

Modellbasierte Regelung ausgewählter Antriebssystemkomponenten im Kraftfahrzeug

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

DOKTOR-INGENIEURS

von der Fakultät für Elektrotechnik
der Universität Fridericiana zu Karlsruhe
genehmigte

DISSERTATION

von
Dipl.-Ing. Ralf Schernewski
aus Würselen

Tag der mündlichen Prüfung: 4. Mai 1999
Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. U. Kiencke (Uni Karlsruhe)
Korreferent: Prof. Dr. L. Guzzella (ETH Zürich)

Dipl.-Ing. Ralf Schernewski

Institut für Industrielle Informationstechnik (IIIT)

Universität Fridericiana zu Karlsruhe (TH)

Hertzstraße 16

D-76187 Karlsruhe

Internet: <http://www-iiit.etec.uni-karlsruhe.de/>

eMail: Ralf.Schernewski@etec.uni-karlsruhe.de

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, daß solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenzeichen-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Sollte in diesem Werk direkt oder indirekt auf Gesetze, Vorschriften oder Richtlinien (z.B. DIN, VDI, VDE) Bezug genommen werden oder aus ihnen zitiert worden sein, so kann keine Gewähr für Richtigkeit, Vollständigkeit oder Aktualität übernommen werden. Es empfiehlt sich, gegebenenfalls für die einzelnen Arbeiten die vollständigen Vorschriften oder Richtlinien in der jeweils gültigen Fassung hinzuzuziehen.

Satz: L^AT_EX2_ε mit Palatino 9,86 *pt* 6% gestaucht und Avant Garde

Druck: Selbstdruck

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand am Institut für Industrielle Informationstechnik der Universität Fridericiana zu Karlsruhe in Zusammenarbeit mit der Firma SIEMENS Automobiltechnik in Regensburg.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Uwe Kiencke, Leiter des obengenannten Instituts, danke ich für die Initiierung und Förderung der Arbeit sowie für die Übernahme des Hauptreferats. Für die Übernahme des Korreferats und das Interesse an der Arbeit danke ich Herrn Prof. Dr. Lino Guzzella von der Eidgenössischen Technischen Hochschule in Zürich (ETHZ). Der Firma SIEMENS Automobiltechnik danke ich für die mir gewährte Unterstützung. Insbesondere gilt mein Dank Herrn Achim Przymusinski für die angenehme Zusammenarbeit.

Mein Dank geht auch an die wissenschaftlichen Mitarbeiter des Instituts für Industrielle Informationstechnik, die als Ansprechpartner stets zur Verfügung standen, sowie der elektronischen und mechanischen Werkstatt, die mir jederzeit wertvolle Hilfe geleistet hat. Mein Dank gilt weiterhin den vielen Diplomanden und Studienarbeitern, die viel für diese Arbeit beigetragen haben.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei meinen Eltern, die mir das Studium der Elektrotechnik ermöglicht und die Veröffentlichung dieser Arbeit übernommen haben, und bei meiner Frau Andrea für die langjährige Unterstützung und den Rückhalt, den sie mir in dieser Zeit gegeben hat, bedanken.

Ralf Schernewski

Karlsruhe, im Mai 1999

„Mein Motor macht immer noch große Fortschritte ...“¹

(RUDOLF DIESEL, 1895)

¹ Das Zitat entstammt einem Brief Diesels vom 3. Juli 1895 an seine Frau, nachdem zuvor am 26. Juni erstmals ein Nutzwirkungsgrad von über 16% ermittelt worden war. [49]

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	v
Teil I - Einführung	
1 Einleitung	3
2 Aufgabenstellung	9
3 Stand der Forschung	11
Teil II - Modellierung	
4 Dieselmotorischer Arbeitsprozeß	15
4.1 Thermodynamische Grundlagen	15
4.1.1 Zustandsgleichung	15
4.1.2 1. Hauptsatz der Thermodynamik	16
4.1.3 Enthalpie	16
4.2 Motorprozeßrechnung	16
4.2.1 Einzonenmodell	16
4.2.2 Zustandsgleichung	17
4.2.3 Erhaltung der Masse und der Energie	19
4.3 Simulation	22
5 Ladungswechsel und Aufladung	25
5.1 Strömung	25
5.1.1 Thermodynamische Grundlagen	25
5.1.2 Stationäre Strömung	26
5.1.3 Instationäre Fadenströmung	29
5.2 Motorkomponenten	29
5.2.1 Ein- und Auslaßventile	29
5.2.2 Abgasrückführung	30

5.2.3	Turbolader mit variabler Turbinengeometrie	31
5.2.4	Ladeluftkühlung	35
5.3	Simulation	35
5.4	Thermodynamische Motormodellreduktion	36
5.4.1	Modellansatz	37
5.4.2	Eingesaugte Luftmasse	37
5.4.3	Abgastemperatur	38
6	Common-Rail-Einspritzsystem	39
6.1	Gemischaufbereitung	39
6.1.1	Einspritzverfahren	39
6.1.2	Einspritzbeginn	40
6.1.3	Einspritzdauer- und verlauf	40
6.1.4	Einspritzdruck	41
6.2	Direkteinspritzsysteme	41
6.2.1	Verteilereinspritzsystem	41
6.2.2	Speichereinspritzsystem	42
6.3	Injektor mit piezoelektrischem Aktuator	43
6.3.1	Einspritzrate	44
6.3.2	Einspritzdüse	45
6.3.3	Piezoaktor	46
6.3.4	Düsennadelbewegung	52
6.4	Hochdruckspeicher	54
6.4.1	Dimensionierung des Volumens	54
6.4.2	Pumpe	55
6.4.3	Druckänderungen	56
6.4.4	Druckschwankungen	56
6.5	Hochleistungsverstärker	59
6.6	Simulation des Einspritzvorgangs	60
6.7	Finite Modellierung des Einspritzsystems	61
6.7.1	Herleitung der Übertragungsfunktion	62
6.7.2	Übertragungsblock eines Leitungsstücks	67
6.7.3	Leitungsabschlüsse und Verzweigungen	67
6.7.4	Simulation	68
6.7.5	Zusammenfassung	69
7	Verbrennung	71
7.1	Vibe-Verfahren	71
7.1.1	Brennbeginn	71
7.1.2	Brennverlauf	72
7.1.3	Variation der Einspritzparameter	73
7.2	Arrheniusgleichung	74

7.3	MCC-Verfahren	76
8	Schubkurbelgetriebe	77
8.1	Konstruktive Grunddaten	77
8.2	Bewegungsgleichung	78
8.3	Momentenanteile	79
8.3.1	Massenmoment	79
8.3.2	Gasmoment	80
8.3.3	Ventilmoment	81
8.3.4	Reibmoment	82
8.3.5	Lastmoment	83
8.4	Simulation	83
9	Bremssystem mit elektrohydraulischen Aktuator	85
9.1	Bremse	85
9.2	Elektrohydraulischer Bremsenaktuator	86
9.2.1	Modellierung der Komponenten	87
9.2.2	Gesamtmodell	92
9.2.3	Modellvereinfachung	92
10	Sonstige Antriebssystemkomponenten	99
10.1	Komponenten	100
10.1.1	Mechanische Motormodellreduktion	100
10.1.2	Kurbelwelle	100
10.1.3	Kupplung	101
10.1.4	Getriebe	102
10.1.5	Kardanwelle	102
10.1.6	Achsantrieb	102
10.1.7	Differential	102
10.1.8	Bremssmodellreduktion	102
10.1.9	Rad-Straße-Kontakt	103
10.1.10	Eindimensionales Fahrzeugmodell	105
10.2	Zustandsraumdarstellung	105
10.3	Linearisierung der Zustandsraumdarstellung	107
10.3.1	Untersuchung der Systemeigenschaften	108

Teil III - Sensorik

11 Magnetoelastischer Drucksensor	113
11.1 Meßidee	113
11.2 Physikalische Grundlagen	114
11.2.1 Magnetismus	114
11.2.2 Magnetostriktion und Magnetoelastik	116
11.3 Modellbildung	119
11.3.1 Energiebetrachtung	119
11.3.2 Verhältnisse im polykristallinen Material	121
11.3.3 Berücksichtigung der Geometrie der Meßanordnung	122
11.3.4 Berechnung der Magnetisierungsrichtung	124
11.3.5 Abschätzung der induzierten Spannung	125
11.4 Meßaufbau und Signalerfassung	126
11.5 Signalverarbeitung	127
11.5.1 Störkompensation	128
11.5.2 Bestimmung des Einspritzbeginns	128
11.5.3 Auswertung	129
11.6 Zusammenfassung und Ausblick	130
12 Klopfdiagnose	133
12.1 Meßidee	133
12.2 Geräuscentstehung	133
12.2.1 Indirekte Anregungsmechanismen	134
12.2.2 Resonanzfrequenzen der Anregung	136
12.2.3 Körperschallübertragung	137
12.3 Klopfsensor	138
12.3.1 Aufbau	138
12.3.2 Klopfsignal	139
12.4 Analyseverfahren	140
12.4.1 Hüllkurvenanalyse	140
12.4.2 Energieanalyse	141
12.5 Zusammenfassung	142

Teil IV - Regelungs- und Steuerungssysteme

13 Gesamtheitlicher Regelungsentwurf	145
13.1 Regelungsstruktur	146
14 Zylindergleichstellung	149
14.1 Einspritzmengendetektion	150

14.1.1	Magnetoelastischer Effekt	150
14.1.2	Klopfsignal	152
14.1.3	Brennraumdruck	152
14.1.4	Winkelgeschwindigkeit	159
14.2	Einspritzdruckprädiktion	165
14.3	Adaption der Ansteuerungsdauer	165
14.3.1	Modellbasierte Adaption	166
14.3.2	Adaption des Korrekturfaktors	167
14.3.3	Adaption des Korrekturfelds	170
14.4	Zusammenfassung und Ausblick	173
15	Laderegler	175
15.1	Regelung der Abgasrückführrate	175
15.1.1	Steuerung	175
15.1.2	Bestimmung der Abgasrückführungsrate	176
15.1.3	Zeitkontinuierlicher PI-Regler	177
15.1.4	Zeitdiskreter PI-Regler	179
15.2	Regelung des Ladedrucks	179
15.2.1	Identifikation mittels Sprungantwort	180
15.2.2	Zeitkontinuierlicher PI-Regler	180
15.2.3	Zeitdiskreter PI-Regler	181
15.3	Simulation beider Regler	182
15.4	Zusammenfassung und Ausblick	182
16	Bremsenaktuatormregler	185
16.1	Anforderungen an den Regler	185
16.2	Zustandregler	186
16.2.1	Bestimmung der Reglerparameter	187
16.2.2	Drehzahlbeobachter	189
16.2.3	Ergebnis	190
16.3	Eingrößenregler	191
16.3.1	Bestimmung der Reglerparameter	192
16.3.2	Ergebnis	193
16.4	Vergleich der Regler	194
16.5	Zusammenfassung und Ausblick	194
17	Antiruckelregelung	195
17.1	PI-Regler	195
17.2	Linear Quadratic Gaussian Optimal Control (LQG)	196
17.2.1	Reglerentwurf	196
17.2.2	Simulationsergebnisse	197
17.3	Generalized Predictive Control (GPC)	197

17.3.1	Streckenidentifikation	198
17.3.2	Reglerentwurf	199
17.3.3	Simulationsergebnisse	200
17.4	Zusammenfassung	200

Teil V - Abschluß

18	Zusammenfassung	205
19	Ausblick	209

Teil VI - Anhang

A	Reglertheorie	213
A.1	Linear Quadratic Gaussian Optimal Control (LQG)	213
A.2	Generalized Predictive Control (GPC)	214
A.2.1	Die Vorhersage	214
A.2.2	Der Regler	216
B	Formelzeichen	217
C	Glossar	225
	Literaturverzeichnis	231
	Stichwortverzeichnis	245
	Lebenslauf	249

Teil I

Einführung

1 Einleitung

Individuelle Mobilität wird auch in Zukunft ein wesentliches Element in der Entwicklung moderner Gesellschaften sein. Diese muß allerdings unter größtmöglicher Vermeidung von Umweltbelastungen realisiert werden. Daher muß die zukunftsorientierte Entwicklung von Kraftfahrzeugantriebssystemen insbesondere den umweltgerechten Umgang mit den natürlichen Ressourcen, und damit die Kraftstoffeinsparung, sowie den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit berücksichtigen. Nur die kontinuierliche Verbesserung der umweltverträglichen Produkte kann zur sozialen und ökologischen Entwicklung unserer Gesellschaft nachhaltig beitragen.

Kernstück des Fahrzeuges ist das Antriebssystem, das aus dem Hubkolbenverbrennungsmotor mit Ansaug-, Abgas- und Einspritzsystem, der Kupplung, dem Getriebe, dem Antriebsstrang mit Sperrdifferential, den Bremsen, dem Feder-Dämpfersystem und den Rädern besteht (siehe Bild 1-1). Heutige Antriebssysteme beinhalten elektronische Regelungen und Steuerungen, die mit Hilfe von Mikrocontrollersystemen realisiert werden. Neben der Motorsteuerung existieren hier insbesondere Fahrstabilitätsregelung, Antriebsschlupfregelung, Antiblockiersystem, Geschwindigkeitsregelung, Getriebesteuerung, elektronische Kupplungssysteme und aktive Feder-Dämpfersysteme. Diese Systeme erreichen teilweise heute eine Optimalität, die nur durch ganz neue Ansätze übertroffen werden können. Aufgrund ihrer geschichtlichen Entwicklung sind es meistens jedoch *Einzelsysteme*,

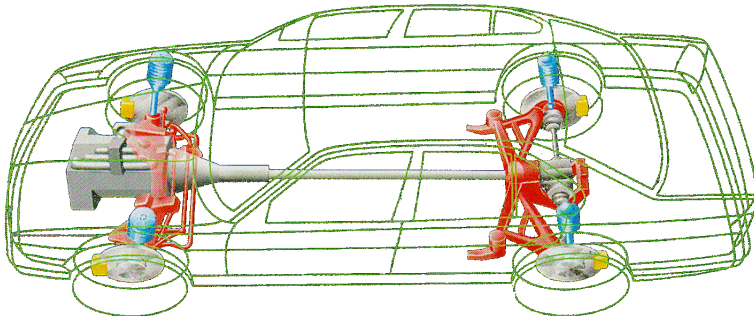


Bild 1-1. Antriebssystem: Motor, Kupplung, Getriebe, Antriebsstrang, Sperrdifferential, Bremsen, Feder-Dämpfersystem und Räder

deren Kommunikation untereinander deutlich verbessert werden kann bzw. eine Integration als eine Gesamtregelung für das Antriebssystem nicht vorhanden ist.

Heute bedingen Entwicklungen in der Fahrzeugtechnik jedoch eine ganzheitliche Betrachtung des Systems „Kraftfahrzeug“ bzw. des Antriebssystems. Wenn man bedenkt, daß gegen Ende dieses Jahrzehnts ca. 35% der Kosten eines Oberklassefahrzeugs auf die Elektronik und Software entfallen, hängen Fortschritte in der Fahrzeugtechnik entscheidend von der integrierten bereichsübergreifenden ingenieurwissenschaftlichen Forschung in den Gebieten Regelungstechnik, Informationstechnik, Motortechnik, Fahrzeug- und Antriebstechnik, Reifen und Werkstofftechnik ab. Diese Notwendigkeit soll durch enges Zusammenwirken aller Gebiete Rechnung getragen werden.

Die Verbrennungsmotorenteknik steht derzeit in einem bedeutenden Umbruch. Der Übergang auf Direkteinspritzung bietet bekanntlich sowohl bei PKW-Dieselmotoren als auch bei Ottomotoren die Möglichkeit zu einem wesentlich verbesserten Wirkungsgrad. Zur Verbesserung der Motor- und Regelungskonzepte werden Schlüsselkomponenten gezielt neu- oder weiterentwickelt. So erscheint es z.B. mit innovativen Werkstoffen möglich, eine Sauerstoffsonde mit linearer Kennlinie und Ansprechzeiten im Millisekundenbereich darzustellen. Bei entsprechenden Forschungsfortschritten können damit Ottomotoren im Magerbereich und Dieselmotoren lambdageregelt betrieben werden. Die schnellen Ansprechzeiten sollen es gestatten, systematische Unterschiede zwischen den Zylindern auszuregeln. Weitere Forschungsprojekte beziehen sich auf die Entwicklung neuartiger Hochdruckeinspritzsysteme mit piezoelektrischer Krafterzeugung. Mit angestrebten Ansprechzeiten im Mikrosekundenbereich wird eine Einspritzverlaufsbeeinflussung möglich, wodurch sich der thermodynamische Kreisprozeß nachhaltig verbessern läßt. Einen ebenso bedeutenden Einfluß haben innovative Werkstoffe mit geringerem Gewicht auf den Wirkungsgrad von Motoren.

Während vor Jahren noch mechanische Einspritzanlagen mit einfachen Funktionen den Motor mit Kraftstoff versorgten, wurde die Funktionalität von elektrisch angesteuerten Einspritzpumpen bis hin zu modernen Speichereinspritzsystemen in Verbindung mit elektronischen Steuerungen erheblich erweitert. Es entstanden dabei einfache elektronische Steuersysteme mit Mikrocontrollern, in denen die ursprünglichen mechanischen Funktionen durch eine Vielzahl von Kennlinien und Kennfelder nachgebildet wurden. So sind in heutigen Kraftfahrzeugsteuerungen bis zu 110 Kennlinien, 440 Kennfelder und 1150 Konstanten implementiert [13], die in teuren und langwierigen Verfahren auf Prüfständen vermessen werden müssen. Diese sind dann aber auch nur für diesen Testmotor gültig. Auch wenn die Praxis gezeigt hat, daß man die Kennlinien und -felder auch auf die Serienmotoren übertragen kann, so entstehen z.B. gerade aufgrund von Alterungs- und Temperaturdrift erhebliche Abweichungen. Durch Verwendung von Regelungen anstatt von Steuerungen könnten Abweichung von der Sollgröße aufgrund von Störungen bzw. anderem Systemverhalten durch Parameteränderungen ausgere-

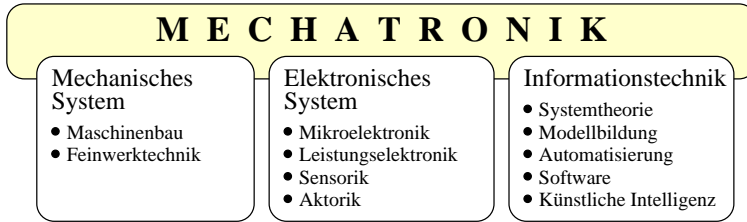


Bild 1-2. Mechatronik: Integration verschiedener Disziplinen mit synergetischen Effekten [94]

gelt werden. Außerdem beschreibt die Darstellung eines Systems durch Kennlinien bzw. -felder meistens nur das statische Verhalten. Da aber z.B. die Schadstoffemissionen im wesentlichen während dynamischer Übergänge erzeugt werden, ist es zur optimierten Regelung erforderlich, nicht das statische sondern das dynamische Systemverhalten des Verbrennungsmotors zu kennen. Basierend auf diesen dynamischen Modellen können adaptive, modellgestützte Verfahren zur Regelung und Überwachung zum Einsatz kommen.

Die Beschreibung als dynamisches Modell beschränkt sich nicht nur auf den Verbrennungsmotor, sondern soll als einheitliches Gesamtmodell das gesamte Antriebssystem umfassen. Auch hier soll dann auf der Basis der ganzheitlichen Betrachtung eine Optimierung der Steuerungen und Regelungen stattfinden. Nur so läßt sich die Schadstoffreduzierung, der Wirkungsgrad und der Fahrkomfort noch einmal nachhaltig verbessern.

Betrachtet man dies alles zusammenfassend, so kann die Entwicklung eines optimalen Antriebssystems nur durch effiziente Synergie mechanischer, elektrischer und elektronischer Komponenten erfolgen. Dies wird mit Hilfe des Begriffs *Mechatronik* erfaßt:

Bei mechanisch-elektronischen Systemen wird der mechanische Prozeß durch ein elektronisches System ergänzt. Dieses elektronische System wirkt aufgrund der Meßgrößen und von außen kommenden Führungsgrößen in steuerndem und regelndem Sinne auf den mechanischen Prozeß ein. Wenn das mechanische und elektronische System zu einem untrennbaren Gesamtsystem verschmelzen, entsteht ein mechatronisches System. Dieses kann dann vereinfacht durch Energie- und Informationsströme gekennzeichnet werden [94].

Ziel ist dabei die ganzheitliche Entwicklung von Systemen aus technischen Komponenten, die mit einer intelligenten Steuerung bzw. Regelung versehen sind. Überträgt man die Theorie der Mechatronik auf das Antriebssystem, so bedeutet dies für die Elektrotechnik die Entwicklung intelligenter Sensoren und elektrischer Aktoren, der Aufbau möglichst vollständiger Systembeschreibungen und den Entwurf ganzheitlicher Steuerungen und Regelungen.

Diese Aufgaben für die Elektrotechnik sind so umfassend, daß sie selbst innerhalb einer mehrjährigen Forschungsarbeit von einer Person nur ausschnittsweise

behandelt werden können. Die Betrachtung der einzelnen, in dieser Arbeit behandelten Teilprojekte, die für sich gesehen nicht in einem engen Zusammenhang stehen, muß immer im Kontext der Aufgaben für die Elektrotechnik gesehen werden. Dadurch erreicht man einen schlüssigen Aufbau. Nach dieser Einleitung gehören zur Einführung des Themas die Aufgabenstellung in Kapitel 2 und der Stand der Forschung in Kapitel 3. Danach ist diese Arbeit entsprechend den Aufgaben der Elektrotechnik in die drei großen Bereiche Modellierung, intelligente Sensorik und Regelungs- und Steuerungssysteme eingeteilt.

Die Modellbildung erstreckt sich auf alle Komponenten des Antriebssystems, die zur positiven oder negativen Momentenerzeugung bzw. -übertragung an den Fahrzeugrädern beitragen, dem Rad-Straße-Kontakt, der das Moment in eine Kraft längs der Fahrzeughrichtung umwandelt, und ein eindimensionales Fahrzeugmodell, das mit Hilfe dieser Kraft beschleunigt bzw. verzögert wird.

Der Motor mit seiner Beschreibung in den Kapiteln 4 bis 8 spielt bei der Modellbildung eine zentrale Rolle. Deshalb werden seine Vorgänge möglichst genau in mathematischen Formeln abgebildet. So werden der dieselmotorische Arbeitsprozeß, der Ladungswechsel mit Aufladung, das Common Rail Einspritzsystem, die Verbrennung und das Schubkurbelgetriebe ausführlich beschrieben. Dabei verlaufen die Vorgänge im Zylinder des Dieselmotors stark instationär, da in Sekundenbruchteilen die Arbeitstakte Verdichtung, Verbrennung, Expansion und Ladungswechsel aufeinander folgen. Aus diesem Grund kann man den Dieselmotor nicht mit den einfachen Mitteln des idealen Arbeitsprozesses in einer für die Modellierung ausreichenden Genauigkeit beschreiben. Ein weiteres Problem im Bereich der Modellbildung ist die Darstellung der teilweise hochgradig nichtlinearen Modelle. Während in der Physik als Basis aller *Systembeschreibungen* die Zeit gewählt wird, muß man gerade bei der Modellierung eines Hubkolbenverbrennungsmotors zwischen zeit- und winkelbasierten Modellen unterscheiden [103].

Während der Motor ein positives Drehmoment erzeugt, besteht die Aufgabe der Bremsen darin, ein negatives Drehmoment an den Fahrzeugrädern zu erzeugen. In Kapitel 9 wird das Bremssystem mit elektrohydraulischem Bremsenaktuator modelliert. Dabei wird hauptsächlich auf die Modellierung des Bremsenaktuators Wert gelegt, da sich Beschreibungen des klassischen Bremssystems in der Literatur finden lassen [177].

In Kapitel 10 werden alle sonstigen Komponenten des Antriebssystems zusammen mit einer Vereinfachung der Motordarstellung und des Bremssystems beschrieben. Hierzu gehören die Elemente zur Übertragung der Momente, der Rad-Straße-Kontakt und das eindimensionale Fahrzeugmodell.

Im Bereich der intelligenten Sensorik werden zwei neue Meßmethoden, die im Rahmen dieser Forschungsarbeit auch als Patent angemeldet worden sind, prinzipiell beschrieben. Hierzu gehört in Kapitel 11 der magnetoelastische Drucksensor, mit dem der Zeitpunkt t_{EB} des Einspritzbeginns durch einen Druckabfall in der

Einspritzleitung bestimmt werden kann. Hierzu wird nach einer Beschreibung der Meßidee und einer kurzen Wiederholung ferromagnetischer Eigenschaften, mit einer ausführlichen Herleitung die Ausgangsspannung am Sensor modelliert und größenordnungsmäßig abgeschätzt. Zur Verifizierung des magnetoelastischen Drucksensors wurde eine Meßreihe an einem Einspritzsystemprüfstand aufgenommen und mit Hilfe eines hier beschriebenen Signalverarbeitungsverfahrens ausgewertet.

In Kapitel 12 wird der beim Ottomotor serienmäßig verwendete Klopfsensor zur Motordiagnose herangezogen. Nach einer Beschreibung der Meßidee, der Grundlagen zur Geräuschenstehung bei Verbrennungen und des Klopfensors werden zwei Analyseverfahren für Diagnosezwecke vorgestellt.

Im Teil Regelungs- und Steuerungssysteme wird im Kapitel 13 ein gesamtheitlicher Regelungsentwurf für die Antriebssystemregelung für Beschleunigung und Verzögerung in Fahrzeuggängsrichtung ausführlich vorgestellt. Die einzelnen Regelungskomponenten, die in dieser Arbeit untersucht werden, finden sich in den nachfolgenden Kapiteln. So wird in Kapitel 14 die Zylindergleichstellung beschrieben, die die geforderte Einspritzmenge m_{inj} in eine Ansteuerungsdauer T_{AD} für die piezoelektrischen Injektoren umsetzt. Dabei werden neben mechanischen Abweichungen auch Druckschwankungen in der Einspritzleitung und weitere Einflüsse kompensiert. In Kapitel 15 wird unter dem Stichwort *Laderegler* eine Regelung des Ladedrucks p_{LD} bzw. der Abgasrückführrate X_{AGR} vorgestellt. In Kapitel 16 wird ein Reglerentwurf für den Bremsenaktuator aus Kapitel 9 beschrieben. Zum Schluß folgt in Kapitel 17 die Antruckleregelung, die die Drehzahlunterschiede zwischen Motor und Räder ausregelt.

Im Abschluß folgen eine Zusammenfassung und ein Ausblick. Der Anhang enthält eine kurze Darstellung der in dieser Arbeit verwendeten Regler, eine vollständige Auflistung der verwendeten Formelzeichen und ein Glossar der automobiltechnischen Fachausdrücke.

Dem aufmerksamen Leser wird auffallen, daß einige Teile dieser Arbeit nur den Stand der Forschung wiederholen und somit keine Neuerungen bringen. Dies war eine ausdrückliche Bitte der Referenten, um eine bessere Gesamtübersicht zu bieten. Bei fachübergreifenden Dissertationen wird vom Leser spezialisiertes Fachwissen in mehreren Disziplinen erwartet. Dies verwehrt aber dem durchschnittlichen Ingenieur die Möglichkeit, die Ergebnisse dieser Arbeit selbst in die Praxis umzusetzen. Deshalb wird hier darauf geachtet, daß der interessierte Leser diese Arbeit gewinnbringend aufnehmen und verwerten kann.

2 Aufgabenstellung

Die Idee dieser Arbeit ist es, keine abgeschlossene Untersuchung auf einem Forschungsgebiet zu schaffen, sondern eine Vielzahl neuer Konzepte und Ideen in der Antriebssystemregelung zu schaffen bzw. zu untersuchen. Diese sollen dann als Grundlage für weitere Arbeiten im Rahmen eines beantragten Sonderforschungsbereichs zum Thema *Integrierte Antriebssysteme* dienen.

Die Aufgabenstellung orientiert sich an den Aufgaben der Elektrotechnik innerhalb der Mechatronik. Sie umfaßt die Bereiche *Modellierung*, *Sensorik*, *Steuerung und Regelung*. Da das Institut über keine eigenen Prüfstände verfügt, konnte eine Verifizierung aller Arbeiten nur in Zusammenarbeit mit einem Kooperationspartner stattfinden. Hierdurch wurden aufgrund der vorhandenen Prüfmöglichkeiten der Forschungsbereich teilweise spezifiziert. So ist das Antriebssystem des imaginären Kraftfahrzeugs mit einem Dieselhübkolbenverbrennungsmotor, ein Common Rail Einspritzsystem, einer Abgasrückführung (AGR), einem Turbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG) und Bremsen mit *Brake-by-Wire* ausgestattet. An dieser Ausstattung orientiert sich natürlich auch die Aufgabenstellung.

Der Aufgabenbereich Modellierung muß alle Antriebssystemkomponenten des hier verwendeten Kraftfahrzeugs umfassen. Hierzu gehört eine Beschreibung des dieselmotorischen Arbeitsprozesses, der Aufladung, des Ladungswechsels, des Common Rail Einspritzsystems mit piezoelektrischen Injektoren, bei dem auch die Druckschwankungen in den Einspritzleitungen berücksichtigt werden, der Verbrennung unter Berücksichtigung von Piloteinspritzungen, des Schubkurbelgetriebes, des Getriebes, der Kupplung, des Antriebsstrangs, der Bremse mit *Brake-by-Wire* und des Rad-Straße-Kontakts. Die Modellierung soll dabei möglichst einfach ausfallen, aber dennoch die wesentlichen, für die Regelung benötigten Merkmale beschreiben. Da die wesentlichen Merkmale nicht von vornherein feststehen, müssen die Modelle entsprechend den Anforderungen der Regelungen fortlaufend erweitert werden. Dabei sollen bekannte Systembeschreibungen genutzt und erweitert, und nicht vorhandene aufgebaut werden. Um die Modellierung des Antriebssystem so einfach wie möglich zu halten, soll auf ein eindimensionales Fahrzeugmodell zurückgegriffen werden, das nur eine Beschleunigung oder Verzögerung in Längsrichtung zuläßt. Gier-, Nick- und Wankbewegungen, die die Achslast der einzelnen Räder ändern, werden ausgeschlossen.

Im Bereich der Sensorik soll die Anwendung des magnetoelastischen Effekts, der in früheren Forschungsarbeiten schon behandelt wurde, untersucht werden.

Neben einer ausführlichen Modellierung des Sensors soll die prinzipielle Verwendbarkeit an einem Prüfstand verifiziert werden. Außerdem ist die Verwendung des im Ottomotor serienmäßig verwendeten Klopfensors zu Diagnosezwecken beim Dieselmotor zu untersuchen.

Der wichtigste Teil liegt im Aufbau eines neuen, gesamtheitlichen Regelungs- und Steuerungsentwurf für das Antriebssystem. Unter Beachtung bestehender Regelungssysteme wie dem Antiblockiersystem (ABS), der Antriebsschlupfregelung (ASR) und der Fahrstabilitätsregelung (FSR) sollen neue Komponenten erschaffen werden. Hierzu gehört eine Zylindergleichstellung, die eine gleichmäßige Verteilung des Kraftstoffs auf alle Zylinder gewährleisten soll, einen dynamischen Ladedruckregler, einen Abgasrückführungsrate-regler, einen Bremsenregler und eine Antiruckelregelung. Dabei ist zu beachten, daß die Regler modellbasiert entworfen werden. Eine Verwendung von ausgemessenen Kennfeldern zur Steuerung von Komponenten ist zu vermeiden.

3 Stand der Forschung

Da der Automobilsektor einer der marktwirtschaftlich heiß umkämpften Unternehmensbereiche in der Welt ist, findet natürlich auch der größte Teil der Forschung geheimgehalten in den jeweiligen Konzernen statt. Veröffentlicht wird somit nicht der Stand der Forschung, sondern der Stand der Serien- bzw. Vorproduktion. Dadurch können zwar Rückschlüsse auf die verschiedenen Forschungsaktivitäten gezogen werden, wie weit oder mit welchen Lösungsansätzen gearbeitet wird, kann nicht ermittelt werden.

Neben der Unternehmensforschung findet auch eine Forschung an Hochschulen bzw. öffentlichen Einrichtungen statt. Diese ist durchaus veröffentlichungsfreudiger, sodaß man über eine große Anzahl von Literaturstellen verfügen kann. Da aber auch hier, aufgrund intensiver Zusammenarbeit zwischen Hochschule und Industrie, manchmal genaue Verfahren oder Vorgehensweisen nicht exakt beschrieben werden, ist eine Beschreibung vom Stand der Forschung nur mit Einschränkungen möglich. Eine Reproduktion der Ergebnisse zur wissenschaftlichen Untermauerung der Verfahren fällt jedoch weg.

Im Bereich der Modellierung konnte auf eine große Anzahl von Artikeln, Büchern und sonstige Veröffentlichungen zurückgegriffen werden. Der dieselmotorische Arbeitsprozeß wird zum ersten mal bei seiner Anmeldung als Patent durch RUDOLF DIESEL am 27. März 1892 beschrieben. In dieser Arbeit werden hingegen [88, 153, 168, 227, 107] herangezogen. Bei der Beschreibung von Ladungswechsel und Aufladung wird auf [81, 153, 168, 218, 227, 238] zurückgegriffen. Auch wenn das Common Rail Einspritzsystem relativ neu ist, findet man bereits eine große Anzahl von Literaturstellen. Die meisten Autoren belassen es aber bei einer allgemeinen Beschreibung. Durch die Kombination klassischer Einspritzsysteme, die in [22, 48, 116, 184] sehr gut beschrieben werden, mit piezoelektrischen Aktuatoren nach [40, 150, 185], kann eine Modellbeschreibung für das gesamte Einspritzsystem gewonnen werden. Die finite Modellierung der Einspritzleitung zur Vorhersage von Druckschwankungen wurde durch Übertragung eines Modells zur Beschreibung von Strömungs- und Druckschwankungen in den menschlichen Blutbahnen in [198, 197] erreicht. Bei der mathematischen Beschreibung des Verbrennungsvorgangs stand natürlich die Arbeit [229] zur Verfügung. Diese hat aber den Nachteil, daß Mehrfacheinspritzung, wie sie beim Common Rail Einspritzsystem vorkommen, nicht berücksichtigt werden können. Bei der Modellierung werden deshalb die Verfahren von [55] und [37] herangezogen. Das Schubkurbelgetriebe

ist wieder eine Komponente, die in den 60er bis 80er Jahren vielseitig untersucht wurde [17, 58, 137, 227]. Während die Hydraulikbremse z.B. durch [139, 177] gut wiedergegeben wird, findet man in der Literatur, von einigen Übersichtsartikeln wie z.B. [19], so gut wie nichts über Bremsenaktuatoren, da diese einen wichtigen Punkt in der Industrieforschung darstellen. Aufgrund der Zusammenarbeit mit der Firma SIEMENS AG konnte eine Modellbeschreibung auf der Basis der „Hardware“ erstellt werden. Die restlichen Komponenten des Antriebssystems, der Rad-Straße-Kontakt und das eindimensionale Fahrzeugmodell sind so trivial, daß sie in unzähligen Veröffentlichungen zur Verfügung stehen. Erwähnt sei hier [107, 115, 227].

Der magnetoelastische Effekt ist zwar ein selten genutzter, aber physikalisch gut beschriebener Effekt. Magnetoelastische Meßgrößenaufnehmer werden vorwiegend für große Kräfte unter rauen Betriebsbedingungen verwendet, wenn der größere Fehler gegenüber Kraftaufnehmern mit Dehnmeßstreifen (DMS) nicht entscheidend und der größere Meßeffect mit dem verstärkerlosen Betrieb ausschlaggebend ist. In Arbeiten wie [150] wurden die prinzipiellen Herleitungen für die Verwendung von Drucksensoren in rohrförmigen Leitungen durchgeführt. Weitere Veröffentlichungen bzw. Hinweise auf Forschungstätigkeiten in diesem Bereich liegen nicht vor. Der Klopfsensor ist in der Verwendung beim Ottomotor sehr ausführlich beschrieben. Jedoch gibt es bis jetzt keine Literatur über die Verwendung beim Dieselmotor.

Im Bereich der Regelungstechnik gibt es eine große Anzahl von Veröffentlichungen, die die Regelung von Dieselmotoren oder Antriebssystemen allgemein behandeln. Hier sei auf die in letzter Zeit erschienenen Artikel [28, 79, 95, 110, 172] verwiesen. Im Bereich der Zylindergleichstellung bzw. Laufruheregelung gibt es neben einer guten Übersicht [75] einige ältere Artikel [47, 111, 178, 179, 182], die hauptsächlich im Bereich Laufruheregelung bzw. *Misfire*-Detektion beim Ottomotor einfache empirische oder komplexe statistische bzw. signaltheoretische Methoden vorstellen. Eine modellbasierte Fehlerermittlung in jedem Betriebszustand und für jeden Zylinder gibt es nicht. Die Regelung von Ladedruck und Abgasrückführungsrate wird hingegen von vielen Autoren behandelt [156, 220]. Beim Bremsregler findet man mit [19] eine allgemeine Beschreibung, aber keine genauen Verfahren bzw. Algorithmen. Die Antiruckelregelung wird zwar von unterschiedlichen Autoren als eine Aufgabe der Fahrzeugregelung bezeichnet, jedoch wurden bis jetzt nur empirische Lösungsansätze präsentiert.

Teil II

Modellierung

4 Dieselmotorischer Arbeitsprozeß

Am 27. Februar 1892 meldet der Ingenieur RUDOLF DIESEL beim Kaiserlichen Patentamt zu Berlin ein Patent auf „Neue rationelle Wärmekraftmaschinen“ an, worauf ihm am 23. Februar 1893 das DRP 67207 über „Arbeitsverfahren und Ausführungsart für Verbrennungskraftmaschinen“, datiert auf den 28. Februar 1892, erteilt wird.

Arbeitsverfahren für Verbrennungskraftmaschinen, gekennzeichnet dadurch, daß in einem Cylinder vom Arbeitskolben reine Luft oder anderes indifferentes Gas (bzw. Dampf) mit reiner Luft so stark verdichtet wird, daß die hierdurch entstandene Temperatur weit über der Entzündungstemperatur des zu benutzenden Brennstoffes liegt, worauf die Brennstoffzufuhr vom toten Punkt ab so allmähig stattfindet, daß die Verbrennung wegen des ausschließenden Kolbens und der dadurch bewirkten Expansion der verdichteten Luft ohne wesentliche Druck- und Temperaturerhöhung erfolgt, worauf nach Abschluß der Brennstoffzufuhr die weitere Expansion der im Arbeitscylinder befindlichen Gasmasse stattfindet. [153]

DIESEL greift also zur Realisierung des Carnot-Prozesses auf das seit NIKOLAUS OTTO zum „Stand der Technik“ gehörende Viertakt-Verfahren zurück. Er glaubt, durch die isotherme Verbrennung bei maximal 800°C die Temperaturbelastung im Motor so gering halten zu können, daß er ohne Kühlung auskommt. Diese Grenztemperatur bedingt jedoch Kompressionsdrücke von ca. 250at , womit sich DIESEL weit über den geltenden „Stand der Technik“ erhebt.

4.1 Thermodynamische Grundlagen

4.1.1 Zustandsgleichung

Der Zustand einer Gasmasse m ist durch zwei thermische Zustandsgrößen über die allgemeine Zustandsgleichung für ideale Gase

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (4-1)$$

bestimmbar. Der Zustand eines Gases läßt sich somit mit dem Wertepaar (p, V) in einem p, V -Diagramm darstellen und verfolgen. Der Term $p \cdot V$ macht dabei eine Aussage über die Energie des Gases in Abhängigkeit von Masse und Temperatur.

4.1.2 1. Hauptsatz der Thermodynamik

Der 1. Hauptsatz der Thermodynamik beschreibt die Energieerhaltung in Systemen. In einigen Phasen des Arbeitsprozesses eines Verbrennungsmotors tritt ein instationärer Massentransport über die Systemgrenzen auf. Für diesen Fall, der z.B. beim Ladungswechsel auftritt, wird die Energiegleichung durch

$$dW_i + dQ_a + \sum_i dm_i (h_i + e_{a,i}) = dU + dE_a \quad (4-2)$$

beschrieben. Dabei bezeichnet W_i die über die Systemgrenzen verrichtete technische Arbeit, Q_a die über die Systemgrenzen fließende äußere Wärme, m_i die über die Systemgrenzen fließende Masse, h_i die spezifische Enthalpie, $e_{a,i}$ die spezifische äußere Energie (z.B. kinetische oder potentielle Energie), U die innere Energie und E_a die äußere Energie des Systems. Die linke Seite von (4-2) ist die Summe der über die Systemgrenzen transportierten Energien. Die einzelnen Energieanteile haben positives Vorzeichen, wenn sie dem System zugeführt werden. Die rechte Seite von (4-2) beschreibt die im System gespeicherten Energien.

Während der Kompressions- und Expansionsphase findet kein Massentransport über die Systemgrenzen statt. In diesem Fall vereinfacht sich (4-2) zu

$$dW_i + dQ_a = dU + dE_a. \quad (4-3)$$

4.1.3 Enthalpie

Die spezifische Enthalpie h ist durch

$$h = u + p \cdot v \quad (4-4)$$

die spezifische innere Energie u , dem Druck p und dem spezifischen Volumen v definiert.

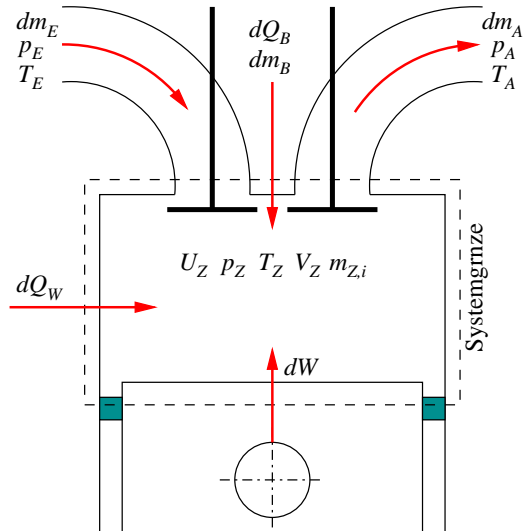
4.2 Motorprozeßrechnung

Die Aufgabe der Motorprozeßrechnung ist die Berechnung der Zustandsänderung (Druck, Temperatur, Masse, Zusammensetzung, . . .) im Zylinder. Als Vorgabegröße für die Berechnung müssen die Randbedingungen des Prozesses, wie Einspritzverlauf (Kapitel 6), Ladewechsel (Kapitel 5), Brennverlauf (Kapitel 7) und Wandwärmeverluste, bekannt sein. Im vorliegenden Abschnitt werden die Zusammenhänge zwischen diesen Vorgabe- und Ergebnisgrößen hergeleitet. Dazu muß ein geeignetes thermodynamisches Modell definiert werden.

4.2.1 Einzonenmodell

Man trifft die Annahme, daß sich Druck, Temperatur und Zusammensetzung der Gase im Zylinder in Abhängigkeit von der Zeit und damit vom Kurbelwinkel

Bild 4-1. Thermodynamisches Einzonnenmodell für den Zylinder



ändern können, sie aber unabhängig vom Ort im Zylinder sind. Die Zylinderladung wird somit als homogen angesehen, was man als *Einzonnenmodell* (Bild 4-1) bezeichnet.

Diese Voraussetzung stimmt mit den tatsächlichen Vorgängen im Zylinder des Dieselmotors natürlich nicht überein. Sie führt aber trotzdem zu Rechenergebnissen, die für die meisten Entwicklungsaufgaben genau genug sind.

4.2.2 Zustandsgleichung

Der Zustand der Ladung im Zylinder wird durch Druck p , Temperatur T , Volumen V und Zusammensetzung (Masse m_i der Komponenten i) definiert. Zwischen diesen Größen besteht ein physikalischer Zusammenhang, der im Falle des idealen Gases durch die thermische Zustandsgleichung (4-1) beschrieben wird. Die Gesamtmasse m ist dabei die Summe der Teilmassen der einzelnen Komponenten

$$m = m_1 + m_2 + m_3 + \dots$$

und die Gaskonstante R hängt von der Zusammensetzung der Komponenten ab. Um die Zusammensetzung zu beschreiben, verwendet man das Verbrennungsluftverhältnis.

4.2.2.1 Verbrennungsluftverhältnis

Das Verbrennungsluftverhältnis

$$\lambda_V = \frac{m_Z}{(m_{BV} + m_{BV,0})L_{St}} \quad (4-5)$$

gibt das Verhältnis von frischer zu verbrannter Luftmasse an. Dabei bezeichnet m_Z die sich im Zylinder befindene Luftmasse, m_{BV} die im laufenden Arbeitsspiel bereits verbrannte Kraftstoffmasse, $m_{BV,0}$ die verbrannte Kraftstoffmasse im Restgas und L_S den theoretischen Luftbedarf bei stöchiometrischer Verbrennung. Je nach Restgasanteil ist das momentane Verbrennungsluftverhältnis zu Beginn der Verbrennung des Kraftstoffs sehr groß ($\lambda_V > 10$) und fällt während der Verbrennung ab, um nach Verbrennungsende konstant zu bleiben. Für die Modellierung wird die Ableitung von λ_V nach ϕ

$$\frac{d\lambda_V}{d\phi} = - \frac{\lambda_V}{m_{BV} + m_{BV,0}} \frac{dm_{BV}}{d\phi}$$

benötigt.

4.2.2.2 Innere Energie des Arbeitsgases

Die innere Energie

$$U = m \cdot u(T, \lambda_V, p) \quad (4-6)$$

des Arbeitsgases ist abhängig von Temperatur T , dem momentanen Verbrennungsluftverhältnis λ_V und dem Druck p . Für die Ableitung der inneren Energie nach dem Kurbelwellenwinkel ϕ erhält man

$$\frac{dU}{d\phi} = m \frac{du}{d\phi} + u \frac{dm}{d\phi}$$

mit

$$\frac{du}{d\phi} = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_{p, \lambda_V} \frac{dT}{d\phi} + \left(\frac{\partial u}{\partial \lambda_V} \right)_{p, T} \frac{d\lambda_V}{d\phi} + \left(\frac{\partial u}{\partial p} \right)_{T, \lambda_V} \frac{dp}{d\phi}$$

Die Abhängigkeit der inneren Energie von der Temperatur ist groß. Das momentane Verbrennungsluftverhältnis λ_V hat bei Werten unterhalb von 1 einen starken Einfluß, bei Werten größer als 1 einen geringen. Die Druckabhängigkeit ist sehr gering. Für eine Modellierung ist es sehr hilfreich die innere Energie des Arbeitsgases in einer analytischen Form darstellen zu können. Auf Untersuchungsergebnissen von JUSTI [99] basiert der bewährte Ansatz

$$u(T, \lambda_V) = 144,55 \cdot \left[\begin{aligned} & - \left(0,0975 + \frac{0,0485}{\lambda_V^{0,75}} \right) \cdot (T - T_0)^3 \cdot 10^{-6} \\ & - \left(7,768 + \frac{3,36}{\lambda_V^{0,80}} \right) \cdot (T - T_0)^2 \cdot 10^{-4} \\ & - \left(489,6 + \frac{46,4}{\lambda_V^{0,93}} \right) \cdot (T - T_0)^1 \cdot 10^{-2} \\ & - \left(1356,8 + \frac{46,9}{\lambda_V} \right) \end{aligned} \right] \quad (4-7)$$

mit $T_0 = 273,15\text{ K}$. Eine Druckabhängigkeit $\frac{\partial u}{\partial p}$ ist dabei nicht berücksichtigt. Spätere Untersuchungen [117] zeigen, daß die Berücksichtigung der Druckabhängigkeit und der dadurch erreichbare Genauigkeitsgewinn gegenüber dem Einfluß anderer Vereinfachungen vernachlässigbar ist. Aus diesem Grund wird in dieser Modellierung auf eine Berücksichtigung der Druckabhängigkeit der inneren Energie verzichtet.

4.2.2.3 Gaskonstante

Wie auf die inneren Energie haben Druck p , Temperatur T und das momentane Verbrennungsluftverhältnis λ_V einen verschiedenen starken Einfluß auf die Gaskonstante $R = R(T, \lambda_V, p)$ mit dem totalen Differential

$$\frac{dR}{d\phi} = \left(\frac{\partial R}{\partial T}\right)_{p, \lambda_V} \frac{dT}{d\phi} + \left(\frac{\partial R}{\partial \lambda_V}\right)_{p, T} \frac{d\lambda_V}{d\phi} + \left(\frac{\partial R}{\partial p}\right)_{T, \lambda_V} \frac{dp}{d\phi}.$$

Aus Messungen ist zu erkennen, daß der Einfluß von $\frac{\partial R}{\partial T}$ nur bei Temperaturen über 1800 K und der von $\frac{\partial R}{\partial \lambda_V}$ erst für $\lambda_V < 1,2$ merklich ist [168]. Typische Gastemperaturen in Dieselmotoren liegen unterhalb 1800 K . Das momentane Verbrennungsluftverhältnis liegt selbst bei Vollast unter Beachtung der Rußgrenze immer über $1,4$. Somit ist die Änderung der Gaskonstanten nicht entscheidend. Für eine Modellierung kann daher der Wert der Gaskonstanten von reiner Luft $R = R_{\text{Luft}} = \text{const}$ verwendet werden.

4.2.3 Erhaltung der Masse und der Energie

Im Zylinder befindet sich eine Ladungsmasse m mit bestimmter Zusammensetzung. Die Masse m kann sich dadurch ändern, daß Masse über das Einlaßventil dm_E , das Auslaßventil dm_A oder das Einspritzventil dm_B zu- oder abgeführt wird. Gasverluste durch Undichtigkeiten werden hier vernachlässigt. Hieraus ergibt sich der Massenerhaltungssatz

$$dm = dm_E + dm_B + dm_A.$$

Dabei werden die einströmenden Massen positiv und die ausströmenden Massen negativ eingesetzt.

Der 1. Hauptsatz der Thermodynamik (4-2) beschreibt die Erhaltung der Energie. Danach kann sich die innere Energie U im Zylinder nur ändern, wenn über die Systemgrenze Enthalpie dH in Zusammenhang mit einer Masse dm , Wärme dQ_W oder Arbeit dW zu- oder abgeführt wird. Die durch die Verbrennung des eingespritzten Kraftstoffs freigesetzte Energie wird als innere Wärmezufuhr dQ_B angesehen. Hiermit gilt der Energieerhaltungssatz

$$dW + dQ_W + dQ_B + dH_E + dH_A + dH_B = dU$$

mit

$$dH_{E/A} = d(h_{E/A} \cdot m_{E/A}) \quad dU = d(u \cdot m).$$

Die innere Energie U des Gases wird demnach durch Zuführung einerseits von Wärme und mechanischer Arbeit und andererseits durch die Enthalpieströme verändert.

4.2.3.1 Volumenänderungsarbeit

Die Arbeit

$$dW = -p dV$$

beschreibt die Energieänderung durch Änderung des Zylindervolumens. Die Volumenänderung läßt sich dabei unter Beachtung der Geometrie des Kurbeltriebs (s.h. Kapitel 8) bestimmen.

4.2.3.2 Wandwärmeverluste

Durch die Verbrennung wird ein Wärmefluß über die den Brennraum begrenzenden Flächen verursacht. Dieser Fluß ist, abhängig von Konstruktion des Motors und Betriebszustand, örtlich und zeitlich sehr verschieden. Während die zeitlichen Temperaturschwankungen des Gases im Brennraum (mehr als 2000 K pro Arbeitsspiel) einen großen Einfluß auf die Prozeßrechnung haben und aus diesem Grund nicht vernachlässigt werden dürfen, beeinflussen die örtlichen Temperaturunterschiede das Rechenergebnis einer Arbeitsprozeßsimulation kaum. Aus diesem Grund kann angenommen werden, daß entsprechend den Annahmen für das Einzonenmodell zu einem bestimmten Zeitpunkt im gesamten Brennraum eine einheitliche Temperatur herrscht [168].

Im Verbrennungsmotor kommen alle Hauptarten der Wärmeübertragung vor. Dies sind die Wärmeübertragung durch Leitung, Konvektion und Strahlung. Auf der Brennraumseite treten Konvektion und Strahlung auf. Kühlmittelseitig wirkt hauptsächlich Konvektion. In der Zylinderwand erfolgt der Wärmeübergang ausschließlich durch Leitung. Für die pro Zeiteinheit übergehende Wandwärme

$$\frac{dQ_W}{dt} = (T_Z - T_{KM}) \sum_{i=1}^3 k_i A_i$$

mit den Wärmeübergangskoeffizienten k_i und den raumbegrenzenden Teilflächen A_i des Kolbens, des Zylinderkopfes und der Zylinderwand. Der Wärmeübergangskoeffizient

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_Z} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{KM}}}$$

berücksichtigt alle Einflüsse des Wärmetransports vom Gas an das Kühlmittel. Neben der zylinderseitigen α_Z und der kühlmittelseitigen α_{KM} Wärmeübergangszahl werden hierzu die Dicke s und die Wärmeleitfähigkeit λ der Zylinderwand

benötigt. Für α_{KM} kann näherungsweise der Wert für von Wasser umströmten Rohren verwendet werden. Die zylinderseitige Wärmeübergangszahl α_Z hängt von mehreren das Arbeitsgas beschreibenden Größen ab. Sie setzt sich aus dem konvektiven Anteil und dem durch Strahlung

$$\alpha_Z = \alpha_{\text{Konv.}} + \alpha_{\text{Str.}}$$

zusammen. Der strahlungsbedingte Anteil wird bei Dieselmotoren im wesentlichen durch die Rußstrahlung bestimmt. Diese Strahlung entsteht bei der rußenden Verbrennung winziger Kraftstofftröpfchen unter Luftmangel. Um die Stärke dieser Strahlung und damit auch den Beitrag zur Wärmeübergangszahl (zwischen wenigen Prozent und etwa 40%) zu berechnen, benötigt man Kenntnis von der Konzentration der Rußteilchen im Brennraum. Diese ist jedoch nicht durch einfache Modellierung errechenbar, weshalb hier auf eine genauere Behandlung verzichtet wird.

Zylinderseitiger Wärmeübergang durch Konvektion

Viele Forschungsarbeiten beschäftigten sich seit langem mit der Ermittlung der Wärmeübergangszahl. Bei den Ergebnissen sind jedoch erhebliche Abweichungen voneinander zu beobachten. Dies liegt vor allem daran, daß die Größen, von denen die konvektive Wärmeübergangszahl abhängt, wie z.B. der Druck, die Temperatur und die Geschwindigkeit des Gases im Brennraum, nur schwer zu erfassen sind. Bei der Berechnung der Wandwärme kann aus diesem Grund keine sehr hohe Genauigkeit erwartet werden.

Die in der Praxis gerne verwendeten Wärmeübergangsbeziehungen basieren auf Versuchsergebnissen unter Miteinbeziehung der Ähnlichkeitstheorie. Diese stellt allgemein einen funktionalen Zusammenhang $Nu = f(\text{Re}, \text{Pr})$ zwischen Strömungen und Gase beschreibenden Größen wie Nußelt- (Nu), Reynolds- (Re) und Prandlzahl (Pr) dar. Dabei wird der Motorzylinder als turbulent durchströmtes Rohr betrachtet und angenommen, daß die Prandlzahl in dem betrachteten Temperaturbereich konstant ist. Daraus folgt mit Verwendung der Ähnlichkeitsbeziehung von Nußelt die Beziehung

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} \approx \text{Re}^{0,786}.$$

Um die Wärmeübergangszahl für Motoren zu ermitteln, werden Modifikationen hinsichtlich des Exponenten vorgenommen. Bei den Stoffgrößen des Gases werden die Abhängigkeiten von Druck und Temperatur berücksichtigt. Die charakteristische Geschwindigkeit wird durch einen Zusammenhang mit der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m ersetzt. Eine der häufig verwendeten Wärmeübergangsbeziehungen ist die von HOHENBERG [88]

$$\alpha_{\text{Konv.}} = 130V^{-0,06} p^{0,8} T^{-0,4} (c_m + 1,4)^{0,8}.$$

Diese Gleichung hat gegenüber anderen den Vorteil, daß die darin enthaltenen Größen aus der Arbeitsprozeßrechnung entnommen werden können. Hierbei wird

versucht zu berücksichtigen, daß sich durch die Kolbenbewegung die Strömungsverhältnisse ständig ändern. Die Annahme einer zur mittleren Kolbengeschwindigkeit proportionalen und im gesamten Hubbereich konstanten Strömungsgeschwindigkeit hat zur Folge, daß die bei einem bestimmten Kurbelwinkel übergehende Wandwärme nur näherungsweise erfaßt werden kann. Die von HOHENBERG ermittelte Gleichung wird neben anderen dennoch in der Praxis verwendet, da genauere Beschreibungen nicht existieren und der Verlauf des Übergangskoeffizienten zumindest im Prinzip gut wiedergegeben wird.

4.2.3.3 Brennverlauf

Die durch die Verbrennung freigesetzte Energie

$$dQ_B = H_u dm_{BV}$$

ergibt sich aus dem Heizwert H_u und der verbrannten Kraftstoffmasse m_{BV} unter Vernachlässigung der Enthalpie des eingespritzten Kraftstoffs dH_B . Der zeitliche oder kurbelwinkelabhängige Verlauf der durch die Verbrennung freigesetzten Energie ist eine der wichtigsten Vorgabegrößen für die Realprozeßrechnung. Dieser ist im realen Motor von vielen Parametern abhängig. Da diese Beschreibung so umfangreich ist, findet man weitere Ausführungen in Kapitel 7.

4.3 Simulation

Das Differentialgleichungssystem, das die thermodynamischen Vorgänge im Brennraum beschreibt, kann nicht in geschlossener Form gelöst werden. Die Berechnung ist Schritt für Schritt durchzuführen, dafür verwendet man wegen der relativ hohen Genauigkeit häufig das Runge-Kutta-Verfahren. Dabei führt die Ladungswechselphase (s.h. Kapitel 5) zu einem Massen- und Energiefluß über die Systemgrenzen.

Die in dieser Arbeit behandelte Modellierung hat im wesentlichen die Berechnung des Zylinderdruckverlaufs zum Ziel, um dessen Wirkung auf die Kurbelwellenbewegung über mehrere Arbeitsspiele hinweg zu simulieren. Im Bild 4-2 sind Simulationsergebnisse der Modellierung zu sehen.

In der Verdichtungsphase vor der Verbrennung des Kraftstoffs ist ein Druck- und Temperaturanstieg zu erkennen, dessen hauptsächliche Ursache die Kompression des Gases durch den Kolben ist. Mit dem in Kapitel 7 vorgestellten Brennverlauf ändert sich die Gasmasse im Zylinder. Durch die Verbrennung wird dem System Energie zugeführt, was einen starken Temperatur- und Druckanstieg zur Folge hat. Dem Druckverlauf durch die Verdichtung, dem Schleppdruck, wird sozusagen ein Druckverlauf durch die Verbrennung überlagert. Nach dem oberen Totpunkt steigt das Brennraumvolumen an, was zu einem Abfall des Schleppdrucks führt und damit auch zu einer Abnahme des Brennraumdrucks. In der Ladungswechselphase,

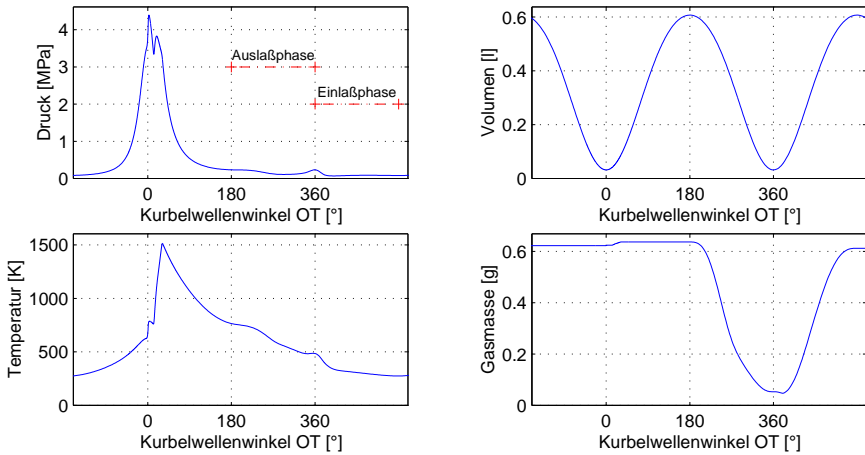
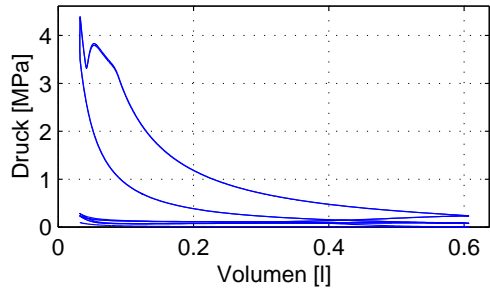


Bild 4-2. Ergebnis der Simulation

Bild 4-3. p - V -Diagramm

die aus dem Öffnen und Schließen des Aus- und Einlaßventils besteht, kann man sehr gut den Gasaustausch sehen. In Bild 4-3 ist das entsprechende p - V -Diagramm über mehrere Arbeitsspiele dargestellt.

Hierbei kann man sehr gut zwischen der Ladungswechselphase und der Kompression mit anschließender Verbrennung unterscheiden.

5 Ladungswechsel und Aufladung

Der Ladungswechsel setzt am Ende des Expansionshubes ein und besitzt die Aufgabe, den Austausch der Abgase gegen Luft als eine Grundvoraussetzung für einen Motor mit innerer Verbrennung und die zum Schließen des thermodynamischen Kreisprozesses erforderliche Wärmeabfuhr durchzuführen. Dies kann nach dem Viertakt- oder nach dem Zweitaktverfahren erfolgen. Der in dieser Arbeit verwendete Motor arbeitet nach dem Viertaktverfahren. Dabei wird der Luftaustausch übernockengesteuerte Ventile realisiert. [153, Kapitel 2]

Die Aufladung eines Verbrennungsmotors stellt primär ein Verfahren zur Steigerung seiner Leistungsdichte dar. Dabei wird der Zylinder mit bereits verdichteter Luft beschickt, sodaß bei gleichem Zylindervolumen mehr Kraftstoff verbrannt werden kann. Der in dieser Arbeit verwendete Motor arbeitet mit einem Abgasturbolader. Dabei wird der Luftkompressor von einer mit dem Abgas beaufschlagten Turbine angetrieben. [227, Kapitel 6]

In diesem Kapitel werden nach einer theoretischen Betrachtung von Gasströmungen die einzelnen Motorkomponenten modelliert. Dabei wird neben dem reinen Ladungswechsel und der Aufladung zusätzlich die Abgasrückführung und die Ladeluftkühlung betrachtet.

5.1 Strömung

5.1.1 Thermodynamische Grundlagen

Neben den thermodynamischen Grundlagen in Abschnitt 4.1 werden die spezifischen Wärmekapazitäten

$$c_p(T) = \left. \frac{\partial h}{\partial T} \right|_{p=const} \quad c_v(T) = \left. \frac{\partial u}{\partial T} \right|_{v=const} \quad (5-1)$$

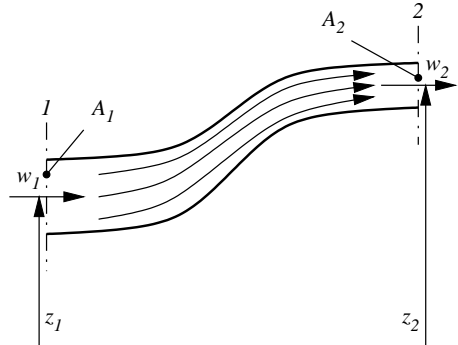
bei konstantem Druck bzw. Volumen benötigt. Die Differenz der beiden spezifischen Wärmekapazitäten

$$c_p(T) - c_v(T) = R \quad (5-2)$$

entspricht der Gaskonstanten. Mit Hilfe des dimensionslosen Isentropenexponent

$$\kappa = \frac{c_p(T)}{c_v(T)} \quad (5-3)$$

Bild 5-1. Strömung durch einen Kanal mit den Ebenen 1 und 2, deren Geschwindigkeiten w_1 bzw. w_2 , deren geodätischen Höhen z_1 bzw. z_2 und deren Querschnittsflächen A_1 und A_2



erhält man mit

$$c_p(T) = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R \quad c_v(T) = \frac{1}{\kappa - 1} R \quad (5-4)$$

eine Darstellung, bei der von den drei Größen c_p , c_v und κ nur eine bekannt sein muß, um die anderen berechnen zu können.

5.1.2 Stationäre Strömung

Für eine stationäre Strömung durch einen Kanal nach Bild 5-1 gelten die Grundsätze der Massen-, Energie- und Impulserhaltung.

Massenerhaltung

Für die eindimensionale stationäre Strömung muß der Massenstrom \dot{m} über die Kanallänge konstant sein.

$$\dot{m} = A \cdot \rho \cdot w = A \cdot \frac{w}{v} = \text{const} \quad (5-5)$$

Energieerhaltung

Ohne äußere Arbeitsleistung gilt der erste Hauptsatz für allgemeine stationäre Fließprozesse.

$$\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = h_1 - h_2 + q_a - g \cdot (z_2 - z_1) \quad (5-6)$$

Dabei beschreibt h_1 bzw. h_2 die Enthalpien in den entsprechenden Querschnitten und q_a die äußere Wärme, die positiv gezählt wird, wenn sie zugeführt wird.

5.1.2.1 Reibungsfreie Strömung

Für die stationäre, adiabate und horizontal verlaufende Strömung durch einen Kanal vereinfacht sich (5-6).

$$\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = h_1 - h_2 \quad (5-7)$$

Dabei beschreibt (5-7) die Energieerhaltung des Fließprozesses auch bei Reibung. Bei Reibungsfreiheit und bei idealen Gasen gelten zusätzlich die thermische Zustandsgleichung (4-1), die Enthalpiegleichung (5-1) und die Isentropengleichung

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}. \quad (5-8)$$

Setzt man die Anfangsgeschwindigkeit $w_1 = w_0 = 0$, so ergibt sich mit Anfangsdruck p_0 und spezifischem Volumen v_0 die Geschwindigkeit

$$w = \sqrt{2p_0v_0\Psi}$$

mit der Geschwindigkeitsfunktion

$$v = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left(1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)}.$$

Die durch einen gegebenen Querschnitt A durchströmende Masse je Zeiteinheit errechnet sich aus

$$\dot{m} = A \frac{w}{v} = \frac{A}{v_0} \sqrt{2p_0v_0\Psi} \quad (5-9)$$

mit der Durchflußfunktion

$$\Psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)}, \quad (5-10)$$

die in Bild 5-2 exemplarisch für $\kappa = 1,3$ und $\kappa = 1,4$ gegenüber dem Druckverhältnis $\frac{p}{p_0}$ darstellt ist. Das Druckverhältnis ist immer kleiner gleich 1. Sollte der Druck p über den von p_0 steigen, so dreht sich Durchflußrichtung um.

Die Durchflußfunktion Ψ besitzt ein Maximum bei dem *kritischen* Druckverhältnis

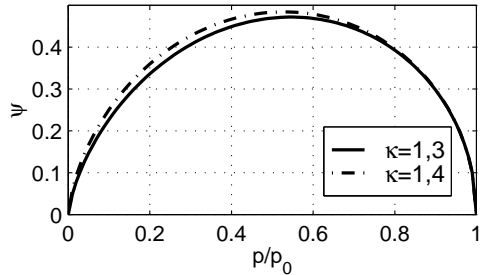
$$\frac{p_{\text{krit}}}{p_0} = \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

mit der *kritischen* Geschwindigkeit

$$w_{\text{krit}} = \sqrt{\kappa \cdot p_{\text{krit}} \cdot v_{\text{krit}}} = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_{\text{krit}}},$$

die der örtlichen Schallgeschwindigkeit c_0 entspricht. Bei einem Druckverhältnis $\frac{p}{p_0} < \frac{p_{\text{krit}}}{p_0}$ ergäbe sich eine überkritische Geschwindigkeit $w > w_{\text{krit}}$. Diese kann aber

Bild 5-2. Durchflußfunktion ψ bei isotroper Strömung



nur erreicht werden, wenn eine genau angepaßte Lavaldüse mit einer Verengung und einer anschließenden Erweiterung verwendet wird. Bei einer Düse mit einer einfachen Verengung kann maximal die kritische Geschwindigkeit erreicht werden.

An den Auslaßventilen von Verbrennungskraftmaschinen treten oft überkritische Druckverhältnisse auf, welche aber, da keine Lavaldüse vorhanden ist, maximal zu überkritischen Geschwindigkeiten führen können.

5.1.2.2 Reibungsbehaftete Strömung

Bei der reibungsbehafteten Strömung findet im Vergleich zur reibungsfreien Strömung ein Geschwindigkeitsverlust statt. Dieser Geschwindigkeitsverlust wird in der Praxis häufig durch einen Geschwindigkeitsbeiwert φ ausgedrückt.

$$w_{\text{reib}} = \varphi \cdot w$$

Bei scharfen Öffnungen (z.B. bei Blenden) tritt zusätzlich noch eine Einschnürung der Strömung auf einen kleineren Querschnitt als den Öffnungsquerschnitt auf, die durch die Kontraktionsziffer α ausgedrückt werden kann.

$$A_{\text{eff}} = \alpha \cdot A$$

Die durch Reibung und Kontraktion verursachte Verminderung des Massenstromes wird durch den Durchflußbeiwert μ berücksichtigt.

$$\dot{m}_{\text{eff}} = \mu \cdot \dot{m} \quad (5-11)$$

Der Durchflußbeiwert μ berücksichtigt außer dem Produkt $\varphi \cdot \alpha$ noch die Dichteänderung infolge Reibung. Er kann für eine gegebene Kanalform am Strömungsprüfstand ermittelt werden. Mit (5-9), (5-10), (5-11) und $v_0 = \frac{1}{\rho_0}$ erhält man die Durchflußgleichung für die reibungsbehaftete Strömung.

$$\dot{m}_{\text{eff}} = \mu \cdot A \sqrt{2 \cdot p_0 \cdot \rho_0} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} \quad (5-12)$$

5.1.3 Instationäre Fadenströmung

Eine exakte Beschreibung instationärer Strömungsvorgänge ist aufgrund der Komplexität nicht möglich. Man bedient sich stattdessen einer finiten Beschreibung, bei dem das System in einzelne, kleine Elemente zerlegt wird. Für die Berechnung der Gastemperatur T , der Gasmasse m und des Drucks p in jedem Element wird vorausgesetzt, daß diese Größen in den Elementen örtlich konstant sind. Die Berechnung erfolgt dann nach der *Füll- und Entleermethode*. Das bedeutet, daß die instationären Vorgänge für kleine Zeitintervalle als stationär betrachtet werden. Dadurch werden die zeitlichen Unterschiede der oben genannten Größen in den einzelnen Elementen berücksichtigt, örtliche Unterschiede jedoch nicht.

Für die Berechnung der drei Größen T , m und p benötigt die thermische Zustandsgleichung (4-1), die Energiegleichung (4-2)

$$\frac{dU}{dt} = \frac{d(m \cdot u)}{dt} = h_{zu} \cdot \frac{dm_{zu}}{dt} - h_{ab} \cdot \frac{dm_{ab}}{dt} - \frac{dQ_W}{dt},$$

und die Kontinuitätsgleichung

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dm_{zu}}{dt} - \frac{dm_{ab}}{dt}.$$

Die zu- bzw. abfließenden Masseströme zwischen den Elementen werden mit Hilfe der Durchflußgleichung (5-12) berechnet.

Die weiteren Überlegungen zur Bestimmung von T , m und p inklusive der Berücksichtigung von Wandwärmeverlusten entsprechen den Überlegungen zur dieselmotorischen Arbeitsprozeßrechnung in Abschnitt 4.2.

5.2 Motorkomponenten

Neben den allgemeinen, finiten Elementen werden bei der Motorprozeßrechnung *besondere* Elemente benötigt, um das Verhalten von Frisch- und Abgasen modellieren zu können.

5.2.1 Ein- und Auslaßventile

Bei den Ein- und Auslaßventilen handelt es sich bei strömungstechnischer Betrachtung um Düsen mit variablem Querschnitt. Ist ein Ventil geschlossen, so besitzt es den Querschnitt $A = 0$. Der Durchfluß wird mit Hilfe der Durchflußgleichung (5-12) berechnet.

Der Querschnitt der Ventile ist eine Funktion des Ventilhubes, und wird vereinfacht in einem linearen Modell darstellt.

$$A = \frac{S_N}{S_{N,max}} \cdot A_{max}$$

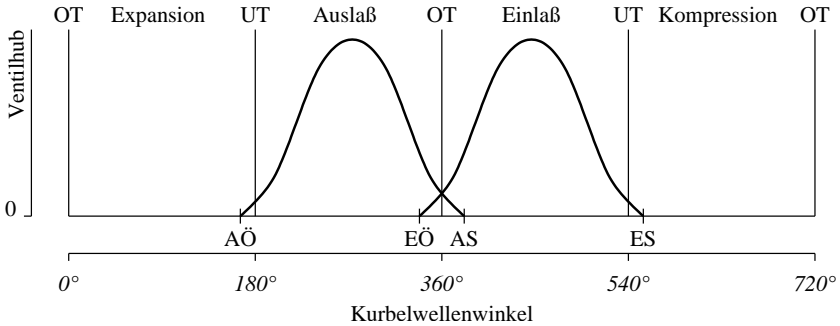


Bild 5-3. Ventilhubkurven des Viertaktmotors

Der Ventilhub ist eine Funktion des Kurbelwellenwinkel. Mit den Bezeichnungen aus Bild 5-3 werden die Ventilhübe durch die funktionellen Zusammenhänge

$$s_{N,E}(\varphi) = \begin{cases} \frac{s_{N,E,max}}{2} (1 - \cos \varphi^*) & \varphi_{E\ddot{O}} \leq \varphi \leq \varphi_{ES} \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad \text{mit } \varphi^* = \frac{\varphi - \varphi_{E\ddot{O}}}{\varphi_{ES} - \varphi_{E\ddot{O}}} \cdot 2\pi$$

und

$$s_{N,A}(\varphi) = \begin{cases} \frac{s_{N,A,max}}{2} (1 - \cos \varphi^*) & \varphi_{A\ddot{O}} \leq \varphi \leq \varphi_{AS} \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad \text{mit } \varphi^* = \frac{\varphi - \varphi_{A\ddot{O}}}{\varphi_{AS} - \varphi_{A\ddot{O}}} \cdot 2\pi$$

beschrieben.

5.2.2 Abgasrückführung

Die Erhöhung des thermischen Wirkungsgrads durch eine Optimierung des Verbrennungsablaufs führt im Normalfall zu einer schnelleren Verbrennung mit einer höheren Verbrennungstemperatur. Damit verbunden ist eine höhere NO_x -Produktion und eine geringere Nachoxidation der unverbrannten Kohlenwasserstoffe. Eine Möglichkeit diesen Zielkonflikt der Wirkungsgradverbesserung und Emissionserhöhung weitgehend zu vermeiden, ist die Zumischung von Restgas. Dabei unterscheidet man zwischen den beiden Möglichkeiten der internen bzw. externen Abgasrückführung (AGR).

Bei der *externen* Abgasrückführung wird der Verbrennungsluft kaltes Abgas zugemischt, was zu einer verbrauchsgünstigen Entdrosselung und geringeren Wandwärmeverlusten führt. Die NO_x -Entstehung wird durch den bekannten Inertgaseinfluß des rückgeführten Abgases reduziert. Die damit verringerte Brenngeschwindigkeit führt aber zu vermehrten Quencheffekten (*flame quenching*) im Endgasbereich mit der Folge, daß sich teilweise höhere HC- und CO-Emissionen einstellen. In Bild 5-4 ist dies schematisch dargestellt [23].

Die *interne* Abgasrückführung ergibt sich bei Motoren mit separater Ein- und Auslaßnockenwelle durch eine betriebspunktabhängige Einstellung der Phasenlage

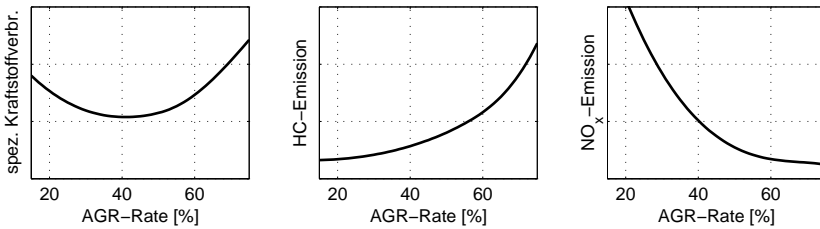


Bild 5-4. Einfluß der Abgasrückführung auf spezifischen Kraftstoffverbrauch, NO_x- und HC-Emission

von Ein- und Auslaßnocken. Die damit steuerbare Restgasmenge (heißes Abgas) hat auf die NO_x-Emission und den Verbrauch grundsätzlich den gleichen Einfluß wie die externe Abgasrückführung. Das heiße Abgas unterstützt zusätzlich die Gemischaufbereitung und erhöht das Temperaturniveau zum Einspritzzeitpunkt. Dies hat zur Folge, daß auch die HC- und CO-Emissionen reduziert werden. Mit diesem Verfahren lassen sich somit alle Zielgrößen verbessern, es erfordert aber einen höheren konstruktiven Aufwand [81].

Die Abgasrückführung wird durch eine Leitung zwischen Auspuff und Saugrohr und eine Düse mit veränderlichem Querschnitt modelliert. Der Durchfluß wird wieder über die Durchflußgleichung (5-12) berechnet.

5.2.3 Turbolader mit variabler Turbinengeometrie

Der Trend im Fahrzeugbau geht weg von hubraumstarken Motoren hin zu Motoren mit kleinerem Hubraum und Abgasturboaufladung (*downsizing*). Kleinere Motoren wiegen weniger und haben deshalb ein besseres Leistungsgewicht. Darüberhinaus sind so die geltenden Emissionsgrenzwerte leichter einzuhalten. Ein wichtiger Punkt hierbei ist die Auslegung des Turboladers. Es läßt sich nämlich zeigen, daß der durch den Turbolader erzeugte Ladedruck stark von der Motordrehzahl abhängt. Bei Teildrehzahl läßt sich der volle Ladedruck und damit der volle mittlere effektive Druck bzw. das volle Drehmoment nicht ohne besondere Maßnahmen erreichen. Legt man den Turbolader für Vollast aus, so erzeugt er im Teillastbereich nur einen geringen Ladedruck. Man nennt dies *Turboloch*. Besonders bei Fahrzeugmotoren ist jedoch ein frühes Ansprechen des Turboladers im mittleren Drehzahlbereich des Motors erwünscht. Man kann dies durch einen kleineren Turbinenquerschnitt erreichen, muß dann aber dafür sorgen, daß der Ladedruck bei voller Motordrehzahl das zulässige Maß nicht übersteigt. Man kann dies dadurch erreichen, daß ab einem bestimmten Ladedruck ein Teilstrom des Abgases über ein Bypass-Ventil (*Waste-Gate*) an der Turbine vorbei in die Abgasanlage abgeführt wird (*Abblasen*). Diese Regelung hat jedoch den Nachteil, daß die Leistungsbilanz des Turboladers verschlechtert wird. Die thermodynamisch günstigere Lösung ist die Regelung mittels variabler Turbinengeometrie. Hierdurch sind nicht nur

verstellbare Leitschaufeln zu verstehen, sondern auch andere Maßnahmen, die den Zuströmquerschnitt zum Turbinenrad regeln. Leitschaufelverstellung an der Turbine bzw. andere den Zuströmquerschnitt beeinflussende Maßnahmen sollen durch Verkleinern des Querschnitts bei Teillast für den verkleinerten Durchsatz ein größeres Druckgefälle erzeugen, damit steigen in diesem Betriebsbereich Turbinenleistung, -drehzahl und Ladedruck, während für den großen Durchsatz bei hoher Last der volle Querschnitt zur Verfügung gestellt und damit der Auspuffgedruck niedrig gehalten wird. Obwohl dieses Prinzip schon seit langem bekannt ist, wird es aufgrund von technologischen Schwierigkeiten erst in neuerer Zeit angewandt [238].

5.2.3.1 Ziel der Aufladung

Ziel der Turboaufladung ist die Leistungserhöhung bei gegebener Motorgröße ohne Drehzahlerhöhung [238]. Sowohl durch Aufladen als auch durch höhere Drehzahlen wird eine größere Luftmenge pro Zeiteinheit durch den Motor durchgesetzt, wobei die Leistung dem Luftdurchsatz etwa proportional ist. Man stößt in beiden Fällen auf gewisse Grenzen, die durch den technischen Entwicklungsstand gegeben sind. Die Leistung eines Verbrennungsmotors

$$P_e = Z \cdot V_H \cdot p_{me} \cdot \frac{n}{a}$$

berechnet sich aus der Zylinderzahl Z , dem Hubvolumen V_H , der effektiven Mitteldruck p_{me} , der Drehzahl n und der Taktzahl a , die bei einem 2-Takt-Motor $a = 1$ und bei einem 4-Takt-Motor $a = 2$ beträgt. Für einen gegebenen Motor sind Z , V_H und a unveränderlich. Eine Leistungssteigerung ist deshalb nur über eine Erhöhung von p_{me} oder n zu erzielen. Durch Erhöhung der Drehzahl n bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m steigen die Beanspruchungen durch die Massenkräfte mit dem Quadrat von c_m , durch das Erhöhen des effektiven Mitteldrucks p_{me} mit Hilfe der Aufladung wachsen die Gaskräfte (maximaler Verbrennungsdruck). Diese steigen aber nur etwa linear mit der Ladungsmenge, d.h. mit dem effektiven Mitteldruck an. Die thermische Belastung steigt sowohl mit der Drehzahl als auch mit der Aufladung etwa im gleichen Verhältnis zur Leistungssteigerung an.

5.2.3.2 Arten der Aufladung

Man unterscheidet zwei Arten der Turboaufladung. Bei der Gleichdruck- oder Stauaufladung werden die Auspuffgase der einzelnen Zylinder in einem gemeinsamen Sammelbehälter geleitet, der die Druckstöße gleichstellt. Die Auspuffgase strömen der Turbine daher mit nahezu konstantem Druck zu. Bei der Impuls- oder Stoßaufladung ist der Druck vor der Turbine nicht konstant. Die Abgase werden als Druck- und Geschwindigkeitswellen durch enge, kurze Einzelleitungen direkt

vom Auslaß des Zylinders zur Turbine geleitet. In diesen Einzelleitungen werden dabei Zylinder mit geeigneter Zündversetzung zusammengefaßt.

Ursprünglich wurde die Stauaufladung mit Ausnahme von Sonderfällen praktisch nicht angewandt. Dies hing mit den anfangs verhältnismäßig niedrigen Wirkungsgraden der Turbolader und auch mit den niedrigen Aufladegraden zusammen, die im Laufe der Entwicklung nur allmählich anstiegen. Je höher aber das vom Verdichter zu erzeugende Druckverhältnis wird und je besser der Wirkungsgrad des Turboladers ist, desto mehr treten die Vorteile der Stauaufladung in Erscheinung. Sie besitzt eine einfachere und preiswertere Abgasleitung. Die Ausschubarbeit des Kolbens ist geringer, da der Abgasstoß rasch abgebaut und nicht von einem kleinen Turbinenquerschnitt reflektiert wird. Das Aufladeverhältnis ist gleichmäßiger und unabhängig von der Zylinderzahl Z . Aus diesen Gründen wird heute in zunehmendem Maße die Stauaufladung angewandt.

5.2.3.3 Turboladerhauptgleichungen

Grundlage der Turboladerberechnungen sind die Leistungen der Turbine P_T bzw. des Verdichters P_V

$$P_T = \dot{m}_T \cdot \eta_{s-i,T} \cdot \eta_{m,T} \cdot h_{T,1} \left(1 - \left(\frac{p_{T,2}}{p_{T,1}} \right)^{\frac{\kappa_T-1}{\kappa_T}} \right) \quad (5-13)$$

$$P_V = \dot{m}_V \cdot \frac{1}{\eta_{s-i,V} \cdot \eta_{m,V}} \cdot h_{V,1} \left(\left(\frac{p_{V,2}}{p_{V,1}} \right)^{\frac{\kappa_V-1}{\kappa_V}} - 1 \right) \quad (5-14)$$

und der Massenstrom durch die Turbine

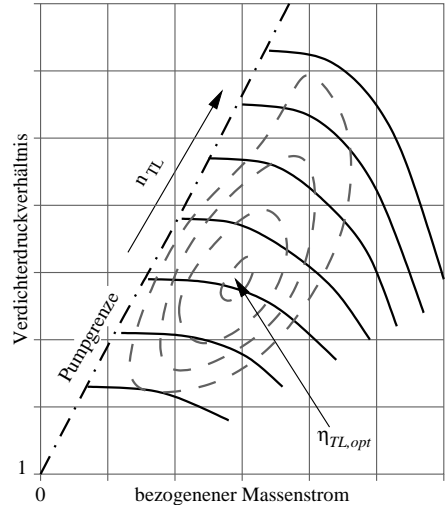
$$\dot{m}_T = A_T \cdot \sqrt{2 \cdot p_{T,1} \cdot \rho_{T,1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa_T}{\kappa_T - 1} \left(\left(\frac{p_{T,2}}{p_{T,1}} \right)^{\frac{2}{\kappa_T}} - \left(\frac{p_{T,2}}{p_{T,1}} \right)^{\frac{\kappa_T+1}{\kappa_T}} \right)} \quad (5-15)$$

in Anlehnung an die Durchflußgleichung (5-12) durch eine Düse mit dem effektiven Querschnitt A_T . Die variable Turbinengeometrie (VTG) wird durch die Änderung des effektiven Querschnitts modelliert. Die Differenz von Turbolader- und Verdichterleistung wird zur mechanischen Beschleunigung bzw. Verzögerung des Turboladers benutzt.

$$\dot{\omega}_{TL} = \frac{P_T - P_V}{\Theta_{TL} \cdot \omega_{TL}} \quad (5-16)$$

Da in der Turbinen- bzw. Verdichterleistung (5-13) bzw. (5-14) die Drehzahl ω_{TL} des Turboladers nicht explizit auftritt, muß die Abhängigkeit dieser Leistungen von der Drehzahl über das Kennfeld eines Verdichters bestimmt werden. In Bild 5-5 ist der prinzipielle Verlauf eines solchen Kennfeldes dargestellt. Es stellt den Zusammenhang zwischen Druckverhältnis $\frac{p_{V,2}}{p_{V,1}}$, bezogenen Massenstrom durch den Verdichter und Drehzahl des Turboladers her.

Bild 5-5. Kennfeld eines Radialverdichters



In [218] findet sich eine Näherung zur Bestimmung des Verdichterdruckverhältnisses. Ausgehend vom bezogenen Massenstrom (Durchsatzzahl)

$$\phi = \frac{\dot{m}_V}{\rho_{V,1} \cdot A_V \cdot u}$$

mit der Umfangsgeschwindigkeit des Verdichterrades $u = \omega_{TL} \cdot r_V$ wird eine Druckzahl

$$\psi_s = K_1 - K_2 \cdot \phi^2$$

mit den beiden Konstanten K_1 und K_2 definiert, mit der sich das Verdichterdruckverhältnis

$$\frac{p_{V,2}}{p_{V,1}} = \left(1 + \psi_s \frac{u^2}{h_V} \right)^{\frac{\kappa_V}{\kappa_V - 1}} \quad (5-17)$$

ergibt. Diese Näherung ergibt ein ähnliches Kennfeld wie in Bild 5-5. Die Linien konstanter Drehzahl fallen zwar für steigende Massenströme nicht so stark ab wie im Originalkennfeld, dennoch wird diese Näherung für die Modellierung des Turboladers verwendet.

Die gesamte Berechnung des Turboladers erfolgt damit in folgenden Schritten. Aus dem Druck vor und hinter der Turbine bzw. dem Verdichter, wird mit (5-15) der Massenstrom durch die Turbine bzw. durch den Verdichter bestimmt. Ist die Anfangsgeschwindigkeit des Turboladers ω_{TL} bekannt, so läßt sich mit (5-17) das neue Verdichterdruckverhältnis berechnen. Mit Hilfe der beiden Druckverhältnisse und den beiden Massenströmen wird die Turbinen- und die Verdichterleistung nach (5-13) und (5-14) ermittelt, aus dem mit (5-16) die neue Turbinengeschwindigkeit bestimmt wird.

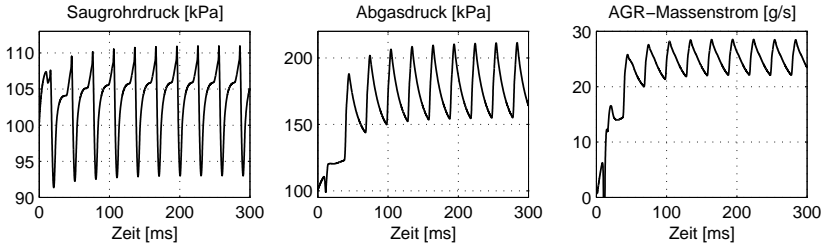


Bild 5-6. Simulationsergebnis von Saugrohrdruck, Abgasdruck und Massenstrom durch die Abgasrückführung beim Startvorgang

5.2.4 Ladeluftkühlung

Die Druckerhöhung im Verdichter von p_1 auf p_2 erfolgt in der Realität nicht isotherm, sondern ist mit einem Temperaturanstieg

$$T_2 = T_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{\eta_{s-i,V}} \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_L - 1}{\kappa_L}} - 1 \right) \right) \quad (5-18)$$

verbunden [168]. Dieser Temperaturanstieg wirkt sich nachteilig auf den Motor aus, denn mit steigender Temperatur nimmt die Gasdichte und damit die Ladungsmenge im Zylinder ab. Dadurch wird das Ziel der Aufladung, die Ladungsmenge durch Druckerhöhung zu vergrößern, teilweise wieder aufgehoben. Außerdem steigt mit höherer Ladelufttemperatur die thermische Belastung des Motors stark an, da das gesamte Temperaturniveau des Motorkreisprozesses in erster Linie von der Ladelufttemperatur abhängt [238].

Um diesem Temperaturanstieg entgegenzuwirken, kühlt man die Ladeluft in einem Ladeluftkühler (LLK) ab. Dabei kann der Ladeluftkühler der Luft die Wärmemenge

$$\dot{Q}_{LLK} = \dot{m}_{LLK} \cdot c_p \cdot \eta_{LLK} \cdot (T_2 - T_W)$$

mit dessen Wirkungsgrad als Verhältnis der tatsächlichen zur theoretisch möglichen Wärmeabfuhr

$$\eta_{LLK} = \frac{T_2 - T_{LLK}}{T_2 - T_W}$$

entziehen, d.h. der Ladeluftkühler kühlt die Luft maximal auf Wandtemperatur T_W ab.

5.3 Simulation

Modelliert man das Ansaug- und Abgassystem zusammen mit dem Zylinder, so ergeben sich die Simulationsergebnisse von Saugrohrdruck, Abgasdruck und Massenstrom durch die Abgasrückführung beim Startvorgang in Bild 5-6. In

der Simulation sich die Druckwellen der einzelnen Arbeitsspiele deutlich zu erkennen. Wenn das Einlaßventil aufgeht und der Kolben nach unten fährt, um Luft einzusaugen, sinkt der Saugrohrdruck. Wenn das Auslaßventil aufgeht und der Kolben die verbrannten Gase in den Auspuff schiebt, steigt der Abgasdruck an. Gleichzeitig mit diesem Druckanstieg steigt auch der Massenfluß durch die Rückführungsleitung. Dieser erhöhte Massenstrom sorgt dafür, daß der Druck im Saugrohr kurz vor dem Ansaugtakt etwas ansteigt.

Wie man sieht, ist der Massenstrom durch die Rückführleitung auch bei konstanter Klappenstellung nicht konstant, sondern weist Schwingungen auf. Bei einem 4-Zylinder-Motor, der mit 3000 min^{-1} läuft, beträgt die Frequenz dieser Schwingung 100 Hz . Will man für die AGR-Rate eine Regelung entwerfen, kann man diese Schwingungen vernachlässigen, denn wenn man sie ausregeln wollte, müßte man auch die Klappe in der gleichen Frequenz schwingen lassen. Abgesehen davon, daß dies schwierig zu realisieren wäre, da der Regler eine sehr hohe Dynamik haben müßte, würde das die Lebensdauer der Stelleinrichtung stark verkürzen. Man ist daher lediglich daran interessiert, die AGR-Rate im Mittel einzuhalten.

5.4 Thermodynamische Motormodellreduktion

Die Druckwellen ergeben sich durch den nicht kontinuierlich verlaufenen Massenstrom in den Zylinder hinein bzw. aus dem Zylinder heraus. Da diese Druckwellen aufgrund der Trägheit der Aktoren nicht ausgeregelt werden können, ist es sinnvoll das exakte Modell des Zylinder durch ein einfaches zu ersetzen. Hierdurch können größere Simulationszeiten bei gleicher Rechenzeit erreicht werden.

Zur Integration des einfachen Motormodells in das gesamte Ansaug- und Abgassystem werden je Zylinder und Arbeitsspiel die eingesaugte Luftmasse, die ausgestoßene Abgasmasse und die Temperatur der Abgase benötigt. Die Abgasmasse kann als eine um die Totzeit von 540° Kurbelwellenwinkel verzögerte Summe der eingesaugten Luftmasse und der während des Arbeitsspiels eingespritzten Kraftstoffmasse beschrieben werden. Die Massen werden dabei auf ein Arbeitsspiel umgerechnet und als kontinuierlichen Massenstrom ausgegeben.

Das Motormodell reduziert sich auf die beiden Funktionen der eingesaugten Luftmasse m_L und der Abgastemperatur T_{AG} in Abhängigkeit der Eingangsgrößen wie z.B. Saugrohrdruck, Lufttemperatur, Drehzahl, Abgasdruck, Kraftstoffmasse, Einspritzbeginn und Motortemperatur.

5.4.1 Modellansatz

Eine Funktion $f(\mathbf{x})$ mehrerer Veränderlicher $\mathbf{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$ kann um einen Arbeitspunkt \mathbf{x}_0 mit Hilfe der Taylerreihe

$$f(\mathbf{x}_0 + \Delta\mathbf{x}) = \sum_{k=0}^m \frac{1}{k!} D_{\Delta\mathbf{x}}^k f(\mathbf{x}_0) + \frac{1}{(m+1)!} D_{\Delta\mathbf{x}}^{m+1} f(\mathbf{x}_0 + \tau\Delta\mathbf{x}) \quad \text{mit } \tau \in (0, 1)$$

dargestellt werden. Möchte man ein Funktion $f(\mathbf{x})$ durch ein Taylerpolynom m -ter Ordnung annähern, so fällt das Restglied weg. Nähert man diese Funktion $f(\mathbf{x})$ nun durch ein Taylorpolynom 1.-ter Ordnung um den Arbeitspunkt $\mathbf{x}_0 = \mathbf{0}$ an, so läßt sich diese durch ein lineares Modell

$$f(\mathbf{x}) \approx f(\mathbf{0}) + \sum_{i=1}^n \left. \frac{\partial f(\mathbf{x})}{\partial x_i} \right|_{\mathbf{x}_0=\mathbf{0}} \cdot x_i = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i \cdot x_i \quad (5-19)$$

beschreiben. Da die Funktionen der eingesaugten Luftmasse bzw. der Abgastemperatur nicht explizit bekannt sind, müssen die Koeffizienten a_i auf eine andere Art bestimmt werden. Ermittelt man die eingesaugte Luftmasse bzw. die Abgastemperatur an verschiedenen Arbeitspunkten mit dem vollständigen Modell, so kann man die Koeffizienten a_i mit Hilfe eines Schätzalgorithmus bestimmen.

Werden an den Stellen $\mathbf{x}_1, \dots, \mathbf{x}_m$ die Funktionswerte $f_1(\mathbf{x}_1), \dots, f_m(\mathbf{x}_m)$ ermittelt, so lassen sich mit dem Modellansatz

$$\begin{pmatrix} f_1 \\ f_2 \\ \vdots \\ f_m \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & x_{1,1} & x_{1,2} & \cdots & x_{1,n} \\ 1 & x_{2,1} & x_{2,2} & \cdots & x_{2,n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & x_{m,1} & x_{m,2} & \cdots & x_{m,n} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \vdots \\ a_n \end{pmatrix} \iff \mathbf{f} = \mathbf{X} \cdot \mathbf{a}$$

die Koeffizienten nach dem Least-Square-Schätzer

$$\mathbf{a} = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \cdot \mathbf{f}$$

berechnen.

5.4.2 Eingesaugte Luftmasse

Die Luftmasse, die der Zylinder in jedem Arbeitsspiel einsaugt, hängt von der Drehzahl n_{MOT} des Motors, vom Saugrohrdruck p_L , vom Abgasdruck p_{AG} und der Lufttemperatur T_L ab. Dabei nimmt mit wachsendem Saugrohrdruck die Gasmasse zu. Steigende Lufttemperaturen, Motordrehzahlen und Abgasdrücke vermindern die eingesaugte Luftmasse. Eigene Untersuchungen haben gezeigt, daß eine Näherung der eingesaugten Luftmasse mit dem linearen Modell (5-19) große relative Fehler erzeugt. Nähert man hingegen den Füllgrad

$$\xi = \frac{m_{L,ist}}{m_{L,th}} \quad \text{mit} \quad m_{L,th} = \rho_L \cdot V_H = \frac{p_L}{R \cdot T_L} \cdot v_H$$

mit dem linearen Modell an, so ergeben sich relative Fehler von unter 3% im gesamten Arbeitsbereich.

5.4.3 Abgastemperatur

Die Abgastemperatur T_{AG} hängt hauptsächlich von der Drehzahl n_{MOT} des Motors, dem Abgasdruck p_{AG} , der eingespritzten Kraftstoffmasse m_B , dem Einspritzbeginn φ_{EB} , der eingesaugten Luftmasse m_L , der Lufttemperatur T_L und der Kühlwassertemperatur T_W ab. Da die Abgastemperatur während der Auslaßphase nicht konstant ist, wurde sie von $\varphi_{A\ddot{O}}$ bis φ_{AS} gemittelt. Vom Vollastbereich bei niedrigen Drehzahlen abgesehen, liegt der relative Fehler zwischen dem linearisierten und dem ausführlichen Modell bei unter 5%.

6 Common-Rail-Einspritzsystem

6.1 Gemischaufbereitung

Die Aufbereitung des Luft-Kraftstoff-Gemisches beeinflusst wesentlich den Kraftstoffverbrauch, die Abgaszusammensetzung und das Verbrennungsgeräusch des Dieselmotors. An der Qualität der Gemischaufbereitung ist die Kraftstoffeinspritzanlage stark beteiligt. Neben der Art der Einspritzung beeinflussen die Größen Einspritzbeginn, -dauer, -verlauf und -druck die Gemischbildung und den Ablauf der Verbrennung im Brennraum des Motors.

6.1.1 Einspritzverfahren

Bei der Art der Einspritzung unterscheidet man das Vor- bzw. Wirbelkammerverfahren und die Direkteinspritzung. Bei dem Vor- bzw. Wirbelkammerverfahren wird der Kraftstoff in eine heiße Vor- bzw. Wirbelkammer eingespritzt, in der eine Vorverbrennung eine gute Gemischaufbereitung mit reduziertem Zündverzögerung für die Hauptverbrennung einleitet. Bei der Direkteinspritzung verzichtet man auf die Gemischaufbereitung in der Nebenkammer. Der Kraftstoff wird direkt in den Verbrennungsraum über dem Kolben eingebracht. (Bild 6-1) Die Vorgänge wie Kraftstoffzerstäubung, -erwärmung, -verdampfung und -vermischung mit der Luft müssen daher in einer kurzen zeitlichen Abfolge stehen. Dabei werden sowohl an die Art der Kraftstoffzuführung als auch an die Luftzuführung beim Ansaugen hohe Anforderungen gestellt [22].

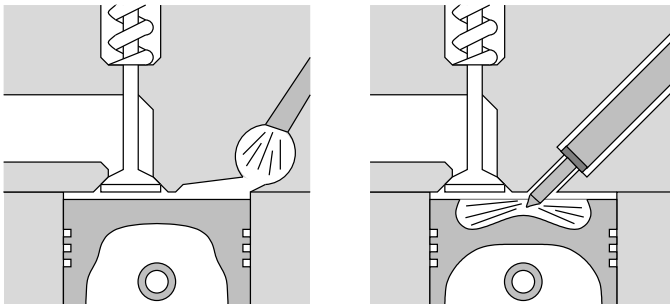


Bild 6-1. Vor- bzw. Wirbelkammerverfahren und Direkteinspritzung

6.1.2 Einspritzbeginn

Der Einspritzbeginn bezeichnet den Kurbelwinkel im Bereich des oberen Totpunkts (OT) des Motorkolbens, bei dem das Einspritzventil öffnet und den Kraftstoff in den Brennraum einspritzt. Der Beginn der Kraftstoffeinspritzung in den Brennraum beeinflusst wesentlich den Beginn der Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemisches. Bei OT stellt sich die höchste Kompressionsendtemperatur ein. Wird die Verbrennung weit vor OT eingeleitet, steigt der Verbrennungsdruck steil an und wirkt als bremsende Kraft gegen die Kolbenbewegung und damit wirkungsgradverschlechternd. Der steile Anstieg des Verbrennungsdrucks hat außerdem einen lauten Motorlauf zur Folge. Die Verbrennung muß aber auch vor dem Öffnen der Auslaßventile beendet sein. Bei Verbrennungsbeginn im Bereich von OT wird auch der geringste Kraftstoffverbrauch erreicht.

Ein zeitlich vorgelegter Verbrennungsbeginn erhöht die Temperatur im Brennraum und damit die Stickoxidemission. Ein zeitlich nachfolgender Spritzbeginn kann hingegen zu einer unvollständigen Verbrennung und so zur Emission unvollständig verbrannter Kohlenwasserstoffe führen. Der Einspritzbeginn nimmt auch Einfluß auf die Emission von Ruß. Die gegenläufigen Abhängigkeiten von spezifischem Kraftstoffverbrauch und Kohlenwasserstoffemission auf der einen sowie Schwarzrauch und Stickoxidemission auf der anderen Seite verlangen zur Erzielung des jeweiligen Optimums kleinstmögliche Toleranzen.

6.1.3 Einspritzdauer- und verlauf

Der Begriff *Einspritzverlauf* kennzeichnet den Verlauf der in den Brennraum gespritzten Kraftstoffmenge in Abhängigkeit von der Zeit bzw. vom Kurbelwinkel. Eine Hauptgröße des Einspritzverlaufs ist die Einspritzdauer. Diese umfaßt die Dauer der Einspritzung in Millisekunden oder Grad Kurbelwinkel, während das Einspritzventil geöffnet ist und Kraftstoff in den Brennraum strömen läßt. Die verschiedenen Dieseleinspritzverfahren erfordern jeweils eine unterschiedliche Einspritzdauer. Der Direkteinspritzer benötigt z.B. bei Nenndrehzahl ca. 25 ... 30° KW, was bei 2000 min⁻¹ einer Einspritzdauer von 2,1 ... 2,5 ms entspricht. Um Kraftstoffverbrauch und Emissionen gering zu halten, muß die Einspritzdauer abhängig vom Betriebspunkt abgestimmt sein.

Während der Einspritzung sollte der Kraftstofffluß von einem niedrigen zu einem hohen Niveau steigen. Dies führt zu einem flach ansteigenden Verbrennungsdruck und zu einer leise ablaufenden Verbrennung. Bei Motoren mit direkter Einspritzung verringert sich das Verbrennungsgeräusch wesentlich, wenn ein kleiner Teil der Kraftstoffmenge vor der Haupteinspritzung fein zerstäubt in den Brennraum gespritzt wird. Eine solche Vor- bzw. Piloteinspritzung ist bei mechanischen Systemen nur mit erhöhtem Aufwand realisierbar.

Das Einspritzventil sollte am Ende der Einspritzung möglichst schnell und sicher

schließen. Sogenannte *Nachspritzer* wirken sich ungünstig auf die Emissionen aus.

6.1.4 Einspritzdruck

Der Dieselmotorkraftstoff wird umso feiner zerstäubt, je höher die Relativgeschwindigkeit zwischen Kraftstoff und Luft und je höher die Dichte der Luft im Brennraum ist. Ein hoher Kraftstoffdruck führt zu einer hohen Kraftstoffgeschwindigkeit. Bei Dieselmotoren mit direkter Einspritzung ist die Luftgeschwindigkeit im Brennraum verhältnismäßig gering und die Durchmischung normal. Luft und Kraftstoff vermischen sich hier wesentlich besser, wenn der Kraftstoff mit hohem Druck in den Brennraum gespritzt wird. Mit Einspritzdrücken bis etwa 150 MPa kann man die Emissionen, insbesondere bei kleinen Drehzahlen, stark vermindern. Jedoch erhöhen höhere Einspritzdrücke auch den Kraftstoffverbrauch, da die Antriebsleistung der Hochdruckpumpe steigt.

6.2 Direkteinspritzsysteme

Die Einspritzanlage sorgt für die Kraftstoffversorgung des Dieselmotors. Dazu erzeugt eine Hochdruckpumpe den zum Einspritzen benötigten Druck. Der Kraftstoff wird über die Druckleitung zur Einspritzdüse gefördert und in den Verbrennungsraum eingespritzt. Für die unterschiedlichsten Anwendungen im Bereich der Dieseleinspritzung wurden immer weiter verbesserte Einspritzsysteme verschiedenster Größen und Ausführungen entwickelt. Im Bereich der direkteinspritzenden PKW-Dieselmotore setzt sich neben dem Verteilereinspritzsystem immer mehr das Speichereinspritzsystem (Common Rail) durch.

6.2.1 Verteilereinspritzsystem

Kleine, schnellaufende Dieselmotoren erfordern eine Einspritzanlage mit geringem Gewicht und kleinem Einbauvolumen. Das Verteilereinspritzsystem (VE) erfüllt diese Forderungen durch Zusammenfassen wesentlicher Aufgaben in einem kleinen, kompakten Aggregat. Dieses erzeugt den für die jeweils nächste anstehende Einspritzung nötigen Druck und teilt ihn über die Hochdruckleitung des entsprechenden Zylinder zu. In dieser Leitung bewegt sich der Druck als eine Druckwelle mit Schallgeschwindigkeit in Richtung des Einspritzventils. Dieses Ventil ist, das in der Regel ein Überdruckventil ist, öffnet bei Ankunft der Druckwelle nach Überschreiten des Mindestöffnungsdrucks, und schließt wieder, wenn ein bestimmtes Druckniveau unterschritten wird. Eine Formung des Einspritzverlaufs ist dabei nur begrenzt möglich, da die Förderung und die Druckerzeugung des Kraftstoffs nicht von der Zumessung getrennt ist. Weiterentwicklungen haben die erreichbaren Einspritzdrücke gesteigert, und die Verwendung von Magnetventilen ermöglicht eine Beeinflussung des Einspritzverlaufs und damit auch gesteuerte Voreinspritzung.

Bild 6-2. Einspritzsystem mit elektronisch geregelter Verteilereinspritzpumpe

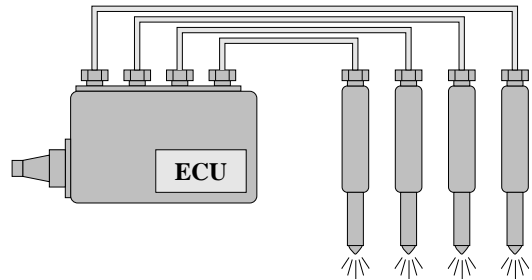
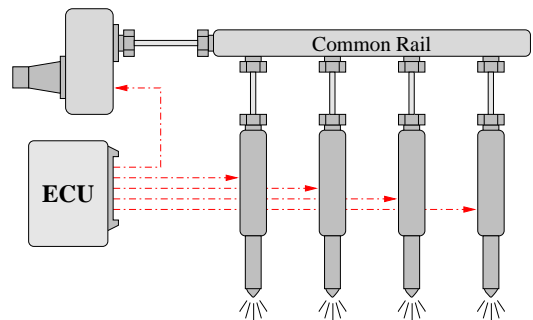


Bild 6-3. Speichereinspritzsystem mit elektronisch gesteuerten Injektoren (Common-Rail-Einspritzsystem)

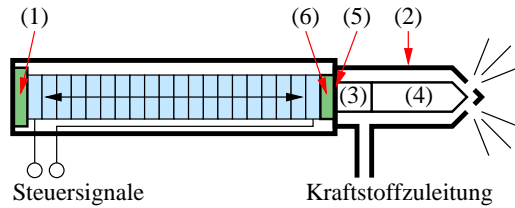


6.2.2 Speichereinspritzsystem

Das Speichereinspritzsystem oder auch in der englischen Bezeichnung Common-Rail-Einspritzsystem verfügt über eine zentrale Kraftstoffhochdruckpumpe, die den Kraftstoff in eine allen Injektoren gemeinsame Hochdruckleitung (Common Rail) fördert und dort unter hohem Druck (30...150 MPa) speichert. Das Volumen dieses Speichers ist so dimensioniert, daß der Druck während einer Einspritzung annähernd konstant bleibt. Elektrische Signale von der Motorsteuerung bestimmen den effektiven Düsenöffnungsquerschnitt eines Injektors und damit den Einspritzbeginn, die Einspritzrate und das Einspritzende. Bei diesem System ist die Förderung des Kraftstoffes von der Zumessung getrennt. Dadurch hat man die Möglichkeit einer vom Betriebspunkt des Motors unabhängigen Formung des Einspritzverlaufs [3, 5, 6, 60, 116, 173, 174, 185, 212, 236].

Zentraler Bestandteil des Systems ist der Injektor, der aus dem Einspritzventil und einem elektronisch ansteuerbaren Aktuator besteht. Neben schnellschaltenden Magnetventilen werden gerade in neueren Aggregaten piezoelektrische Stellglieder verwendet. Ihre Vorteile liegen in ihrer Kraft, den schnellen Reaktionszeiten im Mikrosekundenbereich und ihre hohen elektromechanischen Wirkungsgrade [40]. Magnetventile sind hingegen langsam, besitzen einen niedrigen Wirkungsgrad, aber sind robuster und finden seit vielen Jahren ihre Verwendung [73]. Während z.B. die Firma Bosch weiterhin an magnetventilgesteuerten Injektoren festhält, wurde

Bild 6-4. schematischer Aufbau eines piezoelektrischen Injektors



in jahrelanger Forschung gezeigt, daß mit solchen Systemen eine stabile Steuerung der Piloteinspritzmenge nur sehr begrenzt und keinesfalls über 3000 min^{-1} möglich ist [87]. Deshalb hat sich die Firma SIEMENS für einen piezoelektrischen Injektor entschieden.

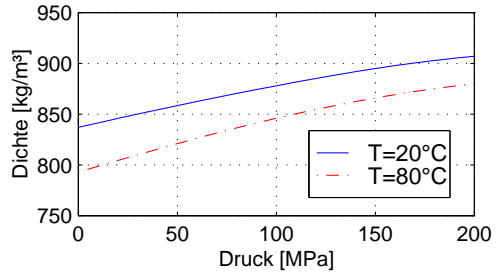
6.3 Injektor mit piezoelektrischem Aktuator

Bei der Zumessung des Kraftstoffs auf die einzelnen Zylinder kommt dem Injektor die größte Bedeutung zu. Er setzt die von der Motorsteuerung kommenden Signale um in eine Änderung des effektiven Öffnungsquerschnitts. Dafür werden sogenannte Sitzlochdüsen verwendet, bei denen durch den Hub einer Düsennadel der Durchfluß gesteuert wird. Zur Betätigung der Düsennadel benötigt man durch den hohen Systemdruck und der Forderung nach Stellwegen von wenigen Zehntel Millimetern und Stellzeiten deutlich unterhalb 1 ms ein geeignetes Stellelement, das den Nadelhub direkt steuert. Zum Einsatz kommen dafür piezoelektrische Aktoren [263]. In Bild 6-4 ist der schematische Aufbau des beschriebenen Injektors dargestellt. Wegen des piezoelektrischen Stellelements wird er auch Piezoinjektor genannt.

Um die Wärmeausdehnung der Gehäuseteile zu kompensieren, besteht das Injektorgehäuse im hinteren Teil aus einer Aluminiumhülse und im mittleren Teil aus kohlefaserverstärktem Kunststoff. Zur möglichst genauen Einstellung der Vorspannung des Translators ist in die Aluminiumhülse eine Stahlbuchse mit Differentialgewinde eingeschraubt. Über eine piezoelektrische Meßunterlegscheibe (1) wird der Aktor im Gehäuse abgestützt. In dem einlaminierten Kopfteil (2) aus Stahl befindet sich eine Betätigungsnadel (3), die auf die Düsennadel (4) wirkt. Eine Membran (5) aus Stahlblech dichtet die Hydraulik gegen den Translator ab. In den Aktor ist ein Druckpilz (6) eingeschraubt. Dieser drückt auf die eine Seite der Membran, die Betätigungsnadel auf die andere Seite.

Im geschlossenen Zustand ist der Piezoaktor geladen, und die Düsennadel wird in den Düsensitz gepreßt. Dabei ist der Zufluß zu den Düsenlöchern versperrt. Um die Einspritzdüse zu öffnen, wird der Piezoaktor entladen, wodurch dessen Länge abnimmt und die angehobene Düsennadel die Düsenlöcher freigibt.

Bild 6-5. Dichte von Dieselkraftstoff in Abhängigkeit von Temperatur und Druck, gemessen in Rohren mit 1,5 mm Durchmesser [48]



6.3.1 Einspritzrate

Die Einspritzrate des Kraftstoffs hängt im wesentlichen ab vom effektiven Düsenöffnungsquerschnitt und von der Druckdifferenz zwischen dem Druck im Injektor unmittelbar vor der Düse und dem Druck im Brennraum, in den eingespritzt wird. Beim Ausströmen aus der Düse wird die Druckenergie des gespeicherten Dieselkraftstoffs in kinetische Energie der Kraftstofftröpfchen umgewandelt. Dies kann man mit dem ersten und zweiten Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme beschreiben. Dabei ist die abgegebene technische Arbeit gleich null. Unter der Annahme, daß der Vorgang reibungsfrei ist, die potentielle Energie aufgrund des geringen Höhenunterschieds vernachlässigt werden kann und die Strömungsgeschwindigkeit vor der Düse null ist, erhält man die Austrittsgeschwindigkeit nach der Düse [184]. Berücksichtigt man zusätzlich, daß die Dichte ρ des Kraftstoffs eine Funktion des Drucks und der Temperatur ist, ergibt sich für die Austrittsgeschwindigkeit

$$c(t) = \sqrt{\frac{2(p_{D1}(t) - p_{D2}(t))}{\rho_2(p_{D2}, T_{D2}, t)}} - B(E', \rho_{D1}, \rho_{D2}, t) \quad (6-1)$$

mit

$$B(E', \rho_{D1}, \rho_{D2}, t) = E' \left(\frac{\rho_{D1}(t)}{\rho_{D2}^2(t)} + \frac{1}{\rho_{D1}(t)} - \frac{2}{\rho_{D2}(t)} \right). \quad (6-2)$$

In (6-1) gibt B den Einfluß des Elastizitätsmoduls des Dieselkraftstoffs auf die Ausschubarbeit und damit auf die Austrittsgeschwindigkeit an. Im folgenden wird die Notwendigkeit von $B(t)$ für die Modellierung abgeschätzt.

In Bild 6-5 ist die Dichte ρ als Funktion vom Druck für zwei Temperaturen zu sehen [48]. Die zwei Bereiche, in denen sich der Druck vor der Düse bzw. im Brennraum bewegen kann, sind 30...150 MPa bzw. 5...13 MPa (erster Bereich hängt vom Sollraildruck ab, hier $p_{soll} = 120 \text{ MPa}$ angenommen).

Es ist zu sehen, daß durch Druckänderungen vor der Düse eine Abweichung der Dichte um ca. 1% von dem Wert bei 120 MPa hervorgerufen werden kann. Der Einfluß der Temperatur, die im Hochdruckspeicher je nach Umgebungstemperatur und mittlerer Kraftstoffentnahme im Bereich 20...80°C anzunehmen ist, ist mit

bis zu 3% Abweichung deutlich stärker. Eine exakte Ermittlung der Temperatur ist daher sehr wichtig. Dafür müßten neben den Wärmen der zu- und abgeführten Kraftstoffmengen auch Wandwärmeübergänge berechnet werden. Unter Vernachlässigung der Druckpulsationen ließen sich damit variable Werte für die Dichte des Kraftstoffs vor der Düse verwenden. Jedoch hätte dieser hohe Aufwand vermutlich keine höhere Genauigkeit einer Simulation zur Folge, da anzunehmen ist, daß sich die kraftstoffführenden Bauteile unter Einwirkung des hohen hydraulischen Drucks elastisch verformen und dadurch die tatsächliche Änderung der Dichte teilweise kompensiert wird. Die Berücksichtigung der Verformung der Bauteile überschreiten jedoch den Umfang dieser Arbeit. Selbst bei deutlich aufwendigeren Simulationen von Einspritzsystemen werden Berechnungen dieser Art nicht durchgeführt [116].

Die Wirkung des Brennraumdrucks während der Einspritzung (zwischen 6 und 13 MPa) auf die Dichte des Kraftstoffs hinter der Düse ist mit dem momentanen Druck aus einer Motorprozeßrechnung (siehe Kapitel 4) zu bestimmen [116]. Jedoch ist die genaue Berechnung der Temperatur des Kraftstoffs unmittelbar nach der Einspritzung für diese Modellierung zu aufwendig.

Aus den genannten Gründen wird für die Modellierung vereinfachend eine konstante Kraftstoffdichte angenommen. Daraus folgt aus (6-1) mit $\rho_{D1} = \rho_{D2} = \rho$

$$B = 0 \quad (6-3)$$

und

$$c(t) = \sqrt{\frac{2(p_{D1}(t) - p_{D2}(t))}{\rho}}. \quad (6-4)$$

Für die Einspritzrate gilt

$$\dot{m}(t) = \rho \mu A_D c(t) = \rho A_{D,eff} c(t) \quad (6-5)$$

mit dem Durchflußbeiwert μ und dem Öffnungsquerschnitt A_D der Düse. Aus (6-4) und (6-5) erhält man

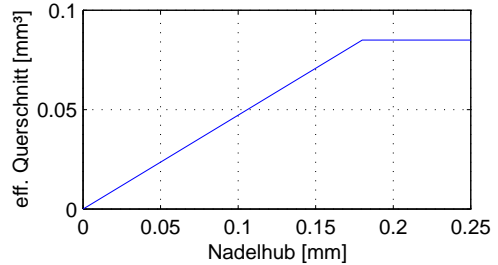
$$\dot{m}(t) = \rho A_{D,eff} \sqrt{\frac{2(p_{D1}(t) - p_{D2}(t))}{\rho}}. \quad (6-6)$$

Die Einspritzrate ist demnach über den effektiven Öffnungsquerschnitt der Düse zu steuern.

6.3.2 Einspritzdüse

Als Düsen werden sitzlochgebohrte Düsen verwendet. Im Sitz der Düsennadel befinden sich mehrere Düsenbohrungen in unterschiedlichen Winkeln zur Nadelachse. Da der Öffnungsquerschnitt den Durchfluß bestimmt, wird die Einspritzrate bis zu einem bestimmten Nadelhub nicht durch die Düsenbohrungen, sondern durch die vom Hub abhängige Zuströmfläche zu den Bohrungen vorgegeben. Bis zu

Bild 6-6. Berechneter effektiver Öffnungsquerschnitt einer Sitzlochdüse über dem Nadelhub [184]



einem gewissen Nadelhub steigt der effektive Öffnungsquerschnitt proportional zum Nadelhub an (Bild 6-6). In diesem Nadelhubbereich ist die effektive Zuströmfläche zu den Düsenbohrungen kleiner als der effektive Öffnungsquerschnitt der Bohrungen selbst. Messungen [184] zeigen, daß bei gleicher Nadelgeometrie der effektive Öffnungsquerschnitt in diesem Bereich praktisch ausschließlich vom Nadelhub bestimmt wird und die Größe der Düsenbohrungen keinen Einfluß hat. Bei einem weiteren Anheben der Nadel bestimmt der Öffnungsquerschnitt der Bohrungen die maximale effektive Öffnungsfläche der Düse. Diese kann jedoch aufgrund von Fertigungstoleranzen bei den Düsenbohrungen stark variieren.

Der sinnvolle Arbeitsbereich des Nadelhubs liegt aufgrund dieser Eigenschaften in dem linear ansteigenden Bereich der effektiven Düsenöffnungsfläche, in dem die Größe der Zuströmfläche den Durchfluß bestimmt.

6.3.3 Piezoaktor

Der Piezoaktor bestimmt den Nadelhub und damit die Einpritzrate des Injektors. Der Aktor ist als Stapeltranslator ausgeführt, bei dem mehrere piezoelektrische Plättchen übereinandergestapelt sind. Beim Anlegen einer Gleichspannung dehnen sich die Piezoelemente aus.

6.3.3.1 Piezoelektrischer Effekt

Diesem Verhalten liegt der sogenannte piezoelektrische Effekt zu Grunde. Dieser tritt bei Kristallen auf, die kein Symmetriezentrum in Bezug auf die positiven und negativen Kristallionen im Gitter besitzen. Werden die Ionen des Kristallgitters durch äußere Krafteinwirkung elastisch gegeneinander verschoben, so tritt nach außen hin eine resultierende elektrische Polarisation auf. Dabei ist die Ladungsverschiebung proportional zur äußeren Einwirkung. Eine Umkehrung des piezoelektrischen Effekts ist der inverse piezoelektrische Effekt. Dieser wird in der Aktorik eingesetzt. Wird eine elektrische Spannung beispielsweise an einen scheibenförmigen Piezokristall angelegt, tritt eine Dickenänderung auf. Wird eine Verformung von außen verhindert, wirkt eine Kraft in Richtung der Verformung.

Der Piezoeffekt läßt sich mit den beiden linearen Zustandsgleichungen

$$D = d \cdot T + \epsilon_{T=const} \cdot E \quad (6-7)$$

$$S = s_{E=const} + d^T \cdot E \quad (6-8)$$

beschreiben. Dabei liefert d eine Aussage über die Stärke des Piezoeffektes. Die Größen d , ϵ und s sind Tensoren erster bis vierter Stufe. Bei der Anregung eines piezoelektrischen Körpers treten neben der Längenänderung in Polarisationsrichtung auch Änderungen senkrecht dazu auf. Dies wird in den Elementen der Tensoren berücksichtigt. Unter Ausnutzung der Symmetrieeigenschaften von Tensoren lassen sich die materialabhängigen Größen durch Matrizen beschreiben. (d^T in (6-8) ist damit die Transponierte zu d in (6-7).) Deren Elemente werden mit Doppelindizes gekennzeichnet, die beispielsweise im Fall der piezoelektrischen Konstante d_{31} den richtungsabhängigen Zusammenhang zwischen dem angelegten Feld (hier in Richtung 3) und der erzeugten Dehnung (hier in Richtung 1) angeben. Definitionsgemäß ist Richtung 3 die Polarisationsrichtung [25].

Befindet sich ein piezoelektrischer Körper nicht unter mechanischer Spannung gilt für die Längenänderung bei kleinen Feldstärken mit $S = \Delta l/l$ und (6-8):

$$\Delta l = d_{xy} \cdot l \cdot E = d_{xy} \cdot U \quad (6-9)$$

Für $d_{xy} = d_{33}$ beschreibt (6-9) den sogenannten axialen piezoelektrischen Effekt [185].

Die Beziehungen (6-7), (6-8) und (6-9) gelten jedoch nur für das Kleinsignalverhalten von Piezoaktoren, d.h. für Betriebsspannungen kleiner als 10% der maximal zulässigen Spannung. Das Verhalten von Aktoren mit großen Stellwegen, die mit höchstmöglichen Ansteuerspannungen betrieben werden, läßt sich demnach nicht mit den linearen Zustandsgleichungen beschreiben. Durch die hohen Feldstärken werden nichtlineare Effekte in der Keramik hervorgerufen. Außerdem wirken durch die Aktorik äußere mechanische Kräfte auf den Aktor. Für eine Beschreibung des physikalischen Verhaltens der Piezoaktoren bei Großsignalansteuerung sind die Aktoren unter realen Anwendungsbedingungen zu untersuchen.

6.3.3.2 Betriebsbedingungen

Beim Betrieb von Piezoaktoren sind die Betriebsbedingungen zu berücksichtigen. Ist ein Piezoaktor auf Zug belastet, darf die Dehnung S den Wert 0,1% nicht überschreiten. Bei Druckbelastung liegt die Grenze bei 1%, deren Übertreten Depolarisation hervorruft [97]. Zu große elektrische Feldstärken (ab 500 V/mm) entgegen der Polarisationsrichtung führen zu einer elektrisch verursachten Depolarisation. In Polarisationsrichtung darf die wesentlich höhere Durchschlagfestigkeit (2-3 kV/mm) nicht überschritten werden [97, 184]. Der inverse piezoelektrische Effekt vermindert sich mit abnehmender Temperatur. Oberhalb der materialabhängigen Curietemperatur (120...350°C) verliert eine Piezokeramik ihre gesamte Polarisation. Die maximal mögliche Betriebstemperatur liegt bei 50...75% der Curietemperatur.

6.3.3.3 Stapeltranslator

Das maximale Ausdehnungsvermögen von Piezomaterialien wird bei Feldstärken von $1 \dots 2 \text{ kV/mm}$ ausgenutzt. Die maximal mögliche Feldstärke ist begrenzt durch die Durchschlagfestigkeit [185]. Der in dem Injektor eingesetzte Stapelaktor arbeitet auch mit Spannungen in dieser Größenordnung. Stapelaktoren benutzen den piezoelektrischen Längseffekt. Um eine möglichst starke Auslenkung zu erzielen, werden in Kraft- und Bewegungsrichtung scheibenförmige Piezoelemente paarweise mit entgegengesetzter Polarisationsrichtung übereinandergeschichtet. Zwischen den Scheiben befinden sich dünne, metallische Elektroden, für die Zuführung der Betriebsspannung. Alle Scheiben sind miteinander verklebt. Dabei sind die Piezoscheiben elektrisch parallel und mechanisch in Reihe geschaltet. Dadurch ist die Spannung an jedem Piezoelement gleich. Die Einzelhübe der Elemente addieren sich zur Gesamtauslenkung. Gegenüber äußeren Einflüssen ist der Stapel mit elektrisch hochisolierenden Materialien hermetisch abgeschlossen.

Druckkräfte können ohne Probleme durch den Translator übertragen werden. Die Übertragung von Zugkräften sind bauartbedingt nur in sehr kleinen Grenzen möglich. Sind diese Kräfte zu groß, können sie zur Zerstörung des Stapelaktoren führen. Um den Aktor auch für große Zugkräfte einsetzbar zu machen, wird eine Federvorspannung z.B. durch eine Tellerfeder realisiert.

6.3.3.4 Steifigkeit von Stapeltranslatoren

Die Steifigkeit von Stapeltranslatoren wird von mehreren Faktoren beeinflusst. Durch die Schichtbauweise ergibt sich die Gesamtsteifigkeit der Aktoren aus der Reihenschaltung der Einzelfedersteifigkeiten. Entscheidend sind dabei die Höhe und der Durchmesser des Translators, die Dicke und Anzahl der einzelnen Scheiben sowie die Qualität der Klebefugen. Die Steifigkeit der heute zur Verfügung stehenden Stapeltranslatoren wird hauptsächlich durch die Klebeverbindungen zwischen den Piezoscheiben und den Elektroden bestimmt [185].

6.3.3.5 Kleinsignalverhalten

Mit (2.8) und (2.9) läßt sich zeigen, daß der Eingang eines idealen piezoelektrische Aktors als elektrischer Kondensator mit der Kapazität C und der Ausgang als mechanische Feder mit der Steifigkeit c_P aufgefaßt werden kann. In der Praxis ist C stets verlustbehaftet und c_P immer massebehaftet. Dies wirkt sich auf den Amplitudengang aus, der dadurch eine elektrisch bestimmte untere Grenzfrequenz und eine mechanisch bedingte Eigenfrequenz hat. Im oberen Frequenzbereich wirkt der Translator als schwach gedämpftes PT_2 -System mit der Eigenfrequenz

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_P}{m_{eff}}} \quad (6-10)$$

mit der effektiven Masse

$$m_{eff} = m_{Last} + \frac{m_{PT}}{2}, \quad (6-11)$$

die aus der Lastmasse und der halben Masse des Piezotranslators besteht.

Bei heute üblichen Stapeltranslatoren ohne Vorspannung und Last liegt der Wert für f_0 im kHz-Bereich [96]. Wegen seines kapazitiven Eingangsverhaltens nimmt ein piezoelektrischer Aktor nur während des Ausdehnungsvorgangs elektrische Energie auf. Im statischen Betrieb fließt ein sehr geringer Verluststrom im μA -Bereich, der die untere Grenzfrequenz im μHz -Bereich zur Folge hat.

6.3.3.6 Großsignalverhalten

Das reale Großsignalverhalten eines Piezoaktors hängt neben der Keramiksorte von den Umgebungs- und Einsatzbedingungen ab und muß daher strenggenommen für jeden Anwendungsfall mit meßtechnischen Untersuchungen bestimmt werden. Dabei können die nichtlinearen Zusammenhänge zwischen den piezoelektrischen Werkstoffparametern und der Feldstärke, der Vorspannung, der Frequenz und der Temperatur erfaßt werden. Im folgenden werden diejenigen Kenngrößen von Piezotranslatoren beschrieben, die sich bei Großsignalansteuerung signifikant vom Kleinsignalverhalten unterscheiden.

Arbeitsbereich

In Bild 6-7 ist der zulässige Arbeitsbereich für den Stellweg eines bereits polarisierten Piezoaktors mit der Keramik-Schichtdicke von $0,5\text{ mm}$ zu sehen. Der Stellweg des Aktors steigt bis ca. 150 V (Bereich 1) proportional zur angelegten Spannung und stimmt dabei mit dem berechenbaren Kleinsignalwert überein. Im Großsignalbereich 2 verdoppelt sich die Steigung zunächst und geht ab ca. 950 V langsam in die Sättigung (Bereich 3). Oberhalb von 1000 V (Bereich 4) besteht aufgrund der dann herrschenden Feldstärke ($E > 2000\text{ V/mm}$) die Gefahr eines elektrischen Durchschlags. Bei Reduzierung der angelegten Spannung auf 0 V , bleibt eine Restauslenkung bestehen. Diese hängt von der Anzahl und der maximalen Spannungsamplitude der vorausgegangenen Dehnungszyklen ab. Bei Anlegen einer negativen Spannung verkürzt sich der Aktor zunächst entsprechend dem Kleinsignalwert (Bereich 5). Wird ein bestimmter materialabhängiger Spannungswert unterschritten, setzt irreversibel die Depolarisation ein, die bei weiterem Absinken der Spannung zur nahezu vollständigen Umpolarisation der Keramik führt (Bereich 6) [97].

Großsignalkapazität

In Bild 6-8 ist ein typischer Verlauf einer Kapazität in Abhängigkeit von der Feldstärke und der Frequenz zu sehen. Die Kapazität am oberen Ende des nutzbaren Arbeitsbereichs liegt um ca. 30% über dem Wert im Kleinsignalbereich [97, 185].

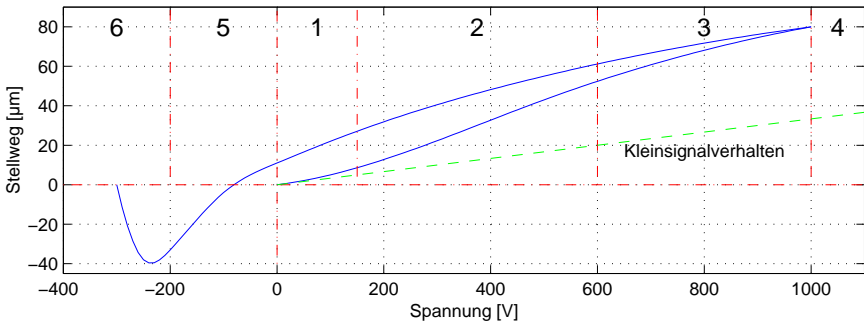
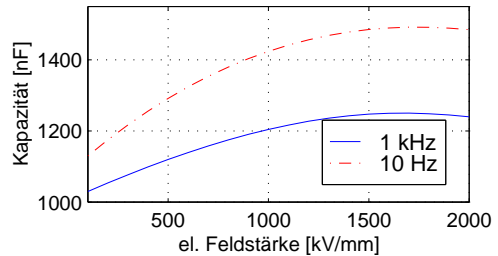


Bild 6-7. Stellweg-Spannungskennlinie einer Piezokeramik ohne Einwirkung mechanischer Spannung

Bild 6-8. Verlauf der Großsignalkapazität eines Niedervoltstapelwandlers im Leerlauf [97]

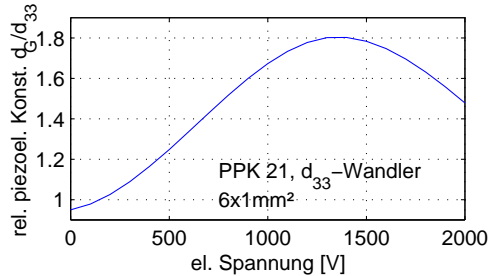


Piezelektrische Konstante d

Die für die Ausdehnung axialer Piezoaktoren entscheidende piezelektrische Konstante d_{33} weist eine starke Abhängigkeit von der elektrischen Feldstärke (Bild 6-9) und der mechanischen Belastung durch Vorspannung oder Nutzlast auf. d_{33} nimmt mit wachsender Feldstärke zu. Oberhalb einer bestimmten Grenze fällt der Wert, bedingt durch einen Sättigungseffekt, wieder ab. Durch die Feldstärkeabhängigkeit der piezelektrischen Ladungskonstanten sind die Stellwege und Stellkräfte bei Großsignalansteuerung größer als diejenigen, die mit den Kleinsignalwerten berechnet werden. Im Großsignalbetrieb können die linearen Zustandsgleichungen (2.8) und (2.9) zur Dimensionierung des Aktors verwendet werden, wenn man eine feldstärkeabhängige piezelektrische Konstante für Großsignale $d_G = (\partial S / \partial E)_{T=const.}$ einführt. Der Wert $d_G = 1,5d_{33}$ kann als Näherungswert angegeben werden, wobei man d_{33} aus Datenblattangaben erhält [97].

Durch die Lastabhängigkeit von d_{33} lassen sich bei Wahl eines geeigneten Arbeitspunktes durch Nutzlast oder Vorspannung im Leerlauf bis zu 10% größere Dehnungen erreichen. Der Effekt bleibt jedoch bei großen mechanischen Lasten bedeutungslos [97].

Bild 6-9. Großsignalverlauf der feldstärkeabhängigen, auf d_{33} normierten piezoelektrischen Konstante [97]



Reaktionszeit

Die Reaktionszeit und auch dessen Lastabhängigkeit ist für viele Anwendungen interessant. Diese Zeit hängt stark sowohl vom maximal verfügbaren Impulsstrom des Leistungsverstärkers als auch von der Steifigkeit und der im allgemeinen unbekanntenen Dämpfung des gesamten mechanischen Systems ab. Aus diesen Gründen sind genaue Angaben über die Reaktionszeit nur durch Messungen an einem Aktor unter realen Betriebsbedingungen zu ermitteln.

6.3.3.7 Einstellen des Arbeitspunkts des Piezotranslators im Injektor

Wirkt auf einen Piezoaktor eine konstante Kraft, so ändert sich lediglich der Arbeitspunkt. Eine wegabhängige Zunahme der Belastung führt zu einem geringeren nutzbaren Arbeitsweg. Aus diesem Grund sollten die Kräfte während der Stellbewegung und im Zustand, in dem der Aktor die Düsenadel in den Düsensitz drückt, möglichst konstant sein. Der Druck des Kraftstoffs übt auf die Flächen der bewegten Teile sogenannte hydraulische Kräfte aus. Entscheidend für die Kraft, die dadurch auf den Piezoaktor wirkt, sind die zur Achse der Düsenadel senkrechten Flächen. Die Nadelspitze ist im geschlossenen Zustand der Düse keinem Druck ausgesetzt. Nach dem Anheben der Düsenadel aus ihrem Sitz, wirkt auf deren Spitze eine hydraulische Kraft. Druckschwankungen können im geschlossenen Zustand, bedingt durch die Nadelform und die dem Druck ausgesetzte Fläche des Aktors, zu einem Öffnen der Düse führen. Um dies zu verhindern, muß die Düsenadel mit hoher Kraft in ihren Sitz gepreßt werden. Diese sogenannte Dichtkraft wird so eingestellt, daß sie derjenigen entspricht, die nach Öffnen auf die Spitze der Nadel wirkt. Dadurch erhält man die gleiche Belastung wie im geöffneten Zustand [184]. Um jedoch ein sicheres Schließen zu garantieren, ist es ratsam diese Kraft etwas höher auszulegen. Während des Öffnungsvorgangs treten Kraftsprünge auf durch die unterschiedlichen dem Druck ausgesetzten Flächen. Diese Kräfte werden experimentell bestimmt [184].

6.3.4 Düsennadelbewegung

Die Bewegung der Düsennadel wird sowohl durch die Längenänderung des Piezoaktors als auch durch die Wirkung der hydraulischen Kräfte auf die Teilflächen senkrecht zur Nadelachse beeinflusst (siehe Bild 6-4). Im geschlossenen Zustand der Düse wird die Nadel in ihren Sitz gedrückt.

Die resultierende Kraft, die im geschlossenen Fall auf die Nadelspitze wirkt, ist die Differenz zwischen eingestellter Dichtkraft und den hydraulischen Kräften auf die freiliegenden Flächen senkrecht zur Nadelachse, wenn die Elastizität der bewegten Teile nicht berücksichtigt wird. Solange diese Kraft größer als null ist erfolgt kein unbeabsichtigtes Öffnen.

Ist nun beabsichtigt, die Düse zu öffnen, wird der Piezoaktor entladen und damit dessen Ausdehnung verringert. Dadurch wandert eine Anregung durch sämtliche bewegten Teile bis zur Düsennadel, was dort eine Änderung der Kraft auf die Nadelspitze zur Folge hat. Die Düse öffnet sich, sobald diese Kraft verschwindet, d.h. der Kontakt mit dem Düsennadelsitz verloren geht.

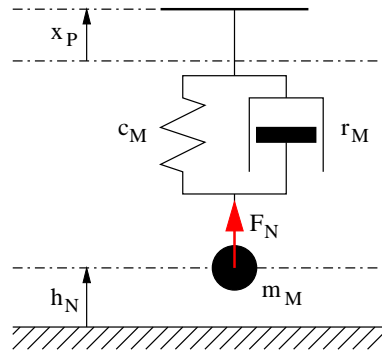
Unmittelbar nach dem Abheben der Düsennadel wirkt auf die Fläche der Spitze eine hydraulische Kraft. Diese regt im geöffneten Zustand, neben der Ausdehnung des Translators und den hydraulischen Kräften auf die übrigen Flächen, die bewegten Teile im Injektor zu Schwingungen an.

Soll die Einspritzung beendet und damit die Düse geschlossen werden, muß die Nadelspitze wieder dauerhaft in den Nadelsitz gedrückt werden. Dazu wird der Piezoaktor aufgeladen, wodurch er sich ausdehnt und der Nadelhub verringert wird. Trifft die Düsennadel in ihren Sitz, entfällt die hydraulische Kraft auf ihre Fläche, wodurch die Nadel mit einer Kraft gleichen Betrags auf die Düse gedrückt wird. Durch die etwas größer gewählte Dichtkraft liegt die endgültige Kraft über diesem Wert.

Zur exakten Berechnung der dynamischen Bewegung der Nadelspitze müssen die entsprechenden Bauteile wie Translator, Druckpilz, Membran, Betätigungsnadel und Düsennadel wie auch die Verbindungsstellen jeweils als Feder-Masse-Dämpfersysteme beschrieben werden. Die Kopplung dieser Einzelschwinger ergibt das Gesamtmodell. Bei Berechnung der sich ausbreitenden Druckwellen können auch die Wirkungen der schwankenden hydraulischen Kräfte auf die entsprechenden Flächen der Teilsysteme berücksichtigt werden. Benötigt werden für jedes einzelne System die entsprechenden Werte für die Ersatzmasse, die Federsteifigkeit und die Dämpfung. Diese können aus den Herstellerangaben aber teilweise nur durch meßtechnische Untersuchungen ermittelt werden [21].

Für die Berechnung der prinzipiellen Bewegung der Nadelspitze wird das System als ein einzelnes Feder-Masse-Dämpfersystem modelliert (Bild 6-10). Die Elastizitäten der Gehäuseteile werden vernachlässigt. Die Materialeigenschaften der bewegten Teile wie Translator, Düsennadel, Betätigungsnadel und Druckpilz werden mit der Federsteifigkeit c_M und der Dämpfung r_M berücksichtigt. c_M

Bild 6-10. Modellierung des Systems aus Düsennadel und Piezoaktor als Feder-Masse-Dämpfersystem



läßt sich aus der Reihenschaltung der Einzelfedersteifigkeiten ermitteln. Der Wert von r_M ist mit meßtechnischen Untersuchungen zu bestimmen. Vereinfachend wird angenommen, daß der Druck im gesamten Injektorvolumen gleich groß ist. Druckwellen die sich durch unterschiedliche Ursachen in diesem Raum ausbreiten, werden nicht behandelt. Damit werden die hydraulischen Kräfte, die nicht an der Nadelspitze angreifen, über den gesamten Stellbereich als konstant angenommen. Alle bewegten Massen werden in einer Ersatzmasse m_M

$$m_M = \frac{1}{2}m_{PT} + m_{DP} + m_{BN} + m_{DN} \quad (6-12)$$

konzentriert [96, 97]. Nach Bild 6-10 kann für die Bewegungsgleichung

$$F_N = m_M \ddot{h}_N + r_M (\dot{h}_N - \dot{x}_P) + c_M (h_N - x_P) \quad (6-13)$$

geschrieben werden. Bei mit Dichtkraft F_D geschlossener Düse ist

$$x_P = x_{P,min} = -\frac{F_D}{c_M}. \quad (6-14)$$

Dabei liegt an dem Translator die maximal mögliche Spannung an, bei der er in unbelastetem Zustand seine maximale Ausdehnung annimmt. Bei minimaler Ausdehnung des Translators (Düsennadel wird oder ist angehoben) gilt

$$x_P = x_{P,max} = \Delta x_{PT,max} - \frac{F_D}{c_M} \quad (6-15)$$

Für den gesamten Arbeitsbereich läßt sich x_P durch

$$x_P = (\Delta x_{PT,max} - \Delta x_{PT}) - \frac{F_D}{c_M} \quad (6-16)$$

angeben. Δx_{PT} erhält man aus der Kennlinie der Längenänderung des Translators im unbelasteten Zustand. Transformiert man (6-13) mittels Laplacetransformation, so ergibt sich

$$F_N(s) = H_N(s) (m_M s^2 + r_M s + c_M) - X_P(s) (r_M s + c_M) \quad (6-17)$$

oder

$$H_N(s) = \frac{r_M s + c_M}{m_M s^2 + r_M s + c_M} X_P(s) + \frac{1}{m_M s^2 + r_M s + c_M} F_N(s). \quad (6-18)$$

Mit (6-18) läßt sich im geöffneten Zustand der Verlauf des Nadelhubs mit den bekannten Anregungen x_P und F_N berechnen. Bei Anregung des Systems mit F_N zeigt sich PT_2 -Verhalten. Trifft die Düsennadel auf den Sitz, dann wird h_N Null. Ein Abprallen wird zur Vereinfachung ausgeschlossen. Ist die Düse geschlossen, wird aus (6-13) mit $h_N = 0$

$$F_N = -(r_M \dot{x}_P + c_M x_P). \quad (6-19)$$

Damit kann die Kraft auf die Nadelspitze berechnet werden. Diese ist entscheidend zur Bestimmung des Zeitpunkts, zu dem die Nadel den Kontakt zu ihrem Sitz verliert. Dies geschieht genau in dem Grenzfall $F_N = 0$. Ist die Nadel einmal in ihren Nadelsitz getroffen, so wird dieser erst wieder im Grenzfall verlassen. Somit kann mit (6-18) unter Beachtung der Randbedingungen der Nadelhub für einen vollständigen Zyklus beschrieben werden.

6.3.4.1 Auftretende dynamische Kräfte

Beim Öffnen wie beim Schließen der Düse wirken durch die Beschleunigung der Düsennadel hohe dynamische Kräfte, die auf den Piezoaktor einwirken. Entscheidend sind dafür unter anderem die maximalen Schaltströme zum Laden und Entladen des Aktors (siehe auch Abschnitt 6.5). Die Kräfte bei Druckbeanspruchung können ohne Probleme von dem Translator aufgenommen werden. Die Zugkräfte (beim Öffnen) können jedoch bei Überschreiten einer bestimmten Größe zur Zerstörung des Stapelaktors führen (siehe auch Abschnitt 6.3.3.3). Im geöffneten Zustand der Düse ist der Translator neben der Vorspannung auch durch die hydraulische Kraft belastet. Solange die Trägheitskräfte diese Kräfte nicht überschreiten besteht keine Gefahr für das Zusammenhalten der Piezoscheiben des Aktors.

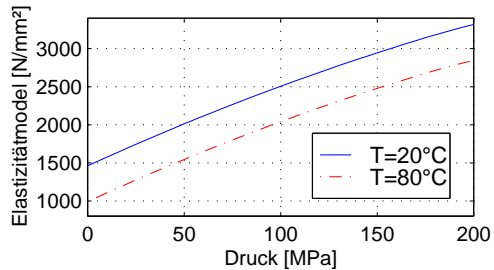
6.4 Hochdruckspeicher

6.4.1 Dimensionierung des Volumens

Der Hochdruckspeicher (auch Akku oder Rail) hat die Aufgabe, den Kraftstoff unter dem Systemdruck (hier 120 MPa) zu speichern. Dazu reicht bei dem hohen Druck alleine die Kompressibilität des Fluids aus. Der Druckabfall während einer Einspritzung sollte möglichst gering sein. Dazu muß das Volumen des Speichers geeignet ausgelegt sein. Neben dem zulässigen Druckabfall im Rail während der Einspritzung ist dafür der Elastizitätsmodul des Kraftstoffs maßgeblich. Das notwendige Speichervolumen V_0 läßt durch

$$V_0 = \frac{\Delta V \cdot E(p, T)}{\Delta p} \quad (6-20)$$

Bild 6-11. Elastizitätsmodul von Dieselloskraftstoff in Abhängigkeit von Druck und Temperatur [48]



mit der Einspritzmenge ΔV und dem Druckabfall Δp während einer Einspritzung berechnen [184]. In den betrachteten Druck- und Temperaturbereichen ist, wie auch die Dichte (siehe Abschnitt 6.3.1), der Elastizitätsmodul nicht konstant (Bild 6-11) [48, 184]. Zur Abschätzung des Mindestspeichervolumens reicht es aus, den für den normalen Betriebsbereich höchsten Wert zu verwenden (bei $T = 20^\circ\text{C}$ und $p = 120\text{ MPa}$).

6.4.2 Pumpe

Der Druck und der Druckabfall während der Einspritzung hängen, außer von der Einspritzrate, von der durch die Förderpumpe dem Hochdruckspeicher zugeführten Menge ab. Entscheidend für die Förderrate ist die Art der Pumpe. Um den Druck während der Einspritzung konstant zu halten, wäre eine Pumpe erforderlich, die diskontinuierlich aber synchron zur Einspritzung fördert. Für den benötigten Druck können ausschließlich Kolbenpumpen eingesetzt werden [193]. Daher kann zumindest von einer diskontinuierlichen Förderung ausgegangen werden. Wegen der Unabhängigkeit der Funktionseinheiten kann jedoch keine synchrone Förderung realisiert werden.

Um den Druck auf dem gewünschten Sollwert zu halten, sind zwei Arten der Druckregelung möglich: eine mit dem Volumenstrom geregelte Förderpumpe oder eine Pumpe mit konstantem Förderstrom, bei der die Druckregelung über ein Überdruckventil erfolgt. Die Pumpe, bei der die Regelung über den Volumenstrom erfolgt, fördert immer annähernd das Volumen, das dem Speicher durch die vorangegangene Einspritzung entnommen wurde. Hierzu ist eine Regelung vorausgesetzt, die sehr schnell auf Druckschwankungen reagiert. Dies ist jedoch mit beträchtlichem Bauaufwand verbunden und eine solche Realisierung weist in jedem Fall eine Totzeit auf. Außerdem läuft die Pumpe hier den Großteil ihrer Betriebszeit im Teillastbereich, in dem der Wirkungsgrad wesentlich ungünstiger als im Vollastbereich ist, denn die Auslegung der Pumpe erfolgt für die maximale Fördermenge.

Wird hingegen der Systemdruck über ein druckgesteuertes Überströmventil geregelt, fördert die Pumpe immer die größtmögliche Menge. Durch eine feste

Übersetzung der Pumpen- zur Motordrehzahl wird eine Regelung des Förderstroms in Abhängigkeit von der Drehzahl erreicht. Über eine externe Regelung müssen nur die unterschiedlichen Lastzustände des Motors ausgeglichen werden. Diese Regelung erfolgt hier über das Überdruckventil, bei dem der Druck eingestellt werden kann, bei dem die Düse öffnet. Mit sinkender Motorlast zehrt die Antriebsleistung der Pumpe einen zunehmend größeren Anteil der Motorleistung auf. Im Betriebsbereich mit geringen Einspritzmengen ist daher der Gesamtwirkungsgrad des Motors ungünstiger als bei Vollast.

Ohne Berücksichtigung von Reibung und Wirkungsgraden der zwei unterschiedlichen Pumpensysteme liegt die Antriebsleistung der unregulierten Pumpe bei geringer Last deutlich über dem der geregelten Pumpe, bei Vollast sind beide gleich. Gelingt es, den Wirkungsgrad der unregulierten Pumpe im Nennpunkt deutlich über dem der geregelten Pumpe bei dem jeweils betrachteten Betriebspunkt zu halten, ist der Einsatz einer Überströmregelung sinnvoll. Dann sollte besonders im Teillastbereich die effektive Pumpenantriebsleistung bei unregelter Förderung über dem der geregelten liegen.

Zur Fördermengenverstellung einer Pumpe kann beispielsweise der Nutzhub des Kolbens verändert werden. Dafür ist ein höherer konstruktiver Aufwand nötig, bei dem zusätzliche Betätigungsglieder verwendet werden. Dies hat eine geringere Steifigkeit der geregelten Förderpumpe zur Folge. Die konstant fördernde Pumpe läßt sich jedoch relativ steif konstruieren, wodurch z.B. Undichtigkeiten der Pumpe vermindert werden. Der Wirkungsgrad wird dadurch entschieden besser. Aus diesen Grund wird für die Hochdruckversorgung des Common-Rail-Einspritzsystems diejenige Pumpe gewählt, deren Drehzahl von der Motordrehzahl vorgegeben wird, und die Druckregelung mit einem Überströmventil realisiert.

6.4.3 Druckänderungen

Ohne Berücksichtigung von Druckschwingungen (Abschnitt 6.4.4) kann unter Verwendung der differentiellen Form von (6-20) die momentane Druckänderung dp im Hochdruckspeicher durch

$$dp = \frac{E}{V_0} dV \quad (6-21)$$

berechnet werden.

6.4.4 Druckschwankungen

Durch die zeitlich begrenzten Entnahmen von Kraftstoff aus dem Rail an unterschiedlichen Stellen wird die Flüssigkeit zu Schwingungen angeregt, deren hauptsächliche Ursache das Öffnen und Schließen der Ventile ist. Auch die Hochdruckpumpe und die Regelung des Rail-Drucks erzeugen Druckwellen. Im folgen-

den wird das Entstehen von Über- und Unterdruckwellen durch die Einspritzung beschrieben.

Die Strömungsvorgänge sind instationär. Dabei sind die Geschwindigkeit, der Druck und andere Zustandsgrößen an jeder betrachteten Stelle des Systems nicht konstant, sondern ändern sich mit der Zeit. Hier liegt außerdem der Fall einer kompressiblen Flüssigkeit vor, bei der die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Druck- und Geschwindigkeitswellen die Schallgeschwindigkeit c_0

$$c_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (6-22)$$

ist. Hierbei ist die Elastizität der umgebenden Rohre nicht berücksichtigt. Durch das Öffnen des Ventils wird dem kraftstoffgefüllten Volumen, das neben dem Rail die Zuleitungen und die Volumina aller Injektoren umfaßt, Kraftstoff entnommen. Die Anfangsgeschwindigkeit c , mit der der Dieseldieselkraftstoff unmittelbar nach dem Öffnen (hier idealerweise Ventilöffnungszeit $T_V = 0$) aus der Düsenöffnung strömt, hängt von dem Differenzdruck Δp zwischen dem Injektor und dem Brennraum ab [239].

$$c = \frac{\Delta p}{c_0 \rho} \quad (6-23)$$

Das Ausströmen bewirkt eine Unterdruckwelle mit einem Druckabfall von Δp , die sich ausgehend von den Düsenlöchern mit Schallgeschwindigkeit c_0 in Richtung Hochdruckspeicher bewegt. Wenn die Anfangsgeschwindigkeit c in den Zuleitungen Null war, so steigt die örtliche Geschwindigkeit der Flüssigkeit, über die die Unterdruckwelle hinweggelaufen ist, auf die Geschwindigkeit c .

Zur Erläuterung der Druckwellenreflexionen sollen zunächst einige Vereinfachungen vorgenommen werden: Die Zuleitungen zum Rail haben keine Krümmungen und weisen über die gesamte Länge den gleichen Innendurchmesser auf, und der Hochdruckspeicher ist unendlich groß. Außerdem sei angenommen, daß der Düsenöffnungsquerschnitt gleich dem Rohrquerschnitt ist.

Die Unterdruckwelle wird am Ende der Zuleitung am Anschluß zum Rail negativ reflektiert. Eine Überdruckwelle mit gleichem Betrag läuft zurück zur Düsenöffnung. Die Flüssigkeitgeschwindigkeit nimmt jedoch mit dem gleichen Betrag und Vorzeichen zu, wodurch sich die Geschwindigkeit hinter der Überdruckwelle verdoppelt hat. Beim Treffen dieser Welle auf das Düsenende, erfolgt ebenfalls eine negative Reflexion und eine weitere Erhöhung der Geschwindigkeit. Nach längerer Zeit, wenn die Druckwelle im gesamten Rohr abgeklungen ist, nimmt die Geschwindigkeit an der Düsenbohrung die Ausflußgeschwindigkeit

$$c_{max} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (6-24)$$

bei stationärer Ausströmung an (siehe auch (6-4)). Wird das Ventil, nachdem

die stationäre Ausflußgeschwindigkeit erreicht wurde, plötzlich geschlossen, so entsteht ein hoher Druckanstieg von

$$\Delta p = c_0 \rho c_{max} \quad (6-25)$$

Eine entsprechende Überdruckwelle bewegt sich in Richtung des Hochdruckspeichers, wo sie negativ reflektiert wird und somit als Unterdruckwelle zurückläuft. Am geschlossenen Ende erfolgt eine positive Reflexion, die wiederum eine Unterdruckwelle zur Folge hat. Wenn nach längerer Zeit die Druckwelle abgeklungen ist, herrscht der vorgegebene als konstant angenommene Druck des Hochdruckspeichers in der ganzen Zuleitung und dem Injektor.

Die Querschnitte in den realen Zuleitungen und Injektoren sind jedoch sehr unterschiedlich, und der Hochdruckspeicher hat nur eine begrenzte Ausdehnung. Dadurch ergeben sich viele Stellen, an denen Wellen mit unterschiedlicher Stärke zurückgeworfen werden bzw. weiterlaufen. Die Düse ist nicht in unendlich kurzer Zeit vollständig geöffnet, sondern in Abhängigkeit von der dynamischen Bewegung der Düsennadel erst nach endlicher, wenn auch äußerst kurzen, Zeit. Für eine mathematische Modellierung muß außerdem beachtet werden, daß sich die Volumina im Injektor durch die Bewegung der Düsennadel und der mit dieser verbundenen Bauteile ständig ändern. Eine exakte Beschreibung ist aus den genannten Gründen sehr aufwendig.

Durch die Druckwellen wird der Druck unmittelbar vor der Düse sowie der Druck im Hochdruckspeicher beeinflusst [53]. Dies hat spürbare Auswirkungen auf den Einspritzverlauf. Untersuchungen haben gezeigt, daß die Druckschwankungen im Rail bis zu 20% des Sollwerts betragen können [25, 212, 236]. Dabei ist die Periodendauer der Schwingungen bis zu mehreren Kurbelwellenumdrehungen lang. Durch optimierte Auslegung des Hochdruckspeichers können die Druckschwankungen gedämpft werden. Dies wird z. B. mit einem nicht zu steifen Aufbau erreicht [185, 211] oder durch Änderung des Resonanzverhaltens, indem beispielsweise bei einem Zylinder in V-Bauweise die beiden Rails (jede Zylinderreihe hat ein eigenes) nur an einer Stelle miteinander verbunden werden [212].

Wenn man annehmen kann, daß sämtliche Druckwellen, die durch vorangehende Einspritzvorgänge anderer Zylinder angeregt wurden zu Beginn einer folgenden Einspritzung vollständig abgeklungen sind, vereinfacht sich die Betrachtung deutlich. Wenn eine Einspritzung lediglich aus einer einzelnen Kraftstoffzumessung besteht, sind nur die Druckwellen, die durch das Öffnen des Ventils hervorgerufen werden, für den Einspritzvorgang entscheidend. Die Druckwellen nach Schließen der Düse können höchstens durch die mit Druck beaufschlagten Flächen ein ungewolltes Anheben der Düsennadel verursachen. Durch entsprechende Einstellung der Dichtkraft (Abschnitt 6.3.3.7) wird dies vermieden.

Bei Aufteilen der Einspritzmenge auf eine Pilot- und eine Haupteinspritzung oder der Verwendung von Mehrfacheinspritzungen [173] spielen auch die Druckschwankungen nach Schließen des Ventils eine Rolle: In der relativ kurzen Zeit

zwischen zwei Einzeleinspritzungen (ca. 1 ms) sind die Druckwellen noch nicht abgeklungen. Die durch den Schließvorgang entstandene Druckwelle verursacht relativ starke Schwankungen des Drucks vor der Düsenöffnung. Dadurch kann, je nachdem, zu welchem Zeitpunkt die Düse wieder öffnet, ein deutlich vom Soll-druck abweichender Wert die anfängliche Ausströmgeschwindigkeit bestimmen. Genauere Untersuchungen finden hierzu in Abschnitt 6.7 statt.

6.5 Hochleistungsverstärker

Der Hochleistungsverstärker setzt die von der Motorsteuerung kommenden Signale für den Nadelhub in geeignete Hochspannungssignale um. Die Motorsteuerung entnimmt aus einem Kennfeld den für den jeweiligen Arbeitspunkt gespeicherten Verlauf des Steuersignals. Das Leistungsteil bildet im Idealfall den an den Eingang angelegten Niederspannungsverlauf in einen Hochspannungsverlauf am Ausgang ab. Durch die Kapazität des ausgangsseitig angeschlossenen Piezotranslators müssen dafür die entsprechenden Ströme generiert werden. Es müssen innerhalb kürzester Zeit große elektrische Ladungen auf die Piezo-Elemente gebracht werden. Dafür wird ein Hochleistungsverstärker verwendet, der in der Lage ist, einen maximalen Ladestrom von 12 A bei einer Spannung von bis zu 1000 V zur Verfügung zu stellen. Damit können die erforderlichen hohen Schaltgeschwindigkeiten der Düsennadel erreicht werden. (Die genannten Strom- und Spannungswerte beziehen sich auf einen Piezotranslator mit einer Kapazität von $3\text{ }\mu\text{F}$ und erforderliche Schaltzeiten von bis zu $0,25\text{ ms}$ [184].)

Die Auslegung des Systems wird durch die maximalen Schaltanforderungen bestimmt. Die Realisierung geringerer Ströme für langsamere Öffnungs- und Schließvorgänge ist problemlos möglich. Zur Verwendung kommt ein Hochleistungsverstärker mit zwei Konstantstromquellen, die je nachdem, ob der Translator entladen oder aufgeladen wird, auf die entsprechenden Anschlüsse des Aktors geschaltet werden. Bei der Stromquelle zum Entladen des Piezotranslators, d.h. zum Öffnen der Düse, kann der Strom je nach gewünschter Düsenöffnungsgeschwindigkeit variiert werden. Die Stromquelle zum Aufladen liefert immer den maximal möglichen Strom, da aus Gründen der Gemischbildung eine möglichst schlagartige Beendigung des Einspritzvorgangs gefordert wird. Zwischen dem Entlade- und Ladevorgang ist der Ausgang des Leistungsverstärkers hochohmig. Zu beachten ist, daß durch das nichtlineare Großsignalkapazitätsverhalten des piezoelektrischen Translators bei konstant angelegtem Strom die Spannung am Aktor nicht linear ansteigt.

Durch Vorgabe einer Begrenzungsspannung kann der Verlauf der Einspritzung weitgehend frei geformt werden. Dafür wird die momentane Spannung am Translator gemessen und ausgewertet. Durch die Begrenzung wird der Entladevorgang nur bis zu einer bestimmten Spannung ausgeführt, wodurch auch der Nadelhub auf

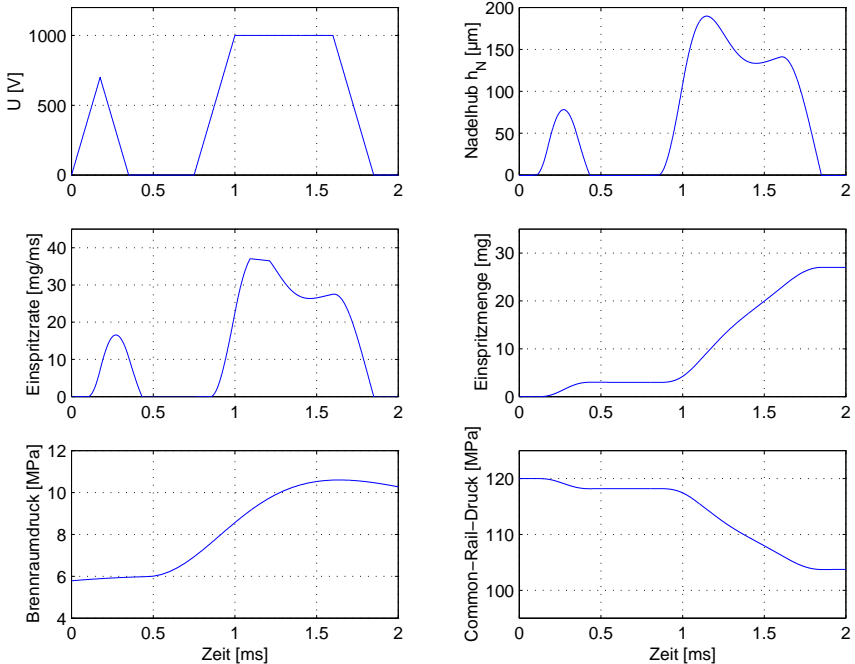


Bild 6-12. Simulation der Translatorspannung U , des Nadelhubs h_N , der Einspritzrate \dot{m} , der Einspritzmenge m , des Brennraumdrucks p_{Zyl} und des Common-Rail-Drucks vor der Düse

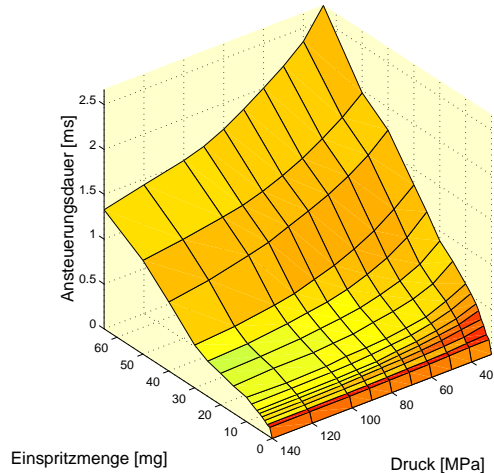
einen vom Höchstwert abweichenden Wert eingestellt werden kann und geringere maximale Einspritzraten erzielt werden können.

6.6 Simulation des Einspritzvorgangs

Bei Verwendung der Gleichungen (6-6), (6-13), (6-16) und (6-21) mit Berücksichtigung der Randbedingungen bei der Düsennadelbewegung kann ein Einspritzvorgang beschrieben werden. Der benötigte Brennraumdruck kann einer Motorprozeßrechnung entnommen werden. Bei Vorgabe der Translatorspannung erhält man die Verläufe des Nadelhubs und der Einspritzrate. Der Einfluß der zu- bzw. abgeführten Kraftstoffmengen durch die Hochdruckpumpe und das Überdruckventil ist hier nicht berücksichtigt. Der Druck im Rail hat zu Beginn der Simulationsrechnung den Sollwert von 120 MPa .

Die Simulation in Bild 6-12 zeigt einen Einspritzvorgang mit Piloteinspritzung. Nach einer kurzen Totzeit im Größenordnungsbereich von $50 \dots 200\ \mu\text{sec}$ hebt sich die Düsennadel und öffnet damit die Düsenbohrungen. Bei der Einspritzrate ist ein abgeflachter nahezu linearer Abschnitt zu sehen. Dies liegt am effektiven

Bild 6-13. Einspritzkennfeld eines piezoelektrischen Injektors



Öffnungsquerschnitt der Düse, die oberhalb eines bestimmten Nadelhubs den Durchfluß begrenzt.

Der simulierte Einspritzverlauf stimmt prinzipiell mit gemessenen Einspritzraten überein [184]. Die Totzeit, die bis zum ersten Öffnen der Düse vergeht, ist bei den Berechnungen jedoch deutlich kleiner als bei Messungen (um den Faktor 2 bis 3). Durch Variation der Systemparameter, wie z.B. der Federsteifigkeit c_M , der Dämpfung r_M oder der Dichtkraft F_D , konnte eine Verlängerung der Totzeit erreicht werden.

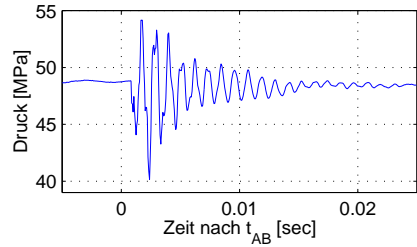
In der Praxis wird man bei der Ansteuerung der Injektoren selten mit solch einem Modell rechnen. Stattdessen wird man ein Kennfeld benutzen, das bei gegebenen mittleren Common-Rail-Druck \bar{p}_{CR} und der Menge m , die eingespritzt werden soll, die Ansteuerungsdauer T_A bestimmt. Solch ein Kennfeld ist in Bild 6-13 dargestellt.

6.7 Finite Modellierung des Einspritzsystems

Wie in Abschnitt 6.4.4 bereits beschrieben, erzeugt das Öffnen des Einspritzventils eine gedämpfte Druckwelle in dem Leitungssystem. In Bild 6-14 ist der Druckverlauf nach Ansteuerungsbeginn an einem Punkt in der Einspritzleitung zu erkennen.

Eine allgemeine Beschreibung dieser Druckschwankungen erweist sich aber als äußerst schwierig. Hierzu wird auf finite Methoden bei der Betrachtung mechanischer Systeme zurückgegriffen. Das hier vorgestellte Modell wird erfolgreich am Institut zur Beschreibung der Strömungs- und Druckschwankungen in den Blutbahnen des menschlichen Organismus eingesetzt. Es geht zurück auf J. R.

Bild 6-14. Druckverlauf nach Ansteuerungsbeginn. Deutlich ist die Einspritzverzugszeit als Zeit zwischen Ansteuerungsbeginn und Einspritzbeginn, der einen Druckabfall in der Einspritzleitung verursacht, zu sehen.



WOMERSLEY, der dieses Modell Mitte der sechziger Jahre in einem Bericht des amerikanischen Verteidigungsministeriums veröffentlichte [197].

Das Modell beschreibt das menschliche Blutzirkulationssystem mittels Rohrschnitten und Verzweigungen. Man geht hierbei von dem Blut als inkompressibler Flüssigkeit ($\rho = \text{const.}$) aus, die in kreisrunden Rohren, den Arterien und Venen, fließt. Diese werden als dehnbar angesetzt, was letztlich zu einer Speicherung der Flüssigkeit führt. Für die in den Blutbahnen vorkommenden Drücke kann das Fluid als starr bzw. inkompressibel angesetzt werden, die Venen bzw. Arterien hingegen als flexibel. Der Elastizitätsmodul der verwendeten Leitungen beim Diesel Common Rail System ist hingegen kleiner als das des Kraftstoffs. Somit überwiegt der Einfluß der Kompressibilität des Diesels die Dehnung der Zuleitung. Da das Modell in seiner Struktur jedoch sehr einfach und deshalb leicht in einer Motorsteuerung zu implementieren ist, wurde dieser Ansatz näher untersucht und soll hier skizziert werden [267].

6.7.1 Herleitung der Übertragungsfunktion

Bei dieser Herleitung handelt es sich um einen Versuch, die für das Modell notwendigen Voraussetzungen aufzuzeigen und diese in kurzer, einfacher Form darzustellen. Für weitergehende Betrachtungen des Modells sei auf die Literatur verwiesen.

6.7.1.1 Allgemeine Form der Navier-Stokes-Gleichung

Basis aller Annahmen ist ein inkompressibles Fluid ($\rho = \text{const.}$), hiermit reduziert sich die allgemeine Navier-Stokes-Gleichung laut [237] zu

$$\frac{\partial \vec{w}}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \text{grad}(p) + \nu \Delta \vec{w} + \vec{f}.$$

Werden die Massenkraften (Schwerkraft, Zentrifugalkraft etc.) \vec{f} vernachlässigt, gilt

$$\frac{\partial \vec{w}}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \text{grad}(p) + \nu \Delta \vec{w}.$$

Für die weitere Betrachtung werden hier die Zylinderkoordinaten mit ihren zugehörigen Geschwindigkeitskoordinaten

$$\begin{array}{lll} \text{Koordinaten} & r & \varphi & z \\ \text{Geschwindigkeiten} & u & v & w \end{array}$$

benutzt. Mit der hier verwendeten Nomenklatur der Zylinderkoordinaten ergibt sich die Navier-Stokes-Gleichung in r -Richtung

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial u}{\partial \varphi} + w \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{v^2}{r} - v \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 u}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - \frac{u}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v}{\partial \varphi} \right) \quad (6-26)$$

und z -Richtung

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial w}{\partial \varphi} + w \frac{\partial w}{\partial z} - v \left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (6-27)$$

Im folgenden werden die beiden Komponenten genauer untersucht.

6.7.1.2 Betrachtung der r -Komponente

Aus Gleichung (6-26) und den Annahmen, daß die Geschwindigkeit v in φ -Richtung verschwindet $v = 0$, und die Geschwindigkeit in z -Richtung konstant ist

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = 0$$

folgt

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial r} - v \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{u}{r^2} \right).$$

Wird weiterhin der konvektive Beschleunigungsterm $u \frac{\partial u}{\partial r}$ und der Term $\frac{\partial^2 u}{\partial r^2}$ zu Null gesetzt, so folgt

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\partial u}{\partial t} - v \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{u}{r^2} \right). \quad (6-28)$$

Die Kontinuitätsgleichung für ein inkompressibles Fluid

$$\operatorname{div}(\vec{w}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$$

ergibt sich in Zylinderkoordinaten zu

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(ur)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0.$$

Nimmt man an, daß die Änderung der Radialgeschwindigkeit in φ -Richtung verschwindet, so folgt hieraus

$$\frac{u}{r} + \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \Longleftrightarrow \quad \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} = -\frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{u}{r^2}. \quad (6-29)$$

Setzt man (6-29) in (6-28), und faßt zusammen

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\partial u}{\partial t} - v \left(-\frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2u}{r} \right)$$

so folgt mit den Annahmen $\frac{\partial p}{\partial r} = \frac{\partial u}{\partial t} = 0$

$$\frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{2u}{r} \quad (6-30)$$

Für den Querschnitt eines Rohrs gilt allgemein $A = \pi r^2$. Der Volumenstrom durch das Rohr ergibt sich aus $q = \dot{V} = wA$. Mit der Voraussetzung, daß der Querschnitt des Rohrs A über seiner Länge z konstant bleibt, gilt

$$\frac{\partial q}{\partial z} = \frac{\partial(wA)}{\partial z} = A \frac{\partial w}{\partial z} = \pi r^2 \frac{\partial w}{\partial z}$$

Mit (6-30) und der allgemeinen Gleichung $\frac{\partial r}{\partial t} = u$ folgt

$$\frac{\partial q}{\partial z} = -\pi r^2 \frac{2}{r} \frac{\partial r}{\partial t} = -2\pi r \frac{\partial r}{\partial t}$$

Für die Querschnittsfläche A gilt allgemein $\frac{\partial A}{\partial r} = 2\pi r$. Damit folgt

$$\frac{\partial q}{\partial z} = -\frac{\partial A}{\partial p} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (6-31)$$

Für eine Simulation muß (6-31) mittels einer Übertragungsfunktion dargestellt werden. Dies ist durch Diskretisierung dieser partiellen Differentialgleichung möglich. Nimmt man an, daß die Änderung des Leitungsquerschnitts proportional zum Druck in der Leitung ist, kann man für (6-31)

$$\frac{\partial q}{\partial z} = -\frac{\partial A}{\partial p} \frac{\partial p}{\partial t} = C' \frac{\partial p}{\partial t} \quad (6-32)$$

schreiben. Mit der Annahme einer inkompressiblen Flüssigkeit kann man für ein kleines Leitungsstück davon ausgehen, daß die Änderung des Flusses an allen Stellen der Leitung gleich und somit konstant ist. Für die zeitliche Änderung des Drucks in zwei aufeinander folgenden Leitungsstücken gilt daher

$$\frac{\partial p_{i+1}}{\partial t} = \frac{\partial p_{i+2}}{\partial t}. \quad (6-33)$$

Da C' unabhängig ist von z , kann auf eine Integration längs der Leitung verzichtet werden, d.h. die partiellen Ableitungen können durch die Differenzen

$$\partial q = \Delta q = q(z_{i+2}) - q(z_{i+1}) \quad \text{und} \quad \partial z = \Delta z = z_{i+2} - z_{i+1} = l \quad (6-34)$$

ausgedrückt werden. z_i gibt die betrachtete Position der Leitung an. l ist die Länge des Leitungsstücks. Aus (6-32), (6-33) und (6-34) ergibt sich der Zusammenhang

$$\frac{q(z_{i+2}) - q(z_{z+1})}{l} = -C' \frac{\partial p_{i+2}}{\partial t} = -C' \frac{\partial p_{i+1}}{\partial t}.$$

Nach Transformation in den Laplacebereich folgt die Übertragungsfunktion

$$P_{i+1} = \frac{Q(z_{i+1}) - Q(z_{z+2})}{sC} \quad \text{mit} \quad C = lC' = \frac{3\pi r_i^2 r_a^2 l}{Eh(r_i + r_a)} \quad (6-35)$$

laut [198]. Der Druck im Segment berechnet sich anschaulich aus der Differenz zwischen dem Fluß im Segment selbst und dem Fluß im nachfolgenden Segment. Dies beschreibt eine Wirkung entgegengesetzt der Flußrichtung und ermöglicht so eine Rückwirkung des Leitungsendes auf den Leitungsanfang (vgl. Abschnitt 6.7.1.3).

6.7.1.3 Betrachtung der z -Komponente

Mit der Annahme, daß die Geschwindigkeitskomponente w in ϕ -Richtung und z -Richtung konstant ist

$$\frac{\partial w}{\partial \phi} = \frac{\partial^2 w}{\partial \phi^2} = 0 \quad \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} = 0,$$

folgt aus (6-27)

$$-\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial r} - v \left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} \right)$$

Setzt man die Geschwindigkeit u in radialer Richtung zu Null und multipliziert mit der Dichte, so folgt

$$-\frac{\partial p}{\partial z} = \rho \frac{\partial w}{\partial t} - \rho v \left(\frac{\partial^2 w}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial r} \right). \quad (6-36)$$

Geht man von einer laminaren Strömung im Rohr aus, führt dies zu einer parabel-förmigen Geschwindigkeitsverteilung in z -Richtung. Für w gilt damit

$$w = 2\bar{w} \left(1 - \left(\frac{r}{r_i} \right)^2 \right).$$

Hierbei ist \bar{w} die mittlere Geschwindigkeit und r_i der Innendurchmesser Rohrs. Mit der partiellen Ableitung nach der Zeit t

$$\frac{\partial w}{\partial t} = 2 \left(1 - \left(\frac{r}{r_i} \right)^2 \right) \frac{\partial \bar{w}}{\partial t}$$

und der ersten und zweiten partiellen Ableitung nach dem Radius r

$$\frac{\partial w}{\partial r} = -4 \frac{\bar{w}}{r_i^2} r \quad \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} = -4 \frac{\bar{w}}{r_i^2}$$

folgt aus (6-36)

$$-\frac{\partial p}{\partial z} = 2\rho \left(1 - \left(\frac{r}{r_i} \right)^2 \right) \frac{\partial \bar{w}}{\partial t} + 8\rho v \frac{\bar{w}}{r_i^2}.$$

Mit der Annahme, daß der Druck über den Querschnitt konstant ist, und der Fluß q durch $q = \bar{w}\pi r_i^2$ beschrieben wird, folgt nach Integration

$$-\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\rho}{\pi r_i^2} \frac{\partial q}{\partial t} + \frac{8\rho v}{\pi r_i^2} q.$$

Substituiert man

$$R' = \frac{8\rho v}{\pi r_i^2} \quad L' = \frac{\rho}{\pi r_i^2},$$

so erhält man

$$-\frac{\partial p}{\partial z} = L' \frac{\partial q}{\partial t} + R' q.$$

Da R' und L' unabhängig von z sind, kann auch eine Integration längs der Leitung verzichtet werden. D.h. die partiellen Ableitungen können durch Differenzen ausgedrückt werden. Mit

$$\partial p = \Delta p = p(z_{i+1}) - p(z_i) \quad \partial z = \Delta z = z_{i+1} - z_i = l$$

folgt dann

$$-\frac{p(z_{i+1}) - p(z_i)}{l} = L' \frac{\partial q}{\partial t} + R' q.$$

Wie im vorhergehenden Abschnitt kann man für ein kleines Leitungsstück davon ausgehen, daß die Änderung des Flusses zweier benachbarter Teilstücke gleich ist. Für die zeitliche Änderung des Flusses gilt daher $\dot{q}_i = \dot{q}_{i+1}$. Nach der Laplacetransformation ergibt dies

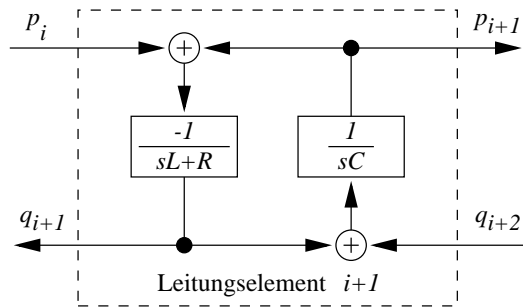
$$Q_{i+1} = -\frac{P(z_{i+1}) - P(z_i)}{Ls + R} \quad (6-37)$$

mit

$$R = R'l = \frac{8\rho v l}{\pi r_i^2} \quad L = L'l = \frac{\rho l}{\pi r_i^2}.$$

Anzumerken ist hier, das sich aus der Herleitung das Gesetz von Hagen-Poiseuille für den Widerstand der Rohrleitung ergibt. Der Fluß im Segment berechnet sich also anschaulich aus der Differenz des Drucks im Segment selbst und dem im vorherigen. Dies beschreibt eine Wirkung in Richtung der Leitungslänge und ermöglicht so eine vorwärtsgerichtete Wirkung des Leitungsanfangs auf das Leitungsende.

Bild 6-15. Grundelement eines Leitungsteils zur Simulation



6.7.2 Übertragungsblock eines Leitungsteils

Die Übertragungsfunktionen (6-35) und (6-37) eignen sich hervorragend zur Simulation. Dabei wird der Druck p_{i+1} und der Fluß q_{i+1} im Leitungsteil $i+1$ durch das Grundelement in Bild 6-15 berechnet.

p_i ist der Druck im vorhergehenden Leitungselement. Hier ist also die vorwärtsgerichtete Wirkrichtung des Drucks noch einmal deutlich zu sehen. Mit q_{i+2} ist der Fluß im nachfolgenden Leitungsteil bezeichnet. Die Rückwirkung des nachfolgenden Systems wird somit durch den Fluß q_{i+2} berücksichtigt. Der Anfangswert des Drucks im Segment kann durch Initialisierung des Integrators vorgegeben werden.

6.7.3 Leitungsabschlüsse und Verzweigungen

Im vorherigen Abschnitt wurde eine Leitung in endlich viele Teilstücke unterteilt. Diese können dann durch die Umsetzung in Blockschaltbilder simuliert werden. Hierfür werden allerdings noch die Übertragungsfunktionen für die Verzweigungen und die Leitungsabschlüsse benötigt.

Bei den Leitungsabschlüssen wird die Tatsache ausgenutzt, daß zwischen dem Leitungselement und dem Abschluß der Fluß verschwindet.

6.7.3.1 Ansatz für geschlossenes Rohr in Wirkrichtung des Drucks

Hier gilt $q_{i+2} = 0$, d.h. es tritt keine Flüssigkeit aus einem nachfolgenden Leitungselement in das Abschlußstück der Leitung. Für (6-35) folgt somit nach Umformung

$$Q_{i+1} = sC P_{i+1}. \quad (6-38)$$

Der Leitungsabschluß in Richtung des fortlaufenden Drucks wird somit zu einem Differenzierer. Dieser verursacht eine Phasendrehung von 90° .

6.7.3.2 Ansatz für geschlossenes Rohr in Wirkrichtung des Flusses

Hier gilt $q_{i+1} = 0$. Für (6-35) folgt

$$P_{i+1} = -\frac{Q_{i+2}}{sC} \quad (6-39)$$

Bemerkenswert ist hier die asymmetrische Berücksichtigung der Leitungsenden. In Richtung des fortlaufenden Drucks ist das Leitungsende ein Differenzierer mit positivem Vorzeichen, in entgegengesetzte Richtung ist das Leitungsende ein Integrierer mit negativem Vorzeichen. Dies entspricht einer Phasendrehung von -270° und bildet ein Äquivalent zur Phasendrehung von 90° beim Differenzierer aus dem vorigen Abschnitt.

6.7.3.3 Verzweigungen

Am Ort einer Verzweigung wird der Druck als konstant vorausgesetzt. Die Summe der Flüsse in die Verzweigung entspricht der aus der Verzweigung austretenden. Dies ist äquivalent zu den Kirchhoff'schen Sätzen in der Elektrotechnik. Es gilt

$$p = \text{const.} \quad \sum_i q_i = 0.$$

6.7.4 Simulation

Mit Hilfe der in den vorhergehenden Abschnitten ermittelten Übertragungsglieder läßt sich nun ein System zur Simulation der Druckschwankungen zusammenstellen. Exemplarisch werden hier die Verbindungen der einzelnen Übertragungsblöcke für ein geschlossenes System dargestellt. Um zu prüfen, ob sich dieses in seiner Struktur sehr einfache Simulationsmodell für die Rekonstruktion der Druckschwankungen im Common Rail System eignet, ist in Bild 6-16 ein Einspritzsystem nachgebildet, das aus einer Hauptleitung und einer Stichleitung mit geschlossenem Ende besteht. Auf der linken Seite befindet sich eine ideale Pumpe, die immer einen konstanten Druck (hier 100 MPa) liefert. Am Ende der rechten Seite wird der Injektor durch ein ideales Schaltelement, modelliert, das sprunghaft öffnet und nach 1 ms schließt. Der Fluß durch das Einspritzventil berechnet sich nach (6-6)

$$q = A_{D,eff} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}.$$

Die Nummern beschreiben die entsprechenden finiten Leitungselemente. Die Punkte kennzeichnen die Stellen, an denen der Druck berechnet wird.

Das sich ergebende Systemmodell wurde in MATLAB/Simulink implementiert und simuliert. Das Ergebnis der Simulation ist in Bild 6-17 dargestellt.

Neben einer optischen Ähnlichkeit der simulierten Druckschwankungen mit den gemessenen in Bild 6-14 kann auch ein durch den Beginn der Einspritzung verursachter Druckeinbruch und ein durch das Schließen der Nadel hervorgerufener Druckanstieg beobachtet werden.

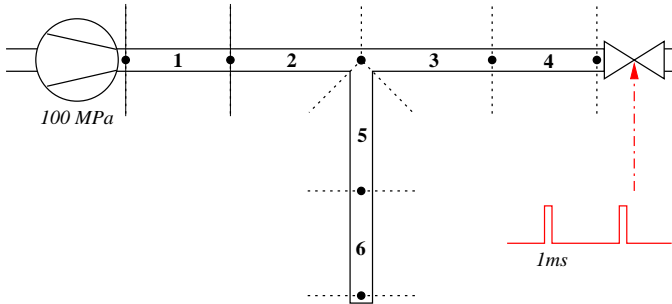


Bild 6-16. Simuliertes Einspritzsystem

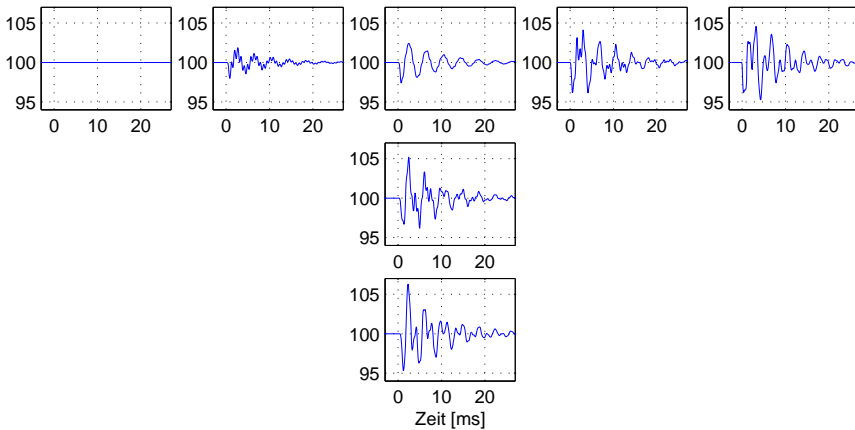


Bild 6-17. Ergebnis der Simulation

6.7.5 Zusammenfassung

Bei dieser Modellierung muß man beachten, daß der Einfluß der Kompressibilität des Diesels die Dehnung der Leitung bei weitem überwiegt, sodaß die zu Beginn dieses Abschnitts getroffenen Annahmen für das Common-Rail-Einspritzsystem nicht zutreffen und das Modell daher nur eine grobe Näherung des realen Prozesses ist. Aufwendigere Modelle zur Beschreibung der Vorgänge im System sollten die Kompressibilität des Kraftstoffs und die Unterschiede der Reibungseinflüsse zwischen laminarer und turbulenter Strömung berücksichtigen. Zusätzlich zu diesen das Leitungssystem betreffenden Einflüssen muß das genauere Injektormodell verwendet werden. Die mit diesen Modellen gewonnenen Ergebnisse können dann zur Entwicklung und Verbesserung des Injektors eingesetzt werden. Sie sind jedoch nichtlinear und äußerst komplex. Daher eignen sie sich nicht zu einer Implementierung in die Motorsteuerung, da hier die benötigte Rechenleistung nicht

zur Verfügung steht.

7 Verbrennung

Die Verbrennung ist wohl der komplexeste Teil an einem Verbrennungsmotor. Während die mechanischen Komponenten mit Hilfe der in der Mechanik bekannten Formeln beschrieben werden können, finden bei der Verbrennung des Dieselmotors viele unterschiedliche physikalische und chemische Vorgänge statt, die bei einem einfachen Modell nicht alle berücksichtigt werden können. Stattdessen muß ein Näherungsverfahren benutzt werden, das die Energieumsetzung einigermaßen genau beschreibt.

In diesem Kapitel werden dabei drei Verfahren kurz vorgestellt, mit denen die Berechnung der Energieumsetzung näherungsweise möglich ist. Im Gegensatz zu dem einfachen Vibe-Verfahren, bei dem der Einspritzverlauf apriori feststehen muß und keine Piloteinspritzungen berücksichtigt, wird bei der Berechnung auf der Grundlage der Arrheniusgleichung bzw. mit Hilfe des MCC-Verfahrens der Brennverlauf direkt aus dem Einspritzverlauf berechnet. Somit können z.B. Rückwirkungen des Brennraumzustands auf die Einspritzung simuliert werden.

Bei den beiden letzten Verfahren soll die Funktionsweise nur kurz angerissen werden. Eine exakte Darstellung findet man in den entsprechenden Verweisen auf die Literatur.

7.1 Vibe-Verfahren

Das Vibe-Verfahren basiert auf einer Näherung für Brennbeginn und Brennverlauf. Dabei werden bekannte Brennverläufe, die aus gemessenen Zylinderdruckverläufen ermittelt werden, mit geeigneten Funktionen nachgebildet.

7.1.1 Brennbeginn

Der Brennbeginn t_{BB} bzw. φ_{BB} ergibt sich aus dem Einspritzbeginn t_{EB} bzw. φ_{EB} und der Zündverzugszeit T_{ZV} . Mit $\varphi_{ZV} = \omega \cdot T_{ZV}$ gilt

$$\varphi_{BB} = \varphi_{EB} + \varphi_{ZV} \quad (7-1)$$

Der Zündverzug ist die Dauer zwischen Einspritzung und Beginn der Verbrennung. Untersuchungen der Zündverzugszeit im Motorbetrieb, führten zu unterschiedlichsten Ergebnissen. Dies liegt hauptsächlich daran, daß der Zündverzug von mehreren zum Teil nur schwer erfaßbaren Parametern beeinflusst wird. Mehrere

Autoren haben Berechnungsformeln ermittelt [168]. Ein Vergleich der Rechenergebnisse mit Messungen an realen Motoren zeigt, daß die Abweichungen besonders bei kleinen Kolbengeschwindigkeiten groß sind, und lediglich die Tendenz des Einflusses der Last und der Kolbengeschwindigkeit richtig wiedergegeben wird. Insbesondere werden die relativ kurzen Zündverzugszeiten von aufgeladenen direktinspritzenden Dieselmotoren nicht annähernd durch die Berechnungen wiedergegeben.

Für die Modellierung wäre es am vorteilhaftesten, die Zündverzugszeiten am zu modellierenden Motor über dessen gesamten Betriebsbereich zu messen. Die Meßwerte könnten entweder durch ein Kennfeld oder durch eine an diese Werte angepaßte Berechnungsformel im Modell verwendet werden. Da diese Werte jedoch nicht vorliegen, wird ein anderer Ansatz gewählt. Erwähnt sei hier die von WOSCHNI [233] ermittelte Näherungsformel für den Zündverzug

$$T_{ZV} = 0,44 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{T_0}{e^{T_Z}} \left[\frac{p_Z}{p_{atm}} \right]^{1,19} [s] \quad \text{mit } T_0 = 4650 K. \quad (7-2)$$

Die zeitliche Beanspruchung geht nicht explizit in die Berechnung ein. Die Formel ist für alle Last- und Drehzahlzustände anwendbar. Allgemein ist zu erkennen, daß die Zündverzugszeit mit wachsender Temperatur T_Z und mit wachsendem Druck p_Z abnimmt. Damit läßt sich auch erklären, weshalb bei einer Einspritzung, die früher bzw. später als eine in der Nähe des oberen Totpunkts erfolgt, der Zündverzug größer ist, da der mittlere Druck und die mittlere Temperatur geringer sind.

Der während der Zündverzugszeit eingespritzte Kraftstoffanteil

$$\bar{m}_{B,ZV} = \frac{m_{B,ZV}}{m_{B,ges}} \quad (7-3)$$

wird durch die Zündverzugszeit t_{ZV} und den Einspritzverlauf bestimmt. Er wird bei der Berechnung des Brennverlaufs benötigt.

7.1.2 Brennverlauf

Zur mathematischen Nachbildung des Brennverlaufs ist die von VIBE [229] vorgeschlagene und aus reaktionskinetischen Betrachtungen abgeleitete Wärmefreisetzungs-gleichung

$$x = 1 - e^{-ay^{m+1}}. \quad (7-4)$$

Hierin bedeuten $y = \frac{\varphi}{\varphi_{BD}}$ das Verhältnis der vom Brennbeginn an gezählten Kurbelwinkel zur gesamten Brenndauer φ_{BD} , $x = \frac{Q_B}{Q_{B,ges}}$ das Verhältnis der bis zum Kurbelwinkel φ freigesetzten Kraftstoffenergie Q_B zum Energiegehalt der insgesamt eingespritzten Kraftstoffmenge $Q_{B,ges}$, m ein Formparameter und a ein den

Umsetzungsgrad η_u kennzeichnender Faktor. Mit dem Umsetzungsgrad

$$\eta_u = \frac{Q_B}{Q_{B,ges}} \Big|_{y=1}$$

folgt

$$a = \ln \frac{1}{1 - \eta_u}. \quad (7-5)$$

Für die auf den Kurbelwinkel und auf die gesamte Kraftstoffenergie bezogene Umsatzrate gilt nun

$$\frac{dQ_B}{d(\varphi/\varphi_{BD})} = Q_{B,ges} \left(\left(\frac{\varphi}{\varphi_{BD}} \right)^m \frac{a(m+1)}{e^{a(\varphi/\varphi_{BD})^{m+1}}} \right). \quad (7-6)$$

Der Faktor a ist praktisch nur schwer zu bestimmen. Er hat, in gewissen Grenzen, auf die mit Vibe-Funktionen durchgeführte Simulationsrechnungen praktisch keinen Einfluß. Daher wird der Faktor a lediglich als formale Rechengröße aufgefaßt und mit einem konstanten Wert, z.B. mit $a = 5,3$ (bei $\eta_u = 0,995$), in die Vibe-Funktion eingeführt [227].

Vergleiche mit realen Brennverläufen haben aber gezeigt, daß die Annäherung mit der Vibe-Funktion nur grob richtig ist. Gerade die Verbrennung von direkteinspritzenden Dieselmotoren kennzeichnet sich durch eine hohe Energieumsatzrate zu Beginn der Verbrennung aus. Hierfür hat sich die Verwendung der Doppel-Vibe-Funktion durchgesetzt. Dabei werden zwei vom gleichen Startpunkt ausgehende Vibe-Funktionen überlagert. Die auf die gesamte Kraftstoffenergie auf den mit der Gesamtbrenndauer relativierten Kurbelwinkel bezogenen Brennverlaufsfunction lautet dann

$$\begin{aligned} \frac{dQ_B}{d(\varphi/\varphi_{BD})} = Q_{B,ges} & \left(\beta \frac{\varphi_{BD}}{\varphi_{BD1}} \left(\frac{\varphi}{\varphi_{BD1}} \right)^{m_1} \frac{a(m_1+1)}{e^{a(\varphi/\varphi_{BD1})^{m_1+1}}} \right. \\ & \left. + (1 - \beta) \left(\frac{\varphi}{\varphi_{BD}} \right)^{m_2} \frac{a(m_2+1)}{e^{a(\varphi/\varphi_{BD})^{m_2+1}}} \right). \end{aligned} \quad (7-7)$$

Dabei kennzeichnet der Faktor β den anteiligen Kraftstoffumsatz innerhalb der ersten Vibe-Teilfunktion. Damit wird der Ersatzbrennverlauf durch fünf Parameter (β , m_1 , m_2 , φ_{BD1} , φ_{BD}) beschrieben. Diese Parameter werden mit Hilfe eines Vergleichsbrennverlaufs für einen Arbeitspunkt ermittelt.

7.1.3 Variation der Einspritzparameter

Der tatsächliche Brennverlauf ist vom Betriebspunkt des Motors abhängig. Aus diesem Grund müssen auch die Parameter der Doppel-Vibe-Funktion angepaßt werden, um für jeden Betriebspunkt den entsprechenden Brennverlauf vorzugeben. Der Betriebspunkt ist bestimmt durch die Motordrehzahl n , das momentane

Verbrennungsluftverhältnis am Ende der Verbrennung λ_V und das Verhältnis der während der Zündverzugszeit eingespritzten Kraftstoffmenge zur gesamten Einspritzmenge $\bar{m}_{B,ZV}$. Wie die Parameter vom jeweiligen Betriebspunkt abhängen, erfährt man durch Ermitteln der Parameter für den gesamten Betriebsbereich des zu modellierenden Motors. Daraus lassen sich Gleichungen entwickeln, die die jeweiligen Einflüsse des gerade aktuellen Betriebspunktes auf die Parameter des Ersatzbrennverlaufs beschreiben. Dieses Verfahren ist sehr aufwendig, hat aber den Vorteil einer relativ genauen Modellierung. Meistens reicht es aus, den Brennverlauf in einem sogenannten Bezugsbetriebspunkt durch eine Doppel-Vibe-Funktion anzunähern und die übrigen Verläufe aus bekannten Abhängigkeiten ähnlicher Dieselmotoren zu berechnen. Untersuchungen an schnellaufenden, kraftstoffluftverteilenden Dieseldirekteinspritzmotoren führten für die Parameter der Doppel-Vibe-Funktion zu folgenden Zusammenhängen [227].

$$\frac{\beta}{\beta_0} = \left(\frac{n}{n_0}\right)^{0,392} \left(\frac{\bar{m}_{B,ZV}}{\bar{m}_{B,ZV,0}}\right)^{1,159} \quad (7-8)$$

$$\frac{\Phi_{BD1}}{\Phi_{BD10}} = \left(\frac{n}{n_0}\right)^{0,512} \quad (7-9)$$

$$\frac{\Phi_{BD}}{\Phi_{BD0}} = \left(\frac{n}{n_0}\right)^{0,537} \left(\frac{\lambda_{V0}}{\lambda_V}\right)^{0,569} \quad (7-10)$$

$$\frac{m_1}{m_{10}} = \left(\frac{n_0}{n}\right)^{0,243} \quad (7-11)$$

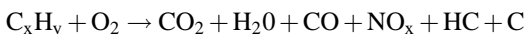
$$\frac{m_2}{m_{20}} = \left(\frac{n_0}{n}\right)^{0,196} \left(\frac{\bar{m}_{B,ZV,0}}{\bar{m}_{B,ZV}}\right)^{0,196} \quad (7-12)$$

Wie aus den Gleichungen zu sehen ist, hat $\bar{m}_{B,ZV}$ entscheidenden Einfluß auf die Form des Brennverlaufs. Je größer der Einspritzanteil während der Zündverzugszeit ist, desto größer wird der Anteil der im ersten Vibe-Teilbrennverlauf (Index 1) umgesetzten Energie.

In Bild 7-1 werden die Parameter Drehzahl n , Einspritzbeginn ϕ_{EB} , Gesamteinspritzmenge $m_{B,ges}$ und Einspritzmenge während der ersten halben Millisekunde variiert, während die jeweils anderen Parameter festgehalten werden.

7.2 Arrheniusgleichung

Bei der Verbrennung im Zylinder handelt es sich vereinfacht dargestellt um eine chemische Reaktion. Natürlich verläuft die Gesamtreaktion über mehrere Teilreaktion ab. Aber Ausgangspunkt ist immer der Diesekraftstoff und der Luftsauerstoff.



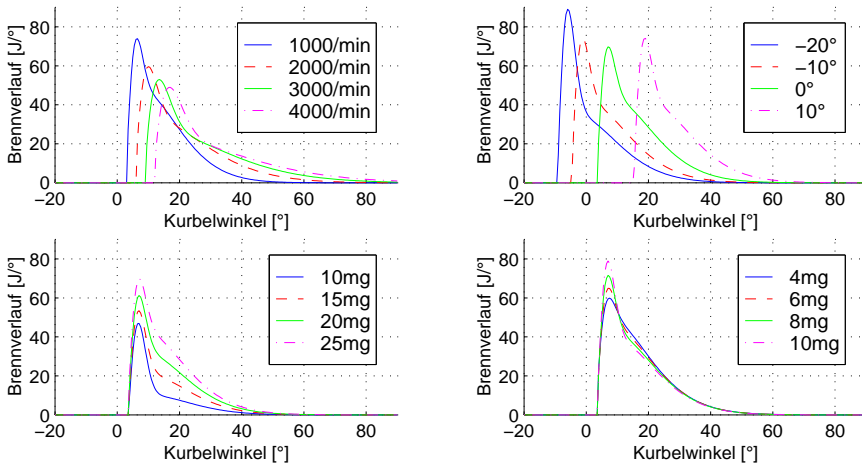


Bild 7-1. Brennverläufe bei Variation der Parameter Drehzahl n , Einspritzbeginn φ_{EB} , Gesamteinspritzmenge $m_{B,ges}$ und Einspritzmenge während der ersten halben Millisekunde. Dabei werden jeweils die anderen Parameter festgehalten.

Die Chemie benutzt die Arrheniusgleichung

$$\dot{c} = A e^{-\frac{E_{akt}}{RT}} \cdot c_{C_xH_y} \cdot c_{O_2} \quad (7-13)$$

zur Bestimmung von Reaktionsgeschwindigkeiten. Sie gibt die Konzentrationsänderung \dot{c} des Endprodukts als Produkt eines temperaturabhängigen Terms, der Konzentrationen der Anfangsprodukte und einer Konstanten A an [45]. Die Arrheniusgleichung gilt nicht nur für Elementarreaktionen, sondern auch für die meisten zusammengesetzten Reaktionen. Dabei beschreibt E_{akt} die scheinbare Aktivierungsenergie für diese Reaktionen.

Da sich die Hauptreaktion nicht in jeder Phase der Verbrennung aus den gleichen Teilreaktionen zusammensetzt, verwendet man für jede Phase der Verbrennung unterschiedliche Konstanten. Dies erlaubt es, die Reaktion und damit die Wärmeabgabe besser nachzubilden [227, Kapitel 9.1]. Außerdem muß bei der Simulation des Brennverlaufs beachtet werden, daß nicht der gesamte eingespritzte Kraftstoff m_B als Ausgangsprodukt dieser Reaktion zur Verfügung steht. In [55] wird hierfür ein quasistationäres Modell der Ausbreitung turbulenter Strahlen vorgestellt, mit dem die Vermischung von Kraftstoff und Luft berechnet wird. Erst der Kraftstoff, der bei einem bestimmten Konzentrationsverhältnis zum Luftsauerstoff vorliegt, steht zur Verbrennung nach der Arrheniusgleichung zur Verfügung.

7.3 MCC-Verfahren

In [37] wird ein Verfahren vorgestellt, bei dem der Brennverlauf proportional zur Differenz zwischen dem eingespritzten Kraftstoff m_B und dem verbrannten Kraftstoff m_{BV}

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = C_{mod} \cdot (m_B - m_{BV}) \quad (7-14)$$

ist. Obwohl dieser Ansatz bereits zu befriedigenden Ergebnissen führen kann, werden diese Ergebnisse durch Einführung eines weiteren Faktors, der ein Maß für die Durchmischung von Kraftstoffdampf und Frischgas ist, nachhaltig verbessert.

8 Schubkurbelgetriebe

Das Schubkurbelgetriebe besitzt die Aufgabe, die Kraft aufgrund der Druckdifferenz zwischen Ober- und Unterseite des Kolbens in ein Moment auf der Kurbelwelle zu übertragen. Hierzu wird das sogenannte Schubkurbelgetriebe verwendet.

Bei der Modellierung wird vereinfachend angenommen, daß alle Teile in sich starr sind, keine Dehnung, Biegung oder Torsion erfolgt und die Lager spielfrei sind.

8.1 Konstruktive Grunddaten

Das Kurbelgetriebe eines Tauchkolbenmotors setzt sich zusammen aus dem Kolben, der am Kolbenbolzen und am Kurbelzapfen angreifenden Pleuelstange und der Kurbelwelle. Der Kolben führt dabei eine oszillierende und die Kurbelwelle eine rotierende Bewegung durch. Dagegen führt die Pleuelstange, die die oszillierende Kolbenbewegung in die Rotationsbewegung der Kurbelwelle umsetzt, eine schwingende Bewegung aus, wobei die mit dem Kolben geradgeführte Teilmasse oszilliert, die am Kurbelzapfen befindliche Teilmasse mit der Welle rotiert und der Schwerpunkt eine ellipsenähnliche Bahn beschreibt [227].

Mit den Bezeichnungen von Bild 8-1, das einen normalen Kurbelbetrieb darstellt (die Zylinderachse schneidet die Kurbelwellenachse), gilt für den vom oberen Totpunkt (OT) aus gerechneten Kolbenweg

$$s = r + l - r \cos \varphi - l \cos \beta.$$

Zwischen dem Kurbelwinkel φ und dem Pleuelstangen-Schwenkwinkel β besteht der Zusammenhang $r \sin \varphi = l \sin \beta$. Mit Berücksichtigung von

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$$

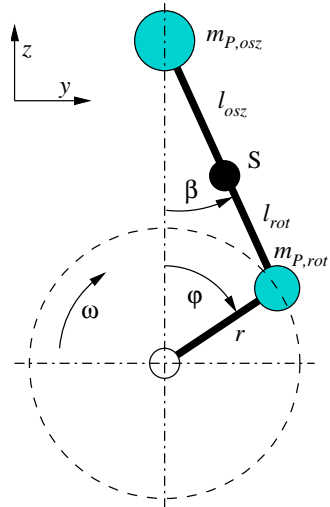
und Einführung des Pleuelstangenverhältnis $\lambda_p = \frac{r}{l}$ erhält man für den Kolbenweg die exakte Formel

$$s = r \left(1 + \frac{1}{\lambda_p} - \cos \varphi - \frac{1}{\lambda_p} \sqrt{1 - \lambda_p^2 \sin^2 \varphi} \right). \quad (8-1)$$

Statt des Kolbenwegs benutzt man den normierten Kolbenhubkennwert

$$x = \frac{s}{r} = \left(1 + \frac{1}{\lambda_p} - \cos \varphi - \frac{1}{\lambda_p} \sqrt{1 - \lambda_p^2 \sin^2 \varphi} \right)$$

Bild 8-2. Zweimassenmodell der Pleuelstange [137]



unterschieden. Damit lässt sich die Bewegungsgleichung (8-2) durch

$$\ddot{\phi} = \frac{1}{\Theta} (M_{\text{mass}} + M_{\text{gas}} + M_{\text{ventil}} + M_{\text{reib}} + M_{\text{last}}) \quad (8-3)$$

zusammenfassen. Im folgenden Abschnitt werden die fünf verschiedenen Momente vorgestellt.

8.3 Momentenanteile

8.3.1 Massenmoment

Das Massenmoment ist die Ursache eines nicht konstanten Trägheitsmoments, das durch die Beschleunigung und Verzögerung unterschiedlicher Bewegungen erzeugt wird. Dabei unterscheidet man zwischen rotierender, oszillierender und ellipsenförmiger Bewegung. Für die Berechnung der Wirkungen der bewegten Bauteile verwendet man ein Ersatzsystem mit konzentrierten Massen. Der Einfluß der Pleuelmasse wird berücksichtigt, indem sie in zwei Massen aufgeteilt betrachtet wird (Bild 8-2). Eine exakte Berechnung ist in der Regel nicht lohnend [137].

Die Masse der Pleuelstange wird dabei durch einen rotierenden $m_{P,rot}$ und einen oszillierenden $m_{P,osz}$ Anteil beschrieben. Dabei ist deren Summe gleich der Masse der Pleuelstange m_P und der Schwerpunkt S des Ersatzsystems stimmt mit dem realen überein.

$$m_{P,rot} = m_P \cdot \frac{l_{rot}}{l} \quad m_{P,osz} = m_P \cdot \frac{l_{osz}}{l}$$

Zur gesamten auf dem Kurbelradius r rotierenden Masse $m_{ges,rot}$ eines Motors zählen neben den entsprechenden Anteilen aller Pleuel die auf r reduzierte Masse der Pleuelstange mit Gegengewichten und die sämtlicher sich drehenden Teile wie z.B. das Schwungrad, die Kettenräder und die Nockenwelle. Bei der Modellierung eines Schubkurbelgetriebes als Teil eines Mehrzylinder Motors ist für die rotierende Masse des Einzelmodells der entsprechende Anteil zu verwenden. Für den Fall eines Motors mit Z Zylindern gilt

$$m_{rot} = \frac{1}{Z} \cdot m_{ges,rot}.$$

Die gesamte oszillierende Masse m_{osz} des Einzylindermodells setzt sich aus dem Anteil der Pleuelstange, dem Kolben mit Kolbenbolzen und den Pleuellagern zusammen. Gemäß dem Ersatzsystem in Bild 8-2 wird m_{rot} und m_{osz} auf die Achse des Pleuellagers bzw. des Pleuellagers konzentriert. Dadurch gilt für die kinetische Energie

$$E_{kin} = \frac{1}{2} m_{rot} \cdot v_{rot}^2 + \frac{1}{2} m_{osz} \cdot v_{osz}^2.$$

Ersetzt man v_{rot}^2 durch

$$v_{rot}^2 = \dot{z}_{rot}^2 + \dot{y}_{rot}^2 \quad \text{mit} \quad \begin{aligned} z_{rot} &= r(1 - \cos \varphi) & y_{rot} &= r \sin \varphi \\ \dot{z}_{rot} &= \dot{\varphi} r \sin \varphi & \dot{y}_{rot} &= \dot{\varphi} r \cos \varphi \end{aligned}$$

und v_{osz}^2 durch

$$v_{osz}^2 = \dot{z}_{osz}^2 + \dot{y}_{osz}^2 \quad \text{mit} \quad \begin{aligned} z_{osz} &= r x & y_{osz} &= 0 \\ \dot{z}_{osz} &= r \dot{x} = r x' \dot{\varphi} & \dot{y}_{osz} &= 0 \end{aligned},$$

so folgt aus der kinetischen Energie

$$E_{kin} = \frac{1}{2} r^2 (m_{rot} + m_{osz} x'^2) \dot{\varphi}^2 \stackrel{!}{=} \frac{1}{2} \Theta \dot{\varphi}^2$$

das Trägheitsmoment bzw. dessen Ableitung nach dem Kurbelwinkel φ

$$\Theta = r^2 (m_{rot} + m_{osz} x'^2) \quad \Theta' = 2 m_{osz} r^2 x' x'' \quad (8-4)$$

Das Trägheitsmoment Θ besteht aus einem konstanten Teil, durch die rotierenden Massen und einem periodischen, von φ abhängigen Anteil, durch die oszillierenden Massen. Die Ableitung Θ' ist ebenfalls periodisch und mittelwertfrei. Dieser Term bestimmt im wesentlichen den Verlauf des Massenmoments

$$M_{mass} = -\omega^2 \Theta' = -2 m_{osz} r^2 x' x'' \dot{\varphi}^2, \quad (8-5)$$

dessen Amplitude mit dem Quadrat der Winkelgeschwindigkeit zunimmt.

8.3.2 Gasmoment

Die Druckdifferenz zwischen Zylinderdruck p_Z und Druck im Kurbelgehäuse p_{atm} übt eine Kraft auf den Pleuellager aus, die über den Hebelarm $r x'$ das Gasmoment

Bild 8-3. Massenmoment über ein Arbeitsspiel

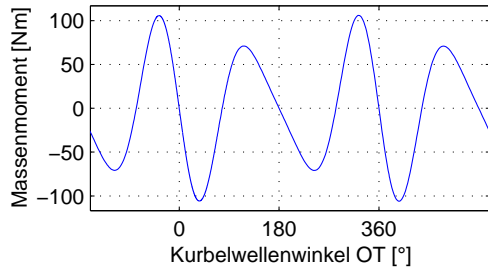
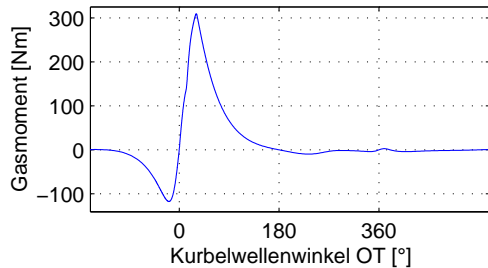


Bild 8-4. Gasmoment über ein Arbeitsspiel



erzeugt. Bei Annahme von Atmosphärendruck im Kurbelgehäuse ergibt sich für das Gasdrehmoment

$$M_{\text{gas}} = (p_z - p_{\text{atm}}) \cdot A_K x' r \quad (8-6)$$

8.3.3 Ventilmoment

Bei der Betätigung der Ventile entsteht durch die Feder- und Massenkräfte ein mittelwertfreies periodisch schwankendes Drehmoment, hier mit Ventildrehmoment M_{ventil} bezeichnet. Beim Öffnen und Schließen eines Ventils muß die Masse des Ventils mit allen damit verbundenen Teilen beschleunigt werden. Dies bewirkt eine entsprechend, wenn auch sehr geringe, Verzögerung der Kurbelwelle. Einen bedeutend größeren Anteil am Ventildrehmoment haben die Kräfte der Ventildedern. Beim Öffnen eines Ventils erfährt die Kurbelwelle eine Verzögerung, beim Schließen hingegen wird sie beschleunigt. Das Ventildrehmoment durch die Betätigung eines einzelnen Ventils wird laut [58] durch

$$M_{\text{ventil}} = \frac{1}{2} \left(\lambda_{VN}^2 m_{VN} \left(\frac{\varphi}{2} \right)^2 s_N'' s_N' + \lambda_{VN} F_{V0} s_N' + \lambda_{VN}^2 c_N s_N s_N' \right) \quad (8-7)$$

mit λ_{VN} als Verhältnis von Ventilhub zu Nockenhub, c_V als Federkonstante der Ventildeder, F_0 der Vorspannung der Ventildeder und s_N als Nockenhub dargestellt.

8.3.4 Reibmoment

Zur Berechnung des Reibungsdrehmoments pro Zylinder gibt es zwei verschiedene Ansätze. Der genauere Ansatz berechnet die Kräfte auf die einzelnen Reibungsstellen. Daraus wird der Verlauf des Reibungsdrehmoments in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel ermittelt. Hierzu werden jedoch viele Parameter benötigt, was eine sehr detaillierte Kenntnis des Motors erfordert. Bei der Annahme eines gleichförmigen Reibungsdrehmoments werden für die Berechnung lediglich Konstruktionsdaten benötigt [17, 58]. Durch Messungen an verschiedenen Motoren wurde der Reibungsmitteldruck pro Zylindervolumen ermittelt, der sich aus mehreren Anteilen zusammensetzt.

1. Reibungsmitteldruck der Kolbengruppe

$$p_{mrK} = 10^{-3} \left(248 + 6,06\varepsilon + 12,5\varepsilon^{1,37-1,48 \cdot 10^{-4} r n_m} + 0,495(r n_m)^{1,03} \right)$$

2. Reibungsmitteldruck der Lager

$$p_{mrL} = 34,45 \cdot 10^{-6} \frac{b n_m k}{r} \quad \text{mit} \quad k = \frac{6,0}{D^3} \left(a^2 c + \frac{b^2 d}{m_p} + e^2 f \right)$$

Die Konstante k ist ein konstruktionsabhängiger Term. Für Dieselmotoren läßt sich ein Wert von 1,76 angeben [58].

3. Reibungsmitteldruck der Ventilsteuerung

$$p_{mrV} = (10,48 \cdot 10^{-3} - 1,4 \cdot 10^{-6} n_m) \frac{(gh)^{1,75}}{b^2 r}$$

4. Reibungsmitteldruck der Hilfsaggregate

$$p_{mrH} = 0,85 \cdot 10^{-6} n_m^{1,5}$$

Dabei stellt ε das Verdichtungsverhältnis, n_m die mittlere Drehzahl in min^{-1} , D die Bohrung, r den Kurbelradius, a der Hauptlagerdurchmesser, b der Pleuellagerdurchmesser, c die Breite des Hauptlagers, d die Pleuellagerbreite, e der Zusatzlagerdurchmesser, f die Zusatzlagerbreite, g die Anzahl der Ventile pro Zylinder, h der Durchmesser des Einlaßventiltellers, m_p die Anzahl der Kolben pro Pleuellager und V_h das Hubvolumen dar. Das mittlere Reibungsmoment ergibt sich aus der Beziehung

$$M_{\text{reib}} = (p_{mrK} + p_{mrL} + p_{mrV} + p_{mrH}) \cdot 10^5 \cdot \frac{V_h}{4\pi} \quad (8-8)$$

Das Reibungsdrehmoment wächst mit steigender Drehzahl an. Dies resultiert vor allem aus der starken Drehzahlabhängigkeit der Reibung in den Lagern und in den Hilfsaggregaten. Das Reibungsdrehmoment der Kolbengruppe nimmt nur relativ leicht zu. Der Beitrag der Ventilsteuerung verringert sich hingegen auf Grund der besseren Schmierungsverhältnisse.

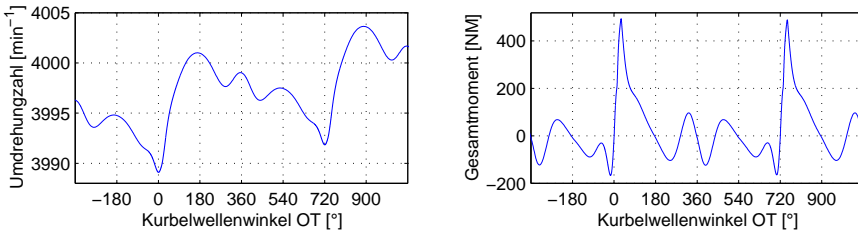


Bild 8-5. Winkelgeschwindigkeit und Gesamtmoment eines Einzylindermotors

8.3.5 Lastmoment

Das Lastdrehmoment M_{last} beschreibt denjenigen Drehmomentanteil, der von außen auf die Kurbelwelle wirkt. Bei einem fahrenden PKW wäre dies z.B. der Einfluß des Luftwiderstands oder der Hangabtriebskraft.

Ist das über ein Arbeitsspiel gemittelte Gasdrehmoment gleich der Summe aus Lastdrehmoment und Reibungsdrehmoment, bleibt die Kurbelwelldrehzahl im Mittel konstant. Durch zyklische Schwankungen des Gasdrehmoments durch einen unterschiedlichen Verbrennungsverlauf sind diese Drehmomentmittelwerte selbst bei stationärem Betrieb in der Regel nicht im Gleichgewicht. Ein Absinken bzw. Ansteigen der mittleren Drehzahl wird durch eine geeignete Motorregelung verhindert.

8.4 Simulation

Zusammen mit den Gleichungen zur Beschreibung des dieselmotorischen Arbeitsprozesses in Kapitel 4, des Ladungswechsels in Kapitel 5, des Einspritzvorgangs in Kapitel 6 und der Verbrennung in Kapitel 7 wurde ein Einzylindermotor simuliert.

In Bild 8-5 sind die Ergebnisse der Simulation dargestellt. Dabei ist links die Drehzahl und rechts das Gesamtmoment des Motors zu sehen. Dabei ist deutlich die Expansionsphase nach der Verbrennung zu erkennen.

Durch Aneinanderreihung von Z Zylinder unter Beachtung der Phasenverschiebungen von $(720/Z)^\circ$ zu einem Gesamtsystem kann man einen Z -Zylinder in seinem Verhalten simulieren. Bezeichnet man die Summe der von dem Zylinder i auf die Kurbelwelle wirkenden Drehmomente mit dem Drehmoment $M_{Z,i}$ und die entsprechenden Trägheitsmoment Θ_i , so gilt für die Bewegungsgleichung der Kurbelwelle

$$\ddot{\varphi} = \frac{1}{\sum_{i=1}^Z \Theta_i} \left(\sum_{i=1}^Z M_{Z,i} - M_{\text{last}} \right) \quad (8-9)$$

Aufgrund der Komplexität des verwendeten Modells ist der Rechenzeitbedarf sehr groß. Je nach Verwendung kann man zur Minimierung der Rechenzeit den einen oder anderen Modellteil vereinfachen, dessen Zeitkonstante reziprok zum Zeitbedarf ist. Da z.B. die Verbrennung eine sehr kurze Zeitkonstante besitzt, kann man das einfachere Vibe-Verfahren benutzen, wenn man z.B. über viele Arbeitsspiele simuliert. Möchte man hingegen die exakten Vorgänge während der Einspritzung untersuchen, so können entsprechend die ausführlichen Modelle verwendet werden.

9 Bremssystem mit elektrohydraulischen Aktuator

Die Anforderungen an modernen Bremssystemen wird immer größer. Sie besitzen nicht nur die Aufgabe ein negatives Drehmoment (Bremsdrehmoment M_{BR}) an den Rädern zu erzeugen, um das Fahrzeug zu verzögern bzw. im Stillstand zu halten, sondern übernehmen im Rahmen von Antiblockiersystemen (ABS), Antriebs-schlupfregelungen (ASR) und Fahrstabilitätsregelungen (FSR) wichtige Aufgaben der Fahrsicherheit. Diese erfordern höhere Anforderungen an das Bremssystem, wie hohe Stellgenauigkeit, kurze Ansprechzeiten, Schwingungsarmut und niedrige Rückwirkungen auf das Bremspedal.

Bisherige Bremssysteme, bei denen der Fahrer über das Bremspedal direkte hydraulische Verbindungen zu den einzelnen Bremsen besitzt, werden diesen Anforderungen nur noch durch erhöhtem Aufwand gerecht. Eine Regelung des Bremsdrucks mit herkömmlichen Magnetschaltventilen und Hydraulikpumpen erreicht nicht die erforderliche Regelgüte. Forschungs- und Entwicklungsarbeiten haben hierfür einen elektrohydraulischen Bremsenaktuator hervorgebracht. Jeder radindividuelle Aktuator erzeugt auf der Grundlage elektrischer Steuersignale U_{BR} einen Bremsdruck p_{BR} für die entsprechende Bremse. Seine Nachteile liegen erstens in dem höheren Energiebedarf, und zweitens in seinem absolut ausfallsicheren Aufbau. Eine Notstromversorgung muß eine einwandfreie Funktion in jedem Fahrzustand garantieren.

In diesem Kapitel wird der Aktuator und die Scheibenbremse, dessen vollständige Beschreibung ein eigenes Forschungsthema darstellen würde, modelliert.

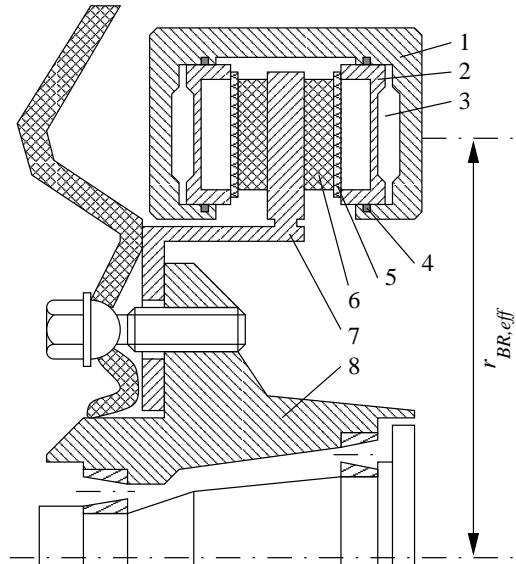
9.1 Bremse

Das hier verwendete Modell eines Hydraulik-Scheibenbremse ist sehr stark vereinfacht. Eine exaktere Modellierung findet man z.B. in [177].

In Bild 9-1 sieht man den schematischen Aufbau einer Scheibenbremse. Die Hydraulikflüssigkeit (3) drückt mit dem Bremsdruck p_{BR} auf die Bremskolben (2) mit der Gesamtfläche A_{BR} . Die Kolben drücken über die Rückenplatten (5) und Bremsbeläge (6) mit der Kraft

$$F_{BR} = p_{BR} \cdot A_{BR} \quad (9-1)$$

Bild 9-1. Schematischer Schnitt durch eine Bremse mit Zweikolbenfestsattel. Die Größe $r_{BR,eff}$ gibt den Abstand vom Wirkmittelpunkt der Bremsbeläge zur Radachse an. Dieser Radius entspricht dem Hebelarm, der die Bremskraft F_{BR} in ein Bremsmoment M_{BR} überführt. (1) Bremsattel, (2) Bremskolben, (3) Hydraulikflüssigkeit, (4) Kolbendichtring, (5) Rückenplatte, (6) Bremsbeläge, (7) Bremsscheibe, (8) Radnabe [177]



auf die Bremsscheibe (7). Hierbei wird das Bremsmoment

$$M_{BR} = F_{BR} \cdot r_{BR,eff} \cdot \mu_{BR} \quad (9-2)$$

als Produkt aus Bremskraft F_{BR} , dem effektiven Bremsradius $r_{BR,eff}$ als Abstand des Wirkmittelpunkts der Bremsbeläge zur Radachse und des Bremsreibbeiwerts μ_{BR} erzeugt. In diesem Modell wird davon ausgegangen, daß der effektive Bremsradius $r_{BR,eff}$ und der Bremsreibbeiwert μ_{BR} konstant ist. Dies ist im realen Betrieb natürlich nicht gegeben. Trotzdem dürfte die hier verwendete Beschreibung den Aufgaben gerecht werden.

9.2 Elektrohydraulischer Bremsenaktuator

Der Bremsenaktuator ist ein elektrohydraulisches System, bei dem ein Elektromotor über ein Spindelgetriebe einen Hydraulikkolben axial bewegt und somit im Bremssystem einen Bremsdruck erzeugt. Bild 9-2 zeigt den schematischen Aufbau des elektrohydraulischen Bremsenaktuators.

Er besteht im wesentlichen aus der Endstufe mit Pulsweitenmodulation (PWM) (1), dem Gleichstrommotor mit Spindelgetriebe (2) und dem Bremszylinder (3). Geht man von einer drucklosen Stellung aus, so prägt die PWM-Endstufe aufgrund der entsprechenden Steuerspannung U_{BR} einen entsprechenden Ankerstrom i_{GM} in die Gleichstrommaschine. Der Motor dreht sich mit der Winkelgeschwindigkeit ω_{GM} . Das Spindelgetriebe setzt die Rotationsbewegung des Motors in eine Linearbewegung der Spindel um. Nach Überfahren der Nachlaufbohrung (Schnüffeloch)

Bild 9-2. Schematischer Aufbau des elektrohydraulischen Bremsenaktuators. (1) Endstufe mit Pulsweitenmodulation (2) Gleichstrommotor mit Spindelgetriebe (3) Bremszylinder

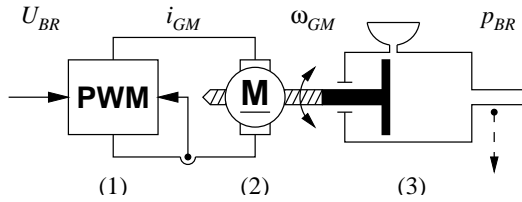
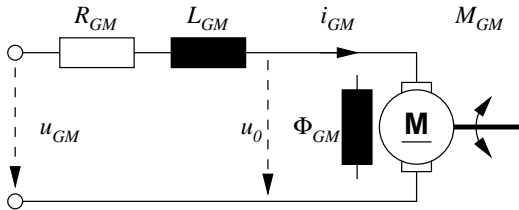


Bild 9-3. Ersatzschaltbild einer Gleichstrommaschine



baut sich im Bremszylinder der Bremsdruck p_{BR} auf. Der Bremszylinder ist mit einem Ausgleichsbehälter versehen, damit der Belagverschleiß der Bremsbeläge und kleine Undichtigkeiten durch nachlaufende Bremsflüssigkeit ausgeglichen wird. Hierzu muß der Hydraulikkolben in die eingezeichnete Ausgangslage zurückfahren. Im Bremssystem wird der Bremsdruck p_{BR} und der Winkel der Spindel φ_{GM} gemessen [258].

9.2.1 Modellierung der Komponenten

9.2.1.1 Gleichstrommaschine

Die Eigenschaften der Gleichstrommaschine wird durch ihr Ersatzschaltbild (Bild 9-3) beschrieben.

Der eingepreßte Ankerstrom i_{GM} fließt durch den Ankerwiderstand R_{GM} , der den resultierenden ohmschen Widerstand aller im Ankerkreis liegenden Wicklungen darstellt, und die Ankerinduktivität L_{GM} , die die magnetischen Eigenschaften der Ankerwicklung einschließlich der Wendepolwicklungen sowie einer eventuell vorhandenen Kompensationswicklung berücksichtigt. Der Spannungsabfall an den Bürsten der Maschinen, der in nichtlinearen Zusammenhang mit dem Ankerstrom steht, wurde vernachlässigt. Diese Vernachlässigung ist allgemein üblich und auch in den weitaus meisten Fällen zulässig [152]. Durch Induktion entsteht im Anker die innere Gegenspannung u_0 (elektromotorische Kraft) der Maschine. Weitere Größen sind die Ankerspannung u_{GM} und der Erregerfluß Φ_e . Bei der verwendeten Gleichstrommaschine wurde mit Hilfe von Permanentmagneten erregt, d.h. der Erregerfluß Φ_e ist konstant.

Mit der Maschengleichung der Spannungen im Ankerstromkreis

$$R_{GM} i_{GM} + L_{GM} \dot{i}_{GM} + u_0 = u_{GM}, \quad (9-3)$$

Bild 9-4. Strukturbild der Gleichstrommaschine mit konstantem Erregerfluß Φ_e

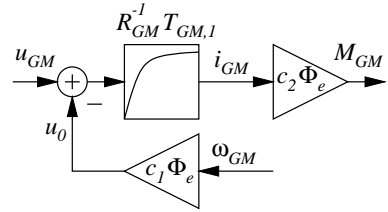
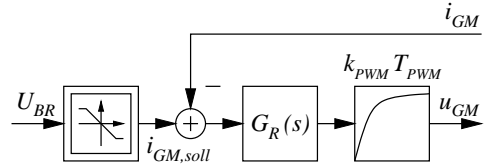


Bild 9-5. Strukturbild der Endstufe mit Pulsweitenmodulation [165]



der inneren Gegenspannung

$$u_0 = c_{GM,1} \Phi_e \omega_{GM} \quad (9-4)$$

und dem Motormoment

$$M_{GM} = c_{GM,2} \Phi_e i_{GM} \quad (9-5)$$

wird die Gleichstrommaschine beschrieben. Mit der Abkürzung $u_{diff} = u_{GM} - u_0$ erhält man die laplacetransformierte Maschengleichung

$$\frac{I_{GM}}{U_{GM}} = \frac{1}{R_{GM} + sL_{GM}} = \frac{R_{GM}^{-1}}{1 + sT_{GM,1}}. \quad (9-6)$$

Dies ist ein PT₁-Glied mit der Ankerzeitkonstanten $T_{GM,1} = \frac{L_{GM}}{R_{GM}}$. Hieraus ergibt sich das Strukturbild der Gleichstrommaschine in Bild 9-4.

Die hier verwendete Gleichstrommaschine erreicht bei einem Stillstandstrom von $i_{GM,max} = 78A$ ein Moment von $M_{GM,max} = 1,8Nm$. Ihre Ankerzeitkonstante liegt bei $T_{GM,1} = 5ms$. Die Leerlastdrehzahl liegt bei $\omega_{GM,0} = 408 rad s^{-1}$.

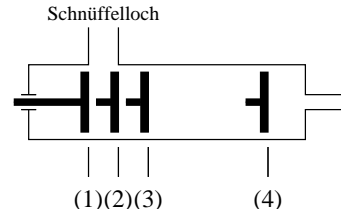
9.2.1.2 PWM-Endstufe

Die Endstufe mit Pulsweitenmodulation läßt sich durch die Struktur in Bild 9-5 darstellen [165].

Die Endstufe besteht aus einer Steuerkennlinie, die der Steuerspannung U_{BR} einen Sollankerstrom $i_{GM,soll}$ zuweist. Dabei wirkt sie außerhalb des Arbeitsbereiches der Endstufe wie ein Begrenzungskennlinie, d.h. die Aussteuerungsgrenzen sind von der Leistungsfähigkeit der Endstufe abhängig. Dabei geht man davon aus, daß die Begrenzung absolut gesehen identisch ist und den Strom auf $\pm i_{PWM,max}$ beschränkt. Innerhalb der Beschränkung besitzt die Kennlinie die Steigung c_{PWM} .

Der Stromregler mit der Übertragungsfunktion $G_R(s)$ regelt die Regelabweichung $i_{GM,soll} - i_{GM}$ und die als Störgröße wirkende induzierte Quellenspannung

Bild 9-6. Schematischer Aufbau des Bremszylinders mit verschiedenen Stellungen des Kolbens



u_0 des Gleichstrommotors statisch vollständig aus. Dabei verwendet man einen PI-Regler [165] mit der Übertragungsfunktion

$$G_R(s) = k_0 + \frac{k_1}{s} \quad \text{mit} \quad k_0 = \frac{T_{GM}}{2T_{PWM}} \quad k_1 = \frac{T_{GM}}{8T_{PWM}^2}. \quad (9-7)$$

Das Ausgangssignal des Stromreglers wird mit Hilfe des PWM-Stellglieds in die Klemmenspannung U_{GM} der Gleichstrommaschine umgewandelt. Das Stellglied wird durch ein PT_1 -Glied mit der Übertragungsfunktion

$$G(s) = \frac{k_{PWM}}{1 + sT_{PWM}} \quad (9-8)$$

beschrieben. Die Zeitkonstante des Stellglieds liegt bei der verwendeten Endstufe bei $T_{PWM} = 1 \text{ ms}$. Hieraus folgen die Konstanten

$$k_0 = 2,5 \quad k_1 = 625 \text{ sec}^{-1}$$

des Stromreglers. Der Begrenzungsstrom der Endstufe liegt bei $i_{PWM,max} = 30 \text{ A}$ bei einer Steuerspannung von $U_{BR,max} = 2,5 \text{ V}$.

9.2.1.3 Bremszylinder

Der Bremszylinder überführt einen Spindelwinkel φ_{GM} in den Bremsdruck p_{BR} . Für die Beschreibung der verschiedenen Zustände ist die Struktur des Bremszylinders in Bild 9-6 dargestellt.

Dabei werden verschiedene Stellungen des Kolbens unterschieden. In der Nullposition (1) gibt der Kolben das Schnüffelloch vollständig frei, wodurch eventuell benötigte Bremsflüssigkeit aus dem Ausgleichsbehälter nachlaufen kann. Erst nach dessen Überfahren (2) wird der Bremskolben im Bremssattel bewegt. An der Position (3) liegen die Bremsbeläge an der Bremsscheibe an. Nun kann sich der Druck aufbauen, um in Position (4) den Maximaldruck zu erreichen. Ohne weitere Modellierung wird angenommen, daß der Druck eine Funktion des Spindelwinkels

$$p_{BR} = f(\varphi_{GM}) \quad (9-9)$$

ist. Dies ist natürlich sehr stark vereinfacht, da z.B. Dehnungseffekte von Hydraulikleitungen und -dichtungen und weitere dynamischen Effekte nicht berücksichtigt wurden. Trotzdem kann man grundsätzliche Aussagen tätigen. So wird bis zur Position (3) kein nennenswerter Druck aufgebaut, da die Kolbenbewegung im

Bild 9-7. Statische Druckkennlinie mit Totbereich

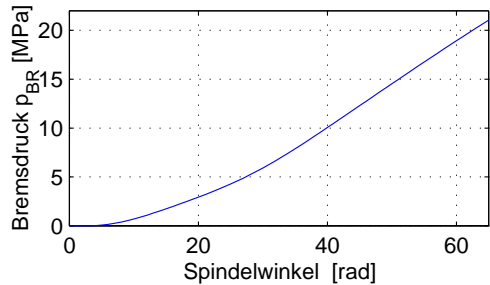
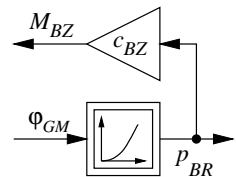


Bild 9-8. Strukturbild eines Bremszylinders mit statischer Druckkennlinie



Bremszylinder entweder zu einer Strömung der Bremsflüssigkeit durch das Schnüffelloch in den Nachfüllbehälter bzw. in eine Kolbenbewegung im Bremssattel führt. Diesen Bereich nennt man Totbereich. Da bei dem vorliegenden Bremssystem der Spindelwinkel φ_{GM} und der Bremsdruck p_{BR} gemessen wird, kann eine statische Kennlinie bestimmt werden. Sie erreicht ihr Maximum bei $p_{BR,max} = 22 \text{ MPa}$ bei einem Spindelwinkel $\varphi_{GM,max} = 64,08 \text{ rad}$. Bild 9-7 zeigt ihr genähertes Aussehen.

Der Druck im Bremszylinder p_{BR} erzeugt auf der Spindel das Lastmoment

$$M_{BZ} = -c_{BZ} p_{BR}. \quad (9-10)$$

Diese lineare Näherung kann für die Realität angenommen werden [139]. In Bild 9-8 ist die Struktur des Bremszylinders mit statischer Druckkennlinie dargestellt.

9.2.1.4 Reibung

An allen beweglich Zeilen des Bremsenactuators tritt sowohl Haft- als auch Gleitreibung auf. Primär interessiert hier das dynamische Verhalten des Bremsenactuators, sodaß Haftreibung vernachlässigt werden kann. Bei der Gleitreibung unterscheidet man zwischen einer geschwindigkeitsabhängigen und einer kraftabhängigen Reibung. Beide Reibungsarten erzeugen auf der Spindel ein Reibmoment.

Geschwindigkeitsabhängige Reibung

Die geschwindigkeitsabhängige Reibung

$$M_{Reib,1} = -c_{reib,1} \omega_{GM} \quad (9-11)$$

ist proportional zur Winkelgeschwindigkeit.

Bild 9-9. Strukturbild der Reibung mit geschwindigkeits- und kraftabhängiger Komponente

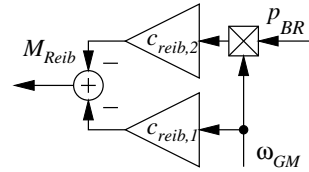
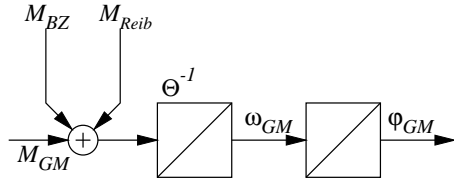


Bild 9-10. Strukturbild der Bewegungsgleichung



Kraftabhängige Reibung

Die kraftabhängige Reibung

$$M_{Reib,2} = -c_{reib,2} \omega_{GM} p_{BR} \tag{9-12}$$

ist proportional zum Produkt aus Winkelgeschwindigkeit und Bremsdruck. In Bild 9-9 ist das Strukturbild der Reibung dargestellt.

Die geschwindigkeits- bzw. kraftabhängige Reibungskonstante liegt bei dem hier verwendeten Aufbau bei

$$c_{reib,1} = 1,15 \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^2 \text{ s}^{-1} \quad c_{reib,2} = 1,05 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \text{ s}.$$

9.2.1.5 Bewegungsgleichung

Die drei Momente M_{GM} , M_{BZ} und M_{Reib} verursachen eine Änderung der Winkelgeschwindigkeit

$$\dot{\omega}_{GM} = \frac{1}{\Theta_{GM}} (M_{GM} + M_{BZ} + M_{Reib}) \tag{9-13}$$

der Gleichstrommaschine und damit eine Änderung des Spindelwinkels

$$\dot{\phi}_{GM} = \omega_{GM}. \tag{9-14}$$

In Bild 9-10 ist das Strukturbild der Bewegungsgleichung dargestellt.

Das hier verwendete Bremssystem besitzt ein Trägheitsmoment von $\Theta_{GM} = 8,77 \cdot 10^{-6} \text{ kg m}^2$. Die Leerlastdrehzahl ist bei Maximalstrom innerhalb von

$$T_{GM,2} = \frac{\Theta_{GM} \omega_{GM,0}}{M_{GM,max}} = 19 \text{ ms} \tag{9-15}$$

erreicht. Der Maximalwinkel der Spindel $\phi_{GM,max}$ ist frühestens nach

$$T_{SP} = \frac{\phi_{GM,max}}{\omega_{GM,0}} = 157 \text{ ms} \tag{9-16}$$

erreicht.

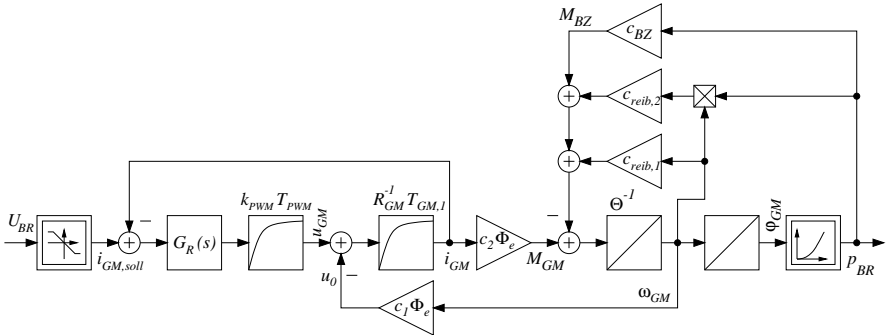


Bild 9-11. Strukturbild des elektrohydraulischen Bremsenactuators

9.2.2 Gesamtmodell

Werden alle einzelnen Strukturbilder zusammengefügt, so erhält man das Strukturbild des elektrohydraulischen Bremsenactuators in Bild 9-11

Das Modell des Bremsenactuators entspricht einem mehrfach nichtlinearen System fünfter Ordnung.

9.2.3 Modellvereinfachung

Das hier entwickelte Modell ist eine mehrfach nichtlineare Regelstrecke fünfter Ordnung. Die Ordnung fünf entsteht dadurch, daß der unterlagerte Stromregler mit der Übertragungsfunktion $G_R(s)$ ein PI-Regler ist, und selbst ein I-Glied enthält. Da für den Regelungsentwurf eine möglichst einfache lineare Strecke niedriger Ordnung erwünscht ist, wird das bisherige Modell durch Methoden der Ordnungsreduktion, Strukturvereinfachungen und Kompensationen der Steuer- bzw. Druckkennlinie vereinfacht.

9.2.3.1 Ordnungsreduktion und Strukturvereinfachungen

Innere Gegenspannung

Die Rückführung der Drehzahl ω_{GM} zur Bestimmung der inneren Gegenspannung kann vernachlässigt werden, um sie als additive Störgröße im unterlagerten Stromregelkreis aufzufassen. Der unterlagerte Regelkreis ist aufgrund seiner Zeitkonstanten gegenüber der Änderung der Winkelgeschwindigkeit sehr viel schneller, so daß der Stromregler diese Störgröße ausregeln kann. Hierdurch entsteht nun ein geschlossener Regelkreis mit der Übertragungsfunktion

$$G_{PWM} = \frac{1 + 4T_{PWM}s}{1 + \left(\frac{1}{\alpha} + 4T_{PWM}\right)s + \frac{T_{PWM} + T_{GM,1}}{\alpha}s^2 + \frac{T_{PWM}T_{GM,1}}{\alpha}s^3} \quad (9-17)$$

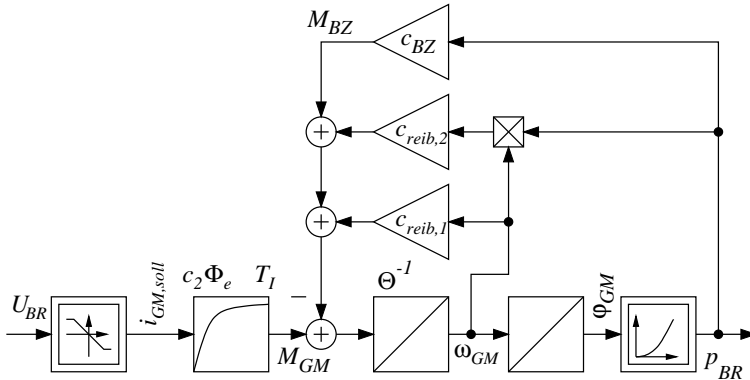


Bild 9-12. Strukturbild des elektrohydraulischen Bremsenactuators nach erster Vereinfachung

mit
$$\alpha = \frac{T_{GM,1} k_{PWM}}{8T_{PWM}^2 R_{GM}}$$

Da der Stromregelkreis gut gedämpft ist, kann man ihn näherungsweise durch ein PT₁-Glied mit der Übertragungsfunktion

$$G'_{PWM} = \frac{1}{1 + T_I s} \tag{9-18}$$

ersetzen [165]. Die Zeitkonstante T_I entspricht dabei der Zeitkonstanten des Stromreglers $G_R(s)$

$$T_I = \frac{k_0}{k_1} = 4 \text{ ms.} \tag{9-19}$$

Nimmt man anstatt der Verstärkung eins, die Verstärkung $c_{GM,1} \Phi_e$, so erhält man als Ausgang des PT₁-Glieds das Moment M_{GM} der Gleichstrommaschine. Durch diese Vereinfachung konnte das Strukturbild des Bremsenactuators, wie in Bild 9-12 gezeigt, vereinfacht werden.

Moment des Bremszylinders

Das Moment des Bremszylinders, das der Spindelzeitkonstanten T_{SP} gehorcht, kann als Störgröße des zu entwerfenden Bremsenaktuatorreglers (s.h. Kapitel 16) aufgefaßt werden. Hierdurch verschwindet die Rückführung des Drucks.

Kraftabhängige Reibung

Untersuchungen [177] haben gezeigt, daß die Kraftabhängige Reibung gegenüber der drehzahlabhängigen vernachlässigt werden kann. Hierdurch verschwindet die Rückführung des Produkts aus Bremsdrucks und Winkelgeschwindigkeit. Durch die beiden letzten Vereinfachungen wurde das Strukturbild des Bremsenactuators, wie in Bild 9-13 gezeigt, vereinfacht.

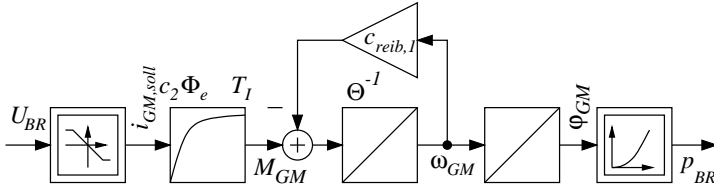
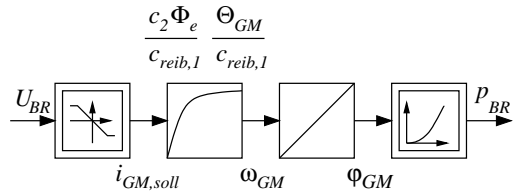


Bild 9-13. Strukturbild des elektrohydraulischen Bremsenaktuators nach zweiter und dritter Vereinfachung

Bild 9-14. Strukturbild des elektrohydraulischen Bremsenaktuators nach vierter und fünfter Vereinfachung



Rückkopplung der geschwindigkeitsabhängigen Reibung

Die Rückkopplung der geschwindigkeitsabhängigen Reibung über den ersten Integrator führt zu einem Teilsystem mit der Übertragungsfunktion

$$G(s) = \frac{1}{\Theta_{GM}s} = \frac{c_{reib,1}^{-1}}{1 + \Theta_{GM}c_{reib,1}^{-1}s}. \quad (9-20)$$

Dies ist ein PT₁-Glieder mit der Zeitkonstanten

$$T = \Theta_{GM}c_{reib,1}^{-1} = 76 \text{ ms}. \quad (9-21)$$

Vernachlässigung des Stromreglers

Vergleicht man die Zeitkonstanten der beiden PT₁-Glieder, so stellt man fest, daß die des Stromreglers mit 4 ms deutlich unter den 76 ms liegt. Aus diesem Grund kann man den Stromregler auf die Verstärkung $c_{GM,2}\Phi_e$ reduzieren, d.h. man faßt die beiden PT₁-Glieder zu einem

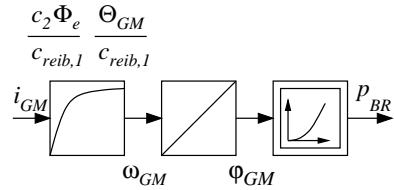
$$G(s) = \frac{\frac{c_{GM,2}\Phi_e}{c_{reib,1}}}{1 + \frac{\Theta_{GM}}{c_{reib,1}}s} \quad (9-22)$$

zusammen. In Bild 9-14 sieht man die Struktur des nun stark vereinfachten Bremsenaktuators.

9.2.3.2 Kompensation der Steuerkennlinie

Die normierte Steuerkennlinie kann durch eine Begrenzungskennlinie mit anschließender Umkehrkennlinie kompensiert werden. Geht man davon aus, daß der zu entwerfende Bremsenaktuatorregler als Stellgröße den einzuprägenden Ankerstrom i_{GM} ausgibt, so wird die Stellgröße durch die Begrenzungskennlinie

Bild 9-15. Strukturbild des elektrohydraulischen Bremsenaktuators nach Kompensation der Steuerkennlinie



auf den Strombereich $-i_{PWM,max} \dots i_{PWM,max}$ beschränkt. Anschließend generiert die Umkehrkennlinie mit der Steigung c_{PWM}^{-1} die zugehörige Steuerspannung u_{BR} , die man am realen System auf die Ansteuerlektronik geben kann. Die PWM-Endstufe wird dann den zugehörigen Strom in die Gleichstrommaschine einprägen.

Hierdurch ist es gelungen, die Steuerkennlinie nichtlinear zu kompensieren. Lediglich die Begrenzung der Stellgröße bleibt wirksam. Während dies beim Ausregeln von Störungen kein Problem darstellen sollte, könnte die Beschränkung lediglich beim Anfahren wirksam werden. Auch bei Optimierungsverfahren zur Einstellung von Reglerparameter muß man darauf achten, daß die Stellgröße begrenzt ist.

Setzt man am realen Regler die vor die modellierte Strecke vorgeschaltete Begrenzungs- und Umkehrkennlinie am Ende des Reglers, so kann man beim Reglerentwurf auf die Beachtung der Steuerkennlinie verzichten. Hierdurch vereinfacht sich die Strecke, wie in Bild 9-15 zu sehen ist, noch einmal.

9.2.3.3 Kompensation der Druckkennlinie

Die verbleibende Regelstrecke enthält noch als einzige Nichtlinearität die Druckkennlinie, dessen direkte Kompensation mittels Umkehrfunktion aus mehreren Gründen nicht möglich ist:

1. Eine eindeutige Umkehrfunktion kann wegen des Totbereichs innerhalb der Druckkennlinie nicht konstruiert werden, denn sie ist nicht injektiv.
2. Um statische Genauigkeit für den Druck zu erhalten, muß die nichtlineare Kompensation vor den Streckeneingang gelegt werden. Durch die nachfolgenden dynamischen Glieder vor der zu kompensierenden Druckkennlinie ist dann allerdings die Kompensation dynamisch stark eingeschränkt.
3. Beim Verfahren der nichtlinearen Kompensation mittels Umkehrfunktion muß die kompensierende Kennlinie bekannt und stationär sein. Gemäß der Anforderung auf Robustheit gegenüber der Druckkennlinie ist diese Bedingung hier jedoch nicht erfüllt.

Als praktikable Kompensationsmethoden für die Druckkennlinie gibt es zwei prinzipielle Möglichkeiten, die im folgenden besprochen werden.

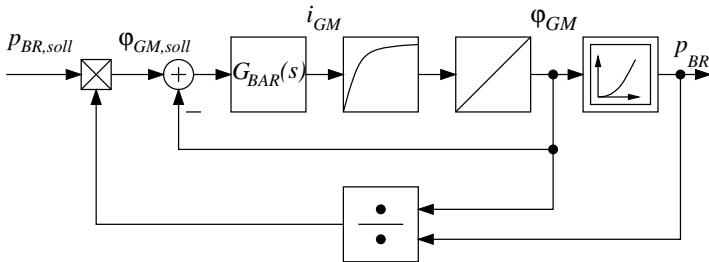


Bild 9-16. Kompensation der nichtlinearen Druckkennlinie mittels statischer Verstärkung

Kompensation mittels statischer Verstärkung

Bei der Kompensation mittels statischer Verstärkung regelt man nicht den Bremsdruck p_{BR} sondern den Spindelwinkel φ_{GM} und erzeugt aus dem Solldruck einen Sollwinkel. Dies ist möglich, wenn die statische Verstärkung, die für jeden Arbeitspunkt den statischen Zusammenhang zwischen p_{BR} und φ_{GM} wiedergibt, berechnet werden kann. Nach Durchfahren des Totbereichs der Druckkennlinie erhält man die statische Verstärkung V unmittelbar aus den Meßgrößen durch Division. Für die Sollwerte gilt dann entsprechend

$$\varphi_{GM,soll} = \frac{\varphi_{GM}}{p_{BR}} p_{BR,soll} \quad (9-23)$$

Bild 9-16 zeigt die Struktur zur Kompensation der Druckkennlinie mittels statischer Verstärkung.

Eine besondere Betrachtung erfordert das Verhalten im Totbereich der Druckkennlinie, in welchem der Druck p_{BR} unabhängig vom Spindelwinkel φ_{GM} den Wert Null besitzt. Damit nimmt der Quotient zur Berechnung des Sollwinkels einen unendlich großen Wert an. Um bei sehr kleinen Drucksollwerten ein unerwünschtes Überschwingen zu vermeiden, wird der Quotient auf einen endlichen Wert begrenzt, der noch für den kleinsten vorkommenden Drucksollwert einen Sollwinkel außerhalb des Totbereichs liefert. Die hieraus resultierende geringe Ansprechschwelle für den Drucksollwert ist zweifellos ein Nachteil dieses Konzepts. Als Vorteil bewirkt aber der Drucksollwert $p_{BR,soll} = 0$ ein automatisches Zurückfahren der Spindel in die Nullposition ohne zusätzliche Steuerungsmaßnahmen.

Kompensation mittels differentieller Verstärkung

Bei der Kompensation mittels differentieller Verstärkung wird die vom Arbeitspunkt abhängige differentielle Verstärkung (Steigung) $p'(\varphi)$ der Druckkennlinie reziprok innerhalb des Druckregelkreises multiplikativ invers aufgeschaltet (Bild 9-17).

Hierdurch erhält der Regler nicht mehr die Druckabweichung Δp_{BR} sondern die Winkelabweichung $\Delta \varphi_{GM}$, die mit einem linearen Reglerentwurf ausgeregelt werden kann. Die Aufgabe besteht nun darin, die Steigung der Druckkennlinie

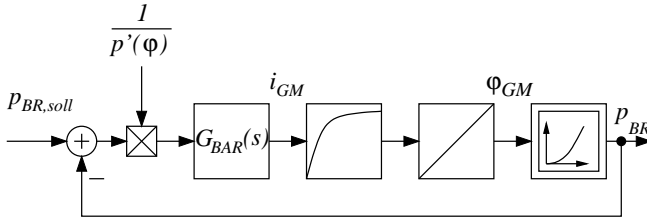


Bild 9-17. Kompensation der nichtlinearen Druckkennlinie mittels differentieller Verstärkung

in jedem Arbeitspunkt bereit zu stellen. Man kann natürlich diese Information a-priori wieder in eine Kennfeld ablegen, das aber die gleichen Nachteile bezüglich Robustheit wie die Druckkennlinie besitzt.

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, aus den gemessenen Größen φ_{GM} und p_{BR} die jeweilige Steigung im Betrieb durch Annäherung als Differenzenquotient zu berechnen. Dies geschieht dadurch, daß nach der absoluten Änderung des Winkels φ_{BR} um einen bestimmten Schwellwert $\Delta\varphi_s$ die Steigung durch den Differenzenquotient

$$p'(\varphi) \approx \frac{\Delta p_{BR}}{\Delta \varphi_{GM}} \quad (9-24)$$

berechnet wird. Dabei wird die Steigung sowohl nach unten als auch nach oben begrenzt. Auch kann man die Multiplikation mit der Inversen der Druckkennliniensteigung auch nach den Regler verschieben. So erreicht man, daß z.B. das Meßrauschen dieser Linearisierungsmaßnahme einen eventuellen D-Anteil des Reglers verstärkt.

Vergleich der Kompensationen

Die Unterschiede der beiden Kompensationsverfahren liegen hauptsächlich in den zusätzlichen Steuerungsmaßnahmen für den Totbereich der Druckkennlinie, beim Führungsverhalten sowie bei der Empfindlichkeit gegenüber Quantisierungs- und Meßrauschen des Winkel- und Drucksignals.

10 Sonstige Antriebssystemkomponenten

In den Kapitel 4 bis 8 wurde der Motor durch Modelle für Ansaug-, Abgas-, Einspritzsystem, Verbrennung und Schubkurbelgetriebe beschrieben. In Kapitel 9 wurde das Bremssystem mit elektrohydraulischen Bremsenaktuator modelliert. In diesem Kapitel folgt neben einer Modellreduktion von Zylinder und Bremssystem die mathematische Beschreibung sämtlicher anderen Antriebssystemkomponenten angefangen bei der Übertragung der in den Schubkurbelgetrieben erzeugten Drehmomenten über Kurbelwelle, Kupplung, Getriebe, Kardanwelle, Achsantrieb, Differential, Rad-Straße-Kontakt auf die Straße, um das Fahrzeug in Längsrichtung zu beschleunigen bzw. zu verzögern.

Bei der Modellierung der sonstigen Antriebssystemkomponenten, wie in Bild 10-1 dargestellt, wurde darauf geachtet, daß die Wirkrichtung der Momente vom Motor in Richtung Rad und die Wirkrichtung der Drehzahlen vom Rad in Richtung Motor weisen. Außerdem wird vorausgesetzt, daß es sich dabei um ein hinterradangetriebenes Kraftfahrzeug handelt.

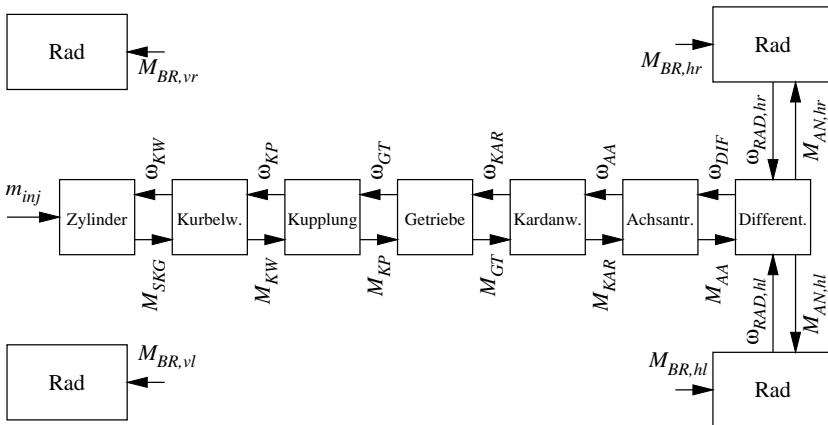


Bild 10-1. Aufbau des Antriebssystems und Definition der Wirkrichtung von Momenten und Winkelgeschwindigkeiten

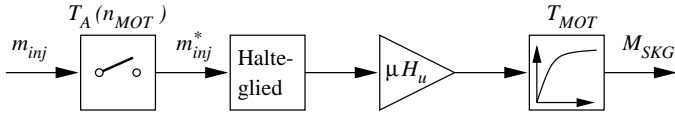


Bild 10-2. Reduziertes Modell der Zylinder mit Schubkurbelgetriebe

10.1 Komponenten

10.1.1 Mechanische Motormodellreduktion

In Abschnitt 5.3 wurde beschrieben, wie das ausführliche Motormodell der Kapitel 4 bis 8 zu Druckwellen im Ansaug- und Abgassystem führt. Entsprechend den Druckwellen schwingt auch das Moment der Schubkurbelgetriebe auf die Kurbelwelle mit der Anzahl der Verbrennung, d.h. ein Vier-Zylinder-Motor mit einer Drehzahl von $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ erzeugt Momentenschwingungen von 50 Hz . Diese Schwingungen können weder durch den Motor selbst noch durch eine andere Einrichtung im Antriebssystem ausgegletet werden. Deshalb wird hier nicht der exakte Verlauf des Moments benötigt, sondern sein Mittelwert während eines Taktes.

Das gesamte Motormodell reduziert sich aus mechanischer Sicht zu einem einfachen System, das die Einspritzmenge m_{inj} pro Einspritzung taktweise mit dem arbeitspunktabhängigen Wirkungsgrad μ und dem unteren Heizwert H_u des Dieselkraftstoffs multipliziert. Da das System nicht sprungfähig ist, wird das Produkt durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung (PT_1)

$$G(s) = \frac{1}{1 + T_{MOT}s}$$

geschickt, um das mittlere Moment an den Schubkurbelgetrieben zu erhalten. Die Struktur ist in Bild 10-2 zu sehen. Die Abtastzeit

$$T_A(\omega_{mot}) = \frac{4\pi}{Z \cdot \omega_{MOT}}$$

der Einspritzmasse ist variabel. Für die systemtheoretische Beschreibung kann man entweder von einem Abtastjitter ausgehen und daraus ein Fehlersignal $e(t)$ berechnen [98], oder man geht zu einer winkelsynchronen Signalverarbeitung über [104].

10.1.2 Kurbelwelle

Die Kurbelwelle wandelt die hin- und hergehenden Bewegungen der Pleuel über die Pleuel in Drehbewegungen um. Da das Übertragungsverhalten einer Kurbelwelle als ein System von Massen und Torsionsschwinger nach Bild 10-3 beschrieben werden kann, verursachen die zeitlichen veränderlichen Gas- und Massenkräfte Drehschwingungen der Kurbelwelle.

Bild 10-3. Torsionsschwingungssystem einer Kurbelwelle

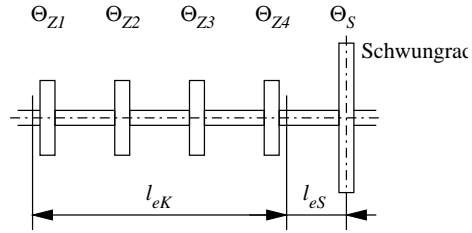
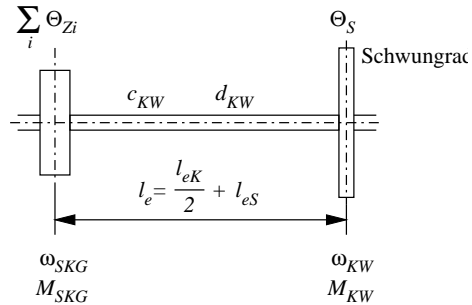


Bild 10-4. Reduziertes Triebwerk als Zweimassensystem



Mit Hilfe der Theorie von Torsionsschwingungssystemen kann das Eigenschwingungsverhalten untersucht werden. Dabei gilt, daß bei einem System mit n Massen $n - 1$ Eigenschwingungsformen auftreten können. Bei Fahrzeugmotoren ist aber im allgemeinen nur die Eigenschwingungsform 1. Grades (Grundschiwingung mit einem Schwingungsknoten) von Bedeutung, da schon die Eigenkreisfrequenz der ersten Oberschwingung so hoch liegt, daß gefährliche Resonanzzustände vermieden werden. Es genügt also eine Untersuchung der Grundschiwingung, die mit Hilfe eines auf ein Zweimassensystem reduzierten Triebwerks nach Bild 10-4 ermittelt werden kann. [227, Kapitel 13.4] Mit dem Gesamtträgheitsmoment der Kurbelwelle

$$\Theta_{KW} = \sum_i \Theta_{Zi} + \Theta_S \tag{10-1}$$

ergeben sich die Bewegungsgleichungen

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{SKG} &= \frac{1}{\Theta_{KW}} (M_{SKG} - M_{KW}) \\ M_{KW} &= d_{KW} (\omega_{SKG} - \omega_{KW}) + c_{KW} \int (\omega_{SKG} - \omega_{KW}) dt \end{aligned} \tag{10-2}$$

mit den Bezeichnungen aus Bild 10-4.

10.1.3 Kupplung

Die Kupplung besitzt die Aufgabe, während des Gangwechsels den Motor vom restlichen Antriebssystem abzukuppeln und nach dem Gangwechsel die Dreh-

zahldifferenz zwischen An- und Abtrieb zu überbrücken und dabei entstehende Verlust in Form von Wärme abzugeben. Im eingekuppelten Zustand überträgt die Kupplung das Kurbelwellenmoments $M_{KP} = M_{KW}$ bzw. besitzt die Getriebedrehzahl $\omega_{KP} = \omega_{GT}$. Der Kupplungsvorgang selbst wurde in dem Modell nicht aufgenommen.

10.1.4 Getriebe

Das Getriebe wandelt nach festen Übersetzungsverhältnissen die Drehzahl und das Moment um.

$$\omega_{GT} = K_{\text{Gang}} \cdot \omega_{KAR} \quad M_{GT} = K_{\text{Gang}} \cdot M_{KP} \quad (10-3)$$

10.1.5 Kardanwelle

Die Kardanwelle stellt ebenso wie das reduzierte Modell der Kurbelwelle ein Zweimassensystem dar.

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{GT} &= \frac{1}{\Theta_{KW}} (M_{GT} - M_{KAR}) \\ M_{KAR} &= d_{KAR} (\omega_{KAR} - \omega_{AA}) + c_{KAR} \int (\omega_{KAR} - \omega_{AA}) dt \end{aligned} \quad (10-4)$$

10.1.6 Achsantrieb

Der Achsantrieb ist eine feste Übersetzungsstufe zwischen Kardanwelle und Differential.

$$\omega_{AA} = K_{AA} \cdot \omega_{DIF} \quad M_{AA} = K_{AA} \cdot M_{KAR} \quad (10-5)$$

10.1.7 Differential

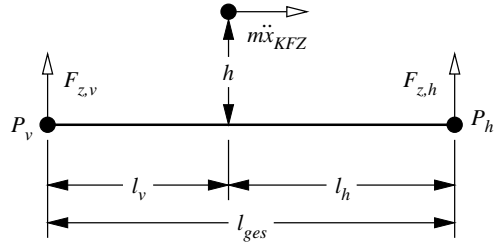
Das Differential sorgt für die gleichmäßige Übertragung des Antriebsmoments auf die Hinterräder und gleicht die unterschiedlichen Raddrehzahlen bei Kurvenfahrt bzw. unterschiedlichen Fahrbahnoberflächen aus.

$$\omega_{DIF} = \frac{\omega_{RAD,hl} + \omega_{RAD,hr}}{2} \quad M_{AN,hl} = \frac{M_{AA}}{2} \quad M_{AN,hr} = \frac{M_{AA}}{2} \quad (10-6)$$

10.1.8 Bremsmodellreduktion

Das Modell der Bremse mit elektrohydraulischem Bremsenaktuator in Kapitel 9 wurde reduziert und mit Regler und Druckkennlinienkompensation ausgestattet. Natürlich hängt die Übertragungsfunktion zwischen Soll- und Ist-Druck vom verwendeten Regler ab, sie läßt sich aber durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung (PT_1) annähern. Außerdem wird das Bremsmoment totzeitbehaftet ausgegeben, da erst das Schnüffelloch überfahren und der Abstand zwischen Brems scheiben und

Bild 10-5. Schema zur Berechnung der Achslastverteilung



-backen überwunden werden muß. Das hier reduzierte Bremsmodell wird durch die Übertragungsfunktion

$$G(s) = \frac{M_{BR,ist}}{M_{BR,soll}} = \frac{1}{1 + T_{BR}s} \cdot e^{-T_{BR,T}s}$$

beschrieben.

10.1.9 Rad-Straße-Kontakt

Der Rad-Straße-Kontakt überführt das Antriebs- bzw. Bremsmoment in eine horizontale Kraft $F_{x,i}$ zur Beschleunigung bzw. Verzögerung des Kraftfahrzeuges. Das einzelne Rad i erfährt dabei eine Beschleunigung

$$\dot{\omega}_{RAD,i} = \frac{1}{\Theta_{RAD}} (M_{AN,i} - M_{BR,i} - r_{RAD} \cdot F_{x,i}). \quad (10-7)$$

Die horizontale Kraft $F_{x,i}$ ermittelt sich aus der Radaufstandskraft $F_{z,i}$ und dem Reibbeiwert $\mu_i(s_i)$, der eine Funktion des Radschlupfs s_i ist.

$$F_{x,i} = \mu_i(s_i) \cdot F_{z,i} \quad (10-8)$$

10.1.9.1 Radaufstandskraft

Bei der Berechnung der Radaufstandskräfte wird davon ausgegangen, daß entsprechend des eindimensionalen Modells sich die Achslasten je zur Hälfte auf die beiden Räder verteilen. Bei der Berechnung der Achslasten geht man davon aus, daß der Schwerpunkt des Kraftfahrzeuges sich auf der Höhe h und im Abstand l_v von der Vorderachse bzw. l_h von der Hinterachse befindet, wie in Bild 10-5 dargestellt ist. Aus den Momentengleichungen des vorderen bzw. hinteren Aufstandspunktes P_v bzw. P_h

$$\begin{aligned} \sum M_{P_v} &= m_{KFZ} g l_v + m_{KFZ} \ddot{x}_{KFZ} h - F_{z,h} l_{ges} \stackrel{!}{=} 0 \\ \sum M_{P_h} &= m_{KFZ} g l_h - m_{KFZ} \ddot{x}_{KFZ} h - F_{z,v} l_{ges} \stackrel{!}{=} 0 \end{aligned}$$

Tabelle 10-1. Koeffizienten c_i zur Reibbeiwertberechnung

Fahrbahnoberfläche	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5
trockener Asphalt	1,28	23,99	0,52	0,03	$1,5 \cdot 10^{-9}$
nasser Asphalt	0,86	33,82	0,35	0,03	$1,5 \cdot 10^{-9}$
trockener Beton	1,20	25,17	0,54	0,03	$1,5 \cdot 10^{-9}$
trockenes Kopfsteinpflaster	1,37	6,46	0,67	0,03	$1,5 \cdot 10^{-9}$
nasses Kopfsteinpflaster	0,40	33,71	0,12	0,03	$1,5 \cdot 10^{-9}$
Schnee	0,19	94,13	0,06	0,03	$1,5 \cdot 10^{-9}$
Eis	0,05	306,39	0,00	0,03	$1,5 \cdot 10^{-9}$

lassen sich die Aufstandskräfte

$$F_{z,h,i} = \frac{m_{KFZ}}{2} \left(\frac{l_v}{l_{ges}} g + \frac{h}{l_{ges}} \ddot{x}_{KFZ} \right) \quad (10-9)$$

$$F_{z,v,i} = \frac{m_{KFZ}}{2} \left(\frac{l_h}{l_{ges}} g - \frac{h}{l_{ges}} \ddot{x}_{KFZ} \right)$$

für jedes Rad berechnen.

10.1.9.2 Schlupf

Der Antriebs- und Bremschlupf s_i eines Rades i berechnet sich gemäß der Definition in [107] zu

$$s_i = \begin{cases} \frac{r_{RAD}\omega_{RAD,i} - \dot{x}_{KFZ}}{r_{RAD}\omega_{RAD,i}} & \text{für } r_{RAD}\omega_{RAD,i} > \dot{x}_{KFZ} \\ \frac{\dot{x}_{KFZ} - r_{RAD}\omega_{RAD,i}}{\dot{x}_{KFZ}} & \text{für } r_{RAD}\omega_{RAD,i} < \dot{x}_{KFZ} \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (10-10)$$

Die Schlüpfе können dabei Werte zwischen 0 und 1 annehmen. Ein Schlupf von 0 bedeutet, daß die Radumfangsgeschwindigkeit gleich der Fahrzeuggeschwindigkeit ist. Ein Schlupf von 1 bedeutet, daß entweder das Rad vollständig blockiert bei sich bewegendem Fahrzeug oder das Rad durchdreht bei stehendem Fahrzeug.

10.1.9.3 Reibbeiwert

In der Literatur findet man viele unterschiedliche Reibbeiwertdefinitionen. Eine einfache Definition findet sich bei [107].

$$\mu_i(s_i) = (c_1 (1 - e^{-c_2 s_i}) - c_3 s_i) \cdot e^{-c_4 s_i \dot{x}_{KFZ}} \cdot (1 - c_5 F_{z,i}^2) \quad (10-11)$$

Die Parameter c_i sind in Tabelle 10-1 für verschiedene Fahrbahnoberflächen aufgelistet. In Bild 10-6 sind die Reibbeiwerte in Abhängigkeit der Fahrzeug- und der Radumfangsgeschwindigkeit bei verschiedenen Straßenoberflächen dargestellt.

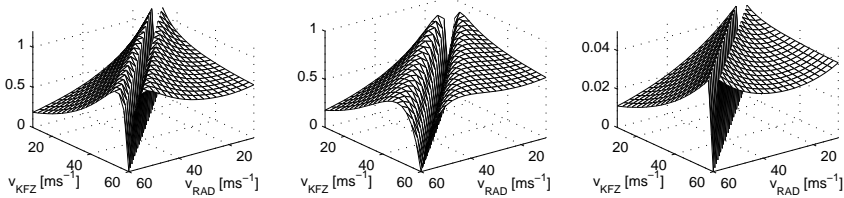


Bild 10-6. Reibbeiwertkurven in Abhängigkeit der Fahrzeug- und der Radumfangsgeschwindigkeit bei trockenem Asphalt, trockenem Kopfsteinpflaster und auf Eis

10.1.10 Eindimensionales Fahrzeugmodell

Das eindimensionale Fahrzeugmodell berücksichtigt alle in oder entgegen der Fahrtrichtung wirkende Kräfte. Dies sind die Umfangskräfte $F_{x,i}$ an den einzelnen Rädern, die Luftwiderstandskraft

$$F_L = \frac{c_w}{2} \cdot A_{KFZ} \cdot \rho_L \cdot \dot{x}_{KFZ}^2 \quad (10-12)$$

und der Rollwiderstand

$$F_R = f_{RAD} \cdot \sum_i F_{z,i}$$

Damit wird die Bewegungsgleichung durch

$$\ddot{x}_{KFZ} = \frac{1}{m_{KFZ}} \left(\sum_i F_{x,i} - F_L - F_R \right) \quad (10-13)$$

angegeben.

10.2 Zustandsraumdarstellung

Aus den physikalischen Beschreibungen der Komponenten aus Abschnitt 10.1 folgt durch Zusammenführung eine Zustandsraumdarstellung, bei der die Ausgänge der Integratoren als Zustandsvariablen gewählt werden. Somit ergibt sich die Systemordnung vierzehn. Aus Ausgänge werden nur die direkt meßbaren Größen oder deren Linearkombinationen verwendet. In Tabelle 10-2 sind die Definitionen der Eingangs-, Zustands- und Ausgangsvariablen angegeben. Nach der Festlegung der Zustandsvariablen werden diese nun in die Gleichungen der Modellbildung eingesetzt. Damit ergeben sich die nichtlinearen Zustandsgleichungen

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 &= \frac{1}{\Theta_{RAD}} (-z_{10} - r_{RAD} \mu_{vl}(z_1, z_5) F_{z,vl}(\dot{z}_5)) \\ \dot{z}_2 &= \frac{1}{\Theta_{RAD}} (-z_{11} - r_{RAD} \mu_{vr}(z_2, z_5) F_{z,vr}(\dot{z}_5)) \\ \dot{z}_3 &= \frac{1}{\Theta_{RAD}} \left(\frac{K_{AA}}{2} \left(z_7 + d_{KAR} \left(z_6 - \frac{K_{AA}}{2} (z_3 + z_4) \right) \right) - z_{12} - \dots \right) \end{aligned}$$

Tabelle 10-2. Eingangs-, Zustands- und Ausgangsgrößen für die Zustandsraumdarstellung

Größen	Bezeichnung
$u_1 = m_{inj}$	Eingespritzte Kraftstoffmasse pro Zylinder u. Arbeitsspiel
$u_2 = M_{BR,vl,soll}$	Sollbremsmoment, vorne links
$u_3 = M_{BR,vr,soll}$	Sollbremsmoment, vorne rechts
$u_4 = M_{BR,hl,soll}$	Sollbremsmoment, hinten links
$u_5 = M_{BR,hr,soll}$	Sollbremsmoment, hinten rechts
$z_1 = \omega_{RAD,vl}$	Radwinkelgeschwindigkeit, vorne links
$z_2 = \omega_{RAD,vr}$	Radwinkelgeschwindigkeit, vorne rechts
$z_3 = \omega_{RAD,hl}$	Radwinkelgeschwindigkeit, hinten links
$z_4 = \omega_{RAD,hr}$	Radwinkelgeschwindigkeit, hinten rechts
$z_5 = \dot{x}_{KFZ}$	Fahrzeuggeschwindigkeit
$z_6 = \omega_{KAR}$	Kardanwinkelgeschwindigkeit
$z_7 = \Delta M_{KAR}$	Anteil des Torsionsmoments der Kardanwelle
$z_8 = \omega_{KW}$	Kurbelwellenwinkelgeschwindigkeit
$z_9 = \Delta M_{KW}$	Anteil des Torsionsmoments der Kurbelwelle
$z_{10} = M_{BR,vl}$	Bremsmoment, vorne links
$z_{11} = M_{BR,vr}$	Bremsmoment, vorne rechts
$z_{12} = M_{BR,hl}$	Bremsmoment, hinten links
$z_{13} = M_{BR,hr}$	Bremsmoment, hinten rechts
$z_{14} = M_{SKG}$	Moment der Schubkurbelgetriebe
$y_1 = \dot{x}_{KFZ}$	Fahrzeuggeschwindigkeit
$y_2 = \Delta \omega$	Drehzahldifferenz zwischen Motor und Hinterräder
$y_3 = \omega_{DIF} r_{RAD} - \dot{x}_{KFZ}$	Quasischlupf
$y_4 = \omega_{RAD,vl}$	Radwinkelgeschwindigkeit, vorne links
$y_5 = \omega_{RAD,vr}$	Radwinkelgeschwindigkeit, vorne rechts
$y_6 = \omega_{RAD,hl}$	Radwinkelgeschwindigkeit, hinten links
$y_7 = \omega_{RAD,hr}$	Radwinkelgeschwindigkeit, hinten rechts

$$\dot{z}_4 = \frac{1}{\Theta_{RAD}} \left(\frac{K_{AA}}{2} \left(z_7 + d_{KAR} \left(z_6 - \frac{K_{AA}}{2} (z_3 + z_4) \right) \right) - z_{13} - \dots \right)$$

$$\dot{z}_5 = \frac{1}{m_{KFZ}} \left(\sum_i (\mu_i(z_i, z_5) - f_{RAD}) F_{z,i}(\dot{z}_5) - \frac{c_w}{2} A_{KFZ} \rho_L z_5^2 \right)$$

$$\dot{z}_6 = \frac{1}{\Theta_{KAR}} \left(\frac{d_{KAR} K_{AA}}{2} (z_3 + z_4) - d_{KAR} z_6 - z_7 + K_{Gang} d_{KW} z_8 + K_{Gang} z_9 \right)$$

$$\dot{z}_7 = c_{KAR} \left(z_6 - \frac{K_{AA}}{2} (z_3 + z_4) \right)$$

$$\begin{aligned}
\dot{z}_8 &= \frac{1}{\Theta_{KW}} (d_{KW}(K_{Gang}z_6 - z_8) - z_9 + z_{14}) \\
\dot{z}_9 &= c_{KW}(z_8 - K_{Gang}z_6) \\
\dot{z}_{10} &= \frac{1}{T_{BR}} (-z_{10} + u_2(t - T_{BR,T})) \\
\dot{z}_{11} &= \frac{1}{T_{BR}} (-z_{11} + u_3(t - T_{BR,T})) \\
\dot{z}_{12} &= \frac{1}{T_{BR}} (-z_{12} + u_4(t - T_{BR,T})) \\
\dot{z}_{13} &= \frac{1}{T_{BR}} (-z_{13} + u_5(t - T_{BR,T})) \\
\dot{z}_{14} &= \frac{1}{T_{MOT}} (-z_{14} + H_u \mu_{MOT}(z_8, z_{14}) u_1(t - T_A(z_8)))
\end{aligned}$$

und die Ausgangsgleichungen

$$\begin{aligned}
y_1 &= z_5 \\
y_2 &= z_8 - \frac{K_{Gang}K_{AA}}{2}(z_3 + z_4) \\
y_3 &= \frac{r_{RAD}}{2}(z_3 + z_4) - z_5 \\
y_4 &= z_1 \\
y_5 &= z_2 \\
y_6 &= z_3 \\
y_7 &= z_4
\end{aligned}$$

der Zustandsraumdarstellung. Um die implizite Zustandsgleichung für \dot{z}_5 zu entschärfen, werden die Radlasten $F_{z,i}$ als konstant angesetzt. Damit lassen sich die Gleichungen in der Form

$$\dot{\mathbf{z}} = \mathbf{f}(\mathbf{z}, \mathbf{u}) \quad (10-14)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{Cz} \quad (10-15)$$

schreiben.

10.3 Linearisierung der Zustandsraumdarstellung

Für die meisten Reglerentwurfsverfahren wird ein lineares, zeitinvariantes Modell der Strecke vorausgesetzt. Um dieser Voraussetzung Rechnung zu tragen, wird Gleichung (10-14) um einen Arbeitspunkt $\mathbf{z}_0, \mathbf{u}_0$ linearisiert, d.h. in eine Taylor-Reihe entwickelt [148]. Voraussetzung hierfür ist lediglich die zweimalige stetige Differenzierbarkeit von $\mathbf{f}(\mathbf{z})$ in der Umgebung von \mathbf{z}_0 , was bei dem hier

vorliegenden System gegeben ist.

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}) \approx \mathbf{f}(\mathbf{z}_0) + \begin{pmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial z_1}(\mathbf{z}_0) & \cdots & \frac{\partial f_1}{\partial z_n}(\mathbf{z}_0) \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial f_m}{\partial z_1}(\mathbf{z}_0) & \cdots & \frac{\partial f_m}{\partial z_n}(\mathbf{z}_0) \end{pmatrix} (\mathbf{z} - \mathbf{z}_0) \quad (10-16)$$

Wird nun (10-14) nach (10-16) linearisiert

$$\Delta \dot{\mathbf{z}} \approx \mathbf{f}(\mathbf{z}_0, \mathbf{u}_0) + \left. \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{z}} \right|_{\mathbf{z}_0, \mathbf{u}_0} \Delta \mathbf{z} + \left. \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{u}} \right|_{\mathbf{z}_0, \mathbf{u}_0} \Delta \mathbf{u}, \quad (10-17)$$

so erhält man eine lineare, zeitinvariante Zustandsraumdarstellung mit $\mathbf{f}(\mathbf{z}_0, \mathbf{u}_0) = \mathbf{0}$. Dabei besitzt dieses lineare System folgende immanente Nachteile. So muß die Linearisierung für jeden Gang und -- falls man dies nicht als Störgröße ansieht -- für jeden Untergrund vorgenommen werden. Somit erhält man eine Vielzahl von linearisierten Streckenbeschreibungen entsprechend der Anzahl der Übersetzungsstufen oder der gewählten Arbeitspunkte. Außerdem besitzt die $\mu(s)$ Kurve zwar einen anfänglich linearen Verlauf, jedoch können sich bei konstantem Schlupf Fahrzeug- und Radwinkelgeschwindigkeiten -- die Zustandsgrößen, um die linearisiert wird -- in weiten Bereichen ändern. Daher gibt es keinen klassischen Arbeitspunkt. Die Motivation zur Linearisierung wird trotz dieser Nachteile später erst ersichtlich, soll aber hier schon einmal kurz angedeutet werden.

Ein Regler, der Schlüpfe und Schwingungen regeln soll, hat somit gewissen Robustheitsanforderungen gerecht zu werden, da es ja nicht den klassischen Arbeitspunkt gibt. Durch die Linearisierung behalten die Koeffizienten der Systemmatrizen ihre physikalische Aussagefähigkeit bei, Abschätzungen über Unsicherheiten -- z.B. wechselnde Fahrbahnoberflächen -- werden so erleichtert und entbehren nicht einer gewissen Realitätsnähe.

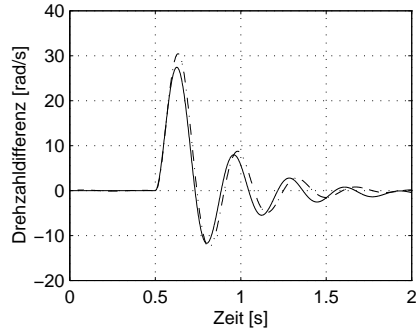
In dieser Arbeit wurden vier Arbeitspunkte jeweils im mittleren Motordrehzahlbereich der einzelnen Gänge ermittelt. Das System wurde mit einem einfachen PI-Regler auf konstante Fahrzeuggeschwindigkeiten gehalten und somit \mathbf{z}_0 und \mathbf{u}_0 bestimmt.

Bild 10-7 zeigt im Vergleich, wie das Originalsystem (strichpunktierte Linie) und das linearisierte System (durchgezogene Linie) auf einen Sprung der eingespritzten Masse mit den jeweiligen Drehzahldifferenzen reagieren.

10.3.1 Untersuchung der Systemeigenschaften

Das linearisierte System aus (10-17) wird nun auf Eigenwerte, Steuerbarkeit und Beobachtbarkeit hin untersucht. Da es sich um ein Mehrgrößensystem handelt, das auch mehrfache Eigenwerte besitzt, werden jeweils die Kriterien von HAUTUS

Bild 10-7. Vergleich der Sprungantworten bei einer Anregung am Motor



angewendet, die man in [68] findet. Das dynamische System

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{z}} &= \mathbf{A}\mathbf{z} + \mathbf{B}\mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{z} + \mathbf{D}\mathbf{u}\end{aligned}\quad (10-18)$$

ist genau dann steuerbar, wenn für jeden Eigenwert λ_i die Bedingung

$$\text{Rang}[\lambda_i \mathbf{I} - \mathbf{A}\mathbf{B}] = n \quad (10-19)$$

erfüllt ist. Beobachtbarkeit liegt bei der Bedingung

$$\text{Rang}[\lambda_i \mathbf{I} - \mathbf{A}\mathbf{C}] = n \quad (10-20)$$

vor. Da die Linearisierung pro Gang um jeweils einen Arbeitspunkt vorgenommen wurde, erhält man auch vier Systeme, auf die die obige Untersuchung angewendet werden muß. Unabhängig von den Arbeitspunkten lassen sich jedoch zwei Aussagen treffen. Es existiert jeweils ein Eigenwert in der rechten λ -Ebene. Das System ist damit instabil. Dies wird für den stationären Zustand plausibel, in dem vereinfachend

$$\omega_{RAD,h} = C_1 + \int C_2 m_{inj} - C_3 \dot{x}_{KFZ} dt$$

gilt. Im realen System ist der Koeffizient C_3 im Gegensatz zum linearisierten System nicht konstant und hält das System stabil. Weiterhin ist zum Beispiel der Luftwiderstand aus (10-12) abhängig vom Quadrat der Geschwindigkeit. Die Bedingungen in (10-19) und (10-20) werden für alle vier Systeme erfüllt. In der Praxis, das heißt bei der Reglerverifikation am ursprünglichen Modell, gibt es jedoch einige Probleme. Um diese Problematik zu erläutern, muß man der Frage nachgehen, was die Steuerbarkeitsbedingung meint [68]. Das System aus (10-18)

[...] heißt steuerbar, wenn sein Zustandspunkt \mathbf{z} durch geeignete Wahl des Steuervektors \mathbf{u} in endlicher Zeit aus dem beliebigen Anfangszustand \mathbf{z}_0 in den Endzustand $\mathbf{0}$ bewegt werden kann.

Die *geeignete Wahl des Steuervektors* ist dabei das Problem, da ja zum Beispiel die Bremsen nicht zum positiven Beschleunigen der Räder benutzt werden können. Deshalb sind die oben getroffenen Aussagen nur eingeschränkt und mit Vorsicht

zu bewerten.

Teil III

Sensorik

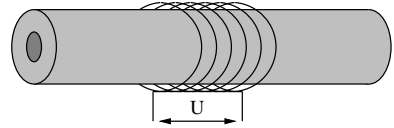
11 Magnetoelastischer Drucksensor

11.1 Meßidee

In einem Direkteinspritzsystem kommt bei der Zumessung des Kraftstoffs auf die einzelnen Zylinder dem Injektor die größte Bedeutung zu. Er setzt die von der Motorsteuerung kommenden Signale um in eine Änderung des effektiven Öffnungsquerschnitts. Die Einspritzrate des Kraftstoffs hängt im wesentlichen ab vom effektiven Düsenöffnungsquerschnitt und von der Druckdifferenz zwischen dem Druck im Injektor unmittelbar vor der Düse und dem Druck im Brennraum, in dem eingespritzt wird. Der Düsenöffnungsquerschnitt ist dabei eine Funktion des Nadelhubs, und dieser eine Funktion der Ansteuerungsspannung am piezoelektrischen Aktor. Die Druckdifferenz an der Düse ist jedoch unbekannt. Zwar wurde in Abschnitt 6.7 ein prinzipieller Verlauf des Drucks vor der Injektornadel ermittelt, aber dies entspricht keiner Messung, da z.B. die Alterungs- bzw. Temperaturdrift keine exakte Prädiktion des Druckverlaufs über den gesamten Nutzungsbereich bzw. -zeitraum ermöglicht.

Die Bestimmung des Druckverlaufs ist prinzipiell durch einen schnellen Hochdrucksensor durchführbar. Neben der Integration in den Injektor, stellt der Kostengrund ein Hindernis für die Verwendung in der Praxis dar. Ziel ist es mit Hilfe eines einfacheren und kostengünstigeren Verfahrens den Druckverlauf bestimmen zu können. Dies geht aber oftmals auf Kosten der Meßgenauigkeit bzw. -fähigkeit. In Abschnitt 6.3 wurde als eine unbekannte Größe für den Injektor die Einspritzverzugszeit T_{EV} als Zeit zwischen Ansteuerungsbeginn t_{AB} und Einspritzbeginn t_{EB} definiert. Der Einspritzbeginn t_{EB} macht sich durch einen Druckabfall auf der Hochdruckzuleitung bemerkbar. Hierbei ist weniger die Höhe des Druckabfalls sondern der Beginn von Interesse. Eine exakte Bestimmung der Verzugszeit T_{EV} ist dabei gar nicht gefordert, da selbst bei der Höchstdrehzahl von 5500 min^{-1} eine Winkeländerung von 1° eine Zeitdauer von $30 \mu\text{sec}$ benötigt. Eine Variation des Einspritzbeginns t_{EB} von $0,5^\circ$ ist tolerierbar, sodaß die Verzugszeit mit einer Genauigkeit von $15 \mu\text{sec}$ bestimmt werden muß. Die Bestimmung des Druckabfalls läßt sich einfacher bewerkstelligen, als die Messung des Drucks.

Ausgangspunkt für den Drucksensor ist ein neues Verfahren, das es erlaubt, den Druck von außen zu messen, ohne in die Leitung einzugreifen. Dabei werden aufgrund von Druckänderungen in der Einspritzleitung mit Hilfe des magnetoelastischen Effekts dessen magnetischen Eigenschaften verändert. Eine Spule

Bild 11-1. Theoretischer Aufbau des Drucksensors

registriert diese Veränderung als Induktionsspannung. Diese stellt die Meßgröße dar.

Als Voraussetzung für die Herleitung der Eigenschaften des Drucksensors geht man von einem unendlich langen Rohr mit dem Innendurchmesser r_i und dem Außendurchmesser r_a aus, auf dem sich eine ideale, dimensionslose Spule mit N Windungen befindet. Der Druck im Inneren des Rohres soll am Ort der Spule gemessen werden. (Bild 11-1)

11.2 Physikalische Grundlagen

11.2.1 Magnetismus

Magnetische Stoffe sind Materialien, die durch ein magnetisches Feld beeinflusst werden. Es gibt verschiedene Arten des Verhaltens magnetischer Stoffe in Anwesenheit eines äußeren Magnetfelds. Nach der Art dieses Verhaltens gliedert man die magnetischen Stoffe in Dia-, Para- und Ferromagnete. Das magnetische Verhalten wird von den Elektronen der Atome bestimmt, die durch ihre Bewegung ein magnetisches Moment besitzen. Die Bewegung setzt sich aus Bahnbewegung und Spin zusammen. Da Atome mehrere Elektronen mit verschiedenen Bahnen und Spins enthalten, gibt es für das resultierende magnetische Moment eines Atoms zwei Möglichkeiten:

1. Die magnetischen Momente der einzelnen Elektronen überlagern sich so, daß sie sich gegenseitig aufheben. Das Atom besitzt insgesamt also kein magnetisches Moment. Dies ist zum Beispiel bei Elementen mit vollständig gefüllten Elektronenschalen (He, Ne, . . .) der Fall. Diese Stoffe zeigen diamagnetisches Verhalten.
2. Aus der Überlagerung der magnetischen Momente der Elektronen bleibt für jedes einzelne Atom ein resultierendes magnetisches Moment. Man kann die Atome also als magnetische Dipole betrachten. Stoffe mit dieser Eigenschaft zeigen para- oder ferromagnetisches Verhalten.

11.2.1.1 Paramagnetismus

Nach der Theorie von Langevin setzt sich ein Paramagnet aus Atomen zusammen, bei denen sich magnetischen Momente nicht gegenseitig auslöschen, das einzelne Atom also ein magnetisches Moment besitzt. Legt man ein äußeres Magnetfeld an, so werden sich die magnetischen Momente, die zuvor in ihrer Richtung

zufällig verteilt waren, in Richtung des angelegten Magnetfelds orientieren. Diesem Bestreben entgegen wirkt die thermische Bewegung, so daß sich nur eine teilweise Ausrichtung der magnetischen Momente in Richtung des äußeren Felds ergibt, die mit steigender Temperatur zusehends abnimmt.

11.2.1.2 Ferromagnetismus

Auch ferromagnetische Materialien setzen sich aus Atomen zusammen, die ein resultierendes magnetisches Moment besitzen. Anders als bei paramagnetischen Stoffen aber richtet sich bei ferromagnetischen Stoffen die magnetischen Momente benachbarter Atome von selbst parallel aus, denn es existiert eine starke Wechselwirkung zwischen den einzelnen Atomen, die sogenannte Austauschwechselwirkung. Für die Ausrichtung des magnetischen Moments der Atome gibt es Richtungen, die energetisch günstiger sind als andere. Diese Tatsache nennt man Kristallanisotropie. Die Ursache dafür liegt in der Spin-Bahn-Kopplung, mit der ein Zusammenhang zwischen Richtung des magnetischen Moments und der äußeren Gestalt eines Atoms gemeint ist. Ein Atom ordnet sich im Kristallgitter eher in die sogenannten Vorzugsrichtungen an, als in die anderen. Mit dieser Anordnung in eine der Vorzugsrichtungen ist auch die Richtung des magnetischen Moments festgelegt. Beim Eisen beispielsweise sind die Vorzugsrichtungen des magnetischen Moments die $[111]$ -Richtungen, also die Kristalldiagonalen. Aus energetischen Gründen richten sich die magnetischen Momente der Atome allerdings nur gebietsweise parallel aus. Man nennt diese Gebiete auch *Weiss'sche Bezirke* oder *Domänen*. Der Energiezustand bei vollständiger Parallelausrichtung innerhalb eines Ferromagneten ist größer als der der Grenzbereiche der Domänen. Legt man ein äußeres Magnetfeld an, so wird die Richtung dieses äußeren Feldes die energetisch günstigere für die Ausrichtung der magnetischen Momente der Atome. Dies hat zur Folge, daß die Domänen, deren Orientierung in Richtung des äußeren Feldes liegen, sich vergrößern, indem die benachbarten Atome an den Grenzen dieser Domänen die Orientierung ihres magnetischen Moments wechseln. Die Wände zwischen den Domänen verschieben sich also so, daß die in Feldrichtung orientierten Domänen auf Kosten der anderen größer werden. Sobald sich die energetisch günstigen Domänen so weit vergrößert haben, daß der Ferromagnet nur noch aus einer einzigen Domäne besteht, kann die Richtung des gesamten magnetischen Moments nur noch durch Drehprozesse geändert werden, d.h. die Richtung des magnetischen Moments wird aus ihrer Vorzugslage heraus in Richtung des äußeren Felds gedreht.

Dieses Verhalten spiegelt sich in der Hysteresekurve (Bild 11-2) wieder, die entsteht, wenn man die Magnetisierung eines Ferromagneten als Funktion eines äußeren Magnetfelds aufträgt. Ausgehend vom unmagnetischen Material führt ein zunehmendes äußeres Magnetfeld zuerst durch reversible, dann durch irreversible Wandverschiebungen zu einer Zunahme der Magnetisierung bis nur noch eine

Bild 11-2. Ferromagnetische Hysteresekurve

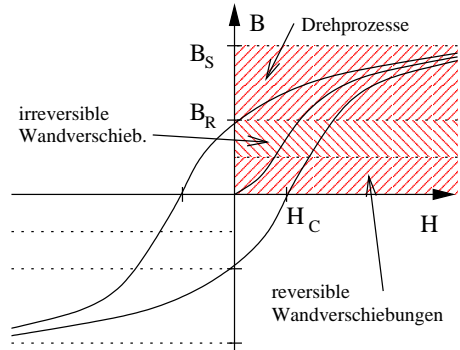
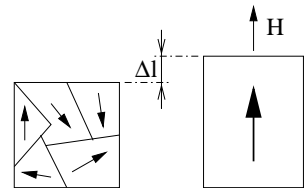


Bild 11-3. Längenänderung bei magnetischer Sättigung und positiver Magnetostraktion [43]



Domäne existiert. Bei weiterer Zunahme des äußeren Feldes ist es, wie oben angesprochen, nur noch möglich, die Magnetisierung durch Drehprozesse zu erhöhen. Die Magnetisierung nähert sich jetzt langsam der Sättigungsmagnetisierung B_S .

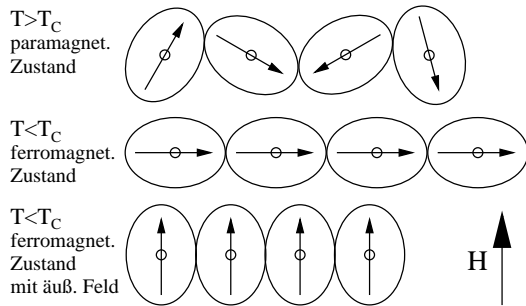
Die irreversiblen Wandverschiebungsprozesse während des Magnetisierungsvorgangs sind dafür verantwortlich, daß mit abnehmendem äußeren Feld die Magnetisierung zwar abnimmt, aber ausgehend vom unmagnetisierten Material immer vorhanden bleibt. Dies geht so weit, daß selbst bei verschwundenen äußeren Feld noch eine resultierende Magnetisierung vorhanden ist. Diese bezeichnet man als *Remanenz* B_R . Um das Material wieder vollständig magnetisch zu neutralisieren, ist die sogenannte *Koerzitivfeldstärke* H_C (in negativer Richtung) notwendig.

11.2.2 Magnetostraktion und Magnetoelastik

Unter Magnetostraktion bezeichnet man die Tatsache, daß sich unter Einwirkung eines äußeren Magnetfeldes die Abmessungen einer ferromagnetischen Probe ändern (Bild 11-3). Der magnetoelastische Effekt kann als Umkehrung der Magnetostraktion angesehen werden, den ihm liegen die selben Mechanismen zugrunde.

Die Änderung der Abmessung einer Probe durch Magnetostraktion ist aus zwei Anteilen zusammengesetzt. Sie besteht aus einer volumeninvarianten Gestaltsänderung (Joule-Magnetostraktion) und einer gestaltsinvarianten Volumenänderung (Volumenmagnetostraktion). Bei den meisten Materialien ist der Anteil der Volumenmagnetostraktion verschwindend kleine gegenüber der Joule-Magnetostraktion, so daß man davon ausgehen kann, daß das Volumen weitgehend konstant

Bild 11-4. Schematische Darstellung des Magnetostruktionsmechanismus innerhalb einer Domäne unter der Annahme einer starken Spin-Bahn-Kopplung



bleibt. Setzt man die maximale Längenänderung bei magnetischer Sättigung ins Verhältnis zur ursprünglichen Länge, so erhält man als Quotient die Sättigungsmagnetostruktion $\lambda_S = \frac{\Delta l}{l}$.

Die physikalische Ursache der Magnetostruktion ist eine schwache Kopplung zwischen Spinmoment und der Bahn eines Elektrons. Unter Einwirkung eines äußeren Magnetfelds werden die Spinmomente (magnetische Momente) gedreht. Bild 11-4 verdeutlicht diesen Mechanismus unter der Annahme einer starken Spin-Bahn-Kopplung. Dargestellt sind hier die Atome innerhalb einer Domäne mit ihren Atomkernen (Punkte), den Elektronenbahnen (Ellipsen) und die Richtung ihres magnetischen Moments (Pfeil).

Die obere Reihe zeigt den Zustand oberhalb der Curie-Temperatur T_C , bei dem die magnetischen Momente nicht parallel ausgerichtet, sondern völlig zufällig orientiert sind. Dieser Zustand ist mit einem paramagnetischen Material vergleichbar. Sinkt die Temperatur unter den Wert der Curie-Temperatur T_C , so geht das Material in den ferromagnetischen Zustand über, indem sich die benachbarten magnetischen Momente domänenweise parallel ausrichten (mittlere Reihe). In der unteren Reihe ist der Einfluß eines äußeren Magnetfelds auf das ferromagnetische Material dargestellt. Die magnetischen Momente und damit auch die Elektronenbahnen drehen sich in Richtung des äußeren Felds.

Die nach E. VILLARI [195] benannte Umkehrung der Magnetostruktion bedeutet eine Änderung der Magnetisierung unter Einwirkung einer äußeren Kraft auf das Material. Je nach Vorzeichen der Magnetostruktionskonstanten eines Materials bewirkt eine Zugspannung auf das Material eine Zunahme oder Abnahme der Magnetisierung in Spannungsrichtung. Das bedeutet, daß sich die Hysteresekurve des Materials unter Spannungen verzerrt. In Bild 11-5 ist die Hysterese eines Materials mit negativer Magnetostruktion dargestellt.

Eine von außen auf die Probe einwirkende Kraft bewirkt, daß sich die Elektronenbahnen drehen. Durch die Kopplung von Spin und Elektronenbahn ist damit eine Drehung der Richtung des magnetischen Moments verbunden. Das Bild 11-6 [150] zeigt den Einfluß sowohl eines äußeren Felds, als auch einer äußeren Kraft.

Das hier dargestellte Beispiel entspricht einem Material, dessen magnetische

Bild 11-5. Einfluß von Spannung σ auf die Hysteresekurve eines Materials mit negativer Magnetostraktion

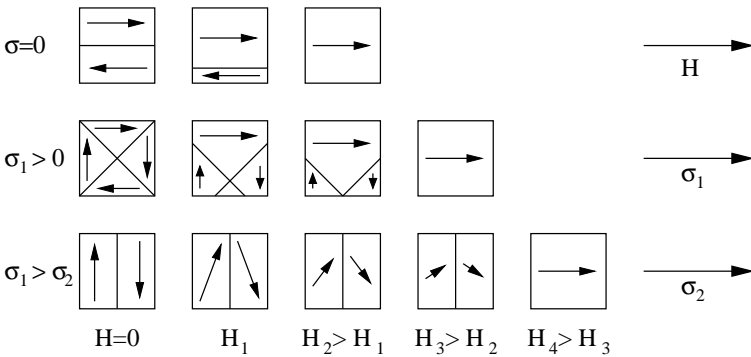
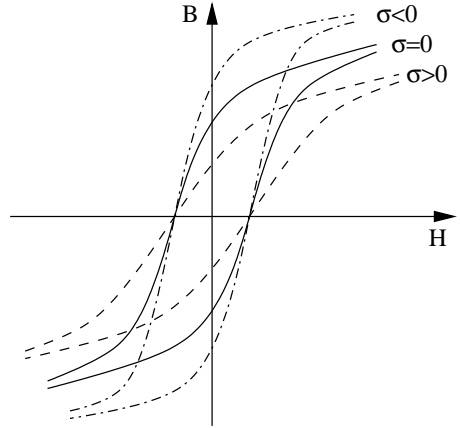


Bild 11-6. Darstellung der Magnetisierungsvorgänge bei äußerer Kraft und äußerem Feld für ein Material mit negativer Magnetostraktion[150]

Vorzugsrichtungen bedingt durch die Kristallanisotropie parallel zum äußeren Feld liegen. Die Magnetostruktionskonstante dieses Stoffes ist negativ, d.h. unter Einfluß eines äußeren Feldes ist eine Verkürzung des Materials in Feldrichtung zu beobachten bzw. eine äußere Zugspannung verursacht eine Abnahme der Elementardipole durch äußere Einflüsse bestimmt wird. Die Lage des Minimums der Energie bestimmt die Orientierung der magnetischen Momente bei festen äußeren Bedingungen. Ändert sich eine äußere Kraft, so verschiebt sich die Lage des Energieminimums und mit ihm die Richtung des magnetischen Moments. Dabei sind neben den hier dargestellten noch weitere Kräfte auf die Elementardipole zu berücksichtigen.

11.3 Modellbildung

Das Modell für den magnetoelastischen Effekt in [253] läßt sich gut aus phänomenologischen Überlegungen herleiten, indem man eine Energiebetrachtung unter der Bedingung anstellt, daß sich die magnetischen Momente der Elementardipole in die Richtung mit der geringsten Energie einstellen. Dabei bedeutet Magnetoelastik die Umwandlung von mechanischer in magnetischer Energie [78]. Es sind also alle jene Beiträge zur Energie von Belang, die von der Richtung des magnetischen Moments abhängig sind. Diese Energien resultieren aus den sogenannten Anisotropien, d.h. die Tatsache, daß einige Orientierungen energetisch günstiger sind als andere. Die verschiedenen Beiträge zur Energie werden allgemein vorgestellt, danach unter dem Aspekt eines polykristallinen Materials betrachtet und zum Schluß auf die Bedingungen einer rohrförmigen Leitung mit radialem Druck spezifiziert. Abschließend wird die induzierte Spannung bestimmt und größenordnungsmäßig abgeschätzt.

11.3.1 Energiebetrachtung

11.3.1.1 Kristallanisotropie

Bereits ohne äußere Einflüsse ist in manchen Stoffen die Energie der Elementardipole abhängig von der Richtung des magnetischen Moments. Die Ursache für diesen Effekt liegt darin, daß die Kristallstruktur die Bahn der Elektronen und aufgrund der Spin-Bahn-Kopplung auch das magnetische Moment der Elementardipole beeinflusst [44]. Im Eisen z.B. bilden die $[111]$ -Richtungen des Kristallgitters die sogenannten leichten Richtungen des magnetischen Moments. Der Betrag der Energiedichte, die der Kristallanisotropie zuzuschreiben ist, wird in [44] beschrieben.

$$e_k = k_0 + k_1 (\alpha_1^2 \alpha_2^2 + \alpha_2^2 \alpha_3^2 + \alpha_3^2 \alpha_1^2) + k_2 (\alpha_1^2 + \alpha_2^2 + \alpha_3^2) + \dots \quad (11-1)$$

Hierbei sind k_n die Kristallanisotropiekonstanten und α_n die Cosinus der Winkel zwischen dem magnetischen Moment und den Kristallachsen. Eine qualitative Darstellung dieser Energiedichte in der (001)-Ebene hat das Bild 11-7 [44]

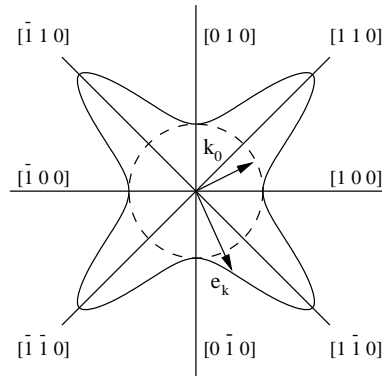
11.3.1.2 Formanisotropie

Wird ein magnetischer Körper magnetisiert, so bilden sich an seinen Enden Pole. Von diesen Polen geht das sogenannte Entmagnetisierungsfeld H_E aus, das dem äußeren Feld entgegenwirkt.

$$H_E = \frac{N}{\mu_0} J \quad (11-2)$$

Einen wichtigen Einfluß auf dieses Entmagnetisierungsfeld haben die Abmessungen des Körpers in Feldrichtung. Diese Tatsache kommt im sogenannten Entmagnetisierungsfaktor N zum Ausdruck, der für jede Richtung des Körpers neu

Bild 11-7. Kristallanisotropie in einer der Kristallebenen [44]



berechnet werden muß und die Stärke des Entmagnetisierungsfelds bei vorgegebenem äußeren Feld angibt. Es existiert also eine Anisotropie, die durch die Form des Körpers bestimmt wird.

Da das Rohr in Längsrichtung unendlich größer ist als in radialer Richtung, und die Magnetisierung entlang der Längsachse geschieht, kann man die Einflüsse des Entmagnetisierungsfelds entlang dieser Achse vernachlässigen.

11.3.1.3 Energie eines magnetischen Dipols im äußeren Feld

Im Magnetfeld erfährt ein magnetischer Dipol eine Kraft, die ihn in Richtung des Feldes drehen läßt. Die Energiedichte eines Dipols im äußeren Feld läßt sich damit durch

$$e_H = -HJ \cos \varphi \quad (11-3)$$

mit dem Winkel φ zwischen Polarisation J und äußerem Feld H angegeben.

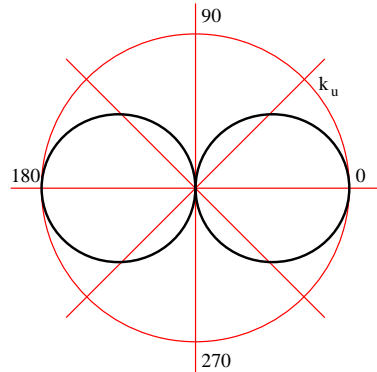
11.3.1.4 Induzierte uniaxiale Anisotropie

Die Vorgeschichte eines Materials hat einen starken Einfluß auf seine Eigenschaften. Beispielsweise werden einem polykristallinen Material (z.B. Eisen, Stahl) bei der Herstellung (z.B. Walzvorgänge, magnetische Einflüsse beim Abkühlen unter die Curie-Temperatur, . . .) Strukturen eingepreßt [24, 112]. Diese sogenannten Texturen führen zu Anisotropien der Magnetisierung in einer Richtung. Die daraus resultierende Energiedichte läßt sich mit der dazu gehörigen Anisotropiekonstanten k_u und dem Winkel ν zwischen Magnetisierung und Vorzugsrichtung durch

$$e_u = k_u \cdot \cos^2 \nu \quad (11-4)$$

berechnen. (Bild 11-8)

Bild 11-8. Energiedichte der induzierten uniaxialen Anisotropie



11.3.1.5 Spannungsanisotropie

Bei einem äußeren Feld wird die Änderung der Länge einer Probe in Feldrichtung bei vollständiger Sättigung durch Magnetostriktion durch

$$\lambda_S = \frac{\Delta l}{l} = \frac{3}{2} \lambda_{100} \left(\alpha_1^2 \beta_1^2 + \alpha_2^2 \beta_2^2 + \alpha_3^2 \beta_3^2 - \frac{1}{3} \right) + 3 \lambda_{111} (\alpha_1 \alpha_2 \beta_1 \beta_2 + \alpha_2 \alpha_3 \beta_2 \beta_3 + \alpha_3 \alpha_1 \beta_3 \beta_1) \quad (11-5)$$

angegeben [44]. Dabei sind α die Cosinus der Winkel zwischen Magnetisierung und den Kristallachsen, β die Cosinus zwischen λ_S und den Kristallachsen, λ_S die relative Längenänderung zwischen vollständig unmagnetisierten und gesättigtem Zustand und λ_{100} bzw. λ_{111} die Werte von λ_S in $[100]$ - bzw. $[111]$ -Richtung.

Umgekehrt folgt einer Zug- bzw. Druckspannung eine Änderung der Magnetisierung. Voraussetzung ist jedoch, daß schon eine geringe Magnetisierung im Material vorhanden ist, da die mechanische Spannung symmetrisch ist und sich ohne vorhandene Magnetisierung im Material in positiver und negativer Richtung aufheben würde [43]. Hieraus folgt die hiermit verbundene Energiedichte [44]

$$e_S = -\frac{3}{2} \lambda_{100} \sigma \left(\alpha_1^2 \beta_1^2 + \alpha_2^2 \beta_2^2 + \alpha_3^2 \beta_3^2 - \frac{1}{3} \right) + 3 \lambda_{111} \sigma (\alpha_1 \alpha_2 \beta_1 \beta_2 + \alpha_2 \alpha_3 \beta_2 \beta_3 + \alpha_3 \alpha_1 \beta_3 \beta_1), \quad (11-6)$$

wobei α die Cosinus der Winkel zwischen der Magnetisierung und den Kristallachsen und β die Cosinus der Winkel zwischen der Spannung und den Kristallachsen sind.

11.3.2 Verhältnisse im polykristallinen Material

Die bisher betrachteten Verhältnisse sind die eines Einkristalls, bei denen einer Probe Kristallachsen und entsprechende Symmetrien zugeordnet werden können.

Eisen und Stahl besitzen hingegen die komplizierte Struktur eines Polykristalls, der sich dadurch auszeichnet, daß er sich aus vielen mikroskopisch kleinen Einkristallen (sogenannten Körnern) zusammensetzt. Diese Körner sind in ihrer Orientierung rein zufällig verteilt, so daß dem gesamten Material keine Kristallachsen zugeordnet werden können.

11.3.2.1 Kristallanisotropie im Polykristall

Durch die zufällige Orientierung der Körner heben sich die Kristallanisotropien der einzelnen Körner im Mittel gegenseitig auf. Die gesamte Probe zeigt also keine Kristallanisotropie [44]. Die Energiedichte ist konstant: $e_K = const.$

11.3.2.2 Spannungsanisotropie im Polykristall

Im polykristallinen Material gibt es nur eine einzige Konstante λ_p , die einen Mittelwert über alle Kristallrichtungen darstellt. Dieser Mittelwert wird laut [24, 44] durch

$$\lambda_p = \frac{1}{5} (2\lambda_{100} + 3\lambda_{111}) \quad (11-7)$$

bestimmt. Aus der Magnetostriktion im Winkel ϕ zur Magnetisierung

$$\lambda_\phi = \frac{3}{2} \lambda_p \left(\cos^2 \phi - \frac{1}{3} \right) \quad (11-8)$$

folgt damit die Spannungsanisotropieenergiedichte

$$e_S = -\frac{3}{2} \lambda_p \sigma \cos^2 \phi \quad (11-9)$$

mit dem Winkel ϕ zwischen Magnetisierung und Spannung σ [44]. Dabei stellt der Winkel einen Mittelwert aus den Winkeln der Magnetisierungen aller einzelnen Körnern dar, so wie sich auch die resultierende Magnetisierung aus Beiträgen von Körnern aller Orientierungen zusammensetzt.

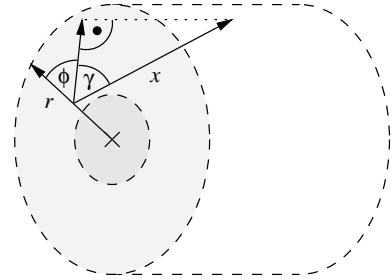
11.3.3 Berücksichtigung der Geometrie der Meßanordnung

Zur weiteren Berechnung unter Berücksichtigung der Geometrie der Meßanordnung werden zwei Winkel γ und ϕ eingeführt. γ ist der Winkel zwischen der Magnetisierung \vec{x} und dessen Projektion zur senkrechten Rohrebene. ϕ ist der Winkel zwischen der Projektion und dem Radiusvektor \vec{r} , der die Richtung der Druckkraft angibt. (Bild 11-9)

11.3.3.1 Induzierte uniaxiale Anisotropie

Die Richtung der induzierten Anisotropie liegt hauptsächlich entlang der Längsachse des Rohres, da dies die Hauptbearbeitungsrichtung bei der Herstellung ist. In der Gleichung (11-4) ist also der Cosinus des Winkels zur Längsachse gesucht.

Bild 11-9. Festlegung der Winkel γ als Winkel eines Vektors \vec{x} zu seiner Projektion in die senkrechte Schnittebene und ϕ als Winkel zwischen der Projektion und dem Radiusvektor \vec{r}



Dieser ist gleich dem Sinus des Winkels γ . Hieraus folgt für die Energiedichte durch uniaxiale Anisotropien

$$e_u = k_u \sin^2 \gamma. \quad (11-10)$$

11.3.3.2 Spannungsanisotropie

Der Druck wirkt an jedem Ort in radialer Richtung auf das Rohr. Dabei erzeugt er eine Druckspannung σ_r in radialer Richtung sowie eine Zugspannung σ_t in tangentialer Richtung

$$\begin{aligned} \sigma_r(r) &= \frac{p_i r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_a^2}{r^2}\right) - \frac{p_a r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_i^2}{r^2}\right) \\ \sigma_t(r) &= \frac{p_i r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_a^2}{r^2}\right) - \frac{p_a r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_i^2}{r^2}\right) \end{aligned}$$

mit p_i als Innendruck des Rohrs, p_a als Außendruck des Rohrs, r_i als Innenradius des Rohrs und r_a als Außenradius des Rohrs [76]. Mit $p_a \ll p_i$ und $\xi = \frac{r_a}{r_i}$ folgt hieraus

$$\sigma_r(r) = \frac{p_i}{\xi^2 - 1} \left(1 - \frac{r_a^2}{r^2}\right) \quad \sigma_t(r) = \frac{p_i}{\xi^2 - 1} \left(1 + \frac{r_a^2}{r^2}\right).$$

Für die Berechnung der Energiedichte benötigt man den Cosinus des Winkels zwischen Magnetisierung und Spannung. Da die Spannungen in feste Richtungen verlaufen, ergibt sich mit der veränderten Winkeldarstellung für die radiale und tangential Spannung

$$\cos^2 \Theta_r = \cos^2 \gamma \cos^2 \phi \quad \cos^2 \Theta_t = \cos^2 \gamma \sin^2 \phi.$$

Jede der beiden Spannungen liefert einen Beitrag zur Energiedichte.

$$\begin{aligned} e_{s_r}(r, \gamma, \phi) &= -\frac{3}{2} \lambda_p \frac{p_i}{\xi^2 - 1} \left(1 - \frac{r_a^2}{r^2}\right) \cos^2 \gamma \cos^2 \phi \\ e_{s_t}(t, \gamma, \phi) &= -\frac{3}{2} \lambda_p \frac{p_i}{\xi^2 - 1} \left(1 + \frac{r_a^2}{r^2}\right) \cos^2 \gamma \sin^2 \phi \end{aligned}$$

Für die gesamte Energiedichte durch Spannungsanisotropie folgt damit

$$e_S = -\frac{3}{2}\lambda_p \frac{p_i}{\xi^2 - 1} \cos^2 \gamma \left[\left(1 - \frac{r_a^2}{r^2}\right) \cos^2 \phi + \left(1 + \frac{r_a^2}{r^2}\right) \sin^2 \phi \right].$$

Dies ist die durch Spannungsanisotropie verursachte Energiedichte für jeden Punkt im Querschnitt des Rohres. Durch die Symmetrie des Rohres ergibt sich als Mittelwert des Winkels ϕ der Projektion der Magnetisierung in die Rohrebene zum Radius

$$\overline{\sin^2 \phi} = \frac{1}{2} \quad \overline{\cos^2 \phi} = \frac{1}{2}$$

Hieraus folgt die gesamte Spannungsanisotropieenergiedichte

$$e_S(\gamma) = -\frac{3}{2}\lambda_p \frac{p_i}{\xi^2 - 1} \cos^2 \gamma. \quad (11-11)$$

11.3.3.3 Feldenergie

Mit der Komponenten H des äußeren Feldes in Längsrichtung des Rohrs wird die Feldenergiedichte durch

$$e_H = -HJ \sin \gamma \quad (11-12)$$

beschrieben.

11.3.4 Berechnung der Magnetisierungsrichtung

Addiert man alle Beiträge der Energiedichte, so erhält man die gesamte Dichte der magnetischen Energie

$$\begin{aligned} e(\gamma) &= e_K + e_H + e_u + e_S \\ &= k_0 - HJ \sin \gamma + k_u \sin^2 \gamma - \frac{3}{2}\lambda_p \frac{p_i}{\xi^2 - 1} \cos^2 \gamma. \end{aligned} \quad (11-13)$$

Mit $\sin^2 \gamma + \cos^2 \gamma = 1$ folgt hierfür

$$e(\gamma) = k_0 + k_u - HJ \sin \gamma - \left(k_u + \frac{3}{2}\lambda_p \frac{p_i}{\xi^2 - 1} \right) \cos^2 \gamma.$$

Die Lage, die ein Dipol einnimmt, ist die eines Minimums seiner Energie. Mit der hinreichenden und notwendigen Bedingung für eine Minimum

$$\frac{de}{d\gamma} = 0 \quad \wedge \quad \frac{d^2e}{d\gamma^2} > 0$$

folgt hieraus

$$\frac{de}{d\gamma} = -HJ \cos \gamma + \left(2k_u + \frac{3}{\xi^2 - 1} \lambda_p p_i \right) \cos \gamma \sin \gamma \stackrel{!}{=} 0$$

$$\frac{d^2 e}{d\gamma^2} = HJ \sin \gamma + \left(2k_u + \frac{3}{\xi^2 - 1} \lambda_p p_i \right) (1 - 2 \sin^2 \gamma) \stackrel{!}{>} 0.$$

Für die erste Bedingung gibt es zwei Fälle.

$$\cos \gamma = 0 \quad \vee \quad \sin \gamma = \frac{HJ}{2k_u + 3\lambda_p \frac{p_i}{\xi^2 - 1}}$$

1. Der erste Fall ist nur dann erfüllt, wenn äußeres Feld und Magnetisierung parallel sind. Außerdem muß

$$HJ > 2k_u + \frac{3}{\xi^2 - 1} \lambda_p p_i$$

gelten.

2. Der zweite Fall ist physikalisch nur sinnvoll, wenn der Nenner einen positiven Wert besitzt [199], d.h. es gilt

$$2k_u > -\frac{3}{\xi^2 - 1} \lambda_p p_i.$$

Die von der Meßspule gemessene Polarisation J_M ist der Anteil der wirklich vorhandenen Polarisation J in Längsrichtung des Rohrs, d.h. es gilt

$$J_M = J \sin \gamma = \frac{HJ^2}{2k_u + \frac{3}{\xi^2 - 1} \lambda_p p_i}. \quad (11-14)$$

In der Meßspule induziert ein zeitlich veränderliches B -Feld über die Rohrquerschnittsfläche $A = \pi(r_a^2 - r_i^2)$ die Spannung

$$U_{ind} = -n \iint \dot{B} dA = -n (\mu_0 \dot{H} + \dot{J}_M) A.$$

Geht man von einem nicht veränderlichen, äußeren Feld H aus, so beschreibt

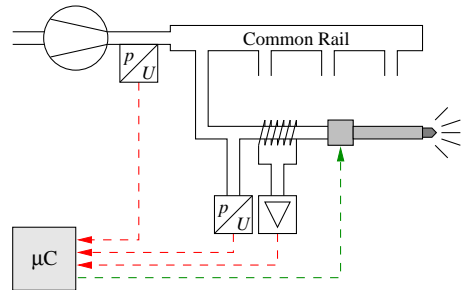
$$U_{ind} = nA \frac{\frac{3}{\xi^2 - 1} \lambda_p J^2 H}{\left(2k_u + \frac{3}{\xi^2 - 1} \lambda_p p_i \right)^2} \dot{p}_i. \quad (11-15)$$

die Gesetzmäßigkeit über die induzierte Spannung. Sie hängt von den Materialkonstanten k_u und λ_p , der Materialform ξ und A , der Anzahl der Windungen n der Polarisierung J , dem äußeren Feld H in Rohrrichtung, dem Innendruck p_i und dessen Änderung \dot{p}_i ab. Sind alle Werte konstant, so ist die induzierte Spannung ein Maß für die Innendruckänderung.

11.3.5 Abschätzung der induzierten Spannung

Um die Spannungswerte berechnen zu können, ist es nötig die Werte der Konstanten zu ermitteln. Die Werte für k_u und λ_p wurden der Literatur entnommen, wobei für beide je nach Autor teilweise sehr unterschiedliche Werte angegeben sind, die natürlich auch stark von der genauen Zusammensetzung und Herstellungsart

Bild 11-10. Struktur des Messaufbaus



des Materials abhängen. J ist die Polarisation einer remanenten Magnetisierung, die größenordnungsmäßig bei einem Drittel bis zur Hälfte der Sättigungsmagnetisierung eines harten Stahls liegen dürfte. Der Innendruck p_i orientiert sich am Mitteldruck im Common Rail und die Steigung \dot{p}_i anhand der bekannten Druckgradienten. Mit Hilfe der folgenden Werte

$$\begin{array}{lll} J = 0,3 \text{ Wbm}^{-2} & H = 20 \text{ Am}^{-1} & A = 2,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \\ k_u = 500 \text{ Jm}^{-1} & \lambda_p = 4 \cdot 10^{-5} & \xi = 3 \\ p_i = 50 \text{ MPa} & \dot{p}_i = 30 \text{ GPa s}^{-1} & n = 1000 \end{array}$$

berechnet man die induzierte Spannung

$$U_{ind} = 6,612 \text{ mV}.$$

Dieser Wert entspricht größenordnungsmäßig den in den Versuchen aufgezeichneten Spannungen.

11.4 Meßaufbau und Signalerfassung

Zur Verifizierung des magnetoelastischen Drucksensors wurde eine Meßreihe an einem Einspritzsystemprüfstand aufgenommen. Dessen Struktur ist in Bild 11-10 dargestellt.

Mit Hilfe einer Hochdruckpumpe wird ein zwischen 0 und 150 MPa einstellbarer Druck auf dem Common-Rail erzeugt. Auf der Hochdruckzuleitung für den piezoelektrischen Injektor befindet sich am Ende einer kurzen, ca. 5 mm langen Stichleitung ein Referenzdrucksensor. Etwa 2 cm nach dieser Stichleitung ist die Spule mit 1000 Windungen zur Erfassung der induzierten Spannung auf die Hochdruckleitung gewickelt.

Bei der Messung wird neben dem Referenzdrucksignal und der induzierten Spannung in der Spule auch die Ansteuerungsspannung und der Ansteuerungsstrom für den piezoelektrischen Injektor jeweils mit einer Abtastfrequenz von 2,5 MHz aufgenommen. Die spätere Verarbeitung findet auf einem PC statt.

Die Meßwerte einer Messung sind dabei beispielhaft in Bild 11-11 dargestellt. Aufgetragen ist die Ansteuerungsspannung $u(t)$, der Ansteuerungsstrom $i(t)$, der

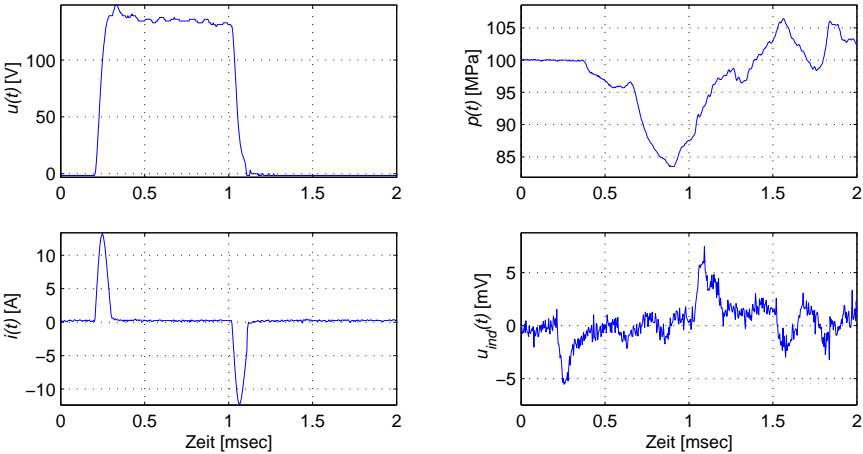


Bild 11-11. Signalverlauf während eines Einspritzvorgangs

Referenzdruck $p(t)$ und die induzierte Spannung $u_i(t)$ in der Spule während eines Einspritzvorgangs mit einem Druck von $p_0 = 100 \text{ MPa}$ auf dem Common-Rail.

Dabei erkennt man den Aufbau der Ladung im Piezokristall beim Beginn der Ansteuerung durch einen positiven Strom und den Abbau der Ladung am Ende der Ansteuerung durch einen negativen Strom. Den Beginn des Druckabfalls ca. $150 \mu\text{sec}$ nach der Ansteuerung erkennt man deutlich im Referenzdrucksignal. Desweiteren sind die abklingenden Druckschwingungen, hervorgerufen durch die Öffnung der Düsenadel, auf der Hochdruckzuleitung nach dem Einspritzvorgang deutlich sichtbar. Die induzierte Spannung $u_{ind}(t)$ hingegen besteht aus zwei Signalkomponenten. Sie enthält auf der einen Seite die Spannung $u_1(t)$, die mit Hilfe des magnetoelastischen Effekts aufgrund der Druckänderung in der Hochdruckzuleitung entstanden ist, und eine Störkomponente $u_2(t)$ der Ansteuerungssignale. Diese Störkomponente muß mit Hilfe der Signalverarbeitung herausgefiltert werden.

11.5 Signalverarbeitung

Die induzierte Spannung $u_{ind}(t)$ in der Spule setzt sich aus zwei Signalkomponenten

$$u_{ind}(t) = u_1(t) + u_2(t)$$

zusammen. Sie enthält die Spannung $u_1(t)$ aufgrund der Druckänderung in der Hochdruckzuleitung, und eine Störkomponente $u_2(t)$ der Ansteuerungssignale.

11.5.1 Störkompensation

Betrachtet man die Störeinstreuung des Ansteuerungsstroms als ein Übertragungssystem S mit der Übertragungsfunktion $G_{St}(s)$, so kann die Störkomponente $u_2(t)$ als Faltung der Impulsantwort $g_{St}(t)$ des Systems S mit dem Ansteuerungsstrom $i(t)$

$$u_2(t) = g_{St}(t) * i(t)$$

beschrieben werden. Kennt man die Übertragungsfunktion $G_{St}(s)$, so kann man die Spannung $u_1(t)$ der Druckänderung durch

$$u_1(t) = u_{ind}(t) - g_{St}(t) * i(t)$$

bestimmen. Da die Übertragungsfunktion $G_{St}(s)$ im allgemeinen nicht bekannt ist, besteht die Aufgabe darin, das System S zu schätzen. Gibt es einen Zeitbereich, in dem die gemessene induzierte Spannung $u_{ind}(t)$ in der Spule nur aus der Störkomponente $u_2(t)$ besteht, d.h. die Spannung $u_1(t)$ aufgrund der Druckänderung verschwindet -- dies ist sicherlich der Fall, wenn es keine Druckänderungen auf der Hochdruckzuleitung gibt --, so ließe sich die Übertragungsfunktion $G_{St}(t)$ mit einem Identifikationsalgorithmus bestimmen. Da die Einspritzverzugszeit T_{EV} des piezoelektrischen Injektors innerhalb eines bestimmten Bereiches liegt, ist der Zeitbereich zwischen Ansteuerungsbeginn t_{AB} und dem frühesten Zeitpunkt der Einspritzung

$$t_{EB,min} = t_{AB} + T_{EV,min}, \quad (11-16)$$

mit der untersten Grenze $T_{EV,min}$ für die Einspritzverzugszeit, für die Identifikation des Störsystems S geeignet.

Die zeitdiskrete Übertragungsfunktion $G_{St}(z)$ wird mit Hilfe eines AR-Ansatzes modelliert und aus dem Ansteuerungsstrom $i(t)$ und der induzierten Spannung $u_{ind}(t)$ in der Spule im Zeitbereich $[t_{AB}, t_{EB,min}]$ identifiziert. Das Ergebnis der Identifikation kann man in Bild 11-12 sehen.

Dabei sieht man im rechten oberen Bild die induzierte Spannung $u_{ind}(t)$ als veräusertes Signal und die rekonstruierte Störkomponente $u_2(t)$ als glatte Kurve. Die eigentlich Nutzinformation, die induzierte Spannung $u_1(t)$ aufgrund der Druckänderung, sieht man als Differenz der beiden oberen Signale im Bild darunter.

Die Spannung auf Basis des magnetoelastischen Effekts ist proportional zur Druckänderung. Integriert man die Spannung, so erhält mit dem Mittelwert den Druck in der Leitung. Dies ist in den beiden rechten Bildern zu erkennen. Oben ist der Druck im Referenzdrucksensor und unten der berechnete Druck dargestellt.

11.5.2 Bestimmung des Einspritzbeginns

Nun besteht die Aufgabe darin, anhand der rekonstruierten, induzierten Spannung $\hat{u}_1(t)$ auf den Einspritzbeginn t_{EB} zu schließen. Der Druckabfall in der Hochdruck-

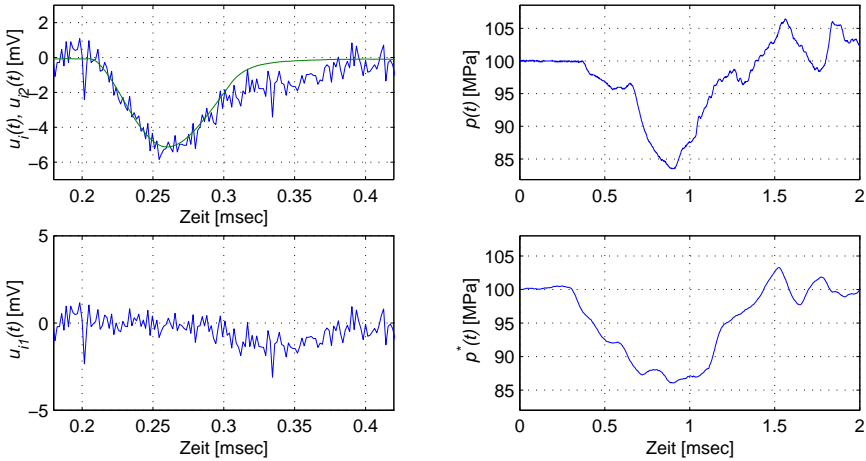


Bild 11-12. Ergebnis der Identifikation

zuleitung verursacht eine negative Spannung. Mit Hilfe eines Schwellwerts u_S , den die Spannung $u_1(t)$ unterschreiten müßte, könnte eine Detektion realisiert werden.

$$u_1(t) < u_S$$

Da der Spannung $u_1(t)$ Rauschen überlagert ist, könnte der Schwellwert bereits vor dem Einspritzbeginn unterschritten werden. Hier bestehen zwei Möglichkeiten dies zu verhindern.

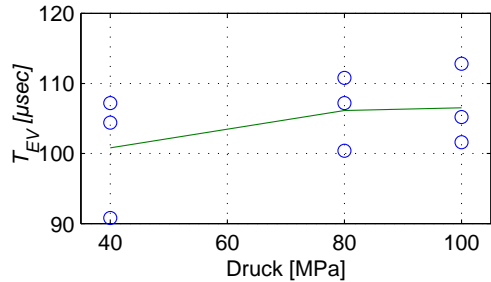
Im ersten Verfahren wertet man eine Unterschreitung zu einem bestimmten Abtastzeitpunkt t_n nur dann, wenn auch eine bestimmte Anzahl darauffolgender Abtastzeitpunkte eine Unterschreitung aufweisen, d.h. eine einmalige bzw. zu kurze Unterschreitung, die bei starken Rauschen auftreten kann, wird nicht beachtet.

Im zweiten Verfahren filtert man die Spannung $\hat{u}_1(t)$ mit einem Tiefpaßfilter. Dadurch werden die kurzzeitigen (hochfrequenten) Rauschanteile herausgefiltert. Im Vergleich zum ersten Verfahren haben Filter nicht nur eine Gruppenlaufzeit, sondern sind auch komplizierter zu implementieren. Deshalb wurde hier das erste Verfahren verwendet.

11.5.3 Auswertung

Eine genaue Bestimmung der Einspritzverzugszeit T_{EV} ist wegen der Störungen nicht durchführbar. Sie weicht vom exakten Wert ab. Im Mittel wird hier jedoch die wahre Einspritzverzugszeit T_{EV} ermittelt, da die Störungen als Mittelwertfrei betrachtet werden können. In Bild 11-13 ist das Ergebnis von neun Messungen bei drei verschiedenen Common-Rail-Drücken dargestellt.

Bild 11-13. Mittlere Einspritzverzugszeit T_{EV} bei verschiedenen Common-Rail-Drücken



Die durchgezogene Linie stellt dabei die mittlere Einspritzverzugszeit \bar{T}_{EV} dar. Dabei ist zu sehen, daß die Verzögerungszeiten bei höheren Common-Rail-Drücken ansteigen. Dies ist physikalisch begründet, da der Piezoinjektor gegen einen höheren Druck arbeiten muß.

11.6 Zusammenfassung und Ausblick

Dieser Meßversuch sollte die prinzipielle Möglichkeit der Verwendung des magnetoelastischen Effekts zur Bestimmung des Einspritzbeginns bei piezoelektrischen Injektoren zeigen. Auch wenn durch nicht ausreichende Abschirmung gegen die hohen Ansteuerungsspannungen bzw. -ströme des Injektors und durch zu geringe Sensibilität gegenüber den Druckänderungen eine genau Auswertung in der jetzigen Form nur mit hohem Rechenaufwand bewerkstelligt werden kann, so zeigt der Versuch, daß eine Detektierung des Einspritzbeginns mit Hilfe des magnetoelastischen Effekts realisierbar ist.

Der Vorteil der Verwendung des magnetoelastischen Effekts liegt in dem einfachen, robusten und kostengünstigen Aufbau des Sensors.

In Zukunft sind für eine leicht realisierbare Nutzung des magnetoelastischen Effekts zur Detektion des Einspritzbeginns noch viele Überlegungen und Verbesserungen durchzuführen. Diese sind sowohl in der Modellierung als auch in der Durchführung zu tätigen. Das Modell geht in (11-14) von einem stationären Fall aus, d.h. die Eigendynamik des Rohres durch Druckänderungen wird vernachlässigt. Gerade aber in (11-15) geht man von Druckänderungen aus.

Die Abschirmung gegen die hohen Ansteuerungsspannungen bzw. -ströme muß verbessert werden. Außerdem muß die Empfindlichkeit des Drucksensors erhöht werden. Dies erzielt man z.B. durch Verwendung anderer ferromagnetischer Materialien. Besonders geeignet sind Nickel-Eisen-Legierungen mit etwa 80% Nickelanteil, bei denen man bei mechanischen Spannungen von $100N/mm^2$ Permeabilitätsänderungen von etwa 40% erreicht. Neben diesen herkömmlichen Nickel-Eisen-Legierungen kommen aber auch amorphe Metalle in Frage. Da aus Kostengründen die Verwendung dieser Materialien für die Hochdruckzuleitung,

oder Teile von ihr, nicht in Frage kommt, ein starrer Kontakt zu der Zuleitung aber nötig ist, damit das Material bei Druckänderungen in der Leitung den gleichen mechanischen Spannungen ausgesetzt ist, könnte man sich das Aufschrumpfen eines entsprechenden Materialrings vorstellen.

Der Ring, dessen Innendurchmesser ein wenig kleiner als der Außendurchmesser der Zuleitung ist, dehnt sich durch Erwärmen bis kurz unter die Curie-Temperatur T_C aus, und paßt dann somit auf die Zuleitung. Diese Verbindung ist absolut fest und zeigt keine Alterungserscheinungen. Sie überträgt die Spannungen bei Druckänderungen auch auf den Ring. Bringt man die Spule auf den Ring an, dann wird in der Spule eine Spannung $u_{ind}(t)$ induziert, die hauptsächlich aus der Dehnung des Rings entsteht. Bei gleicher Windungszahl steigt nicht nur die induzierte Spannung, sondern auch das Signal-Rausch-Verhältnis. Eine bessere Detektion ist möglich.

12 Klopfdiagnose

12.1 Meßidee

Mit dem Begriff *Klopfen* wird ein ottomotorisches Phänomen beschrieben, bei dem die schon beim Verdichtungshub anlaufenden Vorreaktionen in dem noch unverbrannten Gemisch so stark beschleunigt werden, daß sie schließlich die letzten Frischgasanteile zu einer schlagartigen Selbstentzündung führen. Diese fast isochor verlaufende Endgasverbrennung bedingt natürlich sehr hohe Spitzendrücke und einen sehr steilen Drucksprung, der sich in Form von Druckwellen im Brennraum ausbreitet und sich dabei durch ein *klopfendes* Geräusch bemerkbar macht. [227] Diese Selbstentzündungen müssen beim Ottomotor vermieden werden, da sie sonst zu seiner Zerstörung führen können. Klopfensensoren, die an der Motoroberfläche angebracht sind, registrieren diese Druckwellen und können durch Eingriff in die Motorelektronik das Auftreten von *Klopfen* reduzieren.

Beim Dieselmotor gibt es kein *Klopfen*, da hier sich das Verbrennungsgemisch immer von selbst entzündet. Die Verbrennungsgeräusche (Druckwellen) stellen damit im Gegensatz zum Ottomotor einen normalen Betriebszustand dar, d.h. sie sind bei jeder Verbrennung wahrzunehmen.

Da der Klopfensensor im Bereich des Ottomotors zu einem preiswerten Standardbauteil geworden ist, könnten mit seiner Hilfe die Verbrennungsgeräusche auch beim Dieselmotor aufgenommen und damit Aussagen über die jeweilige Verbrennung gewonnen werden.

In diesem Kapitel wird nach einer Betrachtung der Geräuscentstehung beim Dieselmotor und eine Beschreibung der Funktionsweise des Klopfensensors zwei Analyseverfahren vorgestellt, mit deren Hilfe der Verbrennungsvorgang beim Dieselmotor diagnostiziert werden kann.

12.2 Geräuscentstehung

Die Geräuscentstehungsmechanismen an Maschinen im allgemeinen und an Verbrennungsmotoren im besonderen sind an stationäre oder instationäre Betriebszustände gekoppelt. Die Erforschung instationärer Geräuschvorgänge erfordert weit höheren meßtechnischen Aufwand. Dabei unterscheidet man zwischen direkter und indirekter Geräuschanregung.

Direkte Geräuschanregung erfolgt durch schwingende Gassäulen mittels direkter Schwingungsübertragung zwischen Medien gleichen Phasenzustandes [192]. Diese findet vorwiegend an der Öffnung von Ansaug- und Auspufftrakt statt.

Indirektes Motorgeräusch resultiert aus der Schwingungsübertragung zwischen Festkörpern, wie hier den Motoroberflächen, und der Umgebungsluft. Man spricht hierbei auch von Körperschallanregung.

12.2.1 Indirekte Anregungsmechanismen

Der Mechanismus der Körperschallanregung läßt sich durch die Übertragung einer Kraft F , hier die Gaskraft im Brennraum, zu einer Körperbeschleunigung a , und diese zu einem Luftschalldruck p an der Oberfläche beschreiben. Beim realen Motor ist allerdings nicht eine einzelne Kraft F , sondern eine Vielzahl von dynamischen Kräften zwischen verschiedenen Bauteilen für die Anregung des Geräusches maßgebend. Bei dem Erregungsmechanismus unterscheidet man zwischen *direktem Verbrennungsgeräusch* infolge Körperschallanregung der Brennraumwände durch die Gaskraft, *indirektem Verbrennungsgeräusch*, z.B. infolge des Durchlaufens von Spielen unter Gaskrafteinfluß (Kurbeltrieb, Stirnradgetriebe) oder unter Einfluß lastabhängiger Kräfte (Einspritzpumpe) und *mechanischem Geräusch* infolge des Durchlaufens von Spielen unter Massenkrafteinfluß (Kurbeltrieb, Ventiltrieb).

12.2.1.1 Direkte Verbrennungsgeräusche

Für die Anregung des direkten Verbrennungsgeräusches ist der Zylinderdruckverlauf $p_z(t)$ maßgebend. Um eine akustische Bewertung vorzunehmen, wird dieser in den Frequenzbereich transformierte, d.h. man erhält ein Zylinderdruckanregungsspektrum $P_z(f)$. Dabei hängt das Anregungsspektrum von verschiedenen Kenngrößen des Zylinderdrucks $p_z(t)$ ab. Hierzu gehören der Druckanstieg und die Druckbeschleunigung, d.h. die erste bzw. zweite Ableitung des Drucks. Diese bestimmen den Frequenzbereich von $0,5\text{ kHz}$ bis 5 kHz . Bei noch höheren Frequenzen im Bereich von 5 kHz bis 20 kHz kommt es außerdem zur Ausbildung von Eigenschwingungen im Brennraum, die zu Überhöhungen im Anregungsspektrum führen. In Bild 12-1 ist der Zylinderdruck und sein Spektrum dargestellt. Im höheren Frequenzbereich zwischen 8 kHz und 20 kHz ist die Überhöhung des Spektrums durch Resonanzen zu sehen. Eine Betrachtung der Resonanzfrequenzen erfolgt in Abschnitt 12.2.2.

Eine günstige Verbrennungsanregung wird durch einen *weichen* Zylinderdruckverlauf erreicht. Maßgeblich hierfür sind die Bedingungen der Verbrennungseinleitung. Positiv sind vor allem ein kurzer Zündverzug und eine geringe zündfähige Kraftstoffmenge zum Zeitpunkt der Zündung. Erfahrungen aus der Vergangenheit haben gezeigt, daß Konflikte bestehen zwischen akustisch günstigem Verbrennungsdruckverlauf, niedriger Schadstoffemission und niedrigem Verbrauch. Das Common Rail Einspritzsystem ermöglicht durch eine akustisch günstige Formung

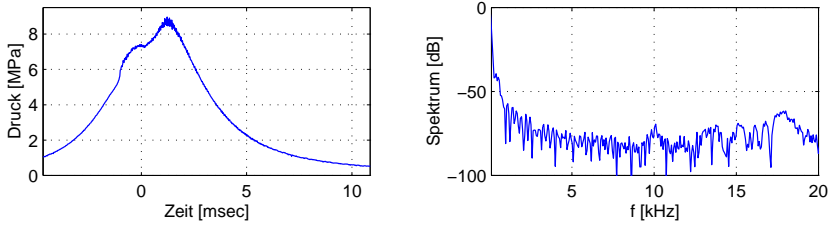


Bild 12-1. Zylinderdruck und Zylinderdruckanregungsspektrum eines Dieselmotors mit Resonanzfrequenzen im Bereich von 8 kHz bis 20 kHz

des Einspritzverlaufs mit Voreinspritzung und einen kennfeldabhängigen Förderbeginn eine Reduktion des direkten Verbrennungsgeräusches.

12.2.1.2 Indirekte Verbrenungsgeräusche

Bei schnelllaufenden aufgeladenen direktinspritzenden Dieselmotoren dominiert im Bereich der Vollast das indirekte Verbrennungsgeräusch. Hierbei spielt z.B. das Kolbengeräusch eine wichtige Rolle. Infolge der Kolbensekundärbewegung kommt es zwischen Kolben und Zylinderrohr zu Stoßanregungen, die vor allem durch die Gaskräfte bei hohen Lasten verursacht werden. Je nach Betriebspunkt wechselt der Kolben im Zylinderrohr 2- bis 10mal je Arbeitsspiel die Anlage.

Neben dem Kolbengeräusch sind besonders bei aufgeladenen Dieselmotoren auch Einspritzpumpen- und Kurbelwellengeräusch wichtig. Dabei gewinnt speziell das Einspritzpumpengeräusch mit steigenden Einspritzdrücken und Einspritzdruckgradienten an Bedeutung. Auch die Kurbelwelle regt Geräusch im Steuerrädertrieb und in den Hauptlagern an. Dies gilt besonders für die Drehzahlen, in denen die erste Torsioneigenfrequenz der Kurbelwelle durch die Anregung der unteren Ordnungen der Gaskräfte in Resonanz gerät. Hier werden resonanzüberhöhte Wechseldrehmomente in den Rädertrieb eingeleitet und führen dort zu Stößen. Gleichzeitig erfolgen in den Hauptlagern mit der Torsionsschwingung gekoppelte radiale Bewegungen der Kurbelwelle, die den Motorblock tieffrequent sowie durch Stöße auch hochfrequent anregen können [153].

12.2.1.3 Mechanische Geräusche

Mechanisches Geräusch wird im Dieselmotor durch den Ventiltrieb und die Ölpumpe sowie ggf. die Wasserpumpe angeregt. In gewissen Umfang kommt hierzu noch die Kurbelwelle und die Kolben hinzu. Beim Ventiltrieb ist dabei die Geräuschanregung durch Stoßvorgänge beim Schließen der Ventile sowie durch das Einleiten von Wechseldrehmomenten in den Rädertrieb vorherrschend. Die Ölpumpe kann ein Geräusch insbesondere durch Öldruckpulsationen erzeugen [153].

12.2.2 Resonanzfrequenzen der Anregung

Das im Brennraum eingeschlossene Gas stellt ein schwingungsfähiges System dar, in dem sich stehende Wellen ausbilden. Dieses System ist durch die geometrische Form und durch den Gaszustand bestimmt. Um die Resonanzfrequenzen für das Gas im Brennraum zu bestimmen, wird ein einfaches Modell für den Brennraum eines Dieselmotors betrachtet. Hierzu macht man die Annahme, daß es sich beim Brennraum um eine einfache geometrische Form (Hohlzylinder) handelt, daß die Gaszusammensetzung homogen ist, und daß die akustische Theorie im Brennraum ihre Gültigkeit besitzt.

12.2.2.1 Modellierung

Das Modell besteht aus einem zylinderförmigen Hohlraum mit dem Radius R und der Höhe h , der mit einem homogenen Gas gefüllt ist. In einem solchen Hohlraum können Resonanzschwingungen mit den Frequenzen

$$f_{m,n,q} = c \sqrt{\frac{\eta_{m,n}^2}{(2\pi R)^2} + \frac{q^2}{(2h)^2}} \quad (12-1)$$

auftreten [203], wenn $\eta_{m,n}$ als n -te Nullstelle der Ableitung der Besselfunktion m -ter Ordnung, erster Art, definiert ist. Die Besselfunktion m -ter Ordnung J_m stellt eine Lösung für die aus der Wellengleichung für den Hohlzylinder gewonnenen Differentialgleichung dar [2, 26].

$$\left. \frac{dJ_m(\eta)}{d\eta} \right|_{\eta=\eta_{m,n}} = 0 \quad (12-2)$$

Die Indizes m , n bzw. q in (12-1) repräsentieren die Modenummern für die Schwingungen in tangentialer, radialer bzw. in vertikaler Richtung des Zylinders. Wegen der Bewegung des Kolbens und der damit verbundenen Höhenänderung des Zylinderraumes tritt, während das Gas ausschwingt, eine schnelle Verschiebung der Resonanzfrequenzen für $q \neq 0$ in Abhängigkeit von der Zeit auf, d.h. es werden nur Moden mit $q = 0$ betrachtet, weil diese sich in der Frequenz nur wenig ändern und deshalb wesentlich einfacher zu bearbeiten sind. Außerdem gilt, daß die Schallgeschwindigkeit c in einem homogenen Gas proportional zur Wurzel der Temperatur T ist.

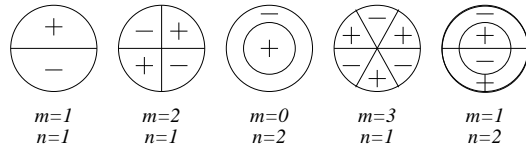
$$c \sim \sqrt{T}$$

Damit vereinfacht sich (12-1) zu

$$f_{m,n} = \frac{c_0}{2\pi R} \sqrt{\frac{T}{273^\circ}} \eta_{m,n} \quad (12-3)$$

Die Schwingungsmoden für verschiedene m und n sind in Bild 12-2 aufgeführt. Die mit + gekennzeichneten Bereiche besitzen einen erhöhten Druck, die mit – gekennzeichneten Bereiche einen niedrigeren Druck.

Bild 12-2. Schwingungsmoden für verschiedene m und n



Für einen Dieselmotor mit einem Bohrungsdurchmesser von $79,5\text{ mm}$ ergeben sich beispielweise die berechneten Resonanzfrequenzen aus Tabelle 12-1.

Tabelle 12-1. Resonanzfrequenzen in Abhängigkeit von Schwingungsmodus und Temperatur

Schwingungsmodus	$T = 1500^\circ K$	$T = 2500^\circ K$
$\eta_{1,1} = 1,84$	$5,8\text{ kHz}$	$7,6\text{ kHz}$
$\eta_{2,1} = 3,05$	$9,7\text{ kHz}$	$12,6\text{ kHz}$
$\eta_{0,2} = 3,83$	$12,2\text{ kHz}$	$15,7\text{ kHz}$
$\eta_{3,1} = 4,20$	$13,4\text{ kHz}$	$17,3\text{ kHz}$
$\eta_{1,2} = 5,33$	$17,0\text{ kHz}$	$22,0\text{ kHz}$

Hierbei muß erwähnt werden, daß das Auftreten der einzelnen Schwingungsmodi nicht vorherbestimmt werden kann, da sich durch die unterschiedlichen Anregungen verschiedene Modi stochastisch einstellen. Ebenso tritt im Brennraum keine homogene Temperaturverteilung auf. Die berechneten Resonanzfrequenzen sind deshalb nur Anhaltspunkte, um die Größenordnung einzuschätzen.

12.2.2 Extraktion der Resonanzfrequenzen

Bei höheren Drehzahlen wird es wegen der angestiegenen Störleistung schwierig, die Verbrennung allein auf Grundlage des Körperschalls zu diagnostizieren. Insbesondere stören bei hohen Motorleistungen starke Ventilgeräusche, die gerade in jenes Intervall fallen, das auch für die Verbrennung interessant ist. Deshalb benutzt man Filter, um die Frequenzen, die charakteristisch für die Brennraumresonanzen sind, herauszufiltern und die Störanteile zu unterdrücken.

Während die Störanteile im Bereich unter 3 kHz auftreten, liegen die Resonanzfrequenzen im Bereich zwischen 5 kHz und 20 kHz . Durch Anwendung eines Bandpasses kann dieser Frequenzbereich herausgefiltert werden.

12.2.3 Körperschallübertragung

Der durch die Umwandlung der Gaskraft F im Brennraum zu einer Körperbeschleunigung a des Motorblocks entstandene Körperschall muß von seinem Entstehungsort durch den Motorblock zur Position des Klopfensors übertragen werden. Je nach Entstehungsort des Körperschalls müssen so unterschiedliche Übertragungsfunktionen betrachtet werden, deren Ermittlung nur in äußerster Vereinfachung näherungsweise bestimmt werden kann. Für die komplexe Form

eines Motorblocks hingegen, können diese Übertragungsfunktionen nur empirisch bestimmt werden, z.B. der über mehrere Arbeitsspiele gemittelte Quotient der Spektren des Körperschallsignals und des Zylinderdrucks kann als Übertragungsfunktion definiert werden.

12.3 Klopfsensor

Durch die heute vorhandenen hochwertigen, piezoelektrischen Druckaufnehmer ist es möglich geworden, den Brennraumdruck auch über längere Zeit und bei maximaler Motorleistung direkt im Brennraum zu messen. Allerdings erfordert die Installation der Aufnehmer eine zusätzliche Öffnung am Brennraum. Das Bohren dieser Öffnung ist in manchen Fällen sehr schwierig, da die Motoren vielfach keinen Platz für einen solchen Durchlaß bieten. Die Aufnehmer selbst sind noch nicht robust genug, um serienmäßig eingebaut werden zu können. Auch die Preisfrage spielt eine große Rolle. Deshalb ist der Betrieb eines Motors mit Druckaufnehmern nur auf Prüfständen üblich und zwar für den Fall, daß der Brennraumdruck direkt erfaßt werden soll.

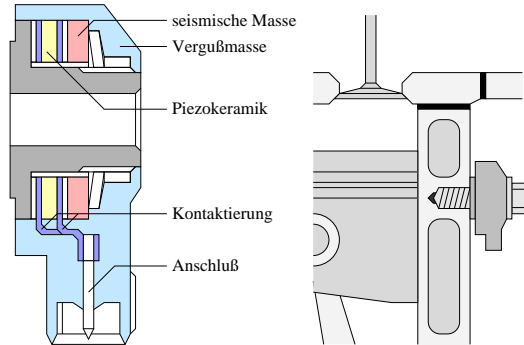
Eine alternative Meßgröße zum Brennraumdruck ist die Beschleunigung, die der Motorblock aufgrund der Brennraumschwingungen erfährt. Die Resonanzschwingungen im Brennraum regen den Motorblock zu Schwingungen an, die dann zu dem Beschleunigungssensor in Wellenform (Transversal-, Longitudinal- oder Biegewellen) übertragen werden. Außerdem bewirkt das plötzliche Einsetzen der Verbrennung und die damit verbundenen Stoßwellen Resonanzschwingungen im Motorblock. Nach diesem Prinzip arbeitet auch die Klopfkennung beim Ottomotor. Unter Klopfen versteht man dort den Körperschall, der entsteht, wenn sich das eingespritzte Benzingericht schon vor der Zündung durch die Zündkerze an heißen Stellen im Motor selbstentzündet. Um diesem für den Ottomotor schädlichen Klopfen entgegenzuwirken, existiert eine Klopfregelung, die bei der Detektion von Klopfen den Zündwinkel nach *spät* verstellt, um den Ladedruck und die Brennraumtemperatur zu senken. Es wird hier darauf verzichtet, auf weitere Details der Otto Klopfregelung einzugehen.

Die Handhabung von Beschleunigungsaufnehmern ist im Vergleich zu Brennraumdrucksensoren einfach, und die Aufnehmer können in einer sehr robusten Form hergestellt werden.

12.3.1 Aufbau

Der Klopfsensor, wie er hier verwendet wurde, mißt die Beschleunigung, die die Zylinderoberfläche aufgrund von Verbrennung und sonstigen mechanischen Anregungen erfährt. Deshalb spricht man auch von "Beschleunigungsaufnehmern". Wie schon anfangs erwähnt, reagiert der Sensor auch auf Beschleunigungen, die

Bild 12-3. Aufbau und Einbauort des Sensors



mechanischer Natur sind und nicht direkt mit der Verbrennung zusammenhängen. Abbildung 12-3 zeigt einen Schnitt des Sensors, sowie den Einbauort am Zylinder. Es gibt seit Längerem Untersuchungen, die sich mit dem akustisch günstigsten Anbauort des Sensors an der Motorblockoberfläche beschäftigen. Der Sensor arbeitet nach dem Prinzip des piezoelektrischen Effektes. Aufgrund der Trägheit der seismischen Masse erzeugen Vibrationen an der Zylinderoberfläche eine mechanische Verformung des Piezokristalls. Die dadurch entstehende Änderung der Polarisation im Kristall erzeugt eine Spannung, die an der Oberfläche des Kristalls abgegriffen und mittels elektrischer Anschlüsse nach außen geführt wird. Diese Spannung ist dann ein Maß für die Amplitude der Zylinderbeschleunigung. Weitere Details zum piezoelektrischen Effekt entnehme man [186].

12.3.2 Klopfsignal

Mit Hilfe eines Meßsystems wurden an einem Versuchsmotor die Körperschallsignale mittels Klopfensoren aufgezeichnet. In Bild 12-4 ist das Rohsignal des Sensors für die beiden Drehzahlen 1500min^{-1} und 3500min^{-1} und deren über 5 Arbeitsspiele gemitteltetes Spektrum des Zylinders 2 dargestellt. Da sich der Klopfensensor in nächster Nähe zu Zylinder 2 befindet, werden die im weiteren Verlauf der Arbeit dargestellten Analyseverfahren vorwiegend auf diesen Zylinder angewandt. Natürlich muß für weiterführende Betrachtungen auch das Signal von entfernteren Zylindern untersucht werden. Es soll jedoch vorerst prinzipiell untersucht werden, welche Informationen sich aus dem Körperschallsignal des Motors ableiten lassen.

Wie man unschwer erkennt, werden mit zunehmender Drehzahl die Verbrennungs- und Motorgeräusche heftiger. Jeder Motor hat ein drehzahlabhängiges Grundgeräuschkennfeld. Diese Grundgeräusche setzen sich aus dem normalen Verbrennungsgeräusch und den überlagerten sonstigen Geräuschen, wie Ketten-, Ventil-, Kolben- und Lagerschwingungen zusammen.

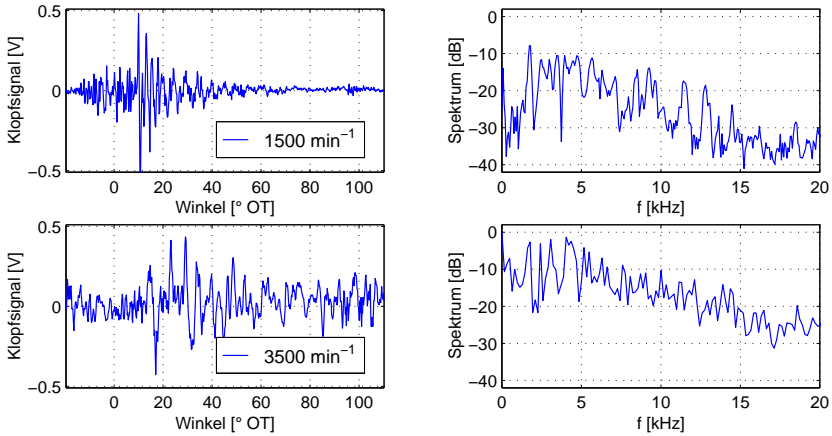


Bild 12-4. Klopfsignal und dessen über 5 Arbeitsspiele gemitteltetes Spektrum bei 1500min^{-1} und 3500min^{-1}

12.4 Analyseverfahren

Zu den klassischen Analyseverfahren im Bereich der Signalverarbeitung gehört eine Untersuchung des Signals im Frequenzbereich. Zwar liegt das Grundgeräusch in einem anderen Frequenzbereich als die Resonanzfrequenzen, jedoch sind diese in ihrem Frequenzbereich stochastisch verteilt. Die Untersuchung einzelner Frequenzlinien fällt hiermit weg. Vielmehr muß der gesamte Frequenzbereich der Resonanzfrequenzen als Gesamtheit untersucht werden, d.h. durch Bandpaßfilterung erhält man den gewünschten Frequenzabschnitt, den man dann mit Hilfe einfacher Verfahren im Zeitbereich untersuchen kann.

In der Annahme, daß die Verbrennung die Amplitude bzw. die Leistung der Resonanzschwingungen beeinflussen, kann versucht werden, mit Hilfe der Hüllkurven- bzw. Energieanalyse Aussagen über die Verbrennung bzw. die eingespritzte Kraftstoffmenge treffen zu können. Dabei werden die niederfrequenten Informationen (Amplitude und Leistung) von dem hochfrequenten Signal getrennt.

12.4.1 Hüllkurvenanalyse

Die Hüllkurvenanalyse entspricht der Amplitudendemodulation. Sie entstammt ursprünglich aus der Rundfunktechnik, bei der das niederfrequente Nutzsignal (Musik, Sprache, etc.) vom hochfrequenten Trägersignal getrennt wird. Dies geschieht durch Gleichrichtung und Tiefpaßfilterung. Beachtet man noch die vor der Gleichrichtung durchzuführende Bandpaßfilterung, so ergibt sich für die Hüllkurvenanalyse die Struktur in Bild 12-5.

Die Grenzfrequenzen des Bandpasses liegen bei 5kHz und 20kHz , die des

Bild 12-5. Struktur der Hüllkurvenanalyse

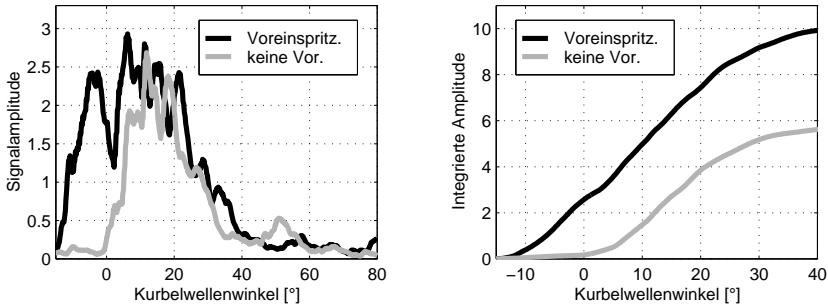
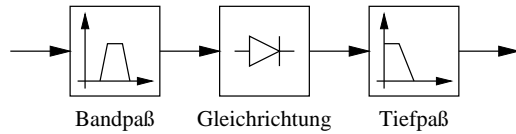


Bild 12-6. Amplitude und integrierte Amplitude nach der Hüllkurvenanalyse zur Detektion der Voreinspritzung

Tiefpasses bei 2kHz . Wendet man die Hüllkurvenanalyse an Klopfsignale an, so erkennt man links im Bild 12-6 einen unterschiedlichen Verlauf der Hüllkurve bei einer Verbrennung mit bzw. ohne Voreinspritzung aber bei gleicher Haupteinspritzmenge.

Zur Detektion der Voreinspritzung kann man die Hüllkurve ab dem Ansteuerungsbeginn des Injektors für die Voreinspritzung aufintegrieren und den Integralwert zum Zeitpunkt des Ansteuerungsbeginns des Injektors für die Haupteinspritzung als Entscheidungswert verwenden. Die beiden Integralwerte sind rechts im Bild 12-6 dargestellt.

Zur möglichst fehlerfreien Detektion muß eine optimale Schwelle des Integralwerts bestimmt werden. Dies geschieht z.B. durch Anlehnung an die statistischen Nachrichtentheorie mit Hilfe der Empfängerarbeitscharakteristik und des Neyman-Pearson-Verfahren [254].

12.4.2 Energieanalyse

Bei der Energieanalyse wird der Energieinhalt eines Signals bestimmt. Die Energie bestimmt man über die Integration der Leistung des Signals, die proportional zum Quadrat des Signals ist. Als Anfangszeitpunkt der Integration wählt man den Zeitpunkt, ab dem man die Energie bestimmen möchte, z.B. den Ansteuerungsbeginn des Injektors. Unter Beachtung des Bandpasses ergibt sich damit für die Energieanalyse die Struktur in Bild 12-7.

Berechnet man die Energie des Klopfsignals, so ist in Bild 12-8 der Energieinhalt des Klopfsignals im Frequenzbereich zwischen 5kHz und 20kHz ab dem

Bild 12-7. Struktur der Energieanalyse

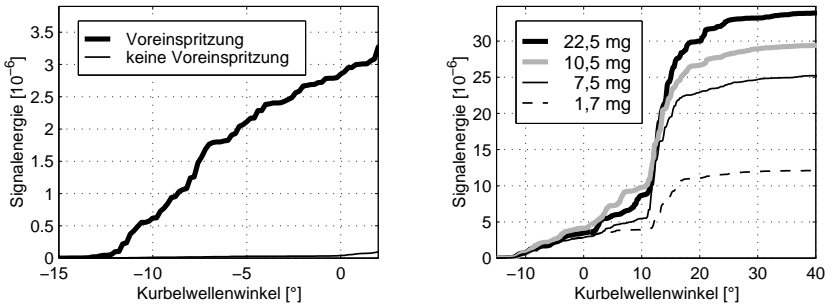
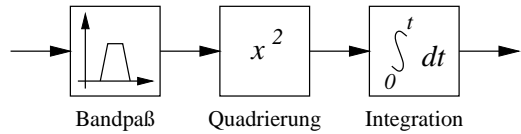


Bild 12-8. Energie verschiedener Klopfsignale zur Detektion der Voreinspritzung und der gesamten eingespritzten Kraftstoffmenge

Ansteuerungsbeginn des Injektors zu sehen.

Links im Bild 12-8 wird deutlich, daß auch die Energieanalyse zur Detektion der Voreinspritzung verwendet werden kann. Rechts im Bild erkennt man, daß mit steigender eingespritzter Kraftstoffmenge die Signalenergie wächst. Dies ist physikalisch sinnvoll. Für eine genauere Beschreibung der Abhängigkeit von Signalenergie und eingespritzter Kraftstoffmenge müssen jedoch weiterführende Untersuchungen unternommen werden.

12.5 Zusammenfassung

Mit Hilfe der Hüllkurvenanalyse läßt sich die Voreinspritzung detektieren. Hierzu ist die Hüllkurve ab dem Ansteuerungsbeginn der Voreinspritzung zu integrieren. Der Integralwert beim Ansteuerungsbeginn der Haupteinspritzung dient mit Hilfe eines Schwellwertverfahrens zur Detektion der Voreinspritzung. Der Schwellwert ist abhängig vom Zylinder und der Drehzahl zu bestimmen. Bei der Energieanalyse läßt sich sowohl die Voreinspritzung als auch die gesamte Einspritzmenge detektieren. Diese Ergebnisse und der genaue Zusammenhang zwischen eingespritzter Kraftstoffmenge und Energie des Klopfsignals müssen in weiteren Versuchen verifiziert bzw. ermittelt werden.

Die hier beschriebenen Untersuchungen wurden nur an einem Zylinder durchgeführt. So müssen weitere Ermittlungen auch auf die anderen Zylinder ausgeweitet werden.

Teil IV
Regelungs- und Steuerungssysteme

13 Gesamtheitlicher Regelungsentwurf

Die in der Einleitung formulierte Aufgabe der gesamtheitlichen Regelung des Antriebssystems bedarf einer genauen Überlegung, was eigentlich geregelt werden soll. In einem klassischen Kraftfahrzeug beeinflußt der Fahrer¹ die Beschleunigung bzw. Verzögerung in Fahrzeuginnenrichtung über vier Stelleinrichtungen: Kupplungspedal, Bremspedal, Gaspedal und Gangschaltung. Dabei greift er über diese Stelleinrichtungen als „intelligentes Regelsystem“ ein, um eine bestimmte Fahrzeuggeschwindigkeit zu erreichen bzw. zu halten. Hierzu reagiert der Fahrer auf die unterschiedlichen Umwelteinflüsse, die als *Störgrößen* in sein Regelsystem eingreifen. Hierzu zählen z.B. Steigungen oder Gefälle, unterschiedliche Fahrbahnoberflächen, Gegen- oder Rückenwind etc. Dabei zeigt das Regelsystem „Fahrer“ respektive Ergebnisse, die es innerhalb kurzer „Adaptionszeit“ erlernt. Trotzdem besitzt der Mensch Schwächen, wie z.B. Müdigkeit und begrenzte Reaktionsfähigkeit, die auch schon in der Vergangenheit dazu geführt haben, daß elektronische Regelsysteme Teilaufgaben bei der Antriebssystemregelung übernommen haben. Hierzu zählt das Antiblockiersystem (ABS), die Antriebsschlupfregelung (ASR), der Tempomat oder das Automatikgetriebe. Damit läßt sich schon ein gesteigerter Komfort erreichen. Trotzdem muß der Fahrer das Verzögern des Fahrzeugs weiterhin durch eigenständige Betätigung des Bremspedals durchführen. Außerdem dient der Tempomat nur dazu, eine bestimmte Geschwindigkeit zu halten. Von einer *Sollvorgabe* im klassischen Sinne kann keine Rede sein.

Möchte man den Fahrer komplett aus dem Regelsystem raushalten, so besteht damit die zentrale Aufgabe eines gesamtheitlichen Antriebssystemreglers darin, eine vom Fahrer vorgegebene Fahrzeuggeschwindigkeit als Sollgröße zu erreichen bzw. zu halten. Dies soll durch Stelleingriffe an Motor, Kupplung, Getriebe und Bremse erreicht werden. Natürlich wird der aufmerksame Leser jetzt einwenden, daß der Fahrer durch die Vorgabe der Geschwindigkeit sich noch immer in einer Regelkette befindet. Diese betrifft aber nicht nur das Antriebssystem, sondern auch Fahrzeugsicherheit, wie z.B. den Abstand zu vorausfahrenden Fahrzeugen oder das Ausweichen von Hindernissen, der Navigation und den jeweils gültigen Geschwindigkeitsbegrenzungen, die einzuhalten sind.

¹ Hiermit ist der geschlechtsneutrale Fahrer gemeint. Die Verwendung von *die Fahrerin bzw. der Fahrer* führt nicht unbedingt zu einer besseren Lesbarkeit.

13.1 Regelungsstruktur

Das Ziel beim Entwurf der Gesamtregelstruktur ist ein kaskadierte Regelstruktur mit mehreren unterlagerten Regelkreisen. Dabei geht der jeweils überlagerte Regelkreis davon aus, daß seine unterlagerten Regelkreise möglichst ideal sind. Nur dadurch entsteht ein Regelsystem, das durch Austausch einzelner Regler kontinuierlich verbessert werden kann.

Die Geschwindigkeitsänderung des Kraftfahrzeuges multipliziert mit der Fahrzeugmasse entspricht der Summe der angreifenden Kräfte. Neben dem Luft- und Rollwiderstand des Fahrzeugs treten hier insbesondere die tangentialen Radkräfte auf, die über das antriebsseitige Drehmoment an der Radachse erzeugt werden. D.h. eine Beschleunigung bzw. Verzögerung des Kraftfahrzeugs spiegelt sich in einem bestimmten Raddrehmoment M_{RAD} nieder. Dieses wird aus dem Brems- M_{BR} und dem Antriebsstrangdrehmoment M_{ATS} gebildet. Während das Bremsdrehmoment M_{BR} immer entgegen der Drehrichtung zeigt, liefert der Antriebsstrang normalerweise ein *positives* Drehmoment M_{ATS} . Der erste Regelblock muß also die Geschwindigkeitsdifferenz Δv_{KFZ} in ein Antriebsstrang- M_{ATS} und ein Bremsdrehmoment M_{BR} umsetzen. Natürlich ist die maximal auf die Straße übertragbare Kraft von der Straßenbeschaffenheit abhängig. Bei durchdrehenden Räder muß der Antriebsschlupf mit Hilfe eines Antriebsschlupfreglers (ASR) durch Motor- und Bremseingriff begrenzt werden. Dabei wird langfristig die Motorleistung gedrosselt und kurzfristig das durchdrehende Rad abgebremst. Im mehrdimensionalen Fahrzeugmodell, bei dem das Fahrzeug sich nicht nur in Fahrzeuggängsrichtung sondern auch um die Fahrzeugachsen bewegt, kommt hierzu noch die Fahrstabilitätsregelung (FSR) hinzu. Sie gewährleistet, daß das Fahrzeug nicht in gefährliche Fahrsituationen kommt. Hierzu gehören Unter- bzw. Übersteuern in Kurvenfahrten, Umkippen des Fahrzeugs (Elchtest) und Schleudern.

Das von der überlagerten Regeleinheit vorgegebene Sollbremsmoment M_{BR} muß mit Hilfe des Antiblockiersystems (ABS) in dem Fall begrenzt werden, wenn die Räder anfangen zu blockieren. D.h. der Schlupf s des Rades darf den Wert s_{max} nicht überschreiten, bei dem die den jeweiligen Straßenverhältnissen angepaßte Reibbeiwertkurve ihr Maximum besitzt. Das begrenzte Bremsmoment M_{BR}^* wird in einem Bremsregler (BR) in einen Bremsdruck p_{BR} überführt. Dieser muß den Zuständen des Bremssystems (Temperatur, Verschleiß, etc.) angepaßt werden. Der Bremsenaktorregler (BAR) regelt den Bremsdruck p_{BR} , indem er in eine Spannung für die Gleichstrommaschine des Bremsenaktuators ausgibt.

Das von der obersten Regeleinheit vorgegebene Antriebsstrangmoment M_{ATS} entspricht vereinfacht dem mit den Übersetzungsverhältnissen von Getriebe und Achsantrieb übersetzten Motormoment M_{MOT} . Da aber der Antriebsstrang in Abschnitt 10.1 torsionsschwingfähig ist, wird das Motormoment M_{MOT} nicht in einem festen Verhältnis übertragen. Die Antruckleitung bestimmt je nach Gangwahl das Motormoment M_{MOT} in Abhängigkeit des vorgegebenen Antriebsstrangmo-

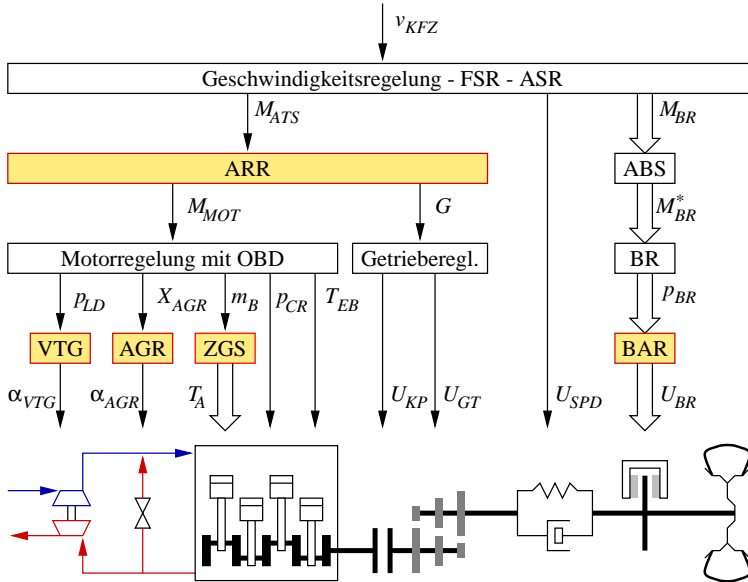


Bild 13-1. Gesamtheitlicher Regelentwurf

ment M_{ATS} , um Schwingungen, die sich in übersetzten Drehzahldifferenzen zwischen Rad und Motor auswirken, auszuregeln. Der Motorregler (z.B. wie in [79]) erzeugt aus dem Motorsollmoment M_{MOT} den Solladedruck p_{LD} , die Sollabgasrückführrate X_{AGR} , die einzuspritzende Kraftstoffmasse m_B , den Einspritzbeginn φ_{EB} und den Common Rail Druck p_{CR} . Der Ladedruck p_{LD} wird über die variable Turbinengeometrie (VTG) und die Abgasrückführrate X_{AGR} über die Stellung des Rückführventils (AGR) geregelt. Bei gleicher Ansteuerung der Einspritzventile werden in den Brennraum unterschiedliche Kraftstoffmassen eingespritzt. Diese Fehlmengen werden mit Hilfe der Zylindergleichstellung (ZGS) ausgeregelt. Natürlich müssen auch bei der gesamten Motorregelung mit all seinen unterlagerten Regelkreisen Funktionen laut *On Board Diagnosis (OBD)*, die Fehlfunktionen des Motors feststellen, implementiert sein.

Aus all diesen Überlegungen ergibt sich eine Regelstruktur, die in Bild 13-1 dargestellt ist. Die grau hinterlegten Regelblöcke sind dabei Bestandteil dieser Arbeit. In Kapitel 14 wird die Zylindergleichstellung, in Kapitel 15 die Regelung des Ladedrucks p_{LD} und der Abgasrückführrate X_{AGR} , in Kapitel 16 der Bremsenaktuatorsregler und in Kapitel 17 die Antiruckelregelung behandelt.

Die Schnittstellen zwischen den einzelnen Reglereinheiten müssen in einem realen System genau definiert werden. Bei dem hier vorgestellten Entwurf werden diese Schnittstellen nur grob angegeben.

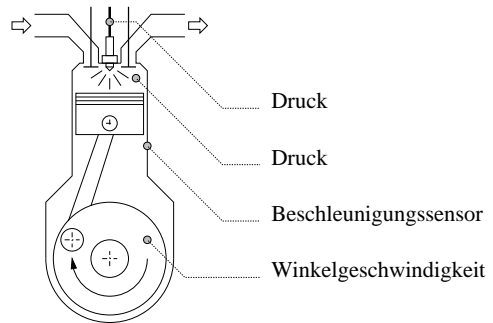
14 Zylindergleichstellung

In einem realen Kraftstoffzumessungssystem werden aufgrund von Toleranzschwankungen und sonstigen Abweichungen von Sollwerten bei sonst gleicher *Ansteuerung* durch die Motorelektronik unterschiedliche Kraftstoffmassen in den Verbrennungsraum gebracht. Die bei deren Verbrennung freiwerdenden unterschiedlichen Energien führen zu niederfrequenten Drehmoment- und damit Drehzahlschwankungen, die für den Fahrer als Laufunruhe oder Motorschütteln bemerkbar werden. Die Zylindergleichstellung (*engl. Cylinder Balancing*) oder auch Laufruheregung (LRR) erkennt die ungleiche Einspritzung und regelt sie durch zylinderindividuelle Korrektur der Ansteuerung weitgehend aus. Dabei muß die Zylindergleichstellung in allen Arbeitspunkten sowohl in der stationären Lage als auch im dynamischen Übergang die *Gleichstellung* der einzelnen Zylinder gewährleisten. Bei der Erkennung der ungleichen Einspritzung interessiert gar nicht einmal die absolute Einspritzmenge, sondern der relative Vergleich zwischen den einzelnen Zylindern, da erst der relative Unterschied die Laufunruhe erzeugt. Ein gleichmäßiger absoluter Fehler wird hingegen durch die Geschwindigkeitsregelung bzw. durch den Fahrer ausgeglichen. Der Ausgleich der relativen Fehler sollte dabei so erfolgen, daß die mittlere Einspritzmasse konstant bleibt, d.h. das mittlere Drehmoment darf durch die Gleichstellung nicht beeinflusst werden.

In einem Common-Rail-Einspritzsystem ist die eingespritzte Kraftstoffmasse nach (6-6) vom Düsenöffnungsquerschnitt, von der Dichte des Dieseldieselkraftstoffs und von der Druckdifferenz an der Düsenöffnung, d.h. die Druckdifferenz zwischen dem Common-Rail-Druck kurz vor der Einspritzdüse und dem Druck im Zylinder, abhängig. Während der Düsenöffnungsquerschnitt durch die Ansteuerungsart bzw. -dauer vorgegeben wird, ist die Dichte eine Funktion der Temperatur und des Druck des Kraftstoffs. Der Common-Rail-Druck ansich wird in einem Drucksensor gemessen und sollte somit bekannt sein. Das Öffnen bzw. Schließen eines Injektors führt aber zu hochfrequenten, gedämpften Druckschwingungen, die bei der nächsten Einspritzung als Störung vom Sollwert auftreten können.

Die Dichte des Dieseldieselkraftstoffs, die von der Temperatur und vom Druck abhängig ist, kann für alle Zylinder während eines Arbeitsspiels als konstant angenommen werden. Sie erzeugt damit keinen relativen Fehler. Kritisch hingegen sind neben den Druckschwankungen im Einspritzsystem, die bis zu der Größenordnung von 10% vom Solldruck liegen können, die Injektoren, die die Ansteuerung der

Bild 14-1. Mögliche Meßpunkte zur relativen Einspritzmengen-detektion im Dieselmotor



Motorelektronik in einen Öffnungsquerschnitt der Düsenadel umsetzen, da diese starken Toleranzen und unterschiedlichen Alterungserscheinungen unterliegen.

In dieser Arbeit soll nicht untersucht werden, was alles zur unterschiedlichen Kraftstoffeinspritzung beiträgt und wie dies durch konstruktive Maßnahmen vermieden wird, sondern wie dies durch entgegengesetzte Ansteuerung ausgeglichen werden kann. Dazu werden zuerst mehrere Möglichkeiten untersucht, die Einspritzmengenunterschiede mittels verschiedener physikalischer Effekte zu detektieren. Anschließend wird ein Konzept vorgestellt, mit dem man den wahren Einspritzdruck bestimmen kann. Dann folgt die Adaption der Ansteuerungsdauer aufgrund der zuvor bestimmten Einspritzmengenunterschiede und Einspritzdrücke.

14.1 Einspritzmengen-detektion

Das Ziel der Einspritzmengen-detektion ist die Ermittlung der relativen Einspritzmengen-differenz zwischen den einzelnen Zylindern. Die hier behandelten möglichen Meßpunkte sind in Bild 14-1 abgebildet. Hierzu gehört die Ausnutzung des magnetoelastischen Effekts (siehe Kapitel 11), die Auswertung des Klopfsignals (siehe Kapitel 12), des Brennraumdrucks und der Winkelgeschwindigkeit.

14.1.1 Magnetoelastischer Effekt

In Kapitel 11 wurde der magnetoelastische Effekt vorgestellt. Mit ihm ist die berührungslose Messung des Drucks in einem Punkt der Einspritzleitung durchführbar. In [252] wird ein Verfahren zur indirekten Flußmengenbestimmung mittels Drucksignalen vorgestellt.

Während des Einspritzvorgangs wird dem Common-Rail eine bestimmte Kraftstoffmenge entzogen. Natürlich gleicht die Hochdruckpumpe den Mengenverlust aus. Jedoch ist die Zeitkonstante der Pumpe im Vergleich zur Einspritzdauer so

groß, daß während der Einspritzung annähernd keine Förderung in das Einspritzsystem stattfindet. Die Einspritzmenge läßt sich somit direkt aus dem Druckverlauf in der Einspritzleitung berechnen. Dazu muß man zwischen vor- und rücklaufender Druckwelle trennen. So besteht der Druck $p(x, t)$ an den Orten $x = x_a$ bzw. $x = x_b$ aus dem stationären Druck p_0 und der vor- $p_v(x, t)$ bzw. rücklaufenden Komponente $p_r(x, t)$.

$$p(x, t) = p_0 + p_v(x, t) + p_r(x, t)$$

Die Strömungsgeschwindigkeit $u(x, t)$ am Ort x setzt sich aus der stationären Geschwindigkeit u_0 und den beiden Druckwellenkomponenten

$$u(x, t) = u_0 + \frac{1}{c_0 \rho} (p_v(x, t) - p_r(x, t))$$

zusammen. Da während des Einspritzvorgangs annähernd keine Förderung in das Common-Rail-System stattfindet, verschwindet die stationäre Geschwindigkeit $u_0 = 0$. Durch Integration des Massenflusses

$$\dot{m}(x, t) = \rho \cdot \dot{V}(x, t) = \rho \cdot A \cdot u(x, t) = \frac{A}{c_0} (p_v(x, t) - p_r(x, t))$$

über den Einspritzvorgang erhält man die eingespritzte Kraftstoffmasse. Aus der Voraussetzung, daß die Stelle x_b in Richtung der vorlaufenden Welle hinter der Stelle x_a liegt, und daß innerhalb kurzer Abstände die Druckwellen sich nicht ändern, folgt zusammen mit der Ausbreitungsgeschwindigkeit c_0 für die vorlaufende Welle

$$p_v(x_a, t) = p_v\left(x_b, t + \frac{x_b - x_a}{c_0}\right)$$

und für die rücklaufende Welle

$$p_r(x_b, t) = p_r\left(x_a, t + \frac{x_b - x_a}{c_0}\right).$$

Damit läßt sich die durch Punkt a bzw. b durchgeflossene Kraftstoffmenge mit der Struktur in Bild 14-2 bestimmen. Da die Drucksignale in einem realen System abgetastet werden, muß die Zeitverzögerung $\frac{x_b - x_a}{c_0}$ ein Vielfaches der Abtastzeit T_A sein. Das Problem besteht nun darin, daß die Ausbreitungsgeschwindigkeit c_0 sehr stark vom Druck und der Temperatur abhängt, sodaß bei einem konstanten Abstand der Meßsensoren sich keine konstante Verzögerungszeit ergibt. Man muß damit mit fast unnötig hoher Abtastfrequenz abtasten, um die Verzögerungszeit möglichst variabel zu halten.

Da der in Kapitel 11 verwendete Versuchsaufbau zur Verifizierung des magnetoelastischen Effekts nur einen Sensor beinhaltet, konnte dieses Verfahren nicht am realen System getestet werden.

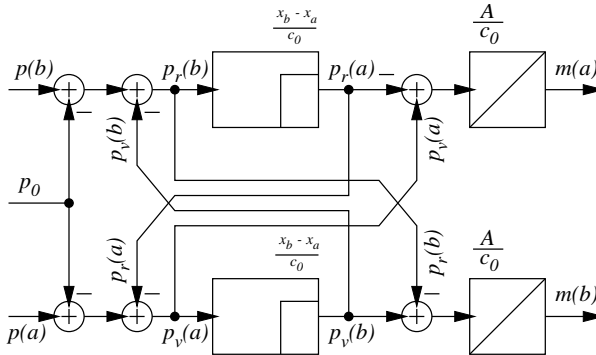


Bild 14-2. Struktur zur Berechnung der Einspritzmenge

14.1.2 Klopfsignal

In Kapitel 12 wurde der Körperschall im Motorblock mit Hilfe eines Klopfensors gemessen. Die Energieanalyse in Bild 12-8 zeigt, daß die Körperschallenergie eine Funktion der eingespritzten Kraftstoffmenge ist. Ein genauer Zusammenhang und eine Überprüfung am realen Motor wurde jedoch nicht durchgeführt.

14.1.3 Brennraumdruck

Der Zylinderdruck p_Z ist neben der Zylindertemperatur die zentrale innere Zustandsgröße auf die sich die Verbrennung direkt auswirkt. Er enthält diesbezüglich alle Informationen über die Einspritzung und deren Verlaufparameter. Zur exakten mathematischen Darstellung des funktionalen Zusammenhangs zwischen gemessenem Zylinderdruck p_Z und der tatsächlich in den Zylinder eingespritzten Kraftstoffmenge m_B mit dem Einspritzbeginnwinkel φ_{EB} wäre ein energetischer, modellbasierter Ansatz [168] der geeignetste. Aufgrund seiner Komplexität wird hier auf einen solchen Ansatz verzichtet und stattdessen in Anlehnung an die Arbeiten [83, 132, 133, 261] ein signalorientiertes Verfahren herangezogen.

Der Zylinderdruck p_Z ist eine Funktion der Zeit bzw. des Kurbelwellenwinkels in Abhängigkeit von eingespritzter Kraftstoffmenge, Einspritzzeit, etc. In Bild 14-3 (links) sind drei Zylinderdrücke exemplarisch abgebildet. Neben dem Zylinderdruck bei normaler Verbrennung mit bzw. ohne Voreinspritzung ist auch der Kompressionsdruck bei nicht stattfindender Verbrennung bzw. Einspritzung aufgetragen. Man spricht vom Schleppbetrieb bzw. Schleppdruck $p_{Z,0}$. Er folgt, wie die normalen Zylinderdrücke bei Einspritzung in der Kompressions- bzw. Expansionsphase, dem Zylindervolumen V_Z nach der polytropen Zustandsgleichung

$$p_Z \cdot V_Z^k = \text{const.}$$

mit $k \approx 1,37$ als Isotropenkoeffizient.

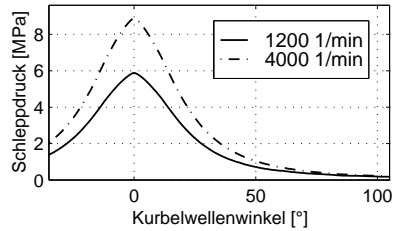
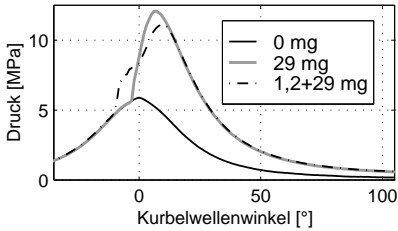
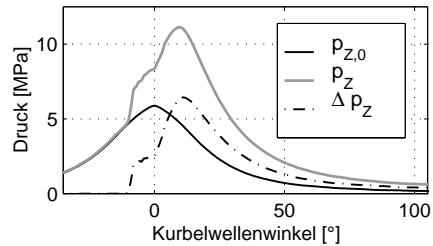


Bild 14-3. Zylinderdrucksignale bei unterschiedlicher Einspritzmenge (*links*) und zwei verschiedene Schleppdrücke bei unterschiedlichen Drehzahlen (*rechts*)

Bild 14-4. Druck, Schleppdruck und Differenzdruck in einem Zylinder



Betrachtet man Bild 14-3 (*rechts*), so sind die starken Unterschiede in den beiden Schleppdrücken aufgrund verschiedener Ladedrücke p_{LD} zu sehen. Schon ein geringer Unterschied im Ladedruck p_{LD} kann über die polytrope Zustandsgleichung große Unterschiede im Zylinderdruck hervorrufen.

Kommt es im Zylinder als Folge einer betätigten Einspritzung zu einer Verbrennung, so erfährt der bereits vorhandene Schleppdruck eine charakteristische Veränderung. Da der Schleppdruck ansich keine Informationen über die Verbrennung enthält, wird zur Analyse der Verbrennungsvorgänge der Schleppdruck vom gemessenen Druck abgezogen. Man erhält den Differenzdruck

$$\Delta p_Z = p_Z - p_{Z,0} \quad (14-1)$$

in Bild 14-4, der nach [131] eine *signaltheoretische Kontrastverstärkung* bezüglich des Einflusses von m_B und φ_{EB} , eine *Unabhängigkeit von Offsetfehlern des Drucksensors* und eine *Unabhängigkeit vom Turboladerdruck und der Außentemperatur* enthält.

14.1.3.1 Schleppdruckschätzung

Da im normalen Motorbetrieb der Schleppdruck $p_{Z,0}$ nicht direkt gemessen werden kann, muß er rekonstruiert werden.

Ein klassische Methode zur Schleppdruckrekonstruktion ist die Spiegelungsmethode. Dabei wird der in der Kompressionsphase des Arbeitstaktes bis zum *oberen Totpunkt* gemessene Zylinderdruck p_Z an der OT-Linie $\varphi = 0$ gespiegelt. Dabei muß die Voraussetzung getroffen werden, daß es zu keiner Verbrennung vor OT

kommt. Ist diese Voraussetzung erfüllt, so ist der bei der Rekonstruktion gemachte Fehler verschwindend klein.

Bei einem Common-Rail-Dieselmotor kommt es aber gerade durch Piloteinspritzungen zu sogenannten Vorverbrennungen, bevor der Zylinderkolben in seiner Aufwärtsbewegung den oberen Totpunkt erreicht hat. Würde man nun die klassische Spiegelungsmethode anwenden, käme es zu großen Abweichungen im Bereich des oberen Totpunkts. Dies ist auch in Bild 14-4 zu erkennen.

In [131] wird eine erweiterte Spiegelungsmethode vorgestellt. Hierzu nimmt man an, daß es bis zu einem Kurbelwinkel φ_0 vor OT zu keiner Verbrennung kommt. Damit kann der Druckverlauf davor zur Spiegelung verwendet werden. Innerhalb des Intervalls $[-\varphi_0, \varphi_0]$ um OT muß dann der Schleppdruck mittels einer geeigneten Funktion rekonstruiert werden. Unter Verwendung der polytropen Zustandsgleichung läßt sich der Schleppdruck durch

$$p_{Z,0}(\varphi) = \begin{cases} p_Z(\varphi) & \text{für } \varphi \in (-180^\circ, -\varphi_0) \\ a \cdot |\varphi|^{1,37} + b & \text{für } \varphi \in [-\varphi_0, \varphi_0] \\ p_Z(-\varphi) & \text{für } \varphi \in (\varphi_0, 540^\circ) \end{cases}$$

berechnen. Die beiden noch unbekanntenen Parameter a und b lassen sich aus n gemessenen Druck- und Winkelwerten mit Hilfe des Modellansatzes

$$\begin{pmatrix} p_Z(\varphi_1) \\ p_Z(\varphi_2) \\ \vdots \\ p_Z(\varphi_n) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} |\varphi_1|^{1,37} & 1 \\ |\varphi_2|^{1,37} & 1 \\ \vdots & \vdots \\ |\varphi_n|^{1,37} & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} a \\ b \end{pmatrix} + \mathbf{e}_n \iff \mathbf{p}_Z = \mathbf{X} \cdot \begin{pmatrix} a \\ b \end{pmatrix} + \mathbf{e}_n$$

und des *Least-Square-Schätzers*

$$\begin{pmatrix} a \\ b \end{pmatrix} = (\mathbf{X}^T \cdot \mathbf{X})^{-1} \cdot \mathbf{X}^T \cdot \mathbf{p}_Z = \mathbf{M} \cdot \mathbf{p}_Z$$

bestimmen. Wenn zur Druckschätzung immer die gleichen Winkelwerte φ_i benutzt werden, ist die Matrix \mathbf{M} konstant. Die Berechnung der Parameter a und b beschränkt sich auf insgesamt $2 \times n$ Multiplikationen und $2 \times (n - 1)$ Additionen.

14.1.3.2 Differenzdruckfläche

Zur numerischen Auswertung des Differenzdrucks ist es sinnvoll, Kenngrößen zu finden, die eine Aussage über Einspritzmenge m_B und Einspritzbeginn φ_{EB} erlauben.

Ein Möglichkeit besteht in der Berechnung der Differenzdruckfläche. In Bild 14-5 sind die Differenzdrücke und deren Integrale von vier Zylindern bei gleicher Ansteuerung darstellt. Um die Aussagefähigkeit der Differenzdruckfläche als *integrale* Größe zu untersuchen, wird der Gleichraumprozeß als ein vereinfachter Vergleichsprozeß herangezogen. Dabei wird von einer unendlich kurzen Verbrennung des Kraftstoffmenge m_B zum Einspritzwinkel φ_{EB} ausgegangen [168].

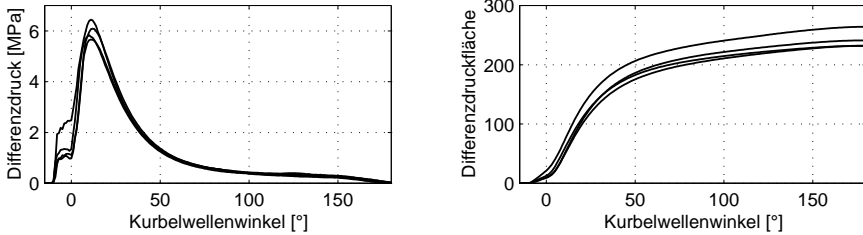
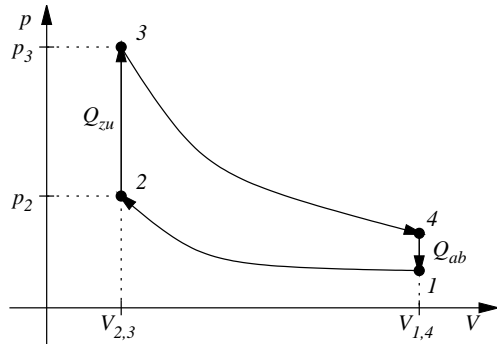


Bild 14-5. Differenzdrücke und deren Integrale von vier Zylindern bei gleicher Ansteuerung

Bild 14-6. p - V -Diagramm des Gleichraumprozesses [168]



Der Wärmeaustausch mit der Zylinderwand bleibt also unberücksichtigt. Die Zustandsänderungen werden alle als adiabatisch betrachtet.

Im p - V -Diagramm in Bild 14-6 wird der Zylinderdruck p_Z während der adiabatischen Kompression durch

$$1 \Rightarrow 2: \quad p_Z(\varphi) = p_{Z,1} \cdot \left(\frac{V_{Z,1}}{V_Z(\varphi)} \right)^\kappa$$

und während der adiabatischen Expansion durch

$$3 \Rightarrow 4: \quad p_Z(\varphi) = p_{Z,3} \cdot \left(\frac{V_{Z,3}}{V_Z(\varphi)} \right)^\kappa$$

mit dem Adiabatenexponent $\kappa \approx 1,37$ beschrieben. Über die Energiebilanz

$$Q_{23} = Q_{zu} = m_B \cdot H_u = U_3 - U_2$$

lässt sich der Zylinderdruck am Punkt 3 durch

$$\begin{aligned} Q_{23} &= m_L \cdot c_V (T_3 - T_2) = c_V \cdot \frac{V_{Z,2}}{R} \cdot (p_3 - p_2) \\ \Rightarrow \quad p_{Z,3} &= p_{Z,2} + \frac{R}{c_V} \cdot \frac{Q_{23}}{V_{Z,2}} = p_{Z,1} \cdot \left(\frac{V_{Z,1}}{V_{Z,2}} \right)^\kappa + \frac{R}{c_V} \cdot m_B \cdot H_u \cdot \frac{1}{V_{Z,2}} \end{aligned}$$

beschreiben. Daraus folgt nun für den Differenzdruck

$$\Delta p_Z(\varphi) = p_{Z,3 \rightarrow 4}(\varphi) - p_{Z,2 \rightarrow 1}(\varphi) \quad (14-2)$$

mit

$$\begin{aligned} p_{Z,3 \rightarrow 4}(\varphi) &= p_{Z,3} \cdot \left(\frac{V_{Z,3}}{V_Z(\varphi)} \right)^\kappa \\ &= \left(p_{Z,1} \cdot \left(\frac{V_{Z,1}}{V_{Z,2}} \right)^\kappa + m_B \cdot \frac{H_u \cdot R}{c_V} \cdot \frac{1}{V_{Z,2}} \right) \cdot \left(\frac{V_{Z,3}}{V_Z(\varphi)} \right)^\kappa \\ &= p_{Z,1} \cdot \left(\frac{V_{Z,1} \cdot V_{Z,3}}{V_{Z,2} \cdot V_Z(\varphi)} \right)^\kappa + m_B \cdot \text{const.} \cdot \left(\frac{V_{Z,3}}{V_Z(\varphi)} \right)^\kappa \\ p_{Z,2 \rightarrow 1}(\varphi) &= p_{Z,1} \cdot \left(\frac{V_{Z,1}}{V_Z(\varphi)} \right)^\kappa. \end{aligned}$$

Beim Gleichraumprozeß gilt $V_{Z,2} = V_{Z,3}$. Dadurch vereinfacht sich (14-2) zu

$$\Delta p_Z(\varphi) = \begin{cases} 0 & \text{für } \varphi \in [-180^\circ, \varphi_{EB}] \\ m_B \cdot \text{const.} \cdot V_Z(\varphi_{EB})^{\kappa-1} \cdot V_Z(\varphi)^{-\kappa} & \text{für } \varphi \in [\varphi_{EB}, 180^\circ] \end{cases}.$$

Das Integral über den Differenzdruck

$$\Delta p = \int_{-180^\circ}^{180^\circ} \Delta p_Z(\varphi) d\varphi = \text{const.} \cdot m_B \cdot V_Z(\varphi_{EB})^{\kappa-1} \cdot \int_{\varphi_{EB}}^{180^\circ} V_Z(\varphi)^{-\kappa} d\varphi$$

ist ein lineare Funktion der Einspritzmenge m_B und eine nichtlineare Funktion des Einspritzwinkels φ_{EB} . Dieses Verhalten hat sich auch in Versuchen und Simulationen gezeigt. Eine eindeutige Aussage ist beim relativen Verbrennungsvergleich mehrerer Zylinder über Einspritzmenge und Einspritzwinkel allein mit der Kenngröße Δp nicht möglich.

14.1.3.3 Relationsfunktion

Nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik

$$dU = dQ_B - p_Z \cdot dV_Z - dQ_W$$

ist die Änderung der inneren Energie dU des Arbeitsgases im Zylinder durch die bei der Verbrennung freiwerdende Wärme dQ_B (Brennverlauf), die an den Kolben abgegebene mechanische Arbeit $p dV_Z$ und den Wärmeübergang dQ_W zwischen Gas und Zylinderwand bestimmt. Aus dem Brennverlauf dQ_B , welcher die durch die Verbrennung des Kraftstoffs freigesetzte Energie darstellt, läßt sich die Änderung des verbrannten Kraftstoffs

$$dm_{BV} = \frac{1}{H_u} dQ_B$$

berechnen. Daraus folgt mittels Integration der Verlauf der verbrannten Kraftstoffmasse $m_{BV}(\varphi)$, und damit näherungsweise die Einspritzmenge $m_B \approx m_{BV}(\varphi_{VE})$. Die Berechnung der Brennfunktion würde ein komplette Kreisprozeßrechnung des

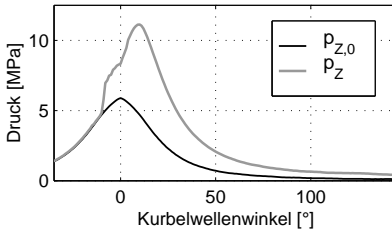
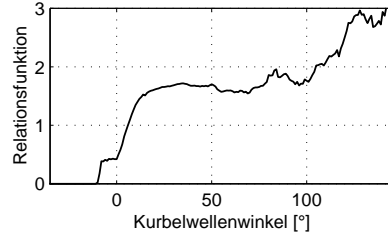
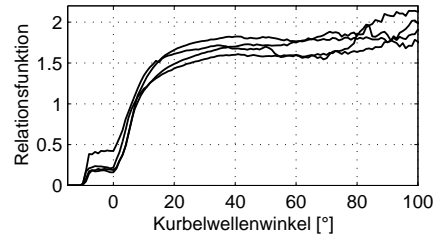


Bild 14-7. Druck, Schlepddruck und Relationsfunktion

Bild 14-8. Relationsfunktionen der vier Zylinder bei gleicher Ansteuerung. Das Verbrennungsende liegt hier bei etwa $\varphi_{EB} = 40^\circ$.

betrachteten Motorzylinders erfordern. In der Praxis begnügt man sich mit einer approximierten Brennfunktion. So läßt sich die Kraftstoffumsetzung näherungsweise aus dem Zylinderdruck berechnen [83]. Dabei wird zur Approximation der Brennfunktion die Relationsfunktion

$$r(\varphi) := \frac{p_Z(\varphi)}{p_{Z,0}(\varphi)} - 1 = \frac{\Delta p_Z(\varphi)}{p_{Z,0}(\varphi)} \sim m_{BV}(\varphi)$$

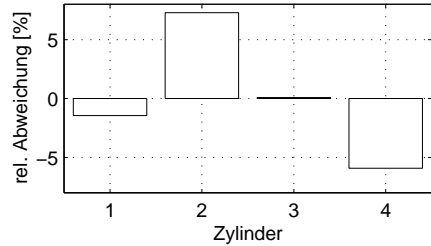
herangezogen. Sie verschwindet, wie auch die Brennfunktion $m_{BV}(\varphi)$, vor dem Brennbeginn, und ist danach bis zum Verbrennungsende φ_{VE} eine monoton steigende Funktion. In Bild 14-7 erkennt man die Monotonie bis zum Verbrennungsende. Danach sollte die Relationsfunktion in der gesamten Expansionsphase auf dem Wert $r(\varphi_{VE})$ beim Verbrennungsende verweilen. Aufgrund der Wertequantisierung des Zylinderdrucks wird jedoch der Funktionswert von starkem Rauschen überlagert.

Der Wert der Relationsfunktion beim Verbrennungsende $r(\varphi_{VE})$ kann zum relativen Vergleich der Einspritzmengen herangezogen werden. In Bild 14-8 sind die vier Relationsfunktionen der vier Zylinder bei gleicher Ansteuerung zu sehen. Bei Verbrennungsende, hier etwa $\varphi_{VE} = 40^\circ$, ist der Funktionswert proportional

$$r(\varphi_{VE}) \sim m_B$$

zur Einspritzmenge m_B . Problematisch ist nur die Bestimmung des Verbrennungsendes. Da die Verbrennungsdauer im Zeitbereich nicht ganz so stark variiert, ist das Verbrennungsende im Winkelbereich sehr abhängig von der Drehzahl, d.h. je höher die Drehzahl, umso mehr verschiebt sich das Verbrennungsende nach *spät*.

Bild 14-9. Residuen $R_i^{(p)}$ als relative Einspritzmengen­differenz errechnet aus den Relations­funktionen in Bild 14-8 zum Verbrennungsende bei $\varphi_{VE} = 40^\circ$



14.1.3.4 Relativer Einspritzmengenvergleich

Die Differenzdruckfläche fällt als Kenngröße zum relativen Vergleich der Einspritzmengen aus, da sie auch vom Einspritzbeginn φ_{EB} abhängt. Hingegen ist die Relationsfunktion $r(\varphi_{VE})$ zum Verbrennungsende geeignet, eine Aussage über die relativen Einspritzmengenabweichungen durchzuführen.

Mit dem Mittelwert aller Relationsfunktionwerte zum Verbrennungsende über alle Zylinder

$$\bar{r}(\varphi_{VE}) = \frac{1}{Z} \sum_{i=1}^Z r_i(\varphi_{VE})$$

läßt sich die relative Einspritzmengenabweichung eines Zylinders als Residuum

$$R_i^{(p)} = \frac{r_i(\varphi_{VE}) - \bar{r}(\varphi_{VE})}{\bar{r}(\varphi_{VE})}$$

bei der Druckauswertung (p) definieren. Bei einem negativen Residuum wurde zuwenig eingespritzt, bei einem positiven Residuum zuviel. Soll im Mittel die Kraftstoffmenge m_B in alle Zylinder eingespritzt werden, so wurde in Zylinder i in Wirklichkeit $(1 + R_i) \cdot m_B$ eingespritzt. Die Ansteuerung der Injektors muß dann entsprechend korrigiert werden. In Bild 14-9 sind die Residuen R_i als relative Einspritzmengen­differenz dargestellt. Sie wurden aus den Relations­funktionen in Bild 14-8 zum Verbrennungsende bei $\varphi_{VE} = 40^\circ$ errechnet.

Die Mittelwertbildung setzt natürlich voraus, daß dafür in alle Zylinder die gleiche Menge eingespritzt werden sollte. Ist dies nicht der Fall, so muß mit den Soll­einspritzmengen bei der Mittelwertbildung

$$\bar{r}(\varphi_{VE}) = \frac{\sum_{i=1}^Z m_{b,\text{soll},i} \cdot r_i(\varphi_{VE})}{\sum_{i=1}^Z m_{b,\text{soll},i}}$$

gewichtet werden.

Neben der Einfachheit und Genauigkeit, mit der dieses Verfahren zur Bestimmung der relativen Einspritzmengen­differenzen ist, besitzt es auch Nachteile. So muß in jedem Zylinder ein Drucksensor untergebracht werden, der am besten win-

kelsynchron abgetastet wird. Verwendet man ein Winkelauflösung von 6° , so ergibt sich bei einem Vierzylindermotor und einer Drehzahl von 5000 min^{-1} eine Datenrate von 20 kBaud . Zur Auswertung muß beim jeweiligen Zylinder der Schleppdruck $p_{Z,0}$ rekonstruiert werden. Beim Verbrennungsende φ_{VE} muß die Relationsfunktion $r_i(\varphi_{VE})$, der Mittelwert \bar{r} und das Residuum R_i als relative Einspritzmengendifferenz berechnet werden. Neben den zusätzlichen Sensoren inklusive Verkabelung, kann die zur Ermittlung des Residuums benötigte Rechenleistung nur durch eine zusätzliche Recheneinheit in der Motorelektronik bereitgestellt werden.

14.1.4 Winkelgeschwindigkeit

Wie bereits in der Einleitung beschrieben, führen die Einspritzabweichungen zu niederfrequenten Drehzahlschwankungen, die für den Fahrer als Laufunruhe und Motorschütteln bemerkbar werden. Also liegt nicht näher, als die Kurbelwellendrehzahl ω_{KW} als Informationsquelle zur Detektion der relativen Kraftstoffmengenabweichungen zu benutzen.

Ausgehend von der Bewegungsgleichung (8-3)

$$\Theta \cdot \dot{\omega} = M_{\text{mass}} + M_{\text{gas}} + M_{\text{ventil}} + M_{\text{reib}} + M_{\text{last}}$$

des Schubkurbelgetriebes und der Transformation vom Zeit- in den Winkelbereich

$$\dot{\omega} = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi}$$

verschwindet bei der Integration

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi_0 + \frac{4\pi}{Z}} \Theta \omega \frac{d\omega}{d\varphi} d\varphi = \Theta \int_{\varphi_0}^{\varphi_0 + \frac{4\pi}{Z}} \omega d\omega = \int_{\varphi_0}^{\varphi_0 + \frac{4\pi}{Z}} \sum_i M_i d\varphi$$

über ein Zylinderintervall $\frac{4\pi}{Z}$ der Anteil des Massenmoments M_{mass} und des Ventilmoments M_{ventil} , da sie über ein Zylinderintervall mittelwertfrei sind. Das Ergebnis

$$\frac{\Theta}{2} \left(\omega^2 \left(\varphi_0 + \frac{4\pi}{Z} \right) - \omega^2(\varphi_0) \right) = [W_{\text{gas}} + W_{\text{reib}} + W_{\text{last}}]_{\varphi_0}^{\varphi_0 + \frac{4\pi}{Z}} \quad (14-3)$$

entspricht der Arbeitsbilanz innerhalb des Zylinderintervalls. Da die Arbeitsbilanz offensichtlich eine Funktion der verbrannten Einspritzmenge m_{BV} und damit der Einspritzmenge m_B ist, muß das Zylinderintervall so gelegt werden, daß innerhalb dieser Grenzen nur die zu untersuchende Verbrennung stattfindet. Idealerweise legt man den Anfangswinkel φ_0 unmittelbar vor den frühesten Verbrennungsbeginn $\varphi_{VA,min}$ fest.

Vereinfacht wird oftmals der *obere Totpunkt* als Anfangswinkel benutzt. Da aber gerade durch die Piloteinspritzung ein Teil der Verbrennung bereits vor dem oberen Totpunkt stattfindet, entsteht hierdurch ein Fehler in der Arbeitsbilanz.

14.1.4.1 Stationäre Einspritzmengenschätzung

Im stationären Betriebszustand ist die Reib- W_{reib} und die Lastarbeit W_{last} konstant. Die Gasarbeit W_{gas} wird in Anlehnung an [59] in seinen Gleichanteil \bar{W}_{gas} , der proportional zur mittleren Einspritzmenge ist, und einem mittelwertfreien Wechselanteil \tilde{W}_{gas} , der aus den Einspritzmengendifferenzen folgt, zerlegt.

$$W_{\text{gas}} = \bar{W}_{\text{gas}} + \tilde{W}_{\text{gas}}$$

Im stationären Zustand muß aufgrund der Definition die Summe

$$\bar{W}_{\text{gas}} + W_{\text{reib}} + W_{\text{last}} = 0 \quad (14-4)$$

verschwinden. Aus der Arbeitsbilanz (14-3) wird nun

$$\frac{\Theta}{2} \left(\omega^2 \left(\varphi_0 + \frac{4\pi}{Z} \right) - \omega^2(\varphi_0) \right) = [\tilde{W}_{\text{gas}}]_{\varphi_0}^{\varphi_0 + \frac{4\pi}{Z}}.$$

Da der mittelwertfreie Wechselanteil \tilde{W}_{gas} im Zylinderintervall ist proportional zur Energiedifferenz der mittleren Verbrennungsenergie und damit proportional zum Einspritzmengenfehler $\Delta m_{B,i}$. Bezieht man den Wechselanteil auf den mittlere Verbrennungsenergie $\bar{m}_B \cdot H_u$, so erhält man die relative Einspritzmengenabweichung als Residuum

$$R_i^{(\omega)} = \frac{\Theta}{2 \cdot \bar{m}_B \cdot H_u} \cdot \left(\omega^2 \left(\varphi_0 + \frac{4\pi}{Z} \right) - \omega^2(\varphi_0) \right) \quad (14-5)$$

bei der Winkelgeschwindigkeitsauswertung. Als mittlere Einspritzmenge \bar{m}_B wird aus der Anfangsüberlegung dieses Kapitels die Solleinspritzmenge benutzt.

Vereinfacht wirkt bei diesem Verfahren noch, daß die Winkelgeschwindigkeit $\omega(\varphi_0 + \frac{4\pi}{Z})$ am Ende des Zylinderintervalls gleich der Winkelgeschwindigkeit $\omega(\varphi_0)$ am Anfang des nächsten Zylinderintervalls ist, d.h. man muß zur Berechnung des Residuums nur die Winkelgeschwindigkeit am Ende des Intervalls bestimmen, da die Anfangswinkelgeschwindigkeit gleich der Endwinkelgeschwindigkeit vom vorherigen Intervall ist.

Das Verfahren zur Berechnung der Residuen wurde an einem realen Motor getestet. In Bild 14-10 ist die Drehzahl des Motors und die berechneten Residuen im stationären Zustand mit dem Anfangswinkel $\varphi_0 = -20^\circ$ zu sehen. Sehr deutlich erkennt man, daß sich das *Residuenmuster der Zylinder* in jedem Arbeitspiel wiederholt.

14.1.4.2 Instationäre Einspritzmengenschätzung

Es fällt auf, daß die Berechnung des Residuums (14-5) im Zylinderintervall i nur durch die Winkelgeschwindigkeit am Anfang bzw. am Ende des Intervalls berechnet wird. Ein relativer Vergleich zwischen den einzelnen Zylindern findet nicht statt, weil der stationäre Zustand vorausgesetzt ist.

Um die Residuenbestimmung im instationärem Zustand untersuchen zu können, wird die Berechnung nach (14-5) in einem Übergang untersucht. In Bild 14-11 ist die

Bild 14-10. Drehzahl und Residuen im stationären Zustand mit Anfangswinkel $\varphi_0 = -20^\circ$

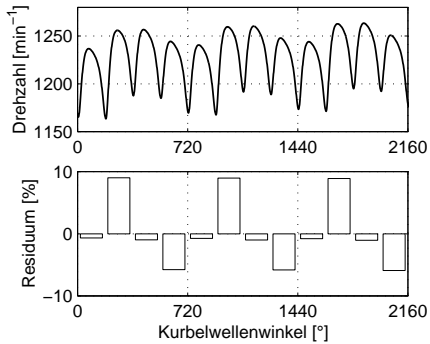
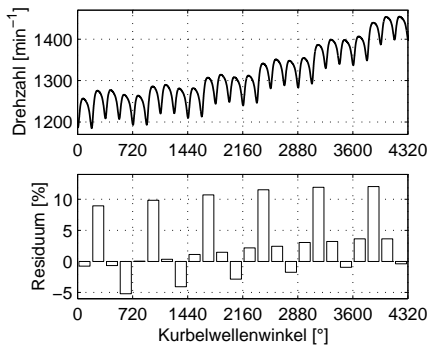


Bild 14-11. Drehzahl und Residuen im instationären Zustand mit Anfangswinkel $\varphi_0 = -20^\circ$

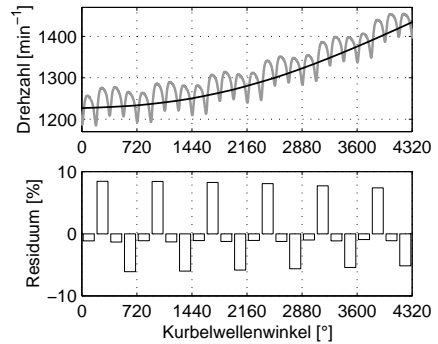


Drehzahl des Motors und die berechneten Residuen im instationären Zustand mit dem Anfangswinkel $\varphi_0 = -20^\circ$ zu sehen. Während im ersten Arbeitsspiel (noch stationärer Zustand) das *Residuenmuster* mit dem in Bild 14-10 übereinstimmt, verändert sich das Muster zu Beginn der Drehzahlerhöhung. Da die mittlere Drehzahl steigt, d.h. nicht konstant ist, wird für alle Zylinder eine zu große Einspritzmenge festgestellt. Für die richtige Bestimmung der Residuen muß also die mittlere Drehzahl berücksichtigt werden.

Im instationären Fall, d.h. wenn die mittlere Drehzahl $\bar{\omega}_{KW}$ nicht konstant ist, verschwindet die Summe (14-4) nicht, d.h. die überschüssige bzw. fehlende Energie wird zur Beschleunigung bzw. Verzögerung des Motors benutzt. Hierzu zieht man die Änderung der mittleren Drehzahl zur Bestimmung dieser Energie heran, um dann auf den wirklichen Wechselanteil \tilde{W}_{gas} zu schließen.

Mit der abkürzenden Schreibweise $\varphi_1 = \varphi_0 + \frac{4\pi}{Z}$ für den Endwinkel des Zylinderintervalls, $\omega_{0/1} = \omega(\varphi_{0/1})$ für die Drehzahlen am Anfang bzw. Ende und der mittleren Drehzahlen $\bar{\omega}_{0/1}$ läßt sich das Residuum auch bei instationären

Bild 14-12. Drehzahl, mittlere Drehzahl und Residuen im instationären Zustand mit Anfangswinkel $\varphi_0 = -20^\circ$



Betriebszuständen ermitteln. Die Änderung der mittleren kinetischen Energie

$$\Delta \bar{E}_{kin} = \frac{\Theta}{2} (\bar{\omega}_1^2 - \bar{\omega}_0^2)$$

wird in der Arbeitsbilanz zur Änderung der mittleren Drehzahl von $\bar{\omega}_0$ auf $\bar{\omega}_1$ benötigt, d.h. diese Energie muß vom Wechselanteil abgezogen werden. Das Residuum läßt sich nun durch

$$R_i^{(\omega)} = \frac{\Theta}{2 \cdot \bar{m}_B \cdot H_u} \cdot [(\omega_i^2 - \omega_0^2) - (\bar{\omega}_1^2 - \bar{\omega}_0^2)]$$

auch im instationären Zustand errechnen. In Bild 14-12 ist die Drehzahl des Motors, die mittlere Drehzahl und die berechneten Residuen im instationären Zustand mit dem Anfangswinkel $\varphi_0 = -20^\circ$ zu sehen. Nun bleibt das *Residuenmuster* auch im instationären Zustand erhalten.

Bestimmung der mittleren Drehzahl

Die Aufgabe besteht nun darin, die mittlere Drehzahl zu einem bestimmten Winkel zu bestimmen. Um dabei systematische Fehler bei der Mittelwertbildung auszuschließen, ist es sinnvoll über ein Arbeitsspiel, d.h. über Z Werte, zu mitteln. Außerdem darf durch die Mittelung keine Phasenverschiebung stattfinden. Dies kann mit einem akasalen, gleitenden Mittelwertfilter mit der Gruppenlaufzeit $\tau_g = 0$ mit den Drehzahlen ω_0 an jeweiligen Anfangs- bzw. Endpunkten der Zylinderintervalle als Eingangsgröße erfolgen. Ein akasales Mittelwertfilter mit verschwindender Gruppenlaufzeit muß über eine ungerade Anzahl von Werten mitteln. Hier stellt sich aber das Problem, daß die Zylinderanzahl Z in Verbrennungsmotoren meistens eine gerade Zahl ist.

Dieses Problem kann man umgehen, indem man $Z + 1$ Drehzahlwerte nimmt. Der erste und der letzte Drehzahlwert, der zum gleich Zylinder wie der erste gehört und damit die gleichen systematischen Fehler besitzt, werden bei der Mittelwertbildung jeweils hälftig gewertet. Aus diesen Überlegungen heraus kann

Zylinder	Z2	Z3	Z4	Z1	Z2	Z3	Z4	Z1	Z2
Zylinderintervall	$i-3$	$i-2$	$i-1$	i	$i+1$	$i+2$	$i+3$	$i+4$	$i+5$
Drehzahlmessung	ω_{i-2}	ω_{i-1}	ω_i	ω_{i+1}	ω_{i+2}	ω_{i+3}	ω_{i+4}	ω_{i+5}	
Zeithorizont für $\bar{\omega}_i$	[Bar]								
Zeithorizont für $\bar{\omega}_{i+1}$		[Bar]							
Ansteuerung für Zylinder 1			Δ				Δ		
Zeit für korrigierenden Eingriff							[Bar]		

Bild 14-13. Zeitablauf zur Berechnung der mittleren Drehzahl, des Residuums und des Eingriffs in die Einspritzung

die mittlere Drehzahl $\bar{\omega}_i$ im Zylinderintervall i bei gerader Zylinderanzahl durch

$$\bar{\omega}_i = \frac{1}{2Z} \omega_{i-\frac{Z}{2}} + \frac{1}{Z} \sum_{j=-\frac{Z}{2}+1}^{\frac{Z}{2}-1} \omega_{i+j} + \frac{1}{2Z} \omega_{i+\frac{Z}{2}}$$

und bei ungerader Zylinderzahl durch

$$\bar{\omega}_i = \frac{1}{Z} \sum_{j=-\frac{Z-1}{2}}^{\frac{Z-1}{2}} \omega_{i+j}$$

berechnet werden.

Das akasale Mittelwertfilter benötigt aber zur Berechnung der mittleren Drehzahl $\bar{\omega}_i$ im Zylinderintervall i bei gerader Zylinderzahl $\frac{Z}{2}$ und bei ungerader Zylinderzahl $\frac{Z-1}{2}$ zukünftige Drehzahlwerte, d.h. die Berechnung der mittleren Drehzahl kann erst nach der Messung der zukünftigen Werte rückwirkend für das Zylinderintervall i durchgeführt werden. Zur Berechnung des Residuums benötigt man die mittlere Drehzahl vor und nach dem Zylinderintervall. Aus dem Zeitablauf in Bild 14-13 ist ersichtlich, daß zur Berechnung der mittleren Drehzahl $\bar{\omega}_{i+1}$ am Ende des Zylinderintervalls i , des Residuums R_i und des Eingriffs in die Einspritzung ein Arbeitsspiel später, d.h. im Zylinderintervall $i+Z$, genau die Zeitdauer eines Zylinderintervalls zur Verfügung steht.

Problematik der Drehzahlbestimmung

In einem realen System kann nicht die wahre Winkelgeschwindigkeit ω_{KW} der Kurbelwelle sondern immer nur eine genäherte bestimmt werden. Die Messung erfolgt dabei in fast allen Kraftfahrzeugen mit Hilfe einer auf die Drehachse aufgesetzten Zahnscheine mit 60 Zähnen. Dabei wird die Zeit T_i zweier benachbarter gleichen Zahnflanken mit Hilfe der Periodendauermessung bestimmt. Der reziproke Wert ist proportional dem Mittelwert der Winkelgeschwindigkeit innerhalb dieses Winkelsegments.

Bei der Messung treten hierbei neben dem Quantisierungsfehler auch mecha-

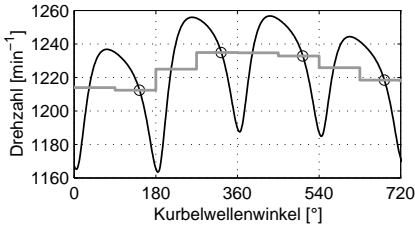
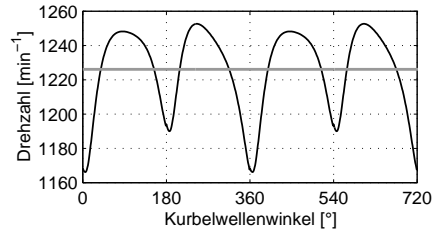


Bild 14-14. Drehzahl und Residuen bei Bestimmung der Winkelgeschwindigkeit mit einer Zahnscheibe mit 4 Zähnen.

Bild 14-15. Drehzahl und mittlere Drehzahl bei der Messung mit einer Zahnscheibe mit einem Zahn pro Zylinderintervall



nische Fehler (ungleiche Zahnflanken) und Fehler durch dezentrische Lage der Zahnscheibe auf. In [84, 254] wurde ein Kompensierungsverfahren vorgestellt, mit dem diese Fehler behoben werden können.

Natürlich macht man bei der Bestimmung der Winkelgeschwindigkeit mit einer Zahnscheibe, und der daraus berechneten Residuen, Fehler, die umso größer sind, je weniger Zähne die Zahnscheibe besitzt. Bei der Berechnung der Residuen muß die gemittelte Winkelgeschwindigkeit gewählt werden, in dessen Winkelsegment der Anfang φ_0 bzw. das Ende des Zylinderintervalls fällt. Das trotz einer geringen Anzahl von Zähnen das Ergebnis der Residuen verwendbar ist, wird in Bild 14-14 dargestellt. Dort wurde die hochauflösende Winkelgeschwindigkeit, die mit einer Zahnscheibe mit 360 Zähnen ermittelt wurde, auf 4 Zähne runtergerechnet. Trotzdem erkennt man kaum einen Unterschied im *Residuenmuster*. Dies ist darauf zurückzuführen, daß die Verbrennung im vorderen Teil des Zylinderintervalls stattfindet. Im hinteren Teil, dessen Winkelgeschwindigkeit zur Residuenberechnung herangezogen wurde, ist lediglich die in allen Zylindern gleiche Expansion festzustellen. Der Wechselanteil der Einspritzmengenabweichung führt hier keinen Einfluß aus.

Lediglich bei einer gemittelten Winkelgeschwindigkeit pro Zylinderintervall, d.h. bei einem Vierzylindermotor 2 Zähne, kann keine Aussage mehr über die Einspritzmengenabweichung getroffen werden. So kann z.B. der Zustand eintreffen, daß in den Zylindern abwechselnd die gleiche Menge zuviel bzw. zuwenig eingespritzt wurde. Der in Bild 14-15 dargestellte Drehzahlverlauf besitzt in jedem Zylinderintervall dann die gleiche mittlere Drehzahl. Eine Auswertung der

Residuen ist dann nicht möglich.

14.2 Einspritzdruckprädiktion

Wie in der Einleitung dieses Kapitels beschrieben, ist die Einspritzmenge auch eine Funktion der Druckdifferenz zwischen dem Druck unmittelbar vor der Einspritzdüse, der im schwingungsfreien Zustand mit dem Druck p_{CR} im Common-Rail übereinstimmt, und dem Zylinderdruck p_Z . Befindet sich das Einspritzsystem im schwingungsfreien Zustand und wird das Einspritzventil geöffnet, so läßt sich der Druckabfall unmittelbar vor der Düse durch (6-21) näherungsweise bestimmen. Zusätzlich wird eine stark gedämpfte Schwingung im Einspritzsystem angeregt. Diese kann aber dazu beitragen, daß bei der nächsten Einspritzung der Druck beim Öffnen der Düse nicht gleich dem mittleren Common-Rail-Druck p_{CR} ist. Dieses Problem tritt besonders bei Haupteinspritzungen auf, bei denen deren Piloteinspritzungen die Schwingungen angeregt haben. Wie in Bild 6-14 gezeigt wurde, kann die Schwingung eine Druckdifferenz von bis zu 10% hervorrufen. Bis zur Einspritzung am nächsten Zylinder ist jedoch die Schwingung abgeklungen. Die Aufgabe besteht nun in der Bestimmung oder Schätzung des Druckverlaufs unmittelbar nach der Piloteinspritzung.

Mit Hilfe des magnetoelastischen Effekts ließe sich der Druck unmittelbar vor dem Injektor bestimmen. Offsetfehler, die durch die Integration des Meßsignals entstehen, könnten im schwingungsfreien Zustand durch Vergleich mit dem mittleren Common-Rail-Druck p_{BR} vermieden werden.

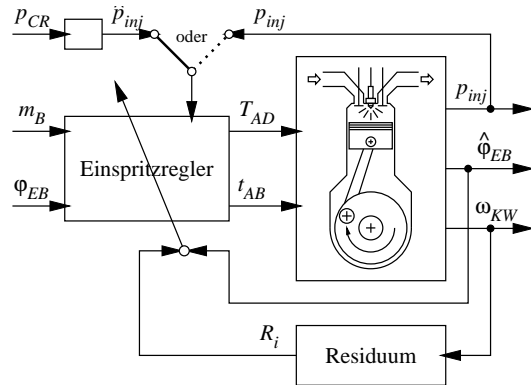
Aber auch die Schätzung des Drucks ist sinnvoll. Da die Schwingfrequenz und die Dämpfung von den geometrischen Ausmaßen und physikalischen Eigenschaften des Dieselmotors abhängen, kann versucht werden, Beginn und Amplitude der Schwingung mit der Dauer der Piloteinspritzung zu verknüpfen. In [267] wurde aufgrund empirischer Untersuchungen ein linearer Zusammenhang festgestellt. Eine physikalische Begründung könnte man mit der Ausweitung der finiten Modellierung des Einspritzsystems in Abschnitt 6.7 finden.

14.3 Adaption der Ansteuerungsdauer

Mit dem Ergebnis der relativen Einspritzmengenabweichung und der Bestimmung des wirklichen Einspritzdrucks läßt sich über die Adaption der Ansteuerungsdauer T_{AD} eine Zylindergleichstellung bzw. Laufruheregung realisieren.

Die vom Motorregler vorgegebene Einspritzmenge m_B und der Einspritzwinkel φ_{EB} werden über die Einspritzregelung in eine Ansteuerungsdauer T_{AD} und einen Ansteuerungsbeginn t_{AB} der Injektoren, wie in Bild 14-16 dargestellt, zylinderindividuell umgesetzt. Bei der Umsetzung, die entweder modell- oder kennfeldbasiert ist, muß der wahre an den Injektoren anliegende Druck p_{inj} gemessen oder mit

Bild 14-16. Struktur der Adaption



einem geeigneten Modell aus dem mittleren Common-Rail-Druck p_{CR} geschätzt werden. Mit Hilfe der aus der Motordrehzahl berechneten Residuen und den mit Hilfe des magnetoelastischen Effekts in Kapitel 11 ermittelten Einspritzbeginn $\hat{\varphi}_{EB}$ wird die Einspritzregelung adaptiert, um relative Einspritzmengendifferenzen auszuregeln.

14.3.1 Modellbasierte Adaption

Beim modellbasierten Einspritzregler ist die Ansteuerungsdauer T_{AD} und der Ansteuerungsbeginn t_{AB} eine Funktion

$$(T_{AD}, t_{AB})^T = \mathbf{f}_{\mathbf{x}}(m_B, \varphi_{EB}, p_{inj})$$

der Eingangsgrößen Einspritzmenge m_B , Einspritzwinkel φ_{EB} und Düsendruck p_{inj} in Abhängigkeit eines Parametervektors \mathbf{x} . Der Parametervektor setzt sich im Idealfall aus physikalischen Größen zusammen, die das Einspritzsystem beschreiben. Die Aufgabe der Adaption besteht darin, den Parametervektor \mathbf{x} so zu ändern, daß die relativen Einspritzmengenabweichungen ausgeregelt werden.

Kennt man die Funktion \mathbf{f} und den Parametervektor \mathbf{x} , so stellt es prinzipiell keine Schwierigkeit dar, in der Literatur ein passendes Adaptionsverfahren zu finden. Das Problem liegt vielmehr in der Funktion \mathbf{f} . Auch wenn in Kapitel 6 das Einspritzsystem möglichst vollständig beschrieben wurde, so wird es aufgrund der ganzen Nichtlinearitäten und Parameterabhängigkeiten von Druck und Temperatur des Dieselkraftstoffs kaum möglich sein, eine in der Praxis verwendbare explizite Darstellung der Funktion \mathbf{f} zu finden. Allein die Abhängigkeiten vom verwendeten Dieselkraftstoff (z.B. Winter- bzw. Sommerdiesel) lassen sich nur sehr schwer beschreiben.

Geht man von (6-6) aus, so kann man mit der Druckdifferenz Δp an der Düsen-nadel und einer geschätzten effektiven Nadelöffnung \hat{A}_{eff} den Kraftstofffluß und durch Integration die Kraftstoffmenge m_B bestimmen. Aber auch die An-

Bild 14-17. Kennlinie mit Stützstellen + eines Injektors bei konstantem Common-Rail-Druck
PCR

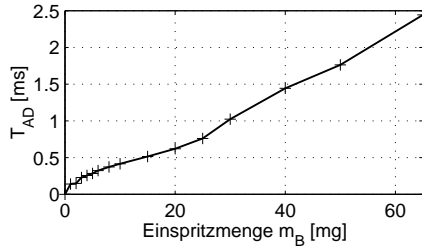
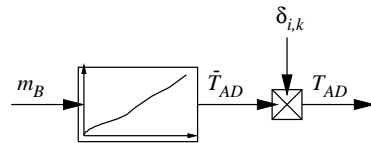


Bild 14-18. Struktur der Kennlinienadaption durch Multiplikation mit dem zu adaptierenden Korrekturwert $\delta_{i,k}$ für den Zylinder i im Abtastschritt k



näherung der effektiven Nadelöffnung \hat{A}_{eff} durch z.B. einfache Modelle zweiter Ordnung, deren Adaption bereits ein Großteil der zur Verfügung stehenden Rechenleistung in der Motorelektronik benötigen, hat sich durch mehrere Versuche in [265, 266, 268] als zu ungenau erwiesen. Bei der Erweiterung der Modelle steigt aber auch gleichzeitig der Rechenbedarf meist mit der Ordnung $O(n^2)$.

In den Algorithmen der derzeitigen Motorelektronik werden zum Umsetzen der Wunscheinspritzmenge m_B in die Ansteuerungsdauer T_{AD} Kennfelder benötigt. Natürlich besteht, wie in der Einleitung dieser Arbeit beschrieben, das Problem darin, daß diese Kennfelder statisch sind und damit eigentlich nur für den ausgemessenen Motor gelten. Dieser Nachteil kann durch eine Adaption des Kennfelds, die einfach in das bestehende System implementierbar ist, behoben werden. Bevor auf die Kennfeldadaption eingegangen wird, soll der Grundgedanke dazu in einer Adaption im stationären Arbeitspunkt erarbeitet werden.

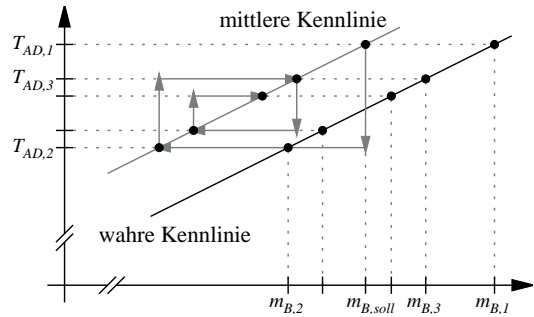
14.3.2 Adaption des Korrekturfaktors

Ausgangspunkt der Adaption ist die auf dem Motorprüfstand ermittelte mittlere Einspritzkennlinie $\bar{T}_{AD}(m_B)$ des Injektors bei konstantem Common-Rail-Druck. In Bild 14-17 ist exemplarisch eine Kennlinie mit deren Stützstellen abgebildet. Die Einspritzmengenkorrektur greift in die Ansteuerungsdauer T_{AD} gemäß Bild 14-18 mit einem multiplikativen Faktor $\delta_{i,k}$ für Zylinder i im Abtastschritt k ein. Dazu wird die durch die mittlere Kennlinie $\bar{T}_{AD}(m_B)$ bestimmte Ansteuerungsdauer \bar{T}_{AD} mit $\delta_{i,k}$ multipliziert. Zur Ausregelung der Einspritzmengenabweichungen werden die Faktoren δ_i der einzelnen Zylinder adaptiert.

Das Residuum R_i stellt eine relative Abweichung dar. Damit kann die Adaption mit der einfachen Adaptionsgleichung

$$\delta_{i,k+1} = \delta_{i,k} - \alpha R_i \quad \alpha > 0 \quad (14-6)$$

Bild 14-19. Ergebnis des Adaptionsverfahrens mit dem Adaptionsparameter $\alpha = 1$



und dem Startwert $\delta_{i,0} = 1$ durchgeführt werden. Das Minuszeichen kommt daher, weil bei positivem Residuum R_i zuviel eingespritzt wurde, und damit der Korrekturwert verkleinert werden muß. Da nach der Voraussetzung vom Anfang dieses Kapitels sich die mittlere Einspritzmenge \bar{m}_B über alle Zylinder bei der Adaption nicht ändern soll, muß das Residuum bei den anderen $(Z - 1)$ Zylindern mit umgekehrtem Vorzeichen abgezogen werden.

$$\forall j = 1 \dots Z, j \neq i: \quad \delta_{j,k+1} = \delta_{j,k} + \frac{\alpha}{Z-1} R_i$$

Anstatt nach jeder Verbrennung alle Z Korrekturwerte δ_i zu adaptieren, kann auch nur der aktuelle Korrekturwert mit dem aktuellen Residuum und den $(Z - 1)$ letzten Residuen der anderen Zylinder durch

$$\delta_{i,k+1} = \delta_{i,k} - \alpha \left(R_i - \frac{1}{Z-1} \sum_{j \neq i} R_j \right) \quad (14-7)$$

adaptiert werden. Dabei kommt dem Adaptionsparameter α in Hinblick auf Stabilität, Schwingverhalten und Schnelligkeit der Zylindergleichstellung eine besondere Bedeutung zu. Es gilt dabei, für α einen Wert zu finden, bei dem das Verfahren schnell genug ist und trotzdem stabil arbeitet.

Um die Problematik der Parameterwahl zu verdeutlichen, wird $\alpha = 1$ gewählt und das Adaptionsverfahren gestartet. Das Ergebnis ist in Bild 14-19 zu sehen. Ausgehend vom Korrekturwert $\delta = 1$ und der Soll-Einspritzmenge $m_{B,soll}$ wird über die mittlere Kennlinie die erste Ansteuerungsdauer $T_{AD,1}$ berechnet. Da die wahre Einspritzmenge $m_{B,1}$ zu groß ist, und damit das Residuum R_i positiv, wird der Korrekturwert δ verkleinert. Die zweite Ansteuerungsdauer $T_{AD,2}$ erzeugt hingegen eine zu kleine Einspritzmenge $m_{B,2}$, worauf der Korrekturwert aufgrund des negativen Residuums wieder vergrößert wird. Die dritte Ansteuerungsdauer $T_{AD,3}$ verursacht hingegen wieder eine zu große Einspritzmenge. Man erkennt, daß das System schwingt, aber trotzdem stabil ist. Der Grund für die Schwingung lag darin, daß bei der ersten Adaption das positive Residuum zu stark gewertet wurde, d.h. die Adaption über den wahren Korrekturwert zur Erreichung der

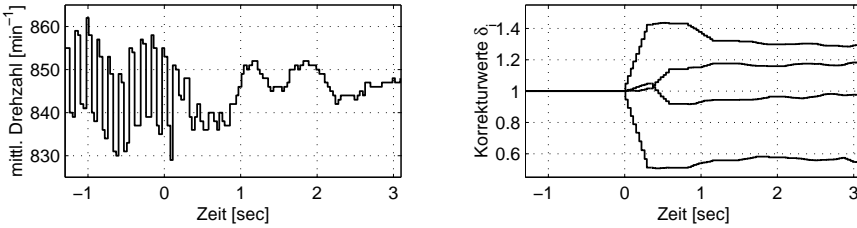


Bild 14-20. Ergebnis der Adaption an einem Arbeitspunkt mittels Korrekturwerte δ_i am realen Motor

Solleinspritzmenge hinausgeschossen ist.

Mit den beiden Korrekturen zum Abtastschritt k und $k+1$

$$T_{AD,k} = \bar{T}_{AD}(m_B) \cdot \delta_{i,k} \quad T_{AD,k+1} = \bar{T}_{AD}(m_B) \cdot \delta_{i,k+1}$$

und deren Differenz

$$T_{AD,k+1} - T_{AD,k} = T_{AD}^*(m_B) \cdot (\delta_{i,k+1} - \delta_{i,k})$$

folgt durch Einsetzen der Adaptionsgleichung (14-6)

$$\delta_{i,k+1} = \delta_{i,k} - \alpha R_i \Leftrightarrow \delta_{i,k+1} - \delta_{i,k} = -\alpha R_i$$

und Auflösen nach dem Residuum

$$R_i = -\frac{1}{\alpha} \cdot \frac{T_{AD,k+1} - T_{AD,k}}{T_{AD}^*(m_B)} \stackrel{\text{def}}{=} \frac{m_{B,i} - m_{B,soll}}{m_{B,soll}}$$

die Bestimmungsgleichung

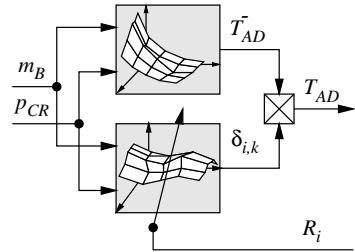
$$\alpha_{opt} = \frac{T_{AD,k+1} - T_{AD,k}}{m_{B,soll} - m_{B,i}} \cdot \frac{m_{B,soll}}{\bar{T}_{AD}(m_B)} \approx \frac{d\bar{T}_{AD}(m_B)}{dm_B} \cdot \frac{m_{B,soll}}{\bar{T}_{AD}(m_B)}$$

für den optimalen Adaptionparameter α_{opt} . Dieser kann für jede Solleinspritzmenge $m_{B,soll}$ vorher festgelegt werden. Damit wird im Idealfall die richtige Ansteuerungsdauer nach einem Adaptionsschritt erreicht. Wählt man einen Adaptionparameter $\alpha < \alpha_{opt}$, so wird die richtige Ansteuerungsdauer asymptotisch, ohne Überschwingen erst nach mehreren Schritten erreicht. Der Adaptionalgorithmus wird langsamer. Wählt man hingegen einen Adaptionparameter $\alpha > \alpha_{opt}$, so schwingt das System über oder wird sogar instabil. In der Praxis wird man den Korrekturwert durch das Intervall $[\delta_{min}, \delta_{max}]$ beschränken.

Das Adaptionsverfahren mittels Korrekturwerte δ_i wurde an einem Arbeitspunkt im Leerlauf am realen Motor getestet. Das Ergebnis ist in Bild 14-20 dargestellt. Man sieht, daß vor dem Einschalten der Adaption die mittlere Drehzahl stark schwankt, was sich in der Laufunruhe bemerkbar macht. Ab dem Zeitpunkt der Adaption werden die Einspritzmengenabweichungen durch die Korrekturwerte schnell ausgeglichen. Die Laufruheregung bzw. Zylindergleichstellung ist damit im stationären Punkt verwirklicht.

Im nichtstationären Betriebszustand, d.h. wenn sich entweder der Einspritzdruck p_{CR} oder die Solleinspritzmenge $m_{B,soll}$ ändert, ändern sich automatisch

Bild 14-21. Struktur der Kennfeldadaption



auch die Fehler zwischen der wahren und der mittleren Einspritzkennlinie. Bei langsamer Änderung verläuft die Adaption der Korrekturwerte δ_i noch so schnell, daß der Fahrer eine Laufunruhe nicht bemerkt. Jedoch bei schnellen Änderungen ist nicht nur wieder eine niederfrequente Drehzahlschwankung spürbar, sondern der Fehler nach der Korrektur könnte sogar größer sein, als ohne Korrektur, wenn z.B. im Arbeitspunkt 1 zuviel und im Arbeitspunkt 2 zuwenig eingespritzt wird. Dann ist der Korrekturwert δ_i im Arbeitspunkt 1 kleiner 1 und vergrößert damit nach schnellem Umschalten in Arbeitspunkt 2 sogar noch den Fehler.

Dies könnte vermieden werden, indem der Korrekturwert δ_i für einmal durchfahrende Arbeitspunkte in einem Kennfeld abgespeichert und bei nochmaligen Durchfahren zur Vorsteuerung verwendet wird. Damit ändert sich die Aufgabe von der Adaption eines Korrekturwerts zu der Adaption eines Kennfelds.

14.3.3 Adaption des Korrekturkennfelds

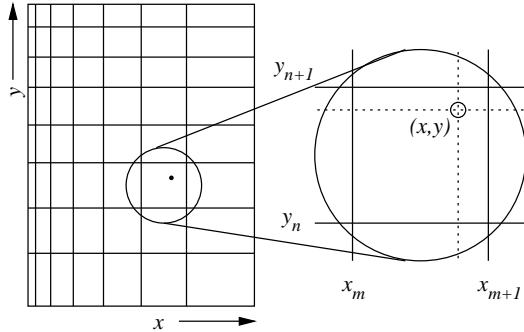
Bei der Kennfeldregelung werden die vorgegebenen Größen m_B und p_{CR} durch Interpolation eines im Motorenprüfstand ermittelten mittleren Einspritzkennfelds in eine mittlere Ansteuerungsdauer \bar{T}_{AD} überführt. Die Einspritzmengenkorrektur greift in die Ansteuerungsdauer T_{AD} gemäß Bild 14-21 mit einem arbeitspunktabhängigen, multiplikativen Faktor $\delta_{i,k}$ ein. Zur Ausregelung der Einspritzmengenabweichung werden die Kennfelder für δ_i der einzelnen Zylinder adaptiert.

14.3.3.1 Kennfeldinterpolation

In einem zweidimensionalen Kennfeld K_f^2 soll die Funktion $z = f(x, y)$ interpoliert werden. Dazu stehen die Funktionswerte an den diskreten Punkten $z_{m,n} = f(x_m, y_n)$ zur Verfügung. Diese werden auch *Stützstellen* genannt. Im allgemeinen sind die Stützstellen rechteckförmig, wie in Bild 14-22 dargestellt, angeordnet. Damit kann der Funktionswert $f(x, y)$ an der Stelle (x, y) , die im Intervall $[x_m, x_{m+1}]$ bzw. $[y_n, y_{n+1}]$ liegt, durch

$$\hat{f}(x, y) = (1-a) \cdot (1-b) \cdot f_{m,n} + (1-a) \cdot b \cdot f_{m,n+1} + a \cdot (1-b) \cdot f_{m+1,n} + a \cdot b \cdot f_{m+1,n+1} \quad (14-8)$$

Bild 14-22. Exemplarische Anordnung von Stützstellen eines Kennfelds



mit den Normabständen

$$a = \frac{x - x_m}{x_{m+1} - x_m} \quad b = \frac{y - y_n}{y_{n+1} - y_n}$$

linear interpoliert werden [12].

In dieser Form werden die zum Arbeitspunkt (m_B, p_{CR}) gehörende mittlere Ansteuerungsdauer \bar{T}_{AD} und der Korrekturfaktor δ_i aus einem Kennfeld bestimmt. Die Aufgabe besteht nun darin, die Kennfelder der Korrekturfaktoren δ_i zu adaptieren.

14.3.3.2 Kennfeldadaption

Bei der Adaption des Korrekturfaktorkennfelds im Arbeitspunkt (m_B, p_{CR}) müssen die umliegenden Stützpunkte $\delta_{m,n}$ so geändert werden, daß für den linear interpolierten Korrekturfaktor δ_i im Arbeitspunkt die Adaptionsgleichung (14-7)

$$\delta_{i,k+1} = \delta_{i,k} - \underbrace{\alpha \left(R_i - \frac{1}{Z-1} \sum_{j \neq i} R_j \right)}_{=R}$$

gilt. Dazu könnten die Stützpunkte gemäß ihrer Normabstände durch

$$\begin{aligned} \delta_{i,k+1,m,n} &= \delta_{i,k,m,n} - \alpha \cdot (1-a) \cdot (1-b) \cdot R \\ \delta_{i,k+1,m,n+1} &= \delta_{i,k,m,n+1} - \alpha \cdot (1-a) \cdot b \cdot R \\ \delta_{i,k+1,m+1,n} &= \delta_{i,k,m+1,n} - \alpha \cdot a \cdot (1-b) \cdot R \\ \delta_{i,k+1,m+1,n+1} &= \delta_{i,k,m+1,n+1} - \alpha \cdot a \cdot b \cdot R \end{aligned} \quad (14-9)$$

adaptiert werden. Hierbei wird aber, je nach Normabstand zu den Stützpunkten, ein Fehler gemacht. Liegt der Arbeitspunkt (m_B, p_{CR}) auf einer Stützstelle, so stellt (14-9) genau die Adaptionsgleichung (14-7) dar. Liegt aber der Arbeitspunkt z.B. genau in der Mitte des Adaptionrechtecks ($a = 0,5$ und $b = 0,5$), so wird jede Stützstelle, und damit auch der interpolierte Wert, nur um ein Viertel der normalen Schrittweite adaptiert. Hieraus folgt, daß in (14-9) die Adaptionsschrittweite mit

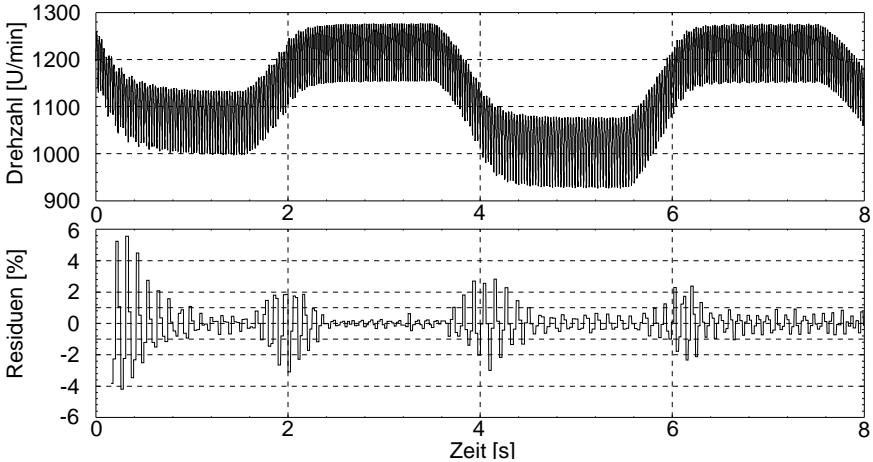


Bild 14-23. Adaption des Anfangskennfelds $\delta_{i,0,m,n} = 1$ in vier Arbeitspunkten

einem abstandsabhängigen Korrekturwert β multipliziert werden muß.

$$\begin{aligned}
 \delta_{i,k+1,m,n} &= \delta_{i,k,m,n} - \alpha \cdot \beta \cdot (1-a) \cdot (1-b) \cdot R \\
 \delta_{i,k+1,m,n+1} &= \delta_{i,k,m,n+1} - \alpha \cdot \beta \cdot (1-a) \cdot b \cdot R \\
 \delta_{i,k+1,m+1,n} &= \delta_{i,k,m+1,n} - \alpha \cdot \beta \cdot a \cdot (1-b) \cdot R \\
 \delta_{i,k+1,m+1,n+1} &= \delta_{i,k,m+1,n+1} - \alpha \cdot \beta \cdot a \cdot b \cdot R
 \end{aligned} \tag{14-10}$$

Setzt man (14-10) in die Kennfeldinterpolation (14-8) ein, so erhält man aus

$$\begin{aligned}
 \hat{\delta}_{i,k+1} &= (1-a) \cdot (1-b) \cdot (\delta_{i,k,m,n} - \alpha \cdot \beta \cdot (1-a) \cdot (1-b) \cdot R) + \\
 & (1-a) \cdot b \cdot (\delta_{i,k,m,n+1} - \alpha \cdot \beta \cdot (1-a) \cdot b \cdot R) + \\
 & a \cdot (1-b) \cdot (\delta_{i,k,m+1,n} - \alpha \cdot \beta \cdot a \cdot (1-b) \cdot R) + \\
 & a \cdot b \cdot (\delta_{i,k,m+1,n+1} - \alpha \cdot \beta \cdot a \cdot b \cdot R) \\
 &= \delta_{i,k} - \alpha \cdot \beta \cdot R \cdot \dots \\
 & \dots \left((1-a)^2 \cdot (1-b)^2 + (1-a)^2 \cdot b^2 + a^2 \cdot (1-b)^2 + a^2 \cdot b^2 \right)
 \end{aligned}$$

und den Vergleich mit der Adaptionsgleichung (14-7) den abstandsabhängigen Korrekturwert

$$\beta = \frac{1}{(1-a)^2 \cdot (1-b)^2 + (1-a)^2 \cdot b^2 + a^2 \cdot (1-b)^2 + a^2 \cdot b^2}$$

der Kennfeldadaption.

Zur Überprüfung der Kennfeldadaption werden, ausgehend vom Anfangskennfeld $\delta_{i,0,m,n} = 1$, die vier Arbeitspunkte (30mg,40MPa), (40mg,50MPa), (30mg,50MPa) und (40mg,40MPa) angefahren. Die Adaption der Kennfelder ist durch die kleiner werdenden Residuen in Bild 14-23 deutlich zu erkennen. Durch nochmaliges Anfahren der vier Arbeitspunkte in Bild 14-24 erkennt man, daß das Kennfeld in diesem Bereich so gut adaptiert ist, daß die mittlere Einspritzmengen-

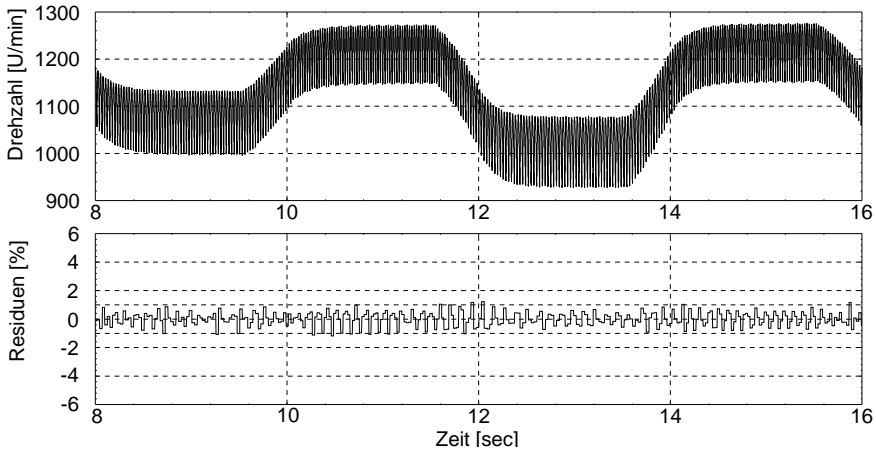


Bild 14-24. Nochmaliges Durchfahren der vier Arbeitspunkte aus Bild 14-23 mit adaptiertem Kennfeld

abweichung unter 1% liegt.

Mit dem beschriebenen Verfahren der Kennfeldadaption ist eine Korrektur der Einspritzmengenabweichungen im gesamten Arbeitsbereich, insbesondere auch im dynamischen Übergang, zu erreichen. Der Nachteil liegt in der Komplexität des Verfahrens. Pro Zylinderintervall müssen vier Stützstellenwerte adaptiert, der Korrekturfaktor δ_i interpoliert und mit der mittleren Ansteuerungsdauer \bar{T}_{AD} multipliziert werden. Der Rechenbedarf ist dabei sehr groß.

14.4 Zusammenfassung und Ausblick

Im Bereich der Zylindergleichstellung bzw. Laufrüheregelung wurden die drei Bereiche Einspritzmengenabgleich, Einspritzdruckprädiktion und Adaption der Ansteuerungsdauer untersucht. Die Einspritzmengenabgleich liefert einen relativen Vergleich der in die Verbrennungsräume eingespritzten Kraftstoffmassen m_B . Dies geschieht entweder durch Auswertung des Brennraumdrucks bzw. der Kurbelwellenwinkelgeschwindigkeit. Während beide Verfahren sowohl im stationären Zustand als auch im dynamischen Übergang in allen Betriebspunkten gute Ergebnisse bringen, benötigt die Auswertung der Drehzahl gegenüber der Druckmessung keine zusätzlichen Sensoren. Eine einfache Implementierung ist hierdurch gewährleistet.

Da der Druck im Common-Rail nicht gleich dem Druck unmittelbar vor der Einspritzdüse ist, muß dieser entweder gemessen oder geschätzt werden. Nur dadurch kann die richtige Kraftstoffmenge, die abhängig von der Druckdifferenz an der Düse ist, eingespritzt werden. Hier wurden einige Verfahren vorgestellt, mit denen dies prinzipiell möglich sein sollte.

Bei der Adaption der Ansteuerungsdauer T_{AD} der Injektoren muß eine modellbasierte Anpassung aufgrund der fehlenden expliziten Darstellung ausfallen. Auch eine Näherung durch unterschiedliche Funktionsansätze kommt aufgrund der zu großen Fehler nicht in Betracht. Um eine einfache Implementierung zu gewährleisten, wurde ein Adaptionverfahren mit Korrekturfaktor bzw. -kennfeld entworfen. Während der Adaptionalgorithmus für den Korrekturfaktor sehr wenig Rechenzeit benötigt und im stationären bzw. langsam veränderlichen Arbeitspunkt sehr gute Ergebnisse zeigt, benötigt die Kennfeldadaption sehr viel Rechenzeit. Dafür wird aber eine Adaption in jedem Arbeitspunkt und in jedem dynamischen Übergang realisiert.

Es hat sich gezeigt, daß die Überlegungen zur Zylindergleichstellung ein hohes Entwicklungspotential haben. So können z.B. andere Verfahren getestet werden, die Einspritzmengen m_B nicht nur relativ, sondern sogar absolut oder mit höherer Genauigkeit zu bestimmen. Gerade im Bereich der Einspritzdruckprädiktion existieren unterschiedliche Möglichkeiten, diese zu realisieren.

15 Laderegler

Die Laderegelung besteht aus der Regelung der Abgasrückführrate X_{AGR} und des Ladedrucks p_{LD} . Dabei wird über die Verstellung der variablen Turbinengeometrie und über das Abgasrückführventil in das System eingegriffen. Das Frischluft- und Abgassystem ist dabei ein Mehrgrößensystem, d.h. beide Eingangsgrößen des Systems beeinflussen beide Ausgangsgrößen (siehe Bild 15-1). Trotzdem werden hier zwei Eingrößenregler entworfen, bei denen die jeweilige Wirkung der anderen Eingangsgröße als Störgröße behandelt wird. Dies ist in Bild 15-2 dargestellt.

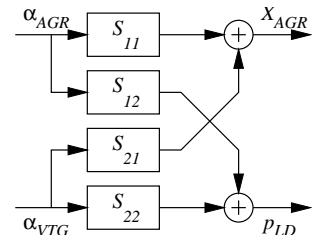
15.1 Regelung der Abgasrückführrate

Die Abgasrückführrate X_{AGR} wird, wie bereits in Abschnitt 5.2.2 beschrieben, über ein Ventil, das als Düse mit veränderlichen Querschnitt modelliert wird, eingestellt. Der Massenstrom durch die Leitung und damit die Rückführrate wird durch die Durchflußgleichung (5-12) beschrieben. Im Fahrbetrieb werden eine Vielzahl von verschiedenen Betriebspunkten angefahren, die alle den Saugrohr- und Auspuffdruck, und damit auch die Rückführrate, beeinflussen. Es ist daher ohne Messung des Systemzustandes nicht möglich, eine allgemeingültige Beschreibung für die Klappenstellung anzugeben, um eine bestimmte Sollrückführrate einzuhalten.

15.1.1 Steuerung

Die Abgasrückführrate X_{AGR} ist das Verhältnis des rückgeführten zum gesamten Luftmassenstrom in den Zylinder. Mit dem Luftmassenstrom \dot{m}_{LM} durch den

Bild 15-1. Das Frischluft- und Abgassystem als Mehrgrößensystem mit Verstellung der variablen Turbinengeometrie und des Rückführventils als Eingangsgrößen und Ladedruck und Abgasrückführrate als Ausgangsgrößen



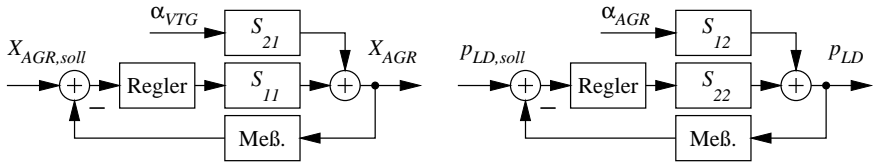


Bild 15-2. System der Eingrößenregelung, bei der die Wirkung der anderen Eingangsgröße als Störgröße behandelt wird

Luftmassensensor und dem rückgeführten Luftmassenstrom \dot{m}_{AGR} wird die Abgasrückführrate durch

$$X_{AGR} = \frac{\dot{m}_{AGR}}{\dot{m}_{AGR} + \dot{m}_{LM}} \quad (15-1)$$

beschrieben. Ist die Abgasrückführrate als Führungsgröße vorgegeben und \dot{m}_{LM} durch den Luftmassenmesser bestimmt, so kann man 15-1 nach \dot{m}_{AGR}

$$\dot{m}_{AGR} = \frac{X_{AGR} \cdot \dot{m}_{LM}}{1 - X_{AGR}}$$

auflösen. Kennt man den Druck im Saugrohr p_S bzw. im Abgasrohr p_A , so muß das Rückführventil nach der Durchflußgleichung (5-12)

$$A_{\text{eff}} = \frac{\dot{m}_{AGR}}{\sqrt{2\rho_A p_A} \sqrt{\frac{\kappa_A}{\kappa_A - 1} \left[\left(\frac{p_S}{p_A} \right)^{\frac{2}{\kappa_A}} - \left(\frac{p_S}{p_A} \right)^{\frac{\kappa_A + 1}{\kappa_A}} \right]}}$$

eingestellt werden. Damit kann die Abgasrückführrate X_{AGR} über den Querschnitt des Ventils variiert werden.

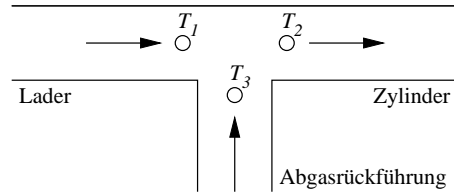
Ein Hauptnachteil dieses Verfahrens besteht darin, daß die Rückführrate lediglich gesteuert und nicht geregelt wird. Wirken Störungen auf das System oder kann der effektive Ventilquerschnitt A_{eff} des Rückführventils aufgrund von Alterungseffekten oder Justagefehlern nicht exakt eingestellt werden, ergeben sich Fehler, die unbemerkt bleiben. Eine Regelung ist daher diesem Verfahren vorzuziehen, da dabei ein fortlaufender Vergleich zwischen Soll- und Ist-Abgasrückführrate stattfindet. Dazu muß aber die aktuelle Abgasrückführrate bestimmt werden.

15.1.2 Bestimmung der Abgasrückführungsrate

Der für die Regelung benötigte Ist-Wert der Abgasrückführrate X_{AGR} kann über einen zusätzlichen Luftmassenmesser in der Rückführleitung bestimmt werden. Aus technologischen Gründen wird dieses Verfahren aber nicht angewandt, da die heißen Abgase den Luftmassenmesser verschmutzen und mit der Zeit zerstören würden.

Geht man vom Energieerhaltungssatz aus, so läßt sich die Abgasrückführrate über die Temperatur des Gases unmittelbar vor T_1 , unmittelbar nach T_2 und in der

Bild 15-3. Bestimmung der Abgarrückföhrate mit Hilfe des Energieerhaltungssatzes über die Temperaturen



Rückföhrleitung T_3 nach Bild 15-3 mit Hilfe der Energiegleichung

$$\dot{m}_{LM} \cdot c_{p1} \cdot T_1 + \dot{m}_{AGR} \cdot c_{p3} \cdot T_3 = (\dot{m}_{LM} + \dot{m}_{AGR}) \cdot c_{p2} \cdot T_2 \quad (15-2)$$

bestimmen. Die Konstanten c_{p1} , c_{p2} und c_{p3} sind die spezifischen Wärmekapazitäten bei konstantem Druck an den jeweiligen Stellen. Aus (15-2) und (15-1) kann dann die Abgarrückföhrate

$$X_{AGR} = \frac{c_{p2} \cdot T_2 - c_{p1} \cdot T_1}{c_{p3} \cdot T_3 - c_{p1} \cdot T_1} \quad (15-3)$$

berechnet werden. Dabei ergibt sich für dieses Meßverfahren, abhängig vom Abstand der Temperatursensoren, eine Zeitkonstante von ca. 5 ms.

15.1.3 Zeitkontinuierlicher PI-Regler

Der PI-Regler mit der Übertragungsfunktion

$$G_R(s) = k \cdot \frac{1 + Ts}{s} = k \cdot T + \frac{k}{s} = P + \frac{I}{s}$$

ist ein einfacher Regler. Die Bestimmung seines P - und I -Anteils kann mit Hilfe unterschiedlicher Reglerentwurfverfahren erfolgen.

15.1.3.1 Reglerentwurf mittels Streckenübertragungsfunktion

Das in Kapitel 5 beschriebene Frischluft- und Abgassystem ist sehr komplex und nichtlinear, was hauptsächlich auf die Durchflußgleichungen zurückzuführen ist. Eine Übertragungsfunktion der Strecke, die für den klassischen Reglerentwurf benötigt wird, ist nicht vorhanden. Diese kann dann nach [223] auch identifiziert werden.

Die Übertragungsfunktion $G(s)$ eines Systems S ist die laplacetransformierte der Impulsantwort $g(t)$ des Systems. Bild 15-4 zeigt zwei Sprungantworten der Abgarrückföhrung bei einem Sprung des effektiven Öffnungsquerschnitts von 0 cm^2 auf $0,5 \text{ cm}^2$ bzw. 2 cm^2 . Die Abgarrückföhrate steigt zunächst sprunghörmig an, fällt dann aber mit einer bestimmten Zeitkonstante wieder ab, weil das Öffnen der Klappe ein Abfallen des Auspuffdrucks bewirkt. Je stärker die Klappe geöffnet wird, desto stärker und schneller (kleinere Zeitkonstante) ist dieser Abfall. Mit Hilfe eines Least-Square-Ansatzes wird die Sprungantwort des Systems als Sprun-

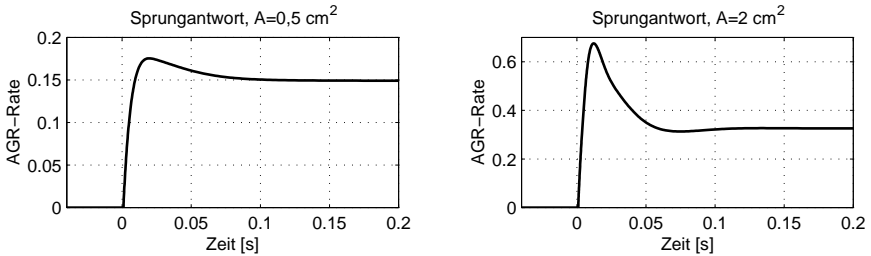


Bild 15-4. Sprungantworten der Abgasrückführung bei einem Sprung des effektiven Öffnungsquerschnitts von 0 cm^2 auf $0,5\text{ cm}^2$ bzw. 2 cm^2

antwort eines PT_1 -Gliedes identifiziert. Für die beiden Sprungantworten ergeben sich die beiden unterschiedlichen Übertragungsfunktionen

$$G_1(s) = 30580 - \frac{3860}{1 + 0,04s} \quad G_2(s) = 30580 - \frac{13460}{1 + 0,013s}$$

Es ist klar zu erkennen, daß aufgrund der Nichtlinearitäten keine eindeutige Übertragungsfunktionen wenigstens annähernd zu bestimmen ist. Eine Verwendung der Streckenübertragungsfunktion zum Entwurf des Reglers (wie z.B. Kompensation der Zeitkonstante) fällt damit weg.

15.1.3.2 Reglerentwurf mittels Gütekriterium

Nachdem die Streckenübertragungsfunktion nicht zum Reglerentwurf herangezogen werden kann, kommt nach [223] der Reglerentwurf im Zeitbereich mittels eines Gütekriterium in Frage. Dabei hat sich die Minimierung der quadratischen Regelfläche

$$S = \int_0^{\infty} x_d^2(t) dt \quad \text{mit } x_d = \text{Regelabweichung}$$

als Gütemaß oft gut bewährt. Da die Regelabweichung x_d aufgrund der Komplexität des Systems nicht analytisch angegeben werden kann, muß sie unter unabhängiger Variation des P - und I -Anteils bestimmt und die Regelfläche berechnet werden. Bild 15-5 zeigt die quadratische Regelfläche und die maximale Überschwingweite für verschiedene Reglerparameter bei einem Abgasrückführatenübergang von 0, 2 auf 0, 3. Dabei gibt es eine Reglereinstellung, bei der die Regelfläche ein Minimum annimmt. Da das Überschwingen hauptsächlich durch den P -Anteil des Reglers bestimmt wird, wird man für den Regler den I -Wert des Minimums wählen und für den P -Wert einen etwas kleineren als im Minimum. Dadurch kann das Überschwingen verkleinert werden, während sich die Regelfläche nur geringfügig verschlechtert.

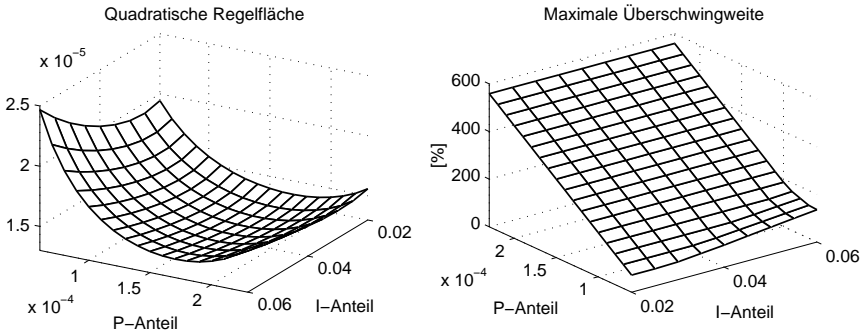


Bild 15-5. Quadratische Regelfläche und maximale Überschwingweite für verschiedene Reglerparameter

15.1.4 Zeitdiskreter PI-Regler

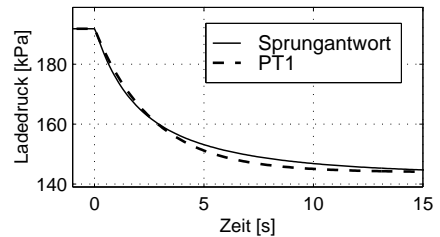
Für die Realisierung des Reglers im Motorsteuergerät muß der Regler diskretisiert werden, da dort keine kontinuierlichen Regler realisiert werden können. Bei der Wahl der Abtastzeit T_A muß ein Kompromiß getroffen werden. Ist die Abtastzeit zu groß, wird der Regler zu langsam und kann die gewünschten Sollraten nicht schnell genug einstellen. Verkleinert man die Abtastzeit, so steigt die benötigte Rechenleistung und es muß gewährleistet werden, daß das Steuergerät diese Rechenleistung aufbringen kann. Außerdem besteht bei kleineren Abtastzeiten das Problem, daß der Regler auf Druckschwingungen im Auspuff reagiert und das Rückführventils anfängt zu schwingen (dieses Problem betrifft auch den kontinuierlichen Regler).

Für den Entwurf wird der kontinuierliche Regler $G_R(s)$ verwendet und zusammen mit einem Abtast-Halte-Glied nullter Ordnung $H_0(s)$ z -transformiert. Damit erhält man die Übertragungsfunktion $G_R(z)$ des zeitdiskreten Reglers.

15.2 Regelung des Ladedrucks

Wie schon in Kapitel 5 erläutert, spielt die Auslegung des Turboladers für den Fahrbetrieb eine entscheidende Rolle. Eine Turbine mit einem großen Querschnitt zeigt bei niedrigen Drehzahlen nur ein schlechtes Ansprechverhalten, man bezeichnet dies als *Turboloch*. Eine Turbine mit einem kleinen Querschnitt zeigt zwar bei niedrigen Drehzahlen im Teillastbereich ein gutes Ansprechverhalten, dabei besteht aber die Gefahr, daß der Motor bei hohen Drehzahlen überladen wird, d.h. der Auspuffdruck und damit auch der Ladedruck erreichen unzulässig hohe Werte. Eine solche Turbine kann also ohne gesonderte Maßnahmen, die den Auspuffdruck bei hohen Drehzahlen begrenzen, nicht verwendet werden. Eine Möglichkeit der Regelung besteht darin, bei hohen Drehzahlen einen Teil der Abgase an der Tur-

Bild 15-6. Sprungantwort und Identifikation des Turboladers



bine vorbei ins Freie zu leiten (*Abblasen*). Dazu wird, sobald der Ladedruck einen bestimmten Grenzwert erreicht hat, ein Ventil an der Turbine geöffnet, um damit den Auspuffdruck zu senken. Die thermodynamisch günstigere Lösung besteht jedoch darin, den Querschnitt der Turbine dem Betriebspunkt des Motors anzupassen. Bei hohen Drehzahlen wird der volle Querschnitt der Turbine zur Verfügung gestellt, bei niedrigen Drehzahlen wird der Querschnitt verengt, um so das für einen bestimmten Ladedruck benötigte Druckverhältnis an der Turbine aufbauen zu können. Realisiert wird ein solcher Turbolader mit variabler Turbinengeometrie, indem die Leitschaufeln bzw. andere Klappen, die den Zuströmquerschnitt beeinflussen, drehbar gelagert sind und während des Betriebs verstellt werden können. Für einen solchen Turbolader mit veränderlichem Turbinenquerschnitt soll nun eine Regelung für den Ladedruck p_{LD} entworfen werden.

15.2.1 Identifikation mittels Sprungantwort

Möchte man die Streckenübertragungsfunktion $G(s)$ zum Reglerentwurf verwenden, so muß diese vorliegen. Läßt sie sich nicht aus der physikalischen Modellbeschreibung ermitteln, so muß sie identifiziert werden. Nach [223] kann die Sprungantwort des Systems zur Identifikation herangezogen werden. In Bild 15-6 ist die Sprungantwort des Originalsystems und des mit einem Least-Square-Ansatz identifizierten Systems als PT_1 -Glied mit der Übertragungsfunktion

$$G(s) = \frac{11,9720 \cdot 10^9}{1 + 2,6441s} \quad (15-4)$$

dargestellt. Da die Zeitkonstante in (15-4) hauptsächlich durch das Trägheitsmoment Θ_{TL} des Turboladers bestimmt und daher nahezu konstant ist, kann die Übertragungsfunktion als Grundlage des Reglerentwurf verwendet werden.

15.2.2 Zeitkontinuierlicher PI-Regler

Beim Entwurf des PI-Reglers auf der Grundlage der Streckenübertragungsfunktion $G(s)$ mittels Kompensation der Polstelle ergibt sich die Übertragungsfunktion

$$G_R(s) = k \cdot \frac{1 + 2,6641s}{s} \quad (15-5)$$

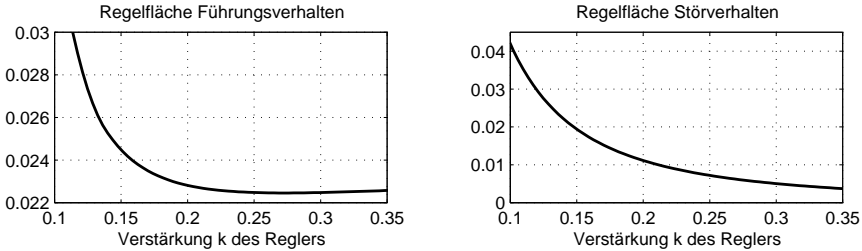


Bild 15-7. Regelfläche des zeitkontinuierlichen PI-Reglers für Führungs- bzw. Störverhalten

des Reglers. Für die Bestimmung der Reglerverstärkung k wird wieder - wie schon bei der Abgasrückführung - das Regelverhalten mit Hilfe der quadratischen Regelfläche bestimmt. Dabei wird sowohl die Regelfläche für das Führungsverhalten, als auch die Regelfläche für das Störverhalten berücksichtigt. Unter Störverhalten versteht man Einflüsse, die den Ladedruck beeinflussen, ohne daß die Sollgröße (der Ladesolldruck) geändert wird, z.B. Drehzahländerungen des Motors oder Änderungen der Abgasrückführrate.

In Bild 15-7 sind die Regelflächen für Führungs- bzw. Störverhalten in Abhängigkeit des Verstärkungsfaktors k aufgetragen. Für das Führungsverhalten wurde der Solladedruck von 150 auf 180 kPa und für das Störverhalten die Drehzahl des Motors von 2000 auf 3000 min^{-1} erhöht.

Im Minimum der Regelfläche des Führungsverhaltens besitzt der Regler ein akzeptables Störverhalten, sodaß die Reglerverstärkung k entsprechend des Minimums gewählt wird.

15.2.3 Zeitdiskreter PI-Regler

Auch beim Turbolader gilt, daß im Motorsteuergerät keine kontinuierlichen Regler realisiert werden können. Deshalb muß auch hier der zeitkontinuierliche PI-Regler in einen zeitdiskreten PI-Regler umgewandelt werden. Dies geschieht durch z -Transformation zusammen mit einem Abtast-Halte-Glied nullter Ordnung. Damit wird der zeitdiskrete Regler durch

$$G_R(z) = \mathcal{Z}\{G_R(s) \cdot H_0(s)\} = k \cdot \frac{2,6441 - (2,6441 - T_A)z^{-1}}{1 - z^{-1}}$$

beschrieben. Für die Bestimmung der Reglerverstärkung k werden auch hier die Regelflächen von Führungs- und Störverhalten herangezogen. In Bild 15-8 sind die Regelflächen für Führungs- bzw. Störverhalten in Abhängigkeit des Verstärkungsfaktors k für den zeitdiskreten Regler mit der Abtastzeit $T_A = 0,1 \text{ s}$ aufgetragen. Der Verstärkungsfaktor k wird entsprechend den Überlegungen des zeitkontinuierlichen Reglers gewählt.

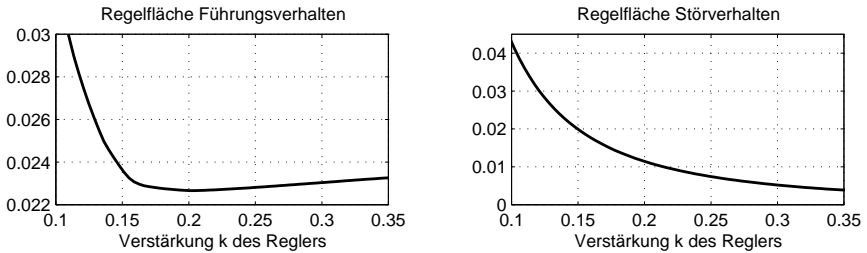


Bild 15-8. Regelfläche des zeitdiskreten PI-Reglers für Führungs- bzw. Störverhalten

Tabelle 15-1. Fahrprogramm

Zeitpunkt	X_{AGR}	p_{LD} [kPa]	n_{MOT} [min^{-1}]
Anfangsbedingung	0,20	110	2000
$t = 0s$		150	
$t = 30s$	0,30		
$t = 50s$	0,15		
$t = 70s$		180	
$t = 90 - 92s$			2000 - 3000
$t = 110s$		130	

15.3 Simulation beider Regler

Bei der Simulation eines *Fahrprogramms* soll die Zusammenarbeit des Abgasrückführaten- und des Ladedruckreglers untersucht werden. Hierzu wird das Fahrprogramm nach Tabelle 15-1 verwendet. Das Ergebnis der Simulation der zeitkontinuierlichen und zeitdiskreten Regler ist in Bild 15-9 zu sehen. Dabei ist zu erkennen, daß die Abgasrückführate X_{AGR} aufgrund der kleinen Zeitkonstante sehr schnell und genau geregelt wird, wobei der zeitkontinuierliche Regler zu Überschwingen neigt. Eventuell müßte der zeitkontinuierliche Regler verlangsamt werden. Der Ladedruck folgt aufgrund der größeren Zeitkonstante des Turboladers dem Sollwert nicht ganz so schnell und reagiert auf Störungen etwas empfindlicher. Insgesamt zeigen beide Regler akzeptable Ergebnisse.

15.4 Zusammenfassung und Ausblick

Die in diesem Kapitel entworfenen Regler sind erste Ansätze zur Regelung der Abgasrückführate X_{AGR} und des Ladedrucks p_{LD} . Die Verwendung zweier einfacher Eingrößenregler und des Gütekriteriums der quadratischen Regelfläche für Führungsverhalten ermöglicht eine einfache Implementierung und Handhabung.

Als nächstes müssen diese Regelkonzepte auf einem Motorprüfstand verifiziert und verbessert werden. Eventuell muß auch auf einen Mehrgrößenregler

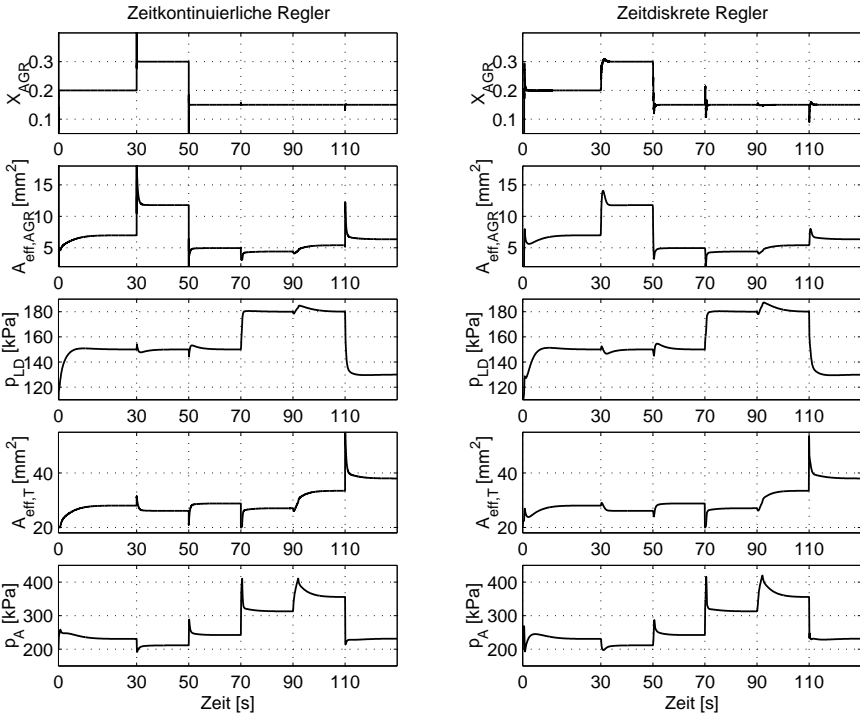


Bild 15-9. Ergebnis der Simulation der zeitkontinuierlichen und zeitdiskreten Regler (Abgasrückführ-Rate X_{AGR} , effektiver Abgasrückführventilquerschnitt $A_{eff,AGR}$, Ladedruck p_{LD} , effektiver Turbinenquerschnitt $A_{eff,T}$ und Abgasdruck p_A)

übergangen werden. Besonderer Augenmerk ist auch auf die Bestimmung der Abgasrückführ-Rate im realen System zu legen. Die Verwendung der Temperatursensoren ist nicht ganz unkritisch.

16 Bremsenaktorregler

Der in Kapitel 9 beschriebene elektrohydraulische Bremsenaktor setzt eine Steuerspannung u_{BR} in einen Bremsdruck p_{BR} um. Die Aufgabe liegt im Entwurf eines Reglers für den Bremsenaktor, der auf einen bestimmten Solldruck regelt. Dabei wurde vom Industriepartner auf verschiedene Regelungskonzepte Wert gelegt.

16.1 Anforderungen an den Regler

An die Güte der Druckregelung werden aufgrund der unterschiedlichen Bremsituationen, sowie der durch Verschleiß, Temperatur und Alterung bedingten Parameteränderungen des Systems sehr hohe Anforderungen gestellt. Als zu unterscheidende Bremsklassen treten hierbei die Komfort- und Normalbremsung, die Not- bzw. Panikbremsung und die stabilitätsrelevante Bremsung im Rahmen von ABS und FSR auf. Faßt man die innerhalb dieser drei verschiedenen Bremsklassen notwendigen Forderungen zusammen, ergeben sich folgende Forderungen an die Druckregelung:

Genauigkeit: Die Druckregelung muß sowohl statisch, als auch dynamisch möglichst genau arbeiten.

Schnelligkeit: Es wird eine sehr hohe Dynamik bezüglich Druckauf- und -abbau gefordert.

Robustheit: Es wird eine Robustheit besonders gegenüber Änderungen der inneren Reibung und der Druckkennlinie angestrebt.

Unempfindlichkeit: Der Regler soll gegenüber verrauschten Signalen und relativ grob quantisierten Meßgrößen möglichst unempfindlich sein.

Abtastzeit: Um einen preiswerten Aufbau zur zyklischen Abarbeitung des Regelalgorithmus einsetzen zu können, muß die größtmögliche Reglerabtastzeit gewählt werden.

Es ist offensichtlich, daß die Forderungen sich teilweise widersprechen. Ihre Realisierung und das Ausloten der Grenzen des Systems ist ein ausfüllende Forschungsarbeit.

Durch die in Kapitel 9 beschriebenen Kompensationsmethoden der nichtlinearen Druckkennlinie verbleibt als vereinfachtes Streckenmodell ein lineares System

zweiter Ordnung mit den Ausgangsgrößen φ_{GM} und p_{BR} . So eignen sich als Regler ein Kaskaden-, Zustands- oder Eingrößenregler, die wahlweise mit einer der beiden beschriebenden Kompensationsmethoden kombiniert werden können. Unterschiede ergeben sich vorallem bei den zusätzlich erforderlichen Steuerungsmaßnahmen für den Totbereich der Druckkennlinie, beim Führungsverhalten sowie bei der Empfindlichkeit gegenüber Quantisierungs- und Meßrauschen des Winkel- und Drucksignals.

Kaskaden und Zustandsregler lassen sich ineinander überführen, wenn der unterlagerte Winkelregelkreis als Zustandsregler ausgeführt und mit einem überlagerten I-Regler für den Druck zusammengefaßt wird. Da diese Regelstruktur mit den beiden Meßsignalen die größtmögliche Information über den momentanen Zustand der Strecke verarbeitet, läßt dieses Konzept hohe Robustheit gegenüber einer Variation der Streckenparameter und vorhandenem Meßrauschen erwarten. Nachfolgend wurde der um einen I-Anteil erweiterte Zustandsregler [1] mit der differentiellen Kompensationsmethode realisiert. Besonders vorteilhaft ist hierbei die einfache Wahlmöglichkeit, zwischen dem Betrieb im aktiven Teil der Druckkennlinie ($p_{BR} > 0$) und dem Zurückfahren auf eine beliebige Position im Totbereich; z.B. hinter das Schnüffeloch.

Als zweites realisiertes Regelungskonzept wurde als Eingrößenregler ein PID-Regler in Kombination mit der differentiellen Kompensationsmethode untersucht. Durch den im Vorwärtszweig liegenden P- und D-Anteil reagiert dieser Regler besonders schnell auf Führungsgrößenänderungen. Andererseits bedingt diese Regelstruktur eine verstärkte Reaktion auf das Meßrauschen des Drucksignals. Der Vorteil einer einfachen Reglerstruktur muß durch aufwendige Steuerungsmaßnahmen erkauft werden, die im Totbereich ein definiertes Zurückfahren des Kolbens sicherstellen.

16.2 Zustandregler

Bei der Zustandsregelung wird die Spindeldrehzahl ω_{GM} und der Spindelwinkel φ_{GM} über die Konstanten k_ω bzw. k_φ wie in Bild 16-1 und die integrierte Regelabweichung über die Konstante k_i zurückgeführt. Die Spindeldrehzahl, der Spindelwinkel und die integrierte Regelabweichung sind die Zustandsgrößen des Systems. Die Konstanten k_i , k_φ und k_ω die Regelparameter, die im nächsten Abschnitt bestimmt werden. Wegen der in Kapitel 9 erläuterten Kompensation der nichtlinearen Druckkennlinie, kann für die Berechnung des Zustandsreglers die lineare Struktur im Bild 16-2 herangezogen werden. Dabei wird das Verzögerungsglied erster Ordnung wieder als Integrator mit Verstärkung und Rückführung dargestellt. Zusätzlich erhält die integrierte Regelabweichung die Bezeichnung x_i .

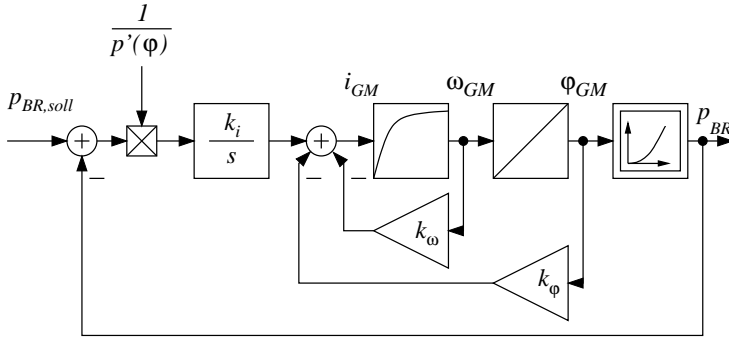


Bild 16-1. Struktur der Zustandsregelung

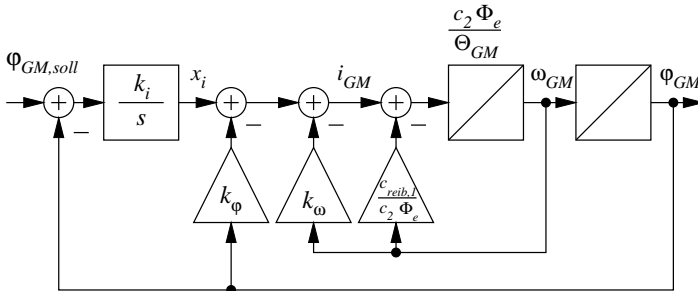


Bild 16-2. Struktur der Zustandsregelung mit linearisiertem Bremsenaktuator

16.2.1 Bestimmung der Reglerparameter

Aus der linearen Darstellung in Bild 16-2 lässt sich die Zustandsgleichung

$$\begin{pmatrix} \dot{\Phi}_{GM} \\ \dot{\omega}_{GM} \\ \dot{x}_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -k_\varphi \frac{c_2 \Phi_e}{\Theta_{GM}} & -\left(k_\omega + \frac{c_{reib,1}}{c_2 \Phi_e}\right) \frac{c_2 \Phi_e}{\Theta_{GM}} & \frac{c_2 \Phi_e}{\Theta_{GM}} \\ -k_i & 0 & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \Phi_{GM} \\ \omega_{GM} \\ x_i \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ k_i \end{pmatrix} \cdot \Phi_{GM,soll} \quad (16-1)$$

aufstellen. Das System ist ohne Beweis vollständig steuerbar und beobachtbar. Da die Regelstrecke im vorliegenden Fall von der Regulationsnormalform nur wenig abweicht, kann der in [68] angegebene Weg zur Berechnung der Reglerkoeffizienten über die Regulationsnormalform mit anschließender linearer Transformation des Zustandsvektors abgekürzt werden. Aus der Systemmatrix **A** in (16-1) berechnet man das charakteristische Polynom

$$N(s) = \det(s \cdot \mathbf{I} - \mathbf{A}) = s^3 + \left(k_\omega + \frac{c_{reib,1}}{c_2 \Phi_e}\right) \frac{c_2 \Phi_e}{\Theta_{GM}} s^2 + k_\varphi \frac{c_2 \Phi_e}{\Theta_{GM}} s + k_i \frac{c_2 \Phi_e}{\Theta_{GM}} \quad (16-2)$$

unmittelbar aus. Nach der Methode der Polvorgabe lassen sich die gesuchten Reglerparameter direkt berechnen. In Hinblick auf eine überschwingfreie Füh-

rungsantwort wird für die Regelung ein reeller dreifacher Pol $s_\infty = \lambda$ gewählt. Damit lautet der Ansatz für das charakteristische Polynom

$$N(s) = (s - \lambda)^3 = s^3 - 3\lambda s^2 + 3\lambda^2 s - \lambda^3.$$

Durch Koeffizientenvergleich erhält man die gesuchten Gleichungen

$$\begin{aligned} k_i &= -\lambda^3 \frac{\Theta_{GM}}{c_2 \Phi_e} \\ k_\varphi &= 3\lambda^2 \frac{\Theta_{GM}}{c_2 \Phi_e} \\ k_\omega &= -3\lambda \frac{\Theta_{GM}}{c_2 \Phi_e} - \frac{c_{reib,1}}{c_2 \Phi_e} \end{aligned}$$

der Reglerparameter.

16.2.1.1 Wahl der Eigenwerte

Der dreifache Eigenwert λ bestimmt die Schnelligkeit der Regelung und auch ihre Robustheit gegenüber Parameteränderungen und Vereinfachungen des Streckenmodells. Neben der Ordnung des Systems hängt der zweckmäßige Wert von λ auch von der wirksamen Ersatzzeitkonstanten $T_{E,\text{eff}}$ ab, die nach [126] auch den Abtasthaltevorgang des diskreten Reglers berücksichtigt. Im vorliegenden Fall ist

$$T_{E,\text{eff}} = T_{E,i} + \frac{T_A}{2}$$

mit der Ersatzzeitkonstanten $T_{E,i}$ des unterlagerten Stromregelkreises und der Abtastzeit T_A . Um gemäß [68] die Polfestlegung durchführen zu können, wird der Ansatz

$$\lambda = -\frac{1}{\gamma T_{E,\text{eff}}}$$

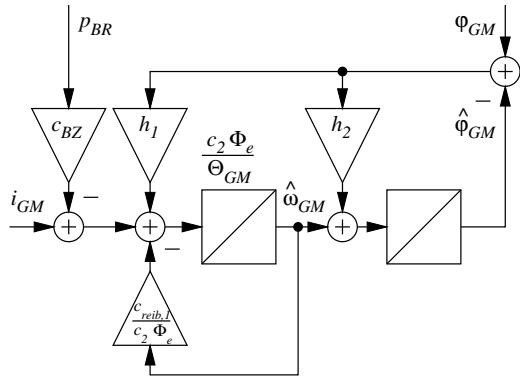
aufgrund folgender Überlegungen gemacht:

1. Damit die Regelung stabil ist, muß der dreifache Pol in der linken s -Halbebene liegen, d.h. λ also negativ sein. Es gilt $\gamma > 0$.
2. Das vereinfachte Streckenmodell, das die Ersatzzeitkonstante $T_{E,\text{eff}}$ besitzt, beschreibt das dynamische Verhalten der realen Strecke nur in einem eingeschränkten Frequenzbereich, der nach [130] durch

$$0 < \omega < \frac{1}{T_{E,\text{eff}}}$$

gegeben ist. Damit der Regler mit der realen Strecke stabil arbeitet, muß der durch die Regelung übertragene Frequenzbereich in dem oben angegebenen Gültigkeitsbereich des angenäherten Streckenteils liegen. Der Eigenwert λ muß deshalb näher an der imaginären Achse als der Ersatzpol $s_{E,\infty} = -\frac{1}{T_{E,\text{eff}}}$ liegen. Somit gilt $\gamma > 1$.

Bild 16-3. Vollständiger Luenberger-Beobachter zur Rekonstruktion der Spindeldrehzahl ω_{GM}



3. Die Robustheit der Regelung nimmt mit zunehmendem Abstand des Eigenwerts λ vom Ersatzpol $s_{E,\infty}$ zu, also mit steigendem Faktor γ .
4. Die Schnelligkeit nimmt dagegen mit steigendem Faktor γ ab.

Da sich hier eindeutig die Forderungen nach Robustheit und Schnelligkeit widersprechen, muß bei der Wahl des Faktors γ zwischen den einzelnen Forderungen genau ausgelotet werden. Simulation und Untersuchung am realen System haben bei $\gamma \approx 5$ geeignete Ergebnisse erzielt.

16.2.2 Drehzahlbeobachter

Da der Zustandsregler die Drehzahl ω_{GM} als zweite Zustandsvariable benötigt, diese jedoch im realen System nicht als Meßgröße zur Verfügung steht, muß sie in einem Beobachter aus den verfügbaren Größen rekonstruiert werden. Theoretisch könnte die Drehzahl ω_{GM} durch Ableiten des Winkelsignals gewonnen werden. Dies ist aber wegen der relativ groben Quantisierung des Winkels im realen System praktisch nicht anwendbar.

Aus der vereinfachten Modellbeschreibung, bei der der Druck nicht als Störgröße, sondern wieder als reale Größe mitbetrachtet wird, wird ein vollständiger Luenberger-Beobachter, wie in Bild 16-3 gezeigt, entworfen. Die Größen $\hat{\omega}_{GM}$ und $\hat{\Phi}_{GM}$ sind die beobachteten Zustandsgrößen. Nach [74] läßt sich unter Beachtung von $\omega_{GM} = \dot{\Phi}_{GM}$ die Struktur in Bild 16-3 auf einfache Weise in der Ordnung reduzieren. Dadurch gelangt man so zu dem reduzierten Beobachter in Bild 16-4. Führt man die Verstärkung mit h_1 vor die Summationstelle und kompensiert Ableitung und Integration, so erhält man den vereinfachten reduzierten Beobachter in Bild 16-5. Aus diesem Beobachter läßt sich der Beobachterkoeffizient h_1 , der dessen Dynamik bestimmt, durch Polvorgabe anhand der Übertragungsfunktion

$$G_B(s) = \frac{\hat{\omega}_{GM}}{i_{GM}} = \frac{1}{\frac{c_{reib,l}}{c_2 \Phi_e} + h_1 + \frac{\Theta_{GM}}{c_2 \Phi_e} s}$$

Bild 16-4. Reduzierter Luenberger-Beobachter zur Rekonstruktion der Spindeldrehzahl ω_{GM}

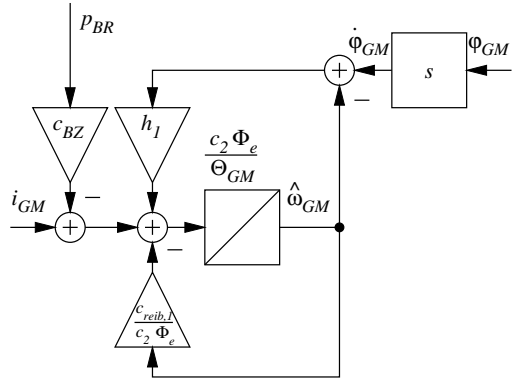
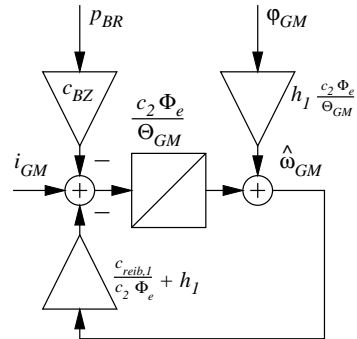


Bild 16-5. Vereinfachter reduzierter Luenberger-Beobachter zur Rekonstruktion der Spindeldrehzahl ω_{GM}



berechnen. Bei der Wahl des Beobachterpols

$$s_{B,\infty} = -\frac{\frac{c_{reib,1}}{c_2\Phi_e} + h_1}{\frac{\Theta_{GM}}{c_2\Phi_e}}$$

muß beachtet werden, daß der Pol in der linken s -Halbebene liegt und daß der Beobachter schneller als die Zustandsregelung ist. Wählt man für den Pol $s_{B,\infty} = \lambda$, so ist der Beobachter dreimal so schnell wie die Zustandsregelung. Für den Beobachterkoeffizient gilt dann

$$h_1 = -\lambda \frac{\Theta_{GM}}{c_2\Phi_e} - \frac{c_{reib,1}}{c_2\Phi_e}.$$

16.2.3 Ergebnis

Mit dem hier entworfenen Zustandsregler mit reduziertem Zustandsbeobachter wurde ein Drucksprung auf 88MPa geregelt. Das Ergebnis ist in Bild 16-6 zu sehen. Der Regler erreicht den *Blockierdruck* fast ohne Überschwingen bereits nach

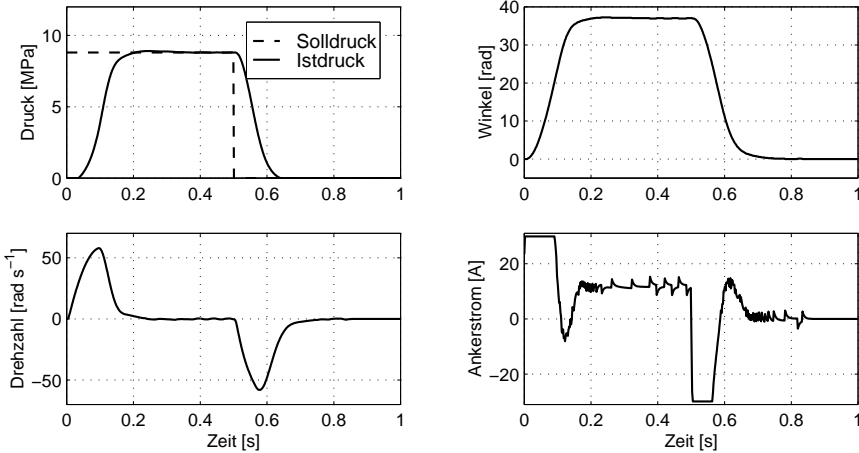
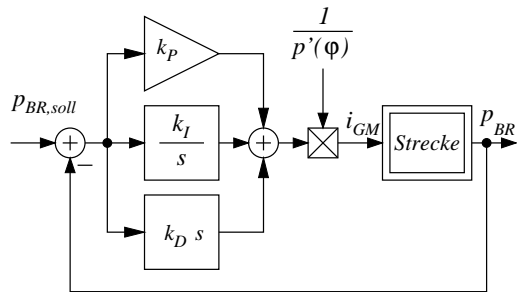


Bild 16-6. Ergebnis eines Drucksprungs (Soll- und Istdruck, Spindelwinkel, Spindeldrehzahl und Ankerstrom)

Bild 16-7. Struktur der Eingrößenregelung



200ms. Man erkennt die Totzeit von etwa 50ms im Druck. Diese Zeit benötigt der Bremskolben, um über das Schnüffelloch zu fahren. Der Regler folgt der Soll-Druckrücknahme schneller. Deutlich ist auch die Begrenzung des Ankerstroms von $\pm 30A$ zu erkennen. Während der Druck bei 88MPa gehalten wird, fließt ein Strom von ca. 12A durch die Gleichstrommaschine, die der Zustandsregler während des gesamten Bremsvorgangs relativ ruhig ansteuert.

16.3 Eingrößenregler

Bei der Eingrößenregelung wird die Regelabweichung durch einen Eingrößenregler (hier ein PID-Regler) ausgeregelt. Die prinzipielle Struktur ist in Bild 16-7 zu sehen. Es fällt auf, daß die Verstärkungskompensation mittels differentieller Verstärkung hinter den Regler verlegt wurde. Auf diese Weise wird das Meßrauschen

der Verstärkungsidentifikation nicht zusätzlich durch den D-Anteil des Reglers verstärkt.

16.3.1 Bestimmung der Reglerparameter

Für den Reglerentwurf verwendet man das vereinfachte Streckenmodell nach Bild 9-15. Da die hier noch enthaltene Druckkennlinie kompensiert wird, kann der Regler für die linearisierte Strecke mit der Übertragungsfunktion

$$G(s) = \frac{\frac{c_2 \Phi_e}{c_{reib,1}}}{1 + \frac{\Theta_{GM}}{c_{reib,1}} s} \cdot \frac{1}{s} = \frac{1}{\frac{c_{reib,1}}{c_2 \Phi_e} s + \frac{\Theta_{GM}}{c_2 \Phi_e} s^2}$$

berechnet werden. Zusammen mit dem PID-Regler mit der Übertragungsfunktion

$$G_R(s) = k_P + \frac{k_I}{s} + k_D s$$

folgt für den geschlossenen Regelkreis die Übertragungsfunktion

$$G_g(s) = \frac{G_R G}{1 + G_R G} = \frac{k_I + k_P s + k_D s^2}{k_I + k_P s + \left(k_D + \frac{c_{reib,1}}{c_2 \Phi_e}\right) s^2 + \frac{\Theta_{GM}}{c_2 \Phi_e} s^3}$$

Nach Erweitern mit $\frac{c_2 \Phi_e}{\Theta_{GM}}$ erhält man das charakteristische Polynom

$$N(s) = s^3 + \left(\frac{c_2 \Phi_e}{\Theta_{GM}} k_D + \frac{c_{reib,1}}{\Theta_{GM}}\right) s^2 + \frac{c_2 \Phi_e}{\Theta_{GM}} k_P s + \frac{c_2 \Phi_e}{\Theta_{GM}} k_I$$

der Regelung. Verwendet man die gleich Polvorgabe wie beim Zustandsregler und wählt für die Regelung wieder den reellen dreifachen Pol λ , so liefert der Koeffizientenvergleich mit

$$N(s) = (s - \lambda^3) = s^3 - 3\lambda s^2 + 3\lambda^2 s - \lambda^3$$

die gewünschten Reglerparameter

$$\begin{aligned} k_P &= 3\lambda^2 \frac{\Theta_{GM}}{c_2 \Phi_e} \\ k_I &= -\lambda^3 \frac{\Theta_{GM}}{c_2 \Phi_e} \\ k_D &= -3\lambda \frac{\Theta_{GM}}{c_2 \Phi_e} - \frac{c_{reib,1}}{\Theta_{GM}} \end{aligned}$$

des Eingrößenreglers.

16.3.1.1 Wahl der Eigenwerte

Der dreifache Eigenwert λ wird wie in der Berechnung des Zustandsreglers gewählt. Alle dort gemachten Aussagen über Schnelligkeit und Robustheit behalten

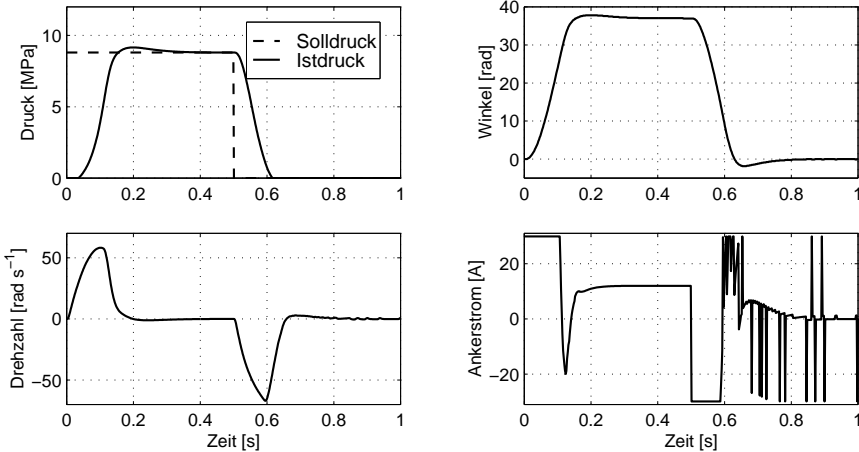


Bild 16-8. Ergebnis eines Drucksprungs am realen System (Soll- und Istdruck, Spindelwinkel, Spindeldrehzahl und Ankerstrom)

ihre Gültigkeit. Der Ansatz für den Eigenwert

$$\lambda = -\frac{1}{\gamma \cdot T_{E,\text{eff}}}$$

kann unverändert übernommen werden. Die effektive Ersatzzeitkonstante $T_{E,\text{eff}}$ muß um die unvermeidbare Verzögerungszeitkonstante T_D des realen D-Anteils im PID-Regler vergrößert werden. Für den verwendeten D-Anteil ist die Verzögerung T_D gleich der halben Abtastzeit T_A . Somit gilt

$$T_{E,\text{eff}} = T_{E,i} + T_A.$$

Für den Faktor γ hat sich bei Versuchen wieder ein Wert um $\gamma \approx 5$ bewährt.

16.3.2 Ergebnis

Mit dem entworfenen Eingrößenregler wurde auch hier ein Drucksprung auf 88 MPa geregelt. Das Ergebnis ist in Bild 16-6 zu sehen. Der Regler erreicht den *Blockierdruck* mit geringem Überschwingen schneller als der Zustandsregler bereits nach ca. 140 ms. Die Totzeit beim Überfahren des Schnüffellochs ist jedoch aufgrund der Ankerstrombegrenzung gleich groß. Auffallend ist das wilde Ansteuern bis an die Begrenzung beim Sollwert 0 MPa. Die Ursache liegt in der differentiellen Kompensation, die bei $p = 0 \text{ MPa}$ eine inverse Druckkennliniensteigung

$$\frac{1}{p'(\varphi)} \rightarrow \pm\infty$$

besitzt. Da die differentielle Kompensation direkt auf den Streckeneingang liegt, kommt es zu diesen Schaltvorgängen.

16.4 Vergleich der Regler

Obwohl für den Eingrößenregler wie für den Zustandsregler im Hinblick auf eine überschwingfreie Führungssprungantwort der gleiche dreifache Eigenwert λ gewählt wurde, unterscheiden sich die Sprungantworten der beiden Regler. Durch die Vorhaltwirkung des Zählerpolynoms des geschlossenen Regelkreises $G_g(s)$ wird die Führungssprungantwort beim Eingrößenregler trotz aperiodischer Dämpfung überschwingen. Der Eingrößenregler ist wegen dieser Vorhaltwirkung schneller als der Zustandsregler.

Während sich die beiden Regler bezüglich statischer Genauigkeit, Schnelligkeit, Überschwingverhalten und Robustheit wenig unterscheiden, zeigt der Zustandsregler gegenüber Meßrauschen eine deutliche Unempfindlichkeit. Der Eingrößenregler reagiert aufgrund seines D-Anteils auf die Quantisierung empfindlich.

16.5 Zusammenfassung und Ausblick

Die beiden hier vorgestellten Regler sind ein erster Entwurf für die Regelung des Bremsenaktuators. Beide Regler erfüllen die am Anfang dieses Kapitels genannten Anforderungen.

Als nächster Entwicklungsschritt erscheint eine Verbesserung der mechanischen, elektrischen und elektronischen Komponenten des realen Systems angezeigt. Durch eine verbesserte Signalgewinnung und -aufbereitung, sowie durch eine leistungsfähigere Endstufe könnte die Dynamik und Genauigkeit der Regler noch gesteigert werden. Da die im Rahmen dieser Arbeit behandelten Konzepte schlüssige aber auch willkürliche Kombinationen von verschiedenen Lösungselementen sind, wäre eine Untersuchung anderer Kombinationen sinnvoll. Es ist denkbar, daß auf diese Weise eine für den Einsatz im Kfz-Bereich optimierte Lösung zu finden ist.

Auch weiterführende Untersuchungen z.B. in der Geräuschentwicklung des Aktuators ermöglichen ganz andere Verfahren zur Optimierung des Regelsystems.

17 Antiruckelregelung

Die Antriebsstrangregelung besteht bei der Betrachtungsweise von Geschwindigkeitsänderung in Fahrzeughängsrichtung aus der Antiruckelregelung (ARR), dem Antiblockiersystem (ABS), der Antriebsschlupfregelung (ASR) und der Geschwindigkeitsregelung. Während für die drei letzten Regler bereits Serienprodukte vorhanden sind, gibt es für die Antiruckelregelung bisher keine befriedigende Ergebnisse, die das Ruckeln im Antriebsstrang reduzieren ohne das Fahrzeug in seiner Dynamik zu beschränken.

Die Antiruckelregelung ist eine Eingrößenregelung, bei der als Eingangsgröße die übersetzte Drehzahldifferenz $\Delta\omega = \omega_{mot} - K_{AA}K_{Gang}\omega_{Diff}$ und als Ausgangsgröße die Änderung der eingespritzten Kraftstoffmasse Δm_{inj} dient. Die Sollgröße ist $r(t) \equiv 0$, da man die Drehzahldifferenzen ausregeln möchte. Die von der ASR vorgegebene eingespritzte Masse m_{inj}^* wirkt dabei für den Regelungsprozeß als Störgröße am Eingang.

Da die nichtlineare Zustandsraumdarstellung des Antriebssystems in Abschnitt 10.2 für jeden Gang linearisiert wurde, liegen entsprechend der Anzahl der Gänge verschiedene Systeme vor, für die jeweils ein eigener Regler entworfen werden muß.

17.1 PI-Regler

Als erster Regelansatz wird versucht, die Drehzahldifferenzen mit einem einfachen PI-Regler auszuregeln. In [68] wird als Faustregel dazu angegeben, daß die Zeitkonstante des Reglers

$$F(s) = K_r \frac{1 + T_r s}{s} \quad (17-1)$$

so bestimmt wird, daß sie der Summe der Streckenzeitkonstanten T_i

$$T_r = T_\Sigma = \sum T_i \approx 2.4s$$

entspricht. In Bild 17-1 sind die Ergebnisse auf einen Sprung der eingespritzten Masse $m_{inj}(t) = 60mg \sigma(t - 0.5s)$ des geregelten (durchgezogene Linie) und des ungeredelten Systems (strichpunktierte Linie) jeweils im ersten Gang dargestellt. Man sieht, daß für kleine Reglerverstärkungen K_r die Drehzahldifferenzen nicht ausgeglichen werden, bei großen K_r hingegen der geschlossene Regelkreis zu schwingen

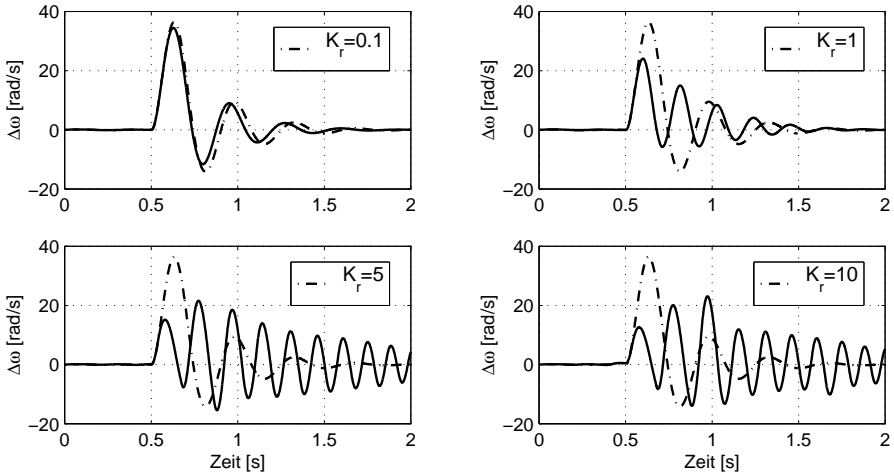
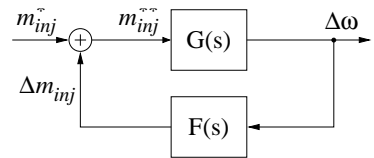


Bild 17-1. Simulationsergebnisse des nichtlinearen Antriebssystems mit einem PI-Regler bei unterschiedlichen Reglerverstärkungen K_r

Bild 17-2. Die Struktur der nach dem LQG-Verfahren entwickelten Antiruckelreglers



beginnt. Daraus kann man schließen, daß ein PI-Regler nicht zur Regelung des Systems geeignet ist.

17.2 Linear Quadratic Gaussian Optimal Control (LQG)

Der LQG-Regler stellt eine Kombination aus Kalmanfilter zur Gewinnung der Zustandsgrößen und Zustandsrückführung dar. Dabei wird die Rückführmatrix mittels eines quadratischen Gütemaßes ermittelt.

17.2.1 Reglerentwurf

Die Struktur der LQG-Antiruckelregelung ist in Bild 17-2 zu sehen. Für das Entwurfsverfahren wurde das System aus Tabelle 10-2 in das Eingrößensystem

$$\begin{aligned} u &= u_1 = m_{inj} \\ y &= y_2 = \Delta\omega \end{aligned}$$

umgesetzt und die Zustandsgrößen $z_{10} \dots z_{13}$ weggelassen. Die Entwurfsparameter aus (A-3) sind die Matrizen \mathbf{Q} , \mathbf{R} und \mathbf{N}_c . Weiterhin benötigt man die stochastischen

Eigenschaften der Rauschprozesse $\xi(t)$ und $\theta(t)$ aus (A-2) Ξ , Θ und \mathbf{N}_f . Da das Regelungsziel die Vermeidung von Drehzahldifferenzen ist, wird

$$\mathbf{Q} = \mathbf{c}^T \mathbf{c} \quad \mathbf{R} = r = 0.01 \quad \mathbf{N}_c = \mathbf{0}$$

gesetzt, wobei $\mathbf{R} = r = 0.01$ einer Gewichtung der Stellgröße m_{inj} entspricht. In [18] wird die Äquivalenz zwischen *Generalized Predictive Control* und diskretem LQG-Regler, die durch die getroffene Wahl von \mathbf{Q} gegeben ist, ausführlich beschrieben.

Da über die stochastischen Eigenschaften nichts näheres bekannt ist, werden die Prozesse als untereinander unkorreliertes weißes Rauschen mit

$$\Xi = 0.01 \mathbf{I} \quad \Theta = 0.01 \quad \mathbf{N}_f = \mathbf{0}$$

angenommen. Der Entwurf wurde mit Hilfe der Robust Control Toolbox von MATLAB durchgeführt.

17.2.2 Simulationsergebnisse

Im Bild 17-3 sind die Ergebnisse der Simulationen für die jeweiligen Gänge aufgezeichnet. Man sieht, daß durch die unterschiedlichen Getriebeübersetzungsstufen und Geschwindigkeiten das Schwingverhalten des Systems anders ausgeprägt ist. Die Strecke wurde jeweils mit dem Signal

$$m_{inj}(t) = 60 mg(\sigma(t - 1s) - \sigma(t - 4s))$$

angeregt und man erkennt, daß die Drehzahldifferenzen $\Delta\omega$ für den ersten Gang deutlich größer sind als für den vierten, weswegen im ersten Fall ein höherer Stellgrößeneingriff nötig ist. In allen vier Fällen werden die Schwingungen gut ausgegletzt und das Fahrzeug vollführt eine sanfte Beschleunigung. Wichtig für eine gut funktionierende Antiruckelregelung ist weiterhin, daß die Dynamik des Fahrzeuges weitestgehend erhalten bleibt. Auch diesem Kriterium werden die Regler gerecht, da in allen Fällen die Geschwindigkeit des geregelten Fahrzeuges nur unwesentlich hinter der des ungeregelten bleibt.

17.3 Generalized Predictive Control (GPC)

Als Grundlage des Entwurfes für die GPC-Antiruckelregelung wurde nicht die linearisierte Zustandsbeschreibung herangezogen, sondern es wurde das Systemübertragungsverhalten identifiziert. Diese Vorgehensweise begründet sich darin, daß zum einen das Resultat der Identifizierung die Strecke in der *ARIMAX*-Darstellung aus Gleichung (A-6) ist. Zum anderen soll damit gezeigt werden, daß auch ein anderes Verfahren zur Bestimmung der Systemübertragungsfunktion zum Ziele -- der Entwurf eines funktionierenden Reglers -- führen kann.

Die Struktur des nach dem GPC-Verfahren entworfenen Reglers in Bild 17-4 unterscheidet sich von der der LQG-Antiruckelreglers nur darin, daß es sich um einen zeitdiskreten Regler mit entsprechenden Wandlern handelt.

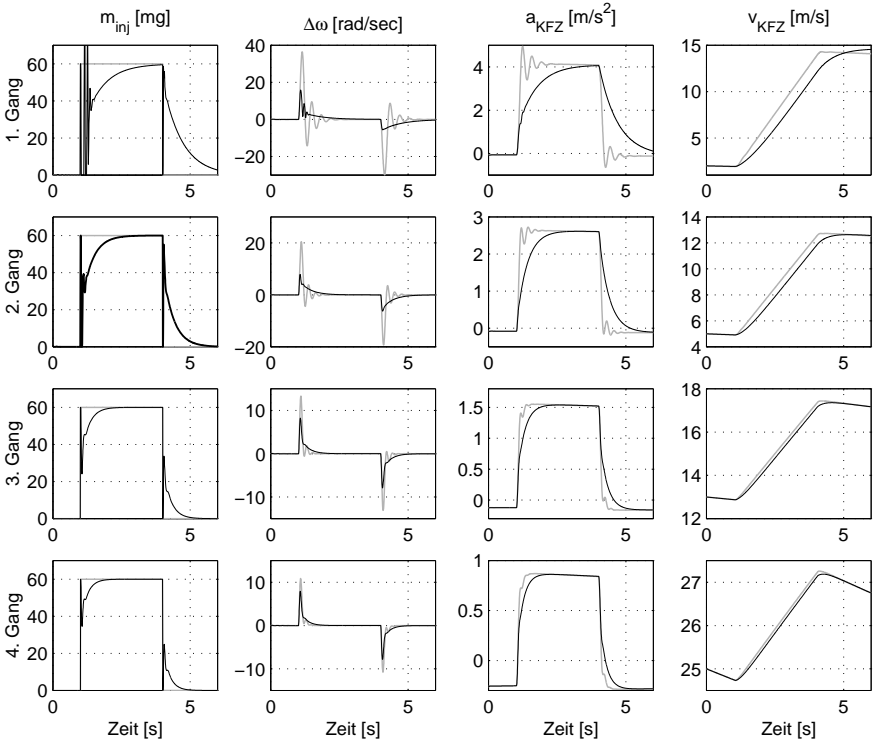
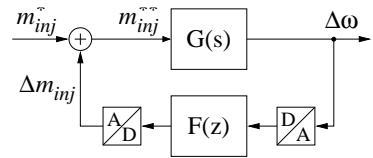


Bild 17-3. Simulationsergebnisse der LQG-Antiruckelregelung mit den nichtlinearen Streckenmodell für alle Gänge

Bild 17-4. Die Struktur des diskreten GPC-Antiruckelreglers

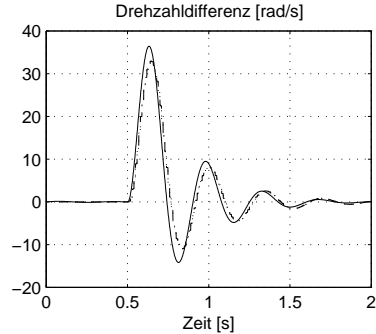


Die Streckenidentifikation, der Entwurf und die Simulationsergebnisse werden hier nur jeweils für den ersten Gang beschrieben, die Vorgehensweise für die anderen Übersetzungsstufen ist analog.

17.3.1 Streckenidentifikation

Die Streckenidentifikation wurde mit Hilfe der System Identification Toolbox des Simulationstools MATLAB [135] vorgenommen. Die Strecke wurde mit der

Bild 17-5. Vergleich der Sprungantworten der identifizierten und der nominellen Strecke



Funktion

$$m_{inj}(t) = 60 mg(\sigma(t - 1s) - \sigma(t - 4s)) \quad (17-2)$$

angeregt und mit $T_A = 0.01s$ abgetastet. Die erhaltenen Daten wurden den Identifizierungsalgorithmen zur Schätzung der Zustandsraum- und *ARIMAX*-Darstellungen übergeben. Die Ergebnisse in Form von Übertragungsfunktionen sind jeweils Systeme vierter Ordnung.

Bild 17-5 zeigt vergleichend die Ergebnisse auf obige Anregung. Die gewählte Systemordnung erweist sich dabei als guter Kompromiß, da das Verhalten des nominellen Systems gut nachgebildet wird. Eine Erhöhung der Ordnung brachte keine Vorteile, bei niedrigerer Ordnung zeigten die identifizierten Systeme ein anderes Abklingverhalten der Drehzahldifferenzen.

17.3.2 Reglerentwurf

Die Systemübertragungsfunktionen lassen sich durch leichtes Umformen auf die Darstellung aus (A-7) bringen. Die Hauptaufgabe innerhalb des Reglerentwurfs besteht nun darin, die Diophantische Gleichung (A-9) zu lösen. Der Lösungsweg soll hier kurz beschrieben werden. Die Grundlage sind der Euklidische Algorithmus und das Bezout-Lemma [36]. Das Bezout-Lemma besagt, daß die Polynome $E_j(q^{-1})$ und $F_j(q^{-1})$ und damit eine Lösung der Diophantischen Gleichung existieren, falls $C(q^{-1})$ ein größter gemeinsamer Teiler der Polynome q^{-j} und $A(q^{-1})\Delta$ ist. Dies ist sicherlich für $C(q^{-1}) = 1$ der Fall, falls die Strecke keine Pole bei $q = \infty$ besitzt. Die Lösung von (A-9) beschränkt sich somit auf die Suche nach dem größten gemeinsamen Teiler, was als erweiterter Euklidischer Algorithmus in vielen mathematischen Softwareprodukten implementiert ist.

Die zweite Diophantische Gleichung (A-10) läßt sich nicht mit dem erweiterten Euklidischen Algorithmus lösen, da $\text{grad}(E_j B) > \text{grad}(C) + j$ ist. Anders ausgedrückt bedeutet dies nach dem Bezout-Lemma, daß $E_j B$ nicht größter gemeinsamer Teiler von C und q^{-j} ist. Deswegen wird im folgenden ein anderer Lösungsweg eingeschlagen. Zur Vereinfachung seien noch die Definitionen $C = 1$,

$a = \text{grad}(A)$, $b = \text{grad}(B)$ und $E_j(q^{-1})B(q^{-1}) = e_{j,0} + e_{j,1}q^{-1} + \dots + e_{j,j+b-1}q^{-(j+b-1)}$ angegeben. Die Polynome F_j beschreiben dann den Anteil der zum Zeitpunkt t bekannten Werte der Ausgangsgröße y . Das Polynom $E_j(q^{-1})B(q^{-1})$ beinhaltet sowohl zukünftige als auch vergangene Stellgrößen u .

Die *free response prediction* setzt sich aus dem Koeffizienten des Polynoms F_j multipliziert mit den bekannten Werten der Ausgangsgröße y und den Koeffizienten $e_{j,j}, \dots, e_{j,j+b-1}$ des Polynoms E_jB multipliziert mit den vergangenen Stellgrößen Δu zusammen. Der prädizierte Ausgangswert \hat{y}_{t+j} läßt sich dann durch

$$\hat{y}_{t+j} = (e_{j,j-1}, \dots, e_{j,0}, 0, \dots, 0) \cdot (\Delta u_t, \dots, \Delta u_{t+N_u-1})^T + (F_j, e_{j,j}, \dots, e_{j,j+b-1}) \cdot (y_t, \dots, y_{t-a}, \Delta u_{t-1}, \dots, \Delta u_{t-b})^T \quad (17-3)$$

berechnen. Wenn diese Schritte für alle Vorhersagezeiten j durchgeführt wurde, ergibt sich aus dem ersten Teil in (17-3) die Matrix \mathbf{G} (siehe (A-12)), der zweite Teil stellt die *free response prediction* dar. Entsprechend in (A-13) eingesetzt, erhält man den Vektor der prädizierten Stellgrößenänderungen $\tilde{\mathbf{u}}$. Da man zum Zeitpunkt t aber lediglich Δu_t bestimmen möchte, multipliziert man die erste Zeile von $(\mathbf{G}^T \mathbf{G} - \Lambda)^{-1} \mathbf{G}$ mit $-\mathbf{f}$ und erhält so die Gleichung für den zeitinvarianten linearen Prädiktionsregler.

Für die in dieser Arbeit entworfenen GPC-Regler wurden die Bewertungshorizonte zu $N_1 = 1$, $N_2 = 5$ und $N_u = 5$ gewählt. Damit bleibt nur noch die Matrix Λ als Entwurfsparameter übrig, dessen Einfluß auf die Regler Gegenstand des nächsten Abschnittes sein soll.

17.3.3 Simulationsergebnisse

Das Bild 17-6 zeigt die Ergebnisse der Simulation der geregelten und ungeregelten Strecke mit der Anregung (17-2). Die Abtastzeit der Regler ist $T_A = 0.01 \text{ s}$. Ferner wurden alle zukünftigen Stellgrößenänderungen mit dem gleichen λ gewichtet, so daß $\Lambda = \lambda \mathbf{I}$ gilt. Man erkennt, daß mit größer werdendem λ die Drehzahldifferenzen $\Delta \omega$ zwar schlechter ausgeregelt werden, diese im Vergleich zum ungeregelten System aber immer noch deutlich unterdrückt werden. Der Vorteil eines größeren λ liegt darin, daß die Dynamik des Fahrzeug leicht besser wird und die Stellgrößeneingriffe deutlich kleiner werden.

Zusammenfassend kann man aber sagen, daß für die hier getroffene Wahl des Parameters λ das Regelungsziel erreicht wird, der im Endeffekt benutzte Wert dann ein Kompromiß zwischen Dynamik der Regelung und Schwingungsneigung der Strecke ist.

17.4 Zusammenfassung

Der klassische PI-Regler kann für Ausregelung der Drehzahldifferenzen am Rad bzw. am Motor nicht genutzt werden. Entweder ist er zu langsam, sodaß er keine

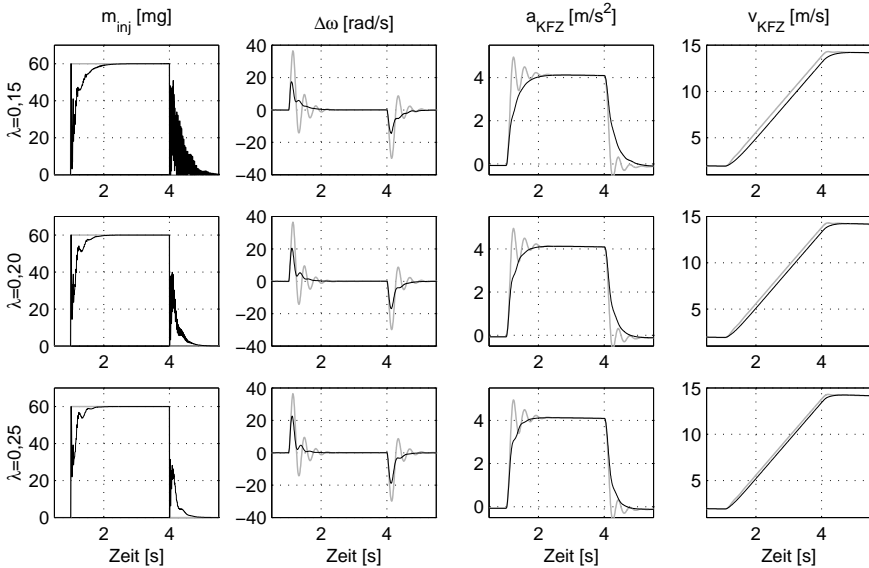


Bild 17-6. Simulationsergebnisse der GPC-Antiruckelregelung

Ausregelung erreicht, oder er ist instabil, sodaß das System anfängt zu schwingen. Deshalb wurden zwei andere Regelungsverfahren angewendet. Sowohl der *Linear Quadratic Gaussian Optimal Control*- als auch der *Generalized Predictive Control*-Regler lösen die Aufgabe in zufriedenstellender Weise, wobei der zeitdiskrete GPC-Regler das System in seiner Dynamik noch weniger beeinflusst. Außerdem läßt er sich einfacher in ein elektronisches Regelungssystem integrieren.

Teil V
Abschluß

18 Zusammenfassung

Die Ergebnisse dieser Arbeit orientieren sich, wie in der Aufgabenstellung gefordert, an den Aufgaben der Elektrotechnik innerhalb der Mechatronik. Sie umfaßt die Bereiche *Modellierung*, *Sensorik* und *Steuerungen und Regelungen*.

Im Bereich der Modellierung wurden sämtliche Komponenten des Antriebssystem modelliert und auf das rechnergestützte Simulationswerkzeug MATLAB-SIMULINK übertragen. Während der dieselmotorische Arbeitsprozeß, der Ladungswechsel mit Aufladung, die Verbrennung, das Schubkurbelgetriebe, das Getriebe, die Kupplung, die Kardanwelle, der Achsantrieb, der Rad-Straße-Kontakt und das eindimensionale Fahrzeugmodell Stand der Technik ist, und so nur aus der entsprechenden Literatur heraus geholt werden mußte, wurden das Common Rail Einspritzsystem und der elektrohydraulische Bremsenaktuator ausführlich mathematisch neu beschrieben.

Bei der Modellierung des Common Rail Einspritzsystems wurden zwei Teilkomponenten berücksichtigt: Das Einspritzventil mit piezoelektrischem Aktuator und das Leitungssystem. Mit Hilfe des Modells des Einspritzventils läßt sich die Einspritzrate \dot{m} durch die Funktion der Ansteuerung des Piezokristalls darstellen. Auch ergibt sich automatisch die Einspritzverzugszeit T_{EV} , die Zeitdauer zwischen Ansteuerungsbeginn t_{AB} und Einspritzbeginn t_{EB} , und das Überschwingen der Einspritzrate \dot{m} bei der Haupteinspritzung. Insgesamt stimmt der simulierte Einspritzvorgang sehr gut mit gemessenen überein.

Die finite Modellierung des Leitungssystems soll die Druckschwankungen in den Leitungen des Common Rail Einspritzsystems darstellen. Dabei wurde dessen *finite Element* auf der Basis eines Modells des menschlichen Blutkreislaufs geschaffen. Selbst einfachste Modelle haben gezeigt, daß wichtige Effekte, wie Druckeinbruch, -überhöhung und -schwankungen, simuliert werden können. Jedoch muß hier beachtet werden, daß die Inkompressibilität der Flüssigkeit bei den im Common Rail Einspritzsystem verwendeten Drücken nicht mehr gegeben ist. Natürlich kann man die Kompressibilität des Dieselkraftstoffs in eine *Dehnfähigkeit* der Leitungen überführen, jedoch verschwindet dadurch die direkte physikalische Bedeutung der Konstanten im *finiten Element*.

Im Bereich Sensorik wurden zwei neue Meß- und Diagnosemethoden vorgestellt, die auf dem magnetoelastischen Effekt bzw. der Geräuschbildung bei der Verbrennung basieren. Mit Hilfe des magnetoelastischen Drucksensors in Kapitel 11 wurde

ein einfacher, robuster und kostengünstiger Sensor entwickelt, der den Druckeinbruch und damit den Einspritzbeginn im Einspritzsystem detektieren kann. Die Verifizierung mit Hilfe einer Meßreihe an einem Einspritzsystemprüfstand hat die prinzipielle Verwendung gezeigt. Auch wenn durch nicht ausreichende Abschirmung gegen die hohen Ansteuerungsspannungen bzw. -ströme des Injektors und durch zu geringe Sensibilität gegenüber den Druckänderungen eine genau Auswertung in der jetzigen Form nur mit hohem Rechenaufwand bewerkstelligt werden kann, so zeigt der Versuch, daß eine Detektierung des Einspritzbeginns mit Hilfe des magnetoelastischen Effekts realisierbar ist.

In Kapitel 12 wurde der beim Ottomotor bekannte Klopfsensor auf seine Verwendung für Diagnosezwecke im Dieselmotor untersucht. Dabei wurde gezeigt, daß mit Hilfe einer Hüllkurvenanalyse die Voreinspritzung detektiert werden kann. Bei der Energieanalyse läßt sich sowohl die Voreinspritzung als auch die gesamte eingespritzte Kraftstoffmenge ermitteln. Da die beschriebenen Untersuchungen nur an einem Zylinder durchgeführt wurden, müssen weitere Ermittlungen auch auf die anderen Zylinder ausgeweitet werden.

Im Bereich Steuerung und Regelung wurde die Zylindergleichstellung, der Laderegler, der Bremsenaktuatorsregler und die Antiruckelregelung entwickelt. Das Verfahren der Zylindergleichstellung erkennt relative Abweichungen der in die Verbrennungsräume eingespritzten Kraftstoffmassen m_B . Mit Hilfe eines Adaptionverfahrens werden diese Abweichungen durch einen Korrekturfaktor der Ansteuerungsdauer T_{AD} der Injektoren ausgeregelt.

Der Laderegler ist ein einfacher Entwurf zweier unabhängiger Eingrößenregler, die den Ladedruck p_{LD} bzw. die Abgasrückführrate X_{AGR} regeln.

Beim Bremsenaktuatorsregler wurde ein Zustandsregler und ein Eingrößenregler entworfen und bezüglich der Genauigkeit, der Schnelligkeit und der Robustheit der Druckregelung verglichen.

Mit der Antiruckelregelung wurde ein Regelungskonzept geschaffen, das die Drehzahldifferenz zwischen Motor und Rad ausregelt. Dadurch werden die beim Fahrer spürbaren *Ruckelbewegungen* vermieden. Es wurde gezeigt, daß einfache Regelstrukturen wie z.B. der PI-Regler die Drehzahldifferenzen nicht ausregeln kann. Deshalb wurden zwei andere Regelungsverfahren angewendet. Sowohl der *Linear Quadratic Gaussian Optimal Control*- als auch der *Generalized Predictive Control*-Regler lösen die Aufgabe in zufriedenstellender Weise, wobei der zeitdiskrete GPC-Regler das System in seiner Dynamik noch weniger beeinflußt. Außerdem läßt er sich einfacher in ein elektronisches Regelungssystem integrieren.

In dieser Arbeit wurden keine serienreifen Produkte oder Algorithmen geschaffen. Hingegen wurde eine Vielzahl neuer Konzepte in der Antriebssystemregelung untersucht bzw. geschaffen. Erst in weiteren Forschungsarbeiten können diese Ansätze, deren prinzipielle Funktionsweisen hier verifiziert wurden, gefestigt und erweitert werden.

Neben nationalen und internationalen Veröffentlichungen und vier, in Zusam-

menarbeit mit der Firma SIEMENS AG, beim Deutschen Patentamt eingereichten Patente waren an diesem Forschungsprojekt insgesamt 16 Diplom- und Studienarbeiten beteiligt.

19 Ausblick

Eine Arbeit, dessen Aufgabe hauptsächlich darin besteht, Entwicklungspotentiale zu untersuchen und neue Ansätze für die Antriebssystemregelung zu schaffen, bietet sich geradezu an, weiterentwickelt zu werden.

Der Dieselmotor mit Direkteinspritzung hat ein solches Entwicklungspotential, daß wir ein Ende nicht absehen können. [5]

Dies beschreibt nur die Spitze der Entwicklungsmöglichkeiten des gesamten Antriebssystems. Natürlich entfällt ein großer Teil auf den Verbrennungsmotor, bei dem z.B. höhere Drücke beim Common Rail bis 160 – 180 MPa [73] oder auch hydraulisch betätigte Ein- und Auslaßventile [146] nur zwei der vielen möglichen Verbesserungen darstellen. Aber auch Getriebe, Kupplung, Antriebsstrang, Sperrdifferential, Bremsen, Feder-Dämpfersystem und Räder sind offen für neue Innovationen, denen sich auch die Elektrotechnik stellen muß.

In der Einleitung in Kapitel 1 wurde durch Anwendung des Begriffs Mechatronik die Aufgaben für die Elektrotechnik im Bereich des Antriebssystems definiert. Diese Struktur ist so allgemein gehalten, daß weitere Arbeiten dort Platz finden. Allein die in Kapitel 13 dargestellte Struktur für den ganzheitlichen Regelungs- und Steuerungsentwurf ist nur in kleinsten Teilen bearbeitet worden. So fehlt z.B. eine groß angelegte Verifizierung in realen Kraftfahrzeugen. Ein Bereich, der große Möglichkeiten beinhaltet, ist die Prädiktion bzw. Messung des Drucks unmittelbar vor der Einspritzdüse. Hierzu könnten die Ansätze aus dem Abschnitt 6.7, dem Kapitel 11 und der Arbeit [267] herangezogen werden.

Bei der Modellierung wurde bis jetzt nur die Dynamik des gesamten Fahrzeugs in Fahrtrichtung behandelt. Eine genaue Beschreibung des Fahrzeugs durch Zweispurmodell, der Nick- und Wankbewegungen der Karrosserie und des Dämpfer-Federsystems fehlt. Natürlich lassen sich die bisherigen Modelle erweitern und verfeinern. Statt der Verwendung des Einzonenmodells bei der Motorprozeßrechnung, kann man durch Verwendung des Zweizonenmodells und einer genaueren Beschreibung der Verbrennungsvorgänge eine Erweiterung in Hinsicht auf die Erzeugung der verschiedenen Schadstoffe erzielen [153, Seite 31].

Aber auch durch die Entwicklung neuer intelligenter Sensorik lassen sich Verbesserungen erzielen. Neben Zylinderdrucksensoren, die z.B. für die Motordiagnose eingesetzt werden können, und linearen Sauerstoffsonden, mit denen eine Regelung der Schadstoffwerte möglich ist, eröffnen Sensoren zur direkten Messung des Drehmoments an einer Welle neue Perspektiven zur Drehmomentenregelung. [77]

Die Entwicklungspotentiale des Antriebssystems ermöglichen natürlich auch den Steuerungen und Regelungen in Verbindung mit genauerer Modellierung bzw. neuer Sensorik große Neuerungen, Erweiterungen und Verbesserungen. Neben der klassischen Fahrstabilitätsregelung bzw. einem aktiven Feder-Dämpfersystem kann hier z.B. eine Schadstoffregelung genannt werden. Diese hätte die Aufgabe, Fahrzeugparameter so zu ändern, daß die Schadstoffemission möglichst gering ist.

Teil VI
Anhang

A Reglertheorie

Die in Kapitel 17 verwendeten Regler gehören nicht zum Repertoire des durchschnittlichen Entwicklungsingenieurs. Die Darstellung in diesem Kapitel dient nicht zur Vermittlung der grundlegenden Regelungs-idee, sondern wird zum Entwurf der Regler in Kapitel 17 benötigt.

A.1 Linear Quadratic Gaussian Optimal Control (LQG)

Ausgangssituation dieses Verfahrens ist die Strecke in Zustandsraumdarstellung, behaftet mit den Störprozessen ξ und θ .

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \xi \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u} + \theta \end{aligned} \quad (\text{A-1})$$

In Bild A-1 ist dieser Zusammenhang dargestellt, wobei die Störungen ξ und θ die stochastischen Eigenschaften

$$E \left\{ \begin{bmatrix} \xi(t) \\ \theta(\tau) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi(t) & \theta(\tau) \end{bmatrix}^T \right\} = \begin{bmatrix} \Xi & \mathbf{N}_f \\ \mathbf{N}_f^T & \Theta \end{bmatrix} \delta(t - \tau) \quad (\text{A-2})$$

besitzen. Vereinfachend werden diese Prozesse als mittelwertfreies Gauß'sches Rauschen angenommen. Die Reglerentwurfsaufgabe besteht nun darin, die quadratische Fehlerfunktion

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} E \left\{ \int_0^T \begin{bmatrix} \mathbf{x}^T & \mathbf{u}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{Q} & \mathbf{N}_c \\ \mathbf{N}_c^T & \mathbf{R} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x} \\ \mathbf{u} \end{bmatrix} dt \right\} \quad (\text{A-3})$$

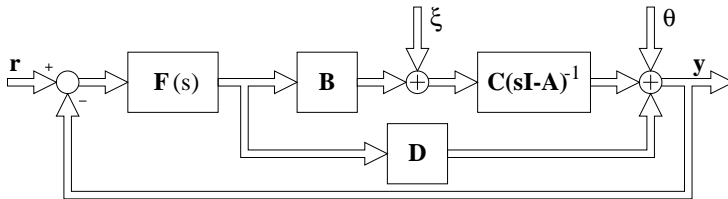


Bild A-1. Blockdiagramm der LQG-geregelten Strecke

zu minimieren [35]. Dieser Entwurf weist Parallelitäten¹ zum RICCATI-Regler, der in [68] beschrieben ist, auf. Die Lösung des LQG-Problems ist eine Kombination aus Kalmanfilterung und Zustandsrückführung. Beide Entwurfsverfahren können nach dem Separationsprinzip, welches besagt, daß die Pole des Reglers und des Kalmanfilters sich nicht gegenseitig beeinflussen, unabhängig voneinander durchgeführt werden [68]. Es ergibt sich daraus die Kalmanfiltermatrix \mathbf{K}_f so, daß \mathbf{x}_e die optimale Schätzung des Zustandsvektors \mathbf{x} ist.

$$\dot{\mathbf{x}}_e = \mathbf{A}\mathbf{x}_e + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{K}_f(\mathbf{y} - \mathbf{C}\mathbf{x}_e - \mathbf{D}\mathbf{u}) \quad (\text{A-4})$$

Die Reglermatrix \mathbf{K}_c des Regelgesetzes $\mathbf{u} = -\mathbf{K}_c\mathbf{x}$ ergibt sich aus der Lösung des Minimierungsproblems (A-3) mit den positiv definiten Matrizen \mathbf{Q} und \mathbf{R} . Der resultierende Regler lautet dann

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}}_e \\ \mathbf{u} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} - \mathbf{K}_f\mathbf{C} - \mathbf{B}\mathbf{K}_c + \mathbf{K}_f\mathbf{D}\mathbf{K}_c & \mathbf{K}_f \\ & -\mathbf{K}_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_e \\ \mathbf{y} \end{bmatrix}. \quad (\text{A-5})$$

A.2 Generalized Predictive Control (GPC)

Die Idee prädiktiver Regler liegt darin, aus dem vorhandenen Streckenmodell zukünftige Ausgangswerte zu präzisieren und daraus im Sinne des kleinsten quadratischen Fehlers eine optimale Stellgrößenänderung Δu zu berechnen. Die hier vorgestellte Methode von [39] kann sowohl auf SISO- als auch auf MIMO-Systeme angewendet werden. Hier wird nur der Eingrößenfall beschrieben, wie er auch in [18] dargestellt ist.

A.2.1 Die Vorhersage

Die Strecke liegt in der sogenannten *ARIMAX* (Auto-Regressive Integrated Moving-Average eXogenous input) Darstellung vor,

$$A(q^{-1})y_t = B(q^{-1})u_{t-1} + \frac{C(q^{-1})}{\Delta}\xi_t, \quad (\text{A-6})$$

worin u_t , y_t die Systemeingangs- und Ausgangsgrößen und ξ_t ein Rauschprozeß jeweils zum Zeitpunkt t und A , B und C Polynome des Verzögerungsoperators q^{-1} mit

$$q^{-1}u_t = u_{t-1} \quad \Delta = 1 - q^{-1}$$

sind. In (A-6) können die Koeffizienten $C(q^{-1})/\Delta$ als spektrale Eigenschaft des Rauschprozesses ξ_t gedeutet werden. Durch Umformen erhält man aus (A-6)

$$A(q^{-1})\Delta y_t = B(q^{-1})\Delta u_{t-1} + C(q^{-1})\xi_t. \quad (\text{A-7})$$

¹ Beiden liegt die Lösung der algebraischen Riccati-Gleichung zugrunde

Auf dieser linearen Systembeschreibung läßt sich nun ein quadratisches Fehlermaß definieren, welches dann beim Reglerentwurf zu minimieren ist.

$$J(u, t) = E \left\{ \sum_{j=N_1}^{N_2} [y_{t+j} - r_{t+j}]^2 + \sum_{j=1}^{N_u} [\lambda_j \Delta u_{t+j-1}]^2 \right\} \quad (\text{A-8})$$

$$\text{mit } \Delta u_{t+j} = 0 \quad \text{für } j = N_u, \dots, N_2$$

In (A-8) sind N_1 und N_2 die jeweiligen unteren und oberen Bewertungsschranken² der Regeldifferenz mit dem Sollwert r_t , und N_u als maximalen Bewertungshorizont der Stellgröße.

Zur Lösung der gestellten Aufgabe muß (A-8) minimiert werden. Um den j -ten Vorhersagewert des Systems zu berechnen, benutzt man die folgende Diophantische Gleichung [7]

$$C(q^{-1}) = E_j(q^{-1})A(q^{-1})\Delta + q^{-j}F_j(q^{-1}), \quad (\text{A-9})$$

worin die einzelnen Variablen Polynome in q^{-1} sind. Diese Gleichung angewandt auf (A-7) ergibt

$$y_{t+j} = \frac{F_j}{C}y_t + \frac{E_j B}{C}\Delta u_{t+j-1} + E_j \xi_{t+j},$$

wobei der letzte Term unabhängig von Messungen zum Zeitpunkt t ist. Ersetzt man diesen durch Null, erhält man die Minimum-Varianz-Vorhersage

$$\hat{y}_{t+j} = \frac{F_j}{C}y_t + \frac{E_j B}{C}\Delta u_{t+j-1},$$

die von bekannten Werten y_t und zukünftigen Werten der Stellgröße Δu_{t+j-1} abhängt. Um zwischen vergangenen und zukünftigen Stellgrößen zu unterscheiden, benutzt man eine zweite Diophantische Gleichung

$$E_j(q^{-1})B(q^{-1}) = G_j(q^{-1})C(q^{-1}) + q^{-j}\Gamma_j(q^{-1}) \quad (\text{A-10})$$

und erreicht so

$$\hat{y}_{t+j} = \frac{F_j}{C}y_t + G_j\Delta u_{t+j-1} + \frac{\Gamma_j}{C}\Delta u_{t-1}.$$

Gleichbedeutend hierzu ist

$$\hat{y}_{t+j} = G_j\Delta u_{t+j-1} + \hat{y}_{t+j|t}$$

mit $\hat{y}_{t+j|t}$, der im Englischen als *free response prediction* bezeichneten Vorhersage von y_{t+j} zum Zeitpunkt t . Mit den Definitionen

$$\begin{aligned} \mathbf{f} &= [\hat{y}_{t+1|t} \quad \hat{y}_{t+2|t} \quad \cdots \quad \hat{y}_{t+N_2|t}]^T \\ \tilde{\mathbf{u}} &= [\Delta u_t \quad \Delta u_{t+1} \quad \cdots \quad \Delta u_{t+N_u-1}]^T \\ \hat{\mathbf{y}} &= [\hat{y}_{t+1} \quad \hat{y}_{t+2} \quad \cdots \quad \hat{y}_{t+N_2}]^T \end{aligned}$$

ergibt sich als Ein-Ausgangsverhalten des prädizierten Systems

$$\hat{\mathbf{y}} = \mathbf{G}\tilde{\mathbf{u}} + \mathbf{f} \quad (\text{A-11})$$

² Im folgenden soll von $N_1 = 1$ ausgegangen werden

mit der Matrix \mathbf{G} , deren Elemente die Parameter g_i der Impulsantwort der Strecke $B/(A\Delta)$ sind.

$$\mathbf{G} = \begin{pmatrix} g_0 & 0 & \cdots & 0 \\ g_1 & g_0 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g_{N_u-1} & g_{N_u-2} & \cdots & g_0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ g_{N_2-1} & g_{N_2-2} & \cdots & g_{N_2-N_u} \end{pmatrix} \quad (\text{A-12})$$

A.2.2 Der Regler

Schreibt man (A-8) mit dem Führungsgrößenvektor

$$\mathbf{r} = [r_{t+1} \quad r_{t+2} \quad \cdots \quad r_{t+N_2}]$$

und $\Lambda = \text{diag}(\lambda_i)$ in Matrix-Vektor Notation, und setzt (A-11) ein

$$\mathbf{J} = E \left\{ (\hat{\mathbf{y}} - \mathbf{r})^T (\hat{\mathbf{y}} - \mathbf{r}) + \tilde{\mathbf{u}}^T \Lambda \tilde{\mathbf{u}} \right\},$$

und differenziert diese, so erhält man das Regelgesetz und damit die Bestimmungsgleichung für den Regler.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \mathbf{J}}{\partial \tilde{\mathbf{u}}} &= 2E \left\{ ([\mathbf{G}^T \mathbf{G} + \Lambda] \tilde{\mathbf{u}} + \mathbf{G}^T [r - f]) \right\} \stackrel{!}{=} \mathbf{0} \\ \tilde{\mathbf{u}} &= [\mathbf{G}^T \mathbf{G} + \Lambda]^{-1} \mathbf{G}^T [r - f] \end{aligned} \quad (\text{A-13})$$

Die Reglermatrix $\mathbf{K}_{GPC} = [\mathbf{G}^T \mathbf{G} + \Lambda]^{-1} \mathbf{G}^T$ beschreibt einen linearen zeitinvarianten Regler. In Abschnitt 17.3 wird auf die konkrete Anwendung und die Lösung vor allem der Diophantischen Gleichungen eingegangen.

B Formelzeichen

<i>A</i>	Fläche	m^2
<i>a</i>	Beschleunigung	$m s^{-2}$
<i>a</i>	Taktzahl	1
<i>B</i>	magnetische Flußdichte	<i>T</i>
<i>C</i>	Kapazität	<i>F</i>
<i>c</i>	Konzentration	$mol m^{-3}$
<i>c</i>	Geschwindigkeit	$m s^{-1}$
<i>c_p</i>	spezifische Wärme bei konstantem Druck	$m^2 s^{-1} K^{-1}$
<i>c_v</i>	spezifische Wärme bei konstantem Volumen	$m^2 s^{-1} K^{-1}$
<i>c</i>	Federkonstante	$N m^{-1}$ oder $N m rad^{-1}$
<i>c</i>	sonstige Konstanten	
<i>D</i>	elektrische Flußdichte	$A s m^{-2}$
<i>d</i>	Durchmesser	<i>m</i>
<i>d</i>	piezoelektrische Konstante	$A s N^{-2}$
<i>d</i>	Dämpfungskonstante	$N m s rad^{-1}$
<i>E</i>	Energie	<i>J</i>
<i>E</i>	elektrische Feldstärke	$V m^{-1}$
<i>E</i>	Elastizitätsmodul	$kg m^{-1} s^{-2}$
<i>e</i>	Energiedichte	$J m^{-3}$
<i>F</i>	Kraft	<i>N</i>
<i>f</i>	Frequenz	s^{-1}
<i>G</i>	Gangwahl	1
<i>g</i>	Erdbeschleunigung	$m s^{-2}$
<i>H</i>	magnetische Feldstärke	$A m^{-1}$
<i>H_u</i>	unterer Heizwert des Kraftstoffs	$J kg^{-1}$
<i>h</i>	spezifische Enthalpie	$J mol^{-1}$ oder $J kg^{-1}$
<i>I</i>	Strom	<i>A</i>
<i>K</i>	Konstanten	1
<i>L</i>	Induktivität	<i>H</i>
<i>m</i>	Masse	<i>m</i>
<i>M</i>	Moment	$N m$
<i>n</i>	Drehzahl	min^{-1}
<i>n</i>	Stoffmenge	<i>mol</i>

P	Leistung	W
p	Druck	Pa
p_{me}	effektiver Mitteldruck	Pa
Q	Gewichtung des Zustandsvektors \mathbf{x}	
Q	Wärmemenge	J
Q	elektrische Ladung	$A s$
q	Volumenfluß	$m^3 s^{-1}$
q	spezifische Wärmemenge	$J m^{-3}$
R	Gewichtung des Steuervektors \mathbf{u}	
R	elektrischer Widerstand	Ω
R	Gaskonstante	$m^2 s^{-2} K^{-1}$
r	Radius	m
S	mechanische Dehnung	$kg m^{-1} s^{-2}$
s	Elastizitätskonstante	$F m^{-1}$
s	Kolbenhub	m
s_N	Nockenhub	m
T	Zeitdauer	s
T	Temperatur	K
T	mechanische Spannung	$N m^{-2}$
t	Zeit	s
U	Spannung	V
U	innere, thermodynamische Energie	J
\mathbf{u}	Steuervektor	
u	Geschwindigkeitskomponente	$m s^{-1}$
u	spezifische, innere Energie	$J mol^{-1}$ oder $J kg^{-1}$
V	Volumen	m^3
v	Geschwindigkeit	$m s^{-2}$
v	spezifisches Volumen	$m^3 mol^{-1}$
W	Arbeit	J
w	Geschwindigkeitskomponente	$m s^{-2}$
w	spezifische Arbeit	$J m^{-3}$
x	Kolbenhubkennwert	1
Z	Zylinderanzahl	1
z	Zylinder-Ortskoordinate, geodätische Höhe	m
α	Wärmeübergangszahl	$kg s^{-2} K^{-1}$
α	Stellwinkel	rad
α	Kontraktionsziffer	1
γ	Winkel	rad
Δ	Differenz	
Δ	Unsicherheitsmatrix	
ε	Verdichtungsverhältnis	1

ε	Dielektrizitätskonstante	$F m^{-1}$
η	dynamische Viskosität	$kg m^{-1} s^{-1}$
η	Wirkungsgrad	1
η_u	Umsetzungsgrad bei der Verbrennung	1
Θ	Trägheitsmoment	$kg m^2$
Θ	Kovarianzmatrix des Rauschprozesses $\theta(t)$	
$\theta(t)$	Rauschprozeß	
ϑ	Temperatur	K
κ	Isotropenexponent	1
λ	Wärmeleitfähigkeit	$N K^{-1}$
λ	Luftverhältnis	1
λ_P	Pleuelstangenverhältnis	1
μ	Durchflußbeiwert	1
μ	Reibbeiwert	1
μ	Permeabilität	$H m^{-1}$
ν	kinematische Viskosität	$m^2 s^{-1}$
Ξ	Kovarianzmatrix des Rauschprozesses $\xi(t)$	
$\xi(t)$	Rauschprozeß	
ξ	Zylinderfüllgrad	1
ρ	Dichte	$kg m^{-3}$
τ	Laufzeit	s
ϕ	Durchsatzzahl	1
φ	Drehwinkel, Winkel	rad
φ	Kurbelwellenwinkel	rad
φ	Geschwindigkeitsbeiwert	1
ψ	Durchflußfunktion	1
ψ_s	Druckzahl	1
ω	Winkelgeschwindigkeit	$rad s^{-1}$

Indizes

0	Bezugspunkt
1	Größen davor
2	Größen hinter
A	Auslaßventil
A	Ansteuerung
a	außen
A	Abtastung
A	Ansteuerung
AA	Achsantrieb
AB	Ansteuerungsbeginn

AD	Ansteuerungsdauer
AE	Ansteuerungsende
AG	Abgas
AGR	Abgasrückführung
AN	Antrieb
AÖ	Auslaß öffnen
AS	Auslaß schließen
ATL	Abgasturbolader
ATS	Antriebsstrang
B	Kraftstoff
BAR	Bremsenaktuatorsregler
BB	Brennbeginn
BD	Brenndauer
BN	Betätigungsnadel
BR	Bremse
BRR	Bremsregler
BV	Kraftstoff, verbrand
BZ	Bremszylinder
CR	Common-Rail
D	Düse
DIF	Differential
DN	Düsennadel
DP	Druckpils im Injektor
E	Einlaßventil
E	Einspritzung
e	Erregung
EB	Einspritzbeginn
EE	Einspritzende
eff	effektive Größe
EÖ	Einlaß öffnen
ES	Einlaß schließen
EV	Einspritzverzug
FP	Fahrpedal
g	geschlossen
GM	Gleichstrommaschine
GT	Getriebe
H	Hub
hl	hinten links
hr	hinten rechts
I	Integration
i	innen

i-s	isentrop
K	Kolben
KAR	Kardanwelle
KFZ	Kraftfahrzeug
KM	Kühlmittel
KP	Kupplung
KPP	Kupplungspedal
krit	kritisch
KW	Kurbelwelle
L	Luft
L	Lader
last	Lastwert
max	maximaler Wert der Größe
min	minimaler Wert der Größe
MOT	Motor
N	Nocken, Nockenwelle
o	offen
OT	Oberer Totpunkt
P	Pleuelstange
PT	Piezotranslator
PWM	Pulsweitenmodulation
soll	Sollgröße
R	Regler
R	Roll
RAD	Rad
reib	Reibung
s	Schwellwert
SKG	Schubkurbelgetriebe
SP	Spindel
SPD	Sperrdifferential
St	stöchiometrisch
T	Turbine
t	technisch
TL	Turbolader
th	theoretisch
UT	Unterer Totpunkt
V	Verbrennung
V	Verdichter
VA	Verbrennungsanfang
VE	Verbrennungsende
VN	Ventil
VTG	Variable Turbinengeometrie

W	Wand
Z	Zylinder
ZV	Zündverzug

Konstanten und verwendete Größen

$Z = 4$	Anzahl der Zylinder
$l_{hub} = 0,0955 m$	Kolbenhub
$l_{bohrung} = 0,0795 m$	Zylinderbohrung
$l_{pleuel} = 0,144 m$	Länge Pleuelstange
$\epsilon = 19,5$	Verdichtungsverhältnis
$m_{rot} = 8,0 kg$	rotierende Masse pro Zylinder
$m_{osz} = 0,2 kg$	oszillierende Masse pro Zylinder
$p_{atm} = 1 \cdot 10^5 Pa$	Atmosphärendruck
$H_u = 41,9 \cdot 10^6 J kg^{-1}$	unterer Heizwert von Dieselkraftstoff
$\Theta_{TL} = 5 \cdot 10^{-5} kg m^2$	Trägheitsmoment des Turboladers
$r_V = 0,05 m$	Radius des Radialverdichters
$K_1 = 0,7 \quad K_2 = 4$	Konstanten zur Berechnung der Druckzahl
$\epsilon_0 = 8,854187 \cdot 10^{-12} F m^{-1}$	Dielektrizitätskonstante
$U_{BR,max} = 2,5 V$	Steuerspannung bei Begrenzungsstrom
$i_{PWM,max} = 30 A$	Begrenzungsstrom der PWM-Endstufe
$c_{PWM} = -12 A V^{-1}$	Steigung der PWM-Steuerkennlinie
$T_{PWM} = 1 ms$	Zeitkonstante des PWM-Stellglieds
$i_{GM,max} = 78 A$	Stillstandstrom der Gleichstrommaschine
$M_{GM,max} = 1,8 Nm$	Drehmoment bei Stillstandstrom
$c_{GM,2} \Phi_e = 0,02307 Nm A^{-1}$	Konstante der Gleichstrommaschine
$\Theta_{GM} = 8,77 \cdot 10^{-6} kg m^2$	Trägheitsmoment der Gleichstrommaschine
$T_{GM,1} = 5 ms$	Ankerzeitkonstante der Gleichstrommaschine
$T_{GM,2} = 19 ms$	mechanische Zeitkonstante der Gleichstrommaschine
$p_{BR,max} = 22 MPa$	maximaler Bremsdruck
$\Phi_{GM,max} = 64,08 rad$	Spindelwinkel bei Maximaldruck
$\omega_{GM,0} = 408 rad sec^{-1}$	Leerlastdrehzahl
$T_{SP} = 157 ms$	Spindelzeitkonstante
$c_{reib,1} = 1,15 \cdot 10^{-4} kg m^2 s^{-1}$	geschwindigkeitsabhängige Reibkonstante
$c_{reib,2} = 1,05 \cdot 10^{-6} m^3 s$	kraftabhängige Reibkonstante
$T_{MOT} = 0,1 s$	Verzögerungszeit des Motors
$c_{KW} = 200 Nm rad^{-1}$	Federkonstante der Kurbelwelle
$d_{KW} = 200 Nm s rad^{-1}$	Dämpfungskonstante der Kurbelwelle

$\Theta_{KW} = 0,14 \text{ kg m}^2$	Trägheitsmoment der Kurbelwelle
$K_{\text{Gang},1} = 1$	Übersetzung des ersten Gangs
$K_{\text{Gang},2} = 1,5$	Übersetzung des zweiten Gangs
$K_{\text{Gang},3} = 2,5$	Übersetzung des dritten Gangs
$K_{\text{Gang},4} = 4,2$	Übersetzung des vierten Gangs
$c_{KAR} = 1000 \text{ Nm rad}^{-1}$	Federkonstante der Kardanwelle
$d_{KAR} = 10 \text{ Nm s rad}^{-1}$	Dämpfungskonstante der Kardanwelle
$\Theta_{KAR} = 0,15 \text{ kg m}^2$	Trägheitsmoment der Kardanwelle
$K_{AA} = 2,93$	Übersetzung des Achsantriebs
$T_{BR} = 0,05 \text{ s}$	Verzögerungszeit der Bremsen
$T_{BR,T} = 0,01 \text{ s}$	Totzeit der Bremsen
$\Theta_{RAD} = 0,8 \text{ kg m}^2$	Trägheitsmoment der Räder
$l_{ges} = 4 \text{ m}$	Radstand
$l_h = 2 \text{ m}$	horizontaler Abstand des Schwerpunkts zur Hinterradachse
$l_v = 2 \text{ m}$	horizontaler Abstand des Schwerpunkts zur Vorderradachse
$A_{KFZ} = 2 \text{ m}^2$	Angriffsfläche des Fahrzeugs
$c_w = 0,35$	Luftwiderstandsbeiwert
$m_{KFZ} = 1750 \text{ kg}$	Kraftfahrzeugmasse
$f_{RAD} = 0,008$	Rollwiderstandsbeiwert

C Glossar

Hier werden die in dieser Arbeit verwendeten automobiltechnischen Begriffe erklärt. Verweise zu anderen Begriffen sind durch → gekennzeichnet. Einige Begriffserklärungen stammen aus [8].

ABC → Active Body Control

Abgasrückführung Unter der Abgasrückführung versteht man die Zufuhr von Abgas zum Frischgemisch bzw. zur angesaugten Luft. Deren Einsatz zielt primär auf eine Minderung der NO_X -Emission, die im wesentlichen durch folgende Einflüsse hervorgerufen werden:

- Die Wärmekapazität des rückgeführten Abgases ist höher als diejenige von Luft. Das führt zu einer geringeren Temperatursteigerung bei gleicher freigesetzter Wärmemenge durch die Verbrennung.
- Senkung des O_2 -Partialdrucks und damit geringere Sauerstoffmasse im Zylinder, da ein Teil der Luft durch Abgase mit niedrigerem Sauerstoffgehalt ersetzt wird.
- Verringerung der Verbrennungsgeschwindigkeit und dadurch geringerer Temperaturanstieg.

Abgasturbolader Bei dieser Art der → Aufladung wird die Abgasenergie (thermisch, kinetisch und potentiell) genutzt, um mit Hilfe einer Turbine im allgemeinen einen Radialverdichter anzutreiben, der die Luft auf den gewünschten Ladedruck verdichtet.

ABS → Antiblockiersystem

Active Body Control Das Active Body Control (ABC) beschreibt ein aktives Fahrwerk für zukünftige Automobilgenerationen. Kernstück von ABC sind dynamisch verstellbare Hydraulikzylinder, die eine variable Fahrwerksabstimmung „auf Knopfdruck“ durch den Fahrer oder vollautomatisch ermöglichen. Durch die Integration der elektronischen Steuerung in den Datenbus lassen sich neue Systeme für noch mehr Sicherheit und Komfort verwirklichen.

Adaptives Dämpfungssystem Das adaptive Dämpfungssystem ist ein vollautomatisches, elektronisch gesteuertes System, das die Stoßdämpferwirkung der Beladung des Fahrzeugs, der Straßenbeschaffenheit und der Fahrweise anpaßt.

ADS → Adaptives Dämpfungssystem

AGR → Abgasrückführung

Ansaugen Ansaugen ist der erste → Arbeitstakt des → Vier-Takt-Motors. Beim Ansaugen wird der → Zylinder durch das → Einlaßventil mit frischer Luft aufgrund des sich nach unten bewegenden → Kolbens gefüllt.

Antiblockiersystem Unter dem Antiblockiersystem versteht man ein System, das beim Bremsvorgang ein Blockieren einzelner Räder verhindert. Der → Reibbeiwert, der als Quotient aus Bremskraft der Räder und Radaufstandskraft definiert ist, besitzt bei einem bestimmten → Schlupf ein Maximum. Das Antiblockiersystem versucht die Bremskraft der Bremsbacken so einzustellen, daß sich der → Schlupf mit maximalem → Reibbeiwert einstellt. Der Eingriff geschieht durch Abbau bzw. Aufbau des Drucks im Bremshydrauliksystem und gewährleistet, daß das Fahrzeug in jeder Situation lenkbar bleibt.

Antriebsschlupfregelung Die Antriebsschlupfregelung beim Beschleunigen ist mit dem → Antiblockiersystem beim Bremsen zu vergleichen. Dabei wird nicht ein Blockieren sondern ein Durchdrehen der Räder verhindert. Der Eingriff geschieht dabei sowohl durch Senkung der Antriebsleistung des → Motors als auch durch Abbremsen einzelner Räder. Es stabilisiert den Wagen, verhindert das Ausbrechen des Hecks und dient als wirkungsvolle Anfahrhilfe auf rutschigem oder losem Untergrund.

Antriebsstrang Der Antriebsstrang überträgt das Drehmoment des → Motors nach Wandlung über → Kupplung und → Getriebe auf die → Räder.

Antriebssystem Bezeichnung für die Menge aller Komponenten eines Kraftfahrzeugs, die zur Erzeugung von aktiven Geschwindigkeitsänderungen notwendig sind. Hierzu gehört der → Motor, die → Kupplung, das → Getriebe, der → Antriebsstrang und der → Reifen.

Arbeitsspiel Bei der Definition des Arbeitsspiels ist zwischen einem → Zwei-Takt- und einem → Vier-Takt-Motor zu unterscheiden. Bei einem → Zwei-Takt-Motor umfaßt ein Arbeitsspiel eine Umdrehung der Kurbelwelle. Die → Arbeitstakte sind → Verdichten und → Expansion. Beim → Vier-Takt-Motor umfaßt das Arbeitsspiel zwei Umdrehungen der Kurbelwelle. Die einzelnen Takte sind → Ansaugen, → Verdichten, → Expansion, → Ausschieben.

Arbeitstakt Die Arbeitstakte beschreiben die einzelnen Phasen einer Periode eines Zylinders. Beim → Zwei-Takt-Motor gibt es die Takte → Verdichten und → Expansion. Beim → Vier-Takt-Motor gibt es → Ansaugen, → Verdichten, → Expansion, → Ausschieben.

ASR → Antriebsschlupfregelung

Aufladung Die Aufladung wird zur Leistungs- und Drehmomentsteigerung genutzt. Ziel ist dabei, bei gegebenen → Hubraum eine höhere Leistung oder eine gleiche Leistung bei abgesenktem → Hubraum zu erreichen.

Auslaßventil Das Auslaßventil öffnet sich durch Ansteuerung von der → Nockenwelle im → Arbeitstakt → Ausschieben. Dabei schiebt der sich nach oben bewegende → Kolben die verbrannten Abgase durch das Auslaßventil.

Ausschieben Ausschieben ist der vierte → Arbeitstakt des → Vier-Takt-Motors. Beim

Ausschieben schiebt der sich nach oben bewegende → Kolben die verbrannten Abgase durch das → Auslaßventil.

Bohrung Die Bohrung oder Bohrungsdurchmesser entspricht dem Durchmesser des → Zylinders.

CAN → Controller Area Network

Common-Rail In Common-Rail-Systemen wird mittels einer Hochdruckpumpe ein vom Steuergerät über Drucksensor und Druckregler geregelter Kraftstoffdruck in der gemeinsamen Verteilerleitung (Common-Rail) aufgebaut, der im Gegensatz zu den klassischen zeitgerecht arbeitenden Kolbenpumpen weitgehend unabhängig von Drehzahl und Einspritzmenge zur Verfügung steht.

Über den → Injektor wird der Kraftstoff in den Brennraum eingespritzt. Er erhält seine Schaltsignale vom elektronischen Steuergerät. Die eingespritzte Kraftstoffmenge wird durch den elektronisch geregelten Systemdruck und die Einschaltdauer des Injektors bestimmt. Voreinspritzung und Einspritzratensteuerung sind durch mehrmaliges Ansteuern möglich. Die funktionale Trennung von Druckerzeugung und Einspritzung eröffnet einen zusätzlichen Freiheitsgrad bei der Verbrennungsentwicklung.

Mit der Steigerung des Einspritzdrucks bei PKW auf einen Zielwert von etwa 150 MPa wird die Verbrennung verbessert, wodurch sich insbesondere die Schwarzauchbildung reduziert. Durch den möglichst hohen Einspritzdruck bei niedrigen Drehzahlen läßt sich dort das Drehmoment des Motors ohne Rauchsachteile anheben.

Controller Area Network Das Controller Area Network (CAN) ist ein fahrzeuginterner Datenbus, der Sensoren und Steuerungsgeräte miteinander vernetzt. Dabei kann jeder Empfänger bedarfsgerecht auf jede Information zugreifen.

Dieselmotor Der Dieselmotor gehört zur Familie der Hubkolbenverbrennungsmaschinen. Im Aufbau ist er dem Ottomotor vergleichbar. Der wesentliche Unterschied hierzu besteht aber im Kraftstoffsystem und Zündsystem. Dieseldieselkraftstoff wird dabei direkt in den Zylinder bzw. bei älteren Dieselmotoren in einen „Vorhof“ eingespritzt. Dabei entzündet sich das Diesel-Gasgemisch selbständig. Aufgrund der im Phänomen → Klopfen beschriebenen Druckgradienten läuft der Dieselmotor „härter“ als der Ottomotor. Sein Vorteil liegt in dem höheren Wirkungsgrad.

effektiver Mitteldruck → Mitteldruck, effektiver

Einlaßventil Das Einlaßventil öffnet sich durch Ansteuerung von der → Nockenwelle im → Arbeitstakt → Ansaugen. Dabei wird der → Zylinder durch das Einlaßventil mit frischer Luft aufgrund des sich nach unten bewegenen → Kolbens gefüllt.

Einspritzung Unter Einspritzung versteht man das Einbringen des Kraftstoffs in den → Zylinder des → Dieselmotors. Dies geschieht unter hohem Druck ($30 - 150\text{ MPa}$) mit einem → Injektor.

Einspritzverzug Bezeichnet die Zeit bzw. den Winkel zwischen Ansteuerungsbeginn des → Injektors und Beginn der → Einspritzung.

Expansion Expansion ist der dritte \rightarrow Arbeitstakt des \rightarrow Vier-Takt-Motors. Dabei verbrennt das Kraftstoff-Luft-Gemisch unter starkem Druck- und Temperaturanstieg. Die thermische Energie trieb den \rightarrow Kolben nach unten. Dieser verrichtet dabei die Volumenänderungsarbeit $-\int p dV$.

Fahrstabilitätsregelung Die Fahrstabilitätsregelung ist ein System zur Vermeidung fahrkritischer Situationen. Durch individuellen Bremsengriff wird die Fahrstabilität des Fahrzeugs gewährleistet.

FSR \rightarrow Fahrstabilitätsregelung

Getriebe Das Getriebe übersetzt die Drehzahl und hierzu reziprok das Drehmoment eines \rightarrow Motors mit einem bestimmten Übersetzungs- bzw. Untersetzungsverhältnis auf den \rightarrow Antriebsstrang. Somit kann der \rightarrow Motor bei fast jeder Fahrzeuggeschwindigkeit in einem optimalen Drehzahlbereich laufen.

Hub Der Hub ist die Wegstrecke des \rightarrow Kolbens zwischen \rightarrow unterem und \rightarrow oberem Totpunkt.

Hubraum Der Hubraum eines Zylinders ist das Produkt aus dem \rightarrow Hub und der Zylinderquerschnittsfläche, die durch den \rightarrow Bohrungsdurchmesser bestimmt ist. Sie entspricht der Differenz zwischen größtem und kleinstem Volumen eines \rightarrow Zylinders. Der Hubraum des Motors entspricht dem Produkt des Hubraums eines \rightarrow Zylinders und der Anzahl der Zylinder.

Injektor Der Injektor ist ein Einspritzventil, das die elektrischen Ansteuerungssignale in einen Kraftstoffmassenfluß übersetzt. Er besteht aus der Düse mit Düsennadel, die das Einspritzloch gegenüber den unter hohen Druck stehenden Kraftstoff verschließt bzw. öffnet. Die Düsennadel wird über einen elektromechanischen Aktuator angetrieben. Injektoren der 1. Generation verwenden hierzu Magnetventile, die der 2. Generation piezoelektrische Krafterzeuger.

Klopfen Klopfen oder auch Klingeln ist ein bedeutendes Phänomen bei der ottomotorischen Verbrennung. Klopfen muß vermieden werden, da es zur Zerstörung des Motors führen kann.

Bei einer normalen Verbrennung wird durch den Funken der Zündkerze das Verbrennungsgemisch entzündet. Im Falle des Klopfens entzündet sich ein Teil des Gemischs an heißen Stellen des Brennraums von selbst. Es kommt zu einer schlagartigen Verbrennung bei steilem Druckanstieg bis zu $8 \text{ bar}/^\circ \text{KW}$, der für den Fahrer akustisch wahrnehmbar ist.

Beim \rightarrow Dieselmotor entzündet sich hingegen das Verbrennungsgemisch immer selbständig, sodaß bei der dieselmotorischen Verbrennung immer Klopfen auftritt. Dies begründet den „härteren“ Klang eines \rightarrow Dieselmotors gegenüber einem Ottomotor.

Kolben Der Kolben ist das erste Glied in der Kette der kraftübertragenden Teile einer Kolbenkraftmaschine. Er hat die Aufgabe, thermische Energie in mechanische Arbeit umzuwandeln. Dies tut er, indem er die Gaskraft des verbrennenden Gemischs über die \rightarrow Pleuelstange auf die \rightarrow Kurbelwelle überträgt.

- Kupplung** Die Kupplung kann die Drehmomentübertragung zwischen → Motor und → Getriebe unterbrechen. Dies ist nötig, beim Wechseln eines Übersetzungsverhältnis (d.h. Gang) beim → Getriebe oder bei zu geringer Fahrzeuggeschwindigkeit.
- Kurbelwelle** Die Kurbelwelle ist das zentrale Energieübertragungssystem. Dabei wird die translatorische Bewegung des → Kolbens über die → Pleuelstange in eine rotatorische Bewegung der Kurbelwelle überführt. Die Kurbelwelle gibt ihre Drehmoment über → Kupplung und → Getriebe an den Antriebsstrang weiter. Außerdem werden alle Zusatzaggregate des → Motors über die Kurbelwelle angetrieben.
- Ladungswechsel** Die → Verbrennungsmotoren arbeiten mit Ausnahme des Stirlingmotors mit innerer Verbrennung. Nach jedem Arbeitstakt müssen die verbrannten Gase aus dem Arbeitsraum durch den Ladungswechsel entfernt und Frischgase eingebracht werden. Dabei unterscheidet man zwischen → Vier- bzw. → Zwei-Takt-Verfahren.
- Lambda** → Luft-Kraftstoffverhältnis
- Luft-Kraftstoffverhältnis** Gibt das auf den stöchiometrischen Wert bezogene Verhältnis zwischen zur Verfügung stehender Luft und Kraftstoff an. Ein Luft-Kraftstoffgemisch über 1 gibt einen Luftüberschuß, ein Wert unter 1 einen Kraftstoffüberschuß an.
- Mitteldruck, effektiver** Der effektive Mitteldruck ist kein physikalisch meßbarer Druck, sondern das über ein → Arbeitsspiel gemittelte, auf den → Hubraum bezogene Drehmoment, das die physikalische Einheit eines Drucks besitzt. Der effektive Mitteldruck läßt so ein Vergleich verschiedener → Motoren mit unterschiedlichen → Hubräumen zu.
- Motor** Im Personenkraftfahrzeugbau verwendet man hauptsächlich den Otto- und den → Dieselmotor.
- Nockenwelle** Die Nockenwelle ist das Stellglied für die Ein- und Auslaßventile. Es ist direkt mit der → Kurbelwelle verbunden, wobei es sich nur mit halber Umdrehungszahl dreht, da alle vier → Arbeitstakte innerhalb von zwei Kurbelwellenumdrehungen aber nur innerhalb einer Umdrehung der Nockenwelle ablaufen.
- Oberer Totpunkt** Der obere Totpunkt eines Zylinders beschreibt den Kurbelwellwinkel, bei dem der Zylinder das kleinste Volumen besitzt.
- Pleuelstange** Die Pleuelstange übersetzt die translatorische Bewegung des → Kolben in eine rotatorische Bewegung der → Kurbelwelle.
- Reibbeiwert, Reifen** Der Reifenreibbeiwert entspricht dem Quotienten aus Reifenreibungskraft und Reifenaufstandskraft. Es besitzt für einen bestimmten → Schlupf ein Maximum und fällt sowohl für größere als auch kleinere → Schlüpf ab. Die Reifenreibbeiwertsfunktion ist stark von der Beschaffenheit der Fahrbahnoberfläche abhängig.
- Reifen** Der Reifen überträgt die Antriebskräfte vom → Antriebsstrang auf die Straße.
- Schlupf** Der Schlupf ist die auf die Fahrzeuggeschwindigkeit bezogene Differenz zwischen Reifenumfangsgeschwindigkeit und Fahrzeuggeschwindigkeit.
- Totpunkt** Bezeichnet den Punkt mit dem größten bzw. kleinsten Volumen des Zylinders.

Man unterscheidet entsprechend → oberer bzw. → unterer Totpunkt.

Unterer Totpunkt Der untere Totpunkt eines Zylinders beschreibt den Kurbelwellwinkel, bei dem der Zylinder das größte Volumen besitzt.

Variable Turbinengeometrie Variable Turbinengeometrie bezeichnet die Möglichkeit, die Geometrie des Einlaßbereichs der Turbine beim → Abgasturbolader zu verändern. So läßt sich die Turbine auf den jeweiligen Arbeitspunkt des → Motors einstellen.

Verdichten Verdichten ist der dritte → Arbeitstakt des → Vier-Takt-Motors. Dabei wird die Luft im → Zylinder durch den nach oben bewegenen → Kolben verdichtet.

Vier-Takt-Motor Der Vier-Takt-Motor ist ein → Motor, bei dem das periodische Verhalten in vier → Arbeitstakte unterteilt werden kann. Hierzu gehört → Ansaugen, → Verdichten, → Expansion und → Ausschleiben. Um bei gleicher Kolbenbewegung zwischen → Ansaugen und → Expansion bzw. zwischen → Verdichten und → Ausschleiben unterscheiden zu können, werden die → Ein- bzw. → Auslaßventile verwendet.

Voreinspritzung Bei Verwendung einer oder mehrerer Voreinspritzungen wird die gesamte Kraftstoffmenge nicht auf ein mal in den → Zylinder eingespritzt, sondern entsprechend verteilt. Hierdurch läßt sich ein ruhigerer Lauf, ein höherer Wirkungsgrad und vor allem ein besseres Abgasverhalten erzielen.

VTG → Variable Turbinengeometrie

Zündverzug Bezeichnet die Zeit bzw. den Winkel zwischen Einspritzbeginn und Beginn der Verbrennung.

Zwei-Takt-Motor Der Zwei-Takt-Motor ist ein → Motor, bei dem das periodische Verhalten in zwei → Arbeitstakte unterteilt werden kann. Hierzu gehört → Verdichten und → Expansion.

Zylinder Der Zylinder ist der Raum in einem → Motor, in dem die thermodynamischen Verbrennungsvorgänge ablaufen. Er ist nach unten mit dem sich bewegenden → Kolben abgeschlossen.

Zylindergleichstellung Verfahren, bei dem gesorgt wird, daß allen Zylindern die gleiche Kraftstoffmenge bei der Verbrennung zur Verfügung steht. Aufgrund Fertigungstoleranzen müssen dabei die Zylinder unterschiedlich angesteuert werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Ackermann, J.: *Abtastregelung*, Bd. 1. Springer, Berlin, 1983.
- [2] Adolph, N.: *Messung des Klopfens an Ottomotoren*. Doktorarbeit, RWTH Aachen, 1983.
- [3] Bachschmid, R.: *Das Common-Rail System für PKW-Dieseldirekteinspritzmotoren*. In: *150 Jahre Wilhelm Maybach*, Bd. 1256 d. Reihe Fortschrittsberichte VDI-Reihe 12, Düsseldorf, 1996. VDI.
- [4] Bamer, F.: *Über das Auftreten von Drehzahlschwankungen beim Ottomotor*. Fortschrittsberichte Nr. 6. VDI, Düsseldorf, 1979.
- [5] Bartsch, C.: *Das weiß-blaue Diesel-Erfolgserebnis des Ferenc Anisits*. Frankfurter Allgemeine Zeitung, Mai 1998.
- [6] Bartsch, C.: *Der erste Blick in die Hochdruck-Zukunft des Diesels*. Frankfurter Allgemeine Zeitung, Mai 1998.
- [7] Basmakova, I. G.: *Diophant und diophantische Gleichungen*. Birkhäuser, Basel, 1972.
- [8] Basshuysen, R. von und F. Schäfer: *Shell Lexikon Verbrennungsmotor*, 1995. Ein Supplement der ATZ und MTZ.
- [9] Bauder, R. und H.-W. Pölzl: *Der neue AUDI V6 Turbodieselmotor mit Direkteinspritzung und Vierventiltechnologie*. In: *18. Internationales Wiener Motorensymposium*, Fortschrittsberichte Nr. 12. VDI, Apr. 1997.
- [10] Böcker, J., I. Hartmann und C. Zwanzig: *Nichtlineare und adaptive Regelsysteme*. Springer, Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo, 1986.
- [11] Becchi, G.: *Analytical simulation of fuel injection in diesel engines*. Paper 710568, SAE, 1971.
- [12] Becker, Dreyer, Haacke und Nabert: *Numerische Mathematik für Ingenieure*. B.G. Teubner, Stuttgart, 1977.
- [13] Beckmann, R., R. Mertl und E. Otto: *Die neue Motorsteuerung von Siemens für die BMW Sechszylinder-Ottomotoren*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 59(12):820–825, 1998.
- [14] Bellanger, M. G.: *Adaptive digital filters and signal analysis*. Marcel Dekker Inc., New York, Basel, 1987.
- [15] Beneviste, A.: *Adaptive algorithms and stochastic approximations*. Springer, New York, 1990.
- [16] Bähr, A.: *Thermodynamik*. Springer, Berlin, Heidelberg, New York, 5. Aufl., 1981.
- [17] Bishop, I. N.: *Effect of design variables on friction and economy*. Paper 812 A, SAE, 1964.
- [18] Bitmead, R. R.: *Adaptive optimal control*. Prentice Hall, New York, 1990.
- [19] Blumenstock, K.-U.: *Schwer auf Draht*. mot, 18:60–68, 1998.

- [20] Bosch, W.: *Untersuchung zur instationären reibenden Strömung in Druckleitungen von Einspritzsystemen*. Forschungsbericht 987, Bundesland Nordrheinwestfalen, 1961.
- [21] Bosch, W.: *Experimentelle Ermittlung des Dämpfungsfaktors der Düsennadelbewegung*. Techn. Ber. 1, Robert Bosch GmbH, Sep. 1964.
- [22] Bosch GmbH, R. (Hrsg.): *Dieseleinspritztechnik*. VDI, Düsseldorf, erste Aufl., 1993.
- [23] Bosch GmbH, R. (Hrsg.): *Motormanagement Motronic*. VDI, Düsseldorf, erste Aufl., 1998.
- [24] Bozorth, R. M.: *Ferromagnetism*. D. Van Nostrand, Toronto, New York, London, 1951.
- [25] Brand, S.: *Piezoelektrische Aktoren in Fertigungssystemen*. Nr. 390 in *Fortschrittberichte, Reihe 2*. VDI, 1996.
- [26] Bronstein, I. N. und K. A. Semendjajew: *Taschenbuch der Mathematik*. Harri Deutsch, Thun, Frankfurt/Main, 1989.
- [27] Buchstein, K.: *Iterativ lernende Regelung für zyklische Systeme*. Fortschrittsberichte Nr. 8. VDI, Düsseldorf, 1994.
- [28] Buratti, R., A. Carlo, E. Lanfranco, and A. Pisoni: *DI diesel engine with variable geometry turbocharger: A modelbased boost pressure control strategy*. In *1st ICC on Control and Diagnostics in Automotive Applications*, pp. 119--129, Genova, 1996.
- [29] Burckhardt, M.: *Reaktionszeiten bei Notbremsvorgängen*. TÜV Rheinland GmbH, Köln, 1985.
- [30] Burckhardt, M.: *Bremsdynamik und PKW-Bremsanlagen*. Fahrwerktechnik. Vogel-Fachbuch, Würzburg, 1991.
- [31] Burckhardt, M.: *Radschlupf-Regelsysteme*. Fahrwerktechnik. Vogel-Fachbuch, Würzburg, 1993.
- [32] Carletti, L.: *Der Zähigkeitseinfluß auf Wanderwellen in engen Brennstoffleitungen*. Doktorarbeit, ETH Zürich, 1957.
- [33] Carnahan, B., H. Luther, and J. Wilkes: *Applied numerical methods*. Wiley, 1969.
- [34] Catania, A., C. Dongiovanni, and A. Mittica: *Implicit numerical model of a high-pressure injection system*. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 114(7):534--543, 1992.
- [35] Chiang, R. Y.: *Robust control toolbox user's guide*. The MathWorks Inc., Natick, 1998.
- [36] Childs, R. Y.: *A concrete introduction to higher algebra*. Springer, New York, 1979.
- [37] Chmela, F., G. Orthaber und W. Schuster: *Die Vorausberechnung des Brennverlaufs von Dieselmotoren mit direkter Einspritzung auf der Basis des Einspritzverlaufs*. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, 59(6):484--492, 1998.
- [38] Citron, S. J., J. E. O'Higgins, and L. Y. Chen: *Cylinder by cylinder engine pressure and pressure torque waveform determination utilizing speed fluctuations*. Paper 890486, SAE, 1989.
- [39] Clarke, D. W.: *Generalized predictive control*. *Automatica*, 23, 1987.
- [40] Clephas, B. und H. Janocha: *Aktoren mit piezoelektrischen und magnetostriktiven Festkörperwandlern*. *atp Automatisierungstechnische Praxis*, 40(4):10 -- 17, 1998.
- [41] Cohen, A.: *Time and frequency domains analysis*, vol. 1 of *Biomedical signal processing*. CRC Press Inc., Boca Raton, 3. ed., 1988.

- [42] Constien, M., G. Woschni und K. Zeilinger: *Ermittlung des Einspritzverlaufs am schnellaufenden Dieselmotor*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 53(4):166--174, 1992.
- [43] Cullity, B.: *Fundamentals of magnetostriction*. Journal of Metals, 23, 1971.
- [44] Cullity, B.: *Introduction to Magnetic Materials*. Addison Wesley, Reading (Massachusetts), 1972.
- [45] Czichos, H. (Hrsg.): *Hütte: Die Grundlagen der Ingenieurwissenschaften*. Springer, Berlin; Heidelberg; New York; London; Paris; Tokyo; Hong Kong, 29. Aufl., 1989.
- [46] Daiß, A.: *Beobachtung fahrdynamischer Zustände und Verbesserung einer ABS- und Fahrdynamikregelung*. Doktorarbeit, Universität Karlsruhe, 1996.
- [47] Davaine, J.: *Measurement and analysis of intra-cyclic rpm changes*. Paper 930397, SAE, 1993.
- [48] Decker, R., R. Schmöller und K. Prescher: *Einfluß der Kraftstoffhochdruckeinspritzung auf die Verbrennung im Dieselmotor*. MTZ, 51(9), 1990.
- [49] Diesel, E.: *Diesel, der Mensch, das Werk, das Schicksal*. Reclam, Stuttgart, 1953.
- [50] Dorißen, H. T. und N. Höver: *Antriebsschlupfregelung - Ein Beitrag zur aktiven Fahrsicherheit*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 95(4), 1993.
- [51] Döring, E. und H. Schedwill: *Grundlagen der technischen Thermodynamik*. B.G. Teubner, Stuttgart, 2. Aufl., 1982.
- [52] Dörrenscheidt, F. und W. Latzel: *Grundlagen der Regelungstechnik*. B.G. Teubner, Stuttgart, 1993.
- [53] Egger, K., P. Reisenbichler und R. Leonhardt: *Common Rail Einspritzsystem für Dieselmotoren - Analyse Potential Zukunft*. In: 15. Internationales Wiener Motorensymposium, Fortschritts-Berichte VDI-Reihe 12, Wien, Apr. 1994. VDI.
- [54] Eichelberg, G.: *Some new investigations on old combustion engine problems*. Engineering, pp. 463--466, 547--550, 1939.
- [55] Eilts, P.: *Modell zur Vorausberechnung des Brenngesetzes mittelschnellaufender Dieselmotoren*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 54(3), 1993.
- [56] Engell, S.: *Entwurf nichtlinearer Regelungen*. Oldenbourg, München, 1995.
- [57] Erdmann, D.: *Untersuchungen zum Einfluß von Toleranzen bei Dieseleinspritzanlagen auf den Einspritzverlauf und auf den Motorbetrieb*. Doktorarbeit, TU Braunschweig, Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik, 1983.
- [58] Fehrenbach, H.: *Berechnung des Brennraumdruckverlaufs aus der Kurbelwellengeschwindigkeit von Verbrennungsmotoren*. Fortschritts-Berichte VDI-Reihe 12, 1991.
- [59] Fehrenbach, H., W. Held und F. Zuther: *Drehmomentbestimmung bei Verbrennungsmotoren durch Auswertung der Kurbelwellenwinkelgeschwindigkeit*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 59:314--319, Mai 1998.
- [60] Fersen, O. von: *Der höfliche Diesel mit der sanften Gewalt*. Frankfurter Allgemeine Zeitung, Juni 1998.
- [61] Führer, J. und R. Isermann: *Ein mechanisch-elektronisches Beobachtersystem zur Ermittlung der Einzelzylinderfunktion von Verbrennungsmotoren*. In: *Fachtagung Integrierte mechanisch-elektronische Systeme*, Fortschritts-Berichte VDI-Reihe 12, Darmstadt, März 1993. VDI.
- [62] Fielding, J. and J. Skorecki: *Identification of mechanical sources of noise in a diesel engine*. Proceedings of Instn. Mechanical Engineers, 184, 1969.

- [63] Föllinger, O.: *Laplace- und Fouriertransformation*. AEG-Telefunken, Berlin, 1980.
- [64] Föllinger, O.: *Optimierung dynamischer Systeme*. Oldenbourg, München, Wien, 1988.
- [65] Föllinger, O.: *Lineare Abtastsysteme*. Oldenbourg, München, 5. Aufl., 1993.
- [66] Föllinger, O.: *Nichtlineare Regelungen*, Bd. 1. Oldenbourg, München, 7. Aufl., 1993.
- [67] Föllinger, O.: *Nichtlineare Regelungen*, Bd. 2. Oldenbourg, München, 7. Aufl., 1993.
- [68] Föllinger, O.: *Regelungstechnik*. Hüthig, Heidelberg, 8. Aufl., 1994.
- [69] Fläming-Vetter, T.: *Untersuchung zum Großsignalbetrieb von Piezoaktoren für Kfz-Anwendungen*. Doktorarbeit, Technische Universität Dresden, 1997. <http://vvkno1.vkn.tu-dresden.de/vetter/diss/home.ssi>.
- [70] Ganser, M.: *Akkumulierungseinspritzung - Theoretische und experimentelle Untersuchung eines elektronisch gesteuerten Dieseleinspritzsystems für Personenkraftwagenmotoren*. Doktorarbeit, ETH Zürich, 1984.
- [71] Geropp, B. und H. W. Kessler: *Automatische Hüllkurvenanalyse*. Antriebstechnik, 34(10), 1995.
- [72] Gerthsen, Kneser und Vogel: *Physik*. Springer, Berlin, Heidelberg, 1992.
- [73] Geyer, G.: *Diesel Common Rail – Entwicklungsstand und Perspektiven*, Jan. 1998.
- [74] Gißler, J. und M. Schmid: *Vom Prozeß zur Regelung*. Siemens AG, Berlin; München, 1990.
- [75] Gimmler, H., B. Gneiting und U. Nester: *Adaptive Zylinder-Gleichlaufregelung auf der Basis der Motordrehzahl*. In: *Esslinger KFZ-Forum*, Esslingen, 1997.
- [76] Göldner, H. und F. Holzweißig: *Leitfaden der Technischen Mechanik*. Steinkopff, Darmstadt, 1988.
- [77] Goroncy, J.: *Elektronische Komponenten und Systeme*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 100:268, Apr. 1998.
- [78] Göpel, W. and J. Hesse: *Magnetic Sensors*, vol. 5 of *Sensors - A comprehensive Survey*. VCH, Weinheim, Basel, Cambridge, New York, 1989.
- [79] Guzzella, L. and A. Amstutz: *Control of diesel engines*. IEEE Control Systems, 18(5), Oct. 1998.
- [80] Hachbarth, E.-M. und W. Merhof: *Verbrennungsmotoren - Prozesse, Betriebsverhalten, Abgas*. Vieweg, 1998.
- [81] Hübner, W., M. Klütting, P. Langen und M. Theissen: *Externe Abgasrückführung mit verbesserten Systemeigenschaften*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 55, 1994.
- [82] Hebbale, K. V. and K. R. Butts: *A mathematical model of the speed measurement process for control system simulation*. ASME Advanced Automotive Technologies, 40, 1991.
- [83] Held, V. und E. Schubert: *Ansätze für ein zylinderdruckgeführtes Motormanagementsystem*. In: *15. Internationales Wiener Motorensymposium*, Fortschrittsberichte VDI Reihe 12, Wien, Apr. 1994. VDI.
- [84] Henn, M.: *On-Board Diagnose der Verbrennung von Ottomotoren*. Dissertation, Institut für Industrielle Informationstechnik, Universität Karlsruhe, 1995.
- [85] Heuser, H. und H. Wolf: *Algebra, Funktionalanalysis und Codierung*. B.G. Teubner, Stuttgart, 1986.

- [86] Hänsler, E.: *Grundlagen der Theorien statistischer Signale*. Springer, Berlin, Heidelberg, New-York, 1983.
- [87] Hoffmann, K.-H., K. Hummel, T. Maderstein und A. Peters: *Das Common Rail Einspritzsystem - Ein neues Kapitel der Dieseleinspritztechnik*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 58:572--582, Okt. 1997.
- [88] Hohenberg, G.: *Experimentelle Erfassung der Wandwärme von Kolbenmotoren*. Habilitationsschrift, Universität Graz, 1980.
- [89] Honig, M. L. and D. G. Messerschmidt: *Adaptive Filters*. Kluwer Academic Publishers, Boston, 4 ed., 1986.
- [90] Härle, N.: *Analyse, Modellbildung und Detektion von Klopfsignalen im Körperschall von Ottomotoren*. Nr. 113 in *Fortschrittsberichte Reihe 11*. VDI, Düsseldorf, 1989.
- [91] Huber, E. und W. Schaffitz: *Experimentelle und theoretische Arbeiten zur Berechnung von Einspritzanlagen von Dieselmotoren*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 27(2):35-42, 1966.
- [92] Hucker, M. and M. Ostertag: *The wigner distribution as a tool for spectral analysis of instationary signals*. Periodica Polytechnica ser. el. eng., 36(3-4):155--170, 1992.
- [93] Isermann, R.: *Prozeßidentifikation*. Springer, Berlin, Heidelberg, New York, 1974.
- [94] Isermann, R.: *Mechatronik-Entwicklungen für Maschinen und Geräte*. atp Automatisierungstechnische Praxis, 40:40--49, Juni 1998.
- [95] Jankovic, M., F. Frischmuth, A. Stefanopoulou, and J. A. Cook: *Torque management of engines with variable cam timing*. IEEE Control Systems, 18(5), Oct. 1998.
- [96] Janocha, H.: *Aktoren - Grundlagen und Anwendungen*. Springer, Berlin, 1992.
- [97] Jendritza, D.: *Technischer Einsatz neuer Aktoren*. expert, Rennigen-Malmsheim, 1995.
- [98] Jondral, F.: *Lineare Netzwerke und Systeme*. Skriptum zur Vorlesung, Universität Karlsruhe, 1993.
- [99] Justi, E.: *Spezifische Wärme, Enthalpie, Entropie und Dissoziation technischer Gase*. Springer, Berlin, 1938.
- [100] Kaiser, G., M. Zechall, and G. Plapp: *Closed loop control at engine management system motronic*. Paper 880135, SAE, 1988.
- [101] Kammeyer, K. D. und K. Kroschel: *Digitale Signalverarbeitung - Filterung und Spektralanalyse*. B.G. Teubner, Stuttgart, 1996.
- [102] Kasedorf, J.: *Dieseleinspritztechnik*. Vogel, Würzburg, 1991.
- [103] Kessel, J.-A., M. Schmidt und R. Isermann: *Modellbasierte Motorsteuerung, -regelung und -überwachung*. Motortechnische Zeitschrift, 59:240--246, Apr. 1998.
- [104] Kessel, J.-A., S. Sinsel und R. Isermann: *Methoden zur modellgestützten Steuerung und Regelung von Dieselmotoren mit Turbolader*. In: *16. Internationales Wiener Motorsymposium*, Fortschrittsberichte Nr. 12, Wien, Mai 1995. VDI.
- [105] Khan, J.: *Untersuchung zur instationären Strömung durch un stetige Querschnittsänderungen in Druckleitungen von Einspritzsystemen*. Forschungsbericht 961, Bundesland Nordrheinwestfalen, 1961.
- [106] Köhler, W.: *Untersuchung an gleichdruckentlasteten Einspritzsystemen von Dieselmotoren*. Doktorarbeit, TU Hannover, 1972.
- [107] Kiencke, U.: *Regelung und Signalverarbeitung im Kraftfahrzeug*. Skriptum vor Vorlesung, Universität Karlsruhe, 1996.

- [108] Kiencke, U.: *Signale und Systeme*. Oldenbourg, München, Wien, 1998.
- [109] Kiencke, U. und H. Kronmüller: *Messtechnik*. Springer, Berlin, Heidelberg, New York, 1. Aufl., 1995.
- [110] Kim, Y.-W., G. Rizzoni, and V. Utkin: *Automotive engine diagnosis and control via nonlinear estimation*. IEEE Control Systems, 18(5), Oct. 1998.
- [111] Klenk, M., W. Moser, W. Müller, and W. Wimmer: *Misfire detection by evaluating crankshaft speed - a means to comply with OBD II*. Paper 930399, SAE, 1993.
- [112] Kneller, E.: *Ferromagnetismus*. Springer, Berlin, Göttingen, Heidelberg, 1962.
- [113] Knoche, K. F.: *Technische Thermodynamik*. Vieweg, Wiesbaden, 3. Aufl., 1981.
- [114] Kories, R. und H. Schmidt-Walter: *Taschenbuch der Elektrotechnik*. Harri Deutsch, Frankfurt, Thun, 1993.
- [115] Kortüm, W. und P. Lugner: *Systemdynamik und Regelung von Fahrzeugen*. Springer, Berlin, Heidelberg, New York, 1994.
- [116] Kracke, A.: *Untersuchung der Gemischbildung durch Hochdruckeinspritzung bei PKW-Dieselmotoren*, Bd. 175 d. Reihe 12. VDI, Düsseldorf, 1992.
- [117] Kraßnig, G.: *Die Berechnung des Motorprozesses als eine der Grundlagen fortschrittlicher Motorenentwicklung*. Doktorarbeit, Universität Graz, 1970.
- [118] Krämer, O. und G. Jungbluth: *Hubkolben- und Rotationskolbenmotoren*. Bau und Berechnung von Verbrennungsmotoren. Springer, Berlin, 5. Aufl., 1983.
- [119] Kroller, M.: *Efficient computation of a mathematical model for damping of pressure waves in tubes of circular form*. Forschungsbericht, Universität Graz, Institut für Mathematik, ??
- [120] Kronmüller, H.: *Prinzipien der Prozeß-Messtechnik*, Bd. 1 und 2. Schnäcker, Karlsruhe, 1986.
- [121] Kronmüller, H.: *Digitale Signalverarbeitung*. Springer, Berlin, Heidelberg, New York, 1991.
- [122] Kroschel, K.: *Statistische Nachrichtentheorie*. Springer, Heidelberg, 1973.
- [123] Krupa, B., H. Turek, and Y. Nishimura: *Measuring flow into the 90s*. Automotive Engineering, 97(6):77--81, 1989.
- [124] Kuchling, H.: *Taschenbuch der Physik*. Harri Deutsch, Frankfurt, Thun, 1989.
- [125] Kumar, K., R. Gauer, R. Garg, and M. Gajendra Babu: *A finite difference scheme for the simulation of a fuel injection system*. Paper 831337, SAE, 1986.
- [126] Latzel, W.: *Regelung mit dem Prozeßrechner*. Techn. Ber., Bibliographisches Institut, 1977.
- [127] Leffler, H., H. Krusche, C. Ertl und W. Wukisiewitsch: *Die Automatische Stabilitäts Control ASC der BMW Dieselfahrzeuge*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 98(5), 1996.
- [128] Lenz, H.: *Über Zerstäubung von Flüssigkeiten und Anwendung instationärer Hydrodynamik zur Brennstoff-Einspritzung bei Verbrennungsmotoren*. Doktorarbeit, ETH Zürich, 1966.
- [129] Lenz, H. P., M. Akhlaghi und F. Bamer: *Einflüsse auf die Laufunruhe von Ottomotoren*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 39, Juni 1978.
- [130] Leonhard, W.: *Einführung in die Regeltechnik*. Vieweg, Braunschweig; Wiesbaden, 1981.

- [131] Leonhardt, S.: *Modellgestützte Fehlererkennung mit Neuronalen Netzen - Überwachung von Radaufhängungen und Diesel-Einspritzanlagen*. Fortschritts-Berichte VDI-Reihe 12, 1996.
- [132] Leonhardt, S. und R. Isermann: *Echzeitüberwachung von Diesel-Einspritzanlagen*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 57, Feb. 1996.
- [133] Leonhardt, S. and R. Schwarz: *Real-time supervision of the diesel engine injection process*. Paper 970535, SAE, 1997.
- [134] Ljung, L.: *System Identification*. Prentice Hall, 1991.
- [135] Ljung, L.: *System Identification Toolbox User's Guide*. The MathWorks Inc., Natick, 1995.
- [136] Ludyk, G.: *Zustandsrekonstruktion, optimale und nichtlineare Regelungssysteme*, Bd. 2 d. Reihe *Theoretische Regelungstechnik*. Springer, Berlin, 1995.
- [137] Maass, H.: *Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine*. Springer, Wien, 1981.
- [138] Marko, H.: *Methoden der Systemtheorie*. Springer, Berlin, Heidelberg, New-York, London, Paris, Tokyo, 2. Aufl., 1986.
- [139] Matthies, H. J.: *Einführung in die Ölhydraulik*. Teubner, Stuttgart, 1991.
- [140] Mauer, G. F.: *On-line cylinder fault diagnostics for internal combustion engines*. IEEE Transactions on industrial electronics, 37(3):221--226, June 1990.
- [141] Mauer, G. F.: *On-line determination of available torque in internal combustion engines*. Paper 910855, SAE, 1991.
- [142] Mayr, B.: *Beitrag zur Berechnung des Ladungswechsels an Verbrennungskraftmaschinen mit besonderer Berücksichtigung der instationären Strömung in Rohrleitungen*. Doktorarbeit, TU Berlin, 1969.
- [143] Melcher, K.: *Ein Reibungsmodell zur Berechnung von instationären Strömungen in Rohrleitungen an Brennkraftmaschinen*. Forschungsbericht, Universität Stuttgart, ??
- [144] Melcher, K.: *Elektronische Berechnung der Vorgänge in Einspritzsystemen von Dieselmotoren*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 24(8):277--283, 1963.
- [145] Menne, R.: *Untersuchung zur Gestaltung der Auslaßkanalgeometrie an einem hochaufgeladenen Vier-Takt-Dieselmotor*. Doktorarbeit, RWTH Aachen, 1980.
- [146] Mercedes-Benz AG: *Für freie und unabhängige Ventile*. Mercedes-Magazin, S. 14, Januar 1998.
- [147] Mertins, A.: *Signaltheorie*. B. G. Teubner, Stuttgart, 1996.
- [148] Meyberg, K.: *Höhere Mathematik*, Bd. 1. Springer, Berlin, 1990.
- [149] Middendorf, H.: *Ein Beitrag zur Entwicklung von Hochdruckeinspritzsystemen für direkteinspritzenden PKW-Dieselmotoren*. Nr. 117 in *Fortschrittsberichte Nr. 12*. VDI, Düsseldorf, 1989.
- [150] Miehlich, E.: *Magnetoelastische Kraftsensoren mit amorphen Metallen*. Doktorarbeit, Institut für Technologie der Elektrotechnik, Universität Karlsruhe, 1994.
- [151] Müller, K.: *Entwurf robuster Regelungen*. B.G. Teubner, Stuttgart, 1996.
- [152] Moczala, H.: *Elektrische Kleinmotoren*. Expert, Ehningen, 1993.
- [153] Mollenhauer, K. (Hrsg.): *Handbuch Dieselmotoren*. Springer, Berlin, Heidelberg, New York, 1997.

- [154] Moser, W., D. Mentgen und H. Rembold: *Benzin-Direkteinspritzung - Eine neue Herausforderung für zukünftige Motorsteuerungssysteme*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 1997.
- [155] Naslin, P.: *Dynamik linearer und nichtlinearer Systeme*. Oldenbourg, München, 1968.
- [156] Nieuwstadt, M. van, P. E. Moraal, I. V. Kolmanovsky, A. Stefanopoulou, P. Wood, and M. Criddle: *Decentralized and multivariable designs for EGR-VTG control of a diesel engine*. In *IFAC Workshop, Advances in Automotive Control*, pp. 191–196, Mohican State Park, Loudenville, Ohio, USA, 1998.
- [157] Notz, H.: *Beitrag zur experimentellen Ermittlung des Einspritzverlaufs am schnellaufenden Dieselmotor*. Doktorarbeit, TU München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeuge, 1986.
- [158] Nusselt, W.: *Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine*. Springer, Berlin, 1923.
- [159] Oberg, H.-J.: *Die Darstellung des Brennverlaufes eines schnellaufenden Dieselmotors durch zwei überlagerte Vibe-Funktionen*. Doktorarbeit, TU Braunschweig, 1976.
- [160] Oppenheim, A. V. and R. W. Schaffer: *Digital Signal Processing*. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, 1975.
- [161] Oppenheim, A. V. and R. W. Schaffer: *Discrete-time signal processing*. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1989.
- [162] Papoulis, A.: *Signal Analysis*. McGraw-Hill, New York, 1977.
- [163] Patzelt, R. und H. Schweinzer: *Elektrische Meßtechnik*. Springer, Wien, 1996.
- [164] Peters, A. und W. Pütz: *Der neue Vierzylinder-Dieselmotor OM611 mit Common-Rail-Einspritzung*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 58, Dez. 1997.
- [165] Pfaff, G.: *Regelung elektrischer Antriebe*, Bd. 1. Oldenbourg, München, Wien, 1994.
- [166] Pfaff, G. und C. Meier: *Regelung elektrischer Antriebe*, Bd. 2. Oldenbourg, München, Wien, 1992.
- [167] Pfäffle, J. und P. Sowa: *PKW-Bremsanlagen*. Techn. Unterrichtung, Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 1989.
- [168] Pieschinger, R., G. Kraßnig, G. Taucar und T. Sams: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Springer, Wien, New York, 1989.
- [169] Pischinger, R., G. Staska und Z. Gao: *Berechnung des Einspritzverlaufes von Dieselanlagen bei Kavitation*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 44(11):423–426, 1983.
- [170] Plapp, G., M. Klenk, and W. Moser: *Methods of on-board misfire diagnosis*. Paper 900232, SAE, 1990.
- [171] Potz, D. und R. Schirmacher: *Korrelationsverfahren zur Einspritzmengenmessung*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 51(7):298–304, 1990.
- [172] Powell, P. K., K. E. Bailey, and S. R. Cikanek: *Dynamik modeling and control of hybrid electric vehicle powertrain systems*. IEEE Control Systems, 18(5), Oct. 1998.
- [173] Prescher, K.: *Einspritzverlaufsformung durch mehrfach unterbrochene Einspritzung mit Hilfe eines Common-Rail-Einspritzsystems*. In: 16. Internationales Wiener Motorsymposium, Bd. 239 d. Reihe Fortschritts-Berichte VDI-Reihe 12, Düsseldorf, 1995. VDI.
- [174] Prescher, K., W. Bauer und W. Schafitz: *Common Rail Einspritzsysteme mit dreizahlunabhängiger Charakteristik und hohem Einspritzdruck – ein Zukunftspotential*

- für den Dieselmotor*. In: 15. Internationales Wiener Motorensymposium, Fortschritts-Berichte VDI-Reihe 12, Düsseldorf, Apr. 1994. VDI.
- [175] Rabiner, L. and B. Gold: *Theory and Application of Digital Signal Processing*. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, 1975.
- [176] Rautenberg, M.: *Aufladung von Verbrennungsmotoren*, Bd. 6 d. Reihe Fortschritte der Fahrzeugtechnik. Vieweg, 1990.
- [177] Reimpell, J. (Hrsg.): *Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen*. Kraftfahrzeugtechnik. Vogel Fachbuch, Würzburg, 1. Aufl., 1991.
- [178] Rezek, S. F. and N. A. Henein: *A diagnostic technique for the identification of misfiring cylinders*. Paper 870546, SAE, 1987.
- [179] Ribbens, W. B. and G. Rizzoni: *Onboard diagnosis of engine misfires*. Paper 901768, SAE, 1990.
- [180] Rideout, V. C. and D. E. Dick: *Difference-differential equations for fluid flow in distensible tubes*. IEEE Transactions on Bio-Medical Engineering, 14(3), July 1967.
- [181] Rill, G.: *Simulation von Karftfahrzeugen*. Vieweg, Braunschweig, 1994.
- [182] Rizzoni, G.: *Diagnosis of individual cylinder misfires by signature analysis of crankshaft speed fluctuations*. Paper 890884, SAE, 1989.
- [183] Rizzoni, G., R. Hampo, M. Liubakka, and K. Marko: *Real time detection filters for onboard diagnosis of incipient failures*. Paper 890763, SAE, 1989.
- [184] Rumphorst, M.: *Konzeption eines elektronischen Hochdruck-Dieseleinspritzsystems*, Bd. 239 d. Reihe 12. VDI, Düsseldorf, 1994.
- [185] Ruschmeyer, K.: *Piezokeramik: Grundlagen, Werkstoffe, Applikationen*. expert, Rennigen-Malmsheim, 1995.
- [186] Schaumburg, H.: *Sensoren*. Teubner, Stuttgart, 1992.
- [187] Schäfer, H.-J.: *Verminderung der Schadstoffemission ohne Verbrauchsnachteil an einem Viertakt-Dieselmotor mit direkter Einspritzung durch eine einfach gesteuerte Abgasrückführung*. Doktorarbeit, TH Darmstadt, 1977.
- [188] Schüßler, H.: *Digitale Signalverarbeitung*, Bd. 1. Springer, Berlin, 1988.
- [189] Schley, W.: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur analytischen Darstellung der Wellendämpfung in Leitungen von hydraulischen Einspritzsystemen*. Doktorarbeit, TU Berlin, 1967.
- [190] Schmitt, M.: *Untersuchungen zur Realisierung mehrdimensionaler lernfähiger Kennfelder in Großserien-Steuergeräten*. Fortschrittsberichte Nr. 12. VDI, Düsseldorf, 1995.
- [191] Schmitt, M. und H. Tolle: *Das Assoziativkennfeld - eine lernfähige Standardkomponente für Automobilsteuergeräte*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, 96, 1994.
- [192] Schneider, M. H.: *Resonanzschwingungen der Zylinderladung von Dieselmotoren und ihre Bedeutung für das Verbrennungsgeräusch*. Doktorarbeit, RWTH Aachen, 1987.
- [193] Schneider, W.: *Pumpen für zukünftige Dieseleinspritzsysteme*. O+P, 36, Mai 1992.
- [194] Schneider, W., M. Stöckli, T. Lutz und M. Eberle: *Hochdruckeinspritzung und Abgasrezirkulation im kleinen, schnelllaufenden Dieselmotor mit direkter Einspritzung*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 54, Nov. 1993.
- [195] Schubert, J.: *Physikalische Effekte*. Physik, Weinheim, 1982.
- [196] Schwarz, H.: *Numerische Mathematik*. Teubner, Stuttgart, 1986.

- [197] Schwarzhaupt, A.: *Regelung der extrakorporalen Zirkulation auf der Basis eines Modells des menschlichen Kreislaufs*. Doktorarbeit, Universität Karlsruhe, 1999.
- [198] Schwarzhaupt, A., E. Naujokat, R. Bauernschmitt, S. Schulz, and U. Kiencke: *A simulink model of the human circulatory system*. In *MATLAB Conference*. Mathworks Corp., 1997.
- [199] Seekircher, J.: *Magnetische Kraftsensoren mit amorphen Metallen*. Doktorarbeit, Institut für Technologie der Elektrotechnik, Universität Karlsruhe, 1991.
- [200] Seifert, H.: *Die Berechnung instationärer Strömungsvorgänge in den Rohrleitungssystemen von Mehrzylindermotoren*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 74(11):421–428, 1972.
- [201] Setzer, J. und E. Kienzle: *Interpolierendes Counterpropagation-Netz zur adaptiven Kennfeld-Nachbildung*, Bd. 40 d. Reihe *it + ti - Informationstechnik und Technische Informatik*. Oldenbourg, 1998.
- [202] Sigl, A., Czincel und H. Wallentowitz: *Antriebsschlupfregelung - Mögliche Lösungen und Entwicklungstendenzen*, Bd. 10 d. Reihe *Fortschritte der Fahrzeugtechnik*. Vieweg, Braunschweig, 1991.
- [203] Skudrzyk, E.: *The foundation of acoustics*. Springer, 1971.
- [204] Sood, A. K., C. B. Friedlander, and A. A. Fahs: *Engine fault analysis*. IEEE Transactions on Industrial Electronics, IE-32(4):294–307, 1985.
- [205] Sorenson, H.: *Parameter Estimation*. Marcel Dekker, New York, 1980.
- [206] Späth, H.: *Elektrische Maschinen und Stromrichter*. G. Braun, Karlsruhe, 1991.
- [207] Spurk, J.: *Strömungslehre*. Springer, 3. Aufl., 1993.
- [208] Staska, G. und Z. Gao: *Beitrag zur Berechnung des Einspritzverlaufs von Dieseleinspritzanlagen*. Technische Dokumentation, TU Graz, 1982.
- [209] Stoll, H. und J. Reimpell: *Fahrwerktechnik - Lenkanlagen und Hilfslenkungen*. Vogel, 1992.
- [210] Stroppe, H.: *Physik für Studenten der Natur- und Technikwissenschaften*. Fachbuchverlag, Leipzig, Köln, 1992.
- [211] Stutzenberger, H., C. Preussner und J. Gerhardt: *Benzin-Direkteinspritzung für Ottomotoren - Entwicklungsstand und Ausblick*. In: *17. Internationales Wiener Motorsymposium*, Bd. 267 d. Reihe 12. VDI, 1996.
- [212] Teetz, C.: *Einspritzsysteme für Dieselmotoren hoher Leistung*. In: *150 Jahre Wilhelm Maybach*, Bd. 119 d. Reihe *Fortschritts-Berichte VDI-Reihe 12*, Düsseldorf, 1996. VDI.
- [213] Thiemann, W.: *Zur Bestimmung des Einspritzverlaufs bei Dieseleinspritzanlagen mit Gleichraumentlastung*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 49(5):207–217, 1988.
- [214] Thiemann, W.: *Messungen und Rechnungen zur Bestimmung der Abhängigkeit des Verbrennungsablaufs vom Einspritzvorgang im schnellaufenden Dieselmotor mit direkter Kraftstoffeinspritzung*. Fortschritts-Berichte VDI-Reihe 12, 1991.
- [215] Thien, G. E.: *Geräuschquellen am Dieselmotor*. Bericht 499, VDI, Düsseldorf, 1983.
- [216] Tietze, U. und C. Schenk: *Halbleiter-Schaltungstechnik*. Springer, Heidelberg, 1993.
- [217] Tjeerd de Neef, A.: *Untersuchung der Voreinspritzung am schnellaufenden, direkteinspritzenden Dieselmotor*. Doktorarbeit, ETH Zürich, 1987. Nr. 8292.
- [218] Traupel, W.: *Thermodynamisch-strömungstechnische Berechnung*, Bd. 1 d. Reihe *Thermische Turbomaschinen*. Springer, 1977.

- [219] Truckenbrodt, E.: *Fluidmechanik*. Springer, 2. Aufl., 1980.
- [220] Truscott, T. und B. Porter: *Die Simulation modellbasierter Regelalgorithmen für einen VTG-Dieselmotor*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 58:558--562, Nov. 1997.
- [221] Tung, V. T. C. and M. J. Crocker: *Diesel engine noise and relationship to cylinder pressure*. Paper 820237, SAE, 1981.
- [222] Ullrich, T.: *Lernende Assoziativkennfelder*. Arbeitsbericht zum DFG-Vorhaben To 75/22-1, TU Darmstadt, 1996. <http://www.rt.e-technik.tu-darmstadt.de/~thul/dfgBericht/main.html>.
- [223] Unbehauen, H.: *Klassische Verfahren zur Analyse und Synthese linearer kontinuierlicher Regelsysteme*, Bd. 1 d. Reihe *Regelungstechnik*. Vieweg, Braunschweig, Wiesbaden, 7. Aufl., 1992.
- [224] Unbehauen, H.: *Identifikation, Adaption, Optimierung*, Bd. 3 d. Reihe *Regelungstechnik*. Vieweg, Braunschweig, Wiesbaden, 1993.
- [225] Unbehauen, H.: *Zustandsregelungen, digitale und nichtlineare Regelsysteme*, Bd. 2 d. Reihe *Regelungstechnik*. Vieweg, Braunschweig, Wiesbaden, 1993.
- [226] Unbehauen, R.: *Systemtheorie*. Oldenbourg, München, Wien, 2. Aufl., 1971.
- [227] Urlaub, A.: *Verbrennungsmotoren: Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion*. Springer, Berlin; Heidelberg; New York; London; Paris; Tokyo; Hong Kong; Barcelona; Budapest, 2., neubearb. Aufl., 1994.
- [228] Velji, A. und B. Danckert: *Verbrennungsentwicklung mit einem Common-Rail-Einspritzsystem*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Sonderausgabe, 1997.
- [229] Vibe, I. I.: *Brennverlauf und Kreisprozesse von Verbrennungsmotoren*. VEB Technik, Berlin, 1970.
- [230] Vogel, W.: *Simulation von Einspritzvorgängen auf einem digitalen Kleinrechner*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 35(9):282--287, 1974.
- [231] Wacker, K.: *Flüssigkeitsschall in ölhdraulischen Anlagen*. Günter Grossmann, 1986.
- [232] Wienand, F.: *Robuste Regelung nichtlinearer Prozesse nach der μ -Analyse und -Synthese*. VDI, Düsseldorf, 1997.
- [233] Woschni, G.: *Verbrennungsmotoren*. Skriptum zur Vorlesung, 1980.
- [234] Woschni, G. und F. Anisits: *Elektronische Berechnung des Einspritzverlaufes im Dieselmotor aus dem gemessenen Druckverlauf in der Einspritzleitung*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 30(7):238--242, 1969.
- [235] Woschni, G. und F. Anisits: *Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufes mittelschnellaufender Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 34(4):106, 1973.
- [236] Zellbeck, H. und G. Schmidt: *Einspritzsysteme für zukünftige Anforderungen an schnellaufende Dieselmotoren*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 56(11), 1995.
- [237] Zierep, J.: *Grundzüge der Strömungslehre*. Springer, 1993.
- [238] Zinner, K.: *Aufladung von Verbrennungsmotoren*, Bd. 3. Springer, 1985.
- [239] Zoehl, H. und J. Kruschik: *Strömung durch Rohre und Ventile*. Springer, Wien, 1982.

Veröffentlichungen

- [240] Schernewski, R. und H. Straky: *Innovative Meßtechnik und Signalverarbeitung zur zylinderindividuellen Ansteuerung eines Dieselmotors mit Common Rail Einspritzsystem*. VDI Berichte 1397, 1998
- [241] Kiencke, U., A. Maisch und R. Schernewski: *Regelungstechnik – Ein Innovationsfaktor für die Fahrzeugsystementwicklung*. VDI Berichte 1397, 1998
- [242] Schernewski, R. and A. Schwarzhaupt: *Application of Magnetoelastic Effect in Automotive Control*. In Kiencke, U. and K. Dostert (ed.): *Reports on Industrial Information Technology*, vol. 1, Egelsbach, Frankfurt, Washington, 1998. Hänsel-Hohenhausen-Verlag
- [243] Schernewski, R. and U. Kiencke: *Cylinder Balancing on Common Rail Diesel Engine*. In: *12th IAR Annual Meeting*, Mulhouse, 1998
- [244] Schernewski, R., K. Dadhe and U. Kiencke: *Different approaches to integrated power train control*. In: *European Control Conference*, Karlsruhe, 1999
- [245] Schernewski, R., R. Böhnig and U. Kiencke: *Diesel engine diagnosis using the knock signal*. In: *European Automotive Congress*, Barcelona, 1999
- [246] Schernewski, R. and U. Kiencke: *Methods for Cylinder Balancing on Common Rail Diesel Engine*. In: *IFAC World Congress*, Peking, 1999
- [247] Schernewski, R. and A. Schwarzhaupt: *Means of Cylinder Balancing Control on Common Rail Injection Systems*. In Kiencke, U. and K. Dostert (ed.): *Reports on Industrial Information Technology*, vol. 2, Egelsbach, Frankfurt, Washington, 1999. Hänsel-Hohenhausen-Verlag

Patente

- [248] Schernewski, R., A. Przymusinski und T. Brandmeier: *Bestimmung des Einspritzbeginns bei Verbrennungskraftmaschinen*. DE19757293.6, 22.12.1997
- [249] Schernewski, R., H. Straky und A. Przymusinski: *Verfahren zur Bestimmung der Zylindergleichstellung bei einer direkteinspritzenden Brennkraftmaschine*. DE19812305.1, 20.03.1998
- [250] Schernewski, R., T. Rader und A. Przymusinski: *Korrektur des Einspritzdrucks bei einem Hochdruckeinspritzsystem*. DE19811359.6, 16.03.1998
- [251] Schernewski, R., Andreas Kärcher und Achim Przymusinski: *Verfahren zur Zylindergleichstellung*. DE19814155.6, 30.03.1998

Diplom- und Studienarbeiten¹

- [252] Sage, H.: *Entwicklung eines Modells zur indirekten Flußmengenbestimmung in Hochdruckförderanlagen*. 1993

¹ Diplom- und Studienarbeiten ohne Ortsangabe wurden am Institut für Industrielle Informationstechnik der Universität Karlsruhe durchgeführt.

- [253] Schwarz, W.: *Berührungslose Druckmessung in Hochdruckförderanlagen*. 1994
- [254] Schernewski, R.: *Verfahren zur Misfiredetektion und Rough-Road-Erkennung*. 1995
- [255] Deml, U.: *Simulationsprogramme zur Dynamik von Fahrzeugmodellen*. Institut für Theoretische Physik der Universität Regensburg. 1995
- [256] Geppert, M.: *Entwurf und Implementierung eines Prädiktionsalgorithmus zur Verbesserung des instationären Gemischbildung bei Ottomotoren*. 1995
- [257] Klein R.: *Entwurf einer adaptiven Regelung zur Beeinflussung der Querdynamik eines Kraftfahrzeuges*. 1996
- [258] Kolb, F.: *Entwicklung verschiedener Regelungskonzepte für einen elektrohydraulischen Bremsenaktuator²*. 1996
- [259] Safurin, J.: *Aufbau eines dynamischen, thermodynamischen Modells für einen Dieselmotor²*. 1996
- [260] Liepold, S.: *Untersuchung unterschiedlicher Common Rail Systemaufbauten zur Optimierung des Einspritzdruckverlaufs*. Fachbereich Maschinenbau an der Fachhochschule Regensburg. 1997
- [261] Tröbs, C.: *Regelung eines Verbrennungsmotors auf der Basis von Brennraumdrucksignalen²*. 1997
- [262] Roth, B.: *Erweiterte Regelungskonzepte für einen elektrohydraulischen Bremsenaktuator²*. 1997
- [263] Jena, M. v.: *Modellierung eines Dieselmotors mit Common Rail Einspritzsystem²*. 1997
- [264] Ameling, C.: *Entwicklung eines Antriebsschlupfreglers mit Motor- und Bremseingriff²*. 1997
- [265] Straky, H.: *Fehlererkennung und Fehlerkorrektur zur Zylindergleichstellung eines Common Rail Dieselmotors²*. 1997
- [266] Kärcher, A.: *Adaptive Verfahren zur Zylindergleichstellung²*. 1998
- [267] Rader, T.: *Entwurf eines Modells zur Korrektur des Einspritzdrucks bei einem Hochdruckeinspritzsystem für Verbrennungskraftmaschinen²*. 1998
- [268] Kärcher, A.: *Entwurf eines adaptiven Reglers zur zylinderindividuellen Ansteuerung eines Common Rail Dieselmotors²*. 1998
- [269] Wolpert, H.: *Regelung der Abgasrückführung und des Turboladers mit variabler Turbinengeometrie bei einem Common Rail Dieselmotor²*. 1998
- [270] Böhnig, R.: *Methoden zur Analyse des Klopfsignals bei einem Common Rail Dieselmotor²*. 1998
- [271] Dadhe, K.: *KI-basierter prädiktiver Antriebsstrangregler mit Motor- und Bremseingriff²*. 1998

² Diese Diplom- bzw. Studienarbeit wurde vom Verfasser dieser Arbeit betreut.

Stichwortverzeichnis

A

Abgasrückführrate 176
 Messung 176
Abgasrückführung 30
Abgassystem 3
Abgastemperatur 38
ABS 3, 10, 85, 145, 185, 195
Achsantrieb 102
Adaption, Ansteuerungsdauer 165
 kennfeldbasiert 170
 Korrekturfaktor 167
 modellbasiert 166
Ansaugsystem 3
Ansteuerungsdauer 165
Antiblockiersystem 3, 10, 85, 145, 195
Antiruckelregelung 10, 195, 195ff.
Antriebsschlupfregelung 3, 10, 85, 145,
 195
Antriebsstrang 3, 209
Antriebssystem 3, 209f.
Arbeitsprozeß 15ff.
ARR 195
Arrheniusgleichung 74
ASR 3, 10, 85, 145, 195
Aufgabenstellung 9f.
Aufladung 25ff.
 Arten 32
 Ziel 32
Ausblick 209f.
Auslaßventil 29, 209

B

Bandpaß 137
Beobachtbarkeit 109
Besselfunktion 136
Bewegungsgleichung 78

Bremse 3, 85ff., 102, 209
Bremsenaktuator, elektrohydraulisch 86
Bremsenaktuatorregler 185ff.
 Anforderung 185
Bremspedal 85
Brennbeginn 71
Brennraumdruck 152
Brennverlauf 22, 71ff.

C

Carnot-Prozeß 15
Common-Rail-Einspritzsystem 42, 39ff.
Cylinder Balancing 149

D

RUDOLF DIESEL 15
Dieselmotor 4
Differential 102
 Sperrdifferential 3, 209
Differenzdruckfläche 154
Direkteinspritzung 4, 39, 41
Domänen 115
Doppel-Vibe-Funktion 73
Drehmoment 209
Drehmomentenregelung 209
Drehzahl 74
Druckschwankungen 56, 61
Drucksensor 113ff.
Druckwelle 151
Durchflußbeiwert 28
Durchflußgleichung 28, 176
Düsennadel 52

E

Effekt, magnetoelastisch 116, 150
 piezoelektrisch 46
Einlaßventil 29, 209

Einleitung 3ff.
Einspritzbeginn 40, 74
Einspritzdauer 40
Einspritzdruck 41
Einspritzdüse 45
Einspritzmenge 74
Einspritzmengendetektion 150
Einspritzparameter, Variation 73
Einspritzrate 44
Einspritzsystem 3
Einspritzung 149
Einspritzverfahren 39
Einspritzverlauf 40
Einzonenmodell 16
Empfängerarbeitscharakteristik 141
Energie, innere 18
Energieanalyse 141
Energieerhaltung 26, 176
Enthalpie 16
Erhaltungssatz 19

F

Fahrstabilitätsregelung 3, 10, 85, 210
Fahrzeugmodell, eindimensional 105
Feder-Dämpfersystem 3, 209
Ferromagnetismus 115
Forschung 11f.
FSR 3, 10, 85, 185

G

Gaskonstante 19, 25
Gasmoment 80
Gemischaufbereitung 39
Generalized Predictive Control 214
Geräuschartstehung 133
Geschwindigkeitsbeiwert 28
Geschwindigkeitsregelung 3, 195
Getriebe 3, 102, 209
Gleichdruckaufladung 32
GPC 214
Großsignalverhalten 49
Gütekriterium 178

H

Haupteinspritzung 141

Hauptsatz der Thermodynamik 16
Hochdruckpumpe 42, 55
Hochdruckspeicher 54
 Dimensionierung 54
Hohlraum 136
Hüllkurvenanalyse 140

I

Identifikation 180
Impulsaufladung 32
Injektor 42
 piezoelektrisch 43

K

Körperschall 152
Kardanwelle 102
Kleinsignalverhalten 48
Klopfdiagnose 133ff.
Klopfen 133
Klopfsensor 138, 152
Koerzitivfeldstärke 116
Kolben 77
Kolbenbolzen 77
Kontinuitätsgleichung 63
Kontraktionsziffer 28
Körperschall 137
Kraftstoffverbrauch 39
Kreisprozeß 4
Kupplung 3, 101, 209
Kurbelwelle 100

L

Ladedruck, Regelung 179
Ladedruckregler 10
Ladeluftkühlung 35
Laderegler 175ff.
Ladungswechsel 25ff.
Lastmoment 83
Laufriehregelung 149
Leitungsabschluß 67
Leitungselement 67
Linear Quadratic Gaussian Optimal
 Control 213
LQG 213

LRR 149

Luftkraftstoffgemisch 39

Luftmasse 37

M

magnetoelastischer Effekt 116, 150

Magnetventil 42

Massenerhaltung 26

Massenmoment 79

MCC-Verfahren 76

Mechatronik 5, 209

Modellreduktion, thermodynamisch 36

Moment, Gas- 80

Last- 83

Massen- 79

Reib- 82

Ventil- 81

Motordiagnose 209

Motorsteuerung 3

N

Navier-Stokes-Gleichung 62

Neyman-Pearson-Verfahren 141

O

oberer Totpunkt 159

NIKOLAUS OTTO 15

Ottomotor 4

P

Paramagnetismus 114

PI-Regler, zeitdiskret 179, 181

zeitkontinuierlich 177, 180

Piezoaktor 46

piezoelektrische Konstante 50

piezoelektrischer Effekt 46

piezoelektrischer Injektor 43

Piezotranslator 51

Piloteinspritzung 40

Pleuelstange 77

Q

quadratische Regelfläche 178

R

Rad 3, 209

Rad-Straße-Kontakt 103

Radaufstandskraft 103

Regelungsentwurf 145ff.

Reglertheorie 213ff.

Reibbeiwert 104

Reibmoment 82

Relationsfunktion 156

Remanenz 116

Residuenmuster 161f., 164

Residuum 160, 162

Resonanzfrequenz 136

S

Sauerstoffsonde, linear 209

Schadstoff 5, 209

Schadstoffregelung 210

Scheibenbremse 85

Schleppdruck 152f.

Schätzung 154

Schlupf 104

Schubkurbelgetriebe 77ff.

Schwingungsmoden 136

Simulation 35, 182

Einspritzsystem 61, 68

Einspritzvorgang 60

Speichereinspritzsystem 42

Sperrdifferential 3, 209

Stapeltranslator 48

Stauaufladung 32

Steuerbarkeit 109

Steuerung 175

Stoßaufladung 32

Streckenidentifizierung 177

Strömung 25

instationär 29

reibungsbehaftet 28

reibungsfrei 27

stationär 26

Systemgrenze 19

T

Tauchkolbenmotor 77

Temperatursensor 177
Trägheitsmoment 78
Turbolader 31

V

Ventilmoment 81
Verbrennung 71ff.
Verbrennungsgeräusch 39, 134
Verbrennungsmotor 3
Verbrennungsvorgang 209
Verstärker 59
Verteilereinspritzsystem 41
Vibe-Funktion 71
Voreinspritzung 141
Vorkammerverfahren 39

W

Wärmekapazität, spezifisch 25
Weiss'sche Bezirke 115
Wirbelkammerverfahren 39

Z

Zündverzug 71
Zusammenfassung 205ff.
Zustandsgleichung 152
 thermodynamisch 15
Zustandsraumdarstellung 105
 Linearisierung 107
Zweimassenmodell 79
Zweispurmodell 209
Zylinderdruck 134
Zylinderdrucksensor 209
Zylindergleichstellung 149ff.

Lebenslauf

Ralf Schernewski

- 20.10.1969 geboren in Würselen (Kreis Aachen)
- 1976-1980 Grundschule Kämpchen
- 1980-1989 Viktoria Schule Aachen, privates Gymnasium der evangelischen Kirche im Rheinland
30. Mai 1989 Erwerb der allgemeinen Hochschulreife
- 1989-1990 Grundwehrdienst beim 2. LwAusbReg 2 in Budel (Niederlande) und beim LwUGrpKdo Süd in Karlsruhe
- 1990-1995 Studium der Elektrotechnik an der Universität Fridericiana zu Karlsruhe (TH), Studienmodell Industrielle Informationssysteme
31. Mai 1995 Erwerb des akademischen Grades „Diplom-Ingenieur“
- seit 1995 Wissenschaftlicher Angestellter am Institut für Industrielle Informationstechnik, Universität Karlsruhe