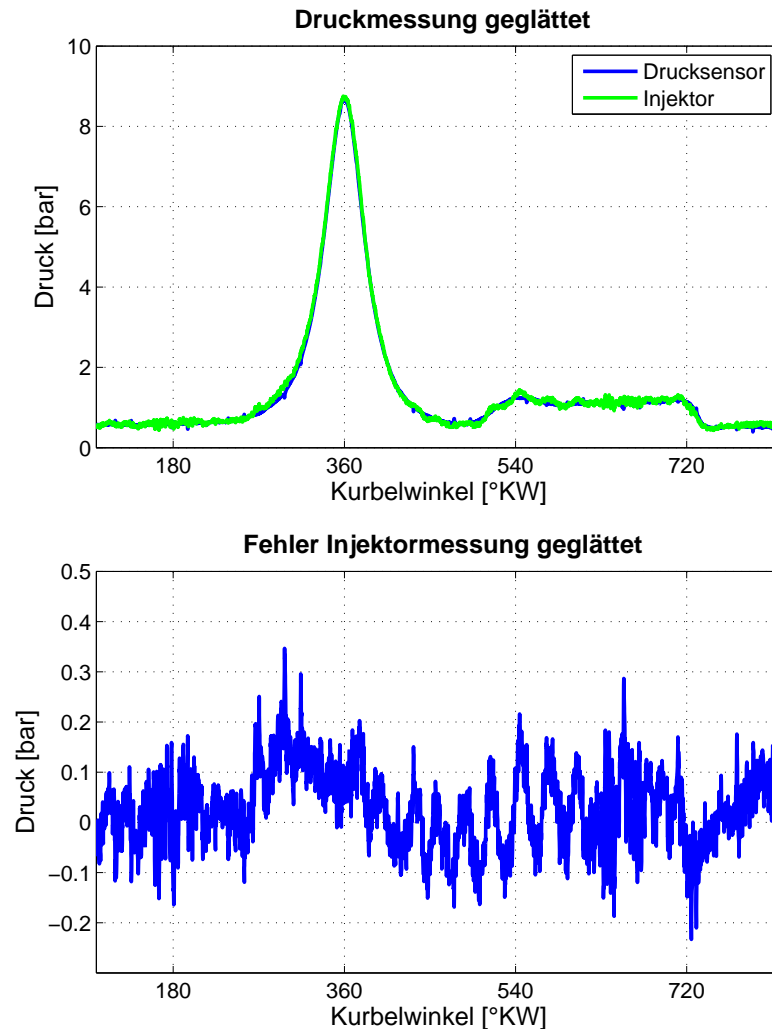


Abbildung 8.3: Rekonstruktionsergebnisse bei Schlepfbetrieb mit der Drehzahl  $1000 \text{ min}^{-1}$

Bei der Bestimmung des Zylinderdrucks mithilfe des Injektors liegt ein maximaler absoluter Fehler von ca. 0,35 bar vor. Der durchschnittliche Fehler beträgt ca. 66 mbar. Der darin enthaltene Fehleranteil durch die Diskretisierung beträgt maximal 50 Prozent der Summe beider Messauflösungen (Injektor  $\Delta p = 0,13 \text{ bar}$  und Drucksensor  $\Delta p = 0,012 \text{ bar}$ ) und somit ca. 71 mbar. Er entspricht ungefähr dem durchschnittlichen Fehler in Abbildung 8.3 (unten). Beim Druckmaximum liegt der Fehler bei unter 0,2 bar und damit im Bereich von ca. 2 %.

Generell sieht man bei diesem Versuch, dass mit dem Injektor der Druckverlauf qualitativ gut rekonstruiert werden kann und das Piezoventil somit prinzipiell als Drucksensor geeignet ist.

### 8.2.3 Rekonstruktion des Zylinderdrucks im befeuerten Motorbetrieb

Im nächsten Schritt wird der Prüfstandsmotor im befeuerten Betrieb gefahren. Die Randbedingungen dieses Versuchs sind: Motordrehzahl  $n_{Mot} = 3000 \text{ min}^{-1}$ , indizierter Mitteldruck  $p_{mi} = 8,0 \text{ bar}$ , Kraftstoffdruck  $p_K = 90 \text{ bar}$ , Einspritzdauer  $t_I = 0,9 \text{ ms}$  und Umschaltzeitpunkt zur Sensorphase S2SP = 3,3 ms.

Bei diesem Versuch werden die verschiedenen Signale mit einer Abtastfrequenz von 25 kHz aufgezeichnet und jeweils in einem Messvektor von  $5 \cdot 10^5$  Messwerten zusammengefasst. Dadurch können 250 aufeinanderfolgende Arbeitsspiele berücksichtigt werden. Um einen Überblick zu haben, wie groß die Streuung der gemessenen Arbeitsspiele ist (z.B. Störungen in der Piezospannung), werden diese 250 Arbeitsspiele zeitlich übereinander gelegt. Dazu wird der Beginn der Einspritzung als Zeitpunkt  $t = 0 \text{ ms}$  definiert. Die Umschaltung auf die Sensorphase erfolgt zum Zeitpunkt  $t = 3,3 \text{ ms}$  und endet bei  $t = 23,3 \text{ ms}$ . Die resultierenden Ergebnisse für die Piezospannung  $u_a$  und den vom Referenzdrucksensor gemessenen Zylinderdruck  $p$  sind in Abbildung 8.4 zu sehen.

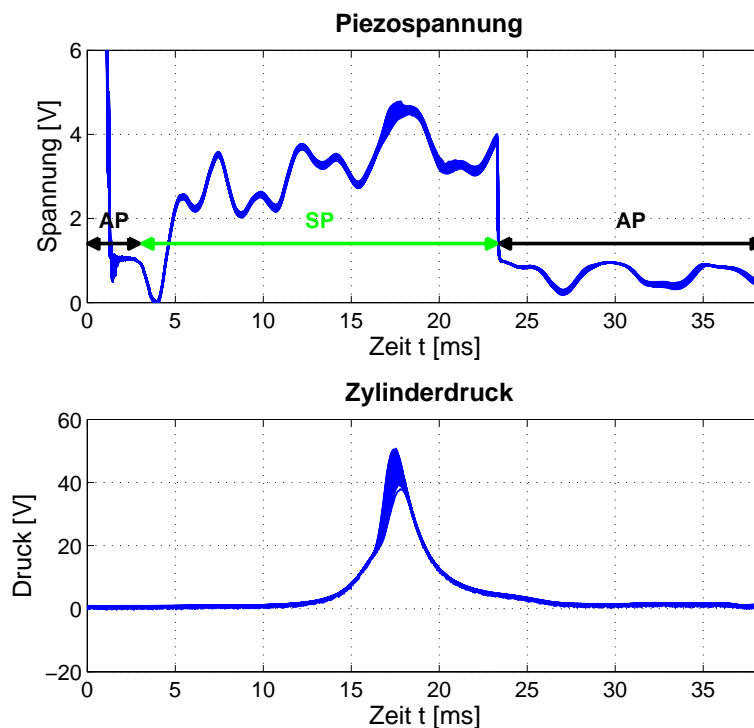


Abbildung 8.4: Messergebnisse eines Zyklus mit 250 aufeinanderfolgenden Arbeitsspielen bei befeuerten Motorbetrieb (Aktorphase AP und Sensorphase SP):  $n_{Mot} = 3000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 8,0 \text{ bar}$ ,  $p_K = 90 \text{ bar}$ ,  $t_I = 0,9 \text{ ms}$  und S2SP = 3,3 ms

Wie darin zu sehen, ist mit Ausnahme des Druckverlaufs ein sehr gleichmäßiges Verhalten während der aufeinanderfolgenden Arbeitsspiele festzustellen. Vergleicht man die Piezospännungen der 250 Arbeitsspiele miteinander, ergibt sich während der Sensorphase für die Störungen vor dem Druckanstieg ( $3,3 < t < 10 \text{ ms}$ ) eine maximale Differenz zum Mittelwert von unter 0,1 V. Die maximale Standardabweichung beträgt hier weniger als 40 mV. Aufgrund dieser

geringen Abweichungen bei der Piezospannung  $u_a(t)$  reduziert sich der Adaptionbedarf von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel für die in der Sensorphase vorliegenden Störungen.

Im nächsten Schritt wird für ein Arbeitsspiel eine Rekonstruktion des Druckverlaufs im Zylinder während der Verbrennung durchgeführt. Wie in Abschnitt 5.4 beschrieben, muss dazu zuerst der Kopplungsparameter des Piezos adaptiert werden. Für die Rekonstruktion des Zylinderdrucks wird, wie in Abschnitt 7.1 (Abbildung 7.1) erläutert, die Störspannung  $\tilde{u}_s(t)$  mithilfe des Modells aus Gleichung (7.4), (7.5) und (7.6) berechnet und von der gemessenen Piezospannung  $\hat{u}_a(t)$  abgezogen. In der Differenz dieser beiden Spannungssignale (siehe z.B. Abbildung 8.5 oben) steckt die eigentliche Zylinderdruckinformation.

Da es sich hierbei um die erste Rekonstruktion bei den vorliegenden Randbedingungen handelt, erfolgt für die Parameter des Störmodells eine Adaption. Für die darauffolgenden Arbeitsspiele ist lediglich noch eine Feinjustierung einzelner Parameter notwendig, weil gemäß der vorherigen Erkenntnis für die Piezospannung in der Sensorphase (vor dem Anstieg des Zylinderdrucks) und somit für die vorliegenden Störungen nur eine geringfügige Variation auftritt. Für die Adaption der Störparameter müssen in der Sensorphase Zeitabschnitte gewählt werden, in denen der Zylinderdruck vernachlässigbar ist (vgl. Abschnitt 5.4). Da jedoch bei den Motorversuchen, wie bereits zuvor in Abschnitt 8.2 erwähnt, das Ende der Sensorphase bereits gegen Ende der Verbrennung erfolgte, fehlen für die Adaption Informationen, wie sich einerseits die Dämpfungen und andererseits die Zeitkonstanten  $T_1$ ,  $T_2$  und  $T_3$  der Störanteile  $u_1(t)$ ,  $u_2(t)$  und  $u_3(t)$  dieses Injektors<sup>3</sup> für das jeweilige Arbeitsspiel verhalten. Um diese Parameter trotzdem abstimmen zu können, wird neben dem Zeitraum vor dem Druckanstieg ( $0 < t_{opt} < 8$  ms) auch ein kurzes Zeitfenster am Ende der Sensorphase verwendet ( $19 < t_{opt} < 19,9$  ms). Da hier jedoch noch der Einfluss des Zylinderdrucks auf die gemessene Piezospannung vorliegt (ca. 4,5 bar, entsprechen hier ca. 0,12 V), muss die Information des Referenzdrucksensors in Verbindung mit dem Verstärkungsfaktor  $K_{p \rightarrow u_a}$  aus Gleichung (5.8) genutzt werden. Ansonsten würde beim Optimierungsverfahren die durch den vorliegenden Zylinderdruck resultierende Spannungsdifferenz von 0,12 V in diesem Zeitfenster über die Anpassung der Störungsparameter minimiert werden, wodurch sich bei der Druckrekonstruktion ein entsprechender Fehler ergeben würde<sup>4</sup>. Als Letztes muss noch zusätzlich die bei diesem Piezostack auftretende Schwebung modelliert werden. Diese tritt zwar wie bereits in Abschnitt 6.2.1 und 8.2 erwähnt nur bei einigen Aktoren dieser Serienproduktion auf, jedoch war diese Erkenntnis zum Zeitpunkt der Motormessungen nicht bekannt, weshalb keine Vorsortierung stattfand. Die Schwebung wird mithilfe eines signalbasierten Ansatzes nachgebildet und zur Spannung des Störmodells  $\tilde{u}_s(t)$  addiert. Schließlich werden diese von Störungen verursachten Spannungssignale von der gemessenen Piezospannung  $\hat{u}_a(t)$  abgezogen. Die resultierende Differenz wird durch den Verstärkungsfaktor  $K_{p \rightarrow u_a}$  aus (5.8) geteilt<sup>5</sup>, um das Zylinderdrucksignal zu erhalten. Das Ergebnis dieser Druckrekonstruktion ist in

<sup>3</sup>Der darin verwendete Piezoaktor stand zu einem späteren Zeitpunkt zum Vermessen nicht mehr zur Verfügung

<sup>4</sup>Der Referenzdrucksensor ist nicht nötig bei verlängertem Messbereich (Sensorphase), da infolgedessen das Adaption-Intervall für die Störungsparameter verschoben werden kann.

<sup>5</sup>entspricht einer Multiplikation mit  $K_{u_a \rightarrow p}$

Abbildung 8.5 zu sehen.

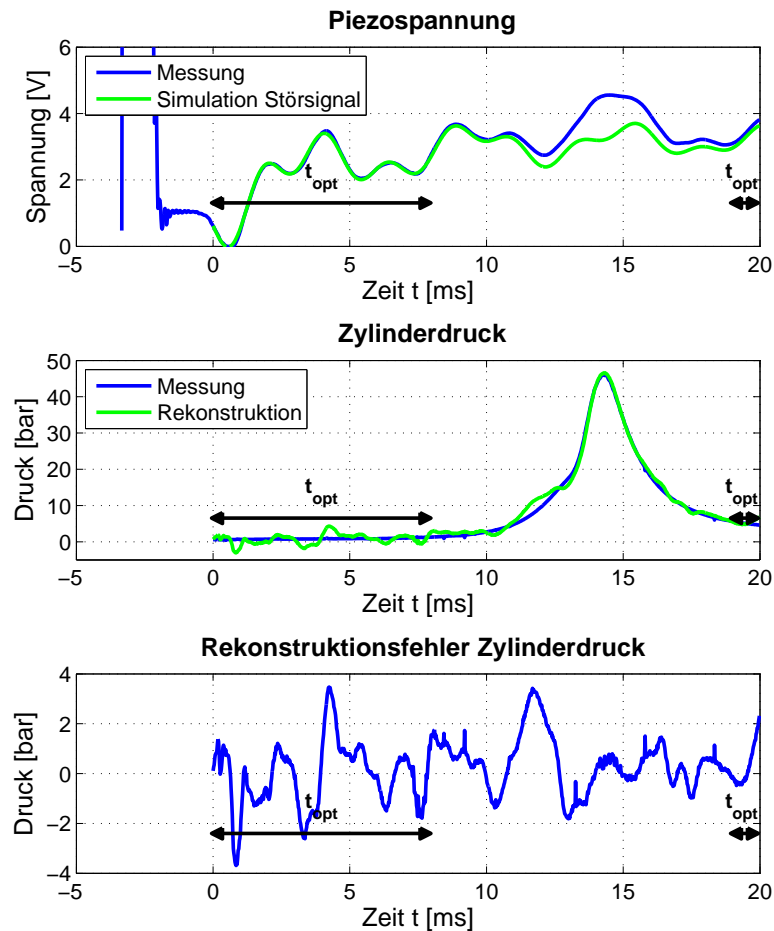


Abbildung 8.5: Rekonstruktionsergebnisse bei befeuerten Motorbetrieb:  
 $n_{Mot} = 3000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 8,0 \text{ bar}$ ,  $p_K = 90 \text{ bar}$ ,  $t_I = 0,9 \text{ ms}$   
 und  $S2SP = 3,3 \text{ ms}$

Wie bereits oben erwähnt, steckt in der Differenz zwischen dem gemessenen Spannungssignal des Injektors und dem simulierten Störsignal (siehe Abbildung 8.5 oben) die Zylinderdruckinformation. Die Abweichung zwischen der Zylinderdruckrekonstruktion mit dem Injektor und der Messung mit dem Referenzdrucksensor in Abbildung 8.5 (Mitte) wird als Rekonstruktionsfehler bezeichnet und ist in Abbildung 8.5 unten dargestellt.

Der Zeitpunkt  $t = 0 \text{ ms}$  wird in dieser sowie in den nachfolgenden Abbildungen im Gegensatz zur vorherigen Abbildung auf den Umschaltzeitpunkt zur Sensorphase gelegt. Wie beim rekonstruierten Drucksignal sowie beim davon abhängigen Simulationsfehler zu sehen ist, liegen die größten Abweichungen dort vor, wo sich die lokalen Maxima und Minima der modellierten Schwebung befinden. Dies deutet darauf hin, dass für die Schwebungsmodellierung noch Optimierungsmöglichkeiten bestünden und bei Vermeidung dieser Störquelle mithilfe anderer Piezoaktoren eine Reduzierung des Rekonstruktionsfehlers möglich wäre. Trotz dieses Einflusses ist das Ergebnis der Injektormessung vor allem im Bereich des Druckmaximums mit einem absoluten Fehler von ca. 0,8 bar erfolgsversprechend. Auch die Lage dieses Druckmaximums liegt bei der Druckrekonstruktion mit dem Injektor im Vergleich zur Referenzmessung mit dem

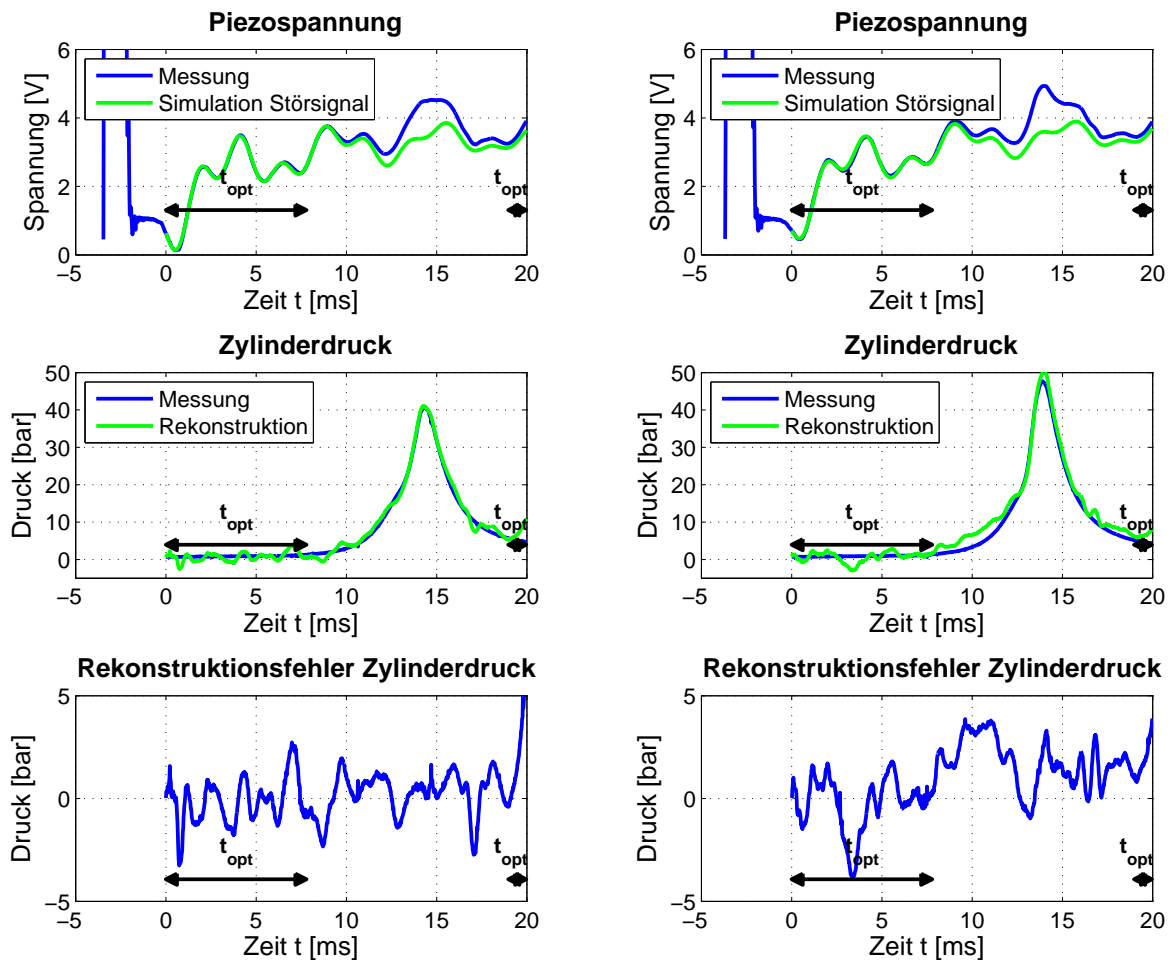


Abbildung 8.6: Rekonstruktionsergebnisse bei befeuerten Motorbetrieb ( $n_{Mot} = 3000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 8,0 \text{ bar}$  und  $S2SP = 3,3 \text{ ms}$ ) mit variiertem Kraftstoffdruck:  $p_K = 70 \text{ bar}$  (links, mit  $t_I = 1,0 \text{ ms}$ ) und  $p_K = 50 \text{ bar}$  (rechts, mit  $t_I = 1,2 \text{ ms}$ )

Drucksensor nur ca.  $80 \mu\text{s}$  bzw.  $1,4^\circ\text{KW}$  entfernt. Der durchschnittliche absolute Simulationsfehler beträgt bei dieser Messung ca.  $0,93 \text{ bar}$ .

## 8.2.4 Variation Kraftstoffdruck

In diesem Abschnitt wird untersucht, wie sich der Kraftstoffdruck auf die Rekonstruktionsergebnisse auswirkt. Dazu werden die gleichen Randbedingungen wie im vorherigen Abschnitt 8.2.3 ( $n_{Mot} = 3000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 8,0 \text{ bar}$  und  $S2SP = 3,3 \text{ ms}$ ) verwendet, wobei der Kraftstoffdruck  $p_K$  von  $90 \text{ bar}$  in zwei Stufen auf  $70$  und  $50 \text{ bar}$  variiert wird. Die Rekonstruktion erfolgt gemäß der Beschreibung im vorherigen Abschnitt. Die Simulations- und Rekonstruktionsergebnisse sowie der resultierende Fehler sind in Abbildung 8.6 dargestellt.

Für beide Kraftstoffdrücke  $p_K$  liegt der resultierende Simulationsfehler überwiegend im Bereich von  $-4$  bis  $+4 \text{ bar}$ , wobei dieser bei  $p_K = 70 \text{ bar}$  gegen Verbrennungsende auf ca.  $5 \text{ bar}$  ansteigt. Der durchschnittliche absolute Simulationsfehler liegt bei ca.  $0,93 \text{ bar}$  (für  $p_K = 70 \text{ bar}$ ) bzw.  $1,50 \text{ bar}$  (für  $p_K = 50 \text{ bar}$ ). Der Grund für den höheren Fehler bei  $50 \text{ bar}$  Kraftstoffdruck liegt

darin, dass im Bereich der Zylinderkompression (vor Verbrennungsbeginn) die Störungen (insbesondere die Schwebung) nicht exakt nachgebildet werden können. Im Bereich des Druckmaximums liegt der absolute Fehler bei ca. 0,75 bar (für  $p_K = 70$  bar) bzw. 3 bar (für  $p_K = 50$  bar). Die Lage dieses Druckmaximums unterscheidet sich bei der Simulation im Vergleich zum Referenzdrucksensor um ca.  $60 \mu\text{s}$  (für  $p_K = 70$  bar) bzw.  $80 \mu\text{s}$  (für  $p_K = 50$  bar). Dies entspricht einem Kurbelwinkelfehler  $\Delta\varphi$  von ca.  $1,1^\circ\text{KW}$  bzw.  $1,4^\circ\text{KW}$ . Ein Überblick dieser Rekonstruktionsfehler ist in der nachfolgenden Tabelle 8.1 gegeben.

Tabelle 8.1: Überblick der absoluten Rekonstruktionsfehler bei einer Variation des Kraftstoffdrucks  $p_K$

Kraftstoffdruck $p_K$	$\varnothing$ Zylinderdruckfehler	Zylinderdruckfehler für $p_{\max}$	Lagefehler für $p_{\max}$
90 bar	0,93 bar	0,8 bar	1,4 $^\circ\text{KW}$
70 bar	0,93 bar	0,8 bar	1,1 $^\circ\text{KW}$
50 bar	1,50 bar	3,0 bar	1,4 $^\circ\text{KW}$

### 8.2.5 Variation Motordrehzahl

Als Nächstes werden die Rekonstruktionsergebnisse bei geänderter Motordrehzahl untersucht. Dazu steht neben den zuvor gezeigten Messergebnissen bei  $3000 \text{ min}^{-1}$  nur eine Messung bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  (und identischem Mitteldruck von  $p_{mi} = 8,0$  bar) zur Verfügung, da bei den Motorversuchen aus zeitlichen Gründen keine weitere Variation der Messrandbedingungen möglich war. Die Rekonstruktion des Druckverlaufs verläuft wie oben bereits beschrieben, wobei sich hier die zur Verfügung stehenden Zeitfenster zur Adaption der Störungen ändern. Das Adaptionszeitfenster vor dem Druckanstieg liegt im Bereich  $0 < t_{opt} < 13$  ms. Nach dem Druckanstieg kann der Bereich von  $36 < t_{opt} < 40$  ms verwendet werden, da hier die Verbrennung beendet ist und der Einfluss des Zylinderdrucks (ca. 1 bar) vernachlässigt werden kann. Aus diesem Grund werden die Messdaten des Referenzdrucksensors für die Adaption der Störungen nicht benötigt. Das Ergebnis der Druckrekonstruktion für diese Messung ist in Abbildung 8.7 dargestellt.

Aufgrund der geringeren Motordrehzahl im Vergleich zu den vorherigen Messungen verlängert sich die Simulationsdauer des Störmodells. Dadurch muss auch der Störungsverlauf der Schwebung mit deren Dämpfungsverhalten über eine längere Zeitdauer simuliert werden. Dies erweist sich mit dem verwendeten einfachen Ansatz als schwierig. Aus diesem Grund ergibt sich für die Simulation ein größerer Fehler als zuvor, wobei dieser auch hier fast überwiegend im Bereich von  $-4$  bis  $+4$  bar liegt. Gegen Verbrennungsende befindet sich der Höchstwert des Simulationsfehlers von 6,4 bar. Der durchschnittliche Rekonstruktionsfehler liegt bei ca. 1,95 bar. Der Absolutwert des Druckmaximums weicht um ca. 1,65 bar ab, jedoch wird dessen Lage exakt rekonstruiert.

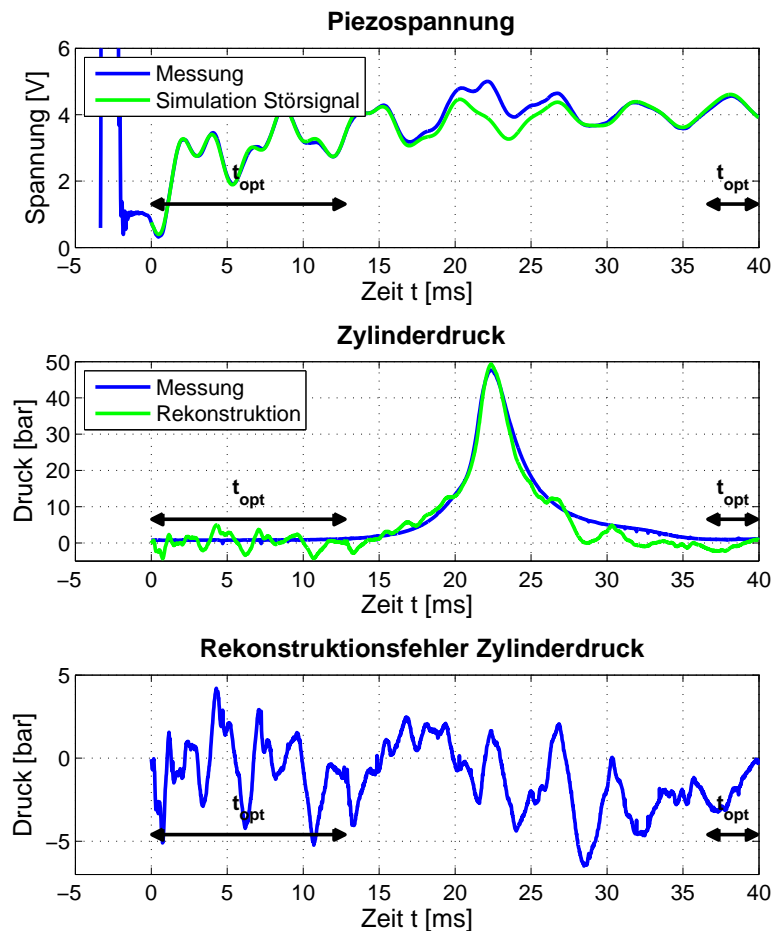


Abbildung 8.7: Rekonstruktionsergebnisse bei befeuerten Motorbetrieb:  
 $n_{Mot} = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 8,0 \text{ bar}$ ,  $p_K = 90 \text{ bar}$ ,  $t_I = 0,9 \text{ ms}$   
 und  $S2SP = 3,3 \text{ ms}$

### 8.2.6 Variation Mitteldruck

Im letzten Schritt wird die Zylinderdruckrekonstruktion bei verändertem Mitteldruck (vgl. Abschnitt 2.2.3) untersucht. Dazu wird eine Messung bei  $p_{mi} = 2,7 \text{ bar}$  verwendet. Im Gegensatz zu den vorherigen Messungen ergibt sich aufgrund des geringeren Mitteldrucks auch ein geringerer Zylinderdruck während der Verbrennung, weshalb die Unterscheidung zwischen dem realen Zylinderdruckverlauf und den auftretenden Simulationsfehlern schwieriger wird. Die Adaptionszeitfenster sind wie im vorherigen Abschnitt 8.2.5 definiert. Die resultierenden Ergebnisse dieser Rekonstruktion sind in Abbildung 8.8 zu sehen.

Der größte auftretende Simulationsfehler (ca. 6 bar) liegt im ersten Adaptionsbereich vor Verbrennungsbeginn. Ansonsten bewegt sich der Rekonstruktionsfehler überwiegend im Bereich zwischen  $-2$  und  $+2 \text{ bar}$ . Im Durchschnitt erreicht der absolute Fehler einen Wert von ca.  $0,91 \text{ bar}$ . Der Absolutwert des Druckmaximums weicht bei der Injektormessung im Vergleich zum Referenzdrucksensor um ca.  $0,6 \text{ bar}$  ab. Bei der Lage des Druckmaximums beträgt der Fehler  $80 \mu\text{s}$  bzw.  $1,4 \text{ }^\circ\text{KW}$ .

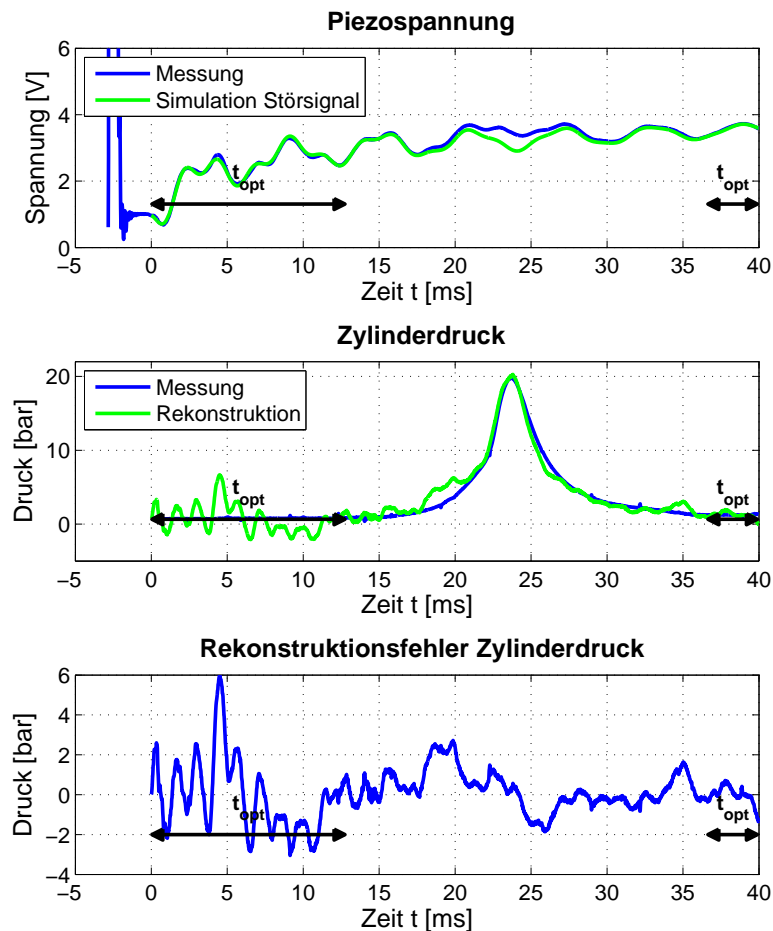


Abbildung 8.8: Rekonstruktionsergebnisse bei befeuerten Motorbetrieb:  
 $n_{Mot} = 2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{mi} = 2,7 \text{ bar}$ ,  $p_K = 90 \text{ bar}$ ,  $t_I = 0,4 \text{ ms}$   
 und  $S2SP = 2,8 \text{ ms}$

### 8.2.7 Klopfdetektion

Neben den zuvor beschriebenen Versuchen wurde auch eine Messung bei klopfender Verbrennung aufgezeichnet. Die Randbedingungen dieser Messung sind: Motordrehzahl  $n_{Mot} = 3000 \text{ min}^{-1}$ , Kraftstoffdruck  $p_K = 30 \text{ bar}$ , Einspritzdauer  $t_I = 1,6 \text{ ms}$  und Umschaltzeitpunkt zur Sensorphase  $S2SP = 4,1 \text{ ms}$ . Der indizierte Mitteldruck  $p_{mi}$  wurde bei diesem Versuch so angepasst, dass Klopfeschwingungen mit geringer Amplitude (bis zu 1 bar) auftreten. Die Abtastfrequenz dieser Messung beträgt  $50 \text{ kHz}$ . Da die Strategie zur Klopfdetektion zum Zeitpunkt der Motormessungen nicht bekannt und somit das Hochpassfilter bei der Spannungsmessung am Injektor nicht integriert war, muss das Filtern mithilfe der analog-digital-gewandelten Spannungsdaten erfolgen. Wie in Abschnitt 7.4 bereits erwähnt, verschlechtern sich aufgrund dieses Informationsverlustes die Ergebnisse der Klopfdetektion.

Als Filter wird hier der Bandpass dritter Ordnung aus Abschnitt 7.4 verwendet, um das auftretende Rauschen im Spannungssignal wegzudämpfen. Das nach dem Filtern resultierende Spannungssignal ist zusammen mit dem ursprünglichen Spannungssignal und dem Drucksignal in Abbildung 8.9 zu sehen.



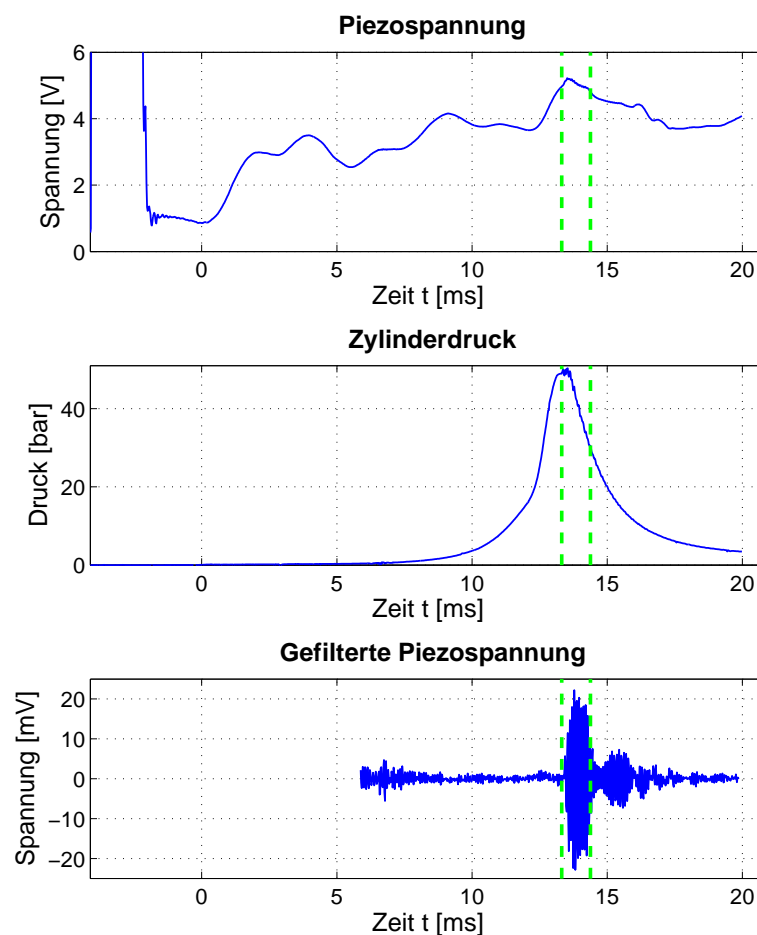


Abbildung 8.9: Klopfdetektion bei befeuerten Motorbetrieb:  $n_{Mot} = 3000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_K = 30 \text{ bar}$ ,  $t_I = 1,6 \text{ ms}$  und  $S2SP = 4,1 \text{ ms}$ ; die grün gestrichelten Linien markieren den Zeitbereich, in dem die Klopferschwingung auftritt

Um den Zeitbereich des Klopfens besser erkennen zu können, sind grün gestrichelte Linien eingezeichnet, welche die Grenzen dieses Bereichs kennzeichnen. Wie auch in Abschnitt 7.4 kann hier der Einfluss des Rauschens nicht komplett unterdrückt werden. Trotzdem ist die Klopferschwingung in Abbildung 8.9 unten aufgrund der höheren Spannungsamplitude sehr gut zu erkennen. Das Klopfen kann dadurch detektiert werden, dass eine festgelegte Spannungsschwelle im gefilterten Signalverlauf überschritten wird.

Wie bereits in Abschnitt 7.4 erläutert, kann mit diesem Ansatz der Injektor als Klopfensensor verwendet werden, wodurch der serienmäßig verbaute Klopfensensor überflüssig wird und somit Kosten eingespart werden können.

### 8.2.8 Informationsgewinnung für die Regelung des Verbrennungsprozesses

Abschließend erfolgt in diesem Abschnitt eine Beurteilung der Rekonstruktionsergebnisse bei den Motorversuchen im befeuerten Betrieb. Wie bereits zuvor in diesem Kapitel erwähnt, liegen

bei den Messungen Nichtidealitäten<sup>6</sup> vor, welche die Rekonstruktionsergebnisse negativ beeinflussen. Die trotz dieser Einschränkung erreichten Ergebnisse sind in der nachfolgenden Tabelle 8.2 zusammengefasst.

Tabelle 8.2: Zusammenfassung der absoluten Rekonstruktionsfehler bei den Motorversuchen

$p_K$	$n_{\text{Mot}}$	$p_{\text{mi}}$	$\varnothing$ Zylinderdruckfehler	Zylinderdruckfehler für $p_{\text{max}}$	Lagefehler für $p_{\text{max}}$
90 bar	$3000 \text{ min}^{-1}$	8,0 bar	0,93 bar	0,8 bar	1,4 °KW
70 bar	$3000 \text{ min}^{-1}$	8,0 bar	0,93 bar	0,8 bar	1,1 °KW
50 bar	$3000 \text{ min}^{-1}$	8,0 bar	1,50 bar	3,0 bar	1,4 °KW
90 bar	$2000 \text{ min}^{-1}$	8,0 bar	1,95 bar	1,7 bar	0,0 °KW
90 bar	$2000 \text{ min}^{-1}$	2,7 bar	0,91 bar	0,6 bar	1,4 °KW

Wie in Abschnitt 2.2.3 beschrieben, können aus dem Zylinderdruckverlauf viele Informationen gewonnen werden, die für eine Regelung des Verbrennungsprozesses benötigt werden. Bei den Druckrekonstruktionen mit dem Injektor kann, wie in Tabelle 8.2 zu sehen, sowohl der Absolutwert des maximalen Zylinderdrucks (mit Ausnahme der Messung bei  $p_K = 50$  bar) als auch dessen Lage mit nur geringen Abweichungen bestimmt werden. Aus diesem maximalen Zylinderdruckwert kann ermittelt werden, ob die Verbrennung stattfand oder ein sogenannter „Zündaussetzer“ vorlag. Die Lage des Spitzendrucks lässt Rückschlüsse auf den Gesamtwirkungsgrad zu. Sie sollte eine bestimmte Kurbelwinkelposition aufweisen (ca.  $368^\circ \text{KW}$ ). Mit diesen Informationen können die Motorparameter entsprechend angepasst werden, wodurch eine erste zylinderdruckbasierte Verbrennungsregelung ermöglicht wird.

Die weiteren druckbasierten Kennwerte wie z.B. die Parameter aus dem Heizverlauf oder der indizierte Mitteldruck werden hier nicht bestimmt, da die Simulationsfehler aufgrund der nichtidealen Randbedingungen bei den Messversuchen noch etwas hoch sind und zuerst das verfügbare Potential zur Verbesserung der Rekonstruktionsqualität genutzt werden sollte.

<sup>6</sup>Schwebung auf Piezospannung und zu kurze Messdauer der Sensorphase

## 9 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde ein Einspritzventil entwickelt, das neben den gewohnten aktorischen Eigenschaften auch sensorische Fähigkeiten aufweist. Der Vorteil dieses Ansatzes ist, dass für die Sensorik weder zusätzliche Kosten anfallen noch Platz im Zylinderkopf zur Verfügung stehen muss. Da es das Ziel war, sowohl die aktorischen als auch die sensorischen Eigenschaften zu optimieren, wurde bereits während der Konzeptphase eine Bewertung der unterschiedlichen Injektorkomponenten diesbezüglich durchgeführt. Um die Eigenschaften der daraus resultierenden Bauteile, z.B. mechanische Steifigkeiten und Massen, hinsichtlich dieser beiden Funktionen optimieren zu können, wurde unter Verwendung von physikalischen Modellen eine Mehrziel-Optimierung angewendet. Dabei wurde insbesondere auch der Piezoaktor untersucht, der mit seinen sensorischen Eigenschaften die zentrale Komponente bei dieser Aufgabenstellung war. Basierend auf diesen Ergebnissen wurde ein Injektor-Labormuster entwickelt und aufgebaut.

Im zweiten Teil der Arbeit stand der Ansatz zur Zylinderdruckmessung während der Verbrennung im Mittelpunkt. Aufgrund der Eigenschaft des Piezoaktors als elektromechanischer Wandler kann der am Injektor anliegende Zylinderdruck anhand der elektrischen Signale ausgewertet werden. Voraussetzung dafür war einerseits eine einfache, zusätzliche elektronische Schaltung. Diese musste eine bezüglich dieses Themas vorhandene Nichtidealität in der für die Einspritzventile verwendeten Leistungselektronik während der Sensorikphase unterdrücken. Andererseits musste aus der Literatur ein Verfahren gefunden werden, das eine Adaption des zeitvarianten elektromechanischen Piezo-Kopplungsparameters bei geringem Rechenaufwand ermöglicht. Voraussetzung hierfür war, dass die Ordnung des notwendigen Injektormodells soweit wie möglich reduziert wird. Dazu dienten sowohl systemtheoretische Methoden als auch rechnerbasierte Werkzeuge wie die Finite Elemente Methode.

Wie in den Injektormessungen dieser Arbeit zu sehen war, wirken während der Sensorphase Störungen auf das System ein, die eine Rekonstruktion des Zylinderdrucks erschweren. Aus diesem Grund war ein zentraler Bestandteil dieser Arbeit, die Ursachen dieser Störungen mithilfe verschiedener Versuche und Messungen zu analysieren. Anhand dieser Ergebnisse wurden physikalische Modelle erstellt, die später zu einem Gesamtstörmmodell zusammengefasst wurden. Dieses wurde zur Kompensation der Störungen verwendet, indem der simulierte Störverlauf aus dem Messsignal herausgerechnet wurde. Der Vorteil des physikalischen Störmodells besteht darin, dass die Anzahl der zu adaptierenden Parameter sinkt, da einige aufgrund bekannter Randbedingungen direkt berechnet werden können. Außerdem wird durch die physikalischen Zusammenhänge das Verständnis für die stattfindenden Störungen erhöht.

Ein Ergebnis der Störungsanalysen war unter anderem auch, dass bei manchen Piezoaktoren aus einer verwendeten Charge zusätzliche Störungen in Form einer Schwebung auftreten können. Es konnte jedoch auch gezeigt werden, dass andere Piezoaktortypen existieren, die davon nicht betroffen sind.

Des Weiteren wurde in der Arbeit noch ein Ansatz vorgestellt, wie der Injektor mit dessen sensorischen Eigenschaften auch unkontrollierte Selbstzündungen erfolgreich detektieren kann. Diese sind durch typisch auftretende Druckschwingungen erkennbar und werden als klopfende Verbrennung bzw. Motorklopfen bezeichnet.

Zum Schluss der Arbeit wurden die verschiedenen Ansätze und Modelle anhand von Prüfstandsversuchen validiert. Zuerst wurde an einem Einspritzprüfstand gezeigt, dass die während der Sensorphase auftretenden Störungen mithilfe der erarbeiteten physikalischen Modelle herausgerechnet werden können. Anschließend wurde an einem Einzylindermotor-Prüfstand im sogenannten Schleppbetrieb verifiziert, dass der Injektor unter Vernachlässigung von Störungen grundsätzlich sehr gute Eigenschaften als Zylinderdrucksensor aufweist. Schließlich wurde der Ansatz zur Zylinderdruckrekonstruktion auch im normalen befeuerten Motorbetrieb bei homogener Verbrennung überprüft. Wie bereits erwähnt, mussten diese Versuche aufgrund betrieblicher Randbedingungen zu einem sehr frühen Zeitpunkt dieser Arbeit stattfinden, wodurch bestimmte Messrandbedingungen wegen fehlendem Detailwissen nicht ideal waren. Trotz dieser Einschränkungen konnte der Zylinderdruck - insbesondere die Höhe und Lage des Spitzendrucks - nachträglich gut rekonstruiert werden. Die daraus resultierenden „kostenlosen“ Informationen könnten für eine Regelung des Verbrennungsprozesses herangezogen werden. Dadurch könnte der Wirkungsgrad verbessert und die CO<sub>2</sub>-Emissionen gesenkt werden. Bei diesen Motorversuchen wurde auch eine Messung bei klopfender Verbrennung durchgeführt, wodurch der Ansatz zur Klopfdetektion validiert werden konnte. Dabei konnte gezeigt werden, dass der Injektor mithilfe eines zusätzlichen, jedoch fast kostenneutralen Filterentwurfs problemlos als Klopfsensor geeignet ist und somit den vorhandenen, serienmäßig verbauten Sensor kostensparend ersetzen kann.

Im Hinblick auf eine zukünftige Rekonstruktion des Zylinderdrucks müssen in weiteren Forschungsaktivitäten noch zusätzliche Details untersucht werden. Dies betrifft insbesondere die Übertragbarkeit der Rekonstruktionsstrategie auf einen Mehrzylindermotor und auf alternative Brennverfahren. Die dabei resultierenden Herausforderungen werden hier abschließend noch kurz umrissen.

### **Auswirkungen in einem Mehrzylindermotor**

Wie in der Arbeit bereits erwähnt wurde, müssen im nächsten Schritt Untersuchungen durchgeführt werden, ob sich die Druckwelle beim Joukowsky-Stoß eines Injektors bis zu einem anderen Injektor ausbreitet. Dies hängt vor allem von den Dämpfungseigenschaften des Common Rails ab. Sollten diese nicht ausreichen, kann einerseits das verwendete Störmodell erweitert werden. Andererseits existieren auch Möglichkeiten, diese Druckschwingung aktiv zu unterdrücken oder zu dämpfen. Da es das Ziel der Arbeit war, die sensorische Funktion des Injektors

---

zunächst allgemein für einen einzelnen Zylinder nachzuweisen, wurden diesbezüglich keine Untersuchungen durchgeführt.

### **Herausforderung bei alternativen Brennverfahren**

In dieser Arbeit wurde die Zylinderdruckmessung nur bei homogener Verbrennung untersucht. Für andere Brennverfahren ist eventuell eine Änderung oder Erweiterung des Rekonstruktionsansatzes erforderlich. Bei Direkteinspritzung mit Schichtbetrieb erfolgt zum Beispiel die letzte Nacheinspritzung kurz vor Verbrennungsbeginn. Aus diesem Grund sinkt die Zeit für die Adaption der Störungsparameter vor dem Druckanstieg. Möglich ist auch, dass bereits während der fallenden Spannungsflanke gegen Ende der Einspritzung die Verdichtung des Zylindergemisches beginnt und somit schon zu diesem Zeitpunkt ein erhöhter Zylinderdruck am Injektor anliegt. Dadurch verlängert sich jedoch auch die zur Verfügung stehende Adaptionszeitdauer nach Verbrennungsende. Außerdem besteht die Möglichkeit, dass die im Injektor vorliegenden Druckschwingungen des Joukowsky-Stoßes durch die kleinen Nacheinspritzungen des Schichtbetriebs aufgrund von Interferenzeffekten schneller abklingen.



# A Anhang

## A.1 Grundlagen für die Erfassung des Zylinderdrucks

In diesem Abschnitt werden physikalische Grundlagen vorgestellt, die zur Erfassung des Zylinderdrucks benötigt werden. Sie können allgemein in die Arbeitsschritte *Datenglättung* und *Nullpunktkorrektur* gegliedert werden.

### Datenglättung

Wie in Kapitel 2.2.2 erläutert, ist eine Datenglättung des gemessenen Zylinderdruckverlaufs erforderlich. Um Phasenfehler zu vermeiden, wird eine kurbelwinkelsynchrone Filterung mithilfe eines symmetrischen Glättungsverfahrens nach [24] angewandt. Der geglättete Druckverlauf wird dabei mit folgender Funktion berechnet:

$$\bar{p}(\varphi_i) = \frac{\sum_{j=-n_{\text{glatt}}}^{n_{\text{glatt}}} f_j \cdot p(\varphi_{i+j})}{\sum_{j=-n_{\text{glatt}}}^{n_{\text{glatt}}} f_j} \quad (\text{A.1})$$

mit  $n_{\text{glatt}}$  als Glättungsordnung und  $f_j$  als Gewichtungsfaktoren:  $f(j) = 2^{-|j|}$  mit  $j \in \{-n_{\text{glatt}}, \dots, n_{\text{glatt}}\}$ .

Um die Ergebnisse dieser Datenglättung zu verbessern, ist eine Anpassung der Ordnung  $n_{\text{glatt}}$  und der Gewichtungskoeffizienten  $f_j$  an die Kurbelwinkelposition und die Drehzahl erforderlich. Für die weiteren Rechnungen in dieser Arbeit wird der gemessene Druckverlauf stets geglättet verwendet.

### Nullpunktkorrektur mithilfe der Polytrophenmethode

Grundlage dieses Verfahrens ist die Annahme, dass während der Kompression eines Hubkolbenmotors (zweiter Takt, siehe Abschnitt 2.1) der Wärmeaustausch mit der Zylinderwand konstant ist und deshalb vor der Zündung ein konstanter Polytropenexponent vorliegt. Damit ergibt sich aufgrund der polytropen Zustandsänderung folgender Zusammenhang:

$$p_{\text{polytrop}}(\varphi_k) \cdot [V(\varphi_k)]^n = p_{\text{polytrop}}(\varphi_i) \cdot [V(\varphi_i)]^n \quad (\text{A.2})$$

Nach [30] hängt der Polytropenexponent  $n$  von verschiedenen Faktoren wie Wandwärmeübergang, Gastemperatur und Gaszusammensetzung ab. Für Ottomotoren kann dieser Parameter  $n$  während des Verdichtungstakts vor der Verbrennung im Bereich von 240 bis 300 °KW (120 bis 60 °KW vor OT) mit einem Wert zwischen 1,32 und 1,35 angesetzt werden.

Die Druckdifferenz  $\Delta p_{\text{polytrop}}$  zwischen den beiden Kurbelwinkelpositionen  $\varphi_i$  und  $\varphi_k$

$$\Delta p_{\text{polytrop}} = p_{\text{polytrop}}(\varphi_k) - p_{\text{polytrop}}(\varphi_i) \quad (\text{A.3})$$

ist unabhängig vom Offsetfehler und berechnet sich mithilfe von Gleichung (A.2) wie folgt:

$$\Delta p_{\text{polytrop}} = p_{\text{polytrop}}(\varphi_i) \cdot c \quad \text{mit} \quad c = \left[ \left( \frac{V(\varphi_i)}{V(\varphi_k)} \right)^n - 1 \right]. \quad (\text{A.4})$$

Der Parameter  $c$  ist konstant und kann vorab als Kenngröße gespeichert werden, so dass der Rechenaufwand während der Zylinderdruckerfassung reduziert wird. Das kurbelwinkelabhängige Zylindervolumen  $V(\varphi)$  (siehe Abbildung A.1) setzt sich aus Kompressionsvolumen  $V_C$  und Hubvolumen  $V_h$  zusammen und berechnet sich entsprechend der Zylinderkinematik:

$$h_k(\varphi) = R_K \cdot \cos(\varphi) + \sqrt{(R_K \cdot \cos(\varphi))^2 - R_K^2 + L^2} \quad (\text{A.5})$$

$$V(\varphi) = V_C + (R_K + L - h_k(\varphi)) \cdot \frac{D_Z^2 \cdot \pi}{4} \quad (\text{A.6})$$

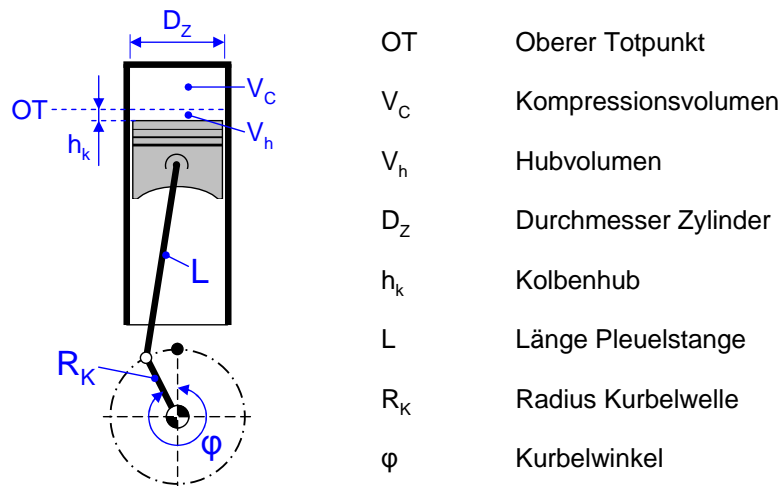


Abbildung A.1: Kinematik eines Hubkolbenmotors für einen Zylinder

Mit diesen Zusammenhängen kann der konstante Offsetfehler  $\Delta p_{\text{offset}}$  aus der Druckdifferenz zwischen polytropem ( $p_{\text{polytrop}}$ ) und gemessenem Verlauf ( $\bar{p}$ ) an der Kurbelwinkelposition  $\varphi_i$  bestimmt werden. Unter Verwendung von (A.4) wird der unbekannte Parameter  $p_{\text{polytrop}}(\varphi_i)$  in (A.7) ersetzt.



$$\Delta p_{\text{offset}} = p_{\text{polytrop}}(\varphi_i) - \bar{p}(\varphi_i) = \frac{\Delta p_{\text{polytrop}}}{c} - \bar{p}(\varphi_i) \quad (\text{A.7})$$

Wie bereits zuvor erläutert ist die Druckdifferenz  $\Delta p_{\text{polytrop}}$  zwischen den beiden Positionen  $\varphi_i$  und  $\varphi_k$  vom Offsetfehler unabhängig und somit für den gemessenen und polytropen Verlauf identisch. Infolgedessen wird in Gleichung (A.7) statt der polytropen Druckdifferenz  $\Delta p_{\text{polytrop}}$  die gemessene ( $\Delta \bar{p}$ ) verwendet. Dadurch kann der Offsetfehler des gemessenen Verlaufs  $\Delta p_{\text{offset}}$  berechnet werden.

$$\Delta p_{\text{offset}} = \frac{\bar{p}(\varphi_k) - \bar{p}(\varphi_i)}{c} - \bar{p}(\varphi_i) \quad (\text{A.8})$$

Um dieses Verfahren zur Nullpunkt Korrektur zu stabilisieren, sollten Mehrfachberechnungen mit unterschiedlichen Kurbelwinkelwerten und anschließender Mittelwertbildung durchgeführt werden. Eine Möglichkeit hierfür ist die in [41] vorgestellte verschachtelte Anordnung, die sich als sehr stabil erweist und in Abbildung A.2 (rechts) dargestellt ist. Hier wird der oben verwendete Kurbelwinkelbereich  $\Delta\varphi = \varphi_k - \varphi_i$  mit den dazugehörigen Zylinderdrücken innerhalb eines Fensters mit der Breite  $f + 1$  stufenweise verkleinert und die Nullpunkt Korrektur jeweils durchgeführt. Anschließend erfolgt die Mittelwertbildung über die berechneten Offsetwerte. Mit zunehmenden Nullpunkt Korrekturen erhöht sich zwar die Genauigkeit der Offsetberechnung, jedoch steigt auch der Rechenaufwand. Die allgemeine Berechnung einer solchen gemittelten Nullpunkt Korrektur ist in der folgenden Gleichung zusammengefasst.

$$\Delta p_{\text{offset}} = \frac{\sum_{j=0}^f \left( \frac{\bar{p}(\varphi_{k-j}) - \bar{p}(\varphi_{i+j})}{c} - \bar{p}(\varphi_{i+j}) \right)}{f + 1} \quad (\text{A.9})$$

## A.2 Heizverlaufsrechnung nach Hohenberg

In diesem Abschnitt wird zuerst die Heizverlaufsrechnung nach Hohenberg hergeleitet. Anschließend wird mithilfe dieser Heizverlaufsrechnung eine alternative Möglichkeit zur Nullpunkt Korrektur vorgestellt.

### Herleitung der Heizverlaufsrechnung nach Hohenberg

Grundlage der Heizverlaufsrechnung nach Hohenberg aus Kapitel 2.2.3 ist die Unterteilung einer realen Zustandsänderung innerhalb eines bestimmten Intervalls in eine isentrope<sup>1</sup> Expansion bzw. Kompression (Zustand 1 nach Zustand 2') und in eine isochore<sup>2</sup> Wärmeabfuhr bzw. -zufuhr (Zustand 2' nach Zustand 2) wie in Abbildung A.3 zu sehen ist.

<sup>1</sup>Zustandsänderung ohne Wärmeübergang

<sup>2</sup>Zustandsänderung bei konstantem Volumen

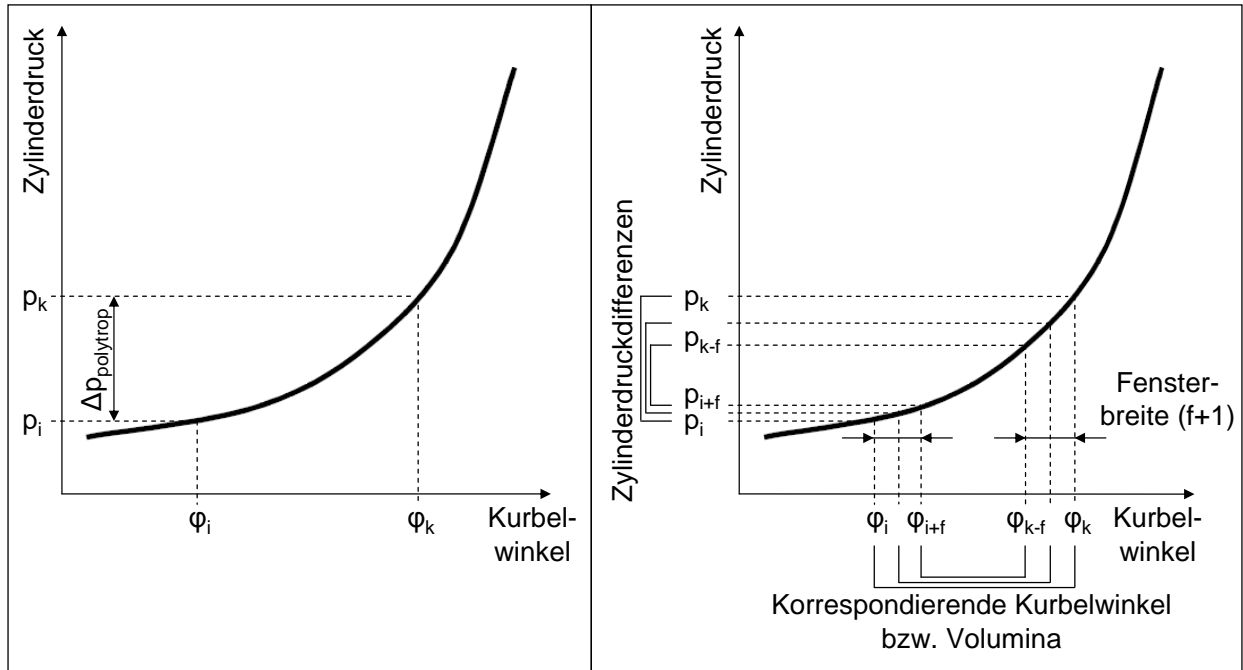


Abbildung A.2: Polytrope Zustandsänderung: Übersicht einer einfachen (links) und mehrfachen thermodynamischen Nullpunkt Korrektur mit verschachtelter Anordnung und anschließender Mittelung (rechts) [41]

Mithilfe der isentropen Zustandsänderung ( $1 \rightarrow 2'$ ) kann der Druck von Zustand  $2'$  berechnet werden.

$$p_{2'} = p_1 \cdot \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa. \quad (\text{A.10})$$

Bei der isochoren Zustandsänderung von  $2'$  nach  $2$  wird die Wärmezufuhr  $\Delta Q$  mithilfe der Masse des Arbeitsgases im Zylinder  $m_Z$  und der spezifischen Wärmekapazität des Arbeitsgases  $c_v$  bei konstantem Volumen berechnet:

$$\Delta Q = m_Z \cdot c_v \cdot (T_2 - T_{2'}). \quad (\text{A.11})$$

Durch die Verwendung der allgemeinen Gasgleichung und der Annahme, dass sich bei der Zustandsänderung von  $2'$  nach  $2$  (siehe Abbildung A.3 links) das Volumen im Zylinder  $V$ , die Masse im Zylinder  $m_Z$  und die allgemeine Gaskonstante  $R$  nicht ändern, ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot V_2}{m_Z \cdot R} \quad \text{und} \quad T_{2'} = \frac{p_{2'} \cdot V_2}{m_Z \cdot R}. \quad (\text{A.12})$$

Setzt man diese Temperaturterme aus (A.12) in Gleichung (A.11) ein und verwendet (A.10) für den unbekanntem Druckwert  $p_{2'}$ , so erhält man den Heizverlauf nach Hohenberg zwischen Punkt 1 und 2:

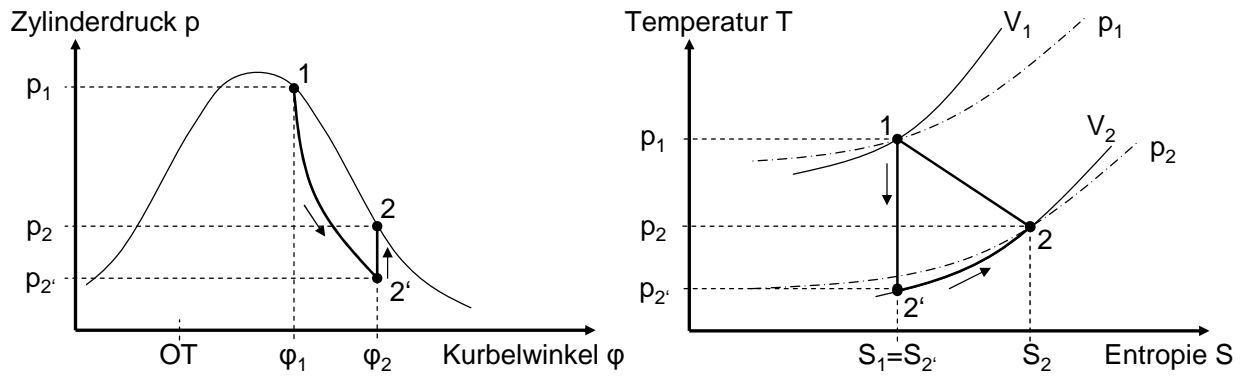


Abbildung A.3: Aufteilung der thermodynamischen Zustandsänderungen zur Ermittlung des Heizverlaufs

$$\Delta Q_{1-2} = \frac{c_v}{R} \cdot V_2 \cdot \left[ p_2 - p_1 \cdot \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa \right]. \quad (\text{A.13})$$

Durch die Verwendung der spezifischen Wärmekapazität  $c_p$  bei konstantem Druck kann die Anzahl der Parameter im Heizverlauf reduziert werden.

$$R = c_p - c_v \quad \text{und} \quad \kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (\text{A.14})$$

$$\frac{c_v}{R} = \frac{1}{\kappa - 1} \quad (\text{A.15})$$

Um die gewünschten thermodynamischen Kenngrößen zu erhalten, muss der Summenheizverlauf durch die Integration des kurbelwinkelabhängigen Heizverlaufs berechnet werden:

$$Q(\varphi) = \sum_{i=\text{ZZP}}^{\text{AÖ}} \frac{1}{\kappa - 1} \cdot V(\varphi_i) \cdot \left[ p(\varphi_i) - p(\varphi_{i-1}) \cdot \left( \frac{V(\varphi_{i-1})}{V(\varphi_i)} \right)^\kappa \right] \cdot (\varphi_i - \varphi_{i-1}) \quad (\text{A.16})$$

$$Q_{\text{norm}}(\varphi) = \frac{Q(\varphi)}{Q_{\text{max}}(\varphi)}. \quad (\text{A.17})$$

Der Summenheizverlauf wird gewöhnlich normiert dargestellt ( $Q_{\text{norm}}(\varphi)$ ), kann jedoch auch absolut verwendet werden ( $Q(\varphi)$ ). Als Startpunkt der Integration wird der Zündzeitpunkt (ZZP) verwendet, da erst hier die Verbrennung einsetzen kann. Das Integrationsende entspricht dem Ereignis „Auslassventil öffnet (AÖ)“. Wie schon in den vorherigen Abschnitten erwähnt, sollte auch hier das kurbelwinkelabhängige Volumen des Zylinder analog zu (A.5) im Vorfeld berechnet und als Vektor gespeichert werden, um die Rechenzeit im Motorbetrieb zu verkürzen.

### Alternative Nullpunktkorrektur mithilfe der Heizverlaufsrechnung

Die soeben vorgestellte Heizverlaufsrechnung nach Hohenberg kann auch als Grundlage für

eine alternative Nullpunktkorrektur verwendet werden (anstatt der Polytropenmethode in Abschnitt A.1). Die Grundlage dieses Verfahrens ist, dass während der Kompressionsphase sowohl die Energieumsetzung als auch der Summenheizverlauf Null sind. Dadurch ergibt sich für die Heizverlaufsgleichung nach Hohenberg in (A.13)

$$\Delta Q_{1-2} = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot V_2 \cdot \left[ p_2 - p_1 \cdot \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa \right] \quad (\text{A.18})$$

die Bedingung

$$Q = \sum \Delta Q_{1-2} \equiv 0. \quad (\text{A.19})$$

Da sich der reale Druck  $p$  aus der Summe von gemessenem Druck und Druckkorrekturwert ergibt ( $p = p_{\text{Mess}} + \Delta p$ ), kann der Heizverlauf (A.18) umgeformt werden.

$$0 = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot \sum_{i=1}^n \left\{ V(\varphi_{i+1}) \cdot \left[ (p_{\text{Mess}}(\varphi_{i+1}) + \Delta p) - (p_{\text{Mess}}(\varphi_i) + \Delta p) \cdot \left( \frac{V(\varphi_i)}{V(\varphi_{i+1})} \right)^\kappa \right] \right\} \quad (\text{A.20})$$

$$0 = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot \sum_{i=1}^n \left\{ V(\varphi_{i+1}) \cdot \left[ \Delta p \cdot \left( 1 - \left( \frac{V(\varphi_i)}{V(\varphi_{i+1})} \right)^\kappa \right) + p_{\text{Mess}}(\varphi_{i+1}) - p_{\text{Mess}}(\varphi_i) \cdot \left( \frac{V(\varphi_i)}{V(\varphi_{i+1})} \right)^\kappa \right] \right\} \quad (\text{A.21})$$

Mit der Voraussetzung

$$\frac{1}{\kappa - 1} \neq 0 \quad \text{und} \quad \Delta p = \text{konstant} \quad (\text{A.22})$$

ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\Delta p \cdot \sum_{i=1}^n \left\{ V(\varphi_{i+1}) \cdot \left[ 1 - \left( \frac{V(\varphi_i)}{V(\varphi_{i+1})} \right)^\kappa \right] \right\} = - \sum_{i=1}^n \left\{ V(\varphi_{i+1}) \cdot \left[ p_{\text{Mess}}(\varphi_{i+1}) - p_{\text{Mess}}(\varphi_i) \cdot \left( \frac{V(\varphi_i)}{V(\varphi_{i+1})} \right)^\kappa \right] \right\} \quad (\text{A.23})$$

Somit erhält man den Offsetwert für die Nullpunktkorrektur des Drucks:

$$\Delta p = \frac{- \sum_{i=1}^n \left\{ V(\varphi_{i+1}) \cdot \left[ p_{\text{Mess}}(\varphi_{i+1}) - p_{\text{Mess}}(\varphi_i) \cdot \left( \frac{V(\varphi_i)}{V(\varphi_{i+1})} \right)^\kappa \right] \right\}}{\sum_{i=1}^n \left\{ V(\varphi_{i+1}) \cdot \left[ 1 - \left( \frac{V(\varphi_i)}{V(\varphi_{i+1})} \right)^\kappa \right] \right\}} \quad (\text{A.24})$$

## A.3 Untersuchung der Frequenzcharakteristik des Injektors

Wie in Abschnitt 4.7 beschrieben, enthält der per FEM berechnete Frequenzgang der PAU-Abstützung drei Polstellen. Diese liegen bei ca. 24,6, 43,2 und 50,3 kHz. Die Auslenkungen deren Schwingungscharakteristik sind in Abbildung A.4 zu sehen.

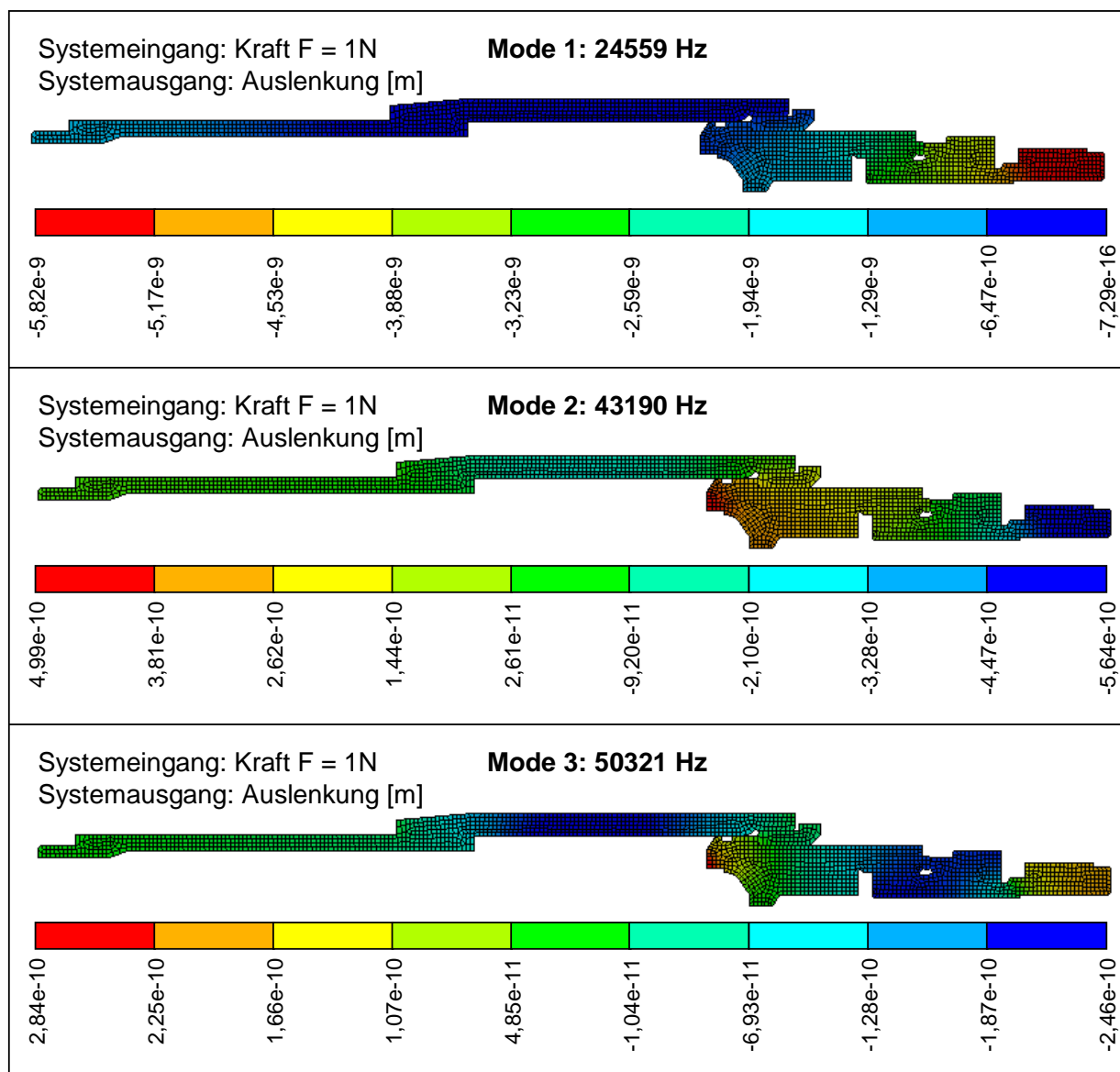


Abbildung A.4: PAU-Abstützung: Auswertung der Auslenkungen [m] für die Schwingungsformen der Polstellen bis 60 kHz bei Kraft  $F = 1\text{ N}$  (Systemeingang)

Der Frequenzgang der offenen Nadelgruppe beinhaltet eine Polstelle, die bei ca. 26,6 kHz liegt. Die bei dieser Schwingungsform auftretenden Auslenkungen sind in Abbildung A.5 dargestellt.

Bei der geschlossenen Nadelgruppe kann, wie in Abschnitt 4.7 erläutert, die Dynamik vernachlässigt werden. Der statische Einfluss der Steifigkeit muss hingegen im Injektormodell durch Verwendung eines masselosen Federelements berücksichtigt werden (siehe Abbildung A.6

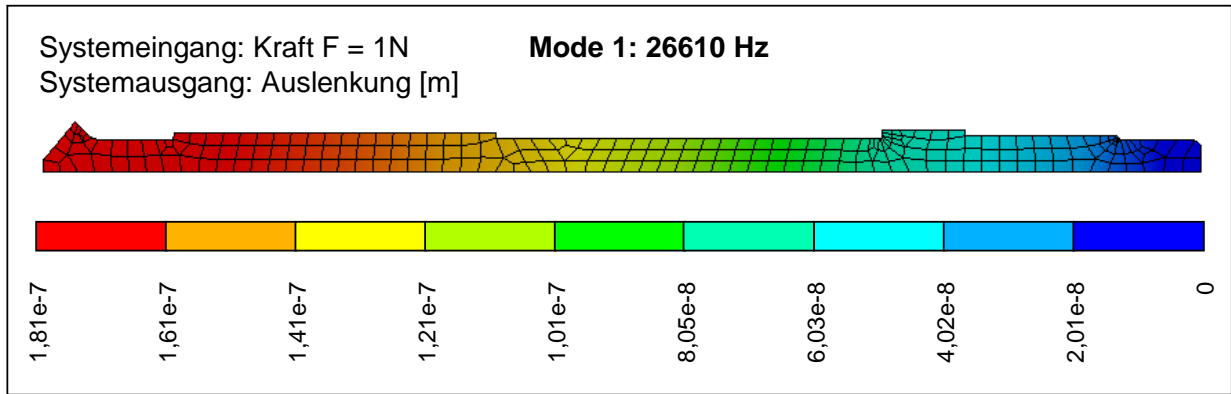


Abbildung A.5: Nadelgruppe offen: Auswertung der Auslenkungen [m] für die Schwingungsformen der Polstellen bis 60 kHz bei Kraft  $F = 1\text{ N}$  (Systemeingang)

links).

Wie die Analyse in Abschnitt 4.7 zeigt, hat nur die Polstelle der offenen Nadelgruppe entscheidenden Einfluss auf die Injektordynamik. Diese Schwingungseigenschaft wird mit einem Ein-Masseschwingermodell abgebildet, indem die Feder der geschlossenen Nadelgruppe durch ein Masse- und ein Dämpferelement ergänzt wird (siehe Abbildung A.6 rechts).

Für die PAU-Abstützung ist hingegen kein Modell notwendig, da sowohl deren statische als auch dynamische Charakteristik das Injektorverhalten nicht entscheidend beeinflussen.

## A.4 Mathematische Herleitung der Zustandsraummodelle für die Injektorschaltzustände

Anhand der in Kapitel 4.7 gezeigten Schaltzustände des hybriden Injektormodells (siehe Abbildung 4.12) werden in diesem Kapitel die Matrizen der beiden Zustandsraummodelle aufgestellt. Die Herleitung der dafür notwendigen Systemdifferentialgleichungen wird für die beiden Schaltzustände nacheinander durchgeführt.

### Zustand geschlossen

Als Basis für die Zustandsbeschreibung dient das Kräftegleichgewicht am Massepunkt.

$$\ddot{s}_1 = \frac{N_u}{m_p} u_c - \frac{k_p}{m_p} s_1 - \frac{b_p}{m_p} \dot{s}_1 - \frac{k_n}{m_p} s_1 \quad (\text{A.25})$$

Außerdem muss die Änderung der Spannung  $u_c$  an der Piezokapazität  $C_0$  beschrieben werden. Diese hängt von der Differenz aus dem Eingangsstrom  $i_a$  und dem Strom durch die mechanische Rückwirkung  $i_m$  ab.

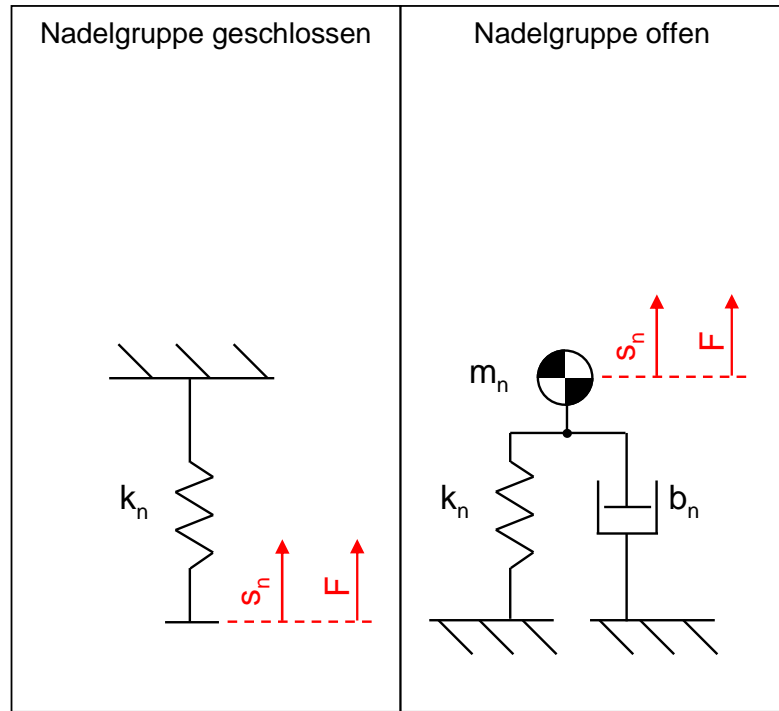


Abbildung A.6: Übersicht der Ersatzmodelle für die Schaltzustände des Injektors *Nadelgruppe geschlossen* (links) und *Nadelgruppe offen* (rechts)

$$\dot{u}_c = \frac{i_a - i_m}{C_0} = \frac{1}{C_0} i_a - \frac{N_u}{C_0} \dot{s}_1 \quad (\text{A.26})$$

Die Spannung an den Klemmen  $u_a$  kann aus der Maschengleichung mithilfe der Spannungsabfälle über den Widerstand  $R_0$  und der Kapazität  $C_0$  berechnet werden.

$$u_a = u_c + R_0 i_a \quad (\text{A.27})$$

Die Vektoren des Zustandsraummodells (siehe Abschnitt 4.4)  $\mathbf{u}_g$  (Eingangsvektor),  $\mathbf{x}_g$  (Zustandsvektor) und  $\mathbf{y}_g$  (Ausgangsvektor) für den geschlossenen Injektorzustand (mit dem Index  $g$  gekennzeichnet) sind wie folgt definiert:

$$\mathbf{u}_g = \begin{pmatrix} i_a \end{pmatrix} \quad (\text{A.28})$$

$$\mathbf{x}_g = \begin{pmatrix} u_c & s_1 & \dot{s}_1 \end{pmatrix}^T \quad (\text{A.29})$$

$$\mathbf{y}_g = \begin{pmatrix} u_a & s_1 \end{pmatrix}^T \quad (\text{A.30})$$

Die Matrizen der Zustandsraumbeschreibung (siehe Gleichung (4.15) und (4.16)) für den geschlossenen Injektor ergeben sich dadurch wie folgt:

$$\mathbf{A}_g = \begin{pmatrix} 0 & 0 & -\frac{N_u}{C_0} \\ 0 & 0 & 1 \\ \frac{N_u}{m_p} & -\frac{k_p+k_n}{m_p} & -\frac{b_p}{m_p} \end{pmatrix} \quad (\text{A.31})$$

$$\mathbf{B}_g = \left( \frac{1}{C_0} \ 0 \ 0 \right)^T \quad (\text{A.32})$$

$$\mathbf{C}_g = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{A.33})$$

$$\mathbf{D}_g = \left( R_0 \ 0 \right)^T \quad (\text{A.34})$$

### Zustand offen

Im nächsten Schritt erfolgt die physikalische Beschreibung des offenen Schaltzustands des Injektors. Wie zuvor werden die Differentialgleichungen mithilfe der Kräftegleichgewichte an den beiden Massepunkten aufgestellt. Die Kräftegleichgewichte lauten wie folgt:

$$\ddot{s}_1 = \frac{N_u}{m_p} u_c - \frac{k_p}{m_p} s_1 - \frac{b_p}{m_p} \dot{s}_1 - \frac{k_n}{m_p} (s_1 - s_2) , \quad (\text{A.35})$$

$$\ddot{s}_2 = \frac{k_n}{m_n} (s_1 - s_2) - \frac{b_n}{m_n} \dot{s}_2 . \quad (\text{A.36})$$

Die Beschreibung der Spannungsänderung  $u_c$  an der Piezokapazität  $C_0$  sowie der Spannung an den Klemmen  $u_a$  kann aus dem geschlossenen Zustand übernommen werden (siehe Gleichungen (A.26) und (A.27)).

Die Vektoren des Zustandsraummodells (siehe Kapitel 4.4)  $\mathbf{u}_o$  (Eingangsvektor),  $\mathbf{x}_o$  (Zustandsvektor) und  $\mathbf{y}_o$  (Ausgangsvektor) für den offenen Injektorzustand (mit dem Index  $o$  gekennzeichnet) werden gegenüber dem geschlossenen Zustand aufgrund der Zustände  $s_2$  und  $\dot{s}_2$  erweitert bzw. modifiziert.

$$\mathbf{u}_o = \left( i_a \right)^T \quad (\text{A.37})$$

$$\mathbf{x}_o = \left( u_c \ s_1 \ \dot{s}_1 \ s_2 \ \dot{s}_2 \right)^T \quad (\text{A.38})$$

$$\mathbf{y}_o = \left( u_a \ s_2 \right)^T \quad (\text{A.39})$$

Die Matrizen der Zustandsraumbeschreibung (siehe Gleichung (4.15) und (4.16)) für den offenen Injektor ergeben sich dadurch wie folgt:



$$\mathbf{A}_o = \begin{pmatrix} 0 & 0 & -\frac{N_u}{C_0} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{N_u}{m_p} - \frac{k_p+k_n}{m_p} - \frac{b_p}{m_p} & \frac{k_n}{m_p} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{k_n}{m_n} & 0 & -\frac{k_n}{m_n} - \frac{b_n}{m_n} & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{A.40})$$

$$\mathbf{B}_o = \left( \frac{1}{C_0} \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \right)^T \quad (\text{A.41})$$

$$\mathbf{C}_o = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{A.42})$$

$$\mathbf{D}_o = \left( R_0 \ 0 \right)^T \quad (\text{A.43})$$

### Zustand geschlossen mit zusätzlichem Systemeingang Zylinderdruck

Wird im geschlossenen Injektorschaltzustand zusätzlich der Einfluss des Zylinderdrucks als Systemeingang berücksichtigt (z.B. für den Klopfansatz in Abschnitt 7.4), wird am Massepunkt  $m_p$  der Einfluss der externen Druckkraft  $F_{ext} = A_d p$  berücksichtigt. Dadurch erweitert sich Gleichung A.25 wie folgt:

$$\ddot{s}_1 = \frac{N_u}{m_p} u_c - \frac{k_p}{m_p} s_1 - \frac{b_p}{m_p} \dot{s}_1 - \frac{k_n}{m_p} s_1 - A_d p \quad (\text{A.44})$$

Der Eingangsvektor  $\mathbf{u}_{g2}$  ist somit gegeben durch:

$$\mathbf{u}_{g2} = \left( i_a \ p \right)^T \quad (\text{A.45})$$

Die Matrizen der Zustandsraumbeschreibung für den geschlossenen Injektor (siehe Gleichungen (A.31) bis (A.34)) ändern sich dadurch wie folgt:

$$\mathbf{A}_{g2} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & -\frac{N_u}{C_0} \\ 0 & 0 & 1 \\ \frac{N_u}{m_p} - \frac{k_p+k_n}{m_p} - \frac{b_p}{m_p} & \frac{k_n}{m_p} & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{A.46})$$

$$\mathbf{B}_{g2} = \begin{pmatrix} \frac{1}{C_0} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{A_d}{m_p} \end{pmatrix}^T \quad (\text{A.47})$$

$$\mathbf{C}_{g2} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{A.48})$$

$$\mathbf{D}_{g2} = \begin{pmatrix} R_0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (\text{A.49})$$

## A.5 Versuchsaufbau zur Untersuchung des Joukowsky-Stoßes im Injektor

Im Folgenden werden die Versuchsaufbauten beschrieben, die für die Untersuchung des Joukowsky-Stoßes und für die PAU-Messungen verwendet werden.

### Versuchsaufbau für Joukowsky-Stoß

Die Ansteuerung des Injektors erfolgt mithilfe eines vom Funktionsgenerator 1 (siehe Abbildung A.7) erzeugten Triggersignals. Dieses wird an die Endstufe geleitet, wodurch die elektrischen Signale für den Injektor zum Einspritzen des Kraftstoffs im Prüfstand erzeugt werden. Die Parameter dieser Signale werden vor den jeweiligen Versuchen über eine Ethernet-Schnittstelle an der Endstufe eingestellt. Die elektrischen Piezosignale während der Einspritzung werden zwischen Funktionsgenerator 1 und der Endstufe durch Verwendung eines Shunts<sup>3</sup> und eines Differenzverstärkers<sup>4</sup> gemessen. Um die Sensorphase mit einer bestimmten Totzeit nach Beginn der Einspritzung zu starten, wird ein zweiter Funktionsgenerator verwendet. Dieser wird vom Trigger des Funktionsgenerators 1 angesteuert und sendet mit einem dazu einstellbaren Zeitverzug ebenfalls ein Triggersignal an den Trennschalter, der infolgedessen die Verbindung zur Endstufe trennt und somit die Sensorphase ermöglicht. Wie in Abbildung A.7 dargestellt, wird die Spannung in der Sensorphase zwischen Trennschaltung und PAU an einer Zener-Diode (ca. 10 V) gemessen<sup>5</sup>, die seriell zu einem Widerstand (ca. 40 kΩ) geschaltet ist. Dadurch wird verhindert, dass während der Aktorphase der Strom über die Zener-Diode anstatt über die PAU fließt. Bei diesem Versuch wird außerdem der Kraftstoffdruck im Rail zwischen Injektor und Prüfstand gemessen, wobei die Position des Sensors variiert werden kann.

Alle bei diesem Versuch gemessenen Daten werden an das Oszilloskop geleitet und dort über eine externe Schnittstelle gespeichert.

<sup>3</sup>Niederohmiger Widerstand, über dessen Spannungsabfall der Strom gemessen wird

<sup>4</sup>Tastkopf zur Spannungsmessung

<sup>5</sup>ermöglicht eine höhere Auflösung für die geringen Spannungen in der Sensorphase

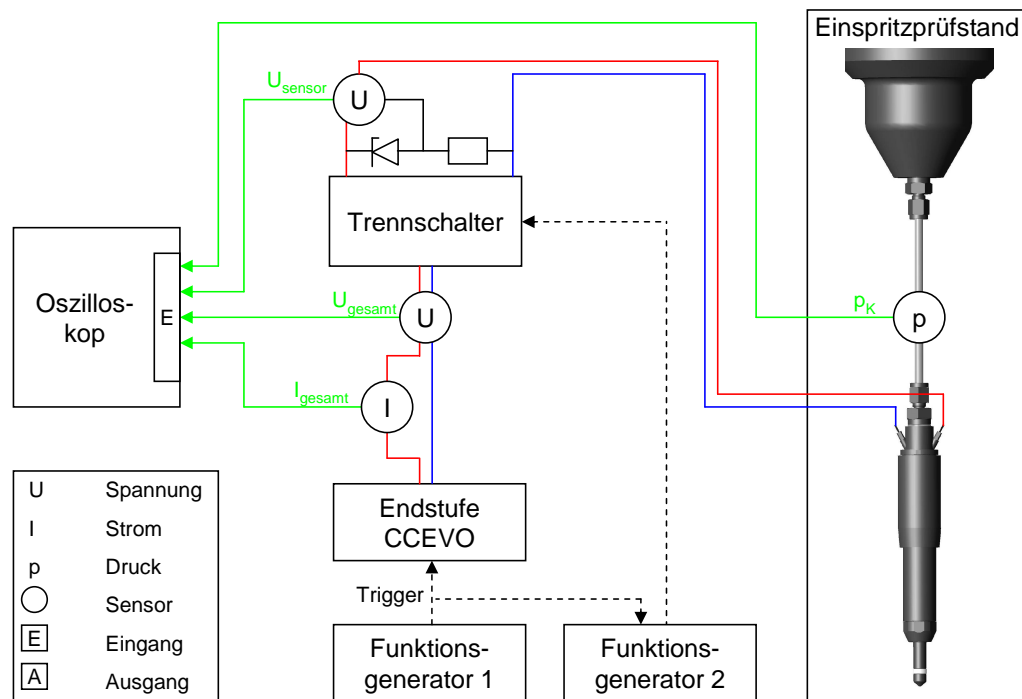


Abbildung A.7: Versuchsaufbau für Untersuchungen des Joukowsky-Stoßes im Injektor

### Versuchsaufbau für PAU-Messungen

Der Versuchsaufbau zum Vermessen der PAU für die Adaption deren Parameter (vgl. Abschnitt 4.6) sowie für die Analyse der Störungen aufgrund der vorhandenen Nichtidealitäten des Piezos (vgl. Abschnitt 6.2.1) ist in Abbildung A.8 dargestellt.

Der Grundaufbau dieses Versuchs unterscheidet sich nicht von dem zuvor beschriebenen. Anstelle des Einspritzprüfstands wird hier nur eine Einspannvorrichtung für die PAU benötigt. Aus diesem Grund erfolgt keine Kraftstoffdruckmessung. Stattdessen wird die Auslenkung der PAU mit einem differentiellen Laser-Doppler-Interferometer (LDV) berührungslos gemessen.

## A.6 Auswirkungen des Joukowsky-Stoßes in einem Mehrzylindermotor

Wie in Abschnitt 2.1 erwähnt, dauert der Arbeitstakt eines Zylinders 720 Grad Kurbelwinkel. Bei einem Mehrzylindermotor sind die Einspritzungen zeitlich gleich verteilt (siehe Abbildung A.9 unten), so dass die minimale Dauer  $\Delta t$  zwischen den Injektionen in zwei nacheinander agierenden Zylindern von der Anzahl der Zylinder  $n_Z$  und der Motordrehzahl  $n_{Mot}$  abhängt. Sie lässt sich mit der Kurbelwinkeldifferenz pro Zylinder

$$\varphi = \frac{720^\circ KW}{n_Z} \quad (\text{A.50})$$

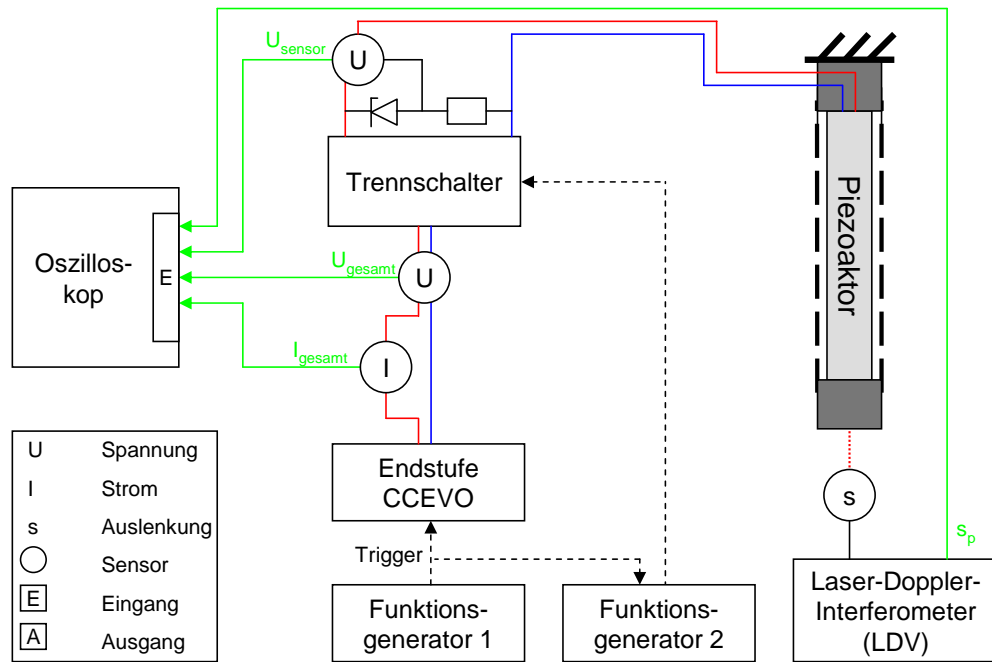


Abbildung A.8: Versuchsaufbau zum Vermessen der PAUs

berechnen. Es ergibt sich

$$\Delta t = \frac{60 \frac{\text{s}}{\text{min}} \varphi}{360^\circ \text{KW } n_{\text{Mot}}} = \frac{2 \cdot 60 \frac{\text{s}}{\text{min}}}{n_{\text{Mot}} n_Z} \quad (\text{A.51})$$

mit der Motordrehzahl  $n_{\text{mot}}$  in Umdrehungen pro Minute. Ein Überblick dieser Zeitdauer  $\Delta t$  für verschiedene Motordrehzahlen  $n_{\text{Mot}}$  ist in Tabelle A.1 zu sehen.

Tabelle A.1: Zeitdauer  $\Delta t$  zwischen den Einspritzungen zweier Ventile

Anzahl Zylinder	Motordrehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ]	Zeitdauer [ms]
4	1000	30,0
4	2000	15,0
4	3000	10,0
4	4000	7,5
4	5000	6,0
4	6000	5,0

Vergleicht man die Zeiten zwischen zwei Einspritzungen aus Tabelle A.1 mit Messungen des Joukowski-Stoßes (siehe Abbildung 6.2 und 6.7), so erkennt man, dass zu Beginn einer Sensorphase die Störung des Druckstoßes der vorangegangenen Einspritzung (anderer Zylinder) aufgrund unzureichender Dämpfung noch vorliegt. Ob eine gegenseitige Beeinflussung zwischen den Injektoren durch den Joukowski-Stoß stattfindet, hängt vor allem vom Common Rail ab. Nach [9] dient dieses Rail als Hochdruckspeicher für den Kraftstoff. Das Common Rail muss deswegen so ausgelegt sein, dass es zwar schnell befüllt werden kann, jedoch die beim Ein-

spritzvorgang entstehenden Druckschwingungen rasch gedämpft werden. Um eine Aussage treffen zu können, wie hoch die Dämpfung dieses Druckspeichers ist bzw. ob die Druckschwingung am Common Rail komplett reflektiert oder teilweise zu den anderen Injektoren weitergeleitet wird, sind Versuche mit einem solchen System notwendig. Ist das System so beschaffen, dass die Druckschwingungen bis zur nächsten Einspritzung (siehe Tabelle A.1) abgeklungen sind, kann das Modell aus Kapitel 6.1.3 zur Störkompensation beibehalten werden. Reichen die Dämpfungseigenschaften des Common Rails nicht aus, so muss die Interaktion der verschiedenen Druckstöße in der Modellierung berücksichtigt werden.

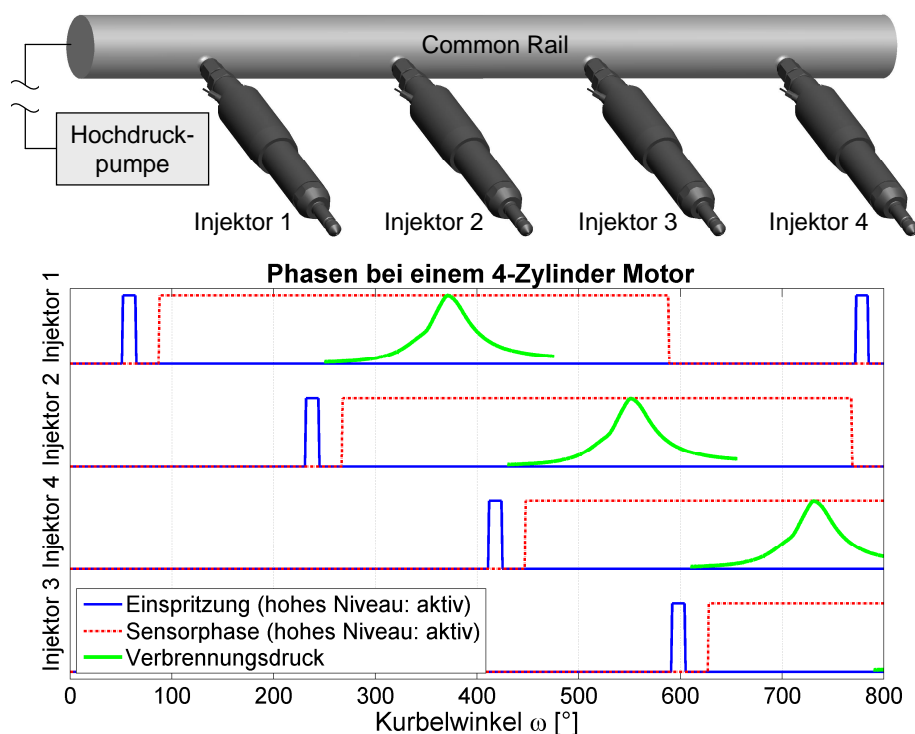


Abbildung A.9: Phasen in einem 4-Zylinder Motor mit der Einspritzreihenfolge 1-2-4-3

## A.7 Herleitung des Übertragungsfaktors beim Joukowsky-Stoß

Um den statischen Übertragungsfaktor  $K_{\Delta p_C \rightarrow u_a}$  von der beim Joukowsky-Stoß vorliegenden Kraftstoffdruckdifferenz zur resultierenden Piezospannung aus der Ausgangsgleichung (7.5) bestimmen zu können, wird ein statisches Modell des Injektors benötigt. Da sich der Angriffspunkt der Kraft bzw. des Druckes zur Herleitung des Übertragungsfaktors  $K_{p \rightarrow u_a}$  in Kapitel 5.2.1 unterscheidet, muss das Modell neu erstellt werden. Dieses wird aus dem in Abbildung 4.12 (links) gezeigten Modell abgeleitet. Die im dynamischen Modell enthaltenen Massepunkte und Dämpfer werden ignoriert. Als Eingangsgröße dient die Kraft  $F_{ws}$ , die durch die Druckschwingung  $\Delta p_C$  entsteht und die Definition

$$F_{ws}(t) = A_{ws}\Delta p_C(t) \quad (\text{A.52})$$

hat. Eine Übersicht dieses Modells ist in Abbildung A.10 zu sehen.

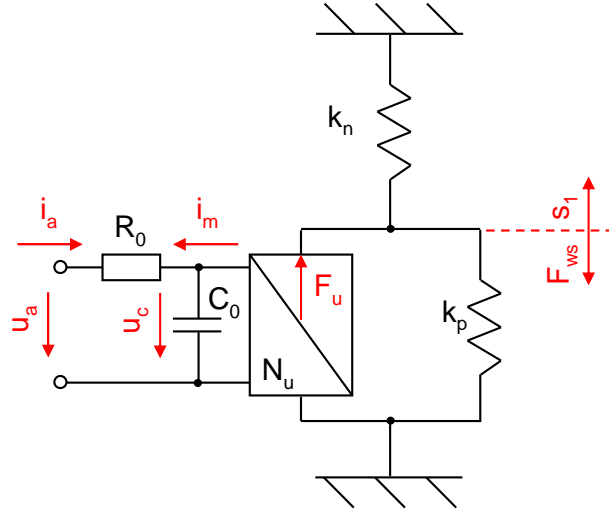


Abbildung A.10: Modell mit der Kraft  $F_{ws}$  (infolge der Druckschwingung beim Joukowsky-Stoß) als Eingangsgröße zur Berechnung des Übertragungsfaktors  $K_{\Delta p_C \rightarrow u_a}$

Zur Berechnung des Übertragungsfaktors wird das Kräftegleichgewicht in Abbildung A.10 bei  $s_1(t)$  unter Verwendung von (4.22) aufgestellt:

$$-k_p s_1(t) - k_n s_1(t) + N_u u_c(t) - A_{ws} \Delta p_C(t) = 0. \quad (\text{A.53})$$

Die Spannung am Piezo  $u_c$  kann gemäß der Injektormodellierung im Anhang A.4 aufgestellt werden.

$$u_c(t) = \frac{1}{C_0} Q(t) - \frac{N_u}{C_0} s_1(t) \quad (\text{A.54})$$

Die Eingangsgröße Ladung  $Q(t)$  kann wie schon in Kapitel 5.2 (Gleichung (5.7)) vernachlässigt werden, da während der Sensorphase, in welcher der Joukowsky-Stoß im Spannungssignal des Piezos zu sehen ist, kein Strom fließt und der Piezo annähernd entladen ist. Aus diesem Grund ist auch die Spannung  $u_c(t)$  identisch mit der Aktorspannung  $u_a(t)$  (vgl. (4.25)). Wird (A.53) nach  $s_1(t)$  aufgelöst und in (A.54) eingesetzt, ergibt sich der Übertragungsfaktor  $K_{\Delta p_C \rightarrow u_a}$  wie folgt:

$$K_{\Delta p_C \rightarrow u_a} = \frac{u_a(t)}{\Delta p_C(t)} = \frac{A_{ws} N_u}{C_0 (k_p + k_n) + N_u^2}. \quad (\text{A.55})$$

# B Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

## Abkürzungsverzeichnis:

AÖ	Öffnungsbeginn Auslassventil
FEM	Finite Elemente Methode
FFT	Fast Fourier Transformation
HC	Hydraulischer Kompensator (hydraulic compensator)
Im	Imaginärteil einer komplexen Zahl
KW	Kurbelwelle
LDV	Differentielles Laser-Doppler-Interferometer
MFB	Mass Fraction Burn
MOSFET	Metal oxide semiconductor field-effect transistor (Metall-Oxid-Halbleiter-Feldeffekttransistor)
NG	Nadelgruppe
OT	Oberer Totpunkt des Kolbens eines Zylinders (0°KW und 360°KW)
PAU	Piezo-Aktor-Einheit (piezo actuator unit)
Re	Realteil einer komplexen Zahl
S2SP	Switch to sensor phase (Umschaltzeitpunkt zur Sensorphase)
UT	Unterer Totpunkt des Kolbens eines Zylinders (180°KW und 540°KW)
ZZP	Zündzeitpunkt

## Symbolverzeichnis:

<b>A</b>	Systemmatrix
$A_d$	Druckwirksame Fläche für Verbrennungsdruck
$A_p$	Querschnittsfläche des Piezostacks
<b>B</b>	Eingangs- bzw. Steuermatrix
$b_n$	Dämpfung der Nadel
$b_p$	Dämpfung des Piezos
<b>C</b>	Ausgangs- bzw. Beobachtungsmatrix
$C_0$	Elektrische Ersatzkapazität des Piezos
$C_h$	Hydraulische Kapazität
$c$	Schallgeschwindigkeit
$c_p$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
$c_v$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
<b>D</b>	Durchgangsmatrix oder Tensor für elektrische Flussdichte
$D_3$	Elektrische Flussdichte in longitudinaler, axialer Wirkrichtung
$D_{mod}$	Hydraulischer Ersatzdurchmesser des Modells
$D_n$	Durchmesser des Nadelsitzes
$D_Z$	Durchmesser Zylinder
<b>d</b>	Tensor für piezoelektrische Ladungskonstante (auch piezoelektrischer Koeffizient bzw. piezoelektrisches Modul genannt)
$d_{33}$	Piezoelektrische Ladungskonstante: Erregungsrichtung (erster Index) und Reaktionsrichtung (zweiter Index) in longitudinaler, axialer Wirkrichtung
$d_p$	Abstand der Kondensatorplatten für die Piezokapazität
<b>E</b>	Tensor für elektrische Feldstärke
$E$	Elastizitätsmodul
$E_3$	Elektrische Feldstärke in longitudinaler, axialer Wirkrichtung
$F$	Kraft
$F_{close}$	Schließkraft des Injektors durch Schließfeder
$F_{ext}$	Externe Kraft
$F_N$	Kraft des Niederhalters durch die Einspannung des Injektors im Motor
$F_n$	Innere Kraft der Nadel
$F_p$	Kraft auf den Piezo
$F_S$	Kraft durch Motorschwingungen, die am Injektor eingeleitet werden
$F_u$	Elektromechanische Kopplungskraft des Piezos
$f$	Frequenz
$f_0$	Resonanzfrequenz
$f_{eig}$	Eigenfrequenz eines Bauteils
$f_{mod}$	Frequenz des hydraulischen Ersatzmodells



---

$G(s)$	Übertragungsfunktion
$G_{dB}(s)$	Übertragungsfunktion in dB
$G_{i_a \rightarrow u_a}(s)$	Übertragungsfunktion von Eingang Strom zu Ausgang Spannung
$h_k$	Kolbenhub
$I$	Einheitsmatrix
$I_{C_{max}}$	Maximaler Ladestrom in der Endstufe
$I_{D_{max}}$	Maximaler Entladestrom in der Endstufe
$I_{max}$	Maximaler Strom des Aktors (Piezo)
$i_a$	Strom des Aktors (Piezo)
$i_m$	Strom durch mechanische Rückwirkung des Piezos
$k$	Steifigkeit eines Bauteils
$K$	Verstärkungsfaktor
$K_{p \rightarrow u_a}(s)$	Verstärkungsfaktor von Eingang Druck zu Ausgang Spannung zu Ausgang Spannung
$K_{u_a \rightarrow p}(s)$	Verstärkungsfaktor von Eingang Spannung zu Ausgang Druck
$K_{\Delta p_C \rightarrow u_a}(s)$	Verstärkungsfaktor von Eingang Druckdifferenz (an Kapazität)
$k_c$	Steifigkeit der Cartridge
$k_{cg}$	Serielle Gesamtsteifigkeit von Cartridge und Gehäuse
$k_{cgn}$	Gesamtsteifigkeit von Cartridge, Gehäuse und Nadel
$k_g$	Steifigkeit des Injektorgehäuses
$k_n$	Steifigkeit der Injektornadel
$k_p$	Steifigkeit des Piezos
$L$	Länge Pleuelstange
$L_h$	Hydraulische Induktivität
$l$	Länge
$l_0$	Hydraulische Länge von Prüfstand und Injektor
$l_{mod}$	Hydraulische Ersatzlänge des Modells
$l_p$	Länge des Piezostacks
$l_r$	Länge des Rails
$M$	Drehmoment oder Mantelfläche eines Kegelstumpfs
$m$	Masse eines Bauteils oder Mantellinie der geöffneten Durchflussfläche beim Injektor
$m_n$	Masse der Injektornadel
$m_p$	Masse des Piezos
$m_Z$	Masse des Arbeitsgases im Zylinder
$N_u$	Elektromechanischer Kopplungsfaktor des Piezos
$n$	Anzahl der Einzelschichten des Piezostacks
$n_{Mot}$	Drehzahl des Motors
$n_Z$	Anzahl der Zylinder
$p$	Zylinderdruck

$\bar{p}$	Zylinderdruck geglättet
$p_C$	Druck an der Kapazität
$p_{C,stat}$	Statischer Druck an der Kapazität
$p_K$	Kraftstoffdruck
$p_L$	Druck an der Induktivität
$p_{L,stat}$	Statischer Druck an der Induktivität
$p_m$	Mitteldruck
$p_{max}$	Spitzendruck im Zylinder
$p_{me}$	Effektiver Mitteldruck
$p_{mi}$	Indizierter Mitteldruck
$p_{mi,HD}$	Indizierter Mitteldruck der Hochdruckschleife
$p_{mr}$	Reibmitteldruck
$p_R$	Druck am Widerstand
$p_{R,stat}$	Statischer Druck am Widerstand
$Q$	Elektrische Ladung des Piezos
$Q_5$	5 Prozent Energieumsetzung des Summenheizverlaufs
$Q_{50}$	50 Prozent Energieumsetzung des Summenheizverlaufs
$Q_{95}$	95 Prozent Energieumsetzung des Summenheizverlaufs
$Q_C$	Volumenstrom an der Kapazität des Fluids
$Q_{C,stat}$	Statischer Volumenstrom an der Kapazität des Fluids
$Q_L$	Volumenstrom an der Induktivität des Fluids
$Q_{L,stat}$	Statischer Volumenstrom an der Induktivität des Fluids
$Q_N$	Volumenstrom an der Nadelspitze
$Q_{N,stat}$	Statischer Volumenstrom an der Nadelspitze
$Q_R$	Volumenstrom an der Dissipativität des Fluids
$Q_{R,stat}$	Statischer Volumenstrom an der Dissipativität des Fluids
$Q_\varphi$	Wärmeänderung zwischen Punkt 1 und 2
<b>R</b>	Tensor für mechanische Spannung
$R$	Allgemeine Gaskonstante
$R_0$	Ohmscher Widerstand des Piezos
$R_{DS}$	Widerstand bei MOSFET zwischen Drain (Abfluss) und Source (Quelle)
$R_h$	Hydraulischer Widerstand
$R_K$	Radius Kurbelwelle
$r$	Radius
<b>S</b>	Tensor für mechanische Dehnung
$S_3$	Mechanische Dehnung in longitudinaler, axialer Wirkrichtung
$s$	Auslenkung
$\mathbf{s}^E$	Tensor für Elastizitätskoeffizient des Piezowerkstoffes bei konstantem elektrischen Feld $E$
$s_{ap}$	Auslenkung der Piezo-Abstützung

---

$s_{33}^E$	Elastizitätskoeffizient des Piezowerkstoffs: Erregungsrichtung (erster Index) und Reaktionsrichtung (zweiter Index) in longitudinaler, axialer Wirkrichtung
$s_n$	Auslenkung der Injektornadel
$\dot{s}_n$	Geschwindigkeit der Injektornadel
$s_p$	Auslenkung des Piezos
$\hat{s}_p$	Auslenkung des Piezos gemessen
$\dot{s}_p$	Geschwindigkeit des Piezos
$\mathbf{T}$	Tensor für mechanische Spannung
$T$	Zeitkonstante oder Temperatur
$T_3$	Mechanische Spannung in longitudinaler, axialer Wirkrichtung
$t_C$	Ladedauer in der Endstufe
$t_D$	Entladedauer in der Endstufe
$t_I$	Einspritzdauer des Ventils in der Endstufe
$t_{LC}$	Steigende Ladeflankendauer in der Endstufe
$t_{LD}$	Steigende Entladeflankendauer in der Endstufe
$t_{opt}$	Zeitdauer für Optimierung
$t_P$	Zeitverzug Protectionsschaltung in der Endstufe
$t_{S2SP}$	Umschaltzeitpunkt zur Sensorphase
$t_{TC}$	Fallende Ladeflankendauer in der Endstufe
$t_{TD}$	Fallende Entladeflankendauer in der Endstufe
$U$	Elektrische Spannung
$U_{GS}$	Spannung bei MOSFET zwischen Gate (Steuerelektrode) und Source (Quelle)
$U_{max}$	Maximale Spannung
$\mathbf{u}$	Eingangsvektor
$u$	Elektrische Spannung
$u_a$	Spannung des Aktors (Piezo)
$\hat{u}_a$	Spannung des Aktors (Piezo) gemessen
$u_c$	Wirksame elektrische Spannung des Piezos
$u_s$	Systemausgang Störmodells (Aktorspannung)
$\tilde{u}_s$	Simulierte Störspannung während der Sensorphase
$V$	Volumen
$V_C$	Kompressionsvolumen
$V_h$	Hubvolumen
$v_0$	Geschwindigkeit
$W$	Mechanische Arbeit
$\mathbf{x}$	Zustandsvektor
$\mathbf{y}$	Ausgangsvektor

$\alpha$	Winkel des Nadelsitzes beim Injektor
$\alpha_Z$	Zündwinkel
$\alpha_{Z,kenn}$	Zündwinkel aus Kennfeld
$\alpha_{Z,reg}$	Zündwinkel nach Regelung
$\chi$	Gewichtungsfaktor
$\Delta p$	Druckdifferenz
$\Delta Q$	Isochore Wärmezufuhr bzw. -abfuhr
$\Delta Q_{1-2}$	Wärmeänderung zwischen Punkt 1 und 2
$\Delta \alpha_{Z,reg}$	Zündwinkeldifferenz bei Regelung
$\Delta \varphi$	Kurbelwinkeldifferenz
$\epsilon_0$	Elektrische Feldkonstante des Vakuums
$\epsilon_r$	Leitfähigkeit des Dielektrikums im Kondensator
$\epsilon^T$	Tensor für Dielektrizitätszahl bei konstanter mechanischer Spannung $T$
$\epsilon_{33}^T$	Dielektrizitätszahl: Erregungsrichtung (erster Index) und Reaktionsrichtung (zweiter Index) in longitudinaler, axialer Wirkrichtung
$\varphi$	Kurbelwinkel
$\varphi(Q_5)$	Kurbelwinkel, bei dem 5 Prozent des Summenheizverlaufs erreicht sind (entspricht dem Brennbeginn)
$\varphi(Q_{50})$	Kurbelwinkel, bei dem 50 Prozent des Summenheizverlaufs erreicht sind (entspricht der Verbrennungsschwerpunktlage)
$\varphi(Q_{95})$	Kurbelwinkel, bei dem 95 Prozent des Summenheizverlaufs erreicht sind (entspricht dem Ende der Brenndauer)
$\varphi(p_{max})$	Lage des Spitzendrucks im Zylinder
$\kappa$	Kompressibilität
$\lambda$	Luft-Kraftstoffverhältnis oder Wellenlänge oder Polstelle
$\rho$	Dichte
$\sigma(t)$	Einheitssprungfunktion (Heavisidesche Sprungfunktion)

# Literaturverzeichnis

- [1] BMW GROUP PRESSCLUB GLOBAL (Hrsg.): *4 Zylinder Ottomotor mit High Precision Injection im Magerbetrieb, Photo ID: P0033800*. <https://www.press.bmwgroup.com>, 2007
- [2] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ UND REAKTORSICHERHEIT (Hrsg.): *Die EU-Verordnung zur Verminderung der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Personenkraftwagen*. [www.bmu.de/verkehr](http://www.bmu.de/verkehr), 2009
- [3] ABEL, D. ; BOLLIG, A.: *Rapid Control Prototyping*. Springer Verlag, 2006
- [4] AVL (Hrsg.): *Pressure Sensors for Combustion Analysis*. AVL
- [5] BACHMAIER, G.: *Adaptive modellgestützte Ansteuerung von Piezo-Einspritzventilen*, Fakultät Elektrotechnik und Informationstechnik der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2011
- [6] BACHMAIER, G. ; GERLICH, M. ; ZÖLS, W.: Adaptionenverfahren zur Zylinderinnen-druckmessung mit Hilfe eines kombinierten Sensor-Aktor-Systems. In: *Dresdner Sensor-Symposium*, 2009, S. 335–338
- [7] BARGENDE, M.: Schwerpunkt-Kriterium und automatische Klingelerkennung. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 56 (1995)
- [8] BASSHUYSEN, R. van: *Ottomotor mit Direkteinspritzung*. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 2007
- [9] BASSHUYSEN, R. van ; SCHÄFER, F.: *Handbuch Verbrennungsmotor*. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 2002
- [10] BAUER, Bernhard: *Entwicklung einer Testvorrichtung zur Simulation der Zylinderinnen-druckmessung mit Piezoinjektoren*, Universität der Bundeswehr München, Diplomarbeit, 2007
- [11] BBM AKUSTIK TECHNOLOGIE (Hrsg.): *Reflexions-Schalldämpfer*. BBM Akustik Technologie
- [12] BERGANT, A. ; SIMPSON, A.R. ; TIJSSELING, A.S.: Water Hammer with Column Separation: A Historical Review. In: *Journal of Fluids and Structures* 22 (2006), S. 135–171
- [13] BERNHARD, F.: *Technische Temperaturmessung*. Springer Verlag, 2004
- [14] BRAUN, A.: *Grundlagen der Regelungstechnik*. Carl Hanser Verlag, 2005

- [15] CROWE, C.T. ; ELGER, D.F. ; ROBERSON, J.A.: *Engineering Fluid Mechanics*. Wiley, 2001
- [16] DECKER, M. ; GÜHMANN, C. ; LUCAS, S. ; HINTZ, K. ; TSCHÖKE, H. ; NOBIS, J. ; STÖLTING, E. ; JOERRES, M.: Diesel Engine Management with Center-of-Heat-Release Control Based on Structure-Borne Sound Signals. In: *ATZ Automobiltechnische Zeitschrift* 3 (2011)
- [17] DECKER, M. ; HINTZ, K. ; NOBIS, J. ; JOERRES, M. ; GÜHMANN, C.: Geräuschgeregelter Dieselmotor. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 3 (2011)
- [18] DENGLER, Ch.: *Modellbasierte Entwicklung einer Strategie zur aktiven Kompensation der Nadeloszillation von Piezo-Benzininjektoren*, FH Regensburg, Diplomarbeit, 2004
- [19] DOLT, R.: *Untersuchungen zur Motorsteuerung von Ottomotoren mit thermodynamischen Größen*, Universität Darmstadt, Diss., 2000
- [20] DURST, F. ; HASPEL, D. ; ÜNSAL, B. ; RESCH, R.: Schnell schaltende Einspritzventile mit praktisch druckwellenfreien Kraftstoff-Zuführleitungen. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 10 (2007)
- [21] GOLDFARB, M. ; CELANOVIC, N.: Behavioral Implications of Piezoelectric Stack Actuators for Control of Micromanipulation. In: *Proceedings of the 1996 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 1996, S. 226–231
- [22] GOLDFARB, M. ; CELANOVIC, N.: Modeling Piezoelectric Stack Actuators for Control of Micromanipulation. In: *Control Systems Magazine, IEEE* (1997), S. 69–79
- [23] GRAJEWSKI, V.: *Zylinderdruck-basierte Modellierung des Start-Warmlaufverhaltens von Ottomotoren*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 2006
- [24] HARNDORF, H. ; KÖSEL, R. ; VOLKART, A.: Optimierung der Meß- und Auswerteparameter zur Analyse von Zylinderdruckverläufen. In: *MTZ Motortechnische Zeitschrift* 53 (1992), S. S. 136 ff
- [25] HART, M.: *Auswertung direkter Brennrauminformationen am Verbrennungsmotor mit estimationstheoretischen Methoden*, Universität-Gesamthochschule Siegen, Diss., 1999
- [26] HÄCKELMANN, H. ; STRAHRINGER, H.J. Petzold S.: *Kommunikationssysteme - Technik und Anwendungen*. Springer Verlag, 2000
- [27] HELKE, G.: Piezoelektrische Keramiken, physikalische Eigenschaften, Zusammensetzung, Herstellungsprozess, Kenngrößen und praktische Anwendungen. In: *Keramische Zeitschrift* (2000), S. 28–32
- [28] HEYWOOD, J.B.: *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988
- [29] HOFMANN, P.: *Hybridfahrzeuge: Ein alternatives Antriebskonzept für die Zukunft*. Springer Verlag, 2010

- [30] HOHENBERG, G.: Der Verbrennungsablauf - ein Weg zur Beurteilung des motorischen Prozesses. In: *4. Wiener Motorensymposium*, 1982
- [31] HORLACHER, H.B. ; LÜDECKE, H.J.: *Strömungsberechnung für Rohrsysteme*. Expert Verlag, 1992
- [32] HOUBEN, H. ; LAST, B. ; PECHHOLD, F. ; POTTIEZ, Ch. ; WEISSBÄCK, M.: Glühkerze mit integriertem Brennraum-Drucksensor: Eine Schlüsselkomponente zur geregelten Dieselverbrennung. In: *Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors*, 2007
- [33] HOUBEN, H. ; MARTO, A. ; PECHHOLD, F. ; HAUSSNER, M. ; BORGERS, M.: Drucksensor-Glühkerze für Dieselmotoren - Pressure Sensor Glow Plug (PSG). In: *Motortechnischen Zeitschrift (MTZ)* (2004). – Sonderdruck
- [34] HUBER, Ch.: *Modellbasierte Regelkonzepte auf der Basis sensorischer Rückwirkung von schnell schaltenden Aktoren*, Johannes Kepler Universität Linz, Diss., 2010
- [35] HUBER, J. E. ; FLECK, N. A.: Ferroelectric switching: a micromechanics model versus measured behavior. In: *European Journal of Mechanics A/Solids* 23 (2003), S. 203–217
- [36] HUBER, J. E. ; FLECK, N. A. ; LANDIS, C. M. ; MC MEEKING, R. M.: A constitutive model for ferroelectric polycrystals. In: *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 47 (1998), S. 1663–1697
- [37] HUBER, J. E. ; FLECK, N. A. ; LANDIS, C. M. ; MC MEEKING, R. M.: Multi-axial electrical switching of a ferroelectric: theory versus experiment. In: *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 49 (2001), S. 785–811
- [38] ISERMANN, R.: *Identifikation dynamischer Systeme 1*. Springer, 1992
- [39] ISERMANN, R.: Management motorischer Antriebe. In: *Automatisierungstechnik* 1 (2009), S. 1–2
- [40] JANOCHA, H.: *Unkonventionelle Aktoren*. Oldenbourg Wissenschaftsverlag, 2010
- [41] JESCHKE, J.: *Konzeption und Erprobung eines zylinderdruckbasierten Motormanagements für PKW-Dieselmotoren*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2002
- [42] JIPPA, K.-N.: *Onlinefähige, thermodynamikbasierte Ansätze für die Auswertung von Zylinderdruckverläufen*, Universität Stuttgart, Diss., 2003
- [43] JOHANSSON, R.: *System Modeling and Identification*. Prentice Hall, 1993
- [44] JOUKOWSKY, N.: Über den hydraulischen Stoss in Wasserleitungsröhren. (On the hydraulic hammer in water supply pipes.). In: *Mémoires de l'Academie Impériale des Sciences de St.-Pétersbourg* Series 8, vol. 9, No. 5 (1900)
- [45] KARRELMAYER, R. ; GRAF, G. ; SCHERRER, D. ; FISCHER, W. ; HATHOUT, J.-P.: Strategien zur Regelung von HCCI-Brennverfahren. In: *Automatisierungstechnik* 1 (2009), S. 3–13

- [46] KISTLER (Hrsg.): *Motorenindizierung - Druckmesstechnik für Forschung und Entwicklung*. Kistler
- [47] Schutzrecht EP 1 921 297 B1 DE 102006053255 ( Mai 2008). KÖLLER, M. ; LEZIUS, U. ; MAGNOR, O. ; SCHNAUBELT, M. ; SCHULTALBERS, M. (Erfinder); IAV GmbH (Anmelder).
- [48] KOHLHASE, M. ; ISERMANN, R.: Brennraumdruckbasierte Extremwertregelung für direkteinspritzende Ottomotoren. In: *Automatisierungstechnik* 1 (2009), S. 23–31
- [49] KRÜCKEBERG, J.: *Hochleistungs-LEDs in der Praxis*. Franzis Verlag, 2007
- [50] KURATLE, R.: *Motorenmeßtechnik*. Vogel Verlag, 1995
- [51] LARINK, J.: *Zylinderdruckbasierte Auflade- und Abgasrückführregelung für PKW-Dieselmotoren*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2005
- [52] LJUNG, L.: *System Identification*. Prentice Hall, 2006
- [53] LUNZE, J.: *Regelungstechnik 2*. Springer, 2005
- [54] LUNZE, J.: *Regelungstechnik 1*. Springer, 2010
- [55] MANZ, P.-W.: Die Zylinderdruckindizierung - Ein Verfahren und seine Anwendung in der Motorenentwicklung. In: *1. Darmstädter Indiziersymposium*, 1994
- [56] MERKER, G.P. ; STIESCH, G.: *Motorische Verbrennung*. Teubner Verlag, 1999
- [57] MÜLLER, N.: Adaptive Motorregelung beim Ottomotor unter Verwendung von Brennraumdruck-Sensoren. In: *Fortschritt-Berichte-VDI* Bd. Reihe 12, Nr 545. Darmstadt, 2003
- [58] MÜLLER, N. ; ISERMANN, R.: Zylinderdruck-basiertes Motormanagement beim Ottomotor. In: *VDI-Berichte* Bd. Nr 1672. Darmstadt, 2002
- [59] MÜLLER, T. ; KUGI, A. ; BACHMAIER, G. ; GERLICH, M.: Modelling and Identification of a Piezoelectrically Driven Fuel Injection Control Valve. In: *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems* 16 (2010), S. 285 – 305
- [60] NAUNDORF, U.: *Digitale Elektronik: Theoretische Grundlagen und Schaltungsanalyse*. Oldenbourg Wissenschaftsverlag, 2004
- [61] PISCHINGER, R. ; KRASSNIG, G. ; TAUCAR, G. ; SAMS, Th.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Springer, 1989
- [62] POORMAN, T.J. ; WLODARCZYK, M.T.: Ignition System-Embedded Fiber-Optic Combustion Pressure Sensor for Engine Control and Monitoring. In: *SAU technical paper series 970845* (1997)
- [63] PREISACH, E.: Über die magnetische Nachwirkung. In: *Zeitschrift für Physik* 94 (1935), S. 277–302



- [64] RAABE, J.: *Hydraulische Maschinen und Anlagen*. VDI Verlag, 1989
- [65] RÄMISCH, G.: *Modellbasierte Diagnose am Beispiel der Zylinderdrucksensorik von Ottomotoren*, Universität Kassel, Diss., 2009
- [66] ROBERT BOSCH GMBH (Hrsg.): *Ottomotor-Management*. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 1998
- [67] RÅDE, L. ; WESTERGREN, B.: *Springers Mathematische Formeln*. Springer Verlag, 2000
- [68] RUSCHMEYER, K.: *Piezokeramik*. Expert Verlag, 1995
- [69] SCHAAFFS, W.: Schallgeschwindigkeit und Molekülstruktur in Flüssigkeiten. In: FLÜUGGE, S. (Hrsg.) ; TRENDELENBURG, F. (Hrsg.): *Ergebnisse der Exakten Naturwissenschaften* Bd. 25. Springer, 1951, S. 109–292
- [70] SCHILLING, G.: *Vermessung der thermischen Zustandsgrößen von n-Heptan, n-Nonan, 2,4-Dichlortoluol und Brombenzol im Flüssigkeitsgebiet bei Temperaturen von 233,15 K bis 473,15 K und Drücken bis 30 MPa zum Einsatz als Referenzflüssigkeiten für Biegeschwinger-Dichtemessgeräte*, Ruhr-Universität Bochum, Diss., 2006
- [71] SCHÄUFELE, A.: *Ferroelastische Eigenschaften von Blei-Zirkonat-Titanat-Keramiken*, Universität Fridericiana Kalsruhe, Diss., 1996
- [72] SCHUGT, M.: *Aktor-Sensorverhalten von Piezoelementen in Kfz-Diesel-Einspritzsystemen*, Ruhr-Universität Bochum, Diss., 2001
- [73] SIGLOCH, H.: *Strömungsmaschinen - Grundlagen und Anwendungen*. Hanser Verlag, 2006
- [74] SLOTINE, J.-J.E. ; LI, W.: *Applied Nonlinear Control*. Pearson Education, 1991
- [75] STANDARDS COMMITTEE OF THE IEEE ULTRASONICS, FERROELECTRICS, AND FREQUENCY CONTROL SOCIETY: An American National Standard: IEEE Standard on Piezoelectricity. In: *ANSI/IEEE Std 176-1987 (1987)*
- [76] SUREK, D. ; STEMPIN, S.: *Angewandte Strömungsmechanik*. Teubner Verlag, 2007
- [77] TOTH, D. ; TRIPATHY, B. ; WŁODARCZYK, M.: Cylinder Head Gasket with Integrated Combustion Pressure Sensors. In: *DEER2010*, 2010, S. 27–30
- [78] TSCHÖKE, H.: *Diesel- und Benzindirekteinspritzung: Einspritzsysteme - Potenziale, Anwendungen, Zukunftsentwicklungen*. Expert Verlag, 2001
- [79] UNBEHAUEN, H.: *Regelungstechnik 2*. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 2007
- [80] UNBEHAUEN, R.: *Systemtheorie 1*. Oldenbourg Wissenschaftsverlag, 2002
- [81] WALLENTOWITZ, H. ; FREIALDENHOVEN, A. ; OLSCHESKI, I.: *Strategien zur Elektrifizierung des Antriebstranges: Technologien, Märkte und Implikationen*. Vieweg + Teubner, 2010 (ATZ/MTZ-Fachbuch)

- [82] WATTER, H.: *Hydraulik und Pneumatik*. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 2007
- [83] WILL, D. ; GEBHARDT, N.: *Hydraulik - Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. Springer Verlag, 2008
- [84] WITT, A. ; SIERSCH, W. ; SCHWARZ, Ch.: Weiterentwicklung der Druckverlaufsanalyse für moderne Ottomotoren. In: *Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors*. Graz, 18.-19. Oktober 1999
- [85] WŁODARCZYK, M.T.: Embedded Combustion Pressure Sensor for Controlled Engines. In: *Engine Technology (10/1/97)* (1997), S. 138–144
- [86] ZICKGRAF, B.: *Ermüdungsverhalten von Multilayer-Aktoren aus Piezokeramik*. Bd. Reihe 18, Band 191. VDI-Verlag, 1996
- [87] ZÖLS, W. ; BACHMAIER, G. ; GERLICH, M. ; ANTRITTER, F. ; HILLERMEIER, C.: Analyzing and Modeling of Disturbances for In-Cylinder Pressure Measurement with a Gasoline Injector. In: *IFAC Symposium on Mechatronic Systems*, 2010, S. 632–639
- [88] ZÖLS, W. ; BACHMAIER, G. ; GERLICH, M. ; ANTRITTER, F. ; HILLERMEIER, C.: In-Cylinder Pressure Measurement with a Gasoline Injector. In: *IFAC Symposium Advances in Automotive Control*, 2010



