Untersuchung und Modellierung eines Dieselmotors zur Bestimmung von Verbrennungsmerkmalen aus der Motordrehzahl

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

DOKTOR-INGENIEURS

von der Fakultät für
Elektrotechnik und Informationstechnik
der Universität Karlsruhe (TH)

genehmigte

DISSERTATION

von

Dipl.-Ing. Thorsten Schmidt

geb. in Peine

Tag der mündlichen Prüfung:	19. November 2007
Hauptreferent:	Prof. Dr.-Ing. Kristian Kroschel
Korreferent:	Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Entwicklungsingenieur im Bereich der Antriebselektronik der IAV GmbH in Gifhorn. Insbesondere bei Herrn Winfried Schultalbers möchte ich mich dafür bedanken, dass ich den Rahmen meiner Entwicklertätigkeit für die Durchführung einer wissenschaftlichen Arbeit nutzen konnte.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Kristian Kroschel (Institut für Nachrichtentechnik der Universität Karlsruhe) danke ich für das Interesse an dieser Arbeit und die Übernahme des Hauptreferats. Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher (Institut für Kolbenmaschinen der Universität Karlsruhe) gilt mein Dank für die Übernahme des Korreferats.

Für die gute Zusammenarbeit im Arbeitskreis *Momentenschätzung* möchte ich namentlich Herrn Prof. Dr.-Ing. Hermann Fehrenbach und den weiteren Mitarbeitern der Arbeitsgruppe *Signalanalyse und Diagnose* des Fraunhoferinstitutes für Informations- und Datenverarbeitung in Karlsruhe danken, ebenso Herrn Henning Rasche von der Audi AG in Ingolstadt.

Wertvolle Unterstützung gaben mir auch zahlreiche Kollegen bei der IAV GmbH. Insbesondere Jörg Röhling, Immo Müller de Vries, Pascual Lucas und Dr. Gerd Kunert möchte ich für Ihre Diskussionen und Anregungen danken. Nicht unerwähnt sollen die Studenten und Studentinnen bei der IAV bleiben, die mit ihren Diplom- und Studienarbeiten einen wichtigen Beitrag zu den Ergebnissen geliefert haben.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur **VIII**
Formelzeichen . . . VIII
Indizes . . . X

Abkürzungen **XII**

1 Einleitung **1**
1.1 Zielsetzung der Arbeit . . . 1

2 Grundlagen und Entwicklung des Dieselmotors **3**
2.1 Entwicklung der Emissions-Vorschriften . . . 3
2.2 Dieselmotorische Brennverfahren . . . 5
2.2.1 Konventionelle Diesel-Brennverfahren . . . 6
2.2.2 Neue „homogene“ Brennverfahren . . . 6
2.3 Elektronisches Motormanagement beim Dieselmotor . . . 9
2.3.1 Entwicklungstendenzen der Motorsteuergeräte-Hard- und Software . . . 9
2.4 Steuerung und Regelung des Verbrennungsprozesses . . . 10
2.4.1 Steuerung der Verbrennung . . . 10
2.4.2 Sensorik für eine Regelung der Verbrennung . . . 11
2.4.2.1 Zylinderdruck-Sensorik . . . 12
2.4.2.2 Strahlungs-Sensorik . . . 14
2.4.2.3 Ionenstrom-Sensorik . . . 15
2.4.3 Zylinderdruckgeführte Verbrennungsregelung . . . 16
2.4.3.1 Regelung von Ottomotoren mit konventionellem Brennverfahren . . . 17
2.4.3.2 Regelung von Dieselmotoren mit konventionellem Brennverfahren . . . 17
2.4.3.3 Regelung von Homogenen Diesel-Brennverfahren . . . 19
2.4.4 Konsequenzen für drehzahlbasierte Verbrennungsmerkmale . . . 20

3 Entstehung, Messung und Auswertung des Motordrehzahlverlaufes **22**
3.1 Ungleichförmigkeit der Kurbelwellendrehzahl . . . 24
3.1.1 Gasdrehmoment und Kinematik des Kurbeltriebs . . . 24
3.1.2 Massenmomente des Kurbeltriebs . . . 30
3.2 Messung mechanischer Größen am Verbrennungsmotor . . . 33
3.2.1 Systematische Fehler des Drehzahl-Messverfahrens und ihre Kompensation . . . 37
3.2.1.1 Amplitudendämpfung . . . 37
3.2.1.2 Phasenverschiebung . . . 38
3.2.1.3 Zahnteilungsfehler und Verfahren zur Kompensation . . . 39

3.2.2 Messtechnische Analyse von Drehschwingungen . . . 42
3.3 Stand der Technik . . . 44
3.3.1 Direkte Drehmoment-Messverfahren . . . 45
3.3.2 Schätzverfahren unter Auswertung der Kurbelwellendrehzahl . . . 46
3.3.3 Drehzahlbasierte Schätzverfahren unter Verwendung von Steuergrößen 49
3.4 Zusammenfassende Bewertung existierender Ansätze . . . 50

4 Thermodynamik-Modell des Hubkolben-Verbrennungsmotors 51
4.1 Modell des Brennraumes . . . 51
4.2 Analyse von Zylinderdruckverläufen für die Bestimmung von Verbrennungsmerkmalen . . . 53
4.2.1 Offset-Kompensation . . . 53
4.2.2 Bestimmung des Heizverlaufes aus dem Druckverlauf . . . 54
4.2.3 OT-Fehler . . . 56
4.3 Modell des Verbrennungsverlaufes . . . 57
4.4 Berechnung des Zylinderdruckverlaufes . . . 59
4.4.1 Herleitung einer geschlossenen Lösung für den Zylinderdruckverlauf . 59
4.4.2 Brennfunktion zur schnellen Zylinderdruckberechnung . . . 60

5 Modellierung der Motormechanik 63
5.1 Externe Momente an der Kurbelwelle . . . 64
5.1.1 Dynamik des Steuertriebs . . . 64
5.1.1.1 Ventiltriebsmomente . . . 66
5.1.1.2 Momente des Pumpedüse-Einspritzsystems . . . 68
5.1.1.3 Schwingungsmodell des Zahnriemen-Steuertriebs . . . 71
5.1.1.4 Parameter des Steuertriebmodells . . . 76
5.1.1.5 Modellparameter-Identifikation des Steuertriebmodells . . . 77
5.1.2 Einfluss des Nebenaggregatetriebes . . . 80
5.1.2.1 Klimakompressor . . . 80
5.1.2.2 Generator mit Freilauf . . . 81
5.1.2.3 Simulationsmodell für den Generator mit Freilauf . . . 83
5.1.3 Einfluss des Zweimassen-Schwungrades . . . 86
5.1.3.1 Drehschwingungsmessungen am Zweimassenschwungrad . . 87
5.1.3.2 Rückwirkung des Zweimassenschwungrades auf die Kurbelwelle 87
5.1.3.3 Berechnung des Verdrehwinkels aus der Motordrehzahl . . . 90
5.1.4 Schlupfgeregelte Wandlerüberbrückungskupplung . . . 91
5.1.4.1 Einfluss des Teilschlupfes auf die Kurbelwelle . . . 92
5.1.4.2 Simulationsmodell der Wandlerkupplung . . . 94
5.1.4.3 Verfahren zur Rekonstruktion von Kupplungsmoment und Turbinendrehzahl . . . 95
5.1.4.4 Wandlerkupplung: Zusammenfassung und Ausblick . . . 99
5.1.5 Zusammenfassung: Externe Momente . . . 99
5.2 Innere Momente der Kurbelwelle . . . 100
5.2.1 Struktur der Kurbelwelle . . . 101
5.2.2 Mathematisches Simulationsmodell der Kurbelwelle . . . 103
5.2.2.1 Nichtlineare Bewegungsgleichung der Einzelkröpfung . . . 104

5.2.2.2 Linearisierung des Kurbelwellenmodells . . . 105
5.2.2.3 Lineares Zustandsmodell der Kurbelwelle . . . 106
5.2.2.4 Ausgangsgrößen des Zustandsmodells . . . 109
5.2.3 Übertragungsfunktionen des Kurbelwellenmodells . . . 110
5.2.4 Momententrennung . . . 111
5.2.5 Identifikation der Modellparameter . . . 113
5.2.5.1 Bestimmung der Steifigkeitsparameter über die Systemeigenfrequenzen . . . 113
5.2.5.2 Parameter-Bestimmung durch Optimierung von Winkelbeschleunigungsverläufen . . . 115
5.2.6 Frequenzgänge des physikalischen Kurbelwellenmodells . . . 120
5.2.6.1 Frequenzgänge bei Variation der Kurbelwellensteifigkeit . . . 123
5.2.6.2 Frequenzgänge bei Variation der Kurbelwellendämpfung . . . 123
5.2.7 Betrachtungen zur zylinderspezifischen Dynamik im Zeitbereich . . . 123
5.2.7.1 Variationen der Brennenergie . . . 126
5.2.7.2 Variationen des Brennbeginns . . . 126
5.2.7.3 Zylindersegment-Überlagerung . . . 129
5.2.8 Zusammenfassung: Innere Momente . . . 131

6 Bestimmung von drehzahlbasierten Verbrennungsmerkmalen 132
6.1 Modellabgleich-Verfahren . . . 132
6.2 Bewertung der Ergebnisse und Ausblick . . . 136

7 Zusammenfassung 137

Literatur 140

Nomenklatur

Formelzeichen

$\underline{0}$	Nullvektor
a	Umsetzungsfaktor der Vibe-Brennfunktion
A	Fläche
A_Z	Gesamtenergie-Parameter der Ersatz-Brennfunktion z
$\underline{A}$	Zustands-Systemmatrix
b	Torsionsdämpfung, Dehndämpfung
$\underline{B}$	Zustands-Eingangsmatrix
c	Torsionssteifigkeit, Dehnsteifigkeit
$\underline{C}$	Zustands-Ausgangsmatrix
d	Kolbendesachsierung
D	Amplitudendämpfung
$\underline{D}$	Zustands-Durchgriffsmatrix
E	Energie
f	Frequenz
F	Kraft
$F(s)$	Übertragungsfunktion
G	drucknormierter Kompressionsenergieverlauf
$G(s)$	Übertragungsfunktion
$H(s)$	Übertragungsfunktion
i	Massenindex, Ordnungszahl, Übersetzungsverhältnis
$\underline{I}$	Einheitsmatrix
J	Massenträgheitsmoment
J'	Ableitung des Massenträgheitsmomentes nach dem Kurbelwinkel
j	Massenindex
k	Zahnindex
l	Pleuellänge
m	Masse, Formfaktor der Vibe-Brennfunktion
M	Drehmoment
$\bar{M}$	Gleichanteil des Drehmomentes
$\tilde{M}$	Wechselanteil des Drehmomentes
n	Drehzahl
N	Zylinderzahl, Zähnezahl des Drehzahl-Geberrades
$N(s)$	Nenner-Übertragungsfunktion
p	Gasdruck
p'	Ableitung des Gasdrucks nach dem Kurbelwinkel
Q	Wärmemenge, elektrische Ladung
Q'	Ableitung der Wärmemenge nach dem Kurbelwinkel

r	Kurbelradius, Riemenradradius
R	reziprokes Massenträgheitsmoment
$\bar{R}$	Mittelwert des reziproken Massenträgheitsmomentes
$\tilde{R}$	Wechselanteil des reziproken Massenträgheitsmomentes
s	komplexe Frequenzvariable
S	Sensorempfindlichkeit
t	Zeit
ΔT	Periodendauer
$\underline{u}$	Zustands-Eingangsvektor
U	elektrische Spannung, Innere Energie
U'	Ableitung der Inneren Energie nach dem Kurbelwinkel
v_Z	Brenngeschwindigkeits-Parameter der Ersatz-Brennfunktion z
V	Zylindervolumen
V'	Ableitung des Zylindervolumens nach dem Kurbelwinkel
W	Technische Arbeit
W'	Ableitung der Technischen Arbeit nach dem Kurbelwinkel
x	Kolbenlage, Ventillage, Riemenlage
x'	bezogene Nocken- bzw. Ventilgeschwindigkeit
$\dot{x}$	Riemen-Umfangsgeschwindigkeit
x''	bezogene Nocken- bzw. Ventilbeschleunigung
$\ddot{x}$	Riemen-Umfangsbeschleunigung
$\underline{x}$	Zustandsvektor
$\underline{\dot{x}}$	Ableitung des Zustandsvektors nach der Zeit
$\underline{y}$	Zustands-Ausgangsvektor
z	Ersatz-Brennfunktion, Zylinderindex
Z	Zylinderzahl
$Z(s)$	Zähler-Übertragungsfunktion
β	Pleuelwinkel
δ	Zahnteilungsfehler
δ'	differentieller Zahnteilungsfehler
ε	Verdichtungsverhältnis
κ	Polytropenexponent
λ	Luftzahl, Pleuelstangenverhältnis, Eigenwert
μ	magnetische Permeabilität, Reibwert
φ	Winkellage, speziell Kurbelwinkel
$\underline{\varphi}$	Winkel-Vektor
$\dot{\varphi}$	Winkelgeschwindigkeit
$\underline{\dot{\varphi}}$	Winkelgeschwindigkeits-Vektor
$\bar{\dot{\varphi}}$	mittlere Winkelgeschwindigkeit
$\tilde{\dot{\varphi}}$	Wechselanteil der Winkelgeschwindigkeit
$\ddot{\varphi}$	Winkelbeschleunigung
$\underline{\ddot{\varphi}}$	Winkelbeschleunigungs-Vektor
φ_Z	Verbrennungslagen-Parameter der Ersatz-Brennfunktion z
$\Delta\varphi$	Winkelabstand zweier Geberradzähne
$\Delta\tilde{\varphi}$	Wechselanteil des Verdrehwinkels
ω	Kreisfrequenz

Indizes

0	Anfangsbedingung, Nennpunkt
1	primärseitig
2	sekundärseitig
50%	Verbrennungsschwerpunkt
AZK	Anlasserzahnkranz
b	dämpfungsbezogen
$Blowby$	Zylinderleckage über Kolbenring
B	verbrennungsbedingt
$Batt$	Batterie
BB	Brennbeginn
BD	Brenndauer
c	steifigkeitsbezogen
cyl	Zylinder
$calc$	berechnet
e	Eigenfrequenz
el	elektrisch
$extr$	extrapoliert
$Feder$	PDE-Feder, Ventilfeder
$future$	zukünftig, vorausberechnet
ges	gesamt
$gleit$	im Gleitzustand
G	gasbedingt
Gen	Generator
i	Massenindex, Ordnung, inneres Moment
j	Massenindex
k	Zahnindex
H	heiz
$Injekt$	Kraftstoff-Einspritzung
ion	ionisiert
K	Kolben, Kurbelgehäuse
kin	kinetisch
$Klima$	Klimaanlage
KW	Kurbelwelle
m,$mess$	Messgröße
M	massenbedingt
N	Normal-Komponente
NW	Nockenwelle
$offset$	Versatz von Zylinderdruckmesswerten
opt	optimiert
osz	oszillierend
OT	Oberer Totpunkt
P	Pleuel
P	Pumpe-Düse-Element
ref	Referenz

rot	rotierend, Rotor
R	Radial-Komponente
RS	Riemenscheibe
$Saug$	Saugrohrdruck
sim	simuliert
S	(Pleuel-)Stange
T	Tangential-Komponente, Tilger
$Trum$	Trum (des Steuertriebes)
ue	übertragbares Moment
V	Ventil
$Wand$	Zylinderwand
WK	Wandler-Überbrückungs-Kupplung
Z	Zylinder
ZMS	Zwei-Massen-Schwungrad

Abkürzungen

ABS	Anti-Blockier-System (Fahrdynamikregelung)
AGR	Abgas-Rückführung
AOE	Auslass öffnet
CO	Kohlenmonoxid
DFT	Diskrete Fourier-Transformation
DMS	Dehnungs-Messstreifen
EDC	Electronic Diesel Control
EGAS	Elektronisches Gaspedal
EGR	Exhaust Gas Recirculation
ES	Einlass schließt
ESP	Elektronisches Stabilitäts-Programm (Fahrdynamikregelung)
EU1-5	Europäische Abgasnormen
FB	Förderbeginn
FD	Förderdauer
FIFO	First In First Out
HANN	Harmonisch aktiviertes neuronales Netz
HC	Kohlenwasserstoffe
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
LL	Leerlauf
MBF50%	Mass Fraction Burned 50%
MIPS	Mega Instructions per second (Einheit der Rechengeschwindigkeit von Mikroprozessoren)
NO_X	Stickoxid
MIMO	Multiple Input Multiple Output
MPR	Maximum Pressure Rise
OBD	On-Board-Diagnose
OT	Oberer Totpunkt
PDE	Pumpe-Düse-Element
PID	Proportional-Integral-Differential-Übertragungsglied
RAS	Rotations-Analyse-System (Produktbezeichnung der rotec GmbH)
SCR	Selective Catalytic Reduction (Technik zur Stickoxid-Minderung)
SISO	Single Input Single Output
SWT	Side-Wall-Torsionssensor
THDV	Teilhomogene Dieselverbrennung
TTL	Transistor-Transistor-Logik
UT	Unterer Totpunkt
VL	Volllast
ZMS	Zwei-Massen-Schwungrad

1 Einleitung

Den Dieselmotor kennzeichnet als Fahrzeugantrieb vor allem sein geringer Kraftstoffverbrauch, der durch einen hohen Motorwirkungsgrad erreicht wird. Der Minderung der Abgasemissionen bei gleichzeitiger Beibehaltung des hohen Wirkungsgrades widmen sich die Bemühungen der gegenwärtigen technischen Weiterentwicklungen.

Die Motorsteuerung hat einen großen Anteil an der bisher erreichten Emissionsminderung. Durch eine betriebspunktabhängige Steuerung kann für jeden spezifischen Betriebspunkt des Motors eine Optimierung auf minimale Emissionen erfolgen. Für diesen Zweck werden elektronische Steuergeräte eingesetzt, deren steigende Rechenleistung in Zukunft auch die Bewältigung komplexer Aufgaben ermöglichen wird.

Zur Zeit werden neue, *homogene* Brennverfahren entwickelt, die eine drastische Absenkung der Rohemissionen versprechen. Bei diesen Brennverfahren ist jedoch der Verbrennungsablauf schwer zu steuern. Im Forschungsstadium befinden sich Konzepte zur *Verbrennungsregelung*, die mit Sensoren (in der Regel Zylinderdrucksensoren) Informationen direkt im Brennraum erfassen und so eine genauere Kontrolle des Verbrennungsvorganges erlauben. Für homogene Brennverfahren ist eine solche Verbrennungsregelung unverzichtbar, um den Motor zuverlässig betreiben zu können.

Die Kosten der heute verfügbaren Brennraumsensoren sind für einen breiten Serieneinsatz der Verbrennungsregelung zu hoch. Aus diesem Grund sind alternative Konzepte zur Verbrennungsregelung sehr interessant. Informationen über die Verbrennung können grundsätzlich auch aus dem *Verlauf der Motordrehzahl* gewonnen werden. Dafür bestehende Verfahren der Drehzahlauswertung beschränken sich aber meist auf Anwendungen für die Motordiagnose und nicht der Regelung der Verbrennung.

1.1 Zielsetzung der Arbeit

Die Hauptzielsetzung dieser Arbeit ist die Untersuchung von Verfahren zur Ableitung von *zylinderspezifischen* Verbrennungs-Merkmalen aus der Motordrehzahl, die als Regelgrößen einer Verbrennungsregelung geeignet sind. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die motorische Verbrennung ein Einzelereignis ist, sich also von Zylinder zu Zylinder und Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel beliebig ändern kann.

Welche Merkmale für eine Verbrennungsregelung geeignet sind, wird anhand von bestehenden Regelungskonzepten analysiert, aus denen die erforderlichen Regelgrößen herausgearbeitet werden sollen.

Nach einer Übersicht über die Grundlagen des Drehzahlverlaufes wird der Stand der Technik zur Gewinnung von drehzahlbasierten Verbrennungs-Informationen aus der Literatur dargestellt.

Eigene, experimentelle Untersuchungen werden an einem 4-Zylinder-Dieselmotor durchgeführt. Für diesen Motor soll das thermodynamische und mechanische Systemverhalten untersucht werden. Dafür werden allgemein gültige, physikalische Modelle entwickelt, mit denen der Zusammenhang zwischen ursächlicher Verbrennung und messbarer Drehzahl simuliert werden kann.

Das Systemverhalten soll anhand von Drehschwingungs- und Zylinderdruckmessungen experimentell ermittelt und mit Simulationsrechnungen detaillierter analysiert werden. Besonderer Schwerpunkt liegt auf der gegenseitigen Beeinflussung der Zylinder und möglichen Problemen, die sich für die Ableitung zylinderspezifischer Aussagen ergeben.

Aus den Ergebnissen der Modellierung des Verbrennungsmotors ergeben sich die relevanten Effekte, die in einem drehzahlbasierten Verfahren zur Verbrennungsparameterschätzung berücksichtigt werden müssen. Ein solches Verfahren soll abschließend vorgestellt und mit Referenz-Merkmalen aus einer Zylinderdruckmessung verglichen werden.

2 Grundlagen und Entwicklung des Dieselmotors

Der Pkw-Dieselmotor mit Direkteinspritzung hat sich aufgrund seines niedrigen Kraftstoffverbrauches einen hohen Marktanteil erobert. Der Diesel-Anteil an der deutschen Inlandsproduktion betrug im Jahr 2003 über 40%.

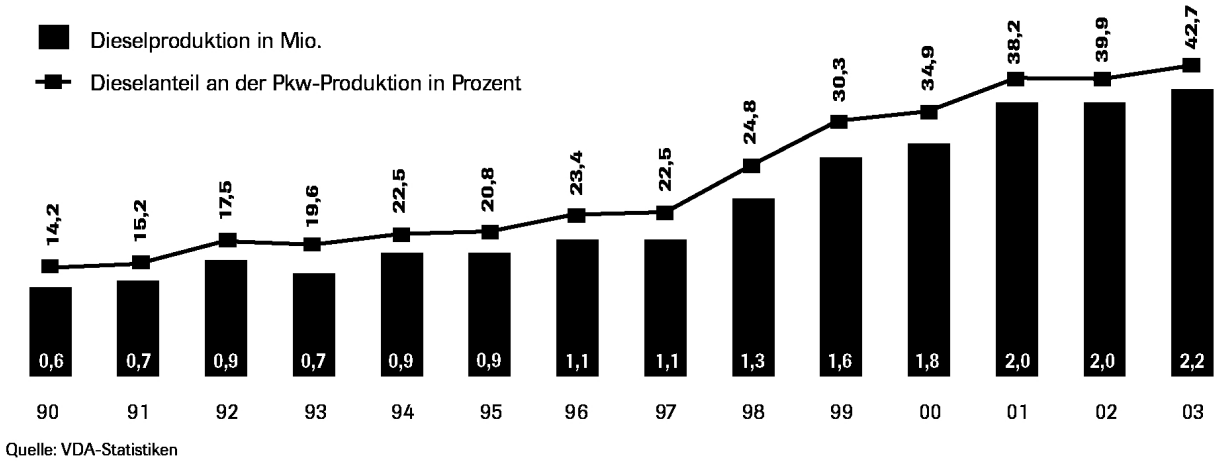


Bild 2.1: Inlandsproduktion von Diesel-Pkw (Quelle: Verband der Automobilindustrie [6])

Insbesondere seit dem Jahr 1998 gibt es einen starken Anstieg der Produktionszahlen in Deutschland, wie Abbildung 2.1 zeigt. War der Dieselmotor zunächst nur in kleineren Fahrzeugen niedriger Motorisierung verfügbar, so ist er mittlerweile auch in der Luxusklasse in Motoren mit sechs, acht oder gar zehn Zylindern vertreten.

In diesem Kapitel sollen zunächst die gesetzlichen Randbedingungen dargestellt werden, die den Rahmen für den Einsatz von Fahrzeug-Dieselmotoren bilden und eine wesentliche Triebfeder der technischen Weiterentwicklung sind. Anschließend werden die wichtigsten Entwicklungstrends und Technologien aufgezeigt, wobei ein besonderer Schwerpunkt auf dem Motormanagement und den bestehenden Regelungskonzepten zur Beherrschung emissionsarmer Brennverfahren liegt.

2.1 Entwicklung der Emissions-Vorschriften

Zum Schutz von Umwelt und Gesundheit setzt der Gesetzgeber Grenzwerte limitierter Schadstoffe fest, die zur Erfüllung einer bestimmten Abgasnorm nicht überschritten werden dürfen. Diese limitierten Schadstoffe sind im einzelnen:

Kohlenmonoxid (CO) entsteht bei der unvollständigen Verbrennung, z.B. durch Luftmangel oder zu geringe Verbrennungstemperaturen. Auf den Menschen wirkt es toxisch, da es den Sauerstoff-Transport im Blut behindert.

Kohlenwasserstoffe (HC) sind ebenfalls Produkte einer unvollständigen Verbrennung. Insbesondere polyzyklische Verbindungen wie Benzol wirken krebserregend.

Rußpartikel entstehen insbesondere bei der konventionellen, strahlgeführten (siehe Kapitel 2.2.1) Verbrennung. Der Durchmesser dieser Partikel beträgt ungefähr 0,05 μm [7]. Aufgrund dieser geringen Abmessungen sind sie lungengängig. Da auch ihnen eine krebserregende Wirkung zugeschrieben wird [126], werden sie zur Zeit im Zusammenhang mit der Begrenzung der Feinstaub-Immissionen sehr kontrovers diskutiert.

Stickoxide (NO_X) entstehen bei hohen Verbrennungstemperaturen, insbesondere bei einem überstöchiometrischen Luftverhältnis. In der Atmosphäre reagieren Stickoxide mit Wasser zu salpetriger Säure und tragen so zum sauren Regen bei.

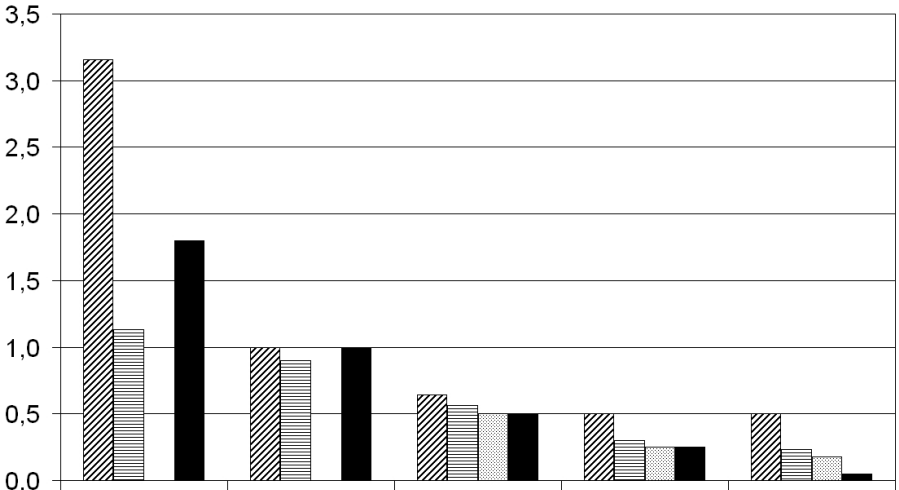
Das Massen-Verhältnis der einzelnen Schadstoffe hängt maßgeblich vom Verbrennungsluftverhältnis λ ab. Während der Dieselmotor mit einem Luftüberschuss betrieben wird (mageres Gemisch), liegt der Arbeitsbereich des Ottomotors im Bereich um das stöchiometrische Luftverhältnis $\lambda = 1$. Bei diesem Luftverhältnis können die Rohemissionen des Ottomotors durch einen Abgas-Katalysator deutlich reduziert werden. Das hat dazu geführt, dass die katalytische Abgasnachbehandlung mit λ-Regelung heute Stand der Technik bei Ottomotoren ist.

Beim mager betriebenem Dieselmotor bietet sich diese Möglichkeit der Emissionsminderung nicht. Aufgrund seiner wachsenden Verbreitung wurden jedoch auch die Emissions-Grenzwerte von Dieselmotoren in den letzten Jahren schrittweise verschärft. Abbildung 2.2 zeigt die Entwicklung der Schadstoffgrenzwerte für Dieselmotoren mit Direkteinspritzung in Europa.

Die Grenzwerte der Abgasnormen EU1 bis EU3 konnten im Wesentlichen durch Verbesserungen des Verbrennungsvorganges eingehalten werden. Dazu wurde motorseitig der Einspritzvorgang optimiert.

Eine weitere Absenkung der Kohlenwasserstoff-Emissionen bewirkte der Einsatz eines ungeregelten Oxidationskatalysators. Eine Verringerung der NO_X-Emissionen wurde durch eine geregelte Abgasrückführung (AGR) erreicht, mit der insbesondere in Teillast-Betriebspunkten der Sauerstoff-Überschuss im Brennraum gesenkt werden kann. Die Regelung der zurückgeführten Abgasmenge ist als Teilaufgabe des Motormanagementes im Motorsteuergerät integriert.

Zur Erfüllung der EU4-Norm führte erstmals Peugeot im Jahr 2000 den Dieselpartikelfilter [85] in die Serienfertigung ein. Bei dieser Form der aktiven Abgasnachbehandlung wird ein Großteil der im normalen Motorbetrieb emittierten Rußpartikel im Filter zurückgehalten. Ist der Filter beladen, wird in einer Regenerationsphase die gespeicherte Rußmasse gezielt



	EU 1 ab 1.07.1992	EU 2 ab 1.01.1996	EU 3 ab 1.01.2000	EU 4 ab 1.01.2005	EU 5 ab 1.09.2009
CO [g/km]	3,16	1,00	0,64	0,50	0,50
HC + NOX [g/km]	1,13	0,90	0,56	0,30	0,23
NOX [g/km]			0,50	0,25	0,18
Partikel [g/ 10km]	1,80	1,00	0,50	0,25	0,05

Bild 2.2: EU-Abgasnormen für Pkw-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung (Quelle: [4, 8])

verbrannt. Dafür wird durch Maßnahmen im Motormanagement eine Erhöhung der Abgastemperatur herbeigeführt, die zum Abbrand des Rußes führt.

Mit der Abgasnorm EU5, die ab dem Jahr 2009 verbindlich wird, werden die NO_X- und Partikel-Grenzwerte erneut gesenkt. Zur Erfüllung dieser Vorgaben sind zur Zeit weitere Techniken der Abgasnachbehandlung wie NO_X-Speicherkatalysatoren und selektive katalytische Reduktion (**S**elective **C**atalytic **R**eduction - SCR) [64] in der Entwicklung.

Neben der schrittweise verschärften Limitierung der Schadstoff-Emissionen fordert der Gesetzgeber eine Eigendiagnose des Fahrzeugs, mit der emissions-relevante Fehlfunktionen erkannt und dem Fahrer signalisiert werden können. Diese so genannte ***O**n-**B**oard-**D**iagnose* (OBD) [3] erfordert spezielle Funktionen zur Überwachung von Fahrzeug-Komponenten anhand von verfügbaren Sensorinformationen.

Die durch gesetzliche Regelungen zur Begrenzung der Abgasemissionen angestoßenen, technischen Entwicklungen zeigen den wachsenden Aufwand zur Emissionsminderung. Dabei wirken die Abgasvorschriften als eine wesentliche Triebfeder für die Weiterentwicklung des Motormanagements.

2.2 Dieselmotorische Brennverfahren

Bei der Auslegung des Brennverfahrens befindet sich der Motorenentwickler im Konflikt der Optimierung auf verschiedene Ziele [102]. Eines dieser Entwicklungsziele ist die Erreichung

eines hohen energetischen Wirkungsgrades des Motors, um den Kraftstoffverbrauch möglichst gering zu halten. Zweitakt-Großdieselmotoren erreichen einen spezifischen Kraftstoffverbrauch von 156 g/kWh, was einem Wirkungsgrad von bis zu 54% entspricht [21]. Pkw-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung erreichen immerhin noch einen Kraftstoffverbrauch von 200 g/kWh (Wirkungsgrad 42%), wodurch der Dieselmotor in Zeiten steigender Kraftstoffpreise bei Autokäufern zunehmend attraktiv wird.

Die verschärfte Abgas-Gesetzgebung bei Pkw-Motoren (siehe Abschnitt 2.1) erfordert dagegen Maßnahmen zur Minderung limitierter Abgaskomponenten wie Stickoxiden, die sich z.B. durch eine niedrige Verbrennungstemperatur bei später Verbrennungslage verringern lassen. Eine späte Verbrennungslage senkt aber auch den Motorwirkungsgrad.

Insbesondere bei Kraftfahrzeugantrieben muss zusätzlich auf eine geringe Geräuschemission geachtet werden, was dem Gradienten des Zylinderdruckanstiegs Grenzen setzt. Das Brennverfahren ist also auf den jeweiligen Einsatzzweck des Motors und die gesetzlichen Rahmenbedingungen abgestimmt.

2.2.1 Konventionelle Diesel-Brennverfahren

Beim konventionellen, strahlgeführten Diesel-Brennverfahren wird Dieselkraftstoff bei hohem Druck (bis 2000 bar) in komprimierte Luft eingespritzt. Die Einspritzung erfolgt durch mehrere kleine Löcher, wodurch der Kraftstoffstrahl in sehr kleine, nur 2 bis 50 μm große Tröpfchen zerstäubt wird [81]. Der Kraftstoff vermischt sich mit der umgebenden Luft, verdampft teilweise und bildet ein inhomogenes Gemisch.

Aufgrund der hohen Temperatur der komprimierten Luft entzündet sich der Kraftstoff selbsttätig, sobald die Gemischbildung weit genug fortgeschritten ist. Nach [102] beginnt die Zündung in Bereichen eines Luftverhältnisses von $\lambda \approx 0,7$ und erfasst dann die anderen Bereiche des Strahls. Im Gemisch herrschen sehr unterschiedliche Luftverhältnisse. Es gibt sowohl magere Zonen ($\lambda > 1$) als auch sehr fette Zonen mit $\lambda < 1$.

Je nach lokalem Luftverhältnis des Gemisches ergibt die Verbrennung lokal unterschiedliche Temperaturen der verbrannten Gase. Bei Temperaturen oberhalb von etwa 2200 K bei einem Luftverhältnis von $\lambda > 0,9$ steigt die Konzentration an Stickoxiden stark an. Insbesondere in Bereichen mit $\lambda < 0,6$ entsteht Ruß, der jedoch im Verlauf der weiteren Verbrennung durch Vermischung mit sauerstoffreichem Gas zu einem Großteil wieder oxidiert wird [125]. Ein günstiges Luftverhältnis, bei dem sowohl die Rußbildung als auch die Stickoxidentstehung weitgehend vermieden werden, liegt daher im λ-Fenster zwischen 0,6 und 0,9. Die konventionelle Gemischbildung im direkt eingespritzten Kraftstoffstrahl führt aber lokal immer auch zu ungünstigen Luftverhältnissen außerhalb dieses Bereiches.

2.2.2 Neue „homogene“ Brennverfahren

Die Ausführungen im vorangehenden Abschnitt haben verdeutlicht, dass in der Inhomogenität des Kraftstoff-Luft-Gemisches die Ursachen für die Schadstoffentstehung beim Dieselmo-

tor liegen. Zur Emissions-Vermeidung werden daher zur Zeit intensiv Verfahren untersucht, die auf eine Homogenisierung der Zylinderfüllung abzielen.

Auch bei diesen Brennverfahren erfolgt die Zündung über eine Selbstentzündung aufgrund der kompressionsbedingten Temperatursteigerung. In der Literatur werden diese Ansätze als ***H**omogeneous **C**harge **C**ompression **I**gnition* (HCCI) bezeichnet. Dabei gibt es sowohl Verfahren mit Otto-Kraftstoff [45] als auch mit Diesel-Kraftstoff. Detaillierte Untersuchungen der homogenen und teilhomogenen Diesel-Verbrennung haben u.a. [50] und [105] durchgeführt. Einen guten Überblick über HCCI-Verfahren mit Ottokraftstoff gibt [53].

Beim Diesel-HCCI-Verfahren erfolgt die Zündung des Gemisches idealerweise an vielen Stellen im Brennraum gleichzeitig [52]. Dadurch kommt es nicht zur Ausbildung einer Flammenfront mit sehr hohen Verbrennungstemperaturen. Bleibt die Temperatur unterhalb von 2200 K, so bildet sich selbst bei Luftüberschuss kein thermisches Stickoxid (NO) [102, 132]. Durch die Homogenität der Zylinderladung werden lokal fette Gemischzonen vermieden. Es entsteht deutlich weniger Ruß als bei der konventionellen dieselmotorischen Verbrennung. Bild 2.3 zeigt die Emissionen, den Verlauf der freigesetzten Verbrennungswärme $dQ_B/d\varphi$ und den Zylinderdruckverlauf p_{cyl} der konventionellen Dieselverbrennung und eines teilhomogenen Dieselbrennverfahrens (THDV).

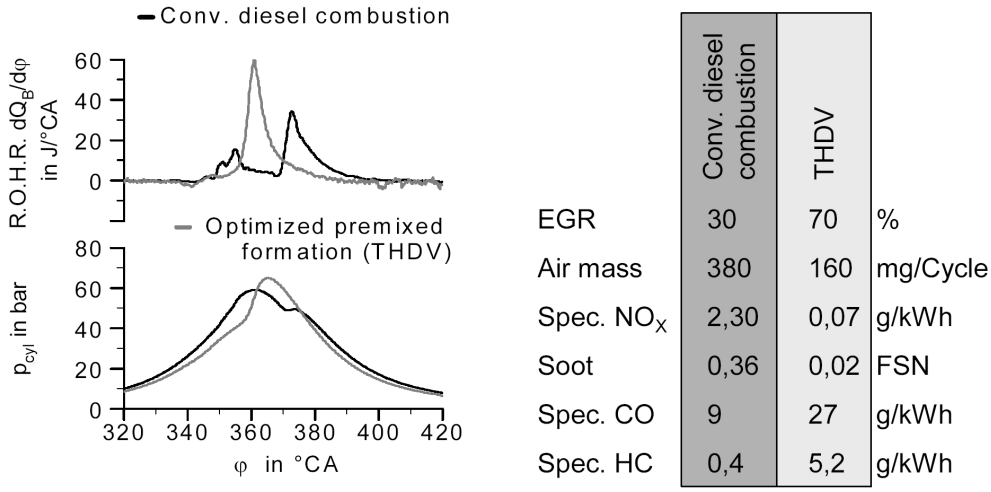


Bild 2.3: Emissionen von teilhomogener und konventioneller dieselmotorischer Verbrennung im Vergleich, Motordrehzahl 1600 min^{-1}, untere Teillast (Quelle: [72])

Zündet das homogene Gemisch, so erfolgt im Vergleich zur konventionellen Verbrennung eine sehr schnelle Wärmefreisetzung (in Bild 2.3 im Diagramm oben links). Die hohe Brennrate bewirkt einen steilen Zylinderdruckanstieg und dadurch ein starkes Verbrennungsgeräusch, das sich akustisch unangenehm bemerkbar macht. Die Verbrennungsgeschwindigkeit kann durch einen hohen Restgasanteil im Brennraum gemindert werden, der z.B. durch eine Rückführung von Abgas (*EGR - **E**xhaust **G**as **R**ecirculation*) oder eine geeignete Ventilsteuerung [45] realisiert wird. Im vorliegenden Vergleich bestanden 70% der Zylinderfüllung aus Abgas gegenüber 30% bei der konventionellen Verbrennung. Durch Abgasrückführung wird allerdings auch der Frischluftanteil (Air mass) an der Zylinderfüllung gemindert, wodurch dieses Vorgehen auf den Teillastbereich beschränkt bleibt.

Bemerkenswert ist der starke Rückgang der Ruß- und NO_X-Emission um ein bis zwei Größenordnungen gegenüber dem konventionellen Brennverfahren. Nachteilig ist dagegen der deutliche Anstieg der Konzentrationen an Kohlenmonoxid (CO) und Kohlenwasserstoffen (HC) im Abgas, der von [105] näher untersucht wurde. Diese Abgaskomponenten können allerdings durch Oxidationskatalysatoren relativ einfach entfernt werden. Die Abgasreinigung von Ruß- und Stickoxid-Emissionen ist dagegen nur durch aufwändige Filtertechniken und NO_X-Katalysatoren unter Einsatz eines Reduktionsmittels möglich.

Eine Möglichkeit der Bildung eines homogenen Kraftstoff-Luft-Gemisches ist die *externe Gemischbildung*. Die Kraftstoffverdampfung erfolgt ähnlich der Saugrohr-Einspritzung bei Ottomotoren außerhalb des Brennraumes. Da der Siedepunkt von Dieselkraftstoff deutlich höher liegt als der von Benzin, wird eine Verdampfungseinrichtung benötigt. In [115] wird die externe Gemischbildung durch den Einsatz eines *Kalte-Flammen-Verdampfers* gezeigt. Hier erfolgt die Verdampfung durch eine Teilreaktion des Kraftstoffes mit Luft unter Bildung so genannter *Kalter Flammen*. Die externe Verdampfung bringt einen Wirkungsgradnachteil mit sich, da ein Teil der Brennstoffenergie für den Verdampfungsprozess benötigt wird und deshalb der motorischen Verbrennung nicht mehr zur Verfügung steht. Durch den Einsatz einer zusätzlichen Verdampfer-Komponente steigen darüber hinaus die Systemkosten und der Bauraumbedarf im Fahrzeug.

Zur Vermeidung der Nachteile der externen Gemischbildung bietet sich die *innere Gemischbildung* und Homogenisierung im Brennraum an. Der Kraftstoff wird dabei über das konventionelle Einspritzsystem direkt in den Brennraum gespritzt. Diese Konfiguration erlaubt es, den Motor z.B. in Volllast-Betriebspunkten weiterhin mit konventioneller Verbrennung zu betreiben und nur in geeigneten Betriebspunkten auf ein homogenes Brennverfahren umzuschalten.

Damit genug Zeit für eine möglichst gleichmäßige Gemisch-Homogenisierung zur Verfügung steht, erfolgt die Einspritzung sehr früh im Verdichtungstakt [34]. Wann das homogene Gemisch und ob es überhaupt zündet, wird entscheidend vom Temperaturverlauf während der Kompression und dem Zustand der Gemischbildung bestimmt [50]. Der Zündverzug ist bei der homogenen Verbrennung deutlich länger als bei der konventionellen. Eine Steuerung des Brennbeginns kann daher nicht mehr allein über die Wahl des Einspritzzeitpunktes erfolgen, sondern es müssen weitere Parameter wie die Ansaugluft-Temperatur und die AGR-Rate berücksichtigt und ggf. gezielt angepasst werden.

Zur Beherrschung der gestiegenen Komplexität der Zündungssteuerung wird in der Literatur eine *Verbrennungsregelung* vorgeschlagen. In [45], [46] und [113] wird eine zylinder- und zyklenselektive Ottomotor-Regelung unter Verwendung des Zylinderdruck- oder eines Ionenstrom-Signals vorgestellt. In [121] wird der Zylinderdruck als entscheidende Führungsgröße im zukünftigen Motormanagement herausgestellt. In Abschnitt 2.4.2 werden Konzepte zur Verbrennungsregelung im Detail diskutiert.

2.3 Elektronisches Motormanagement beim Dieselmotor

Der geringe Verbrauch des Dieselmotors beruht unter anderem auf der direkten Einspritzung des Kraftstoffes in den Brennraum, der eine günstige thermodynamische Prozessführung erlaubt. Wesentlich für die Ausschöpfung des Wirkungsgrad-Potentials des Dieselmotors ist eine Motorsteuerung, die auch bei unterschiedlichen Drehzahlen und Lastzuständen den Einspritzzeitpunkt optimal steuert. Moderne Dieselmotoren nutzen dafür ein *elektronisches Motorsteuergerät* (**E**lectronic **D**iesel **C**ontrol - EDC), das sich zu einer zentralen Komponente des Gesamtsystems *Verbrennungsmotor* entwickelt hat. Das Motorsteuergerät übernimmt neben der Einspritzsteuerung noch eine Reihe weiterer Aufgaben: So verfügen leistungsstarke Motoren meist über eine Abgas-Turboaufladung, bei der der Ladedruck betriebspunktabhängig geregelt wird. Zusätzlich wird über eine Abgasrückführung ein Teil der verbrannten Abgase in den Brennraum zurückgeführt. Auch dieser Vorgang muss abhängig vom aktuellen Motorbetriebspunkt geregelt werden.

2.3.1 Entwicklungstendenzen der Motorsteuergeräte-Hard- und Software

Die im vorangegangenen Abschnitt skizzierten Aufgaben haben zu einer deutlichen Steigerung der Leistungsfähigkeit des Motorsteuergerätes geführt. Abbildung 2.4 verdeutlicht die Entwicklung der Leistungsparameter anhand der Steuergeräte der Robert Bosch GmbH.

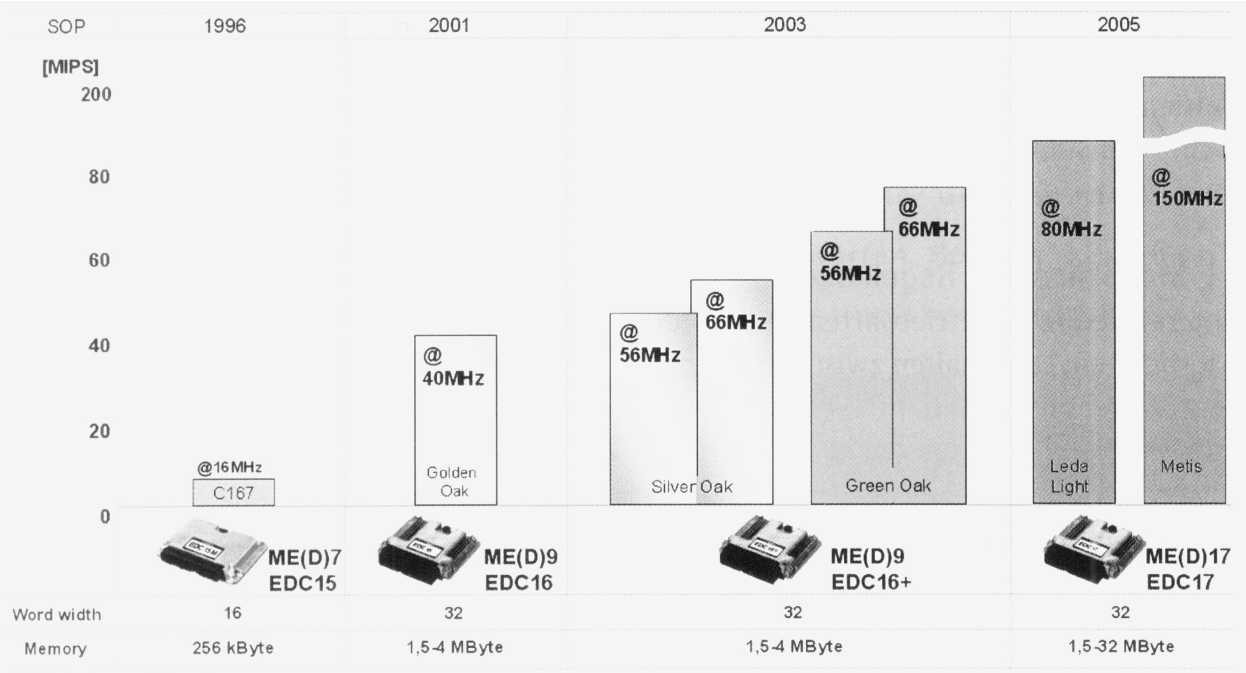


Bild 2.4: Entwicklung der Leistungsparameter von Motorsteuerungen (Quelle: [87])

Der zur Verfügung stehende Systemspeicher wuchs seit 1996 von 256 kByte auf bis zu 32 MByte in den Steuergeräten der neuesten Generation. Innerhalb von knapp zehn Jahren hat

sich die Rechengeschwindigkeit (MIPS) um den Faktor zwanzig erhöht. Dies wurde nicht nur durch eine Erhöhung der Taktfrequenzen erreicht, sondern auch durch den Einsatz moderner 32-Bit-Prozessoren mit Fließkomma-Arithmetik, die die einfachen Mikrocontroller ablösten. Mit den wachsenden Regelungsaufgaben stieg auch die Zahl der Sensoren und Aktoren [67] und damit die Anzahl der Kontakte des Steuergerätes.

Seitens der Software führte die wachsende Komplexität zu einem Anstieg der Variablen-Anzahl, die bei der Applikation für ein Fahrzeug parametriert werden müssen. Die Parametrierung dieser Variablen erfordert einen immer größeren Aufwand und verursacht dementsprechend hohe Entwicklungskosten. Allein etwa 100 - 150 Kennfelder müssen im Datensatz eines modernen Steuergeräteprogramms parametriert werden [66].

Um die wachsende Datenmenge der Software zu begrenzen, wird das Ziel verfolgt, die große Zahl der Kennfelder durch modellbasierte Funktionen zu ersetzen[87, 121]. Diese Funktionen realisieren die Steuerungs- und Regelungsaufgaben durch ein physikalisches Modell, das in Echtzeit im Steuergerät berechnet wird.

2.4 Steuerung und Regelung des Verbrennungsprozesses

Abschnitt 2.2.2 verdeutlichte die Probleme, denen sich die Entwickler bei der Steuerung neuer Brennverfahren stellen müssen. In diesem Kapitel soll zunächst das konventionelle Steuerungskonzept im Motormanagement vorgestellt werden. Im Anschluss werden Beispiele bestehender Ansätze zur Verbrennungsregelung diskutiert.

2.4.1 Steuerung der Verbrennung

Stand der Technik bei Pkw-Dieselmotoren ist eine *Steuerung* des Verbrennungsvorganges. Bild 2.5 illustriert den grundsätzlichen Vorgang der Signalverarbeitung.

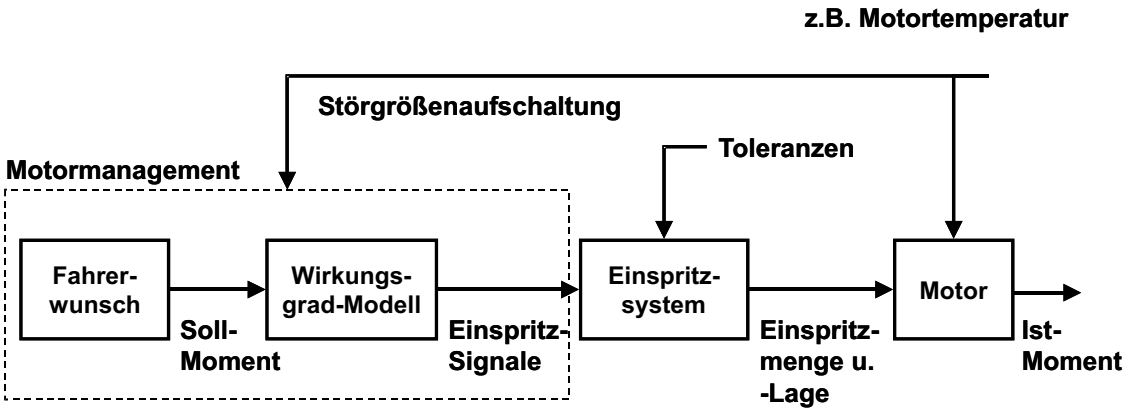


Bild 2.5: Steuerstrecke beim Dieselmotor

Mit einem elektronischen Gaspedal, auch als EGAS bezeichnet, wird der vom Fahrer gewünschte Sollwert der Fahrzeugbeschleunigung erfasst und in ein Sollmoment abgebildet.

Aus dem Sollmoment wird über ein Wirkungsgradmodell des Fahrzeugs die Soll-Kraftstoffmenge berechnet, mit der im gegenwärtigen Betriebspunkt das gewünschte Moment realisiert werden kann. Entsprechend der berechneten Soll-Kraftstoffmenge wird das Einspritzsystem angesteuert. Die eingespritzte Menge verbrennt im Zylinder und bewirkt das vom Motor abgegebene Istmoment. Neben der Soll-Einspritzmenge ist auch der Zeitpunkt der Einspritzung eine wesentliche Steuergröße.

Ist- und Sollmoment stimmen nur dann überein, wenn die im Wirkungsgradmodell vorgenommene Berechnung der Einspritzsignale alle physikalischen Einflüsse berücksichtigt, die im aktuellen Motorbetriebspunkt das Istmoment bestimmen. Einen großen Einfluss hat beispielsweise eine geringe Motortemperatur, die über Wärmeverlust- und Reibungseffekte das Istmoment mindert [37]. Für eine genaue Laststeuerung müssen diese Effekte im Wirkungsgradmodell berücksichtigt werden. Dies kann über eine Erfassung der Motortemperatur im Motorsteuergerät erfolgen, wie sie in Bild 2.5 angedeutet ist. Die gemessene Motortemperatur wird dem Wirkungsgradmodell als Korrekturgröße zugeführt, was einer Störgrößenaufschaltung in der Steuerstrecke entspricht. Die Motortemperatur steht in diesem Beispiel exemplarisch für eine Reihe von Störgrößen, die alle Einfluss auf den Motor oder den Verbrennungsvorgang nehmen. Neben mechanischen Lastmomenten von Nebenaggregaten sind insbesondere Temperatur, Druck und Zusammensetzung der dem Motor zugeführten Verbrennungsluft für den Ablauf des Verbrennungsvorganges entscheidend.

Zur umfassenden Berücksichtigung müssen also eine Reihe von Störgrößen über Sensoren im Motormanagement erfasst und im Wirkungsgradmodell verarbeitet werden. Dies erfordert sehr aufwändige Software-Funktionen und eine genaue Beschreibung der physikalischen Zusammenhänge, die den Verbrennungsablauf bestimmen. Da die Physik des Verbrennungsvorganges sehr komplex ist, werden die Zusammenhänge meist empirisch beschrieben und mit Hilfe von Kennfeldern berücksichtigt. Das Wirkungsgradmodell trägt insbesondere durch diese Kennfelder zu einem Anwachsen der Komplexität bei, die im Abschnitt 2.3.1 beschrieben wurde.

Eine weitere Schwäche einer Steuerung zeigt sich, wenn man den Einfluss von Toleranzen oder Fehlfunktionen von Bauteilen betrachtet, wie sie in Bild 2.5 z.B. auf das Einspritzsystem wirken. Diese Einflüsse sind dem Motormanagement nicht bekannt, können nicht berücksichtigt werden und führen damit zu dauerhaften Abweichungen zwischen Soll- und Istmoment.

2.4.2 Sensorik für eine Regelung der Verbrennung

Zur Überwindung der Defizite einer Verbrennungssteuerung kann eine *Regelung* des Verbrennungsvorganges dienen. Allgemeine Voraussetzung für eine Regelung ist die Erfassung von Informationen, aus denen direkt oder indirekt Verbrennungsmerkmale abgeleitet werden können. Dafür bieten sich in erster Linie Sensoren an, die direkt im Brennraum angebracht sind. In den folgenden Abschnitten werden einige dafür geeignete Messprinzipien vorgestellt.

2.4.2.1 Zylinderdruck-Sensorik

Die direkte Messung des Zylinderdrucks mit einem Sensor liefert den Druckverlauf als Funktion der Kurbelwinkelstellung. Bereits Nikolaus Otto maß 1876 den Zylinderdruck seines Motors mit mechanischen Mitteln und trug ihn über dem Zylindervolumen auf. Aus dem so erhaltenen Indikatordiagramm lässt sich die mechanische Leistung des Arbeitsprozesses einfach ablesen. Auch wenn die Zylinderdruckmessung heute mit elektrischen Aufnehmern erfolgt, so leitet sich doch der gebräuchliche Begriff der *Indizierung* von diesem Verfahren ab.

Zur Messung wird der Sensor in den Brennraum eingebracht. Dies kann über eine separate Bohrung im Zylinderkopf erfolgen. Ohne Modifikationen am Motor kann der Drucksensor aber auch in die Zündkerze des Ottomotors oder in die Glühkerze des Dieselmotors integriert werden. Bei den verwendeten Sensoren unterscheidet man verschiedene physikalische Wirkprinzipien.

Piezo-resistive Sensoren nutzen die Veränderung des elektrischen Widerstandes einer mechanisch belasteten Funktionsschicht. Vorteil dieser Sensoren ist, dass sie eine sehr geringe Nullpunktdrift haben und daher gut für statische Messungen geeignet sind.

Nach einer Analyse verschiedener Messprinzipien schlägt [80] als geeignetes Konzept für den Serieneinsatz einen piezo-resistiven Brennraumdrucksensor vor. Er untersucht im Detail Fehlereinflüsse durch Temperaturdrift und das dynamische Übertragungsverhalten an einem selbst entwickelten Sensor.

In [26] wird ein glühkerzenintegrierter Sensor vorgestellt, der nach dem piezo-resistiven Messprinzip arbeitet. Der Linearitäts-, Hysterese- und Temperaturfehler wird mit ±2% des Messbereichs angegeben, der sich von 0 bis 200 bar erstreckt. Der Sensor nutzt monokristalline Silizium-Dehnmesstreifen (DMS), die auf eine Edelstahlmembran aufgebracht sind. Die DMS sind in einer Messbrücke geschaltet, deren Signal von einer im Glühkerzenkopf integrierten Messelektronik ausgewertet wird. Die Messelektronik führt eine Temperaturkompensation des Messsignals durch und liefert eine Signalspannung von 0,5 bis 4,5 V.

Auch [96] nutzen das piezo-resistive Messprinzip. In einer Dünnfilmtechnik wird Titanoxynitrid und Nickel in einer mikrostrukturierten Brückenschaltung auf eine Messmembran aufgebracht. Der beschriebene Sensor liefert ein druckproportionales Stromsignal mit einer Messempfindlichkeit von 54 μA/bar.

Piezo-elektrische Sensoren nutzen den piezo-elektrischen Effekt. Der Zylinderdruck auf die Sensorfläche A bewirkt eine zur Kraft F und zur Sensor-Empfindlichkeit S (typisch $SA \approx 15$ pC/bar, [15]) proportionale Ladungsverschiebung Q im Sensormaterial [2]. Diese Ladungsverschiebung kann als Spannungsänderung dU/dt an den Sensor-Elektroden abgegriffen werden. Gleichung 2.1 drückt die Zusammenhänge formelmäßig aus.

$$\frac{dU}{dt} = Q = SF = SAp \tag{2.1}$$

Piezo-elektrische Zylinderdrucksensoren sind aufgrund ihres dynamischen Verhaltens, ihrer Stabilität und der sehr guten Linearität [2] als Versuchs-Messtechnik in der Motorenentwicklung weit verbreitet. Durch das Messprinzip stehen als Sensorsignal jedoch nur sehr kleine Spannungsänderungen dU/dt zur Verfügung. Deshalb ist der Einsatz von Ladungsverstärkern erforderlich, mit denen die Spannungsänderungen integriert und auf einem zur Weiterverarbeitung geeigneten Spannungspegel bereitgestellt werden. Die gesamte piezo-elektrische Messkette und weitere Geräte zur Messwerterfassung illustriert das Schema in Abbildung 2.6.

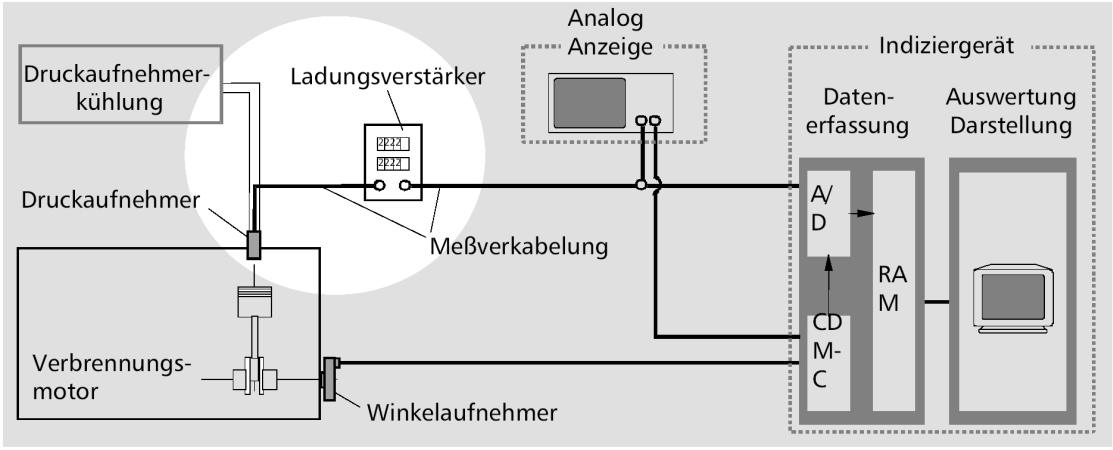


Bild 2.6: Schematischer Aufbau der piezo-elektrischen Druckmesskette mit Zusatzeinrichtungen (Quelle: [2])

Die Ladung des Drucksensors wird im Ladungsverstärker zeitlich integriert, als Spannungssignal ausgegeben und im Indiziergerät digital abgetastet. Die Abtastung erfolgt dabei in einem kurbelwinkel-äquidistanten Raster. Die Abtastwinkel werden über einen Winkelmarkengeber bereitgestellt, der an der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors angebracht ist.

Beim Aufbau der Messkette ist insbesondere dafür Sorge zu tragen, dass die Verkabelung am Ladungsverstärkereingang sehr hochohmig ist. Alle Kontakte müssen sauber, trocken und fettfrei sein. Die Kabel sollten rauscharm sein, einen hohen Isolationswiderstand haben (Größenordnung: $10^{13}\Omega$) und gegen elektromagnetische Einstrahlung abgeschirmt sein. Werden diese hohen Anforderungen nicht erfüllt, so kommt es aufgrund erhöhter Leckströme zu verstärkter elektrischer Drift des Mess-Spannungssignals.

Ungekühlte Druckaufnehmer erreichen eine Genauigkeit besser $\pm 0,3\%$ [15]. Durch Kühlung des Sensors wird insbesondere der Empfindlichkeit gegenüber dem Thermoschock begegnet. Die Genauigkeit lässt sich dadurch weiter verbessern ($\pm 0,2\%$ [16]), allerdings sind gekühlte Sensoren größer und daher nur in speziell angebrachten Bohrungen einsetzbar. Der Zugang über vorhandene Brennraumzugänge über die Zünd- oder Glühkerze ist nur mit ungekühlten Sensoren möglich. Ungekühlte Sensoren sind aus diesen praktischen Gründen in der Motorenentwicklung weiter verbreitet. Eine systematische Untersuchung der Messfehlerursachen von Druckaufnehmern findet sich bei [48].

Trotz hoher Anforderungen an die Messtechnik wird sich eine geringe Drift nie ganz vermeiden lassen. Aus diesem Grund ist das piezo-elektrische Messprinzip für statische Druck-

messungen weniger geeignet. Es sei hier auch besonders darauf hingewiesen, dass durch das integrierende Messprinzip der Nullpunkt des Drucksignals grundsätzlich undefiniert ist! Bei der dynamischen Messung von Zylinderdrucksignalen kann die Drift aber durch geeignete Verfahren kompensiert und der Nullpunkt des Druckverlaufes rekonstruiert werden, wie in Kapitel 4.2 noch näher ausgeführt wird.

Ein piezo-elektrischer Glühkerzen-Sensor mit integriertem Ladungsverstärker und Elektronik für den Einsatz im Serien-Kraftfahrzeug wird in [30] und [106] beschrieben. Als alternative Einbauposition wird in [38] eine in die Zylinderkopfdichtung integrierte, piezo-elektrische Drucksensorik vorgestellt. Dabei wurde festgestellt, dass der Querkraft-Einfluss der Dichtung störend auf das Drucksignal wirkt.

Optische Drucksensoren verwenden ein faseroptisches Messprinzip zur Zylinderdruckmessung. Die Firma Optrand Inc. hat einen Sensor entwickelt, bei dem Licht über einen Lichtleiter von hinten auf eine dem Brennraumdruck ausgesetzte Membran strahlt. Die Durchbiegung der Membran aufgrund der Gaskräfte verändert die Reflexion des Lichtes, das über einen zweiten Lichtleiter einer optoelektronischen Auswertung zugeführt wird.

Die Gesamt-Abweichungen aufgrund von Nichtlinearitäten, Hysterese und Temperatureinflüssen beträgt laut [128] nur $\pm 0,5$ %. Die garantierte Lebensdauer des Sensors wurde mit $8 \cdot 10^8$ Lastzyklen angegeben. Aufgrund der geringen Durchmesser von Lichtleitern ist der Sensor nur 2,8 mm dick, wodurch er auch an schwer zugänglichen Stellen gut eingesetzt werden kann.

Von Nachteil ist die grundsätzliche Empfindlichkeit von Lichtleitern gegenüber engen Krümmungsradien, die hohe Qualitäts-Anforderungen bei der Motor-Fertigung stellen würde.

2.4.2.2 Strahlungs-Sensorik

In [9] werden die natürlichen, bei der Verbrennung auftretenden Lichtemissionen durch einen im Brennraum angebrachten Lichtwellenleiter erfasst und über eine Fotodiode einer elektronischen Auswertung zugeführt. Beim Ottomotor besteht ein unmittelbarer Zusammenhang zwischen der Intensität der Lichtstrahlung und der Reaktionsgeschwindigkeit der vorgemischten Verbrennung. Beim Dieselmotor ist es hauptsächlich die Festkörperstrahlung des während der Verbrennung gebildeten Rußes, die für die Strahlungsemission verantwortlich ist.

Sowohl beim Otto- als auch beim Dieselmotor steht die Lichtemission in direktem Zusammenhang mit dem Brennbeginn und der Brenndauer. Daher kann grundsätzlich eine Regelung der Verbrennungslage mit Hilfe des Lichtsignals erfolgen.

Beim Ottomotor ist es darüber hinaus möglich, eine klopfende Verbrennung über das Lichtsignal zu detektieren. Beim Klopfen entstehen im Lichtsignal Schwingungen hoher Frequenz, die über eine geeignete Auswertung als Regelgröße einer Klopfregelung zugeführt werden können. Damit ist beim Ottomotor sowohl eine Verbrennungslageregelung als auch eine Klopfregelung mit einem einzigen Sensor möglich.

2.4.2.3 Ionenstrom-Sensorik

Ein weiteres Verfahren, mit dem Informationen direkt aus dem Brennraum erfasst werden können, ist die Ionenstrom-Messung. Bei Ottomotoren kann die ohnehin vorhandene Zündkerze als Sensor verwendet werden, was das Verfahren besonders einfach und kostengünstig macht. Abbildung 2.7 illustriert das Messprinzip.

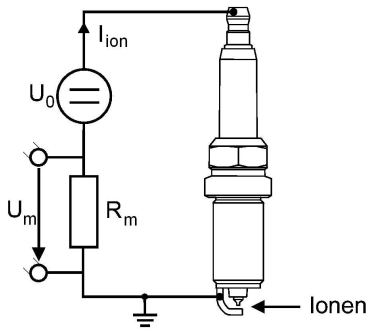


Bild 2.7: Messprinzip der Ionenstrommessung an der Zündkerze (Quelle: [98])

An die Zündkerze wird eine Mess-Gleichspannung U_0 angelegt. Befinden sich Ionen zwischen den Zündkerzenelektroden, so fließt ein Strom I_{ion} durch den Stromkreis, wodurch am Messwiderstand R_m die Messspannung U_m abfällt. Die Spannung U_m ist somit ein Maß für den Ionenstrom, der wiederum von der Konzentration der freien Ionen abhängt, welche zwischen den Elektroden den Strom tragen.

Ionen entstehen aufgrund der chemischen Verbrennungsreaktionen und der thermischen Ionisierung durch die verbrennungsbedingte Temperatursteigerung. Der Ionenstrom steht daher in direktem Zusammenhang mit den Verbrennungsvorgängen im Brennraum. Ein typisches, normiertes Ionenstromsignal zeigt Bild 2.8.

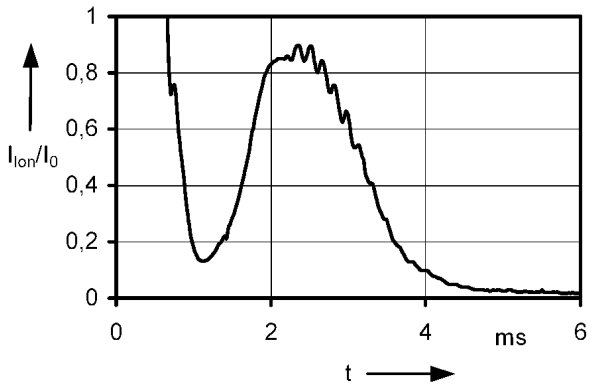


Bild 2.8: Typisches Ionenstromsignal bei klopfender Verbrennung (Quelle: [98])

Das starke Signal bis zum Zeitpunkt $t = 1$ ms rührt von der chemischen Ionisation der Verbrennungsreaktionen her. Der erneute Anstieg des Ionenstroms hat seine Ursache in der

thermischen Ionisation des Zylindergases. Im abfallenden Bereich des Signals ist eine hochfrequente Schwingung zu erkennen, die nur bei klopfender Verbrennung auftritt. Durch eine Hochpassfilterung kann diese spektrale Komponente des Signals herausgefiltert und als Klopfmerkmal einer Klopfregelung verwendet werden. In [98] wird außerdem gezeigt, dass mit Hilfe gemessener Ionenstromsignale auch Verbrennungsaussetzer und verschleppte Verbrennungen detektiert werden können.

Eine Bestimmung des Luftverhältnisses λ aus dem Ionenstromsignal wird in [14] vorgestellt. Für die Klassifizierung des λ-Wertes wird ein Neuronales Netz mit den Mustern der Ionenstromverläufe trainiert. Ein Verfahren zur Erkennung von Verbrennungsaussetzern, ebenfalls unter Verwendung eines Neuronalen Netzes, wird in [124] präsentiert.

Ionenstromsensorik an einem Dieselmotor untersucht [78], sowohl bei konventioneller Verbrennung als auch im HCCI-Betrieb. Dabei werden grundsätzlich unterschiedliche Signalverläufe zwischen homogenem und konventionellem Brennverfahren festgestellt. [53] nutzt die Sensorik von [78] zur Bestimmung der Verbrennungslage. Bei Luftverhältnissen $\lambda > 1,2$ nimmt das Ionenstromsignal sehr stark ab und kann für eine zyklusaufgelöste Messung nicht mehr ausgewertet werden.

2.4.3 Zylinderdruckgeführte Verbrennungsregelung

Durch die beschriebenen Brennraumsensoren kann eine Regelung aufgebaut werden, die durch eine Rückführung verbrennungsbedingter Messwerte eine Korrektur von Störgrößen erlaubt. Bild 2.9 zeigt das allgemeine Schema einer Verbrennungsregelung unter Verwendung einer Zylinderdruckmessung.

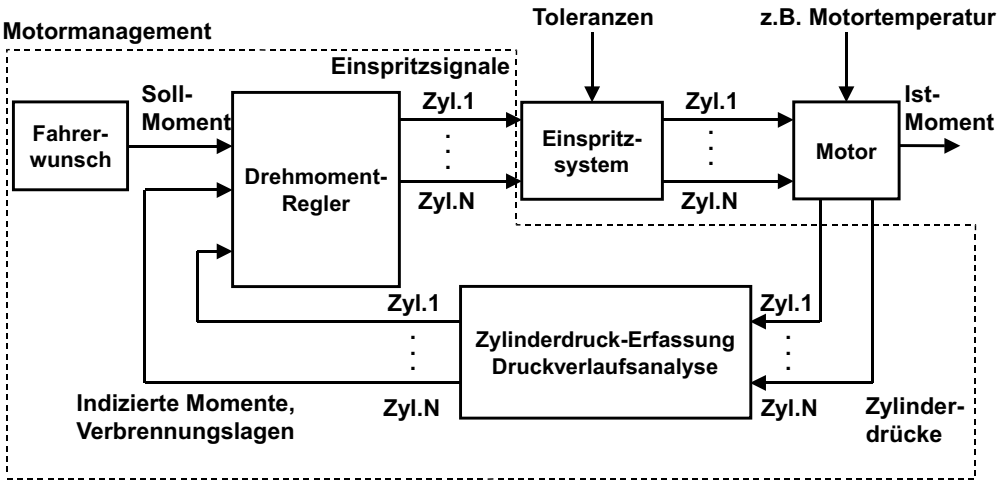


Bild 2.9: Verbrennungsregelung beim Dieselmotor mit Zylinderdruckerfassung

Durch die Regelung verringert sich der Applikationsaufwand im Motormanagement, weil viele aufwändig zu parametrierende Kennfelder entfallen können. Anstelle von Steuerkennfeldern müssen nur noch Sollwerte festgelegt werden, die das gewünschte Motorverhalten

kennzeichnen. Zur Untersuchung der Leistungsfähigkeit zylinderdruckgeführter Regelungskonzepte wurden eine Reihe von Prototypen mit Otto- und Dieselmotoren aufgebaut und in der Literatur beschrieben.

2.4.3.1 Regelung von Ottomotoren mit konventionellem Brennverfahren

An einem *konventionellen Ottomotor* erfassen [120] den Zylinderdruck mit einem in die Zündkerze integrierten Sensor. Auf Basis des Drucksignals wird eine Zündwinkel- und Abgasrückführungs-Regelung aufgebaut.

Die Potentiale der brennraumdruck-basierten Regelung beim Ottomotor werden auch in [133] ausgelotet. Als Regelgrößen werden einfache Merkmale aus den Druckverhältnissen an verschiedenen Kurbelwinkelpositionen für Energieumsatz und Verbrennungsschwerpunktlage abgeleitet. Damit werden eine Regelung des Verbrennungsschwerpunktes und eine Laufruheregelung bei Maximierung der AGR-Rate durchgeführt. Als weitere Größe für das Motormanagement wird aus dem Druckverlauf ein Kennwert für die Detektion von Verbrennungsaussetzern bestimmt.

Eine Zündwinkel- und Laufruheregelung realisieren [11]. Außerdem wird der indizierte Mitteldruck für weitere Funktionen des Motormanagements bereitgestellt.

Aus dem Druckverlauf bestimmen [93] die Durchbrennfunktion und daraus den Schwerpunkt der Verbrennungslage. Darauf aufbauend wird eine Zündwinkelregelung mit adaptiver Vorsteuerung entwickelt. Zusätzlich erfolgt eine geregelte AGR-Maximierung bis an die Laufgrenze des Motors. Als Regelgröße wird die Varianz der Verbrennungs-Schwerpunktlage über mehrere Arbeitsspiele gebildet.

Alle Autoren betonen, dass durch das Zylinderdrucksignal einige konventionelle Sensoren entfallen könnten. So kann der Sensor zur Bestimmung des Frischluft-Massenstroms durch Verwendung eines durch Zylinderdruckwerte gespeisten Modells entfallen [11]. Zusätzlich kann auf den Nockenwellen-Phasengeber verzichtet werden [11, 93]. Auf Grundlage des hochpassgefilterten Drucksignals kann auch eine Klopfregelung erfolgen, so dass auf die serienmäßig verbauten Klopfsensoren am Motorblock verzichtet werden kann [133].

Zu Bedenken ist aber, dass bei einem Verzicht auf Sensoren die Notlauf-Eigenschaften des Motors stark eingeschränkt werden, wenn die Zylinderdrucksignale ausfallen. So ist beispielsweise ohne Nockenwellen-Phasengeber eine Bestimmung der Nockenwellenposition und damit ein Motorstart nur schwer möglich. Die Möglichkeiten der Plausibilisierung von Sensorsignalen zur Diagnose von Komponenten wird stark eingeschränkt.

2.4.3.2 Regelung von Dieselmotoren mit konventionellem Brennverfahren

Für einen *Dieselmotor* mit Direkteinspritzung und konventionellem Brennverfahren wird in [94] ein Regelungsverfahren beschrieben, das eine Gleichstellung der Zylindermomente durchführt. Zylinderindividuelle Abweichungen vom mittleren Motormoment können dadurch ausgeregelt werden, was einen gleichmäßigeren Motorlauf gewährleistet. Der Zylinderdruck wird mit einer Auflösung von 1 °KW abgetastet und daraus der Verlauf des indizierten Momentes

berechnet. In [70] beschreiben die Autoren eine Verbrennungsschwerpunktregelung, die einen aus dem Druckverlauf ermittelten Verbrennungsschwerpunkt als Istwert verwendet.

Eine detaillierte Beschreibung eines zylinderdruckgeführten Motormanagements für Dieselmotoren findet sich bei [68]. Abbildung 2.10 zeigt die Struktur des Regelkreises für die zylinderspezifische Regelung von Mitteldruck *pmiHD* und Brennbeginn *Qminw*. Die Zylinderdruckauswertung liefert die Istwerte der Regelgrößen. Die Regeldifferenzen beider Größen werden einem Zwei-Größen-Regler zugeführt, der über die Stellgrößen *Förderbeginn FB* und *Förderdauer FD* verfügt. Diese Stellgrößen bestimmen Einspritz-Beginn und Dauer und damit auch die insgesamt eingespritzte Kraftstoffmenge. Beide Größen können bei dem verwendeten Pumpedüse-Einspritzsystem (PDE) zylinderindividuell gesteuert werden.

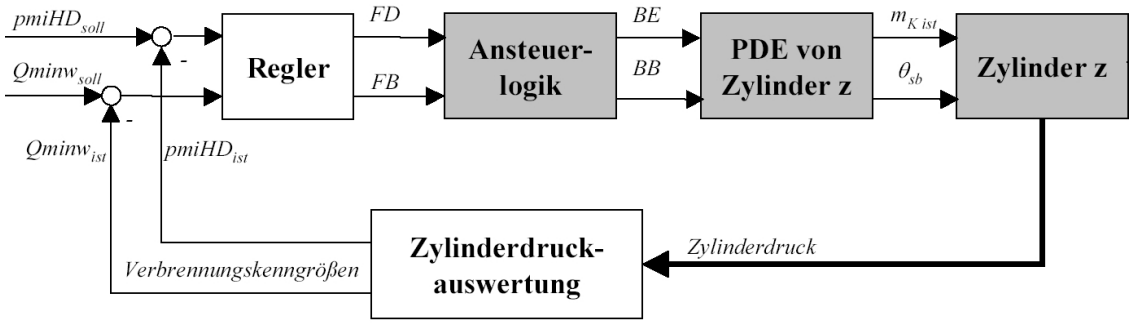


Bild 2.10: Regelkreisstruktur für die Regelung von zylinderspezifischem Mitteldruck und Brennbeginn (Quelle: [68])

Bild 2.11 zeigt die Struktur der Regelstrecke genauer. Der Brennbeginn *Qminw(k)* ist nur vom Förderbeginn *FB_soll(k)* und der nichtlinearen Übertragungsfunktion G_{22}^* abhängig. Auf den indizierten Mitteldruck *pmiHD(k)* wirken jedoch beide Stellgrößen über G_{12}^* bzw. G_{11}^*. Zur Kompensation der Nichtlinearität wird von [68] eine Vorsteuerung über Kennfelder vorgeschlagen.

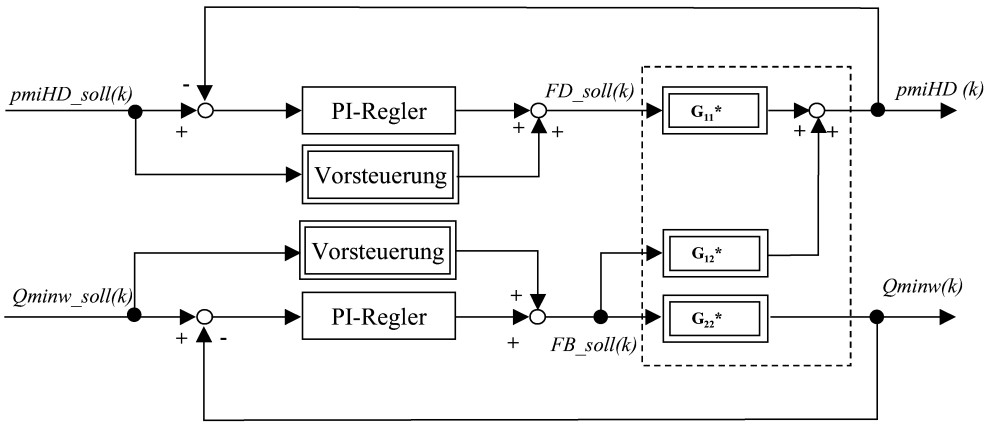


Bild 2.11: Regler, Vorsteuerung und Regelstrecke einer Verbrennungsregelung (Quelle: [68])

2.4.3.3 Regelung von Homogenen Diesel-Brennverfahren

In [63] und [97] wird ein Regelungskonzept für eine alternative Dieselverbrennung beschrieben. Zur Realisierung eines teilhomogenen Brennverfahrens verfügt der Motor über eine zusätzliche elektrohydraulische Ansteuerung des Einlassventils. Während des Auslasstaktes kann damit Abgas ins Saugrohr zurückgeschoben werden. Beim folgenden Ansaugtakt mit normaler Ventilsteuerung wird dieses Abgas wieder in den Zylinder eingesaugt und bewirkt so eine Erhöhung des Abgasanteils an der Zylinderfüllung. Mit dieser Ansteuerung steht ein Aktor zur schnellen, zylinderindividuellen Steuerung der Abgasrückführung zur Verfügung.

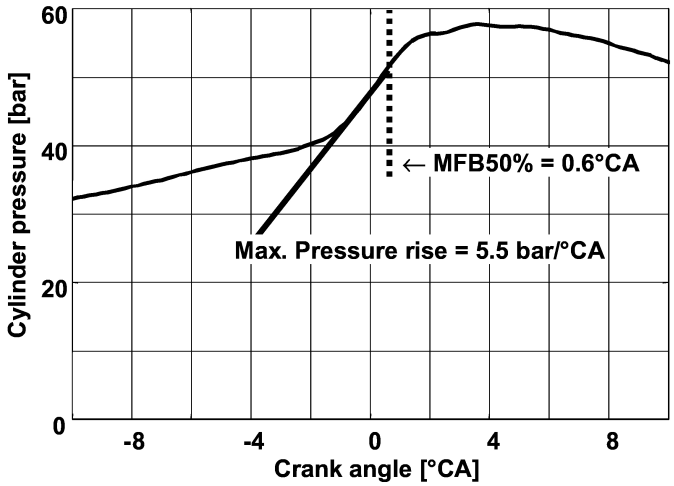


Bild 2.12: Definition der Verbrennungsmerkmale MPR und MFB50% (Quelle: [63])

Als Regelgrößen werden in [63] zwei Verbrennungsmerkmale aus dem gemessenen Druckverlauf abgeleitet, die in Bild 2.12 exemplarisch illustriert werden. Der *maximale Druckgradient MPR* (**M**aximum **P**ressure **R**ise) ist durch die Tangente an den Druckverlauf während der verbrennungsbedingten Druckerhöhung symbolisiert. Die *Verbrennungs-Schwerpunktlage MFB50%* (**M**ass **F**raction **B**urned**50%**) kann aus dem durch eine Druckverlaufsanalyse gewonnenen Heizverlauf (siehe Kapitel 4.2) bestimmt werden.

Messungen zum Regelstreckenverhalten zeigten eine deutliche Korrelation zwischen *MFB50%* und dem Einspritzbeginn. Der Druckgradient *MPR* korrelierte dagegen mit der Öffnungsdauer des Einlassventils während des Auslasstaktes und damit mit dem Anteil an interner AGR. Auf Basis dieser Ergebnisse wurde eine SISO-Reglerstruktur (SISO - **S**ingle-**I**nput-**S**ingel-**O**utput) mit zwei unabhängigen PID-Reglern je Zylinder konzipiert.

Ein homogenes Dieselbrennverfahren wird in [25] an einem Einzylindermotor untersucht. Dabei wird ein vollvariabler Ventiltrieb mit einer hydraulischen Ventilbetätigung ohne Nockenwelle verwendet, was maximale Freiheiten bei der Wahl von Ventilsteuerzeiten und Mehrfachhübe bietet. Die Regelung hat die Form einer Kaskadenregelung mit einem äußeren Momentenregelkreis und einer unterlagerten Verbrennungsregelung. Aus dem gemessenen Zylinderdruckverlauf werden Verbrennungsschwerpunkt, indiziertes Moment und Druckgradient berechnet. Die Verbrennungslageregelung erfolgt über einen Eingriff in die Steuerzeiten des Einlassventils.

Ein mit zwei unterschiedlichen Kraftstoffen betriebener HCCI-Motor wird in [99] beschrieben. Durch die Vorgabe des Mischungsverhältnisses zwischen dem zündwilligen n-Heptan und dem weniger zündwilligen Iso-Oktan wird die Selbstentzündung der Zylinderfüllung über die Kraftstoffeigenschaften gezielt beeinflusst. Auch bei diesem Konzept wird der Zylinderdruck erfasst, aus dem indiziertes Moment und Verbrennungsschwerpunkt als Regelgrößen berechnet werden. Durch die Verwendung von zwei unterschiedlichen Kraftstoffen, die auch zwei getrennte Einspritz- und Tanksysteme erfordern, ist dieser Ansatz für einen Serieneinsatz im Kraftfahrzeug zu praxisfern. Der Bauteil-Aufwand und die notwendige Versorgung aller Tankstellen mit unterschiedlichen Kraftstoffen würden hohe Kosten verursachen.

2.4.4 Konsequenzen für drehzahlbasierte Verbrennungsmerkmale

Alle vorgestellten Verbrennungsregelungen beruhen auf zylinderindividuellen Merkmalen für die *Verbrennungslage* und das *mittlere Moment*. In einigen Konzepten wird zusätzlich noch der *Druckgradient* verwendet.

Zur Ableitung der genannten Merkmale dient eine Druckverlaufsanalyse (siehe Kapitel 4.2). Dafür ist es notwendig, den Zylinderdruck mit einer hohen Abtastrate von mindestens 1 °KW zu erfassen. Der Messaufwand und die Anforderungen an eine echtzeitfähige Signalverarbeitung sind also recht groß. Für einen Einsatz im Serienfahrzeug müssen die Drucksensoren eine hohe Lebensdauer und Langzeitstabilität über ein Fahrzeugleben aufweisen.

Zur Vermeidung der kostenintensiven Zylinderdrucksensorik in einem zylinderdruckgeführten Motormanagement wird in dieser Arbeit ein neuer Ansatz untersucht, mit dem eine Verbrennungsregelung auf Basis von *vorhandenen Drehzahlsignalen* durchgeführt werden kann. Dazu müssen zunächst Verbrennungsmerkmale aus der Drehzahl abgeleitet werden, die als Regelgrößen geeignet sind. Die Struktur einer solchen Regelung ist in Abbildung 2.13 illustriert.

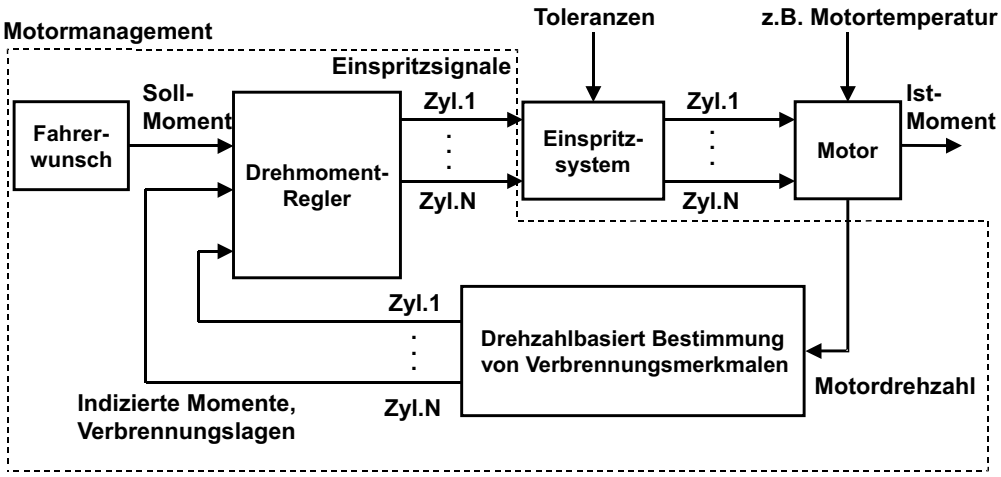


Bild 2.13: Regelstrecke beim Dieselmotor unter Verwendung des Drehzahlsignals

Die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen zur Bestimmung drehzahlbasierter Verbrennungsmerkmale konzentrieren sich deshalb auf Schätzgrößen, die äquivalente Informationen über die *Verbrennungslage* und das *mittlere Moment* liefern.

Um praxistauglich zu sein, sollte das Schätzverfahren nur mit wenigen (möglichst nur einer) Drehzahlmessstelle auskommen, da so keine zusätzliche Sensorik gegenüber dem serienmäßig vorhandenen Drehzahlgeber notwendig wäre. Ein Rückgriff auf Steuerwerte verbietet sich, da dadurch keine echte Rückführung des realen Verbrennungsverhaltens sichergestellt ist.

Im Gegensatz zum zylinderdruckbasierten Regelungskonzept steht nicht für jeden Zylinder eine separate Messgröße zur Verfügung. Die zylinderspezifischen Merkmale müssen vielmehr aus einer einzelnen Messgröße, dem Drehzahl-*Verlauf*, bestimmt werden.

3 Entstehung, Messung und Auswertung des Motordrehzahlverlaufes

Die Drehzahl ist eine zentrale Betriebsgröße eines Motors. Viele Teilfunktionen im Motormanagement arbeiten unter Verwendung der Drehzahl. Unverzichtbare Anwendungen sind zum Beispiel die Regelung der Leerlaufdrehzahl und die Begrenzung der Drehzahl nach oben (Überdrehzahlschutz), damit der Motor nicht durch zu hohe Massenkräfte zerstört wird.

In diesem Kapitel sollen zunächst die Drehzahlmesstechnik und die grundsätzlichen physikalischen Zusammenhänge zwischen *Zylinderdruck*, *Gasdrehmoment*, *Winkelbeschleunigung* und der *Kurbeltriebskinematik* dargestellt werden, da sie wichtige Begrifflichkeiten für die Beurteilung des Drehzahl*verlaufes* darstellen.

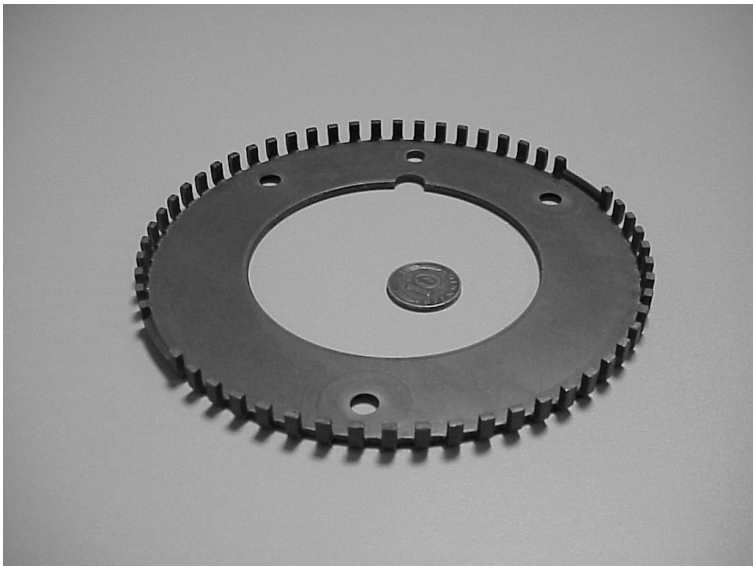


Bild 3.1: Kurbelwellen-Inkremental-Geberrad

Bei modernen Einspritzsystemen mit elektronischer Steuerung des Einspritzzeitpunktes wird zusätzlich zur Motordrehzahl eine Winkelreferenz benötigt, mit der die aktuelle Kurbelwinkelstellung bestimmt werden kann. Drehzahl- und Winkelsignal werden über ein Inkrementalgeberrad gewonnen, wie es in Bild 3.1 dargestellt ist. Das Geberrad besteht aus ferromagnetischem Material und wird an der Kurbelwelle verbaut. Am Umfang des Rades befinden sich im Winkelabstand von $\Delta\varphi = 6°$ Zähne. Das gleichmäßige 6°-Winkelraster ist an zwei Stellen durch eine 18°-Lücke unterbrochen. Die Lücken dienen als Winkelmarken zur Bestimmung der Winkelstellung der Kurbelwelle. Gemeinsam mit dem Signal eines Phasengebers an der Nockenwelle synchronisiert das Motormanagement damit die Winkelreferenz.

Am Zahnkranz des Geberrades befinden sich induktive Sensoren oder Hallgeber, die gemeinsam mit dem ferromagnetischen Geberradmaterial einen permanenterregten magnetischen

Kreis bilden. Dreht sich das Geberrad, so ändert sich der magnetische Fluss im Magnetkreis und erzeugt über die Sensoren ein Spannungssignal, dessen Frequenz proportional zur Momentan-Drehzahl ist. Über eine quarzgesteuerte Timer-Schaltung wird die Periodendauer ΔT bestimmt. Die Kurbelwellen-Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{KW}$ bestimmt sich dann über die Berechnung des Differenzenquotienten nach Gleichung 3.1.

$$\dot{\varphi}_{KW} = \frac{\Delta\varphi}{\Delta T} \tag{3.1}$$

Mit dem bereits heute serienmäßig verbauten Inkrementalgeberrad erhält man also einen hoch aufgelösten Drehzahlverlauf, mit dem spektrale Signalkomponenten bis zur 30. Ordnung bestimmt werden können. Diese hohe Ordnungsauflösung ist für die Beschreibung des Motordrehzahlsignals jedoch gar nicht erforderlich, wie es anhand der Messungen in Abschnitt 3.2.2 näher erläutert wird. Zur Unterdrückung von Störungen erfolgt daher zweckmäßigerweise eine Bandbegrenzung auf die unteren Ordnungen des Signals.

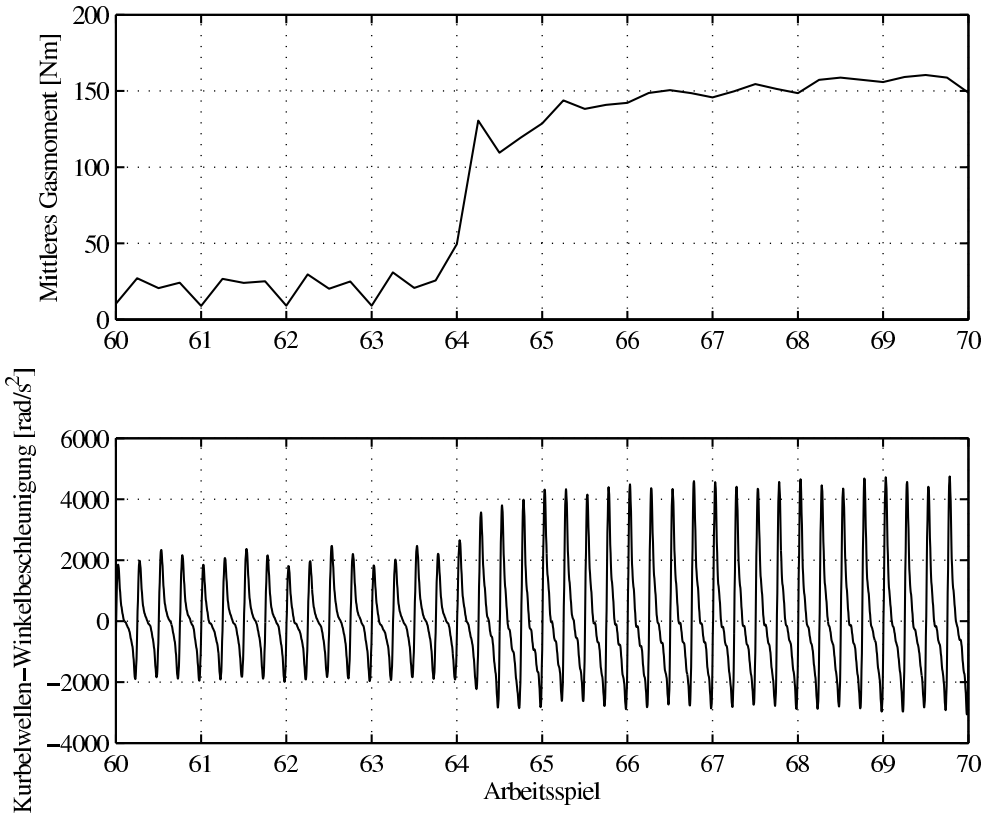


Bild 3.2: Winkelbeschleunigung und mittleres Motormoment bei Lastsprung, ca. 800 min^{-1}

Dass das Drehzahlsignal grundsätzlich Informationen über das Motormoment enthält, verdeutlicht die Messung in Bild 3.2. Die Amplitude der Kurbelwellen-Winkelgeschwindigkeit steigt mit der Erhöhung des Motormomentes an. In der Ungleichförmigkeit des Drehzahlverlaufes ist also Information über den Verbrennungsprozess enthalten.

3.1 Ungleichförmigkeit der Kurbelwellendrehzahl

Ein ungleichförmiger Verlauf der Kurbelwellen-Winkelbeschleunigung, wie er in Bild 3.2 dargestellt ist, ist eine charakteristische Eigenschaft des Hubkolben-Verbrennungsmotors. Die Drehungleichförmigkeit hat ihre Ursache im oszillierenden Verlauf der Kräfte im Kurbeltrieb. Neben den Massenmomenten (siehe Abschnitt 3.1.2) ist die Ursache für diese Drehungleichförmigkeit die Änderung des Gasdrehmomentes mit der Kurbelwinkelposition.

3.1.1 Gasdrehmoment und Kinematik des Kurbeltriebs

Zur Herleitung des Zusammenhanges zwischen Zylinderdruck und Motordrehzahl werden in Bild 3.3 die mechanischen Gegebenheiten eines einzelnen Kurbeltriebs verdeutlicht [27].

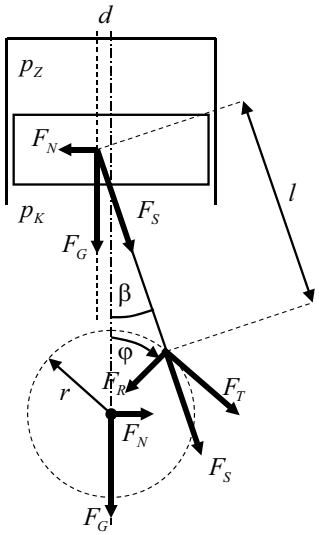


Bild 3.3: Kinematik des Kurbeltriebs

In einem Zylinder befindet sich ein Kolben, der über ein Pleuel der Länge l mit der Kurbelwelle über einen Kurbelarm der Länge r verbunden ist. Beim geschränkten Kurbeltrieb ist der Angriffspunkt des Pleuels am Kolben um die Desachsierung d gegenüber dem Kurbelwellenmittelpunkt versetzt. Diese Desachsierung ist sehr gering und beträgt bei Pkw-Motoren in der Praxis nur etwa 1-2 mm [51]. Aufgabe der Desachsierung ist es, den Vorzeichenwechsel der Normalkraft F_N und damit den Anlagewechsel des Kolbens schon vor dem oberen Totpunkt der Kolbenposition (OT) zu legen. Dies dient der Minderung von Geräuschen, weil die Kippbewegung des Kolbens beim Anlagewechsel weniger heftig ist.

Im Zylinder herrscht der Gasdruck p_Z, an der Unterseite des Kolbens wirkt der Druck p_K im Kurbelgehäuse. Die Gaskraft F_G auf den Kolben mit der Fläche A_K berechnet sich zu:

$$F_G = A_K(p_Z - p_K) \tag{3.2}$$

In Abhängigkeit vom Kurbelwinkel φ verursacht die Gaskraft F_G über die Kurbelkinematik eine Stangenkraft F_S im Pleuel und eine Normalkraft F_N, mit der sich der Kolben an der

Zylinderwand abstützt. Die Kräfte im Kurbeltrieb lassen sich sehr übersichtlich mit Hilfe des Pleuelwinkels β beschreiben:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{d}{l} + \lambda \sin\varphi\right) \tag{3.3}$$

Die Hilfsgröße $\lambda = r/l$ wird als Pleuelstangenverhältnis bezeichnet. Normalkraft F_N und Stangenkraft F_S berechnen sich mit Hilfe von β zu:

$$F_S = \frac{F_G}{\cos\beta} \tag{3.4}$$

$$F_N = F_G \tan\beta \tag{3.5}$$

Die Stangenkraft F_S stützt sich am Kurbelarm ab und lässt sich dort in eine Radialkraft F_R und eine Tangentialkraft F_T zerlegen:

$$F_R = F_S \cos(\beta + \varphi) \tag{3.6}$$

$$F_T = F_S \sin(\beta + \varphi) \tag{3.7}$$

Das Gasdrehmoment M_G um die Kurbelwinkelachse berechnet sich aus der Tangentialkraft F_T und dem Kurbelradius r zu:

$$M_G = rF_T \tag{3.8}$$

Eine alternative, direkte Berechnung des Gasdrehmomentes M_G kann über eine Differentiation der Volumenänderungsarbeit nach dem Kurbelwinkel φ erfolgen:

$$M_G = \frac{dW}{d\varphi} = (p_Z - p_K)\frac{dV}{d\varphi} = (p_Z - p_K)V' \tag{3.9}$$

Dazu muss zunächst das Zylindervolumen V in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel φ berechnet werden, das sich allgemein nach Gleichung 3.10 ausdrücken lässt.

$$V = V_{OT} + A_K x_K \tag{3.10}$$

Die Konstante V_{OT} entspricht dem Zylindervolumen bei $\varphi = 0$. Die Variable x_K beschreibt den Abstand des Kolbens vom oberen Totpunkt. Aus den in Bild 3.3 dargestellten, trigonometrischen Beziehungen lässt sich für x_K der folgende funktionale Zusammenhang herleiten:

$$x_K = r + \sqrt{l^2 - d^2} - r\cos\varphi - \sqrt{l^2 - (d + r\sin\varphi)^2} \tag{3.11}$$

Einsetzen von Gleichung 3.11 in Gleichung 3.10 ergibt für den Verlauf des Zylindervolumens:

$$V = V_{OT} + A_K\left(r + \sqrt{l^2 - d^2} - r\cos\varphi - \sqrt{l^2 - (d + r\sin\varphi)^2}\right) \tag{3.12}$$

Die Ableitung von Gleichung 3.12 nach dem Kurbelwinkel führt auf:

$$V' = rA_K \left(\sin\varphi + \cos\varphi \frac{d + r\sin\varphi}{\sqrt{l^2 - (d + r\sin\varphi)^2}} \right) \tag{3.13}$$

Die Berechnung des Gasdrehmomentes M_G nach Gleichungen 3.2 bis 3.8 liefert als Zwischenergebnisse die Kräfte im Kurbeltrieb, die beispielsweise für eine Beurteilung der Lagerbelastung herangezogen werden können. Insgesamt wird jedoch mehr Rechenzeit benötigt, als wenn M_G über die Beziehungen 3.9 und 3.13 berechnet wird.

Die Gleichung 3.13 kann zudem für jeden Kurbelwinkel φ eines gegebenen Druckverlaufes $p_Z(\varphi)$ vorab berechnet und in einer Tabelle abgelegt werden. Die Berechnung des Gasmomentes aus dem Druckverlauf vereinfacht sich dann zu einer Multiplikation des Differenzdrucks $(p_Z(\varphi) - p_K)$ mit dem tabellierten Wert $V'(\varphi)$ gemäß Gleichung 3.9. Damit ist dieses Verfahren besonders für eine schnelle Berechnung zur Verwendung in einer Motorprozess-Simulation (siehe Abschnitt 4.4) oder für eine echtzeitfähige Berechnung in einem Indiziersystem (siehe Abschnitt 4.2) geeignet.

Zur Illustration typischer Verläufe von Zylinderdruck und Gasdrehmoment sind in Bild 3.4 oben zwei mit einem Indiziersystem gemessene Zylinderdruckverläufe über dem Kurbelwinkelbereich eines Arbeitsspiels aufgetragen. Während eines Arbeitsspieles durchläuft der Vier-Takt-Motor seine vier Arbeitstakte *Ansaugen*, *Verdichten*, *Expandieren/Verbrennung* und *Ausschieben* genau einmal [77].

Der Nullpunkt der Abszisse bei $\varphi = 0$ °KW entspricht der oberen Totpunktlage des Kolbens. Hier ist das Zylindervolumen minimal. Auch im Punkt $\varphi = -360$ °KW befindet sich der Kolben im OT am Anfang des Ansaugtaktes, bei dem der Motor durch das geöffnete Einlassventil Frischluft und ggf. Kraftstoff in das sich vergrößernde Zylindervolumen saugt. Aufgrund des geöffneten Einlassventiles entspricht der Zylinderdruck dem Druck im Saugrohr, wenn man von geringen Druckverlusten der Ventilströmung absieht. Eine genauere Betrachtung der Drücke in der Gaswechselphase findet sich bei [95].

Je nach Lage der motorspezifischen Ventilsteuerzeiten schließt das Einlassventil im Bereich des unteren Totpunktes (UT) bei $\varphi \approx -180$ °KW. Ab hier beginnt der Verdichtungstakt. Das geschlossene Zylindervolumen verringert sich entsprechend des durch Gleichung 3.12 beschriebenen Verlaufes, wodurch das im Zylinder eingeschlossene Gas komprimiert wird. Dabei steigen der Zylinderdruck und die Temperatur im Brennraum stark an.

Ab $\varphi = 0$ °KW beginnt der Expansions- und Verbrennungstakt. Nahe der OT-Lage wird beim Dieselmotor mit hohem Druck Kraftstoff in den Brennraum eingespritzt und zerstäubt, der sich im heißen Zylindergas selbst entzündet. Beim Ottomotor erfolgt die Fremdzündung des verdichteten Kraftstoff-Luft-Gemisches mit einer Zündkerze. Durch die freigesetzte Verbrennungsenergie steigen Druck und Temperatur im Zylinder zunächst weiter an, was insbesondere bei Druckverlauf 2 deutlich zu erkennen ist. Durch die Vergrößerung des Zylindervolumens ab OT expandiert das im Zylinder eingeschlossene Gas. Dadurch sinken Druck und Temperatur bis zum Erreichen der UT-Lage bei $\varphi = 180$ °KW deutlich ab.

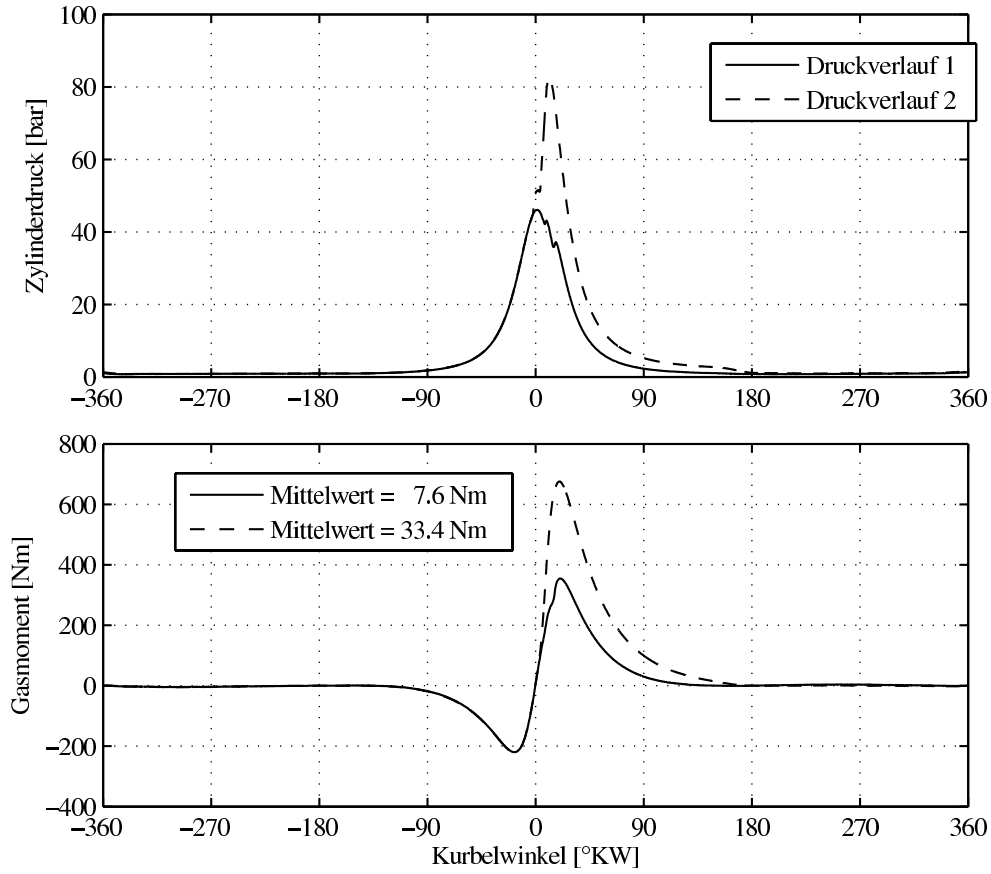


Bild 3.4: Verlauf von Zylinderdruck und Gasmoment für zwei unterschiedliche Verbrennungsvorgänge

In diesem Kurbelwinkelbereich öffnet das Auslassventil, wodurch es zu einem raschen Druckausgleich zwischen Zylinder und Auslasskrümmer kommt, was wiederum besonders deutlich in Druckverlauf 2 zu erkennen ist. Im sich anschließenden Ausschiebe-Takt werden die Verbrennungsgase durch das sich verkleinernde Zylindervolumen über das Auslassventil ausgestoßen. Auch dabei herrschen - ähnlich wie beim Ansaugen - nur geringe Unterschiede zwischen Zylinderdruck und dem Druck im Auslass.

Im unteren Diagramm von Bild 3.4 sind die Verläufe der Gasmomente dargestellt, wie sie nach Gleichung 3.9 aus den Druckverläufen berechnet wurden. Deutlich ist zu erkennen, dass während der Gaswechseltakte das Gasmoment nahe Null liegt. Während des Verdichtungstaktes herrscht ein negatives Gasdrehmoment, da aufgrund der Kompression der Zylinderfüllung Energie im Zylinder gespeichert wird. Bis zum oberen Totpunkt geht das Gasdrehmoment auf Null zurück. Bild 3.3 zeigt, dass die Tangentialkraft F_T und damit das Gasmoment zu Null wird, wenn das Pleuel senkrecht über dem Kurbelwellenmittelpunkt steht.

Während des Expansionstaktes wirkt das Gasmoment dagegen positiv. Das expandierende Gas verrichtet technische Arbeit an der Kurbelwelle. Eine Erhöhung des Zylinderdrucks aufgrund der Verbrennung führt zu einem Anstieg der Amplitude des Gasdrehmomentes, wie der Vergleich zwischen den beiden Momenten- und Druckverläufen zeigt.

Mittelt man das Gasmoment über den Kurbelwinkelbereich eines Arbeitsspiels, so erhält man die im unteren Diagramm angegebenen Werte für das mittlere indizierte Zylindermoment. Auffällig ist, dass die Gasmoment-Amplitude selbst bei dem geringen mittleren Moment von 7,6 Nm noch zwischen -200 und 380 Nm liegt.

Zur Erhöhung der Laufruhe verfügen Verbrennungsmotoren in der Regel über mehrere Zylinder, deren Arbeitstakte in gleichmäßigem Zündabstand gegeneinander versetzt sind. Die einzelnen Zylinder arbeiten dann auf eine gemeinsame Kurbelwelle. Die N Zylindergasmomente $M_{G,Z}$ des Einzelkurbeltriebs überlagern sich zum Summengasmoment M_G:

$$M_G = \sum_{Z=1}^{N} M_{G,Z} \tag{3.14}$$

Bild 3.5 zeigt eine Messung der beschriebenen Größen an einem Vier-Zylindermotor. Aus dem resultierenden Summengasmoment ergibt sich der Winkelbeschleunigungsverlauf $\ddot{\varphi}_{KW}$ der Kurbelwelle, der im unteren Diagramm dargestellt ist.

Abbildung 3.5 zeigt deutlich einen Zusammenhang zwischen Summengasmoment M_G und Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{KW}$. Aus dem oberen Diagramm ist ersichtlich, dass Zylinder 1 aufgrund einer niedrigeren Einspritzmenge einen geringeren Anteil am Summengasmoment hat als die anderen Zylinder. Dies spiegelt sich auch in der Winkelbeschleunigung im ersten Zylindersegment zwischen 0 und 180 °KW wider. Diese Beobachtung offenbart einen Ansatz für die Ableitung von *zylinderspezifischen* Verbrennungsmerkmalen, wenn man den Winkelbeschleunigungsverlauf in einzelnen Zylindersegmenten betrachtet.

Die Bildung eines Summengasmomentes gemäß Gleichung 3.14 durch Summation der Einzelzylindermomente ist nur unter der Annahme einer starren Kurbelwelle gültig. Inwieweit diese Annahme zulässig ist wird im Detail in Kapitel 5 untersucht.

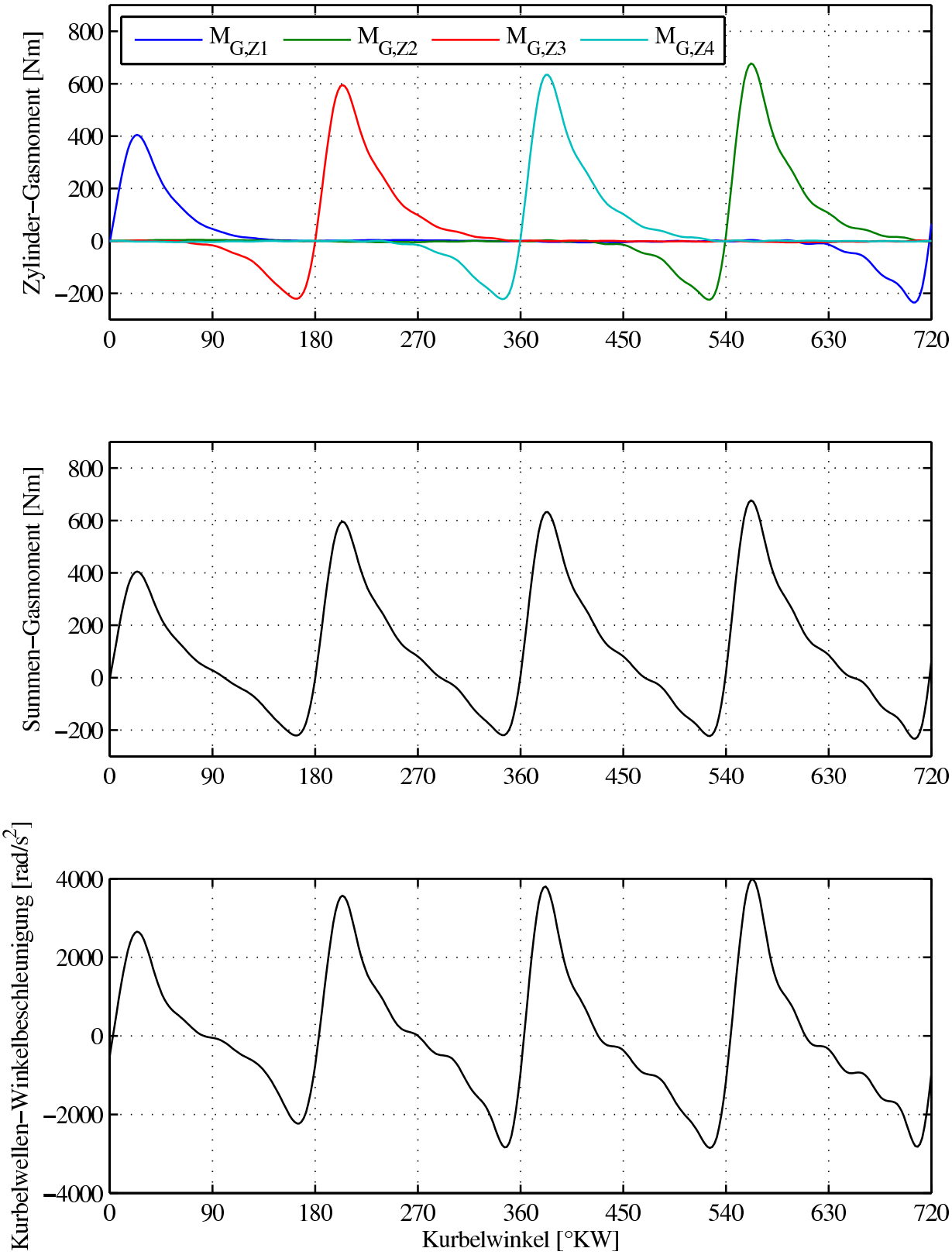


Bild 3.5: Zylinder-Gasmoment, Summen-Gasmoment und Winkelbeschleunigung an einem Vierzylinder-Dieselmotor bei ungleichmäßiger Einspritzung über ein Arbeitsspiel, Betriebspunkt: 900 min^{-1}, Teillast

3.1.2 Massenmomente des Kurbeltriebs

Betrachtet man die Verläufe von Summengasmoment M_G und Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{KW}$ in Bild 3.5, so erscheinen beide Signale proportional zueinander. Mit zunehmender Drehzahl gewinnen allerdings Massenmomente des Motors an Bedeutung. Ihre Ursache liegt in den oszillierenden Massen des Kurbeltriebs, die zu einem mit dem Kurbelwinkel φ veränderlichen Massenträgheitsmoment $J(\varphi)$ führen [55].

Eine Herleitung der Massenmomente kann sehr übersichtlich über die kinetische Energie E_{kin} des Kurbeltriebs erfolgen, wie es in Gleichung 3.15 veranschaulicht wird.

$$E_{kin} = \frac{1}{2} J(\varphi) \dot{\varphi}^2 \tag{3.15}$$

Ein an der Masse $J(\varphi)$ wirkendes Gasmoment M_G entspricht einer differentiellen Energieänderung mit dem Kurbelwinkel:

$$M_G = \frac{dE_{kin}}{d\varphi} \tag{3.16}$$

Mit Gleichung 3.15 ergibt sich aus der Differentiation der in Gleichung 3.17 dargestellte Zusammenhang:

$$\begin{aligned} M_G &= J(\varphi)\ddot{\varphi} + \frac{1}{2}\frac{J(\varphi)}{d\varphi}\dot{\varphi}^2 \\ &= J(\varphi)\ddot{\varphi} + \frac{1}{2}J'(\varphi)\dot{\varphi}^2 \end{aligned} \tag{3.17}$$

oder auch

$$\ddot{\varphi} = \frac{1}{J(\varphi)} \left(M_G \underbrace{-\frac{1}{2} J'(\varphi)\dot{\varphi}^2}_{M_M} \right) \tag{3.18}$$

Den zweiten Summanden in der Klammer von Gleichung 3.18 nennt man Massenmoment M_M. Er wirkt ähnlich wie das Gasmoment über das veränderliche Massenträgheitsmoment $J(\varphi)$ auf die Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}$.

Zur Berechnung von Massenmoment und Winkelbeschleunigung nach Gleichung 3.18 ist die Kenntnis des Massenträgheitsmoment-Verlaufes $J(\varphi)$ und seiner Ableitung $J'(\varphi)$ nach dem Kurbelwinkel notwendig. Die Veränderlichkeit von $J(\varphi)$ mit dem Kurbelwinkel ist vor allem von den oszillierenden Massen abhängig. Bild 3.6 illustriert die Massen im Einzelkurbeltrieb.

Zur $J(\varphi)$-Berechnung wird zunächst die Pleuelmasse in einen mit der Kurbelwelle rotierenden Massenanteil m_1, einen mit dem Kolben oszillierenden Anteil m_2 und einen Massenanteil m_3 im Pleuelschwerpunkt S aufgeteilt.

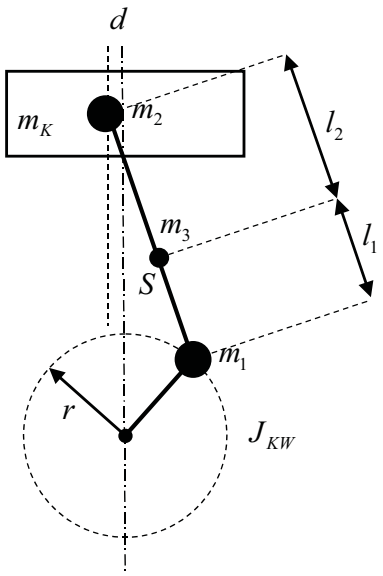


Bild 3.6: Massen im Einzelkurbeltrieb

Die gesamte oszillierende Masse $m_{osz} = m_K + m_2$ bewegt sich translatorisch und wird in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel φ beschleunigt und verzögert. Diese wechselnde Beschleunigung bewirkt die Veränderlichkeit des Massenträgheitsmomentes und damit letztlich die Massenkräfte. Die rotierende Masse m_1 erhöht das konstante Massenträgheitsmoment der Kurbelwelle, das sich nicht mit dem Kurbelwinkel ändert:

$$J_{rot} \quad = J_{KW} + r^2 m_1 \tag{3.19}$$

Die im Vergleich zu m_1 und m_2 kleine Pleuelschwerpunktmasse m_3 führt eine komplexe Hub- und Schwenkbewegung aus. Ihr Beitrag zum Massenträgheitsmoment hat sowohl rotatorischen als auch oszillatorischen Charakter. In [55] wird eine vereinfachte Massenaufteilung gezeigt, die die Pleuelmasse unter Vernachlässigung der Schwerpunktmasse nur in einen oszillierenden und einen rotierenden Anteil aufteilt. Diese Näherung ist für die Berechnung meist ausreichend. In [55] findet sich auch eine Beschreibung der Massenaufteilung $m_P = m_1 + m_2 + m_3$ und eine detaillierte Herleitung der Formeln für $J(\varphi)$ und die Ableitung $J'(\varphi)$.

Für den Einzelkurbeltrieb eines 4-Zylinder-Pkw-Dieselmotors wurden $J(\varphi)$ und $J'(\varphi)$ berechnet und in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel in Bild 3.7 exemplarisch dargestellt.

Im Massenträgheitsmomentverlauf $J(\varphi)$ ist das starre Massenträgheitsmoment des Kurbelwellenanteils einer Einzelkröpfung berücksichtigt. Bei der Massenverteilung des untersuchten Motors schwankt das Massenträgheitsmoment einer Einzelkröpfung um etwa ±12 % um den Mittelwert. In den oberen und unteren Totpunktlagen des Kolbens (Vielfache von 180 °KW) ist $J(\varphi)$ minimal, weil hier die oszillierende Masse ruht.

Aus dem im unteren Diagramm von Bild 3.7 gezeigten $J'(\varphi)$-Verlauf lässt sich gemäß Gleichung 3.18 das Massenmoment $M_{M,Z}$ des Einzelkurbeltriebs berechnen. Bei einem Mehrzylindermotor überlagern sich die Einzel-Massenmomente - ähnlich wie die Gasmomente - zum

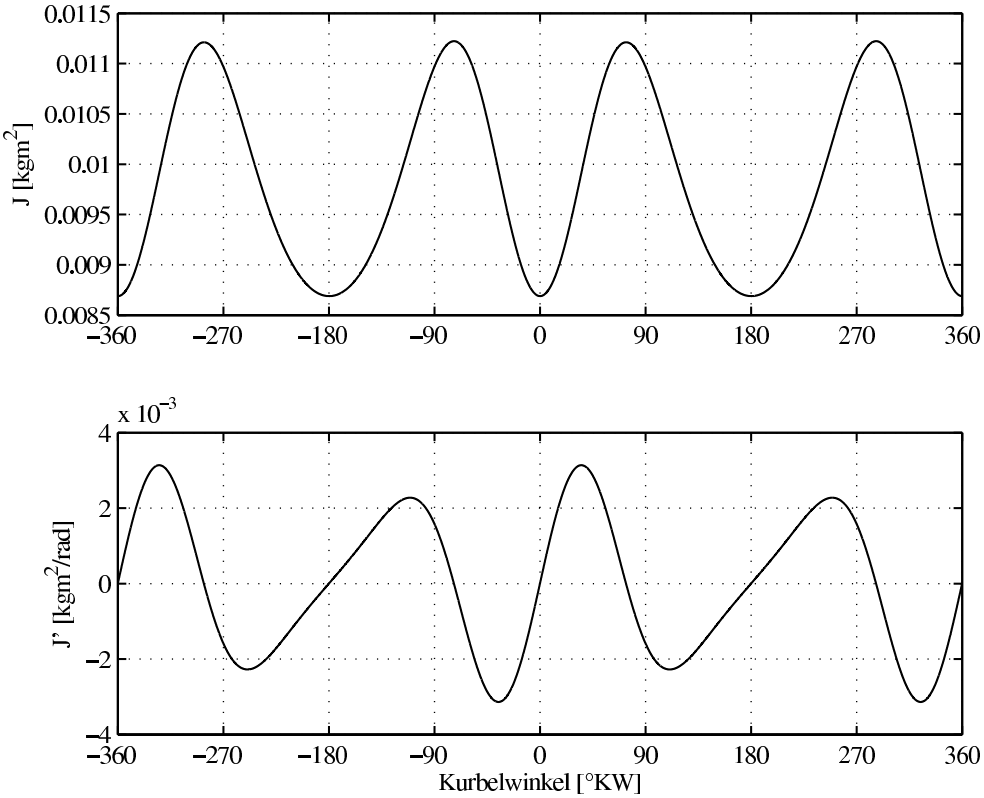


Bild 3.7: Verlauf von $J(\varphi)$ und $J'(\varphi)$ eines Einzelkurbeltriebs über dem Kurbelwinkel

Summen-Massenmoment M_M. In Bild 3.8 ist das Summen-Massenmoment des Vierzylindermotors bei Variation der Motordrehzahl dargestellt.

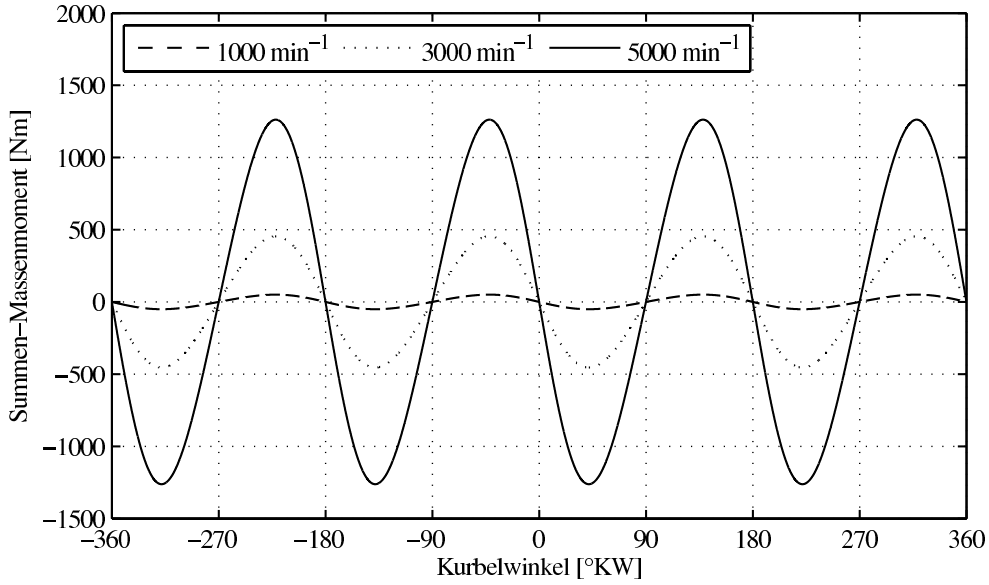


Bild 3.8: Summen-Massenmoment M_M eines Vierzylindermotors über dem Kurbelwinkel

Das Diagramm zeigt deutlich, wie der Einfluss des Massenmomentes auf die Kurbelwellen-Winkelbeschleunigung mit der Drehzahl steigt. Ein Vergleich mit dem Summen-Gasmoment in Bild 3.5 verdeutlicht, dass Gas- und Massenmoment-Verläufe in Gegenphase sind. Bei niedrigen Drehzahlen von 1000 min^{-1} ist das Massenmoment sehr gering. Bei hohen Drehzahlen von 5000 min^{-1} übersteigt dagegen die Amplitude des Massenmomentes die des Gasmomentes deutlich. Die Massenmomente sind also bei hohen Drehzahlen die dominante Einflussgröße auf die Winkelbeschleunigung der Kurbelwelle.

Zu beachten ist bei diesen Ausführungen, dass die Bildung eines Summen-Massenmomentes nur unter der Annahme einer starren, torsionssteifen Kurbelwelle zulässig ist. Die Gültigkeit dieser Annahme und eine erweiterte Modellierung der Kurbelwelle wird in Kapitel 5 behandelt.

3.2 Messung mechanischer Größen am Verbrennungsmotor

Für die experimentelle Untersuchung der Motordynamik wird ein Messsystem benötigt, das die mechanischen Zustandsgrößen *Drehzahl* und *Winkelposition* mit hoher Genauigkeit an mehreren Wellen erfassen und verarbeiten kann. Zur Berechnung der Gasmoment-Referenzwerte wird eine Zylinderdruck-Indizierung an allen Zylindern durchgeführt. Die Drucksignale müssen synchron zu den Drehzahlsignalen aufgezeichnet werden. Für diese Messaufgabe wird ein **R**otations-**A**nalyse-**S**ystem (RAS) der rotec GmbH verwendet. Der Aufbau des Systems ist in Abbildung 3.9 skizziert.

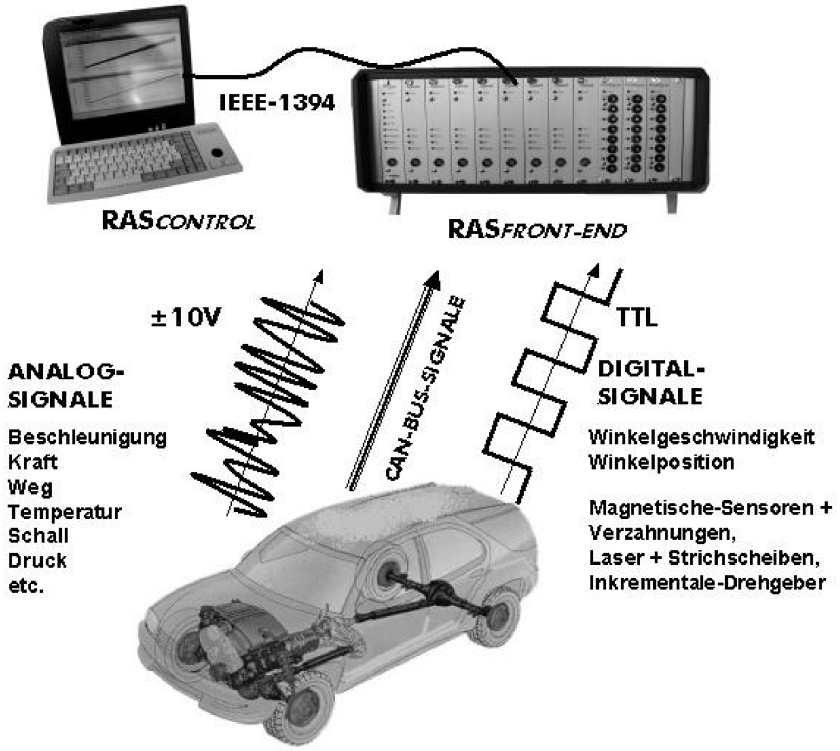


Bild 3.9: RAS-Messsystem

In der modular aufgebauten Hardware *RASfront-end* befinden sich Erfassungskarten für digitale TTL-Signale und analoge Spannungssignale. Über die digitalen Kanäle werden Drehzahlsignale erfasst, indem aus der Zeitdifferenz (Auflösung: 100 ps) zwischen zwei Signalflanken die Winkelgeschwindigkeit über den Differenzenquotienten (Gleichung 3.1) berechnet wird. Die Winkelposition ist über die Summation des Winkelabstandes $\Delta\varphi$ für jeden Messwert gegeben.

Die Drehzahlsensoren können nach verschiedenen Messprinzipien arbeiten: Mit induktiven Sensoren, Hallgebern oder Feldplatten kann eine am Motor vorhandene Verzahnung abgetastet werden. Die Winkelauflösung $\Delta\varphi$ ergibt sich dann aus der Zähnezahl der Messstelle. Inkrementaldrehgeber, meist mit optischen Strichscheiben versehen, liefern ein Signal mit hoher Winkelauflösung. Ihr Einsatz ist nur an Stellen möglich, die genug Bauraum für den Sensor und die notwendige Abstützung des ruhenden Sensorgehäuses bieten. Bei engen Platzverhältnissen bietet sich die optische Drehzahlmessung mit Strichscheiben und Lasersensoren an, wie sie exemplarisch in Bild 3.10 an den zwei Nockenwellen eines Vierventil-Motors illustriert ist.

Auf die Stirnseite der Nockenwellenräder ist eine Scheibe mit schwarz-weißem Strichmuster aufgeklebt. Am unteren Bildrand befinden sich die Lasersensoren. Über einen Lichtleiter wird Laserlicht auf die Strichscheibe gestrahlt. Die Intensität des reflektierten Lichtes wird über einen zweiten Lichtleiter einer Auswerteelektronik zugeführt, die das Lichtsignal digitalisiert und auf TTL-Pegel ausgibt.

Analoge Sensorsignale können über Analog-Digital-Wandlerkarten erfasst werden. Damit

Bild 3.10: Drehzahlmessung mit Laser und optischer Strichscheibe (Quelle: [104])

können beliebige Sensorsignale, z.B. von Beschleunigungs-, Druck- oder Stromsensoren gemessen werden. Über die Analogkanäle des RAS werden auch die Spannungssignale aufgezeichnet, die von den Ladungsverstärkern des Indiziersystems ausgegeben werden (siehe Kapitel 2.4.2.1).

Die Abtastfrequenzen zwischen analogen Signalen und digitalen Drehzahlen unterscheiden sich dabei grundsätzlich: Das Drehzahl-Messprinzip zeichnet die Drehzahl *winkel-äquidistant* auf, also mit einer festen Anzahl an Abtastung pro Umdrehung, die sich aus der Teilung des gemessenen Zahnrades oder Inkrementalgebers ergibt. Die analog aufgezeichneten Signale werden *zeit-äquidistant* mit einer vom Anwender gewählten Abtastfrequenz aufgezeichnet. Jeder Messkanal erhält im RAS einen eigenen Zeitvektor. Durch Interpolation zwischen den Zeitvektoren können die verschiedenen Messkanäle bei der Auswertung auf eine gemeinsame, synchrone Zeitskala gebracht werden.

Für die Untersuchungen der Motormechanik wurden an verschiedenen Wellen des Motors die Drehzahl und Winkelposition erfasst. Eine Übersicht der Messstellen und Signale zeigt Bild 3.11.

An der motorseitigen Primärmasse des Zweimassenschwungrades befindet sich der Anlasserzahnkranz, über den der elektrische Anlasser während des Motorstarts die Kurbelwelle dreht. Die 132 Zähne dieser Verzahnung wurden mit einem Feldplattensensor abgetastet. Zwischen Schwungrad und Kurbelwelle ist das serienmäßige Inkrementalgeberrad des Motorsteuergerätes verbaut, das mit einem Differential-Hallsensor abgetastet wird. Das Sensorsignal wird im Steuergerätekabelbaum abgegriffen und über einen RAS-Drehzahlkanal erfasst. Am freien Ende der Kurbelwelle und am Nockenwellenriemenrad wurden optische Inkrementalgeber angebaut, da hier keine vorhandene Verzahnung mit ausreichend feiner Teilung zur Verfügung stand. Die Bewegung der freien Masse des Kurbelwellen-Schwingungstilgers (siehe auch Kapitel 5.2.2) wurde über einen Laser mit Strichscheibe ermittelt. Die Laser-Messtechnik wurde auch an den Riemenscheiben im Nebenaggregatetrieb eingesetzt, z.B. der Generator-Riemenscheibe.

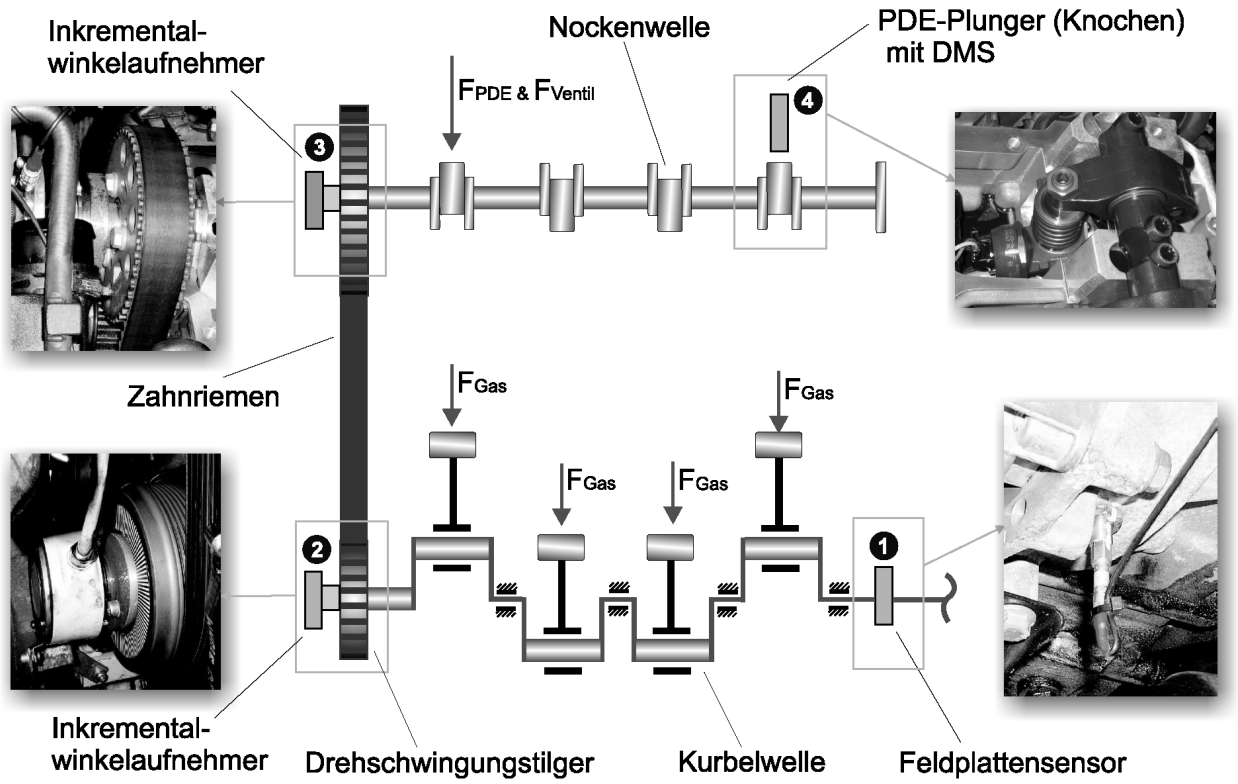


Bild 3.11: Übersicht der Messstellen am Versuchsmotor

Als analoge RAS-Signale wurden die Ladungsverstärker-Ausgangsspannungen einer Indizierung aller vier Zylinderdrücke aufgezeichnet. Zusätzlich wurde das über Dehnungsmessstreifen bestimmte Kraftsignal der PDE-Betätigung gemessen. Nach Bedarf wurden weitere Signale wie Generatorstrom oder Beschleunigungssensoren erfasst.

3.2.1 Systematische Fehler des Drehzahl-Messverfahrens und ihre Kompensation

Das durch Gleichung 3.1 definierte Periodendauer-Messprinzip ist grundsätzlich nicht in der Lage, eine Momentandrehzahl zu erfassen. Vielmehr ermittelt das Messverfahren eine gemittelte Drehzahl während des Überstreichens des Winkels $\Delta\varphi$ zwischen zwei Inkrementen, resp. Zähnen des Geberrades.

3.2.1.1 Amplitudendämpfung

Bei ungleichförmigem Drehzahlverlauf werden für einzelne Ordnungen durch dieses Messprinzip durchweg geringere Amplituden ermittelt als im kontinuierlichen Signal vorhanden sind. [71] analysiert diese *Amplitudendämpfung* und das Übertragungsverhalten des Periodendauer-Messprinzips bei der Erfassung ungleichförmiger Drehzahlverläufe im Frequenzbereich. Wird die Amplitude einer Ordnung i mit einem Inkrementgeberrad mit N Zähnen abgetastet, so berechnet sich die Amplitudendämpfung D_i nach Gleichung 3.20 zu:

$$D_i = 1 - \frac{N}{i\pi} \sin\left(\frac{i\pi}{N}\right) \tag{3.20}$$

Das Diagramm in Abbildung 3.12 zeigt den Verlauf der Amplitudendämpfung in Abhängigkeit von betrachteter Ordnung i und Zähnezahl N.

Bei der im Kraftfahrzeug üblichen Zähnezahl von $N = 60$ (fehlende Zähne in den Lücken werden durch Interpolation hinzugefügt) beträgt der Amplitudenfehler bis zur 6. Ordnung weniger als 1,7%. Bei der 12. Ordnung ist schon ein Fehler von 6,45% zu verzeichnen. Mit der Ordnung steigt die Amplitudendämpfung stark an. Ordnungen jenseits der Grenze des Abtasttheorems bei $i/N > 0{,}5$ werden zunehmend gedämpft. Die Amplitudendämpfung wirkt so wie ein Anti-Alaising-Filter.

Bei der verwendeten Abtastung im 6°-Raster ist der Amplitudenfehler in den dominanten Motorordnungen so gering, dass er vernachlässigt werden kann. Werden durch eine Fourieranalyse die Amplituden von einzelnen Ordnungen ermittelt (siehe auch Abschnitt 3.2.2), so kann die Amplitudendämpfung aber auch gemäß Gleichung 3.20 berechnet und vor einer Weiterverarbeitung der Drehzahlmesswerte kompensiert werden.

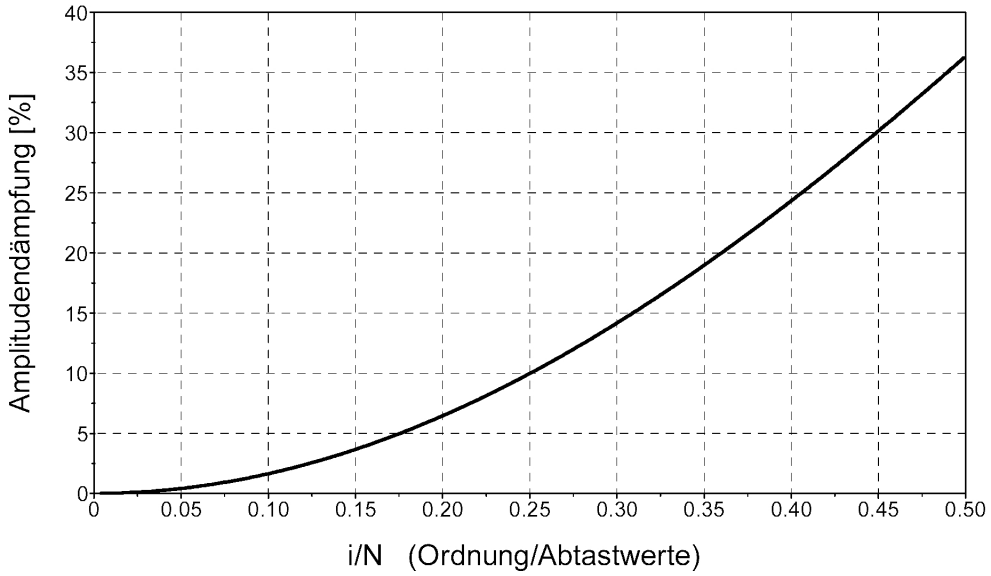


Bild 3.12: Amplitudendämpfung in Abhängigkeit von Signal-Ordnung i und Zähnezahl N (nach [5])

3.2.1.2 Phasenverschiebung

Neben der Amplitudendämpfung ergibt sich durch das Periodendauer-Messprinzip noch eine negative Phasenverschiebung für jede Ordnung i, die sich nach [71] nach Gleichung 3.21 berechnet:

$$\varphi_i = -\frac{i\pi}{N} \tag{3.21}$$

Diese Änderung im Phasenwinkel entspricht einer Verzögerung des Signals um π/N rad, was bei der Zähnezahl $N = 60$ des verwendeten Geberrades einem Nacheilen des durch Periodendauermessung erfassten Drehzahlsignals um -3 °KW gegenüber dem kontinuierlichen Drehzahlverlauf entspricht. Diese konstante Signalverzögerung führt in der Folge zu Fehlern in der Berechnung abgeleiteter Größen wie beispielsweise des Wechsel-Gasmomentes M_G nach Gleichung 3.17. Gemessene Signale ($\dot{\varphi}$, $\ddot{\varphi}$) werden mit Funktionen multipliziert, die vom Kurbelwinkel φ abhängen. Ein Phasenfehler der Drehzahlmessung führt also zu fehlerhaften Ergebnissen bei der Signal-Weiterverarbeitung.

Da der Phasenfehler als konstanter Winkelversatz bekannt ist, kann er einfach korrigiert werden, indem die Winkelposition der Drehzahlmesswerte um π/N korrigiert wird. In Bild 3.13 ist zur Illustration der Effekte bei der Periodendauermessung ein normiertes, kontinuierliches Drehzahlsignal mit einer Signalordnung $i = 10$ dargestellt. Ebenfalls abgebildet ist das durch Periodendauermessung mit $N = 60$ Zähnen abgetastete Drehzahlsignal. Gut zu erkennen ist die Latenz von -3 °KW, die durch die Abtastung entsteht. Das durch Verschiebung phasenkorrigierte Messsignal zeigt beim Vergleich der Maximalwerte die erwartete Amplitudendämpfung, die sich bei den gewählten Werten für i und N nach Gleichung 3.20 zu $D_i = 4{,}507$ % berechnet.

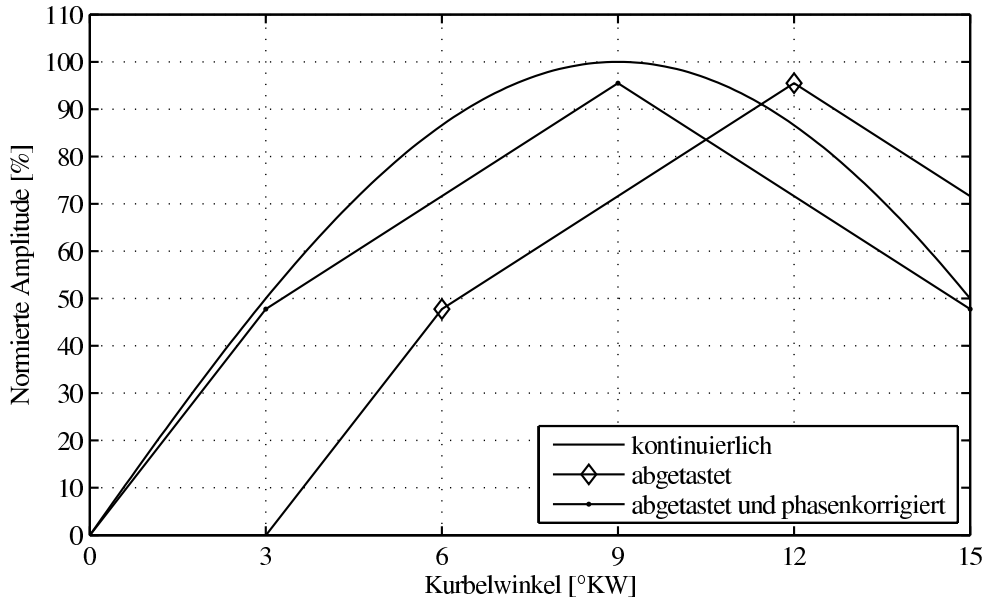


Bild 3.13: Kontinuierlicher und abgetasteter Signalverlauf mit Phasenkorrektur bei Geberrad-Zähnezahl $N = 60$ und Signalordnung $i = 10$

3.2.1.3 Zahnteilungsfehler und Verfahren zur Kompensation

Amplitudendämpfung und Phasenverschiebung sind Phänomene der Drehzahlerfassung durch Periodendauermessung, deren systematischer Fehler durch die vorgestellten, einfachen Maßnahmen korrigiert werden kann.

Eine weitere Quelle eines systematischen Messfehlers liegt im geometrischen Zahnteilungsfehler des Geberrades. Ein ideales Geberrad verfügt über einen gleichmäßigen Teilungswinkel $\Delta\varphi$, mit dem nach Gleichung 3.1 aus der Periodendauer ΔT die Drehzahl berechnet wird. Der ideale Teilungswinkel von $\Delta\varphi = 6°$ beim verwendeten Geberrad kann aber aufgrund von Fertigungsfehlern oder mechanischen Verformungen individuell für jeden Zahn vom Idealwert abweichen. Die am Zahn k gemessene, fehlerhafte Drehzahl $\dot{\varphi}_{k,mess}$ ergibt sich allgemein aus der wahren Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{k,ref}$ und dem Zahnteilungsfehler $(1 - \delta'_k)$ zu:

$$\dot{\varphi}_{k,mess} \quad = \quad \dot{\varphi}_{k,ref}(1 - \delta'_k) \tag{3.22}$$

Ist der Faktor $(1-\delta'_k)$ für jeden Zahn bekannt, so kann die wahre Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{k,ref}$ aus gemessenen Werten berechnet und so der Zahnteilungsfehler kompensiert werden.

Insbesondere die in Bild 3.1 gezeigte Geberradbauform ist in der Montage-Praxis durch den offenen Anbau am Motor vielfältigen mechanischen Einflüssen ausgesetzt, die zu bleibenden Verformungen und einem motorspezifischen Drehzahlfehler führen können. Um diesen systematischen Geberradfehler zu kompensieren, wurde ein Verfahren entwickelt, das den Zahnteilungsfehler im Fahrbetrieb ermitteln kann ([43], Patent [116]). Das Verfahren basiert auf der Modellierung der kinetischen Energie $E_{kin}(\varphi_k)$ der Kurbelwelle zu jedem Winkel φ_k,

an dem eine Drehzahl erfasst wird:

$$E_{kin}(\varphi_k) = \frac{1}{2} J(\varphi_k) \dot{\varphi}^2_{k,ref} \tag{3.23}$$

Der Parameter $J(\varphi_k)$ entspricht dem veränderlichen Massenträgheitsmoment der gesamten Kurbelwelle, dessen Berechnung aus Motorparametern in Kapitel 3.1.2 erläutert wurde. Durch die Berücksichtigung der Veränderlichkeit des Massenträgheitsmomentes sind die Massenkräfte an der Kurbelwelle implizit in Gleichung 3.23 enthalten.

Setzt man Gleichung 3.22 in Gleichung 3.23 ein, so erhält man die Formel

$$E_{kin}(\varphi_k) = \frac{1}{2} J(\varphi_k) \left(\frac{\dot{\varphi}_{k,mess}}{1 - \delta'_k} \right)^2, \tag{3.24}$$

die die kinetische Energie durch die gemessene Winkelgeschwindigkeit und den gesuchten Fehler $(1 - \delta'_k)$ ausdrückt.

Der Verlauf der kinetischen Energie lässt sich im Schubbetrieb (d.h. ohne Verbrennung) auch über einen modellbasierten Ansatz berechnen, der sich auf das in Kapitel 4.4 hergeleitete Thermodynamik-Modell des Verbrennungsmotors stützt. Dafür wird zunächst der *Schleppdruckverlauf* p_S über eine polytrope Kompression des Zylindergases ermittelt, wie er sich durch Nullsetzen der Brennfunktion $Q'_B(\varphi)$ aus Gleichung 4.20 ergibt:

$$p_S(\varphi) = \left(\frac{V_0}{V(\varphi)} \right)^{\kappa} p_0 \tag{3.25}$$

Aus dem Schleppdruck $p_S(\varphi)$ berechnet sich nach Gleichung 3.9 das Schleppmoment $M_S(\varphi)$, welches durch Integration über dem Kurbelwinkel φ den Verlauf der kinetischen Energie ergibt:

$$\begin{aligned} E_{kin}(\varphi) &= \int M_S(\varphi) d\varphi \\ &= G(\varphi) p_0 + E_0 \end{aligned} \tag{3.26}$$

Die Funktion $G(\varphi)$ ergibt sich aus den geometrischen Motorparametern und der analytisch durchführbaren Integration des Schleppmomentes M_S über dem Kurbelwinkel. Die Integrationskonstante E_0 entspricht der Anfangsenergie zu Beginn der Kompression. Neben Motorparametern wird zur Berechnung des Energieverlaufes in Gleichung 3.26 nur der Anfangsdruck p_0 bei Beginn der Kompression benötigt. Er entspricht bei Dieselmotoren mit guter Genauigkeit dem Ladedruck, der bei aufgeladenen Motoren als Messgröße der Ladedruckregelung im Motorsteuergerät zur Verfügung steht.

Setzt man Gleichung 3.24 mit der Summe über Gleichung 3.26 für alle Z Zylinder gleich, so erhält man für jeden Messwert k die *Grundgleichung der Geberradfehler-Identifikation*:

$$E_0 + \sum_{j=1}^{Z} G_j(\varphi_k) p_{0,j} = \frac{1}{2} J(\varphi_k) \left(\frac{\dot{\varphi}_{k,mess}}{1 - \delta'_k} \right)^2 \tag{3.27}$$

Als zusätzliche Gleichung kann noch die Beziehung

$$\sum_{k=1}^{N} \delta'_k \quad = \quad 0 \tag{3.28}$$

angegeben werden. Gleichung 3.28 drückt die triviale geometrische Eigenschaft des Geberrades aus, nach der sich alle N Zahnabstände einer Umdrehung zu 360° summieren müssen.

Für alle N Drehzahlmesswerte einer Kurbelwellen-Umdrehung ergibt sich aus Gleichung 3.28 und N-mal Gleichung 3.27 ein Gleichungssystem vom Grade $N + 1$, mit dem die Integrationskonstante E_0 und die Zahnfehler δ_1 bis δ_N bestimmt werden können.

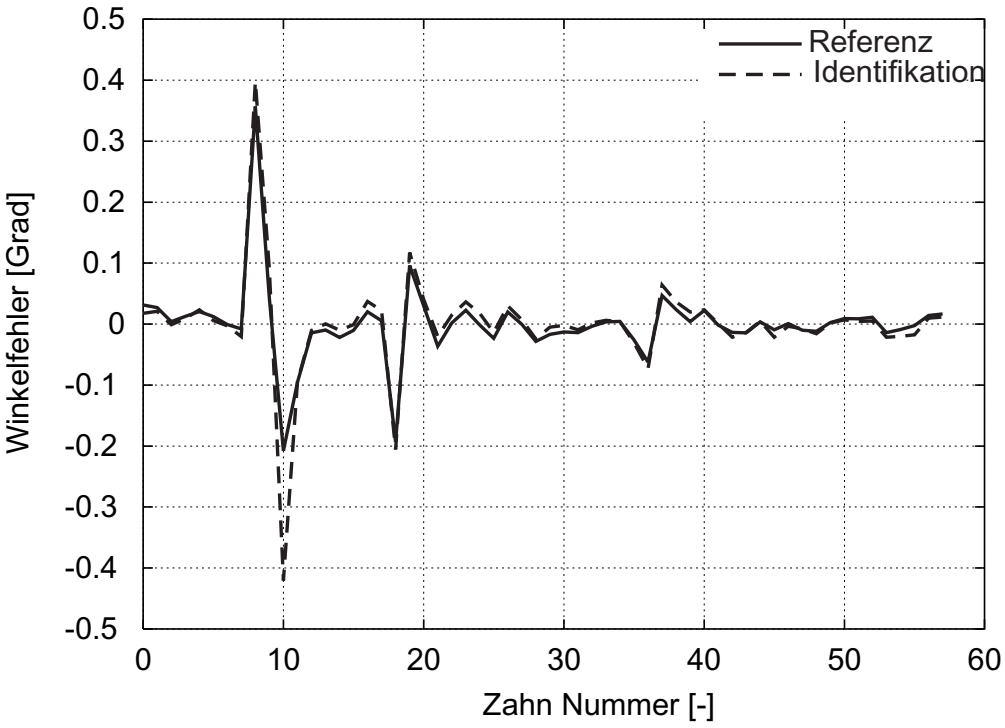


Bild 3.14: Zahnteilungsfehler

In Abbildung 3.14 ist der Zahnteilungsfehler eines Geberrades (nur eine 18°-Lücke) für jeden Zahn dargestellt. Der Referenz-Fehlerverlauf wurde mit Hilfe eines genauen und hochauflösenden optischen Inkrementwinkelgebers ermittelt. Hervorstechend ist der große Fehler an Zahn 9 bzw. 10. Hier befindet sich beim untersuchten Geberrad die 18°-Lücke. Das Spannungssignal des verwendeten Induktivgebers zeigt beim Übergang in den Bereich der Lücke einen charakteristischen Amplituden-Verlauf, der auch Auswirkungen auf die ermittelten Nulldurchgänge hat und so wie ein Zahnteilungsfehler wirkt [43]. Im Bereich der regulären 6°-Teilung sind die Fehler an den Zähnen 18/19 und 36/37 hervorzuheben. Dieses Fehlerbild mit einem unmittelbaren Aufeinanderfolgen von positiver und negativer Abweichung ist typisch für einen verbogenen Zahn, wie er z.B. durch unzulässige Kräfte beim Einbau (Werkzeugansatz am Zahn) entstehen kann.

Bild 3.14 zeigt ebenfalls die ermittelten Zahnteilungsfehler, wie sie mit dem vorgestellten Identifikationsverfahren bestimmt wurden. Das Diagramm verdeutlicht, dass das Verfahren

in der Lage ist, den Zahnteilungsfehler zu bestimmen. Eine Drehzahlkorrektur mit Hilfe der ermittelten Teilungsfehler wird in jedem Fall zu einer genaueren Drehzahlmessung führen.

Der vorgestellte Identifikationsansatz modelliert die kinetische Energie unter Annahme einer starren Kurbelwelle. Diese Forderung ist bei hohen Motordrehzahlen nicht mehr erfüllt, wie es genauer in Kapitel 5.2 gezeigt wird. Auch externe Momente (siehe Kapitel 5.1), die zusätzlich zu den berücksichtigten Gas- und Massenmomenten an der Kurbelwelle wirken, werden vom Identifikationsverfahren vernachlässigt. Diese Einschränkungen sind akzeptabel, weil für eine Bestimmung des Zahnteilungsfehlers ein beliebiger Motorbetriebspunkt gewählt werden kann, in dem die Modellannahmen mit hinreichender Genauigkeit gültig sind. Da es sich bei dem ermittelten Zahnteilungsfehler im Wesentlichen um eine systematische geometrische Abweichung von der idealen Teilung handelt, können die einmal ermittelten Werte in allen Betriebspunkten zur Korrektur herangezogen werden.

3.2.2 Messtechnische Analyse von Drehschwingungen

Die hochaufgelöste Erfassung von Drehzahlverläufen bietet die Möglichkeit einer spektralen Untersuchung der Drehzahlsignale. Für die periodische, winkelsynchrone Arbeitsweise des Hubkolben-Verbrennungsmotors ist die Auswertung von Ordnungsspektren besonders geeignet. Das Ordnungsspektrum ergibt sich durch eine diskrete Fouriertransformation (DFT) des winkel-äquidistant vorliegenden Drehzahlverlaufes. Der Hochlauf wird dazu arbeitsspielweise in einzelne Signalsegmente zerlegt. Zur Vermeidung des Leckeffektes und korrekten Berechnung auch niedriger Ordnungen wird vor der DFT ein linearer Trend (Rampe) aus dem Segmentsignal entfernt.

Abbildung 3.15 illustriert das Ordnungsspektrum der am Anlasserzahnkranz gemessenen Kurbelwellendrehzahl für einen Drehzahlhochlauf von 800 bis 4500 min^{-1}. Deutlich ist die Dominanz der zweiten Ordnung zu erkennen, die bei dem hier vermessenen Vierzylindermotor der Grundordnung entspricht. Mit steigender Drehzahl sinkt die Amplitude der zweiten Ordnung bis zu einer Drehzahl von ca. 3400 min^{-1} ab. Diese Beobachtung erklärt sich mit der entgegengesetzten Phase von Gas- und Massenmoment, die in Kapitel 3.1.2 bereits mathematisch analysiert wurde. Beim erneuten Anstieg der Amplitude dominieren die Massenmomente über die Gasmomente. Ab der zwölften Ordnung konnten im Drehzahlverlauf keine wesentlichen spektralen Anteile beobachtet werden. Die Ordnungen 4, 6 und 8 sind für die Beschreibung des Kurbelwellendrehzahlsignals jedoch notwendig. Insbesondere in der sechsten Ordnung ist bei höherer Drehzahl eine Amplituden-Erhöhung zu erkennen, die durch eine Resonanz hervorgerufen werden könnte.

Die gleichzeitige Erfassung mehrerer Drehzahlen erlaubt die Bildung von Differenzsignalen, z.B. an verschiedenen Stellen der selben Welle. So sind *relative Verdrehwinkel* und *Differenzdrehzahlverläufe* berechenbar, die detaillierte Einblicke in das Torsionsschwingungsverhalten geben.

Aus Bild 3.16 ist das Ordnungsspektrum der Kurbelwellen-Differenzdrehzahl zu ersehen, gemessen zwischen Anlasserzahnkranz und dem freien Ende der Kurbelwelle. Zum genaueren Ablesen der Ordnungs- und Drehzahlachsen wurde hier eine zweidimensionale Darstellung gewählt. Die Amplituden des Spektrums werden über Grauwerte skaliert. Auffällig ist die

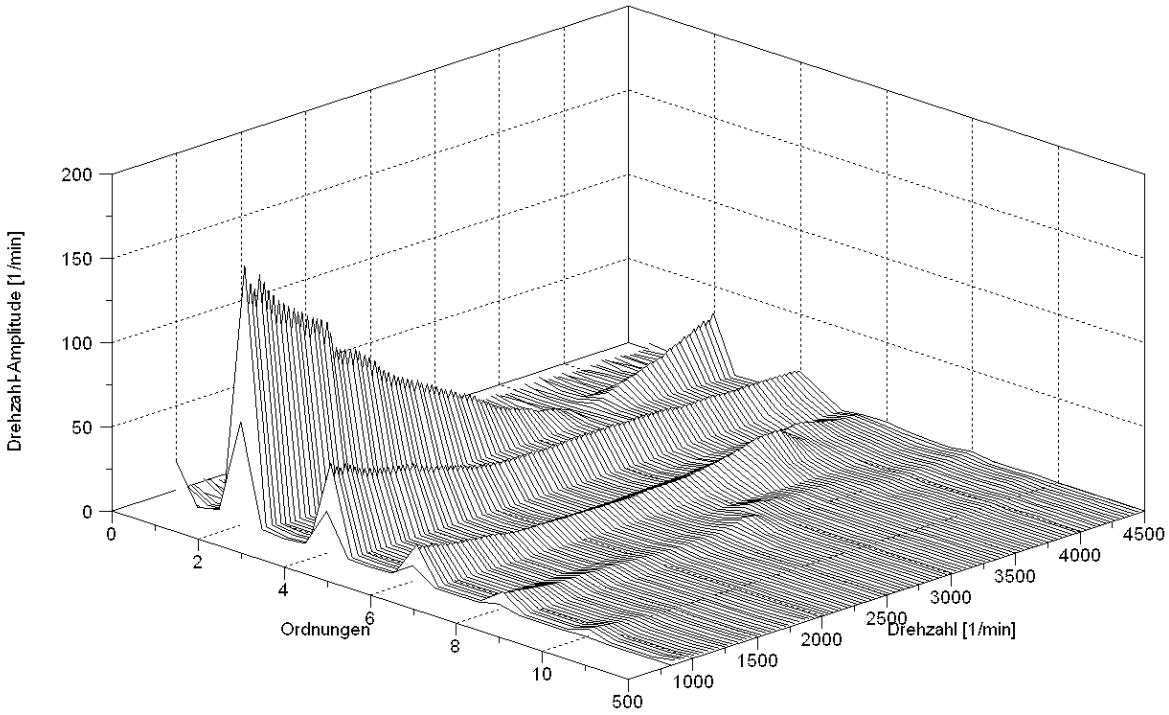


Bild 3.15: Ordnungsspektrum der Kurbelwellendrehzahl am Anlasserzahnkranz während eines Drehzahlhochlaufes

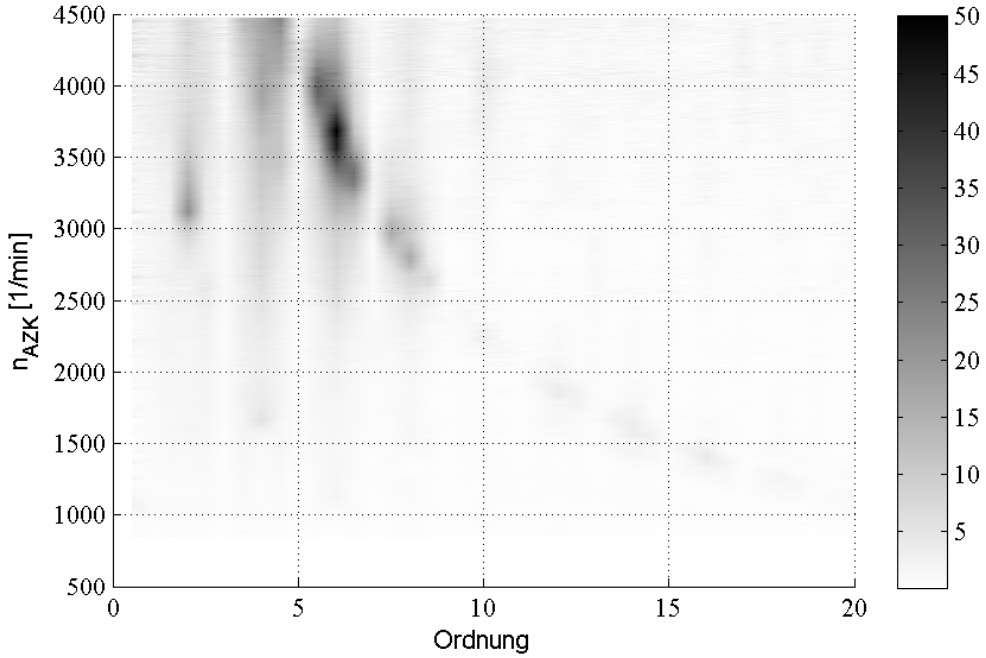


Bild 3.16: Ordnungsspektrum der Kurbelwellen-Drehzahldifferenz während eines Drehzahlhochlaufes

hyperbelförmige Anordnung von Signalmaxima der Drehzahldifferenz. Die Darstellung des Ordnungsspektrums aus Bild 3.16 in einem so genannten *Campbell-Diagramm* zeigt Abbildung 3.17.

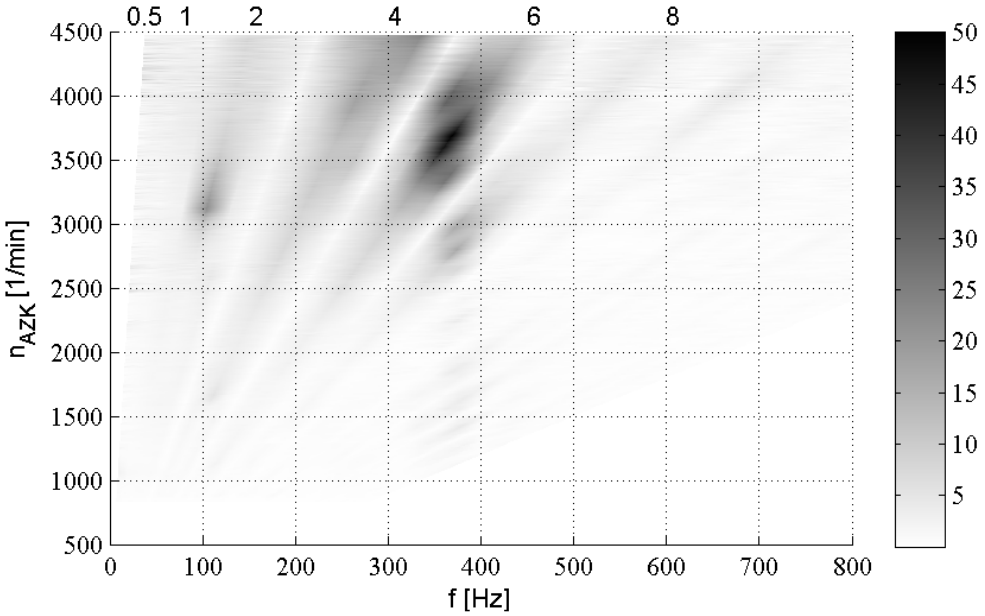


Bild 3.17: Drehzahldifferenz der Kurbelwelle während eines Drehzahlhochlaufes als Campbelldiagramm-Darstellung

Für die Campbell-Darstellung wird aus Drehzahl und Ordnungen eine Frequenzachse berechnet. Die Amplituden werden über Drehzahlbetriebspunkt und Frequenz aufgetragen. Die Ordnungen sind jetzt strahlförmig mit einem gemeinsamen Punkt im Ursprung dargestellt. Im Campbelldiagramm 3.17 sind die Signalmaxima entlang einer Linie konstanter Frequenz angeordnet, während sie im Ordnungsdiagramm 3.16 auf einer Hyperbel erscheinen. Das Campbelldiagramm zeigt also deutlich, dass es sich bei der Signalerhöhung um eine Eigenfrequenz der Kurbelwelle bei etwa 380 Hz handelt, die durch die Ordnungen 6 und 8 bei verschiedenen Drehzahlen angeregt wird. Auch bei höheren Ordnungen ist sie zu sehen. Dieses Bild lässt vermuten, dass die Vorstellung einer starren Kurbelwelle bei dem untersuchten Motor nicht hinreichend ist.

3.3 Stand der Technik

Für die Gewinnung von Informationen über den Verbrennungsablauf wurde eine Fülle an Verfahren entwickelt, die bei der Verarbeitung verschiedenster Sensorsignale ansetzen. Eine wesentliche Motivation ist die Selbst-Überwachung des Motorsteuergerätes und die Einhaltung gesetzlicher OBD-Vorschriften. Speziell bei Ottomotoren erzeugen Zündaussetzer hohe Kohlenwasserstoff-Emissionen, die den Abgaskatalysator stark schädigen oder gar zerstören können. Im US-Bundesstaat Kalifornien müssen daher Zündaussetzer bei Ottomotoren seit 1994 kontinuierlich überwacht werden [84].

Die folgenden Abschnitte stellen den in der Literatur beschriebenen Stand der Technik zur drehzahlbasierten Schätzung von Motormoment und Verbrennungsparametern chronologisch geordnet dar. Dieser Aufstellung wird eine Übersicht von direkten Drehmoment-Messverfahren vorangestellt, die als Versuchs- und Serienmesstechnik in Konkurrenz zur Motordrehzahlauswertung stehen.

3.3.1 Direkte Drehmoment-Messverfahren

Eine Möglichkeit zur Erfassung des Verbrennungsvorganges besteht in der Messung des *Motor-Drehmomentes*. Diese physikalische Größe ist nahe liegend, bildet sie doch die Grundlage der momentenbasierten Struktur der Antriebsstrangsteuerung im Motormanagement.

Ein Messprinzip zur Drehmomentmessung nutzt die Torsion drehmomentbelasteter Wellen im Antriebsstrang. Der Zusammenhang zwischen dem wirksamen Moment M und dem resultierenden Torsionswinkel $\Delta\varphi$ der Welle beschreibt Gleichung 3.29 allgemein:

$$M = c_{Welle}\Delta\varphi \tag{3.29}$$

Das Moment ist proportional zum Verdrehwinkel und zur Wellen-Torsionssteifigkeit c_{Welle}. Zur Bestimmung des Momentes wird der Verdrehwinkel $\Delta\varphi$ gemessen. Dies kann beispielsweise durch zwei Inkrementalwinkelgeber erfolgen, die an zwei unterschiedlichen Positionen einer Welle angebracht sind. Im Interesse einer hohen Messgenauigkeit sollte das Messsignal $\Delta\varphi$ möglichst empfindlich auf Momentenänderungen reagieren, was nur bei einer weichen Messwelle, also möglichst kleiner Wellen-Torsionssteifigkeit gegeben ist. Die Wellen-Steifigkeiten im Fahrzeug-Antriebsstrang werden jedoch in erster Linie nach konstruktiven und schwingungstechnischen Gesichtspunkten ausgelegt. Geringe Steifigkeiten haben meist negative Auswirkung, wie niederfrequente Eigenfrequenzen.

Ein Ausweg ist die Messung des Verdrehwinkels über möglichst weit entfernte Messstellen unter Nutzung der natürlichen Verdrehung des Antriebsstrangs. Von [61] wird ein Verfahren beschrieben, das die Verdrehung zwischen Antriebswelle und Rad erfasst. Für die Differenzwinkelmessung können ggf. die Signale von vorhandenen Sensoren verwendet werden, wie beispielsweise die Getriebedrehzahl und die Raddrehzahl des Anti-Blockier-Systems (ABS). Bei der Nutzung dieser Größen wird das Moment in einem Bereich erfasst, der weit entfernt vom Motor liegt. Der Motor ist zudem zur Verminderung der getriebeseitigen Drehungleichförmigkeit über torsionselastische Dämpferelemente (Kupplung mit Torsionsdämpfer oder Zwei-Massen-Schwungrad, siehe auch Kapitel 5) mit dem restlichen Antriebsstrang verbunden. Durch diese Entkoppelung bilden sich die hochfrequenten Verbrennungsvorgänge prinzipiell nur wenig im Torsionswinkel ab. Für die Bestimmung eines mittleren Abtriebsmomentes oder zur Erfassung und Dämpfung von niederfrequenten Antriebsstrangschwingungen (Ruckeln) ist dieses Signal aber sehr wohl geeignet.

Eine Drehmomentmessung im Reifen stellte die Continental AG vor [35]. Beim *Side-Wall-Torsion*-Sensor (SWT) ist magnetisches Pulver in die Seitenwand des Reifens eingearbeitet, welches entlang des Umfanges segmentweise abwechselnd magnetisch polarisiert wurde. Durch zwei Magnetsensoren in unterschiedlichem radialen Abstand am Federbein wird eine

Verformung der Reifenwand detektiert. Aus der Verformung kann auf die Kräfte im Reifen und indirekt auf das Radmoment geschlossen werden. Die Signale dieses Sensors sollen laut Continental die Fahrdynamik-Regelsysteme (ABS, ESP) verbessern. Für eine Detektion von Verbrennungsvorgängen sind sie aufgrund der motorfernen Position nicht geeignet.

Eine lokalere Messung des Wellenmomentes kann durch Dehnungsmessstreifen (DMS) erfolgen, die auf die Oberfläche einer Welle aufgeklebt werden. Diese Sensoren dehnen sich aufgrund der momentenbedingten Spannungen und ändern dabei ihren elektrischen Widerstand. Zur Kompensation eines Temperatureinflusses werden meist mehrere DMS in einer Messbrücke zusammengeschaltet. Ein großer Nachteil des DMS-Messverfahrens an rotierende Wellen ist der erforderliche Aufwand zur Stromversorgung der Messbrücke und die Übertragung des Messsignals an die ruhende Umgebung. Hierfür werden verschleißbehaftete Schleifringkontaktierungen oder berührungslose induktive Verfahren der Energie- und Messsignalübertragung eingesetzt.

Ein berührungsloses, magnetisches Messprinzip, das ohne Energieversorgung eines rotierenden Sensors auskommt, beschreibt [112]. Auf der Messwelle werden amorphe, magnetoelastische Metallbänder appliziert. Das Material ändert seine magnetische Permeabilität μ unter Einfluss mechanischer Spannungen. Die Permeabilitätsänderung wird über einen ruhenden Sensor erfasst, der mit dem Magnetband einen magnetischen Kreis bildet [10].

Ein ähnliches magnetisches Verfahren hat die NCTE GmbH [88] entwickelt, das allerdings ohne die Applikation eines speziellen Sensor-Materials auskommt. Das Wellenmaterial wird mit einem nicht näher erläuterten, als PCME (Pulse Coded Modulated Encoding) bezeichneten Verfahren dauerhaft magnetisiert. Durch Spulen in der Nähe des magnetisierten Bereiches und eine Elektronik wird das Magnetfeld ausgewertet, das sich proportional zum Wellenmoment ändert.

Die hier vorgestellten Verfahren ermitteln ein Moment im Antriebsstrang mit verschiedenen Messprinzipien. Aus dem Drehmoment lässt sich als unmittelbare Wirkung der Verbrennung das mittlere Motormoment berechnen. Für eine Ableitung von weiteren, insbesondere *zylinderspezifischen* Verbrennungsmerkmalen ist eine genaue Betrachtung der Motormechanik notwendig, wie sie in Kapitel 5 angestellt wird.

3.3.2 Schätzverfahren unter Auswertung der Kurbelwellendrehzahl

Die im Folgenden beschriebenen Ansätze zur Schätzung von Verbrennungsmerkmalen stützen sich im Wesentlichen auf die Drehzahl bzw. *Winkelbeschleunigung* der Kurbelwelle. Zusätzlich werden teilweise weitere *Messgrößen* im Schätzverfahren verwendet.

Von [65] wird unter Verwendung eines starren Kurbelwellenmodells aus dem Drehzahlverlauf die Momentenoszillation an der Kurbelwelle berechnet. Durch Integration dieses Momentes über den Winkelbereich der Verbrennung wird ein Mitteldruck-Merkmal gebildet. Zwischen Merkmal und dem indizierten Mitteldruck wird experimentell ein linearer Zusammenhang gefunden. Bei höherer Last und Drehzahl nimmt die Qualität der Schätzung ab.

Durch [44] wird die Rekonstruktion des Zylinderdruckverlaufes an einem Einzylindermotor untersucht. Dabei werden Reib-, Ventil- und Massenmoment detailliert betrachtet. Zur Beschreibung der physikalischen Zusammenhänge wird ein mathematisches Modell aufgestellt, mit dem durch Modellinversion der Zylinderdruck aus der Winkelbeschleunigung berechnet werden kann. Zur Druckberechnung muss das abgegebene Nutzmoment des Motors bekannt sein. Dieses kann beim Einzylindermotor aus dem Winkelbeschleunigungs-Verlauf in den OT-Stellungen der Kurbelwelle durch Interpolation gewonnen werden. Abschließend wird die Übertragbarkeit des Vorgehens auf Mehrzylindermotoren diskutiert.

Untersuchungen an einem Ottomotor-Prüfstand führt [117] durch. Er modelliert Kurbelwelle und Prüfstand durch Torsionsschwingerketten mit elastischen Kopplungen, wobei einzelne Kröpfungen zu diskreten Einzelmassen zusammengefasst werden. Das sich ergebende mechanische, lineare Differentialgleichungssystem wird mit Hilfe elektrischer Analogien (komplexe Spannungen, Ströme und Impedanzen) im Frequenzbereich gelöst. Aus dem berechneten Gasmoment wird nach dem Vorgehen von [44] das mittlere Moment und der Summen-Druckmomentenverlauf ermittelt. Mit Hilfe des drehzahlbasierten Summendruckverlaufes werden Kennwerte für Mitteldruck und Maximaldruck als Bewertungsgrößen für Verbrennungsaussetzer bestimmt.

Bei [110] wird zunächst ein allgemeines Mehrmassen-Motormodell vorgestellt, welches einzelne Kröpfungen zu einer diskreten Masse zusammenfasst. Die Steifigkeiten zwischen den einzelnen Massen werden im Folgenden als so groß angenommen, dass das Modell zu einem starren Einmassen-Modell vereinfacht wird. Der Zusammenhang zwischen Kurbelwellenwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ und Motormoment M wird im Frequenzbereich betrachtet. Dafür wird eine komplexe Übertragungsfunktion durch diskrete Fouriertransformation von $\dot{\varphi}$- und M-Messwerten gebildet:

$$H(s) = \frac{\dot{\varphi}(s)}{M(s)} \tag{3.30}$$

Diese Übertragungsfunktion beschreibt das Systemverhalten. Durch Dekonvolution mit $H(s)^{-1}$ werden für die ersten Motorordnungen die spektralen Wechselmomentanteile $M(s)$ aus gemessenen $\dot{\varphi}(s)$-Werten rekonstruiert:

$$M(s) = H(s)^{-1}\dot{\varphi}(s) \tag{3.31}$$

Auch hier wird ähnlich wie bei [65] ein empirisch gefundener linearer Zusammenhang zwischen Wechselanteil und Gleichanteil des Momentes genutzt, um aus $M(s)$ das mittlere indizierte Moment zu bestimmen.

Ein Mehrmassenmodell eines Reihen-Sechszylindermotors wird von [32] für die Simulation von Momentenverläufen genutzt. Anhand der Ergebnisse wird der dynamische Einfluss der Kurbelwelle illustriert. Der Einfluss der Massenmomente (vergleiche Abschnitt 3.1.2) auf die Momentenverläufe wird diskutiert. Eine Verbesserung der Momentenrekonstruktion aus der Drehzahl unter Berücksichtigung der Massenmomente wird vorgeschlagen.

Bei [131] wird ein Verfahren zur Bestimmung der Kompression einzelner Zylinder aus dem Drehzahlverlauf im Schub (ungefeuerter Betrieb) vorgestellt.

Eine Schätzung des Momentenverlaufes mit einem Kalman-Filter wird von [58] präsentiert. Die Kurbelwelle wird als starre, torsionssteife Drehmasse modelliert. Massenkräfte und ein möglicher Messfehler durch Desachsierung des Geberrades werden im Modell berücksichtigt. Schätzergebnisse werden bei niedriger Drehzahl (1500 min^{-1}) vorgestellt. Bei höheren Drehzahlen nimmt die Genauigkeit des Verfahrens stark ab.

Zur Zündaussetzer-Erkennung an einem Zwölfzylindermotor bilden [17] Ordnungsspektren der Drehzahl. Aus den Amplituden der nullten, ersten und zweiten Zündordnung wird ein skalares Merkmal gebildet. Aussetzer werden erkannt, wenn das Merkmal eine definierte Schwelle überschreitet. Das Verfahren funktioniert gut bis zu einer Drehzahl von ca. 3600 min^{-1}. Bei höheren Drehzahlen nennen die Autoren die Eigenschwingungen der Kurbelwelle als Ursache für steigende Ungenauigkeit.

Von [39] wird ein Sliding-Mode-Beobachter zur Momenten-Schätzung verwendet. Dafür werden nichtlineare Modelle mit ein, zwei und vier Teilmassen entwickelt. Messergebnisse an einem Einzylindermotor werden vorgestellt, allerdings nur in einem einzelnen Drehzahlbetriebspunkt von sehr geringen 800 min^{-1}.

In [84] wird die Übertragungsfunktion $H(s) = \ddot{\varphi}(s)/M(s)$ in Abhängigkeit vom Drehzahlbetriebspunkt bestimmt. Wie in [110] wird das Moment durch Faltung des Drehzahlverlaufes mit $H(s)^{-1}$ für spektrale Komponenten rekonstruiert, die Vielfache der Zündfrequenz bilden. Im Gegensatz zu [110] wird diese Berechnung aber für die Teilsignale der einzelnen Zylindersegmente separate durchgeführt. Aus den rekonstruierten Zylindersegment-Momenten werden skalare Merkmale zur Bewertung von Zündaussetzern abgeleitet. Von [47] werden die Ansätze von [84] wieder aufgegriffen und auf die Bestimmung des mittleren indizierten Momentes angewendet.

Einen strukturierten Überblick über Literatur und Ansätze zur Aussetzererkennung gibt [127] im Jahr 1996. Als bestehende Herausforderungen für alle Verfahren werden die Elastizität der Kurbelwelle und überlappende Arbeitstakte bei Mehrzylindermotoren genannt.

Bei [42] wird der Wechselanteil des Summen-Gasmomentes eines Mehrzylindermotors aus der Kurbelwellendrehzahl gemäß Gleichung 3.17 rekonstruiert. Durch die Berechnung des Effektivwertes über ein Arbeitsspiel wird ein skalares Merkmal gebildet, das in einem experimentell gefundenen Zusammenhang proportional zum mittleren indizierten Moment des Motors ist. Auf Grundlage des gleichen Signals berechnen [114] die zylinderspezifische Arbeit über den Momentenverlauf für einzelne Zylindersegmente. Sie wenden dieses Merkmal zur Zylindergleichstellungs-Regelung an einem Common-Rail-Vierzylinder-Dieselmotor an.

Von [23] wird das Systemverhalten des Verbrennungsmotors mit einem Harmonisch Aktivierten Neuronalen Netz (HANN) approximiert. Die Arbeit stützt sich auf Simulationen eines Vierzylindermotors unter Annahme einer starren Kurbelwelle.

Ein Verfahren zur Schätzung des Zylinderdrucks wird in [83] beschrieben. Der Zylinderdruck p_Z wird mit einem stochastischen Modell mit dem allgemeinen Ansatz

$$p_Z = a_0 + a_1 f_\varphi + a_2 f_\varphi \widetilde{\dot{\varphi}} + a_3 f_\varphi \ddot{\varphi} + a_4 f_\varphi \widetilde{\dot{\varphi}} \ddot{\varphi} \tag{3.32}$$

modelliert. Die Positions-Funktion f_φ beschreibt die Kolbenstellung. Die Koeffizienten a_0 bis a_4 werden durch Anpassung an gemessene Druckverläufe bestimmt.

Eine gute Übersicht über die Grundlagen von Diagnose-Methoden gibt [73]. Der Schwerpunkt liegt bei der Diagnose von Einspritzung und Verbrennung des Dieselmotors. Unter Verwendung der am freien Ende der Kurbelwelle gemessenen Motordrehzahl werden die Ansätze von [42] aufgegriffen. Es werden bei höheren Drehzahlen Probleme mit Kurbelwellenschwingungen festgestellt.

Von [75] wird eine Regelung der Zylinder-Gleichstellung bei Leerlauf auf Basis der Motordrehzahl durchgeführt. Dafür werden mit Hilfe der Fourier- und Wavelet-Analyse Gleichlaufmerkmale aus dem Drehzahlsignal abgeleitet. Basis der Untersuchungen ist ein Simulationsmodell. Eine Kurbelwellentorsion wird im Simulationsmodell nicht berücksichtigt und ist bei den geringen betrachteten Drehzahlen (700 min^{-1}) auch nicht zu erwarten.

Mit Hilfe einer Druckindizierung in einem einzelnen Leitzylinder arbeitet [56] an einem Vierzylinder-Ottomotor. Aus dem Drehzahlsignal wird unter Annahme einer starren Kurbelwelle das Summen-Wechsel-Gasmoment nach dem Ansatz von [42] bestimmt. Der Vergleich zwischen dem Gasmoment aus Leitzylinder-Indizierung und dem drehzahlbasierten Gasmoment ergibt einen Adaptionswert. Dieser Adaptionswert und das Wechsel-Gasmoment werden zur Berechnung von Mitteldruck, Verbrennungslage und Druckverlauf in den nicht indizierten Zylindern verwendet. Bei höheren Drehzahlen sinkt die Genauigkeit des Schätzverfahrens, was mit dem Einfluss von Kurbelwellenschwingungen erklärt wird.

Einen ähnlichen Ansatz zur Momentenschätzung wie [84] untersucht [22] unter Verwendung eines starren Kurbelwellenmodells. Ab 2500 min^{-1} werden starke Abweichungen festgestellt, die mit Kurbelwellen-Torsionsschwingungen erklärt werden. Experimentell werden Übertragungsfunktionen in Abhängigkeit vom Drehzahlbetriebspunkt bestimmt und durch einen Polynomansatz beschrieben.

3.3.3 Drehzahlbasierte Schätzverfahren unter Verwendung von Steuergrößen

In diesem Abschnitt werden Verfahren beschrieben, die im Gegensatz zu den Ansätzen in Kapitel 3.3.2 noch *Steuergrößen* aus dem Motormanagement verwenden. Dadurch stützen sie sich nicht ausschließlich auf Messgrößen, die die Systemantwort des Verbrennungsmotors repräsentieren, sondern nutzen auch Eingangs-*Steuergrößen* des Systems. Die Schätzwerte können daher nur korrekt sein, wenn der Motor keine Fehlfunktionen hat. Diagnosekonzepte sind auf Basis dieser Verfahren nicht möglich!

In [18] wird die Kohärenz zwischen Zylinderdruck und gemessenen Beschleunigungen am Motorblock untersucht, wobei eine geringe Kohärenz bei preisgünstigen Klopfsensoren festgestellt wird. Als weiteres Verfahren wird die Übertragungsfunktion zwischen Zylinderdruck und Winkelgeschwindigkeit experimentell bestimmt. Zur Rekonstruktion des Zylinderdrucks wird zwischen verschiedenen Übertragungsfunktionen in Abhängigkeit von der gemessenen Drehzahl und der *Steuergröße Gaspedalstellung* umgeschaltet.

Von [130] werden normierte Druckverläufe experimentell bestimmt und in einem Kennfeld in Abhängigkeit von Drehzahl-Spektral-Komponenten und dem Motor-Lastmoment abgelegt. Die Schwäche dieses Verfahrens ist, dass die Last nicht bekannt ist und reproduzierbare Verbrennungsverläufe vorausgesetzt werden.

Auf diverse Steuerwerte aus dem Motormanagement setzt das Verfahren von [86] auf, das das Motormoment in ein Neuronales Netz einlernt. Auch dieses Verfahren kann nur im fehlerfreien Fall funktionieren.

3.4 Zusammenfassende Bewertung existierender Ansätze

Verschiedenste Untersuchungen in Abschnitt 3.3 zeigten, dass insbesondere bei höheren Drehzahlen die Kurbelwellen-Eigendynamik nicht mehr vernachlässigt werden darf. Diese Effekte sollen deshalb in dieser Arbeit im Besonderen untersucht werden.

In der Mehrzahl der in der Literatur beschriebenen Ansätze werden Mittelwert-Merkmale aus dem Drehzahlsignal abgeleitet. Für eine Verbrennungsregelung werden jedoch zylinderselektive Aussagen benötigt, da jedem Zylinder ein eigener Regelkreis mit individuellem Istwert zugeordnet ist.

Insbesondere die Bestimmung der Verbrennungslage aus der Drehzahl ist ein Aspekt, der in bisherigen Arbeiten kaum beschrieben wurde und für die Anwendung im Motormanagement nicht im Fokus stand. Wie die Analyse der bestehenden Regelungskonzepte in Kapitel 2.4.3 zeigte, ist die Verbrennungslage jedoch eine wichtige Größe, die insbesondere bei homogenen Brennverfahren geregelt werden muss.

4 Thermodynamik-Modell des Hubkolben-Verbrennungsmotors

Die Arbeitsweise von Verbrennungsmotoren lässt sich allgemein in die physikalischen Teilprozesse *Verbrennung*, *Thermodynamischer Kreisprozess* und *Motormechanik* unterteilen.

Der erste Teilprozess umfasst die Freisetzung von Wärme. Durch die Verbrennung wird chemische Energie freigesetzt, die zu einer Temperatur- und Druckerhöhung des Arbeitsgases führt. Die zyklische Änderung von Druck, Temperatur und Arbeitsvolumen in einem thermodynamischen Kreisprozess verrichtet mechanische Arbeit am Hubkolben. Die Übertragung dieser mechanischen Arbeit über ein Schubkurbelgetriebe, die Kopplung mehrerer Zylinder über eine Kurbelwelle und die Mechanik weiterer Komponenten führt zum Motormoment und letztlich zur Bewegung der Arbeitsmaschine.

Die mechanischen Prozesse werden in Kapitel 5 im Detail erörtert. Dieses Kapitel befasst sich zunächst mit der Modellierung von *Verbrennung* und *Thermodynamischem Kreisprozess*. Beide Prozesse sind physikalisch eng miteinander verzahnt.

4.1 Modell des Brennraumes

Der thermodynamische Arbeitsprozess des Hubkolben-Verbrennungsmotors findet in einem zylinderförmigen Brennraum statt, wie er in Abbildung 4.1 dargestellt ist.

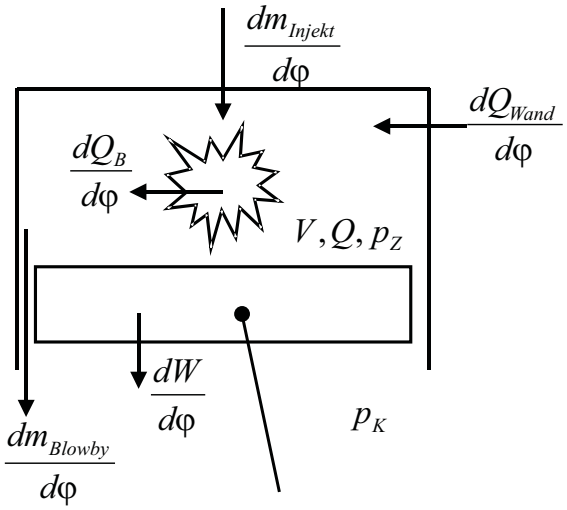


Bild 4.1: Brennraummodell der Hubkolbenmaschine

Während der Gaswechseltakte *Ansaugen* und *Ausschieben* ist der Zylinderdruck aufgrund der geöffneten Zylinderventile sehr gering und trägt nur unwesentlich zum Verlauf des Gasmomentes bei (vergleiche Kapitel 3.1.1). Im Kompressions- und Expansions-Takt, auch als Hochdruckphase bezeichnet, sind dagegen die Ventile geschlossen, wobei sich das Zylindervolumen in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel φ gemäß Gleichung 3.12 ändert.

Die Leckage $dm_{Blowby}/d\varphi$ über die Kolbenringe beträgt nach [40, 103] in etwa 0,5 bis 1,5 % der angesaugten Luftmasse. Die Masse des direkt eingespritzten Dieselkraftstoffes erhöht die Zylinderladung bei Volllast um etwa 5 %. Aufgrund des geringen Einflusses wird in der nachfolgend beschriebenen, nulldimensionalen Modellierung eine Massenänderung durch die Kraftstoffeinspritzung und durch Undichtigkeiten an den Kolbenringen (so genanntes *Blowby*) vernachlässigt:

$$\frac{dm_{Injekt}}{d\varphi} \approx 0 \quad , \quad \frac{dm_{Blowby}}{d\varphi} \approx 0$$

Unter den getroffenen Annahmen lässt sich der Brennraum während der Hochdruckphase als geschlossenes, veränderliches Zylindervolumen auffassen. Die Bilanz der Inneren Energie U kann über den ersten Hauptsatz der Thermodynamik wie folgt beschrieben werden [103]:

$$\frac{dU}{d\varphi} = \frac{dQ_B}{d\varphi} + \frac{dQ_{Wand}}{d\varphi} - \frac{dW}{d\varphi} \tag{4.1}$$

$$U' = Q'_B + Q'_{Wand} - W' \tag{4.2}$$

Ableitungen nach dem Kurbelwinkel φ in Differentialgleichungen werden im Folgenden zur Vereinfachung als gestrichene Größen dargestellt. Der Wandwärmestrom Q'_{Wand} und die freigesetzte Verbrennungswärme Q'_B lassen sich zum Heizverlauf Q'_H zusammenfassen:

$$Q'_H = Q'_B + Q'_{Wand} \tag{4.3}$$

Die Volumenänderungsarbeit W' bei Änderung eines geschlossenen Volumens lautet allgemein:

$$W' = pV' \tag{4.4}$$

Mit Gleichung 4.4 und 4.3 vereinfacht sich die Energiebilanz des Brennraumes in der Hochdruckphase zu:

$$U' = Q'_H - pV' \tag{4.5}$$

Die Annahme einer unveränderlichen Masse während der Hochdruckphase führt zu der linearen Differentialgleichung 4.5, die die Volumenänderung V' (Gleichung 3.13) mit den thermodynamischen Zustandsgrößen Druck p und Innerer Energie U in Beziehung setzt. Die Linearität hat große Vorteile für die Modellbildung, wie in Abschnitt 4.4 noch gezeigt werden wird.

4.2 Analyse von Zylinderdruckverläufen für die Bestimmung von Verbrennungsmerkmalen

Anhand des Zylinderdruckverlaufes lassen sich direkt Merkmale wie Spitzendruck oder Druckgradient ablesen, um mechanische Belastungen oder akustische Emissionen zu bewerten. Die thermodynamische Analyse von Zylinderdruckverläufen, ein Standardverfahren in der Brennverfahrensentwicklung, liefert dagegen Merkmale des Verbrennungsablaufes. Diese aus dem Druckverlauf gewonnenen Merkmale werden als Referenzgrößen für die Beurteilung der drehzahlbasiert gewonnenen Verbrennungsmerkmale verwendet, weshalb Ihre Gewinnung hier näher erläutert wird.

4.2.1 Offset-Kompensation

Die Verwendung piezoelektrischer Drucksensoren hat den Nachteil, dass die Nulllinie des Signals aufgrund des Messprinzips undefiniert ist (vergleiche Kapitel 2.4.2.1). Doch auch bei anderen Messprinzipien kann Sensordrift einen Offset-Messfehler Δp_{offset} hervorrufen.

Mit dem Modellwissen aus Abschnitt 4.1 lässt sich der Offset für dynamisch erfasste Zylinderdruckverläufe bestimmen. Das von [62] vorgeschlagene Verfahren nutzt dafür den Druckverlauf während des Kompressionsvorganges, wo noch keine verbrennungsbedingte Wärmefreisetzung stattfindet. Für zwei Kurbelwinkelstellungen φ_1 und φ_2 gilt für die zugehörigen wahren Zylinderdrücke p_1 und p_2 und die Volumina V_1 und V_2 die folgende Zustandsgleichung:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa} \tag{4.6}$$

Aufgrund des Offset-Messfehlers sind die wahren Drücke jedoch um Δp_{offset} gegenüber den gemessenen Drücken verschoben:

$$p_1 = p_{mess,1} + \Delta p_{offset} \tag{4.7}$$

$$p_2 = p_{mess,2} + \Delta p_{offset} \tag{4.8}$$

Setzt man Gleichung 4.7 und 4.8 in die Beziehung 4.6 ein, so kann man die Formel nach dem unbekannten Offset auflösen:

$$\Delta p_{offset} = \frac{\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa} p_{mess,1} - p_{mess,2}}{1 - \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\kappa}} \tag{4.9}$$

Mit Gleichung 4.9 lässt sich ein langsam veränderlicher Offset-Fehler für jedes Arbeitsspiel berechnen und kompensieren, wenn für zwei Druckmesspunkte das Volumen V und zusätzlich der Polytropenexponent κ bekannt sind. Bei adiabater Kompression ist dieser Exponent eine Konstante, sofern man das Zylindergas als ideales Gas betrachtet. Für Luft beträgt $\kappa = 1,40$.

Berücksichtigt man jedoch die reale Gasdynamik und die Tatsache, dass es beim Motor während der Kompression einen Wärmeaustausch über die Zylinderwand gibt, so muss dieser Wert korrigiert werden. Beim Dieselmotor hat sich ein experimentell angepasster Polytropenexponent von $\kappa \approx 1,37 \ldots 1,40$ in der Praxis bewährt, um die realen Wärmeübergänge und die Gasdynamik zu approximieren [2]. Voraussetzung für eine fehlerfreie Offset-Bestimmung ist eine richtige Zuordnung der Kurbelwinkelposition zu den gemessenen Druckwerten. Nur so können die zugehörigen Volumina V_1 und V_2 korrekt berechnet werden (siehe Gleichung 3.12).

Das Verfahren nach [62] ist durch die einfache Beziehung 4.9 sehr schnell und damit echtzeitfähig. Ein anderes echtzeitfähiges Verfahren zur Offset-Kompensation nutzt einen Referenzdruck, z.B. zu einer festen Kurbelwinkelposition während des Gaswechsels. [69] gibt eine gute Übersicht über weitere spezielle Ansätze zur Offset-Korrektur.

4.2.2 Bestimmung des Heizverlaufes aus dem Druckverlauf

Zur Beurteilung des Verbrennungsvorganges ist der Verlauf der Wärmefreisetzung, auch als Brennverlauf bezeichnet, eine nützliche Hilfsgröße. Lässt man die Wandwärmeverluste außer Betracht, so entspricht der Brennverlauf dem Heizverlauf und lässt sich durch Umformung aus Gleichung 4.5 gewinnen:

$$Q'_H = U' + pV' \tag{4.10}$$

Die Ableitung der Inneren Energie U' lässt sich schreiben als:

$$U' = \frac{1}{\kappa - 1} (p'V + pV') \tag{4.11}$$

Einsetzen von Gleichung 4.11 in Gleichung 4.10 ergibt die folgende Beziehung für den Heizverlauf:

$$Q'_H = \frac{1}{\kappa - 1} (\kappa pV' + p'V) \tag{4.12}$$

Obige Beziehung berechnet Q'_H aus dem Polytropenexponent, dem Zylindervolumen und dem Druck. Zusätzlich werden noch die Ableitungen von Druck- und Volumenverlauf benötigt. Während V' als analytische Funktion durch Gleichung 3.13 einfach berechnet werden kann, muss zur Bestimmung von p' der Druckverlauf numerisch differenziert werden.

Diese Schwierigkeit wird durch das *Schnelle Heizgesetz* von [62] umgangen, der für eine vereinfachte diskrete Berechnung des Heizverlaufes die folgende Beziehung herleitete:

$$\Delta Q_{1-2} = \frac{1}{\kappa - 1} V_2 \left[p_2 - p_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa} \right] \tag{4.13}$$

Die Indizes 1 und 2 in Gleichung 4.13 stehen für zwei aufeinander folgende diskrete Werte des Druck- bzw. Volumenverlaufes.

Im oberen Diagramm von Abbildung 4.2 sind die eingangs im Kapitel 3.1.1 gezeigten Druckverläufe im Bereich des oberen Totpunktes dargestellt. Berechnet man den Heizverlauf aus den Druckverläufen, so erhält man die im unteren Diagramm gezeigten Verläufe. In Druck-

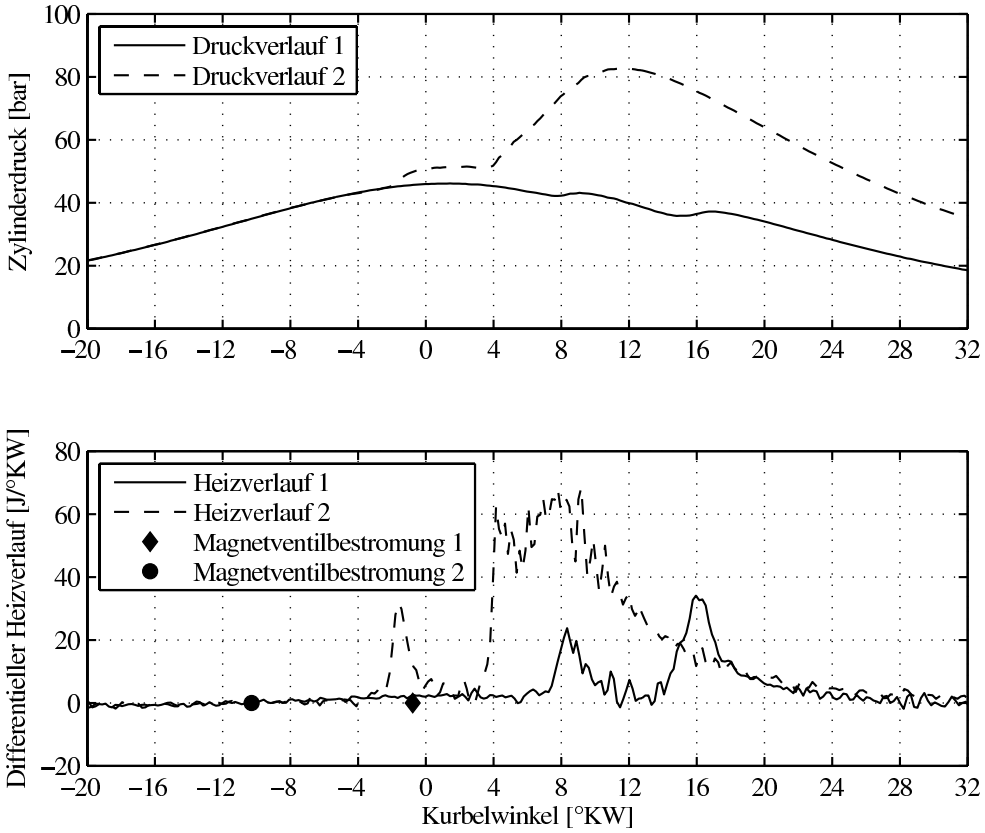


Bild 4.2: Zylinderdruckverläufe und korrespondierende Heizverläufe

verlauf 1 sind zwei leichte Drucksteigerungen zu beobachten. Diese Drucksteigerungen haben Ihre Ursache in einer zweistufigen Wärmezufuhr bei etwa 8 und 16 °KW, wie aus dem zugehörigen Heizverlauf zu ersehen ist. Auch den zweiten Druckverlauf kennzeichnet eine zweistufige Wärmefreisetzung. Hier ist die Wärmemenge der zweiten, bei 4 °KW beginnenden Verbrennung jedoch deutlich größer als die der ersten.

Verursacht wird die zweistufige Verbrennung durch eine mechanisch gesteuerte, abgesetzte Voreinspritzung von Kraftstoff durch das bei diesen Messungen verwendete Pumpedüse-Einspritzsystem. Der Voreinspritzung folgt in einem Abstand von etwa 6 °KW die eigentliche Haupteinspritzung. Die Voreinspritzmenge bleibt bei unterschiedlichen Lastpunkten nahezu gleich, wie Bild 4.2 verdeutlicht. Über die Haupteinspritzung wird die Gesamtwärmemenge gesteuert. Moderne Einspritzsysteme können auch noch eine späte Nacheinspritzung durchführen. Dadurch kann die Abgastemperatur zur Regeneration eines Dieselpartikelfilters gezielt erhöht werden.

Aus den Heizverläufen in Bild 4.2 können die Winkelpositionen des jeweiligen Brennbeginns φ_{BB} einfach abgelesen werden. Zusätzlich zu den Heizverläufen sind die Punkte markiert, an denen das PDE-Magnetventil bestromt und damit der Einspritzvorgang eingeleitet wird.

Die Zeit- bzw. Winkeldifferenz zwischen Bestromungsbeginn und Brennbeginn entspricht dem Zündverzug und dem Einspritzverzug, der für den Aufbau des Kraftstoffdrucks und das Öffnen der Düsennadel benötigt wird.

Die Detektion des Brennbeginns kann sich in der Praxis schwierig gestalten, wenn das Heizverlaufsignal gestört ist und nur eine geringe Wärmemenge wie bei der Voreinspritzung freigesetzt wird. Ein robusteres Merkmal für die Verbrennungslage ist der Verbrennungsschwerpunkt. Er ist definiert als der Punkt, an dem 50 % der Gesamt-Wärmemenge eines Verbrennungsvorganges freigesetzt wurden. Auch dieses Merkmal wird durch Integration aus dem Heizverlauf bestimmt.

Die oben gezeigten Beispiele verdeutlichen, dass die Berechnung und Analyse des Heizverlaufes eine wichtige Methode zur Beurteilung der Wärmefreisetzung der Verbrennung ist. Aus dem Heizverlauf lassen sich eine Reihe von Merkmalen bestimmen, die von zylinderdruckbasierten Regelungskonzepten direkt als Regelgröße verwendet werden (siehe Kapitel 2.4.2). Für die Beurteilung drehzahlbasierter Verbrennungsmerkmale in dieser Arbeit dient der Heizverlauf zur Bestimmung von Referenzwerten.

4.2.3 OT-Fehler

Die oben dargestellten Verfahren der Offset-Kompensation und Heizverlaufsberechnung, aber auch die Berechnung des Momentenverlaufes nach Gleichung 3.9, setzen eine korrekte Zuordnung des Kurbelwinkels zu den Druckwerten voraus. Ist diese Zuordnung nicht richtig, so verursacht der OT-Fehler Abweichungen, wie Bild 4.3 verdeutlicht.

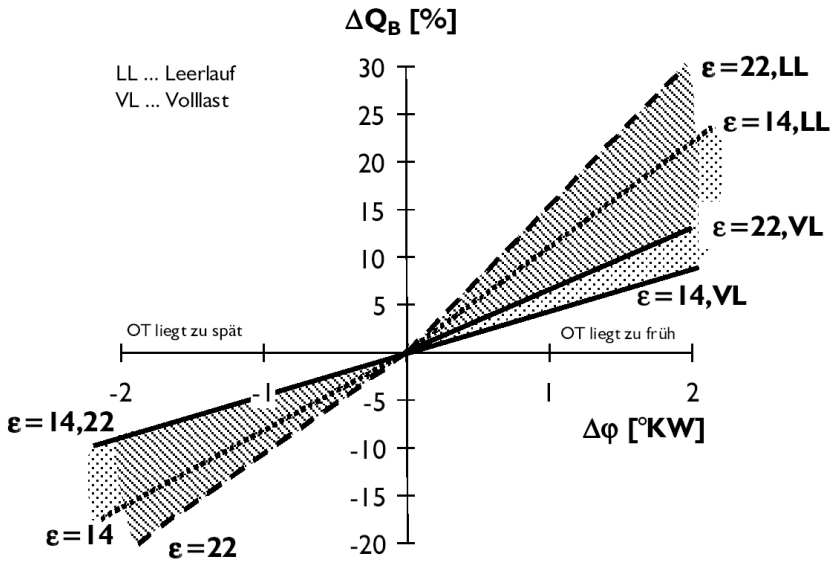


Bild 4.3: Einfluss des OT-Fehlers auf die Ermittlung des Energieumsatzes durch eine Druckverlaufsanalyse (Quelle: [2])

Abhängig vom Verdichtungsverhältnis ε und dem Lastzustand (Leerlauf LL, Volllast VL) kommt es zu erheblichen relativen Fehlern ΔQ_B bei der Bestimmung der umgesetzten Gesamt-Verbrennungswärme, wenn der OT nur um wenige Grad falsch zugeordnet wird. Bei der Druckverlaufsanalyse ist also eine genaue Bestimmung der Kurbelwellenposition unabdingbar. Dies kann z.B. durch eine genaue Justierung der Lücke des Kurbelwellen-Geberrades auf die OT-Stellung des Motors erfolgen. Eine weitere Möglichkeit ist die thermodynamische OT-Bestimmung. Dazu wird zunächst das Zylinderdruckmaximum bei geschlepptem Motor bestimmt. Das Druckmaximum liegt um den thermodynamischen Verlustwinkel [2] versetzt kurz vor dem Oberen Totpunkt. Dieser Verlustwinkel hat seine Ursache in den Wand-Wärmeverlusten und ist somit eine von Motortyp und Betriebspunkt abhängige Größe. Er muss daher zunächst durch andere Referenzverfahren für einen Motortyp bestimmt werden.

4.3 Modell des Verbrennungsverlaufes

Wie im vorangehenden Abschnitt gezeigt, ist der Heiz- bzw. Brennverlauf die zentrale Größe bei der wärmetechnischen Beschreibung des Verbrennungsvorganges. Für eine Kreisprozess-Simulation des Motors ist daher ein mathematisches Brennverlaufsmodell notwendig.

Eine Reihe von Veröffentlichungen befassen sich mit der Vorausberechnung des Brennverlaufes von Dieselmotoren [20, 33, 118, 122]. Die beschriebenen Modelle stützen sich auf empirische und physikalische Teilmodelle zur Berechnung von Einspritzverlauf, Kraftstoffverdampfung und Verbrennung. Eingangsgrößen sind dabei im Wesentlichen Einspritz-Steuergrößen aus dem Motormanagement und der aktuelle Betriebspunkt (Last, Drehzahl). Die Parameter der empirischen Teilmodelle werden durch Messungen an einen spezifischen Motortyp angepasst.

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Ersatzfunktion für den Brennverlauf benötigt, die eine allgemeine Beschreibung der Wärmefreisetzung erlaubt, aber keine Annahmen und Voraussetzungen eines spezifischen Motortyps trifft. Die benötigten Freiheitsgrade der Ersatzfunktion sind im Wesentlichen eine Variabilität des Verbrennungsschwerpunktes und der Gesamt-Brennenergie, da diese Größen den gesuchten Verbrennungsparametern entsprechen.

Allgemeine mathematische Ersatzbrennverläufe werden in [103] beschrieben. So kann die Wärmefreisetzung z.B. durch einfache Dreiecksfunktionen approximiert werden. Eine bei der Motorprozess-Simulation weit verbreitete Ersatzfunktion ist der Brennverlauf nach Vibe [123], der die Brennrate nach der in Gleichung 4.14 angegebenen Exponentialfunktion berechnet:

$$Q'_B = \frac{Q_{B,ges}}{\Delta\varphi_{BD}} a(m+1) \left(\frac{\varphi - \varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}}\right)^m e^{-a\left(\frac{\varphi-\varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}}\right)^{m+1}} \tag{4.14}$$

Integriert man Gleichung 4.14 über dem Kurbelwinkel, so erhält man die Vibe-Durchbrennfunktion, die besonders für die Beurteilung der insgesamt freigesetzten Wärme und zur Ab-

leitung des Verbrennungsschwerpunktes hilfreich ist:

$$Q_B = Q_{B,ges}\left(1 - e^{-a\left(\frac{\varphi-\varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}}\right)^{m+1}}\right) \tag{4.15}$$

Wesentliche Parameter des Vibe-Brennverlaufes sind die Gesamt-Brennenergie $Q_{B,ges}$, der Brennbeginn φ_{BB} und die Brenndauer $\Delta\varphi_{BD}$. Der Faktor a beschreibt den Umsetzgrad der Verbrennung bis zum Brennende. Für die dieselmotorische Verbrennung kann ein Umsetzgrad von 99,9% angenommen werden, was zu einem Wert von $a = 6,908$ führt [103].

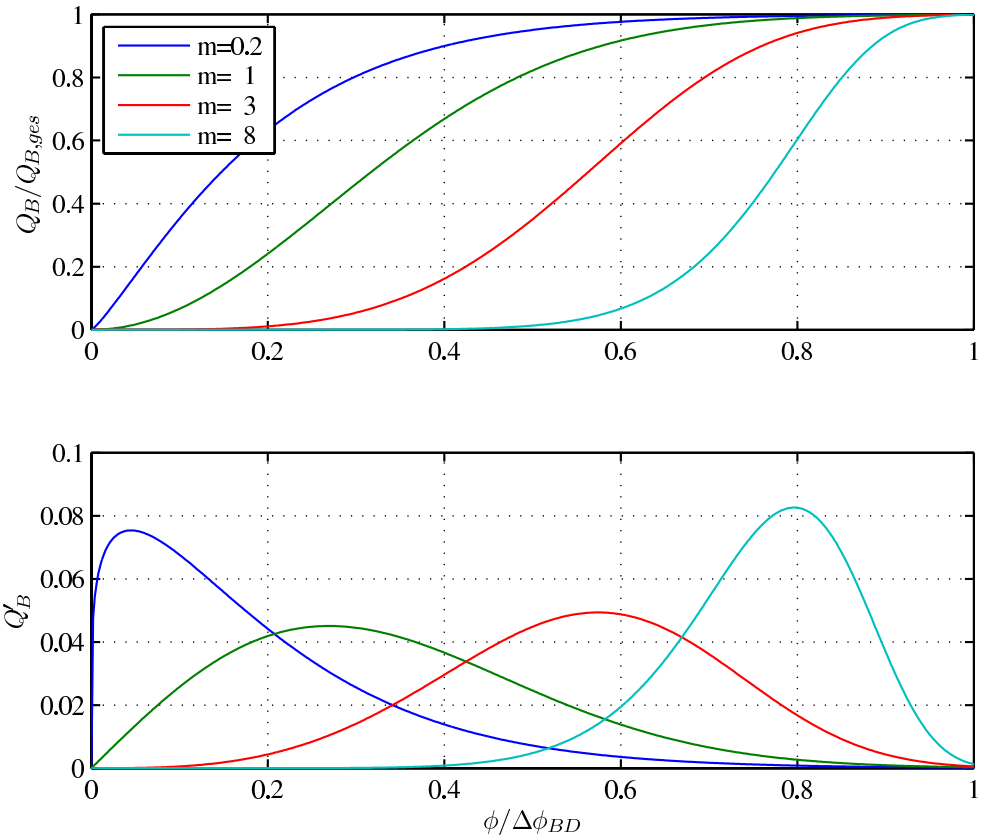


Bild 4.4: Brennrate aus der Vibe-Brennfunktion bei Variation des Formfaktors m

Der Formfaktor m beeinflusst den Verlauf der Verbrennungsgeschwindigkeit innerhalb der Brenndauer $\Delta\varphi_{BD}$. Zur Illustration seines Einflusses wurde m in der Darstellung in Bild 4.4 variiert. Eine kleiner Formfaktor von $m = 0,2$ bewirkt eine schnelle und kurze Umsetzung des Kraftstoffes. Mit großen m-Werten lassen sich dagegen verschleppte Verbrennungsvorgänge simulieren.

Für die Berechnung realistischer Brennverläufe können die Vibe-Parameter mit Hilfe einer Parameter-Optimierung an gemessene Heizverläufe angepasst werden. Zur genaueren Abbildung realer Verbrennungsvorgänge werden mehrere Vibe-Brennverläufe mit unterschiedlichen Parametersätzen überlagert [103]. Wegen der Flexibilität der mathematischen Modellierung wird in dieser Arbeit die Brennverlaufsberechnung nach Vibe verwendet. Die numerische

Berechnung von Exponentialfunktionen in einer Prozess-Simulation oder Parameteroptimierung ist allerdings rechenintensiv. In Kapitel 4.4 wird daher ein alternatives Brenngesetz entwickelt, das sich insbesondere für eine schnelle Berechnung im Rahmen einer Simulation eignet.

4.4 Berechnung des Zylinderdruckverlaufes

Ziel dieses Kapitels ist die Herleitung eines Modells für die Simulation des thermodynamischen Motorprozesses. Dabei werden die Annahmen und Vereinfachungen aus Abschnitt 4.1 zugrunde gelegt. Diese Annahmen schränken die Allgemeingültigkeit nur unwesentlich ein, bewahren aber die mathematische Linearität des Modells. Dadurch wird eine geschlossene analytische Berechnung des Zylinderdrucks möglich, wie im folgenden Abschnitt näher ausgeführt wird.

Die Linearität des thermodynamischen Modells bringt auch Vorteile bei der Modellinversion und der drehzahlbasierten Schätzung von Verbrennungsmerkmalen mit sich, wie in Kapitel 6 gezeigt werden wird.

4.4.1 Herleitung einer geschlossenen Lösung für den Zylinderdruckverlauf

Die Berechnung des Zylinderdruckverlaufes in der Hochdruckphase setzt auf den Annahmen in Abschnitt 4.1 auf, die zur Formulierung der Energiebilanz nach Gleichung 4.10 geführt haben. Der Druck p eines idealen Gases lässt sich durch folgende Formel in Abhängigkeit von der Inneren Energie U und dem Volumen V ausdrücken:

$$p = (\kappa - 1)\frac{U}{V} \tag{4.16}$$

Setzt man die Beziehung 4.16 in Gleichung 4.10 ein, so erhält man für U eine inhomogene, lineare Differentialgleichung 1. Ordnung mit dem variablen Koeffizienten $(\kappa - 1)V'/V$:

$$U' + (\kappa - 1)\frac{V'}{V}U = Q'_B \tag{4.17}$$

Gleichung 4.17 lässt sich mit Hilfe des Lösungsansatzes eines integrierenden Faktors analytisch lösen, wie es detailliert in [29] beschrieben ist. Dieser Lösungsansatz führt zum folgenden analytischen Ausdruck für den Verlauf der Inneren Energie $U(\varphi)$ als Funktion des Kurbelwinkels:

$$U(\varphi) = \underbrace{\frac{\int_{\varphi_0}^{\varphi} Q'_B(\widetilde{\varphi})V(\widetilde{\varphi})^{\kappa-1}d\widetilde{\varphi}}{V(\varphi)^{\kappa-1}}}_{U_B} + \underbrace{\left(\frac{V_0}{V(\varphi)}\right)^{\kappa-1} U_0}_{U_S} \tag{4.18}$$

Der Winkel φ_0 bezeichnet den Punkt, an dem das Einlassventil schließt und somit die Hochdruckphase beginnt. Zu diesem Zeitpunkt ist im Brennraumvolumen V_0 die Innere Energie U_0 vorhanden. Hervorzuheben ist, dass sich der Energieverlauf in Gleichung 4.18 in die Summe zweier getrennt berechenbarer Energieanteile aufteilt. Der erste Summand enthält unterhalb eines Integrals die Brennverlaufsfunktion $Q'_B(\varphi)$. Er repräsentiert die *verbrennungsbedingte Energieerhöhung* im Brennraum. Der zweite Term enthält neben der Anfangsenergie U_0 nur den Polytropenexponenten κ und das aus geometrischen Daten abgeleitete Volumen. Dieser Teil stellt die *kompressionsbedingte Energieerhöhung* dar. Drückt man gemäß Gleichung 4.16 die Anfangsenergie

$$U_0 = \frac{1}{\kappa - 1} p_0 V_0 \tag{4.19}$$

durch den Anfangsdruck p_0 bei Kompressionsbeginn aus und setzt Gleichung 4.18 in Gleichung 4.16 ein, so erhält man nach Vereinfachung einen Ausdruck für den Druckverlauf $p(\varphi)$ in der Hochdruckphase:

$$p(\varphi) = \underbrace{(\kappa - 1) V(\varphi)^{-\kappa} \int_{\varphi_0}^{\varphi} Q'_B(\widetilde{\varphi}) V(\widetilde{\varphi})^{\kappa - 1} d\widetilde{\varphi}}_{p_B} + \underbrace{\left(\frac{V_0}{V(\varphi)} \right)^{\kappa} p_0}_{p_S} \tag{4.20}$$

Auch hier teilt sich der Druckverlauf in einen verbrennungsbedingten und einen kompressionsbedingten Teil auf. Die analytisch gewonnene Erkenntnis der Trennung von Verbrennung und Kompression ist von großer Bedeutung für die Anwendung des Brennraummodells in der drehzahlbasierten Schätzung von Verbrennungsmerkmalen, worauf in Kapitel 6 noch näher eingegangen wird.

Bewertet man Gleichung 4.20 bezüglich des benötigten Rechenbedarfes, so kann festgestellt werden, dass die den Volumenverlauf $V(\varphi)$ enthaltenden Ausdrücke gemäß Gleichung 3.12 für alle interessierenden Kurbelwinkel φ vorab berechnet und tabelliert werden können. Dadurch vereinfacht sich die Berechnung des Kompressionsdrucks p_S zu einer simplen Multiplikation der Wertetabelle mit der Konstanten p_0.

Die Berechnung des Brenndrucks p_B gestaltet sich dagegen schwieriger, da $Q'_B(\widetilde{\varphi})$ durch die individuelle Brennverlaufsform gegenüber $V(\widetilde{\varphi})^{\kappa-1}$ variabel ist. Der Haupt-Rechenzeitbedarf liegt daher in der numerischen Lösung des Integrals in p_B.

4.4.2 Brennfunktion zur schnellen Zylinderdruckberechnung

Die nichtlineare, aufwändig zu berechnende Vibe-Brennfunktion ist bei der numerischen Integration in Gleichung 4.20 besonders von Nachteil, da sie für jeden Integrationsschritt berechnet werden muss. Aus diesem Grund wurde eine Ersatzfunktion $z(\varphi)$ gesucht, mit der

der Integralterm

$$z(\varphi) = \int_{\varphi_0}^{\varphi} Q'_B(\widetilde{\varphi}) V(\widetilde{\varphi})^{\kappa-1} d\widetilde{\varphi} \tag{4.21}$$

innerhalb der p_B-Berechnung approximiert werden kann. Eine geeignete Ersatzfunktion ist der in den positiven Bereich verschobene Verlauf der Hyperbel-Tangens-Funktion. Die Definition von $z(\varphi)$ lautet dafür:

$$z(\varphi) = A_Z(\tanh(v_Z(\varphi - \varphi_Z)) + 1) \tag{4.22}$$

Für verschiedene Variationen der Vibe-Parameter $Q_{B,ges}$, φ_{BB}, a, m und $\Delta\varphi_{BD}$ wurde das Integral nach Gleichung 4.21 berechnet und durch Anpassung der Ersatzfunktionsparameter A_Z, v_z und φ_Z approximiert. Abbildung 4.5 zeigt exemplarisch, dass das Integral mit der Ersatzfunktion gut angenähert werden kann.

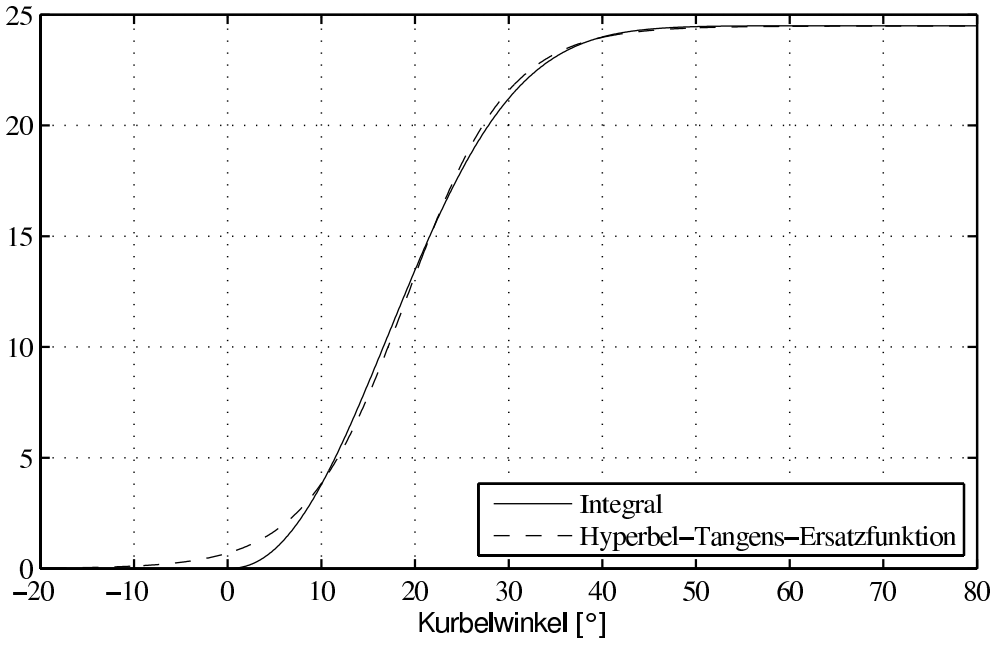


Bild 4.5: Verlauf von Integral (Gleichung 4.21) und approximierte tanh*-Ersatzfunktion ($Q_{B,ges} = 1000\ J$; $\varphi_{BB} = 0\ °KW$; $a = 6,9$; $m = 1,2$; $\Delta\varphi_{BD} = 50°$)*

Eine wichtige Eigenschaft der Ersatzfunktion 4.22 ist ihre analytische Differenzierbarkeit nach φ. Dadurch lässt sich der Brennverlauf Q'_B aus der Ersatzfunktion direkt berechnen. Setzt man Gleichung 4.21 und 4.22 gleich und löst nach Q'_B auf, so erhält man:

$$\begin{aligned} Q'_B(\varphi) &= \frac{dz(\varphi)}{d\varphi} V(\varphi)^{1-\kappa} \\ &= \frac{A_Z v_Z V(\varphi)^{1-\kappa}}{\cosh^2(v_Z(\varphi - \varphi_Z))} \end{aligned} \tag{4.23}$$

Die Rekonstruktion des Brennverlaufes nach Gleichung 4.23 und den zugrunde liegenden Vibe-Brennverlauf illustriert Bild 4.6.

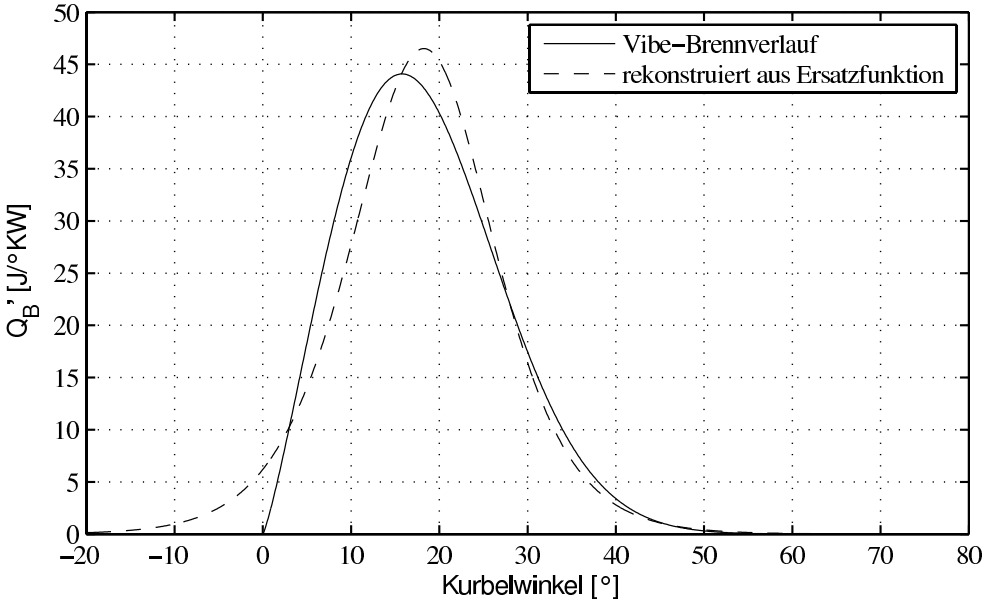


Bild 4.6: Vibe-Brennverlauf und rekonstruierter Brennverlauf nach Gleichung 4.23 ($Q_{Bges} = 1000\ J$; $\varphi_{BB} = 0\ °KW$; $a = 6,9$; $m = 1,2$; $\Delta\varphi_{BD} = 50°$)

Aus dem rekonstruierten Brennverlauf können in einem nächsten Schritt die Gesamt-Brennenergie $Q_{B,ges}$ und der Verbrennungsschwerpunkt (siehe Abschnitt 4.2.2) bestimmt werden. Eine Berechnung von Vibe-Brennverläufen und tanh-Ersatzfunktionen unter Variation der Vibe-Parameter in weiten Grenzen ergab nur eine geringe relative Abweichung der Gesamt-Brennenergie $Q_{B,ges}$ von weniger als 1 %. Die Abweichung des Verbrennungsschwerpunktes war geringer als 1,5 °KW. Mit diesen Ergebnissen ist die Hyperbel-Tangens-Ersatzfunktion eine äquivalente Alternative zur Integration eines Vibe-Brennverlaufes. Der Zylinderdruck errechnet sich mit diesem Ansatz aus den Verbrennungsparametern A_Z, v_Z und φ_Z nach folgender Gleichung:

$$p(\varphi) = \underbrace{(\kappa-1)V(\varphi)^{-\kappa}\overbrace{A_Z(\tanh(v_Z(\varphi-\varphi_Z))+1)}^{z}}_{p_B} + \underbrace{\left(\frac{V_0}{V(\varphi)}\right)^{\kappa} p_0}_{p_S} \tag{4.24}$$

Der rechentechnische Vorteil ist die schnelle Berechnung einer geschlossenen Lösung für $p(\varphi)$ bei beliebigen Werten für φ. Die numerische Integration in Gleichung 4.20 kann so vermieden werden. Diese Beschleunigung der Berechnung ist besonders von Bedeutung, wenn viele Druckverläufe in einem iterativen Optimierungsverfahren berechnet werden müssen, wie es in Kapitel 6 vorgestellt wird. Trotz der Verwendung der Ersatzfunktion kann mit Gleichung 4.23 der Brennverlauf Q'_B berechnet und eine Druckverlaufsanalyse zur Ableitung von Verbrennungsmerkmalen durchgeführt werden.

5 Modellierung der Motormechanik

Der Drehzahlverlauf der Kurbelwelle wird entscheidend vom Verlauf der Gas- und Massenmomente des Kurbeltriebs geprägt, wie in Kapitel 3.1.1 und 3.1.2 dargelegt wurde (siehe auch Bild 3.5). Der reale Motor verfügt neben Kurbelwelle und Kurbeltrieb über weitere Aggregate, die von der Kurbelwelle angetrieben werden.

Bild 5.1 skizziert die mechanischen Komponenten und den Aufbau des Dieselmotors mit Pumpedüse-Direkteinspritzsystem (PDE), der für die durchgeführten Untersuchungen verwendet wurde.

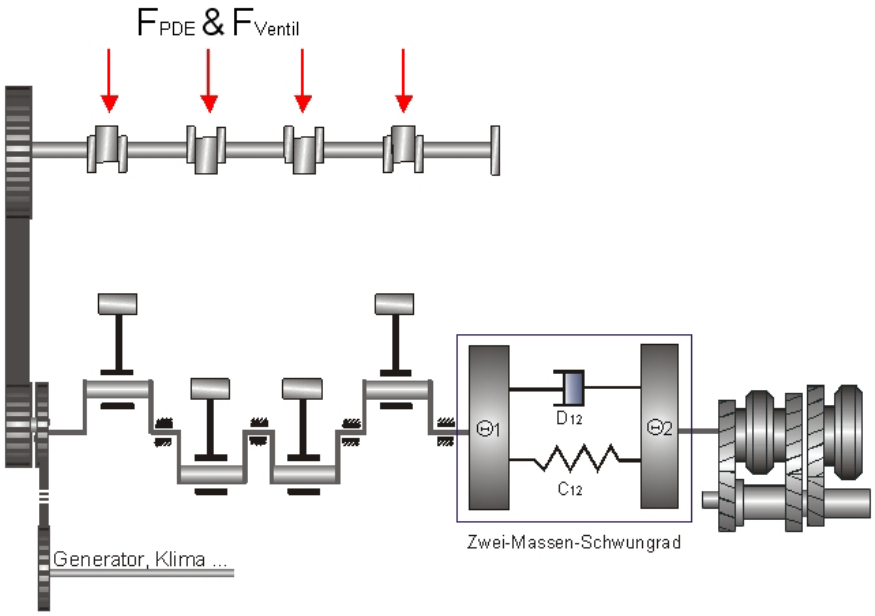


Bild 5.1: Schematische Übersicht über den mechanischen Aufbau des untersuchten Versuchsmotors

Der Steuertrieb dient zum Antrieb der Nockenwelle, die bei modernen Motoren oberhalb des Motorblocks liegt und hier die Einlass- und Auslassventile für den Gaswechsel betätigt. Beim Pumpedüse-Einspritzsystem werden von der Nockenwelle auch die PDE-Elemente über eigene, speziell geformte Einspritznocken betätigt. Durch die Betätigung von Ventilen und Einspritzelementen wirken winkelabhängig Momente an der Nockenwelle. Für die synchrone Kopplung von Kurbelwelle und Nockenwelle werden meist Zahnriemen- oder Kettentriebe eingesetzt, seltener Rädertriebe.

Der Nebenaggregatetrieb treibt in erster Linie den elektrischen Generator an. Die wachsende Verbreitung von Fahrzeug-Klimaanlagen erfordert einen Kältekompressor, der in den Nebenaggregatetrieb integriert wird. Die Lenkhilfe-Hydraulikpumpe der Servolenkung ist ebenfalls ein Teil des Nebenaggregatetriebes. Die Verbreitung der Lenkhilfepumpe sinkt jedoch, da

die Lenkunterstützung zunehmend durch elektrische Systeme realisiert wird. Die Kraftübertragung zu den Nebenaggregaten erfolgt reibschlüssig über einen Keilrippenriemen.

Der Motor ist abtriebsseitig über ein Zweimassenschwungrad (ZMS) (siehe auch Abschnitt 5.1.3) oder einen hydrodynamischen Drehmomentwandler mit dem Getriebe verbunden. Wandler und ZMS dienen der Minderung der Drehzahlungleichförmigkeit am Getriebeeingang, um Geräusche und Vibrationen vom Antriebsstrang und dem Fahrzeugaufbau fernzuhalten. Bei Handschaltgetrieben werden Zweimassenschwungräder und eine vom Fahrer betätigte Kupplung verwendet. In Stufen-Automatikgetrieben dienen Drehmomentwandler zur Schwingungsdämpfung und zur Entkoppelung von Motor- und Getriebedrehzahl, was während des Anfahrens und bei Schaltvorgängen eine ruckfreie Zugkraftübertragung gewährleistet. Moderne Stufen-Automatikgetriebe verfügen noch über eine Wandler-Überbrückungskupplung, die ebenfalls vom Getriebesteuergerät kontrolliert wird. Durch die Überbrückung werden der Wandlerschlupf unterbunden und so die Wandlerverluste während der Fahrt in festem Gang minimiert.

Der oben beschriebene Aufbau verdeutlicht, dass die mechanischen Motorkomponenten prinzipiell Einfluss auf die Kurbelwellenbewegung nehmen können. Insbesondere ein Wechselanteil im Moment könnte sich auf die Winkelbeschleunigungs-Amplitude auswirken, die nach Bild 3.2 ein wichtiges Signal für das Motormoment ist. Die mechanischen Komponenten wirken also als potenzielle Störgrößen auf eine drehzahlbasierte Verbrennungsmerkmal-Schätzung, deren quantitativer Einfluss zu untersuchen ist.

Dieses Kapitel behandelt zunächst die extern an der Kurbelwelle angreifenden Momente von Steuertrieb, Nebentrieb und Antriebsstranganbindung. Anschließend werden die inneren Momente und die Eigendynamik der Kurbelwelle analysiert.

5.1 Externe Momente an der Kurbelwelle

Die mechanischen Vorgänge in den externen Komponenten sollen durch physikalische Modelle beschrieben werden. Die Modellstruktur wird dabei einfach gehalten, um eine echtzeitfähige Nutzung des Modells in einem Algorithmus zur Verbrennungsparameterschätzung zu ermöglichen.

5.1.1 Dynamik des Steuertriebs

Hauptaufgabe des Steuertriebs ist eine Steuerung des Gaswechsels synchron zur Bewegung der Kurbelwelle. Der Steuertrieb treibt eine Nockenwelle an, die beim Viertakt-Verfahren mit der halben Kurbelwellendrehzahl rotiert, um die vier Arbeitstakte über zwei Motorumdrehungen zu erstrecken. Verbreitete Bauformen in Kraftfahrzeugmotoren sind Ketten- oder Zahnriementriebe, bei größeren Motoren werden auch Zahnrädertriebe verwendet. Ein Vorteil des Kettentriebes ist seine Wartungsfreiheit und ein geringer Bauraumbedarf, allerdings muss ein gewisser Aufwand für die Schmierung von Kette und Kettenrädern betrieben werden.

Die Verwendung eines faserverstärkten Polymer-Zahnriemens zur Kraftübertragung erfordert keine Schmierung und ist daher sehr kostengünstig und darüberhinaus geräuscharm. Diese Vorteile haben dazu geführt, dass mittlerweile ca. 75% der Fahrzeugmotoren aus europäischer Produktion mit Zahnriemensteuertrieben ausgerüstet sind [21]. Weiterentwicklungen beim Zahnriemenmaterial haben dazu geführt, dass moderne Zahnriemen eine dem Kettentrieb vergleichbare Lebensdauer von 300.000 km erreichen [36]. In Bild 5.2 ist der Aufbau des Zahnriemensteuertriebes des verwendeten Versuchsmotors dargestellt.

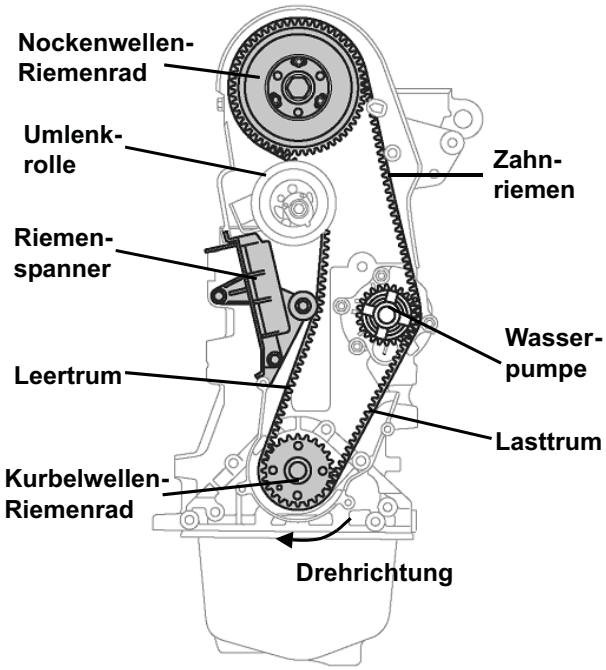


Bild 5.2: Aufbau des Zahnriemensteuertriebs des Versuchsmotors (Quelle: [24])

Am freien Ende der Kurbelwelle befindet sich das Kurbelwellen-Riemenrad, das über den Riemen das Nockenwellen-Riemenrad treibt. Die Untersetzung der Nockenwelle zur halben Kurbelwellendrehzahl erfolgt durch unterschiedliche Zähnezahlen der Riemenräder im Verhältnis 1:2.

Der Zahnriemen wird an seiner Rückseite über eine exzentrisch gelagerte, bewegliche Umlenkrolle geführt, die ihn durch einen hydraulisch gedämpften Riemenspanner auf einer positiven Vorspannung hält. Dadurch wird sichergestellt, dass die Zähne des Riemens auch im dynamischen Betrieb nicht durch zu geringe Spannung überspringen. Die freie Riemenlänge zwischen zwei Rädern wird als Trum bezeichnet. Die Kraft im Lasttrum ist aufgrund der Antriebslast an der Kurbelwelle größer als im Leertrum. Aus diesem Grund ist die Spanneinrichtung im Leertrum angeordnet, weil hier die geringsten Zugkräfte auftreten. In den Trieb ist noch die Wasserpumpe integriert, die den Kühlmittelumlauf des Motors gewährleistet. An ihr stützt sich der Riemen ab, wodurch sie ähnlich einer Umlenkrolle wirkt.

Die Nockenwelle betätigt über Ventilnocken die Ein- und Auslassventile. Beim verwendeten Pumpedüse-Motor werden auch die Einspritzelemente über eigene Einspritznocken betätigt. In Bild 5.3 ist die Nockenwelle des Versuchsmotors abgebildet.

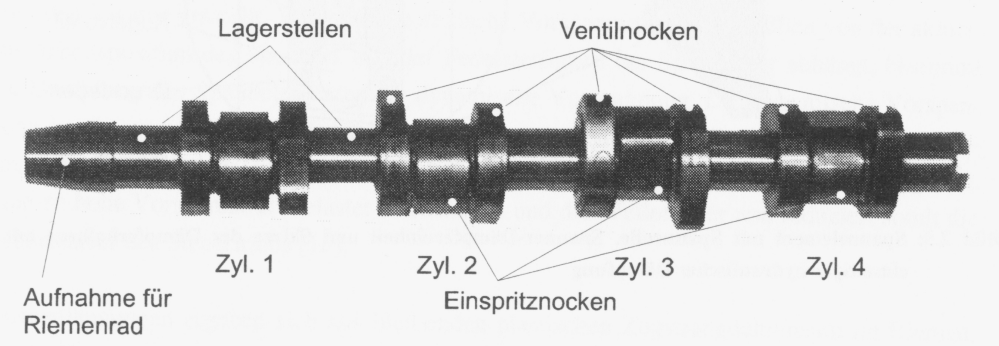


Bild 5.3: Nockenwelle des Versuchsmotors (Quelle: [91])

Durch die Ventil- und PDE-Betätigung wirken Momente, die die Dynamik der Nockenwelle maßgeblich beeinflussen. Beim Ottomotor ändert sich das Nockenwellenmoment nach Angaben von [119] zwischen -10 und +20 Nm während einer Nockenwellenumdrehung. In [13] werden für einen Dieselmotor mit Pumpedüse-Einspritzsystem hochfrequente Nockenwellenmomente zwischen -200 und +60 Nm angegeben.

Aufgrund der Elastizität des Zahnriemenmaterials kann der Riemen Längsschwingungen ausführen. Auch Transversalschwingungen der Trume sind möglich, insbesondere bei großen Trumlängen und geringer Riemenspannung [12]. An der Kurbelwelle wirken deshalb nicht die Nockenwellenmomente unmittelbar. Vielmehr wird das Übertragungsverhalten durch das Schwingungsverhalten des Steuertriebs bestimmt. Zu berücksichtigen ist auch, dass der Steuertrieb zusätzlich durch die Ungleichförmigkeit der Kurbelwellenbewegung zu Schwingungen angeregt wird.

Zur Quantifizierung des an der Kurbelwelle wirksamen Steuertriebsmomentes werden im Folgenden die Nockenwellenmomente ermittelt und die Steuertriebsdynamik durch ein Modell beschrieben.

5.1.1.1 Ventiltriebsmomente

Eine Spiralfeder hält die Ventile eines Verbrennungsmotors im unbetätigten Zustand geschlossen. Der Ventilnocken öffnet die Ventile gegen die Federkraft und verrichtet dabei die mechanische Arbeit W_V. Die Änderung dieser Arbeit lässt sich in differentieller Form als Funktion der Federkraft F_V und der differentiellen Ventilhubänderung dx_V ausdrücken:

$$dW_V = F_V dx_V \tag{5.1}$$

Die Differentiation von Gleichung 5.1 nach dem Nockenwinkel φ_{NW} ergibt:

$$\begin{aligned} M_V &= \frac{dW_V}{d\varphi_{NW}} = F_V \frac{dx_V}{d\varphi_{NW}} \\ &= F_V x_V' \end{aligned} \tag{5.2}$$

Die Ventilkraft F_V setzte sich aus der Ventilfederkraft F_{Feder} und der Massenkraft $F_{V,M}$ zusammen:

$$F_V = F_{Feder} + F_{V,M} \tag{5.3}$$

Die Ventilfeder ist bei geschlossenem Ventil mit der Kraft $F_{Feder,0}$ vorgespannt. Bei näherungsweise konstanter Federsteifigkeit c_{Feder} berechnet sich die Ventilfederkraft zu:

$$F_{Feder} = F_{Feder,0} + c_{Feder} x_V \tag{5.4}$$

Für die Berechnung der Massenkraft wird die gesamte bewegte Masse des Einzelventiltriebs zu einer einzelnen, translatorisch bewegten Masse m_V zusammengefasst. Die Ventilmassenkraft berechnet sich damit nach:

$$\begin{aligned} F_{V,M} &= m_V \ddot{x}_V = m_V \left(x'_V \ddot{\varphi}_{NW} + x''_V \dot{\varphi}^2_{NW} \right) \\ &\approx m_V x''_V \dot{\varphi}^2_{NW} \end{aligned} \tag{5.5}$$

Mit den Gleichungen 5.2 bis 5.5 lässt sich das Ventilmoment aus der Nockenwellengeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{NW}$ und den kinematisch gegebenen Verläufen der Nockenhubkurve x_V, der bezogenen Nockengeschwindigkeit x'_V und der bezogenen Nockenbeschleunigung x''_V berechnen. Bild 5.4 zeigt diese Nocken-Verläufe über dem Nockenwinkel.

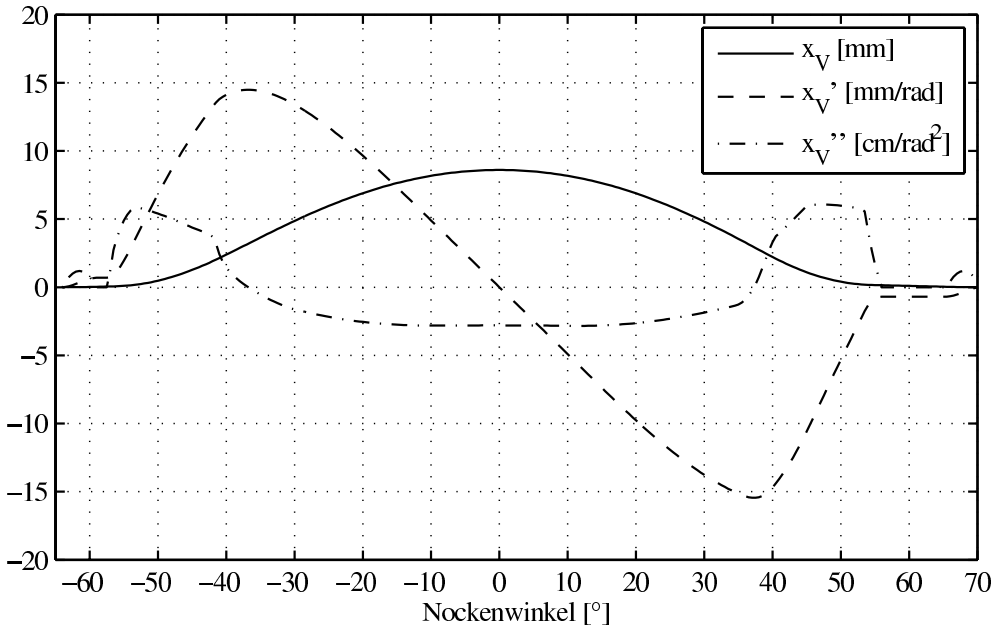


Bild 5.4: Nockenhub, bezogene Nockengeschwindigkeit und bezogene Nockenbeschleunigung

In Gleichung 5.5 wurde der Term der Nockenwellenbeschleunigung vernachlässigt. Er hat im Vergleich zu $x''_V \dot{\varphi}^2_{NW}$ nur einen geringen Einfluss auf die Massenkraft. Die Ventilmomente sind mit dieser Vereinfachung mit dem Nockenwinkel φ_{NW}, den nockenformabhängigen Verläufen von x_V, x'_V und x''_V sowie der Nockenwellenwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{NW}$ berechenbar. Unter Annahme einer torsionssteifen Nockenwelle ergibt sich das Summenventilmoment durch

Überlagerung aller Einzelmomente der Einlass- und Auslassventile. Abbildung 5.5 zeigt drei Verläufe für unterschiedliche Motordrehzahlen.

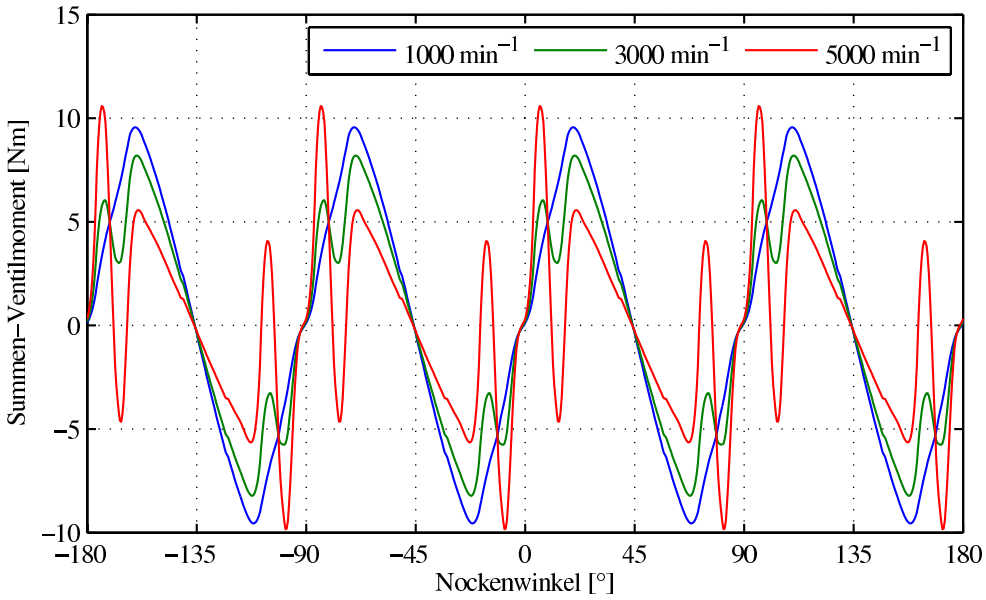


Bild 5.5: Summen-Ventilmomente bei verschiedenen Motordrehzahlen

Bei niedriger Motordrehzahl überlagern sich die Einzelmomente zu einem dreiecksförmigen Verlauf. Hochfrequente Anteile durch Massenkräfte wirken sich bei hohen Drehzahlen aus. Die Amplitude der Ventilmomente wird durch die Massenkräfte jedoch wenig beeinflusst und steigt kaum über ±10 Nm.

Durch die analytisch gegebenen Zusammenhänge können die Ventilmomentverläufe in Abhängigkeit von φ_{NW} und $\dot{\varphi}_{NW}$ mit beliebiger Auflösung vorausberechnet und als Kennfeld gespeichert werden. Werte zwischen den Stützstellen des Kennfeldes werden durch lineare Interpolation ermittelt. Mit dieser Technik steht eine einfache und echtzeitfähige Möglichkeit zur Berücksichtigung des Ventilmomentes zur Verfügung. Für die nachfolgend in Abschnitt 5.1.1.3 beschriebene Simulation des Steuertriebs wird ein solches Ventilmoment-Kennfeld verwendet.

5.1.1.2 Momente des Pumpedüse-Einspritzsystems

Für jeden Zylinder befindet sich ein Pumpedüse-Element (PDE) im Zylinderkopf des Motors, das über einen Einspritznocken betätigt wird. Aufbau und Arbeitsweise eines Pumpedüse-Elementes lassen sich mit Bild 5.6 verdeutlichen.

Der Hub des Einspritznockens drückt über Rollenkipphebel und Druckbolzen den Pumpenkolben des Elementes gegen die Kraft der PDE-Druckfeder nach unten. Dadurch wird der Kraftstoff im Hochdruckraum in den Niederdruck-Kraftstoffrücklauf verdrängt, so lange das Magnetventil geöffnet ist. Zur Auslösung der Einspritzung schließt das Motorsteuergerät das Magnetventil. Die Pumpenkolbenbewegung komprimiert nun den Kraftstoff im abgeschlossenen Hochdruckvolumen. Wenn der Druck groß genug ist um die Kraft der Düsenfeder

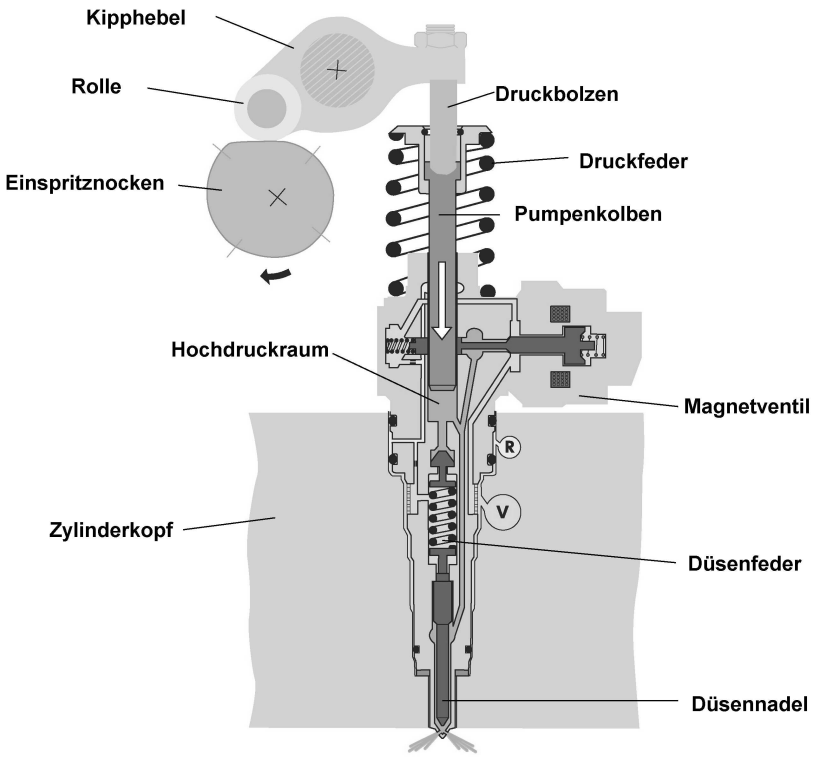


Bild 5.6: Aufbau und Arbeitsweise eines Pumpedüse-Elementes (Quelle: [104])

zu überwinden, hebt sich die Düsennadel und die Einspritzung beginnt. Eine anschließende Öffnung des Magnetventils führt zu einem Druckabfall im Hochdruckvolumen. Dadurch übersteigt die Düsenfederkraft die Kraftstoffdruckkraft. Die Düse wird mit der Düsennadel verschlossen und die Einspritzung endet. Über die Dauer des Druckaufbaus wird so beim PDE-System die Einspritzmenge gesteuert.

Bei diesem Einspritzvorgang hängt der Verlauf der Kolbenkraft entscheidend davon ab, ob eingespritzt wird und wann der Druckaufbau durch das Schließen des Magnetventils eingeleitet wird. Die PDE-Kraftverläufe sind also nicht ausschließlich durch die Nockentrieb-Kinematik bestimmt, sondern hängen von den Variabilitäten der Einspritzsteuerung ab. Zur experimentellen Bestimmung der PDE-Momente wurde deshalb eine Kraftsensorik am Druckbolzen eingesetzt, die in Bild 5.7 dargestellt ist.

Auf dem Druckbolzen, der auch als *Knochen* bezeichnet wird, werden Dehnungsmessstreifen appliziert, mit denen die mechanische Druckspannung im Bolzen erfasst werden kann. An diesem Bauteil werden die Kräfte gemessen, die zwischen Kipphebel und Pumpenkolben herrschen. In Bild 5.8 ist die daraus berechnete Kraft im Druckbolzen beim Übergang vom Schubbetrieb in den gefeuerten Betrieb über mehrere Nockenwellenumdrehungen dargestellt.

Bis zu Umdrehung 742 wird das Magnetventil nicht geschlossen, weil im Schubbetrieb keine Einspritzung von Kraftstoff stattfindet. Es wird kein Druck im Hochdruckraum aufgebaut. Im Druckbolzen werden nur die Kräfte gemessen, die zum Zusammendrücken der PDE-

Bild 5.7: Knochenkraftsensor (Quelle: [104])

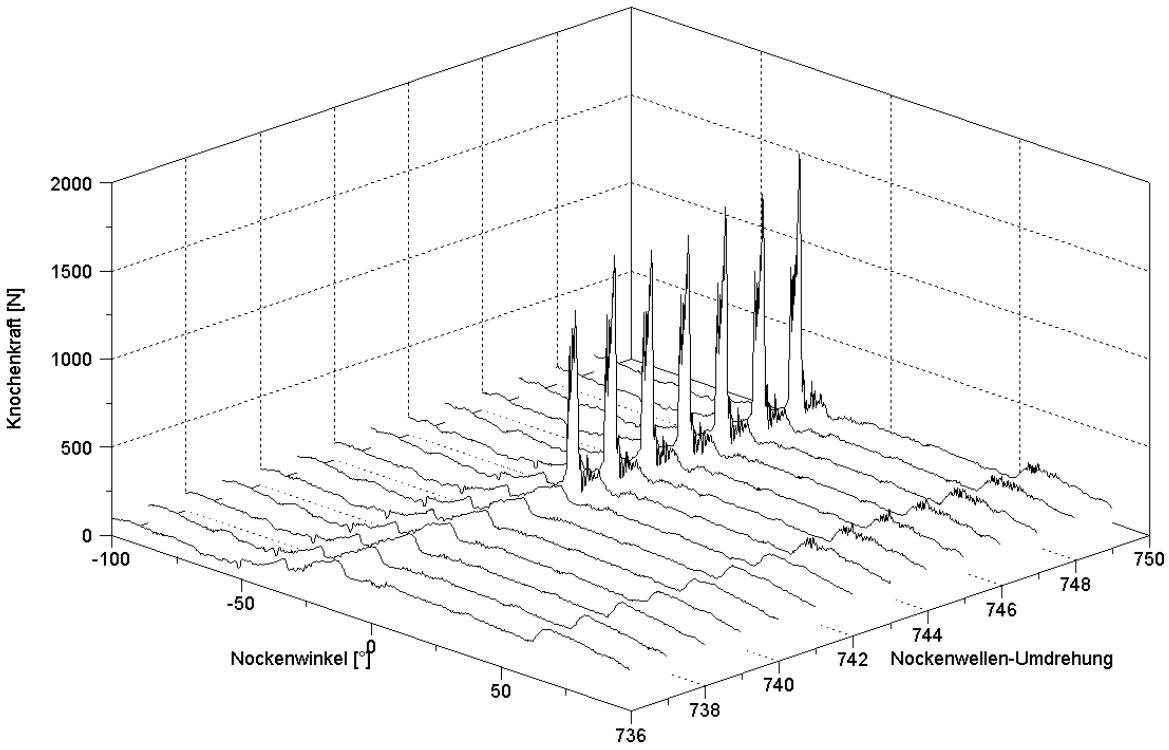


Bild 5.8: Verlauf der Knochenkraft beim Übergang vom Schub zum gefeuerten Betrieb bei Leerlaufdrehzahl

Druckfeder notwendig sind. Ab Umdrehung 743 beginnt das Motorsteuergerät die Einspritzung. Deutlich sind die Kraftspitzen bis zu 1500 N zu erkennen, die durch den Aufbau von Kraftstoffdruck im Hochdruckraum auch bei geringen Einspritzmengen verursacht werden. Die Kraftstoffdrücke im Pumpedüse-Element können bei hohen Einspritzmengen bis zu 2200 bar betragen. Die Einspritzmenge hat also einen entscheidenden Einfluss auf die Verläufe der Knochenkräfte.

Aus den gemessenen Knochenkräften kann das PDE-Moment analog zum Vorgehen bei den Ventilmomenten (Abschnitt 5.1.1.1) berechnet werden:

$$M_{PDE} = -F_{PDE}\frac{dx_{PDE}}{d\varphi_{NW}} = -F_{PDE}x'_{PDE} \tag{5.6}$$

Bild 5.9 zeigt das nach Gleichung 5.6 berechnete Summenmoment aller vier Pumpedüse-Elemente für verschiedene Motordrehzahlen und Einspritzmengen über einer Nockenwellen-Umdrehung. Bei niedrigen Drehzahlen ohne Kraftstoffeinspritzung (durchgezogene Linie) ist das PDE-Moment sehr gering.

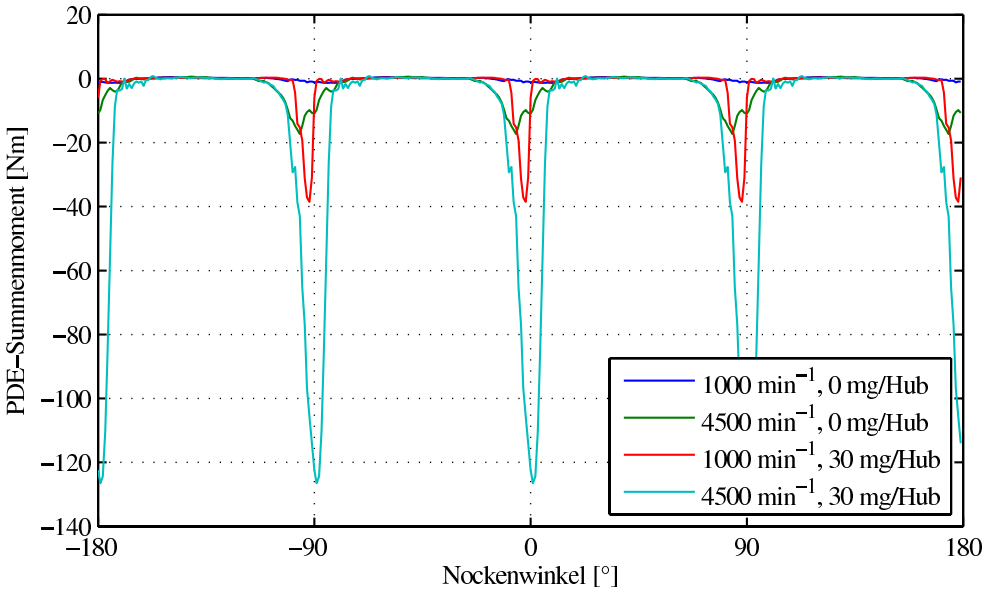


Bild 5.9: PDE-Summenmoment bei Variation von Motordrehzahl und Einspritzmenge

Die Massenkräfte spielen bei hohen Drehzahlen eine Rolle. Sehr deutlich tritt der dominante Einfluss der Einspritzmenge hervor, der für hohe Knochenkräfte verantwortlich ist (vergleiche Bild 5.8). Bei hohen Drehzahlen und Einspritzmengen von 30 mg/Hub wirkt dann kurzzeitig ein PDE-Moment von 130 Nm an der Nockenwelle.

5.1.1.3 Schwingungsmodell des Zahnriemen-Steuertriebs

Die veränderlichen Pumpedüse- und Ventilmomente rufen an der Nockenwelle Drehschwingungen hervor. In Bild 5.10 sind der Wechselanteil der Nockenwellendrehzahl sowie die an der Nockenwelle wirkenden PDE- und Ventilmomente dargestellt.

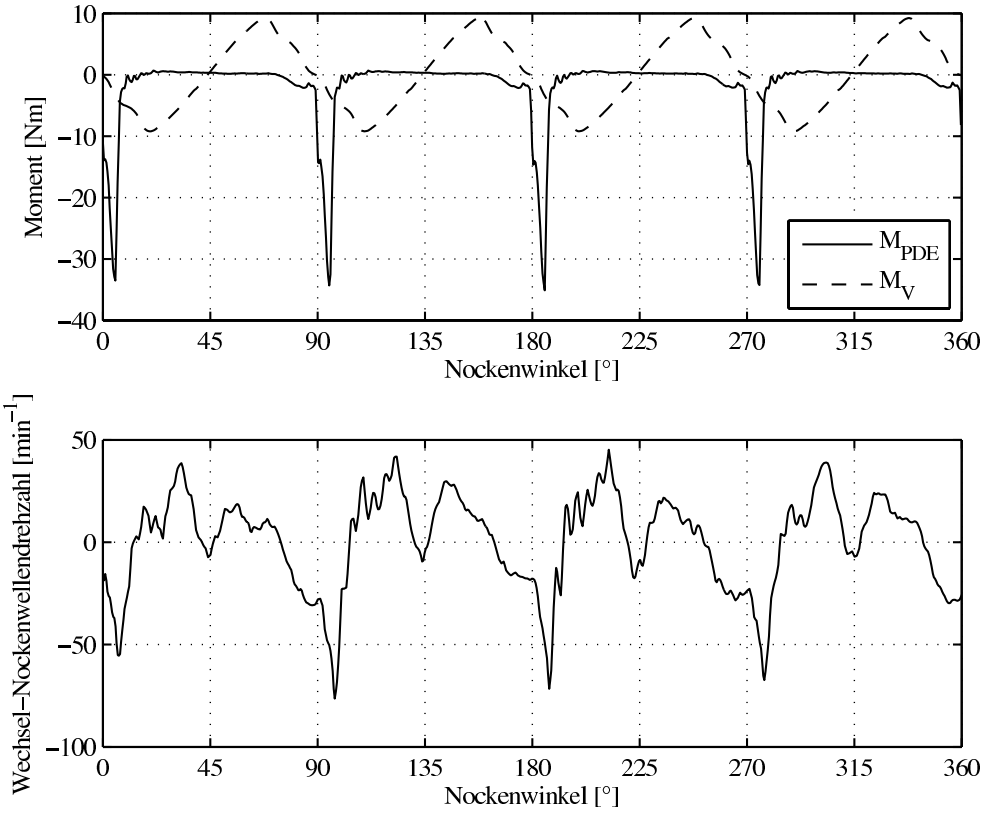


Bild 5.10: PDE-Moment, Ventilmoment und Nockenwellendrehzahl bei 1500 min^{-1}

Das impulsförmige, negative PDE-Moment führt zu einem massiven Drehzahleinbruch an der Nockenwelle. Im Vergleich zwischen Ventil- und PDE-Moment hat das Moment der Einspritzelemente die höhere Amplitude und führt zu einer hochfrequenten, kurzfristigen Anregung der Nockenwelle. Der Verlauf des geringeren Ventilmomentes erstreckt sich dagegen über einen weiteren Winkelbereich und ist damit niederfrequenter.

Neben diesen beiden Nockenwellen-Lastmomenten wirken noch die Trumkräfte des Zahnriemens als Moment an der Nockenwelle. Der Zahnriemen wird über die Kurbelwelle angetrieben, die selbst Drehschwingungen ausführt. Somit ist auch beim Trum-Moment ein dynamischer Verlauf über dem Nockenwinkel zu erwarten. Durch die Elastizität des Riemens bilden Nockenwelle, Steuertrieb und Kurbelwelle ein schwingungsfähiges System, dessen Dynamik die Nockenwellendrehzahl und den Verlauf der Trum-Momente bestimmen. Einen Eindruck von der Steuertriebsdynamik gibt das Campbelldiagramm der Differenzwinkelbeschleunigung zwischen Kurbelwelle und Nockenwelle, das in Bild 5.11 dargestellt ist. Die deutlich erkennbare hohe Eigenfrequenz bei ca. 1200 Hz entspricht der Nockenwellen-Eigenfrequenz. Bei etwa 400 Hz findet sich eine Kurbelwellen-Eigenfrequenz, auf die in Kapitel 5.2.1 noch näher eingegangen wird. Im Bereich von 200 Hz deutet sich eine Eigenfrequenz des Steuertriebs an, die aber aufgrund der Komplexität der wirkenden Nockenwellen-Lastmomente nicht klar hervortritt.

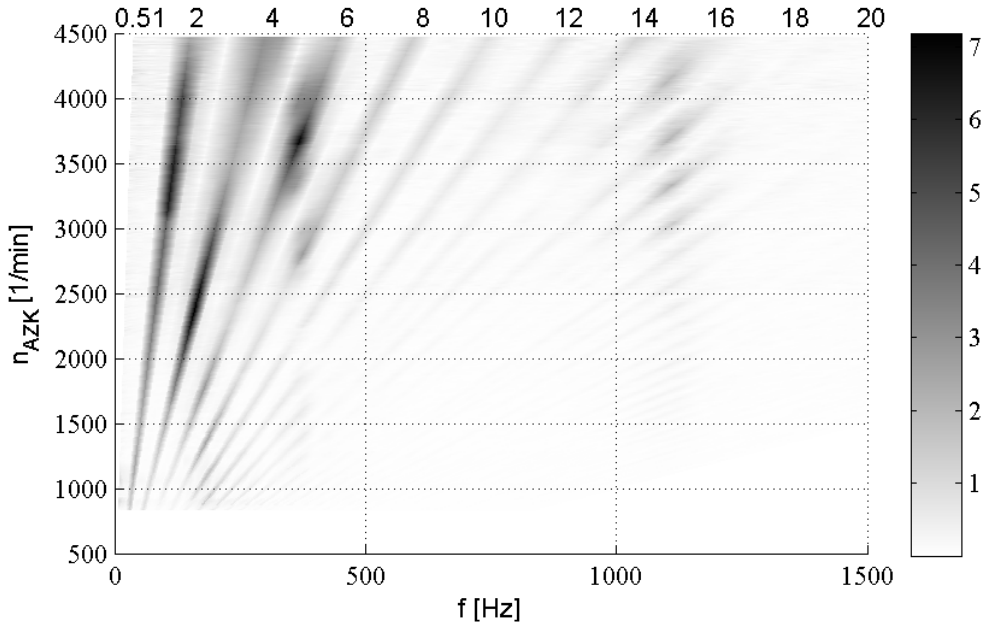


Bild 5.11: Campbelldiagramm der Differenz-Winkelbeschleunigung zwischen Nockenwelle und Kurbelwelle

Zur Simulation der Steuertriebsdynamik finden sich in der Literatur Modelle mit unterschiedlichem Detaillierungsgrad: Bei [108] werden einzelne starre Drehmassen im Steuertrieb betrachtet und die Trum-Abschnitte zwischen diesen Massen als Feder-Dämpfer-Elemente modelliert. Zusätzlich berücksichtigte er die Kopplung von Transversalschwingungen der Trume. Von [57] wird dieser Modellierungsansatz auf Steuerkettentriebe übertragen. Kettenspanner und die Elastizität der Führungsschienen werden ebenfalls modelliert. Bei [91]

wird der gleiche Steuertrieb des Pumpedüse-Vierzylindermotors untersucht, der auch für die Untersuchungen in dieser Arbeit zur Verfügung stand. Er betrachtet dabei detailliert die Eigendynamik der Nockenwelle unter der Einwirkung der PDE-Kräfte. Bei allen in der Literatur beschriebenen Simulationsansätzen wird die Parametrierung der Modellparameter des Zahnriemens (Steifigkeit, Dämpfung) als besonderes Problem herausgestellt.

Für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit sollen die an der Kurbelwelle wirkenden Trum-Momente quantifiziert werden, um den Einfluss auf eine drehzahlbasierte Bestimmung von Verbrennungsparametern abzuschätzen. Für diese Zwecke soll ein einfaches Modell verwendet werden, das die wesentlichen Eigenschaften des Steuertriebs repräsentiert, aber möglichst durch geringen Rechenaufwand echtzeitfähig für eine Anwendung im Motorsteuergerät bleibt. Deshalb wurde auf eine Berücksichtigung der Nockenwelleneigenfrequenzen und Transversalschwingungen verzichtet, weil diese für die Rückwirkung auf die Kurbelwelle in der Regel eine untergeordnete Rolle spielen. Bild 5.12 illustriert zwei der untersuchten Modellansätze [111].

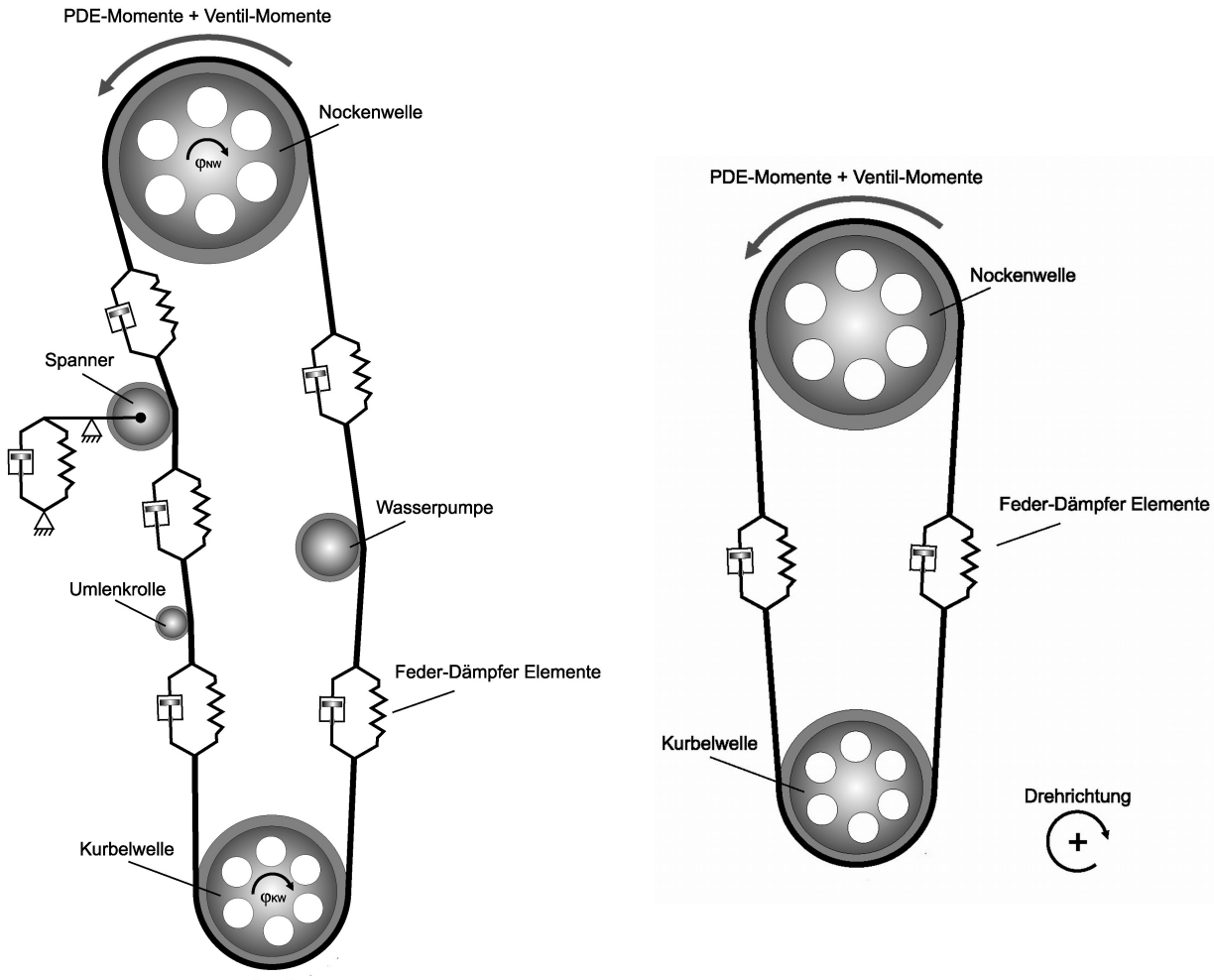


Bild 5.12: Entwickelte Steuertriebsmodelle

Im links abgebildeten, komplexen Modell werden die einzelnen Drehmassen im Steuertrieb als starr angenommen und durch ihr Massenträgheitsmoment beschrieben. Die Trume des

umlaufenden Zahnriemens sind durch ein rheologisches Kelvin-Voigt-Modell modelliert. Dieses Riemenmodell berücksichtigt Längsschwingungen des Riemens, Transversal- und Querschwingungen werden nicht betrachtet. Durch die Annahme starrer Drehmassen bleiben die bei 1200 Hz zu erwartenden Eigenschwingungen der Nockenwelle (siehe Bild 5.11) unberücksichtigt. Schwingungen dieser hohen Frequenz liegen jedoch außerhalb der relevanten Motorordnungen im Drehzahlbetriebsbereich. An der Nockenwelle wirken zusätzlich zu den Trumkräften die Ventil- und PDE-Momente, die nach dem in Abschnitt 5.1.1.1 und 5.1.1.2 beschriebenen Verfahren berechnet werden.

Für jede Drehmasse i des Modells lässt sich eine Bilanzgleichung aller angreifenden Momente aufstellen:

$$J_i\ddot{\varphi}_i = r_i F_{Trum,i,i+1} - r_i F_{Trum,i,i-1} \tag{5.7}$$

Der Parameter r_i entspricht dem Radius des betrachteten Rades. An der Nockenwelle lautet die Bilanzgleichung aufgrund der hier wirkenden PDE- und Ventilmomente:

$$J_{NW}\ddot{\varphi}_{NW} = r_{NW} F_{Trum,NW,NW+1} - r_{NW} F_{Trum,NW,NW-1} + M_{PDE} + M_V \tag{5.8}$$

Die Trumkräfte $F_{Trum,i,i+1}$ und $F_{Trum,i,i-1}$ der beiden an einer Drehmasse i angreifenden Trume wirken über den Radius r_i des Riemenrades. Diese Trumkräfte ergeben sich für das verwendete Kelvin-Voigt-Modell mit der *Trum-Steifigkeit* c_{Trum} und der *Trum-Dämpfung* b_{Trum} nach den Gleichungen 5.9 und 5.10:

$$F_{Trum,i,i-1} = c_{Trum,i-1}(x_i - x_{i-1}) + b_{Trum,i-1}(\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) \tag{5.9}$$

$$F_{Trum,i,i+1} = c_{Trum,i+1}(x_{i+1} - x_i) + b_{Trum,i+1}(\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) \tag{5.10}$$

Die Variable $\dot{x}_i$ beschreibt die Umfangsgeschwindigkeit der Drehmasse i. Die integrale Größe x_i entspricht der Position des Trum-Kontaktpunktes am Umfang. Beide Größen stehen über den Radradius r_i mit der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_i$ und der Winkellage φ_i in Beziehung:

$$\dot{x}_i = r_i\dot{\varphi}_i \tag{5.11}$$

$$x_i = r_i\varphi_i \tag{5.12}$$

Die Gleichungen 5.7 bis 5.12 beschreiben gemeinsam eine Differentialgleichung für die Dynamik einer einzelnen Masse. Über die Größen $\varphi_{i-1}/\dot{\varphi}_{i-1}$ bzw. $\varphi_{i+1}/\dot{\varphi}_{i+1}$ wird die Masse i durch die Bewegung benachbarter Massen beeinflusst. Das Simulationsmodell des gesamten Steuertriebes ergibt sich also als Differentialgleichungssystem, dessen Grad durch die Anzahl der betrachteten diskreten Teilmassen bestimmt ist. Durch Auflösung von Gleichung 5.7 bzw. 5.8 nach der Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_i$ und numerische Integration im Zeitbereich werden $\dot{\varphi}_i$ und φ_i für alle Massen berechnet.

5.1.1.4 Parameter des Steuertriebmodells

Das Massenträgheitsmoment J_i einer Drehmasse lässt sich mit geringem Aufwand aus der dreidimensionalen Massenverteilung berechnen. Ebenso sind die Radradien r_i und die Trumlängen zwischen den Riemenrädern konstruktiv vorgegeben.

Die Bestimmung der Riemenmodellparameter c_{Trum} und b_{Trum} gestaltet sich in der Praxis dagegen schwierig, da es sich bei dem verwendeten Riemenmodell um ein Ersatzmodell handelt, das die detaillierten physikalischen Vorgänge zwischen Riemen und Riemenrad nur global beschreiben kann. Zur Verdeutlichung ist in Abbildung 5.13 der Aufbau des Zahnriemens illustriert.

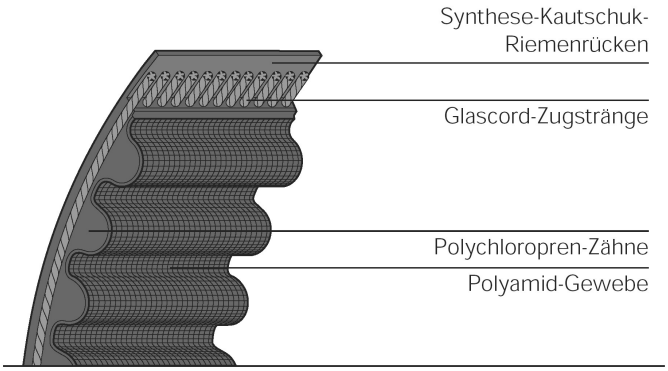


Bild 5.13: Aufbau des Zahnriemens (Quelle: Continental)

Der Zahnriemen besteht aus einem synthetischen Kautschuk-Riemenrücken, in den Glascord-Fasern eingebettet sind. Als Zugstränge werden auch andere zugfeste Werkstoffe wie Aramid- oder Carbonfasern verwendet [91]. Die Zähne bestehen aus elastischem Polychloropren, das zum Schutz vor mechanischem Verschleiß der Zahnkontaktfläche mit Polyamidgewebe überzogen ist.

In eingehenden, bei [101] beschriebenen Untersuchungen wurde versucht, die Zahnriemenkennwerte für Steifigkeit und Dämpfung experimentell zu bestimmen. [76] zeigte, dass die den umlaufenden Riemen beschreibenden Parameter nicht nur von den Materialeigenschaften, sondern in hohem Maße von den Betriebsbedingungen (z.B. der Vorspannkraft) abhängen. [91] nannte die tangentiale Zahnsteifigkeit als wesentlichen Parameter, der die Steifigkeit eines Trums bestimmt. [89] betrachteten sehr genau den Kontakt zwischen Riemenzahn und Riemenscheibe und untersuchten den Einfluss von elastischem Riemenverhalten und der geometrischen Zustände im Umschlingungsbogen. Bild 5.14 zeigt den Riemen-Scheibe-Kontakt und die Effekte, die für eine detaillierte Beschreibung berücksichtigt werden müssen.

Bei den experimentellen Untersuchungen an einem Zweischeiben-Steuertrieb wurde festgestellt, dass die effektive Zugsteifigkeit c_{Trum} des Riementrums von der Vorspannkraft und der Drehschwingungsfrequenz abhängen.

Ähnlich komplexe Zusammenhänge wurden für die Dämpfungseffekte gefunden, die stark von den örtlichen Vorgängen im Riemen-Scheibe-Kontakt abhängen. Darüberhinaus ist die Materialdämpfung der verwendeten Gummimaterialien in hohem Maße von der Temperatur abhängig, so dass auch für b_{Trum} keine allgemein gültigen Werte angegeben werden können.

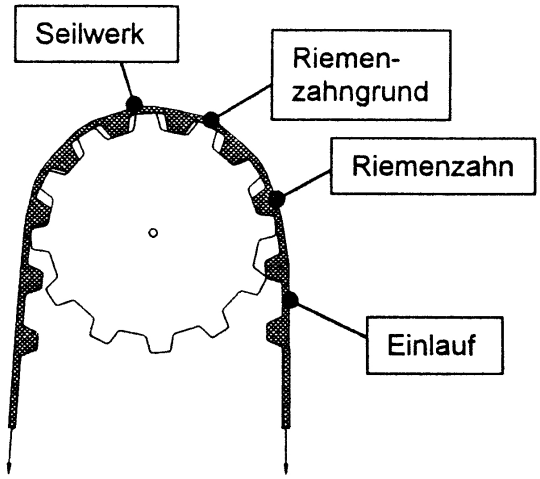


Bild 5.14: Effekte beim Zahnriemen-Scheibe-Kontakt (nach [89])

5.1.1.5 Modellparameter-Identifikation des Steuertriebmodells

Die Diskussion der Schwierigkeit bei der Beschreibung der Riemenparameter zeigt, dass es sich bei einem einfachen Kelvin-Voigt-Ansatz für die Modellierung des Riementrums um ein Ersatzmodell handelt, das das Systemverhalten nur in einem einzelnen Betriebspunkt ausreichend beschreiben kann. Aus diesem Grund werden die Steifigkeits- und Dämpfungs-Parameter anhand von Drehschwingungsmessungen am realen Steuertrieb identifiziert.

Grundlage des Identifikationsverfahrens ist die Momentenbilanz an der Nockenwelle. Bild 5.15 gibt einen Überblick über den Ablauf des Verfahrens.

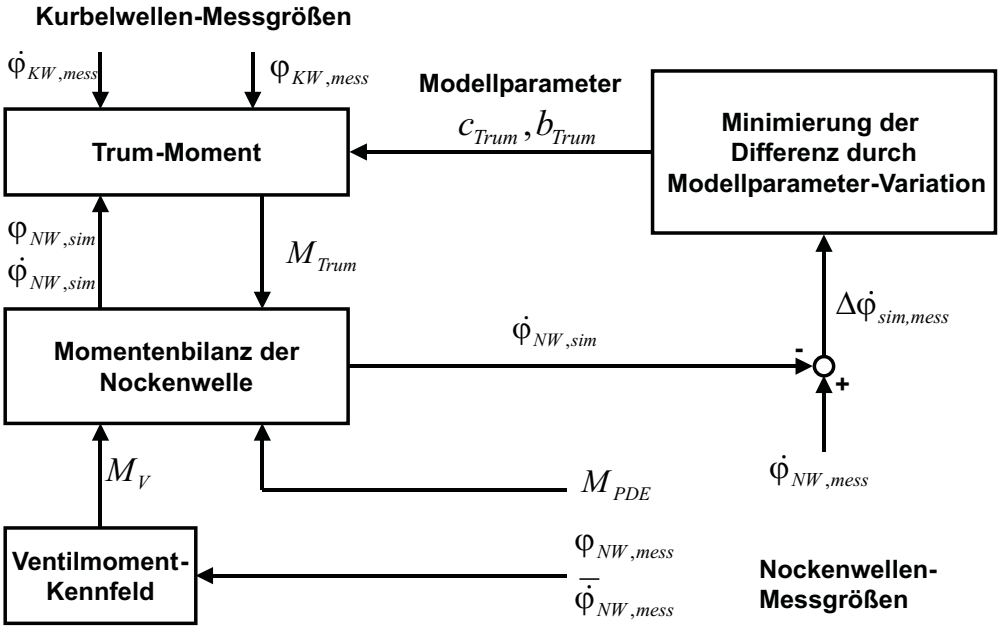


Bild 5.15: Verfahren zur Identifikation der Steuertrieb-Parameter

Zur Berechnung der Nockenwellen-Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{NW,sim}$ wird zunächst nach Gleichung 5.8 die Winkelbeschleunigung bestimmt. Dafür müssen zum einen die angreifenden Nockenwellen-Lastmomente bekannt sein. Der Ventilmomentverlauf M_V ergibt sich aus dem in Abschnitt 5.1.1.1 beschriebenen Kennfeld als eine Funktion von Nockenwinkel $\varphi_{NW,mess}$ und mittlerer Nockenwellengeschwindigkeit $\bar{\dot{\varphi}}_{NW,mess}$, die beide durch eine Drehschwingungsmessung zur Verfügung stehen. Das Pumpedüse-Moment M_{PDE} ergibt sich aus der ebenfalls gemessenen Plungerkraft und den Zusammenhängen aus Abschnitt 5.1.1.2.

Zum anderen muss das auf die Nockenwelle wirkende Trummoment M_{Trum} berechnet werden, das sich aus dem Riemenradradius r_{NW} und den Beziehungen 5.9 bis 5.12 ergibt. Für die Trummoment-Bestimmung müssen als berechnete Zustandsgrößen die simulierte Winkellage $\varphi_{NW,sim}$ und die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{NW,sim}$ aus der Momentenbilanz zurückgeführt werden. Die Winkellage $\varphi_{KW,mess}$ und die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{KW,mess}$ der Kurbelwelle werden als gemessene Signalverläufe vorgegeben. So wird die Drehschwingungsanregung durch die Kurbelwelle implizit bei der Trumkraftberechnung berücksichtigt.

Die Trum-Parameter c_{Trum} und b_{Trum} werden von einem Optimierungsalgorithmus vorgegeben. Ziel des Optimierungsproblems ist eine Minimierung der Differenz $\Delta\dot{\varphi}_{sim,mess}$ von simulierter und gemessener Winkelgeschwindigkeit der Nockenwelle. Der Optimierer variiert iterativ die Trum-Parameter bis der quadratische Fehler des Verlaufs von $\Delta\dot{\varphi}_{sim,mess}$ minimal ist. Mit dieser Optimierungsstrategie werden die Trum-Parameter für Signalverläufe identifiziert, die eine Nockenwellenumdrehung lang sind. Die gefundenen Ergebnisse sind nur für den jeweiligen Drehzahlbetriebspunkt gültig, da sie das drehzahlabhängige Schwingungsverhalten des Ersatzmodells repräsentieren.

In Abbildung 5.16 ist das Trummoment $M_{Trum,NW}$ an der Nockenwelle dargestellt, das sich nach Optimierung der Trumparameter bei einer Motordrehzahl von 1500 min^{-1} ergibt.

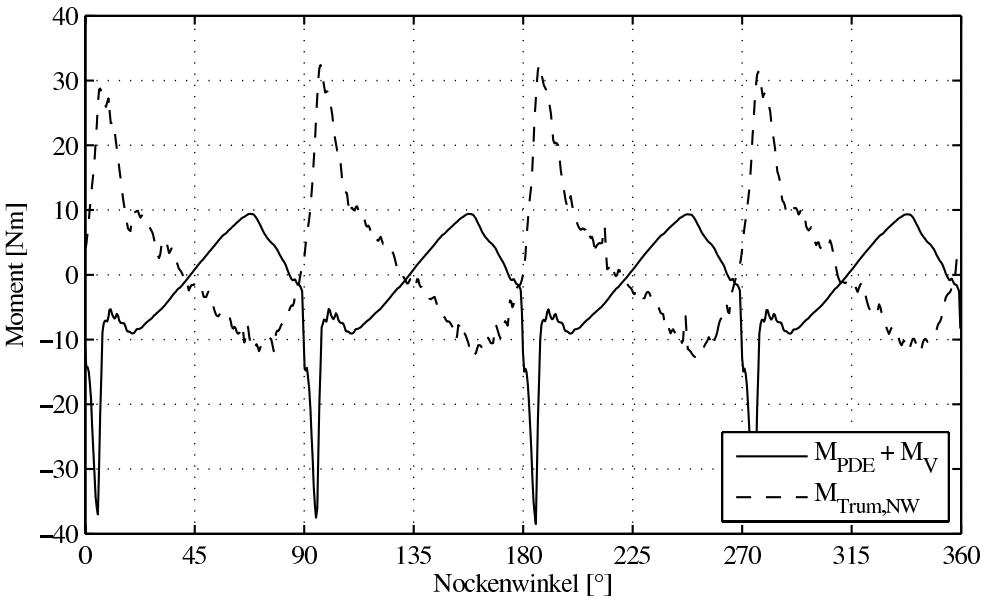


Bild 5.16: Momente an der Nockenwelle bei 1500 min^{-1}

Zusätzlich ist die Summe aus PDE- und Ventilmoment dargestellt. Die Ergebnisse in Bild 5.16 zeigen, dass auch das Trummoment einen wesentlichen Einfluss auf die Dynamik der Nockenwelle hat und in den Spitzen 30 Nm erreicht.

Bild 5.17 zeigt die Verhältnisse für einen Motordrehzahl-Betriebspunkt von 3500 min^{-1}. Hier erreicht das Trummoment sogar Werte von 60 Nm.

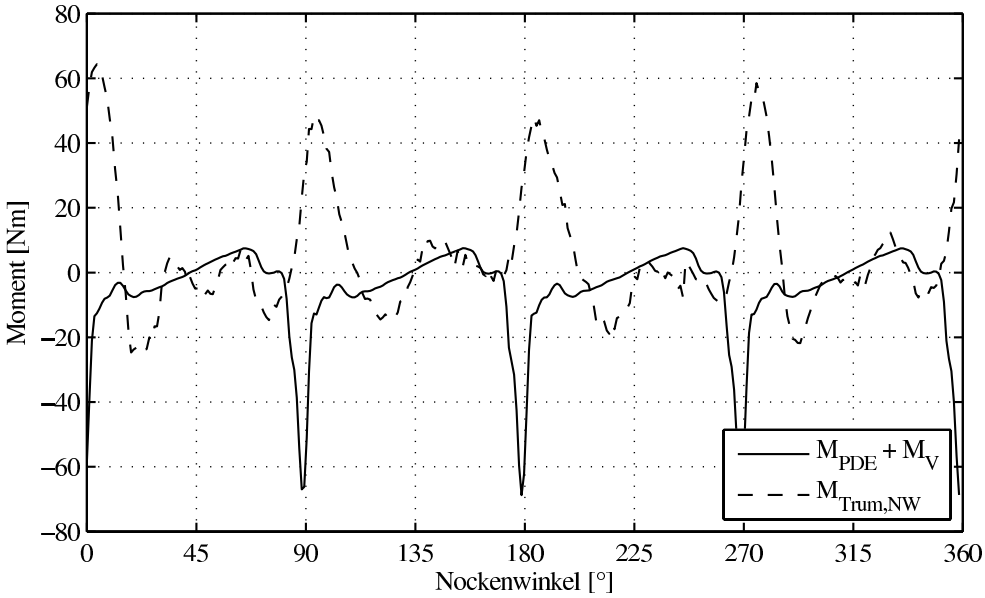


Bild 5.17: Momente an der Nockenwelle bei 3500 min^{-1}

Das durch die Optimierung ermittelte Trummoment wirkt als Reaktionsmoment an der Kurbelwelle. In dem vereinfachten Modell mit nur zwei Drehmassen, in Bild 5.12 links dargestellt, kann das kurbelwellenseitige Trummoment direkt aus dem Nockenwellen-Trummoment berechnet werden:

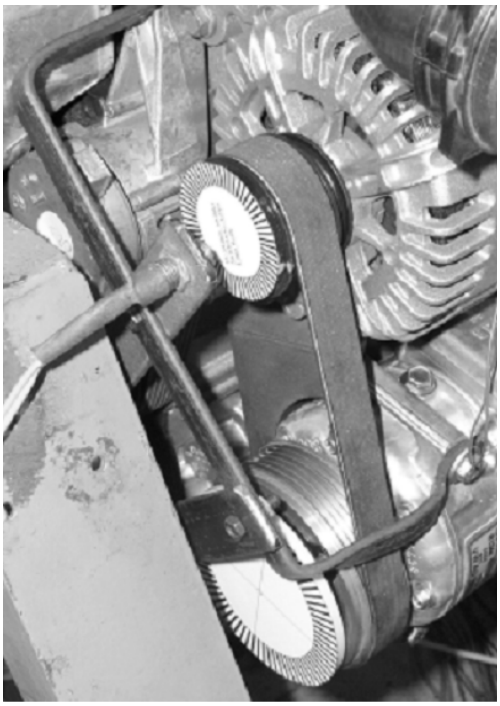
$$M_{Trum,KW} = -\frac{1}{2} M_{Trum,NW} \tag{5.13}$$

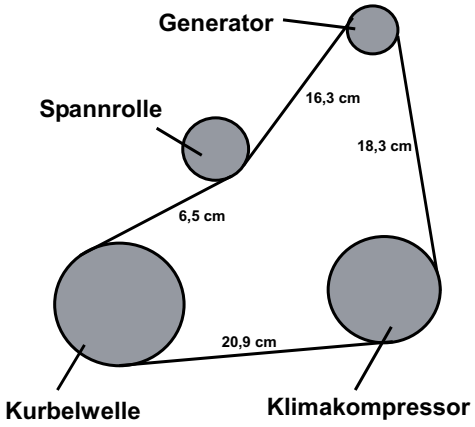
Aufgrund des Übersetzungsverhältnisses zwischen Nockenwelle und Kurbelwelle ist das Kurbelwellen-Trummoment $M_{Trum,KW}$ nur halb so groß wie das nockenwellenseitige Moment.

Mit dem vorgestellten Verfahren lässt sich das Kurbelwellen-Trummoment unter Berücksichtigung der Dynamik des Zahnriemen-Steuertriebes ermitteln. Sind die Werte für Trumsteifigkeit c_{Trum} und Trumdämpfung b_{Trum} durch die Optimierung in Abhängigkeit vom Drehzahlbetriebspunkt ermittelt, so kann das Trummoment direkt aus dem gemessenen Verdrehwinkel und der Differenzwinkelgeschwindigkeit zwischen Nockenwelle und Kurbelwelle bestimmt werden (Gleichung 5.9 bis 5.12). Das Optimierungsverfahren und eine Messung des Pumpedüse-Momentes sind dann nicht mehr erforderlich. Lediglich die Nockenwellendrehzahl muss zur Berechnung der Verdrehung zur Kurbelwelle erfasst werden.

5.1.2 Einfluss des Nebenaggregatetriebes

Beim Betrieb des Verbrennungsmotors als Fahrzeugantrieb müssen weitere Aggregate über den so genannten Nebenaggregatetrieb mit Antriebsleistung versorgt werden. Wichtigstes Nebenaggregat ist der auch traditionell als Lichtmaschine bezeichnete Generator. Er stellt die elektrische Energie für das Motorsteuergerät und andere elektrische Verbraucher zur Verfügung. Ein zur Kurbelwelle synchroner Lauf wie beim Steuertrieb ist bei den Nebenaggregaten nicht notwendig. Deshalb werden Keilrippenriemen zur reibschlüssigen Kraftübertragung eingesetzt.





Aggregat	Trägheitsmoment [kgm²]	Übersetzung zu Kurbelwelle
Generator	3,6 e-3	2,52
Spannrolle	1,0 e-4	1,89
Kurbelwelle	1,43 e-1	1,00
Kompressor	2,044 e-3	1,26

Bild 5.18: Aufbau des Nebentriebs

Bild 5.18 erläutert den Aufbau des untersuchten Nebenaggregatetriebes. Die Kurbelwelle treibt zusätzlich zum Generator den Kompressor der Klimaanlage an. Im Leertrum ist der Riemen über eine Spannrolle geführt, die auf die Riemenaußenseite drückt und so die nötige Vorspannung für eine reibschlüssige Verbindung gewährleistet.

5.1.2.1 Klimakompressor

Üblicherweise kann der Kompressorantrieb durch eine Magnetkupplung unterbunden werden, um die Klimaanlage bei nicht benötigter Kühlleistung abzuschalten. Die Magnetkupplung ist in die Kompressor-Riemenscheibe integriert. Im ausgekuppelten Zustand läuft die Riemenscheibe leer mit und hat lediglich die Funktion einer Umlenkrolle.

Ältere Klimaanlagen regeln die Kühlleistung durch periodisches Zu- und Abschalten des Kompressors über die Magnetkupplung. Im untersuchten Nebenaggregatetrieb war ein moderner Taumelscheibenverdichter verbaut, dessen Aufbau in Abbildung 5.19 dargestellt ist.

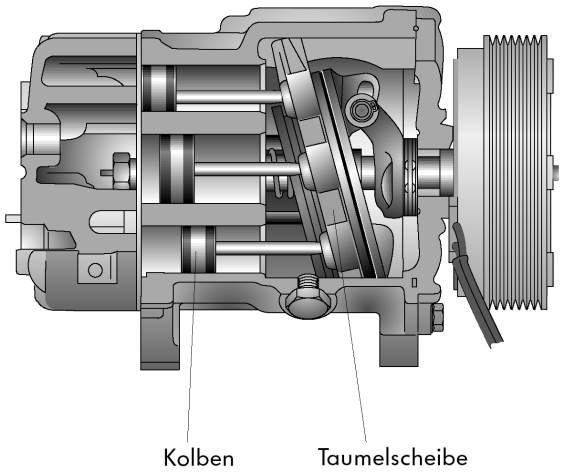


Bild 5.19: Aufbau des Taumelscheibenverdichters (aus [1])

Die Drehbewegung der Antriebswelle wird über eine verstellbare Taumelscheibe in eine Hubbewegung der Verdichterkolben umgesetzt. Zur Regelung der Kühlleistung wird der Kältemittel-Volumenstrom durch Variation des Taumelscheiben-Anstellwinkels verstellt. Die Verdichterleistung kann so kontinuierlich und stufenlos verändert und unterschiedlichen Motordrehzahlen angepasst werden.

Während des Verdichtungshubes wird Arbeit am Kältemittel verrichtet, was zu einem periodischen Lastmoment an der Antriebswelle führt. Durch die gleichmäßig phasenversetzte Betätigung von insgesamt sieben kreisförmig angeordneten Kolben wird die Ungleichförmigkeit des Kompressor-Lastmomentes jedoch sehr stark gemindert. Es kann also von einem nahezu gleichförmigen Lastmoment ausgegangen werden.

Das Klimakompressor-Übersetzungsverhältnis zur Kurbelwelle bestimmt sich durch das relative Verhältnis der Riemenscheibendurchmesser. Mit einem Übersetzungsverhältnis von $i_{Klima} = 1,26$ läuft der Klimakompressor etwas schneller als die Kurbelwelle. Zur Bestimmung des an der Kurbelwelle wirkenden Verdichter-Massenträgheitsmomentes $J_{Klima,KW}$ muss das Übersetzungsverhältnis berücksichtigt werden. Es berechnet sich allgemein zu [90]:

$$J_{Klima,KW} = i_{Klima}^2 J_{Klima} \tag{5.14}$$

Mit den Werten aus der Tabelle in Bild 5.18 ergibt sich aus Gleichung 5.14 ein Wert von $J_{Klima,KW} = 0,00325$ kgm^2. Vergleicht man diesen Wert mit dem Kurbelwellen-Massenträgheitsmoment, so bewirkt der Klimakompressor eine Erhöhung der Trägheit um weniger als 2,3%.

5.1.2.2 Generator mit Freilauf

Der hohe Strombedarf moderner Kraftfahrzeuge hat die Leistung der elektrischen Generatoren in den vergangenen Jahren stetig nach oben getrieben. Oberklasse-Fahrzeuge mit

Dieselmotoren verfügen über Generatoren mit bis zu 180 A Ausgangsstrom. Die Generatordrehzahl sollte zur Erreichung einer hohen elektrischen Leistung bei gutem Wirkungsgrad möglichst hoch liegen. Aus diesem Grund ist das Generator-Übersetzungsverhältnis für den Dieselmotor mit $i_{Gen} = 2,52$ recht hoch. Der Generator dreht mit dieser Übersetzung bei hoher Motordrehzahl mit mehr als 11.000 Umdrehungen pro Minute.

Das kurbelwellenbezogene Generator-Massenträgheitsmoment ergibt sich analog zu Gleichung 5.14 zu $J_{Gen,KW} = 0,02286$ kgm^2. Damit erhöht der Generator das gesamte Massenträgheitsmoment um 16,0%. Bei der Bestimmung der Massenparameter für eine drehzahlbasierte Bestimmung des Verbrennungsmomentes darf der Generator also nicht vernachlässigt werden.

Die Nebenaggregate werden durch die Drehungleichförmigkeit der treibenden Kurbelwelle ebenfalls zu Drehschwingungen angeregt. Aufgrund der hohen Übersetzung wird die Ungleichförmigkeit der Generatordrehzahl noch erhöht. Dies würde bei einer starren Rotormasse zu hohen dynamischen Belastungen im Riemen und Geräuschen (so genanntes Riemenzwitschern) führen. Zur Minderung dieser Effekte befindet sich in der Antriebs-Riemenscheibe moderner Generatoren ein Freilauf. Riemenscheibe und Rotor sind also nicht zu jedem Zeitpunkt starr miteinander verbunden. Bild 5.20 zeigt eine Drehzahlmessung an Riemenscheibe und Rotor, aufgetragen über dem Kurbelwinkel. Der Generatorstrom während der Messung betrug 50 A.

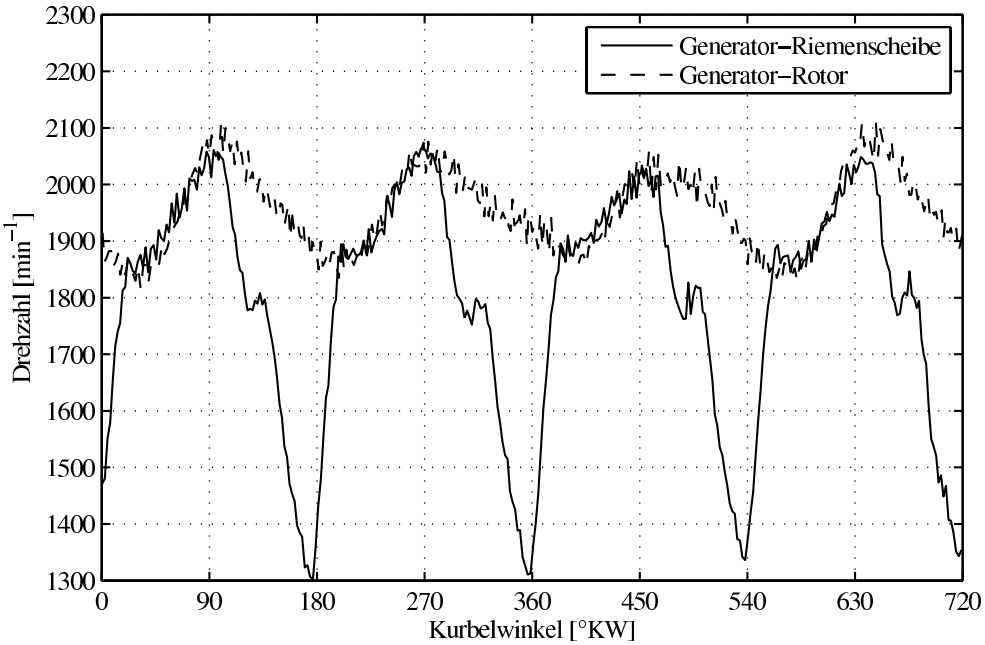


Bild 5.20: Drehzahlen am Generator bei 50 A Generatorstrom

Im Verlauf der Riemenscheibendrehzahl ist deutlich die anregende Kurbelwellen-Drehungleichförmigkeit zweiter Ordnung zu erkennen. Bis zum Maximum der Riemenscheibendrehzahl wird der Rotor vom Freilauf mitgenommen - beide Drehzahlen sind gleich. Die Riemenscheibendrehzahl fällt nach dem Maximum sehr schnell ab. Jetzt löst sich der Rotor über den

Freilauf. Der Rotor wird gleichförmig verzögert, allerdings deutlich langsamer als die Riemenscheibe. Der Freilauf fasst, sobald beide Drehzahlen nach dem erneuten Drehzahlanstieg der Riemenscheibe gleich sind. Jetzt wird der Rotor bis zum folgenden Drehzahlmaximum erneut beschleunigt.

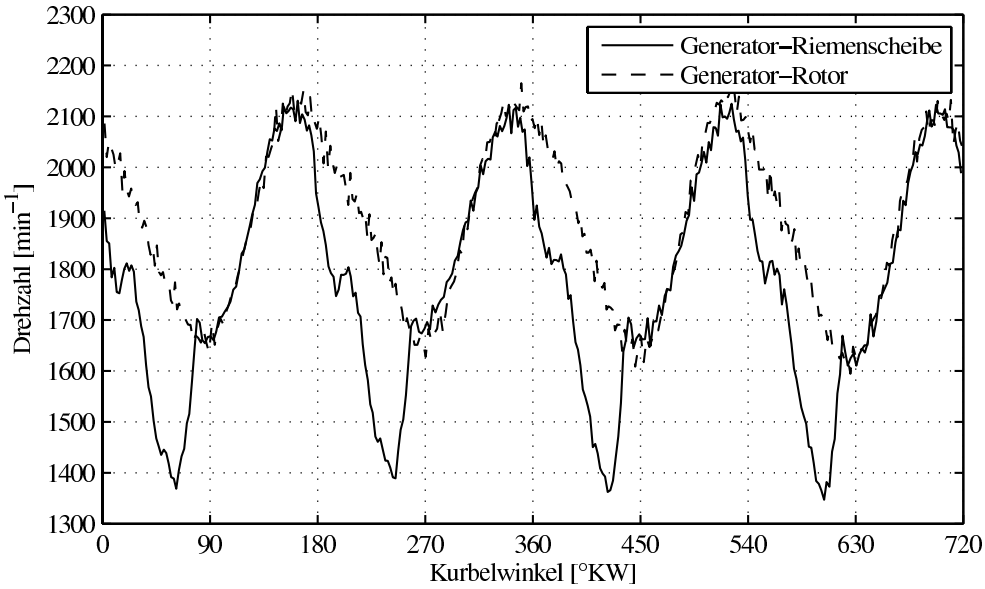


Bild 5.21: Drehzahlen am Generator bei 120 A Generatorstrom

In Bild 5.21 ist eine Messung bei einem Generatorstrom von 120 A dargestellt. Es zeigt sich hier ein ähnliches Bild. Allerdings ist der negative Gradient der Rotordrehzahl in der Freilaufphase größer, so dass die Riemenscheibe den Rotor zu einem früheren Zeitpunkt wieder einholt. Die Dauer der Freilaufphase ist somit kürzer gegenüber den Verhältnissen bei 50 A Generatorstrom.

Die Messungen in den Bildern 5.20 und 5.21 zeigen, dass das periodische Fassen und Lösen des Freilaufes durch die Drehungleichförmigkeit der Kurbelwellendrehzahl ausgelöst wird. Dabei ist zusätzlich ein deutlicher Einfluss des Generatorstroms ersichtlich, der insbesondere den Rotordrehzahlverlauf stark beeinflusst.

5.1.2.3 Simulationsmodell für den Generator mit Freilauf

Die im vorangehenden Abschnitt erörterten Messergebnisse legen nahe, dass sich der Generatoreinfluss auf die Kurbelwelle bei Verwendung eines Freilaufes nicht mehr durch ein starres Massenträgheitsmoment beschreiben lässt. Zur Untersuchung der messtechnisch beobachteten Effekte wird hier ein Simulationsmodell entwickelt, mit dem der zeitliche Verlauf des Momentes an der Riemenscheibe berechnet werden kann.

Bei laufendem Motor regelt der am Generator verbaute Laderegler die Batterie- und Bordnetzspannung U_{Batt} auf einen Wert von etwa 13,8 V. Zur Deckung des Energiebedarfs der

elektrischen Verbraucher und ggf. zum Laden der Batterie liefert der Generator dabei den Strom I_{Gen}. Die elektrische Leistung ergibt sich nach der bekannten Formel:

$$P_{el} = U_{Batt} I_{Gen} \tag{5.15}$$

Mit der Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{rot}$ des Rotors berechnet sich mit Gleichung 5.15 das Lastmoment am Rotor zu:

$$M_{Last,gen} = -\frac{P_{el}}{\dot{\varphi}_{rot}} = -\frac{U_{Batt} I_{Gen}}{\dot{\varphi}_{rot}} \tag{5.16}$$

Das Lastmoment wirkt zu jedem Zeitpunkt am Rotor-Massenträgheitsmoment J_{rot}, wie es im Modell des Generators mit einem idealen Freilauf in Bild 5.22 gezeigt wird.

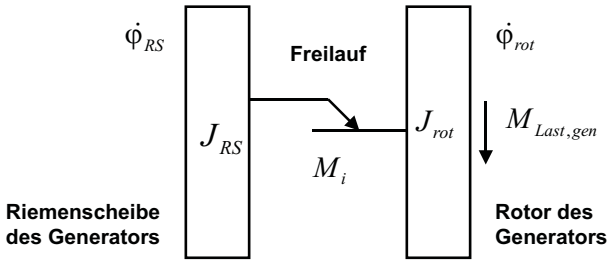


Bild 5.22: Modell des Generators mit Freilauf

Riemenscheibe und Rotor sind durch den Freilauf getrennt, wenn die Riemenscheiben-Winkelgeschwindigkeit kleiner ist als die Rotor-Winkelgeschwindigkeit: $\dot{\varphi}_{RS} < \dot{\varphi}_{rot}$

In diesem Fall wirkt kein inneres Moment M_i zwischen Riemenscheibe und Rotor. Die Winkelbeschleunigung des Rotors lässt sich in der Freilaufphase nach Gleichung 5.17 berechnen:

$$\ddot{\varphi}_{rot} = \frac{M_{Last,gen}}{J_{rot}} \tag{5.17}$$

Wenn der Freilauf fasst sind beide Winkelgeschwindigkeiten gleich: $\dot{\varphi}_{RS} = \dot{\varphi}_{rot}$

Die Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{rot}$ des Rotors entspricht in diesem Fall der Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{RS}$ der Riemenscheibe. Das im Freilauf wirkende innere Moment M_i lässt sich unter diesen Verhältnissen nach folgender Formel berechnen:

$$M_i = J_{rot} \ddot{\varphi}_{RS} - M_{Last,gen} \tag{5.18}$$

Der Übergang in die Freilaufphase erfolgt, wenn das nach Gleichung 5.18 berechnete innere Moment negativ wird, da der ideale Freilauf definitionsgemäß nur positive Momente übertragen kann. Ab diesem Zeitpunkt wird die Bewegung des Rotors wieder über die Beziehung in Gleichung 5.17 beschrieben.

Mit den in den Gleichungen 5.15 bis 5.18 dargelegten Beziehungen lassen sich die Verläufe des inneren Momentes M_i und der Rotordrehzahl simulieren. So kann der Einfluss des Generatorstroms durch Variationsrechnungen untersucht werden. Als Eingangsgröße werden die

Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{RS}$ und die Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{RS}$ an der Riemenscheibe vorgegeben. Für die Simulation wurde ein sinusförmiger Verlauf der Riemenscheibendrehzahl mit einer Ungleichförmigkeit vorgegeben, die dem gemessenen Verlauf in Bild 5.21 vergleichbar ist.

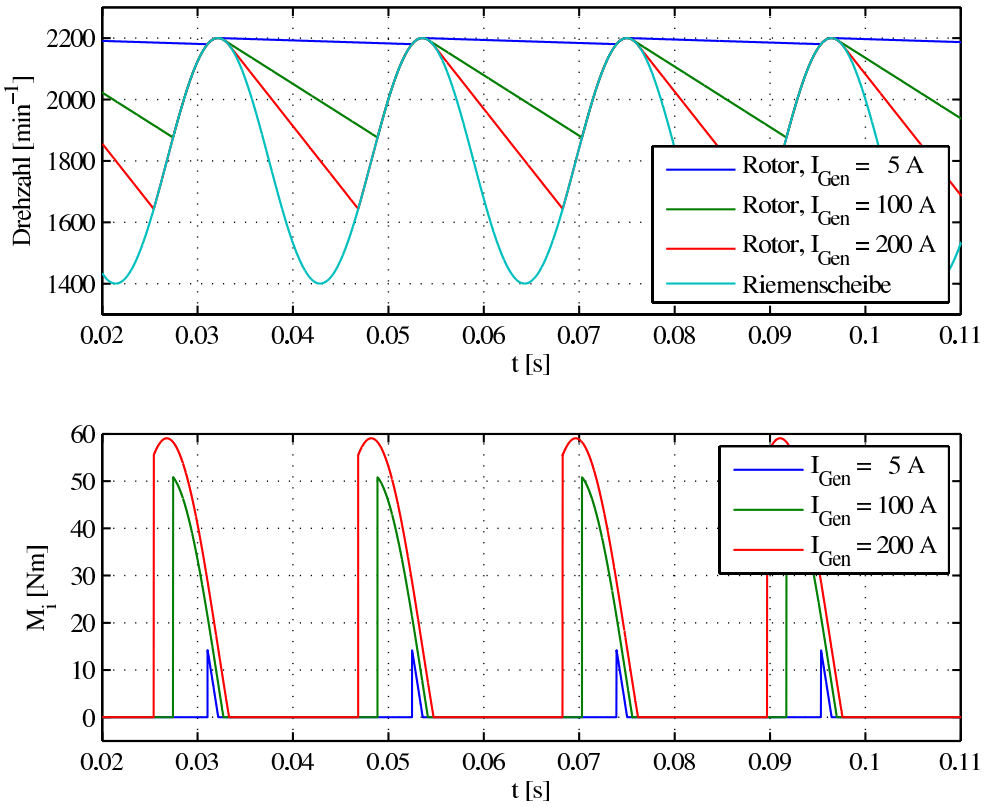


Bild 5.23: Simulierte Drehzahlen und Riemenscheibenmomente bei Variation des Generatorstroms

Im oberen Diagramm von Bild 5.23 ist diese Riemenscheibendrehzahl und die simulierte Rotordrehzahl für drei verschiedene Generatorströme dargestellt. Die Drehzahlverläufe entsprechen qualitativ den gemessenen Drehzahlen. Das untere Diagramm zeigt die zugehörigen Verläufe des simulierten inneren Momentes. Ein geringer Generatorstrom führt zu einem sehr gleichförmigen Verlauf der Rotordrehzahl. Der Rotor wird nur in einem kurzen Zeitbereich nahe des Drehzahlmaximums von der Riemenscheibe mitgenommen, ist ansonsten im Freilauf. Ein positives inneres Moment wirkt nur impulsförmig mit geringer Amplitude. Bei hohem Generatorstrom steigt die Amplitude des inneren Momentes dagegen auf nahezu 60 Nm. Das durch den Strom hervorgerufene Lastmoment beeinflusst nicht nur sehr stark die Amplitude, sondern auch die Phase des inneren Momentes.

Das negative innere Moment wirkt als Reaktionsmoment an der Riemenscheibe. Durch das hohe Generator-Übersetzungsverhältnis ist das auf die Kurbelwelle bezogene Moment um den Faktor i_{Gen} größer:

$$M_{i,KW} = -i_{Gen} M_i \tag{5.19}$$

Das bedeutet für den untersuchten Nebenaggregatetrieb, dass an der Kurbelwelle ein periodisches Generatormoment von bis zu 150 Nm anliegt. Der Generator bewirkt damit ein bedeutendes externes Moment an der Kurbelwelle in der Grundordnung der erregenden Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle. Dieses Moment stellte damit ein wesentliches Störmoment für die Momentenbilanzierung eines Verfahrens zur Verbrennungsparameter-Schätzung dar. Gleichung 5.16 verdeutlicht, dass die größten Werte des Generator-Lastmomentes bei niedrigen Motordrehzahlen zu erwarten sind. Der Störeinfluss sinkt daher mit steigender Drehzahl.

Für eine genauere Beschreibung des Generator-Einflusses müsste die Schwingungsdynamik des Systems aus Massen und Riementrumen untersucht werden. Grundsätzlich können dabei ähnliche Ansätze verfolgt werden, wie sie auch bei der Steuertriebsmodellierung in Kapitel 5.1.1.3 verwendet wurden. Interessante Arbeiten zur Modellierung und Simulation von Reibriementrieben finden sich bei [31, 41, 60, 129].

5.1.3 Einfluss des Zweimassen-Schwungrades

Abtriebsseitig befindet sich ein Schwungrad an der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors. Die Massenträgheit der Schwungmasse mindert die Ungleichförmigkeit der Motordrehzahl, die infolge der wechselnden Gas- und Massenmomente entsteht (siehe auch Bild 3.5). Trotz des Schwungrades verbleibt eine gewisse Drehungleichförmigkeit am Getriebeeingang, die sich akustisch negativ bemerkbar macht und zu Getrieberasseln führen kann. Insbesondere bei niedertourig betriebenen Dieselmotoren mit ihrer hohen Drehungleichförmigkeit stellen motorerregte Drehschwingungen ein Problem dar [19], weil die niedrigen Motordrehzahlen den Resonanzbereich des Antriebsstranges stark anregen.

Für eine wirkungsvollere Isolation der Motordrehschwingungen vom Antriebsstrang werden *Zwei-Massen-Schwungräder* (ZMS) eingesetzt. Diese Schwungräder bestehen aus zwei getrennten Massen, die durch Federn miteinander verbunden sind. Bild 5.24 illustriert den Aufbau eines typischen ZMS.

Motorseitig befindet sich die ZMS-Primärmasse, die auch den Zahnkranz trägt, mit dem der Anlasser den Motor startet. Über lange Bogenfedern und kurze Druckfederpakete ist die Primärmasse mit der getriebeseitig angeordneten Sekundärmasse verbunden. Zur Verschleißminderung ist das ZMS mit Fett gefüllt. Die Reibung der im Fett liegenden Federn an den Gehäuseteilen bewirkt eine geringe Dämpfung. Bei großen Verdrehwinkeländerungen tritt die schwimmend gelagerte, spielbehaftete Reibscheibe in Aktion. Sie bewirkt eine zusätzliche Dämpfung bei starken Anregungen, wie z.B. bei Lastwechseln.

Die Massenverhältnisse und die Steifigkeiten der Federn werden so abgestimmt, dass die Eigenfrequenz des Zweimassenschwungrades unterhalb der Leerlaufdrehzahl bei einer Motordrehzahl von etwa 300 min^{-1} beim Motorstart durchlaufen wird [107]. Im normalen Betrieb befindet sich das ZMS daher immer im überkritischen Bereich. Dadurch wird eine gute Schwingungs-Entkopplung zwischen Primär- und Sekundärmasse erreicht.

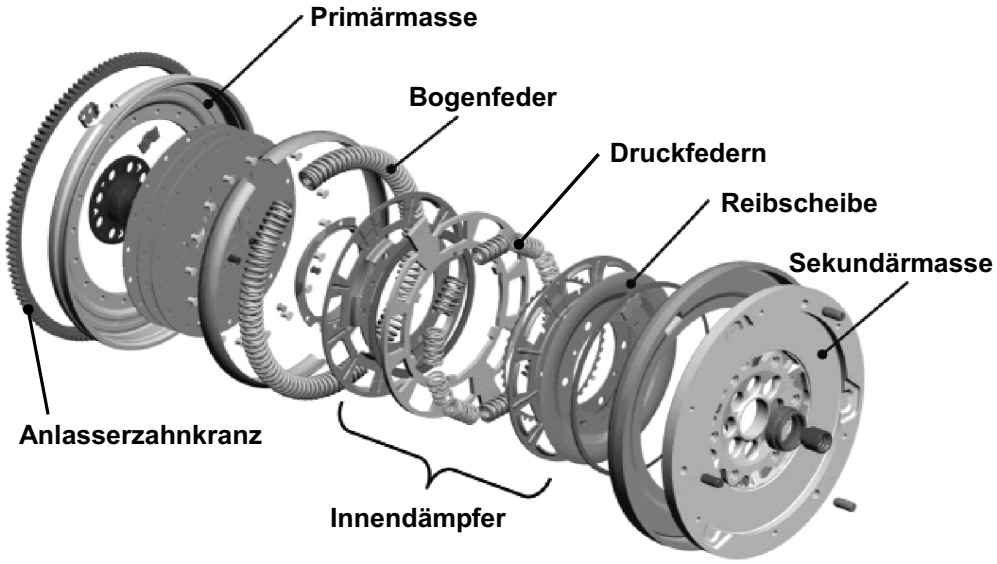


Bild 5.24: Aufbau eines Zweimassenschwungrades (aus [19])

5.1.3.1 Drehschwingungsmessungen am Zweimassenschwungrad

Mit Hilfe der in Kapitel 3.2 beschriebenen Drehschwingungsmesstechnik wurden die Primärmassen-Drehzahl am Anlasserzahnkranz und die Sekundärdrehzahl über eine optische Strichscheibe erfasst. Die gemessenen Drehzahlverläufe in Bild 5.25 zeigen die deutliche Minderung der Drehungleichförmigkeit. Die Motordrehzahl schwankt um nahezu 250 min^{-1}, die Ungleichförmigkeit der Getriebedrehzahl liegt dagegen nur bei etwa 40 min^{-1}. Erkennbar ist auch das Nacheilen des Sekundärdrehzahlverlaufes gegenüber der Motordrehzahl, wie es für den überkritischen Bereich zu erwarten ist.

Die Drehschwingungsanregung führt zu einem dynamischen Verdrehwinkel zwischen den ZMS-Massen. In Abbildung 5.26 ist der gemessene Wechselanteil des ZMS-Verdrehwinkels während eines Motorhochlaufes bei Volllast dargestellt. Der Gleichanteil wurde dafür durch ein Hochpass-Ordnungsfilter mit einer Grenzordnung von 0,5 abgetrennt.

Die Hüllkurve in Bild 5.26 zeigt, dass vor allem bei niedrigen Motordrehzahlen mit einem hohen Verdrehwinkel-Wechselanteil zu rechnen ist. Bei Leerlaufdrehzahl schwingt das ZMS mit einer Amplitude von 4° um seine statische Mittellage. Im Diagramm in Bild 5.27 sind zwei Verdrehwinkelverläufe bei niedriger und hoher Drehzahl im Detail über dem Kurbelwinkel dargestellt. Gut zu erkennen ist, dass bei niedriger Drehzahl der Verdrehwinkel die gleiche Ordnung wie die anregende zweite Motorordnung hat. Bei hoher Drehzahl ist der Verdrehwinkel vernachlässigbar klein.

5.1.3.2 Rückwirkung des Zweimassenschwungrades auf die Kurbelwelle

Aufgrund des wechselnden Verdrehwinkels herrscht zwischen den ZMS-Massen ein dynamisches Moment, das auch auf die Kurbelwellendrehzahl wirkt und so für eine drehzahlbasierte

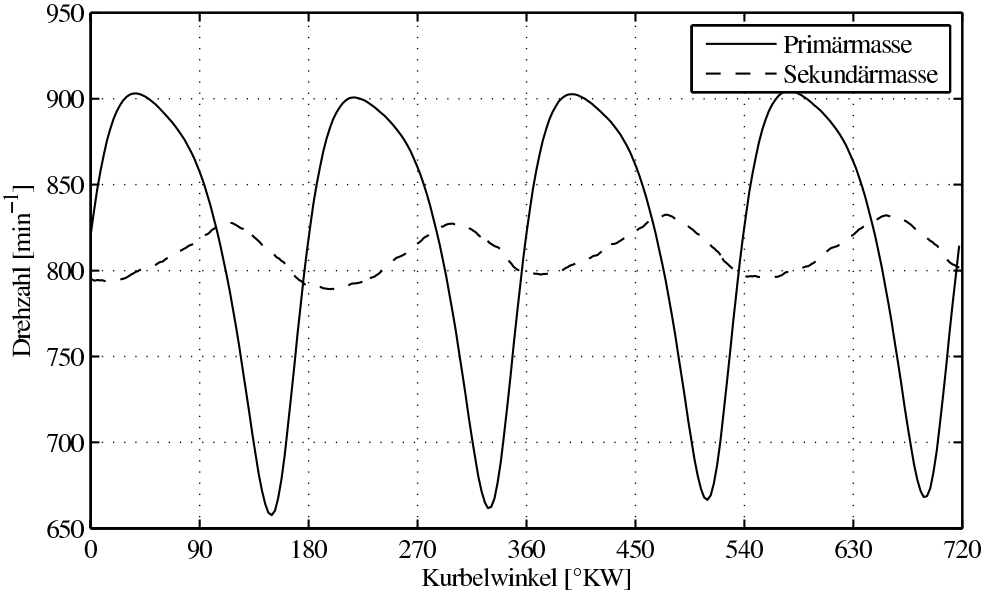


Bild 5.25: Primär- und Sekundär-Drehzahlverlauf am Zweimassenschwungrad bei Leerlaufdrehzahl

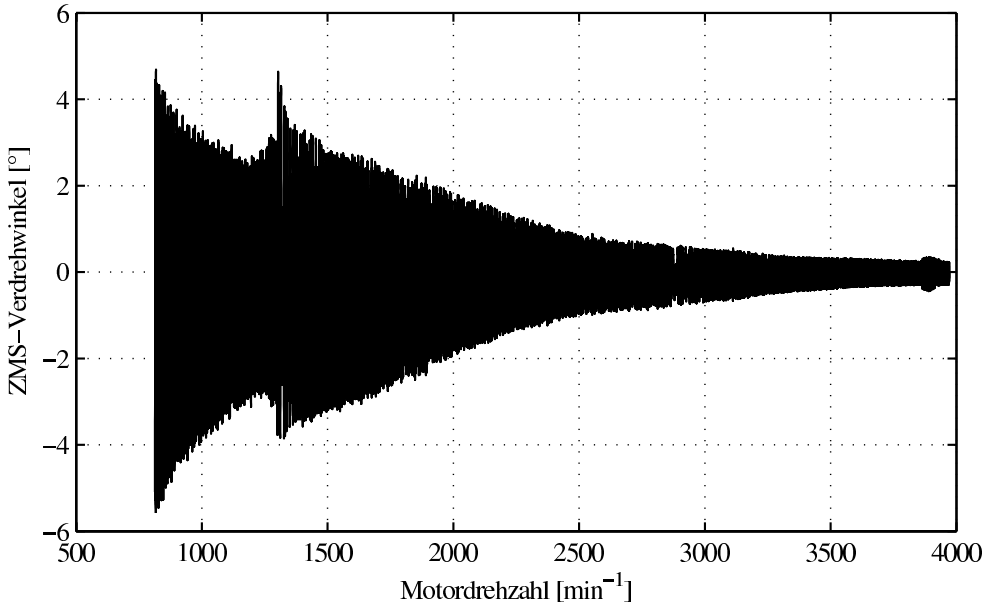


Bild 5.26: Hüllkurve des ZMS-Verdrehwinkels während eines Volllast-Hochlaufes

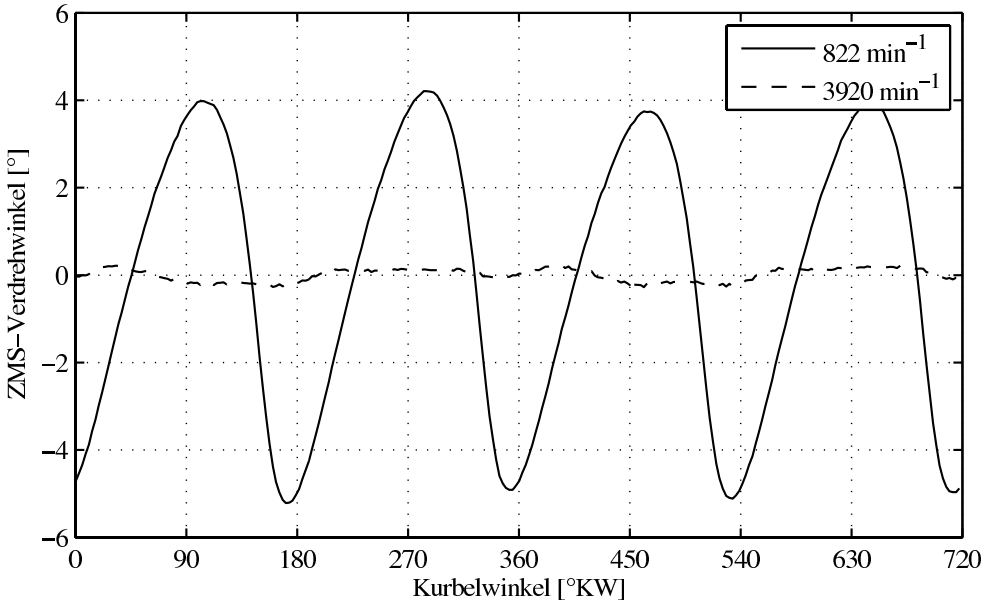


Bild 5.27: Verlauf des ZMS-Verdrehwinkels bei hoher und niedriger Motordrehzahl

Verbrennungsmerkmalschätzung eine externe Störgröße darstellt. Das dynamische Wechselmoment $\tilde{M}_{ZMS}$ kann bei bekanntem Verdrehwinkel $\Delta\tilde{\varphi}_{ZMS}$ über die ZMS-Federsteifigkeit c_{ZMS} bestimmt werden:

$$\tilde{M}_{ZMS} = c_{ZMS}\Delta\tilde{\varphi}_{ZMS} \tag{5.20}$$

In Abbildung 5.28 ist die Federkennlinie eines typischen ZMS dargestellt. Mit wachsendem Verdrehwinkel steigt das Moment zunächst mit geringer Steigung an. In diesem ersten Teil der Kennlinie wird das Moment von den in Bild 5.24 gezeigten weichen Bogenfedern getragen. Bei einem Verdrehwinkel größer 60° kommen die härteren Druckfedern des Innendämpfers zum Eingriff. Der Innendämpfer wirkt somit vor allem bei Lastwechseln mit starken Verdrehwinkeländerungen und bei hohen zu übertragenen Momenten.

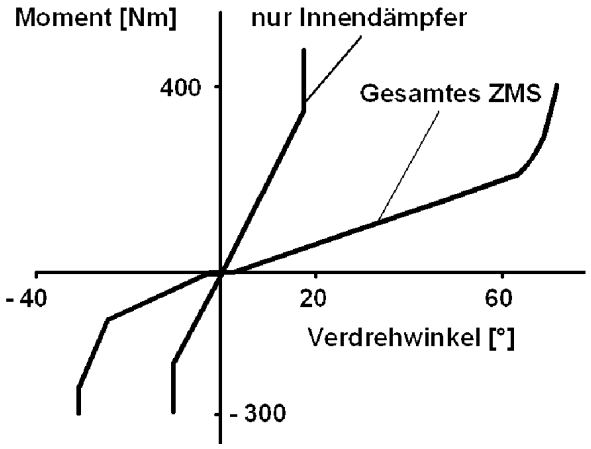


Bild 5.28: Federkennlinien des Zweimassenschwungrades (aus [74])

Im flachen Bereich der Federkennlinie hat die Federsteifigkeit c_{ZMS} des verwendeten ZMS einen Wert von ca. 3 Nm/°, der oberhalb eines Verdrehwinkels von 45° auf 12 Nm/° ansteigt. Mit Gleichung 5.20 und den gemessenen Wechsel-Verdrehwinkeln $\Delta\tilde{\varphi}_{ZMS}$ aus den Bildern 5.26 bzw. 5.27 lässt sich das ZMS-Moment abschätzen. Die größten Verdrehwinkel treten bei Leerlaufdrehzahl mit ±4° auf. Bei geringem mittleren Motormoment im Bereich der flachen Kennlinie führt dies zu einer Wechselmoment-Amplitude von lediglich 12 Nm. Bei einem Abtriebsmoment größer 120 Nm im steileren Bereich der Federkennlinie $\tilde{M}_{ZMS}$ wäre dagegen bei maximalem Verdrehwinkel ein Wechselmoment $\tilde{M}_{ZMS}$ von ±48 Nm zu erwarten.

5.1.3.3 Berechnung des Verdrehwinkels aus der Motordrehzahl

Mit dem ZMS-Verdrehwinkel und der Federcharakteristik kann das ZMS-Wechselmoment berechnet werden, wie es im vorangehenden Abschnitt dargelegt wurde. Der Verdrehwinkel lässt sich aus den Winkelgeschwindigkeiten von Primär- und Sekundärmasse allgemein nach Gleichung 5.21 berechnen.

$$\Delta\tilde{\varphi}_{ZMS} = \int (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) dt \tag{5.21}$$

Allerdings ist dazu eine Erfassung der sekundären Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_2$ erforderlich, die serienmäßig nicht vorhanden ist. Lediglich die primäre Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_1$ und die Winkellage φ_1 stehen dem Steuergerät zu Verfügung. Um auch ohne Sekundär-Messgröße eine Berechnung des ZMS-Wechselmomentes zu ermöglichen, wird in diesem Abschnitt eine Ersatzgröße für den dynamischen Verdrehwinkel $\Delta\tilde{\varphi}_{ZMS}$ vorgestellt.

Aufgrund der prinzipbedingten Entkopplung ist die Drehungleichförmigkeit der Sekundärmasse in allen Betriebspunkten deutlich geringer als die der Primärmasse, wie Bild 5.25 verdeutlicht. Vernachlässigt man die verbleibende Drehungleichförmigkeit an der Sekundärmasse und geht von einem gleichförmigen Verlauf der Winkelgeschwindigkeit aus, so entspricht $\dot{\varphi}_2$ der mittleren Primär-Winkelgeschwindigkeit $\bar{\dot{\varphi}}_1$:

$$\dot{\varphi}_2 \approx \bar{\dot{\varphi}}_1 \tag{5.22}$$

Setzt man Gleichung 5.22 in Gleichung 5.21 ein, so ergibt sich:

$$\begin{aligned} \Delta\tilde{\varphi}_{ZMS} &= \int (\dot{\varphi}_1 - \bar{\dot{\varphi}}_1) dt \\ &= \int \tilde{\dot{\varphi}}_1 dt \end{aligned} \tag{5.23}$$

Das zeitliche Integral über den Wechselanteil $\tilde{\dot{\varphi}}_1$ der Primärdrehzahl wird auch als Schwingwinkel bezeichnet. In Bild 5.29 ist der nach Gleichung 5.23 berechnete Schwingwinkel und der gemessene Verdrehwinkel für den Leerlaufbetriebspunkt illustriert.

Der Vergleich der beiden Signale zeigt, dass der Schwingwinkel eine gute Näherung des realen Verdrehwinkels darstellt und als Ersatzsignal für den Verdrehwinkel verwendet werden kann.

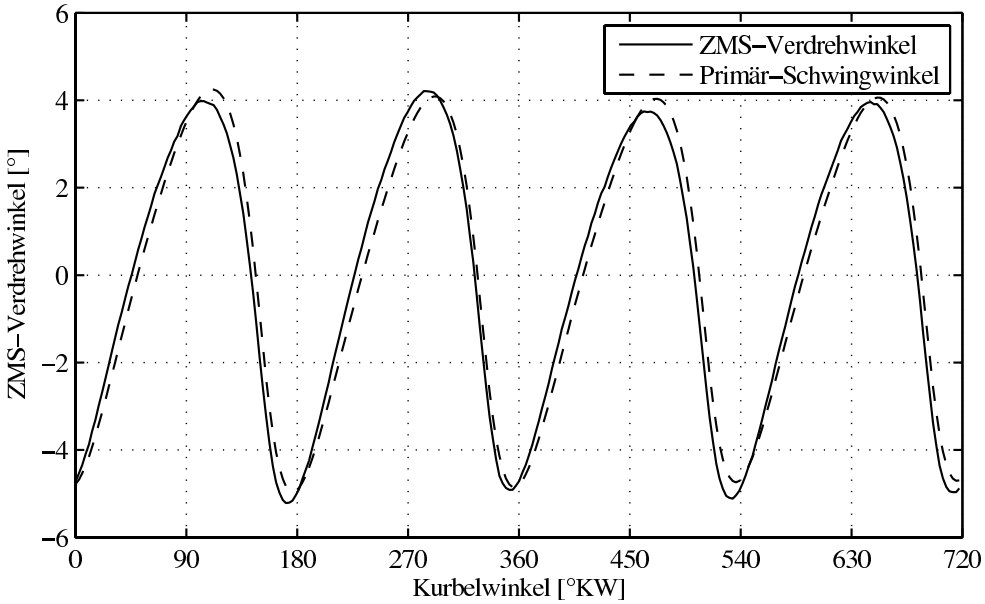


Bild 5.29: Verlauf von ZMS-Verdrehwinkel und Primärmassen-Schwingwinkel bei 780 min^{-1}

5.1.4 Schlupfgeregelte Wandlerüberbrückungskupplung

Am Antrieb hydraulisch betätigter Stufenautomatik-Getriebe werden Drehmomentwandler zur Dämpfung der Motor-Drehungleichförmigkeit am Getriebe verbaut. Diese hydrodynamisch arbeitenden Wandler bewirken eine effektive Entkopplung von Antriebsstrang und Motor. Eine motorseitige Pumpe treibt über einen mit Hydrauliköl gefüllten Kreislauf die getriebeseitig angeordnete Turbine an.

Der Wandler erlaubt eine Drehmomentübertragung auch bei großer Schlupfdrehzahl zwischen Motor und Getriebeeingang. Anfahr- und Schaltvorgänge werden dadurch angenehm weich, weshalb die Stufenautomaten bei leistungsstarken Oberklassefahrzeugen sehr verbreitet sind. Zur Leistungsübertragung benötigt der Drehmomentwandler prinzipbedingt immer eine Differenzdrehzahl. Der Wandlerschlupf verursacht Wandlerverluste, die insbesondere in Betriebspunkten mit konstanter Geschwindigkeit unerwünscht sind. Aus diesem Grund wird bei modernen Stufenautomaten eine Wandler-Überbrückungs-Kupplung verbaut, mit der Pumpen- und Turbinenrad verbunden werden können. In Bild 5.30 links ist der Aufbau des Wandlers mit Überbrückungskupplung skizziert. Die Betätigung der Wandlerkupplung erfolgt über das elektronische Getriebe-Steuergerät, das auch die Gangwahl im Getriebe steuert. Teil des Getriebemanagements ist eine Regelung des Wandlerschlupfes während der Schaltvorgänge.

In der Praxis wird die Wandlerkupplung jedoch auch bei Konstantfahrt nicht ganz geschlossen. Über das Getriebemanagement wird immer eine geringe Schlupfdrehzahl von wenigen Umdrehungen je Minute eingeregelt. Diese Betriebsart hat im Wesentlichen zwei Vorteile: Der geringe Schlupf dient zum einen zur Dämpfung der Drehungleichförmigkeit der Getriebedrehzahl, die durch die schwankende Motordrehzahl angeregt wird. Andererseits erlaubt

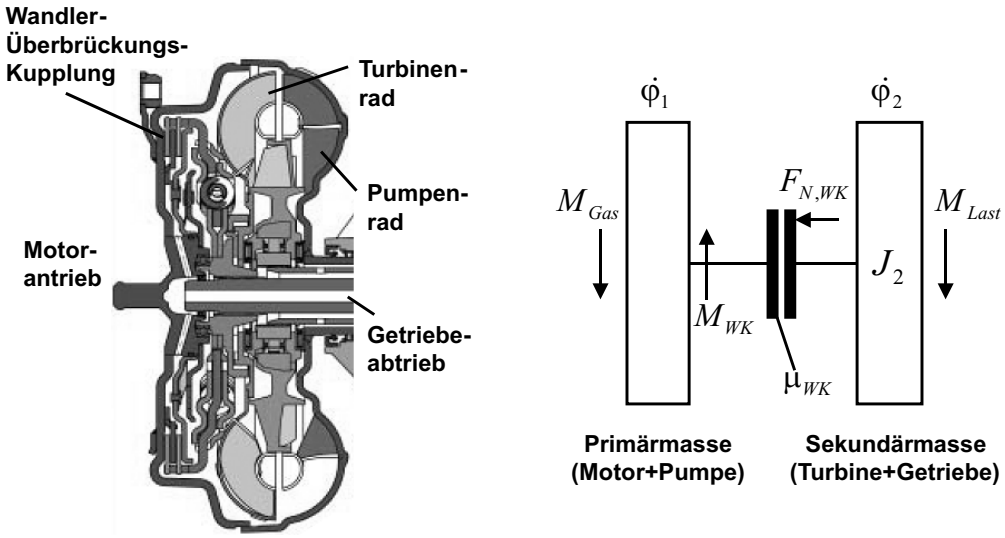


Bild 5.30: Wandler-Überbrückungs-Kupplung: Aufbau und Modellierung

ein geringer Schlupf eine schnellere Öffnung der Kupplung, da sich die Kupplung nicht in der Überanpressung befindet, sondern an der Schlupfgrenze.

5.1.4.1 Einfluss des Teilschlupfes auf die Kurbelwelle

Bei sehr geringen Schlupfdrehzahlen von weniger als 15 min^{-1} wurden an einem Sechszylinder-Dieselmotor deutliche Veränderungen in der Winkelbeschleunigung der Kurbelwelle beobachtet, die durch die wirkenden Zylindergasmomente nicht erklärt werden konnten. Oberhalb von etwa 15 min^{-1} Schlupf trat dieser Effekt nicht auf. Messtechnische Untersuchungen zeigten, dass diese Abweichungen nur in Betriebspunkten mit so genanntem *Teilschlupf* auftreten. Der Teilschlupf ist eine Erscheinung, die bei ungleichförmiger Drehung an Kupplungen auftreten kann. In [79] wird der Teilschlupf anhand einer Simulation erläutert.

Im Bild 5.31 oben werden die Drehzahlverläufe an Pumpe (entspricht Motordrehzahl an Kurbelwelle) und Turbine illustriert. Deutlich ist ein periodischer Wechsel zwischen Haften und Gleiten zu erkennen. Schlupf herrscht nur teilweise während der Periode einer Drehungleichförmigkeit, was dem Teilschlupf seinen Namen gibt. Im unteren Teil des Bildes ist der Verlauf des Drehmomentes in der Wandlerkupplung dargestellt. Während der Schlupfphasen ist das Kupplungsmoment konstant, bricht aber beim Übergang zum Haften ein. Das mittlere Kupplungsmoment ist daher niedriger als das übertragbare Moment im Schlupf. Dieses Verhalten des mittleren Momentes wird von [79] als sehr vorteilhaft für die Schlupfregelung beurteilt, da der Teilschlupfbetrieb dadurch stabilisiert wird und gut regelbar ist. Der Einbruch des Kupplungsmomentes in den Haftphasen bewirkt aber ein Wechselmoment im Takt der Drehungleichförmigkeit und stört damit eine isolierte Bestimmung des Gasmomentes aus der Kurbelwellendrehzahl.

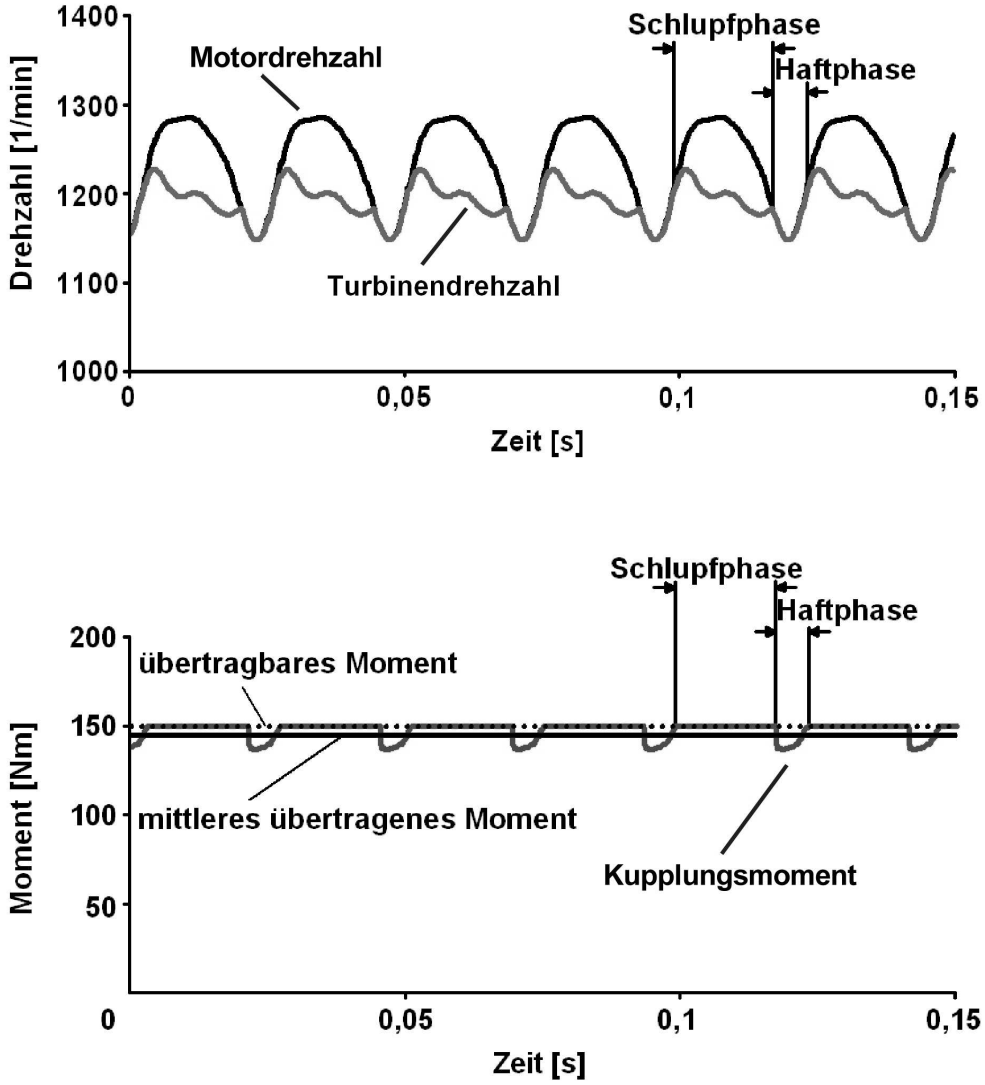


Bild 5.31: Drehzahl- und Momentenverläufe bei Teilschlupf (aus [79])

5.1.4.2 Simulationsmodell der Wandlerkupplung

Die Entstehung des Wechselanteils im Wandlerkupplungsmoment kann mit Hilfe des Modells erklärt und berechnet werden, das in Bild 5.30 rechts dargestellt ist. Die Massenträgheitsmomente von Motor und Wandlerpumpenrad sind zur Primärmasse zusammengefasst, die sich mit der Primär-Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_1$ dreht. Getriebewellen und Turbinenrad sind zur Sekundärmasse mit dem sekundären Massenträgheitsmoment J_2 zusammengefasst. Beide Massen werden durch die Wandlerkupplung verbunden. Die Beläge der Wandlerkupplung werden mit der effektiven Normalkraft $F_{N,WK}$ aufeinander gedrückt. Bei Kupplungsschlupf, wenn die Kupplungsscheiben gegeneinander gleiten, entspricht das Wandlerkupplungsmoment M_{WK} dem *übertragbaren Moment* M_{ue} der Kupplung. M_{ue} berechnet sich mit dem effektiven Reibwert μ_{WK} zu:

$$M_{WK} \quad = \quad M_{ue} = \mu_{WK} F_{N,WK} \tag{5.24}$$

Reibwert μ_{WK} und Kupplungs-Normalkraft $F_{N,WK}$ werden durch Temperatureinflüsse und die Regeldynamik der Schlupfregelung nur langsam verändert, so dass M_{ue} während einer Drehungleichförmigkeitsperiode als konstant angenommen werden kann. Die sekundäre Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_2$ berechnet sich aus der Momentenbilanz an J_2:

$$\ddot{\varphi}_2 \quad = \quad \frac{M_{ue} - M_{Last}}{J_2} = \frac{\mu_{WK} F_{N,WK} - M_{Last}}{J_2} \tag{5.25}$$

Wenn die Kupplungsbeläge aneinander haften, herrscht kein Schlupf, und die Winkelgeschwindigkeiten $\dot{\varphi}_1$ und $\dot{\varphi}_2$ sind gleich. Das von der Wandlerkupplung übertragene Moment entspricht nun dem inneren Moment M_i, das sich nach Gleichung 5.26 bestimmt:

$$M_{WK} \quad = \quad M_i = J_2 \ddot{\varphi}_1 + M_{Last} \tag{5.26}$$

In den Haftphasen folgt der M_{WK}-Verlauf dem Verlauf der Primär-Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_1$, ist also von der Motor-Drehungleichförmigkeit abhängig.

Der Übergang vom Haften ins Gleiten geschieht, wenn der Betrag des inneren Momentes das übertragbare Moment überschreitet:

$$|M_i| \quad > \quad M_{ue} \tag{5.27}$$

Mit Gleichung 5.24 und 5.26 ergibt sich daraus die folgende Beziehung:

$$\ddot{\varphi}_1 \quad > \quad \frac{\mu_{WK} F_{N,WK} - M_{Last}}{J_2} \tag{5.28}$$

Beim Übergang vom Gleiten zum Haften müssen die Winkelgeschwindigkeiten gleich sein: $\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2$. Zusätzlich darf der Betrag des inneren Momentes das übertragbare Moment nicht überschreiten:

$$|M_i| \quad \leq \quad M_{ue} \tag{5.29}$$

Analog zu Beziehung 5.28 folgt daraus:

$$\ddot{\varphi}_1 \leq \frac{\mu_{WK} F_{N,WK} - M_{Last}}{J_2} \tag{5.30}$$

Der Verlauf der Sekundärwinkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_2$ und die Übergangspunkte zwischen Haften und Gleiten können mit den Gleichung 5.25, 5.28 und 5.30 berechnet werden. In allen drei Gleichungen erscheint das *Gleitmoment*:

$$M_{gleit} = \mu_{WK} F_{N,WK} - M_{Last}. \tag{5.31}$$

5.1.4.3 Verfahren zur Rekonstruktion von Kupplungsmoment und Turbinendrehzahl

Für eine direkte Berechnung des Kupplungsmomentes im Teilschlupf wäre die Kenntnis der Winkelgeschwindigkeiten notwendig. Der Verlauf von $\dot{\varphi}_1$ und $\dot{\varphi}_2$ müsste sehr genau mit sehr hoher zeitlicher Auflösung gemessen werden, um einzelne Haft- und Schlupfphasen zu unterscheiden und das jeweils wirkende Kupplungsmoment nach Gleichung 5.24 oder 5.26 zu berechnen. Zusätzlich wäre noch die Bestimmung von μ_{WK}, $F_{N,WK}$ und M_{Last} notwendig.

Außer $\dot{\varphi}_1$ steht keine der genannten Größen dem Motormanagement in der erforderlichen Qualität zur Verfügung. Insbesondere die reibungsbestimmenden Größen μ_{WK} und $F_{N,WK}$ sind sensorisch nur mit erheblichem Aufwand zu erfassen. Lediglich die über ein Zylindersegment gemittelte Sekundär-Winkelgeschwindigkeit $\overline{\dot{\varphi}_2}$ wird vom Getriebesteuergerät erfasst und ans Motormanagement übermittelt. Durch die Motordrehzahlmessung im Motorsteuergerät steht zusätzlich der Verlauf der Primär-Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_1$ direkt zur Verfügung. Die Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_1$ kann durch Differentiation ermittelt werden.

Mit diesen Größen lassen sich durch ein modellbasiertes Optimierungsverfahren die Drehzahl- und Momentenverläufe im Teilschlupf rekonstruieren. Bild 5.32 verdeutlicht das Verfahrensschema.

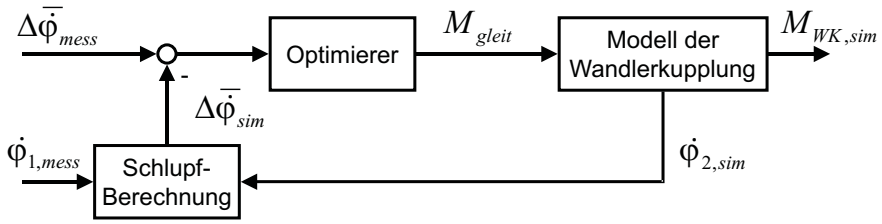


Bild 5.32: Verfahren zur Rekonstruktion des Teilschlupfes auf Basis des mittleren Schlupfes

Zunächst wird aus der gemessenen, mittleren Sekundär-Winkelgeschwindigkeit $\overline{\dot{\varphi}}_{2,mess}$ und der ebenso gemittelten Primär-Winkelgeschwindigkeit $\overline{\dot{\varphi}}_{1,mess}$ ein Messwert für den mittleren Schlupf in einem Zylindersegment bestimmt:

$$\Delta\overline{\dot{\varphi}}_{mess} = \overline{\dot{\varphi}}_{1,mess} - \overline{\dot{\varphi}}_{2,mess} \tag{5.32}$$

Mit Hilfe eines Simulationsmodells der Wandlerkupplung, das sich im Wesentlichen auf die Gleichung 5.25, 5.28 und 5.30 stützt, wird ein simulierter Sekundär-Winkelgeschwindigkeitsverlauf $\dot{\varphi}_{2,sim}$ berechnet. Aus diesem Simulationsergebnis und dem durch Messung bekannten Verlauf von $\dot{\varphi}_{1,mess}$ kann ebenfalls der mittlere Schlupf berechnet werden. In Abbildung 5.33 wird die Schlupfberechnung aus den beiden Verläufen verdeutlicht.

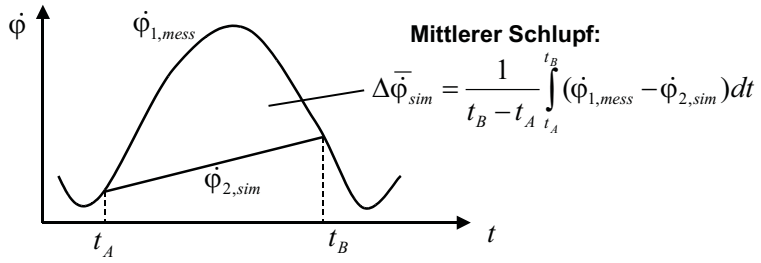


Bild 5.33: Berechnung des mittleren Wandlerschlupfes

Der mittlere Schlupf aus der Simulation entspricht der Fläche zwischen den beiden Signalen im Gleitbereich. Die Übergangszeitpunkte zwischen Gleiten und Haften (t_A und t_B) werden durch die Beziehung 5.28 und 5.30 bestimmt.

Mit $\Delta\overline{\dot{\varphi}}_{sim}$ und $\Delta\overline{\dot{\varphi}}_{mess}$ stehen zwei Größen zur Verfügung, deren Abweichung durch einen Optimierungsalgorithmus iterativ minimiert werden kann. Einzige Variationsgröße des abzugleichenden Wandlerkupplungsmodells ist das in Gleichung 5.31 eingeführte Gleitmoment M_{gleit}. Eine isolierte Kenntnis von μ_{WK}, $F_{N,WK}$ und M_{Last} ist zur Berechnung des Teilschlupfes nicht notwendig, da diese Größen in allen Modellgleichungen durch M_{gleit} ersetzt werden können.

Bild 5.34 zeigt die gemessene Pumpenrad-Drehzahl sowie die rekonstruierten Verläufe von Turbinendrehzahl und Kupplungsmoment, wie sie nach dem in Abbildung 5.32 illustrierten Verfahren bestimmt wurden. Bei einem mittleren Schlupf von 13,0 min^{-1} haften die Kupplungsscheiben nur im Bereich der Drehzahlminima. Kurz nach einem Drehzahlminimum geht die Kupplung in den Gleitzustand über. Die Turbine beschleunigt mit geringerer Steigung als die Pumpe entsprechend Gleichung 5.25. Während dieser Gleitphasen ist das Kupplungsmoment konstant. Der Übergang zur folgenden Haftphase erfolgt kurz vor dem Drehzahlminimum der Pumpe. Bei diesem periodischen Zyklus wird das Turbinenrad nur wenig beschleunigt, die Drehungleichförmigkeit der Turbinendrehzahl bleibt also gering.

Das im unteren Diagramm von Bild 5.34 gezeigte Kupplungsmoment weist während der Haftphasen kurze, impulsförmige Einbrüche in einem ansonsten konstanten Verlauf auf, der vom Gleitphasenmoment nach Gleichung 5.24 dominiert wird.

Ein Teilschlupfbetriebspunkt mit einem mittleren Schlupf von nur 1,4 min^{-1} ist in Bild 5.35 dargestellt. Das Losbrechen in den Gleitbereich erfolgt hier etwas später als in Bild 5.34. Die Turbinendrehzahl steigt mit deutlich stärkerem Gradienten. Die nächste Haftphase beginnt im Bereich des Pumpendrehzahl-Maximums, wodurch die Haftphase insgesamt deutlich ausgedehnter ist. Das zugehörige Kupplungsmoment zeigt den bekannten, konstanten Verlauf in den Gleitphasen. Aufgrund der breiten Haftphasen ist der Momentenverlauf jedoch nicht von kurzen Impulsen geprägt, sondern insgesamt niederfrequenter bei insgesamt höherer Amplitude als in Bild 5.34.

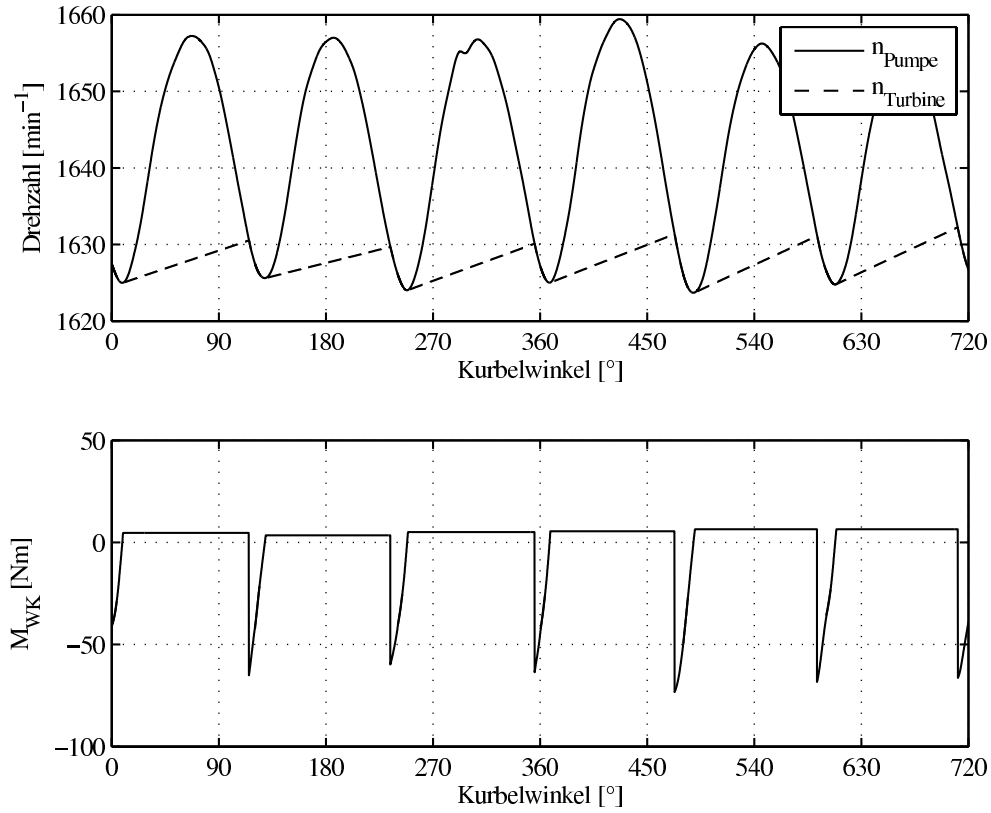


Bild 5.34: Pumpenraddrehzahl und Rekonstruktion von Turbinendrehzahl und Kupplungsmoment bei einem mittleren Schlupf von 13,0 min^{-1}

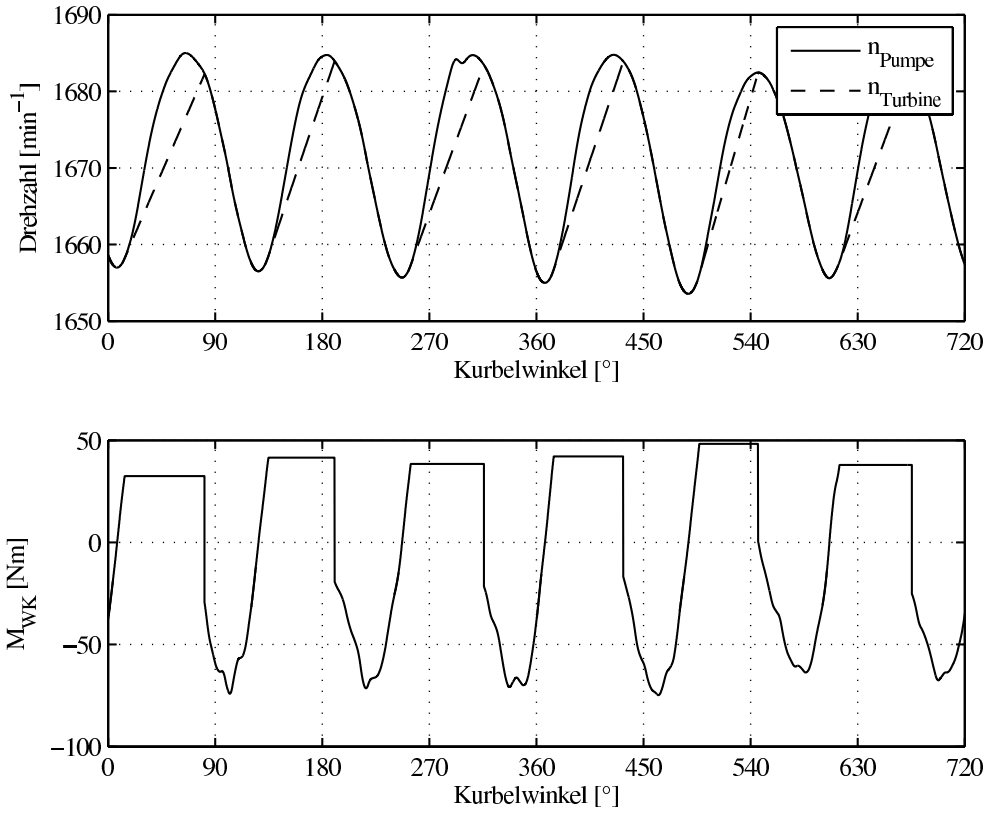


Bild 5.35: Pumpenraddrehzahl und Rekonstruktion von Turbinendrehzahl und Kupplungsmoment bei einem mittleren Schlupf von 1,4 min^{-1}

5.1.4.4 Wandlerkupplung: Zusammenfassung und Ausblick

Die gezeigten Ergebnisse verdeutlichen die Entstehung eines wechselnden Teilschlupf-Kupplungsmomentes in der dominierenden Ordnung der Motordrehzahl. In den betrachteten Betriebspunkten liegt der Wechselanteil bei bis zu ±50 Nm. Im Vergleich zur Amplitude des Gasmomentes (vergleiche Bild 3.5) stellt das Kupplungsmoment eine nicht zu vernachlässigende Störgröße an der Kurbelwelle dar. Gleichung 5.26 verdeutlicht, dass bei bekannten Drehzahlverläufen vor allem das sekundäre, getriebeseitige Massenträgheitsmoment J_2 die Amplitude des Wechsel-Kupplungsmomentes bestimmt.

Beachtenswert ist, dass sich bei einer Schlupfänderung um nur wenige Umdrehungen pro Minute der Verlauf des Kupplungsmomentes sehr stark ändert. Das Kupplungsmoment kann aber mit dem vorgestellten Modell- und Optimierungs-Ansatz mit bereits heute serienmäßig vorhandenen Sensor-Informationen rekonstruiert werden. Es konnte auch gezeigt werden, dass das einfache eindimensionale Optimierungsproblem auf einer Entwicklungs-Hardware in Echtzeit gelöst werden kann. Eine Integration des Verfahrens in heutige Steuergeräte dürfte damit möglich sein.

Die Bedeutung von Stufenautomatik-Getrieben wird in Zukunft sinken, da sie durch verbrauchsgünstigere, automatisierte Getriebe mit Doppelkupplungen verdrängt werden [59]. Diese modernen Getriebe verfügen über ein konventionelles Schaltgetriebe mit zwei Eingangswellen. Beim Gangwechsel wird mittels zweier Kupplungen zwischen den Wellen umgeschaltet, wodurch ein komfortabler Schaltvorgang ohne Zugkraftunterbrechung möglich wird. Messungen am Doppelkupplungsgetriebe haben gezeigt, dass die zugkraftführende, geschlossene Kupplung immer mit einem geringen, geregelten Schlupf betrieben wird. Auch hier ist also die Ausbildung eines Teilschlupfes möglich.

5.1.5 Zusammenfassung: Externe Momente

Die Ergebnisse aus den Abschnitten 5.1.1 bis 5.1.4 zeigen, dass von außen angreifende Momente durchaus einen Einfluss auf das Drehschwingungsverhalten der Kurbelwelle haben können. Die größten Momenten-Einflüsse rühren allerdings nicht vom Steuertrieb her, obwohl die hohen, impulsförmigen Lastmomente der Pumpedüse-Elemente einen starken Einfluss vermuten lassen. Besonders problematisch für eine Bilanzierung der Kurbelwellenmomente sind Effekte, die durch veränderliche Größen (Generatorstrom, Wandlerkupplungs-Schlupf) bestimmt werden. Diese Einflussgrößen müssen für eine Korrektur zusätzlich gemessen und verarbeitet werden.

Die externen Kurbelwellenmomente einer geregelten Wandler-Überbrückungskupplung und eines Generators mit Freilauf entstehen aufgrund nichtlinearer mechanischer Reibungs- und Schwingungsphänomene. Eine Berechnung dieser Vorgänge kann wegen der Nichtlinearität nur im Zeitbereich erfolgen. Die vorgestellten Algorithmen erlauben aber eine effiziente Berechnung und ermöglichen dadurch grundsätzlich eine Integration in die Motorsteuergeräte-Software.

5.2 Innere Momente der Kurbelwelle

Messungen der Motordrehzahl haben gezeigt, dass es bei höheren Motordrehzahlen zu charakteristischen Abweichungen im Verlauf der Winkelbeschleunigung kommt, die bei niedrigen Drehzahlen nicht zu beobachten sind. Bild 5.36 verdeutlicht den Effekt anhand von Messwerten, die bei 1000 min^{-1} und 3000 min^{-1} aufgezeichnet wurden.

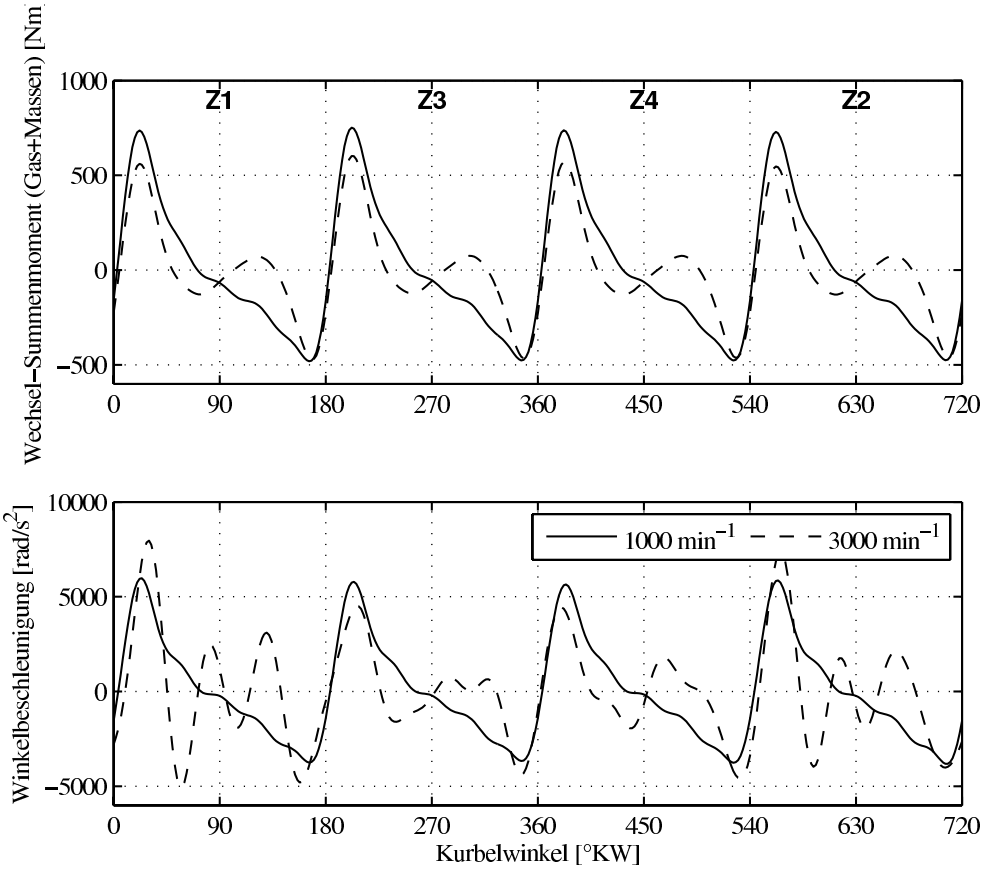


Bild 5.36: Kurbelwellen-Winkelbeschleunigung am Anlasserzahnkranz und Summe aus Gas- und Massenmoment bei 1000 min^{-1} und 3000 min^{-1}

Im oberen Diagramm ist der Wechselanteil der drehschwingungserregenden Summe aus Gas- und Massenmoment dargestellt. Die Gasmomente wurden mit Hilfe einer Zylinderdruckindizierung aller Zylinder unter Verwendung von Gleichung 3.9 gewonnen. Das Summenmassenmoment M_M berechnete sich nach dem in Gleichung 3.18 hergeleiteten Zusammenhang.

Während des Versuchs wurde in alle vier Zylinder des Motors die gleiche Kraftstoffmenge eingespritzt. Da auch der Einspritzzeitpunkt gleich war, ergaben sich identische Zylinderdruck- und Gasmomentverläufe aller Zylinder. Durch den Zündabstand von 180° überlagern sich die Einzelmomente zu einem gleichmäßigen Summenmoment, das in jedem Zylindersegment den gleichen Signalverlauf aufweist. Als Zylindersegment beim Vierzylindermotor wird im Folgenden der Kurbelwinkelbereich des Expansionstaktes vom Oberen Totpunkt (OT) bis zum Unteren Totpunkt (UT) definiert. Der Unterschied zwischen den beiden Momentenver-

läufen erklärt sich durch den mit der Motordrehzahl steigenden Einfluss der Massenkräfte, wie er in Kapitel 3.1.2 im Detail diskutiert wurde.

Für eine starre Drehmasse wäre aufgrund des für jeden Zylinder gleichen Momentenverlaufes ein ebenso gleichmäßiger Verlauf der Kurbelwellen-Winkelbeschleunigung zu erwarten. Das untere Diagramm von Abbildung 5.36 zeigt die am Anlasserzahnkranz gemessene Winkelbeschleunigung. Für eine Motordrehzahl von 1000 min^{-1} ergibt sich erwartungsgemäß ein Verlauf, der in seiner Form dem anregenden Momentenverlauf entspricht. Auch hier ist der Winkelbeschleunigungsverlauf in allen Zylindersegmenten gleich. Die Annahme einer starren Kurbelwelle scheint in diesem Drehzahl-Betriebspunkt gültig.

Bei 3000 min^{-1} ergeben sich trotz der gleichmäßigen Anregungsmomente deutliche Unterschiede im Winkelbeschleunigungsverlauf der einzelnen Zylindersegmente. Am stärksten weichen die Signale von den Zylindern 1 und 2 ab. Diese Zylinder liegen am weitesten vom Anlasserzahnkranz entfernt, an dem die Winkelbeschleunigung gemessen wurde.

Die beobachteten und hier über ein Arbeitsspiel dargestellten Verläufe setzen sich bei stationärem Betrieb periodisch fort. Es handelt sich bei dem zylinderspezifischen Signalverlauf also um ein systematisches Drehschwingungsverhalten und nicht um eine zufällige Störung. Die zylinderspezifischen Unterschiede sind auch nicht durch die verschiedenen externen Momente erklärbar, die in Kapitel 5.1 untersucht und quantifiziert wurden. Alle externen Momente zeigten ebenfalls einen Verlauf, der sich über ein Arbeitsspiel betrachtet nicht zylinderspezifisch unterschied. Mit den ermittelten Amplituden der externen Momente können die extremen und hochfrequenten Abweichungen, die sich insbesondere im Zylindersegment 1 zeigen, keinesfalls erklärt werden. Um die beobachteten Winkelbeschleunigungen bei 3000 min^{-1} hervorzurufen, wären Momente von mehreren hundert Nm erforderlich. Das über ein Arbeitsspiel periodische Signal deutet vielmehr auf ein Eigenschwingungsverhalten der Kurbelwelle hin, das nur unter der Annahme einer elastischen, schwingungsfähigen Kurbelwelle erklärbar ist. Eine Kurbelwellen-Modellierung als starre Drehmasse greift also zu kurz.

Für das Ziel der Bestimmung von *zylinderspezifischen* Verbrennungsmerkmalen stellt das gezeigte Verhalten der Kurbelwelle eine große Herausforderung dar. Ein geeignetes Schätzverfahren muss deshalb zylinderspezifische Unterschiede berücksichtigen, die sich durch das Drehschwingungsverhalten der Kurbelwelle ergeben. Aus diesem Grund sollen in diesem Kapitel zunächst die inneren Vorgänge in der Kurbelwelle betrachtet und mit einem physikalischen Modell beschrieben werden.

5.2.1 Struktur der Kurbelwelle

Zur Entwicklung eines mathematischen Modells wird zunächst die mechanische Struktur der Kurbelwelle betrachtet. Bild 5.37 zeigt die Kurbelwelle eines Vierzylinder-Reihenmotors.

Die dargestellte Kurbelwelle dreht sich in den fünf Hauptlagern des Motorblocks. Die Kurbeltriebsbewegung wird über eine Kröpfung der Kurbelwelle realisiert. An jedem der vier Pleuellager ist ein Pleuel mit dem zugehörigen Kolben befestigt, der sich im Motorblock bei Drehung der Kurbelwelle auf und ab bewegt. Die Struktur der gesamten Kurbelwelle

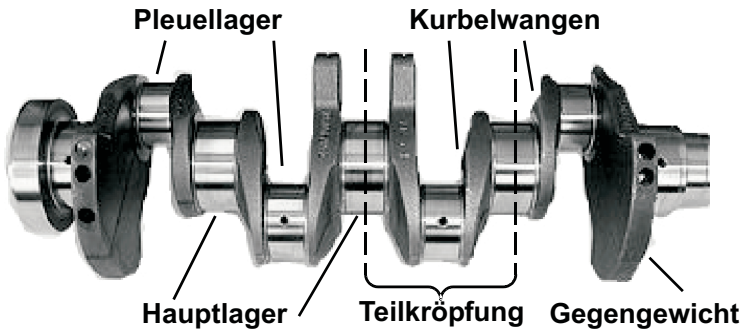


Bild 5.37: Kurbelwelle eines 4-Zylinder-Reihenmotors

setzt sich aus den einzelnen Kurbelkröpfungen mit zugehörigem Kurbeltrieb zusammen. Eine Kröpfung umfasst dabei das Pleuellager mit Kurbelwangen bis zur Mitte der angrenzenden Hauptlager.

Am abtriebsseitigen Ende ist die Primärmasse des Zweimassenschwungrades (siehe Kapitel 5.1.3) fest mit der Kurbelwelle verschraubt. Am freien Ende der Kurbelwelle befindet sich ein Kurbelwellentilger, wie er im linken Teil von Bild 5.38 zu sehen ist.

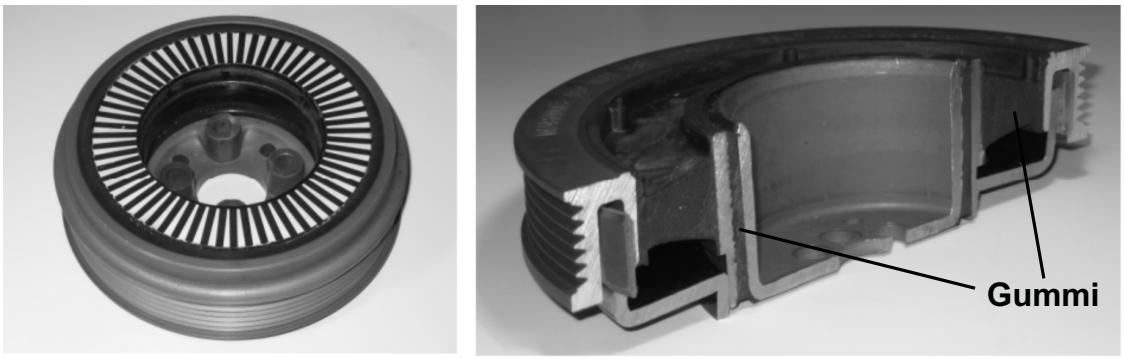


Bild 5.38: Kurbelwellen-Tilger

Die Primärmasse des Tilgers wird durch die Nabe gebildet, die mit den innenliegenden Bohrungen an der Kurbelwelle angeschraubt wird. Über die Außenseite der Nabe läuft der Keilrippenriemen des Nebenaggregatetriebes (siehe Kapitel 5.1.2).

Die Nabe umfasst topfförmig die Sekundärmasse (mit Laserstrichscheibe beklebt), die sich im Inneren des Tilgers befindet. Primär- und Sekundärmasse sind durch eine elastische Gummischicht miteinander verbunden. Die Gummischicht ist deutlicher im aufgeschnittenen Tilger im rechten Teil von Bild 5.38 zu erkennen. Diese Tilgerbauform wird an dem V6-Dieselmotor verwendet, mit dem die Untersuchungen zur Wandlerüberbrückungskupplung (siehe Kapitel 5.1.4) durchgeführt wurden. Beim V6-Tilger sind drei Drehmassen über zwei unterschiedlich dicke Gummischichten miteinander verbunden. Der Keilrippenriemen des Nebenaggregatetriebes wird hier nicht über die Primärmasse, sondern über die äußerste, gummigelagerte Masse angetrieben.

Gummimaterialien haben federnde und dämpfende Eigenschaften. Die elastisch angebundenen zusätzlichen Tilgermassen bilden mit der Kurbelwelle ein schwingungsfähiges System. Aufgabe des Tilgers ist es, die Amplituden von Torsions-Eigenschwingungen der Kurbelwelle zu begrenzen, um durch die verringerten mechanischen Belastungen die Dauerbruchfestigkeit zu erhöhen. Die Massen und die Gummischicht werden bei der Tilger-Auslegung so abgestimmt, dass die dominante Kurbelwellen-Eigenfrequenz in zwei Eigenfrequenzen geringerer Resonanzamplitude aufgespaltet wird [55].

Die Entstehung von Torsions-Eigenschwingungen lässt sich durch die Annahme einer elastischen Kurbelwelle deuten, in der die Massen der Kurbelwelle gegeneinander Drehschwingungen ausführen. Die gummigelagerte Tilgermasse wird dabei ein Teil des Schwingungssystems. Die Kurbelwelle führt neben diesen Drehschwingungen aufgrund der Gas- und Massenkräfte noch Biegeschwingungen in den elastischen Hauptlagerschalen aus. Die reale Bewegung der Kurbelwelle besteht daher aus eine komplexen Überlagerung und Kopplung von Dreh- und Biegeschwingungen.

5.2.2 Mathematisches Simulationsmodell der Kurbelwelle

Zur genauen Berechnung der Schwingungsdynamik von Kurbelwellen werden heutzutage Simulationen mit dreidimensionalen, räumlich hoch auflösenden Modellen durchgeführt [100, 109]. Mit diesem Ansatz lässt sich die Gestaltung der Kurbelwelle gezielt optimieren, weil die Orte der höchsten mechanischen Spannungen detailliert sichtbar werden. Der Rechenaufwand solcher Simulationen ist allerdings recht groß. In der Konzeptphase der Kurbelwellenentwicklung und zur Berechnung der Schwingungsfestigkeit werden dagegen meist eindimensionale, diskrete Modelle verwendet, die als Ersatzmodelle gewisse Vereinfachungen gegenüber den räumlichen Modellen erlauben.

Zielsetzung der Kurbelwellen-Modellierung in dieser Arbeit ist eine einfache und nach Möglichkeit *lineare* Beschreibung des Schwingungsverhaltens. Ein lineares Modell würde eine besonders effiziente Signalverarbeitung in einem Schätzalgorithmus erlauben, weil die Systemdynamik als Übertragungsfunktion darstellbar wäre und sich als lineares Filter implementieren ließe. Aus diesem Grund wurde ein eindimensionaler Modellierungsansatz gewählt, wie er auch für die Drehschwingungsfestigkeitsrechnung verwendet wird. Bild 5.39 illustriert den Aufbau des verwendeten Modells.

Die Kurbelwelle wird als Schwingerkette mit einzelnen, diskreten Drehmassen betrachtet. Eine Kurbelwellenbiegung wird nicht berücksichtigt. Die Drehmassen sind mit linearen Drehfeder- und Dämpferelementen miteinander gekoppelt. Die Modellmassen $J_i(\varphi)$ der Kurbelwelle entsprechen dabei den Teilmassen der einzelnen Kröpfungen in Bild 5.37. Sie beinhalten auch das Trägheitsmoment von Kolben und Pleuel, wodurch sich das Kröpfungsträgheitsmoment mit dem Kurbelwinkel φ verändert (siehe detaillierte Herleitung in Kapitel 3.1.2, Bild 3.7).

Die Verbindung von Kurbelkröpfung 4 zur Primärmasse des Zweimassenschwungrades wird ebenfalls über eine Drehfedersteifigkeit $c_{4,ZMS}$ bzw. eine Dämpfung $b_{4,ZMS}$ berücksichtigt. Die Gummikopplung der Tilger-Sekundärmasse J_T beschreibt ein weiteres Feder-Dämpferelement (c_T, b_T). Zur Vereinfachung des Modells wurde die vergleichsweise geringe Tilger-Primärmasse mit der Drehmasse von Kröpfung 1 zusammengefasst. Analog können weitere

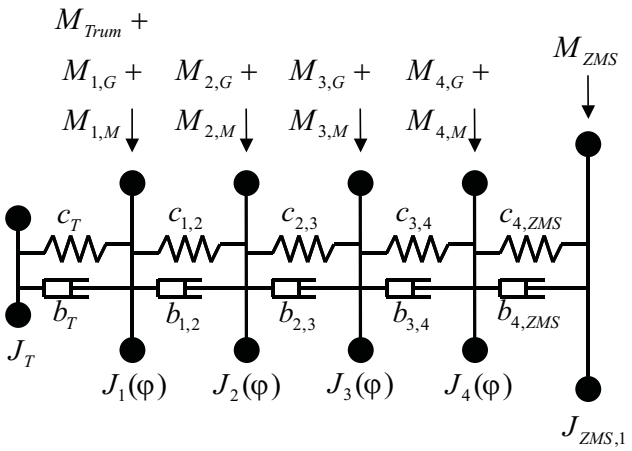


Bild 5.39: Schwingerketten-Modell der Kurbelwelle mit Tilger

Massen zusammengefasst werden, um den Detaillierungsgrad des Modells zu reduzieren, sofern eine hinreichend starre Verbindung zwischen den betreffenden Massen vorausgesetzt werden kann. Im Folgenden wurde als weitere Vereinfachung die Kröpfung 4 gemeinsam mit der ZMS-Primärmasse modelliert.

Als anregende Momente wirken an jeder Kröpfungs-Teilmasse die Gasmomente $M_{i,G}$ und die Massenmomente $M_{i,M}$. An den Enden der Kurbelwelle wirken zusätzlich die in Kapitel 5.1 diskutierten externen Momente. Die ZMS-Rückwirkung wird über das Moment M_{ZMS} nach Gleichung 5.20 berücksichtigt. Das Trummoment M_{Trum} aus dem Steuertrieb (sowie ein ggf. verfügbares Trummoment des Nebenaggregatetriebes) werden nach dem in Abschnitt 5.1.1 gezeigten Verfahren ermittelt. Das Schwingungskettenmodell bietet die Möglichkeit, den Angriffspunkt der einzelnen Momente physikalisch richtig anzusetzen, wie es dem mechanischen Aufbau des Motors entspricht. Frei schwingende Massen wie die Tilgermasse werden nur durch die Kopplung zu benachbarten Massen erregt.

5.2.2.1 Nichtlineare Bewegungsgleichung der Einzelkröpfung

Zur mathematischen Beschreibung des Schwingerketten-Modells muss zunächst die Bewegungsgleichung jeder diskreten Teilmasse aufgestellt werden. Bild 5.40 verdeutlicht die relevanten Größen zur Beschreibung der Dynamik einer einzelnen Kröpfung.

Eine Einzelkröpfung $J_i(\varphi)$ innerhalb der Kurbelwelle ist mit benachbarten Kröpfungen über die Drehfedersteifigkeiten $c_{i,i+1}$ und $c_{i-1,i}$ bzw. die Drehdämpfungen $b_{i,i+1}$ und $b_{i-1,i}$ verbunden. Bei einer Verdrehung zweier Kröpfungen i und $i+1$ gegeneinander wirkt zwischen ihnen ein dem Verdrehwinkel proportionales Moment $M_{c,i,i+1}$:

$$M_{c,i,i+1} = c_{i,i+1}(\varphi_{i+1} - \varphi_i) \tag{5.33}$$

Das Dämpfungsmoment $M_{b,i,i+1}$ berechnet sich analog aus den Relativ-Winkelgeschwindigkeiten zu:

$$M_{b,i,i+1} = b_{i,i+1}(\dot{\varphi}_{i+1} - \dot{\varphi}_i) \tag{5.34}$$

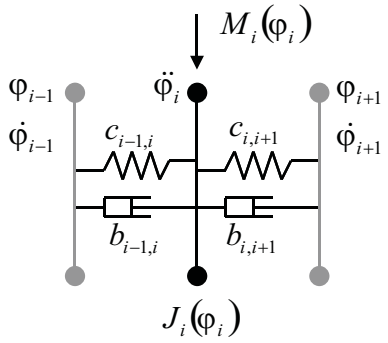


Bild 5.40: Modell einer Einzelkröpfung

Mit den allgemeinen Beziehung aus den Gleichungen 5.33 und 5.34 lautet die Momentenbilanz aller Momente an einer gemäß Bild 5.40 beschriebenen Einzelkröpfung:

$$\begin{aligned} J_i(\varphi_i)\ddot{\varphi}_i = \quad & c_{i,i+1}(\varphi_{i+1}-\varphi_i) + b_{i,i+1}(\dot{\varphi}_{i+1}-\dot{\varphi}_i) \\ - \quad & c_{i-1,i}(\varphi_i-\varphi_{i-1}) - b_{i-1,i}(\dot{\varphi}_i-\dot{\varphi}_{i-1}) \\ + \quad & M_i \end{aligned} \tag{5.35}$$

Gleichung 5.35 kann explizit nach der Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_i$ aufgelöst und in vektorieller Form dargestellt werden:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_i = \quad & \begin{bmatrix} \frac{c_{i-1,i}}{J_i(\varphi_i)} & -\frac{c_{i-1,i}+c_{i,i+1}}{J_i(\varphi_i)} & \frac{c_{i,i+1}}{J_i(\varphi_i)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_{i-1} \\ \varphi_i \\ \varphi_{i+1} \end{bmatrix} \\ + \quad & \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{b_{i-1,i}}{J_i(\varphi_i)} & -\frac{b_{i-1,i}+b_{i,i+1}}{J_i(\varphi_i)} & \frac{b_{i,i+1}}{J_i(\varphi_i)} \end{bmatrix}}_{Parametervektor} \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_{i-1} \\ \dot{\varphi}_i \\ \dot{\varphi}_{i+1} \end{bmatrix} \\ + \quad & \frac{M_i}{J_i(\varphi_i)} \end{aligned} \tag{5.36}$$

5.2.2.2 Linearisierung des Kurbelwellenmodells

Betrachtet man die Bewegungsgleichung 5.36 der Einzelkröpfung, so fällt auf, dass alle Koeffizienten der Parametervektoren den Faktor $1/J_i(\varphi_i)$ enthalten. Die dadurch vorhandene Veränderlichkeit der Koeffizienten mit dem Kurbelwinkel φ_i, der selbst eine Zustandsgröße des Systems darstellt, kennzeichnet die Nichtlinearität der Bewegungsgleichung.

Zur Berechnung der Dynamik der gesamten in Bild 5.39 dargestellten Schwingerkette müssen die Bewegungsgleichungen aller Kröpfungen simultan gelöst und dabei die Kopplungen zwischen den Einzelkröpfungen berücksichtigt werden. Für das Gesamtsystem führt dies auf ein nichtlineares Differentialgleichungssystem, das nur durch numerische Integration gelöst werden kann.

Um leistungsfähige Methoden der Signalverarbeitung nutzen zu können, ist eine Linearisierung des Gleichungssystems notwendig. Das Systemverhalten kann dann z.B. durch Übertragungsfunktionen beschrieben werden, die für eine effiziente Berechnung als digitales Filter implementiert werden können.

Die Berechnung der Dynamik der Kurbelwellen-Schwingerkette ist ein elementares Problem der Festigkeitsberechnung von Kurbelwellen. Von [49] wurde bereits 1939 die Linearisierung des Schwingungsproblems und die Gültigkeit der dadurch gefundenen Ergebnisse untersucht.

Von [54, 55] wird eine Linearisierung angegeben, die eine weite Verbreitung erfahren hat und in Softwarepaketen zur Drehschwingungsberechnung allgemein verwendet wird. Als Ersatzmassenträgheitsmoment einer Kurbelkröpfung wird der gemittelte $J_i(\varphi_i)$-Verlauf über eine Kurbelwellenumdrehung verwendet. Wie im oberen Diagramm von Bild 3.7 gezeigt wurde, schwankt beim untersuchten Motor das Massenträgheitsmoment einer Kröpfung um etwa $\pm 12\%$ um seinen Mittelwert. Diese periodische Schwankung wird durch den Linearisierungsansatz vernachlässigt.

5.2.2.3 Lineares Zustandsmodell der Kurbelwelle

Durch die Linearisierung des Systems ist eine Zustandsdarstellung des Schwingungssystems in der allgemeinen Form

$$\underline{\dot{x}} \;=\; \underline{A}\,\underline{x} + \underline{B}\,\underline{u} \tag{5.37}$$

möglich. Die Zustandsänderung $\underline{\dot{x}}$ des Systems ergibt sich aus dem Zustandsvektor $\underline{x}$ und der Systemmatrix $\underline{A}$. Anregende Momente sind im Eingangsvektor $\underline{u}$ zusammengefasst und werden über die Eingangsmatrix $\underline{B}$ auf die Zustandsänderung abgebildet.

Als Zustandsgrößen des Gesamtsystems werden die Winkelgeschwindigkeiten $\underline{\dot{\varphi}}$ und die Winkellagen $\underline{\varphi}$ aller Teilmassen im Zustandsvektor $\underline{x}$ zusammengefasst:

$$\underline{x} \;=\; \left[\; \dot{\varphi}_1 \quad \dot{\varphi}_2 \quad \dot{\varphi}_3 \quad \dot{\varphi}_4 \quad \dot{\varphi}_T \quad \varphi_1 \quad \varphi_2 \quad \varphi_3 \quad \varphi_4 \quad \varphi_T \;\right]^T \tag{5.38}$$

Die allgemeine Zustandsform aus Gleichung 5.37 nimmt damit die Form

$$\begin{bmatrix} \underline{\ddot{\varphi}} \\ \underline{\dot{\varphi}} \end{bmatrix} \;=\; \begin{bmatrix} \underline{A_b} & \underline{A_c} \\ \underline{I} & \underline{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{\dot{\varphi}} \\ \underline{\varphi} \end{bmatrix} + \underline{B}\,\underline{u} \tag{5.39}$$

an. Die Teilmatrix $\underline{A_b}$ beinhaltet die Dämpfungskoeffizienten, in $\underline{A_c}$ sind die Steifigkeitskoeffizienten zusammengefasst. $\underline{I}$ bezeichnet die (5×5)-Einheitsmatrix, unter $\underline{0}$ ist eine (5×5)-Nullmatrix zu verstehen.

Für $\underline{A}_c$ ergibt sich aus Gleichung 5.36 für das vorliegende 5-Massen-System:

$$\underline{A}_c = \begin{bmatrix} -\frac{c_{1,2}+c_T}{J_1} & \frac{c_{1,2}}{J_1} & 0 & 0 & \frac{c_T}{J_1} \\ \frac{c_{1,2}}{J_2} & -\frac{c_{2,3}+c_{1,2}}{J_2} & \frac{c_{2,3}}{J_2} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{c_{2,3}}{J_3} & -\frac{c_{3,4}+c_{2,3}}{J_3} & \frac{c_{3,4}}{J_3} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{c_{3,4}}{J_4} & -\frac{c_{3,4}}{J_4} & 0 \\ \frac{c_T}{J_T} & 0 & 0 & 0 & -\frac{c_T}{J_T} \end{bmatrix} \tag{5.40}$$

Für $\underline{A}_b$ ergibt sich analog:

$$\underline{A}_b = \begin{bmatrix} -\frac{b_{1,2}+b_T}{J_1} & \frac{b_{1,2}}{J_1} & 0 & 0 & \frac{b_T}{J_1} \\ \frac{b_{1,2}}{J_2} & -\frac{b_{2,3}+b_{1,2}}{J_2} & \frac{b_{2,3}}{J_2} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{b_{2,3}}{J_3} & -\frac{b_{3,4}+b_{2,3}}{J_3} & \frac{b_{3,4}}{J_3} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{b_{3,4}}{J_4} & -\frac{b_{3,4}}{J_4} & 0 \\ \frac{b_T}{J_T} & 0 & 0 & 0 & -\frac{b_T}{J_T} \end{bmatrix} \tag{5.41}$$

Die Eingangsmatrix $\underline{B}$ bildet die Momente M_i als Eingangsgrößen auf den Zustandsvektor ab. In der Einzelkröpfung-Bewegungsgleichung 5.36 werden die anregenden Momente durch das Massenträgheitsmoment dividiert. Die dadurch verursachte Nichtlinearität wirkt also nicht nur auf die Koeffizienten in $\underline{A}$, sondern auch auf die Eingangsgrößen in $\underline{u}$. Die Nichtlinearität des reziproken Massenträgheitsmomentes wird im Folgenden als Funktion

$$\begin{aligned} R_i(\varphi) &= \frac{1}{J_i(\varphi)} \\ &= \bar{R}_i + \tilde{R}_i(\varphi) \end{aligned} \tag{5.42}$$

ausgedrückt. $R_i(\varphi)$ lässt sich aus dem bekannten Massenträgheitsmomentverlauf berechnen und in einen konstanten Gleichanteil $\bar{R}_i$ und einen mit dem Kurbelwinkel veränderlichen Verlauf $\tilde{R}_i(\varphi)$ zerlegen. Die Einzelkröpfungs-Anregung $M_i/J_i(\varphi)$ aus Gleichung 5.36 lässt sich mit Gleichung 5.42 folgendermaßen ausdrücken:

$$\begin{aligned} \frac{M_i}{J_i(\varphi)} &= R_i(\varphi) M_i \\ &= \bar{R}_i \left(1 + \frac{\tilde{R}_i(\varphi)}{\bar{R}_i} \right) M_i \end{aligned} \tag{5.43}$$

In der Darstellung nach Gleichung 5.43 zerfällt die Anregung in einen konstanten Faktor $\bar{R}_i$, der mit dem Verlauf $(1 + \tilde{R}_i(\varphi)/\bar{R}_i)M_i$ multipliziert wird. Die Nichtlinearität bewirkt in dieser Darstellung ein zusätzliches Anregungsmoment $M_i\tilde{R}_i(\varphi)/\bar{R}_i$, das über den Gleichanteil $\bar{R}_i$ auf den Zustandsvektor $\underline{x}$ wirkt.

Der Quotient $\tilde{R}_i(\varphi)/\bar{R}_i$ ist als Verlauf über dem Kurbelwinkel in Bild 5.41 für alle Kröpfungen des verwendeten Motors dargestellt. An den Kröpfungen 2 und 3 ergeben sich aufgrund der Variation des Massenträgheitsmomentes zusätzliche Momentenanteile, die bis zu ±13% des Momentes M_i ausmachen. An Kröpfung 1 ist der Quotient geringer, da hier die Primärmasse

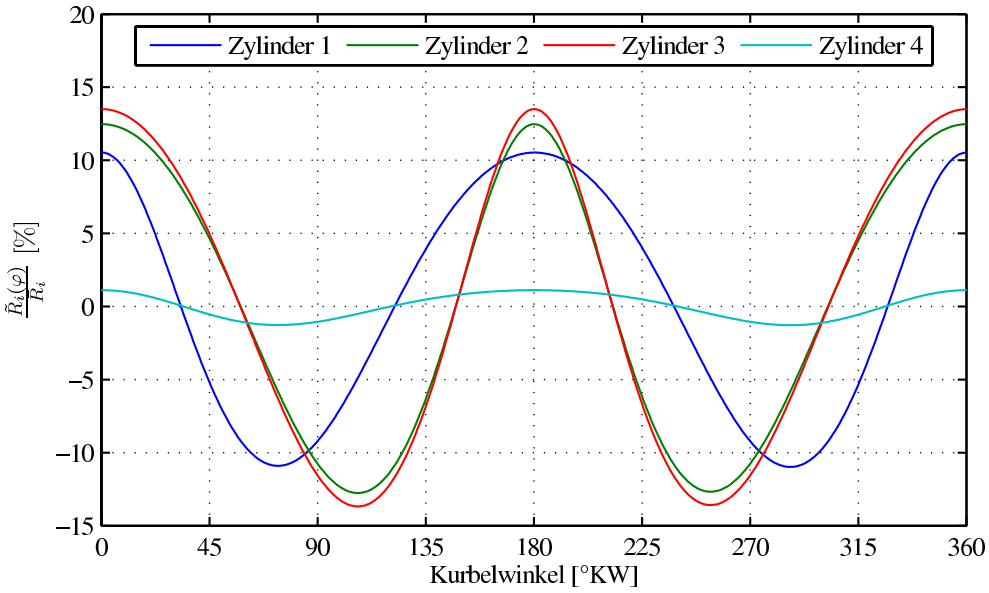


Bild 5.41: Verlauf von $\tilde{R}_i(\varphi)/\bar{R}_i$ an allen Kröpfungen

des Tilgers den Gleichanteil von J_i erhöht. Durch die Zusammenfassung von Kröpfung 4 mit der Primärmasse des Zweimassenschwungrades sind die Auswirkungen an dieser Kröpfung durch den sich daraus ergebenden hohen Gleichanteil deutlich geringer als bei den anderen Kröpfungen.

Die linearisierte Eingangsmatrix $\underline{B}$ für das Kurbelwellen-Modell ergibt sich aus der Darstellung in Gleichung 5.43 nach:

$$\underline{B} = \begin{bmatrix} \bar{R}_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \bar{R}_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \bar{R}_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{R}_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{5.44}$$

Alle anregenden Momente werden im Eingangsvektor

$$\underline{u} = \begin{bmatrix} \left(1 + \frac{\tilde{R}_1(\varphi)}{\bar{R}_1}\right) M_1 \\ \left(1 + \frac{\tilde{R}_2(\varphi)}{\bar{R}_2}\right) M_2 \\ \left(1 + \frac{\tilde{R}_3(\varphi)}{\bar{R}_3}\right) M_3 \\ \left(1 + \frac{\tilde{R}_4(\varphi)}{\bar{R}_4}\right) M_4 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{5.45}$$

zusammengefasst. Durch Gleichung 5.45 kann die Veränderlichkeit des Massenträgheitsmomentes zumindest bei den anregenden Momenten berücksichtigt werden. Gegenüber der Linearisierung von [54, 55] stellt dies eine genauere Berücksichtigung der Eingangsgrößen dar.

5.2.2.4 Ausgangsgrößen des Zustandsmodells

Aus dem Eingangs- und dem Zustandsvektor berechnet sich der Ausgangsvektor $\underline{y}$ mit der Ausgangsmatrix $\underline{C}$ und der Durchgriffsmatrix $\underline{D}$ allgemein nach der Formel:

$$\underline{y} = \underline{C}\,\underline{x} + \underline{D}\,\underline{u} \tag{5.46}$$

Für die Anwendung des Zustandsmodells in einem Schätz- oder Simulationsalgorithmus sind solche Ausgangsgrößen interessant, die physikalisch messbaren Größen entsprechen und damit für eine Modellvalidierung, eine Parameter-Identifikation oder eine Beurteilung der mechanischen Belastungen direkt zur Verfügung stehen. In dem gewählten Modell sind diese interessierenden Größen die Winkelgeschwindigkeiten $\dot{\varphi}$ und die Winkellagen φ aller Teilmassen des Systems. Diese Größen können direkt aus dem Zustandsvektor entnommen werden. Darüberhinaus sind die Winkelbeschleunigungen $\ddot{\varphi}$ von Interesse. Für eine umfassende und flexible Anwendung des Modells wurde der Ausgangsvektor $\underline{y}$ folgendermaßen zusammengestellt:

$$\underline{y} = \left[\, \ddot{\varphi}_1 \;\; \ddot{\varphi}_2 \;\; \ddot{\varphi}_3 \;\; \ddot{\varphi}_4 \;\; \ddot{\varphi}_T \;\; \dot{\varphi}_1 \;\; \dot{\varphi}_2 \;\; \dot{\varphi}_3 \;\; \dot{\varphi}_4 \;\; \dot{\varphi}_T \;\; \varphi_1 \;\; \varphi_2 \;\; \varphi_3 \;\; \varphi_4 \;\; \varphi_T \,\right]^T \tag{5.47}$$

Für diesen Ausgangsvektor muss der Zustandsvektor $\underline{x}$ mit der Ausgangsmatrix

$$\underline{C} = \begin{bmatrix} \underline{A_b} & \underline{A_c} \\ \underline{I} & \underline{0} \\ \underline{0} & \underline{I} \end{bmatrix} \tag{5.48}$$

auf $\underline{y}$ abgebildet werden. Für die Durchgriffsmatrix ergibt sich:

$$\underline{D} = \begin{bmatrix} \underline{B} \\ \underline{0} \\ \underline{0} \end{bmatrix} \tag{5.49}$$

Mit den Gleichungen 5.37 bis 5.49 wurde ein *lineares* Zustandsmodell der Kurbelwelle hergeleitet. Durch die Anregung durch Momente und die Ausgabe von Bewegungsgrößen an unterschiedlichen Kröpfungen entspricht das Zustandsmodell einem ***M**ultiple-**I**nput-**M**ultiple-**O**utput*-System (MIMO).

Ein Vorteil der Zustandsdarstellung ist, dass sie einen detaillierten Einblick in den Systemzustand ermöglicht, weil alle physikalischen Teilmassen-Zustände zu jedem Zeitpunkt berechnet werden können. Dadurch können auch Differenzgrößen wie z.B die Differenzwinkelgeschwindigkeit zwischen zwei Kröpfungen berechnet werden, die eine wichtige Beurteilungsgröße für die mechanische Bauteilbelastung darstellt und ein deutliches Kennzeichen einer Resonanz ist, wie sie mit den Bildern 3.16 und 3.17 messtechnisch bestimmt wurde.

Eine Modell-Detaillierung durch Berücksichtigung von weiteren Teilmassen und eine Aufschaltung von Nebenmomenten ist in der Zustandsdarstellung sehr einfach möglich. Für jede zusätzliche Masse wird analog zum oben beschriebenen Vorgehen eine zusätzliche Zeile bzw. Spalte zu den Vektoren und Matrizen hinzugefügt.

Die Linearisierung des Kurbelwellenmodells bringt einige wesentliche Vorteile bei der Anwendung des Modells mit sich: Durch das lineare Übertragungsverhalten ist eine Filterung der Eingangssignale möglich, ohne das es zur Verzerrung der Systemantwort infolge von Nichtlinearitäten kommt. Dies ist in der Praxis bedeutsam, weil so die Eingangssignale bandbegrenzt werden können, um z.B. hochfrequente Störungen auszublenden. Prinzipiell können die Eingangsgrößen auch auf nur eine spektrale Komponenten bzw. Ordnung beschränkt werden.

5.2.3 Übertragungsfunktionen des Kurbelwellenmodells

Alternativ zur Zustands-Darstellung kann das Kurbelwellenmodell durch Übertragungsfunktionen beschrieben werden. Die Übertragungsfunktion $F(s)$ eines linearen Systems ist eine gebrochen rationale Funktion eines Zählerpolynoms $Z(s)$ und eines Nennerpolynoms $N(s)$ in der Form

$$F(s) \quad = \quad \frac{Z(s)}{N(s)}, \tag{5.50}$$

wobei $s = j\omega$ der komplexen Frequenzvariable entspricht. Da das Kurbelwellenmodell ein Mehrgrößensystem ist, ergibt sich für jede Kombination aus Eingangsgröße i und Ausgangsgröße j eine spezifische Übertragungsfunktion $F_{i,j}(s)$. Mit der Kenntnis der Übertragungsfunktionen kann beispielsweise die Winkelbeschleunigungs-Systemantwort $\ddot{\varphi}_{j,i}$ an einer Kröpfung j bei Anregung durch ein Moment M_i an Kröpfung i nach der Beziehung

$$\ddot{\varphi}_{j,i}(s) \quad = \quad F_{i,j}(s) M_i(s) \tag{5.51}$$

berechnet werden. Bei linearen Systemen können die Systemantworten auf Teilanregungen zur Gesamtantwort superponiert werden. Die Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_j(s)$ an Kröpfung j im Kurbelwellenmodell berechnet sich daher nach:

$$\ddot{\varphi}_j(s) \quad = \quad \sum_{i=1}^{4} F_{i,j}(s) M_i(s) \tag{5.52}$$

Aus den Zähler- und Nennerpolynomen von Übertragungsfunktionen können die Nullstellen und Pole der Funktion ermittelt werden. Diese Werte werden beispielsweise bei der Auslegung von Regelverfahren benötigt. Daneben gestaltet sich eine Berechnung des Frequenzganges in Abhängigkeit von der Frequenz ω besonders einfach.

Für einen Schätzalgorithmus ist die Darstellung als Übertragungsfunktion ein großer Vorteil, weil aus ihr recht einfach ein digitales Filter abgeleitet und auf einem Signalprozessor implementiert werden kann. Dadurch ist eine echtzeitfähige Berechnung des Übertragungsverhaltens bei beliebigem Verlauf der Momentenanregung möglich.

5.2.4 Momententrennung

Die Möglichkeit der Superposition von Teilantworten hat eine große praktische Bedeutung für die Aufteilung der anregenden Momente nach ihrer physikalischen Ursache, die im Folgenden hergeleitet wird und als *Momententrennung* bezeichnet wird.

Das Gasmoment berechnet sich wie schon in Gleichung 3.9 gezeigt nach:

$$M_G = (p_Z - p_K)V' \tag{5.53}$$

Mit der in Kapitel 4.4 hergeleiteten Lösung für den Zylinderdruck p_Z wurde gezeigt, dass sich p_Z aus der verbrennungsbedingten Druckerhöhung p_B und dem kompressionsbedingten Schleppdruck p_S zusammensetzt:

$$p_Z = p_B + p_S \tag{5.54}$$

Einsetzen von Gleichung 5.54 in Gleichung 5.53 ergibt mit

$$M_G = \underbrace{p_B V'}_{M_B} + \underbrace{(p_S - p_K)V'}_{M_S} \tag{5.55}$$

die Trennung des Gasmomentverlaufes in das Brennmoment M_B und das Schleppmoment M_S. An jeder Kröpfung des Kurbelwellenmodells wirkt zusätzlich das Massenmoment M_M.

In einer Simulationsrechnung sind diese drei Momente getrennt berechenbar. Mit den Übertragungsfunktionen aus Abschnitt 5.2.3 lassen sich auch die Systemantworten entsprechend ihrer physikalischen Ursache trennen:

$$\ddot{\varphi}_{B,j}(s) = \sum_{i=1}^{4} F_{i,j}(s) M_{B,i}(s) \tag{5.56}$$

$$\ddot{\varphi}_{S,j}(s) = \sum_{i=1}^{4} F_{i,j}(s) M_{S,i}(s) \tag{5.57}$$

$$\ddot{\varphi}_{M,j}(s) = \sum_{i=1}^{4} F_{i,j}(s) M_{M,i}(s) \tag{5.58}$$

Gleichung 5.56 definiert die *Brenn-Winkelbeschleunigung* $\ddot{\varphi}_B$ an jeder Kröpfung j, die die durch die Verbrennung verursachte Winkelbeschleunigung an der Kurbelwelle beschreibt. Diese mechanische Größe enthält nur die Systemantwort auf das Brennmoment M_B und sollte daher für die Ableitung von Verbrennungsmerkmalen ausgesprochen geeignet sein, weil Einflüsse der Massen- und Schleppmomente hier nicht enthalten sind.

Die Brenn-Winkelbeschleunigung steht allerdings nicht direkt als Messgröße zur Verfügung. Da sich auch die nach Gleichung 5.57 definierte *Schlepp-Winkelbeschleunigung* und die nach Gleichung 5.58 berechnete *Massen-Winkelbeschleunigung* zur beobachtbaren, d.h. messbaren Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{j,mess}$ überlagern, kann $\ddot{\varphi}_{B,j}$ nach folgender Beziehung berechnet

werden:

$$\ddot{\varphi}_{B,j} = \ddot{\varphi}_{j,mess} - \ddot{\varphi}_{S,j} - \ddot{\varphi}_{M,j} \tag{5.59}$$

Die Berechnung der Brenn-Winkelbeschleunigung aus *gemessenen* Zylinderdruckverläufen gestaltet sich aufwändiger, da Brenndruck p_B und Schleppdruck p_S nicht separat zur Verfügung stehen. Um auch in diesem Fall eine Momententrennung durchzuführen, muss zunächst der Schleppdruck aus dem gemessenen Zylinderdruck p_Z berechnet werden. Dafür wird der während der Kompressionsphase gemessene Zylinderdruckverlauf ab einem Kurbelwinkel φ_{extr} in den Kurbelwinkelbereich der Verbrennung extrapoliert, wobei der extrapolierte Druckverlauf als polytroper Kompressions- und Expansionsvorgang angenommen wird. Der Schleppdruckverlauf berechnet sich mit diesem Ansatz zu:

$$p_S(\varphi) = \left(\frac{V(\varphi_{extr})}{V(\varphi)}\right)^{\kappa} p_Z(\varphi_{extr}) \tag{5.60}$$

Der Winkel φ_{extr} sollte einerseits nach dem Schließen des Einlassventils liegen, damit der Gaswechsel vollständig abgeschlossen ist. Andererseits muss er vor dem frühest möglichen Beginn von Verbrennungsreaktionen liegen. Bei dem untersuchten Motor hat sich ein Winkel von $\varphi_{extr} = -65$ °KW als geeignet erwiesen, um diesen beiden Forderungen gerecht zu werden.

In der Praxis hat es sich bewährt, für den Bereich der Kompression und der Expansion unterschiedliche Polytropenexponenten κ in Gleichung 5.60 zu verwenden. So kann den Unterschieden im Wärmeübergang zwischen den beiden Bereichen Rechnung getragen werden. Die verwendeten κ-Werte wurden durch Schleppdruckmessungen in Abhängigkeit vom Motordrehzahl-Betriebspunkt experimentell ermittelt und als Kennlinie abgelegt.

Zur Illustration der Signale sind in Bild 5.42 der ermittelte Schleppdruckverlauf p_S und der gemessene Zylinderdruck p_Z abgebildet. Der Brenndruck p_B berechnet sich aus diesen Signalen zu:

$$p_B = p_Z - p_S \tag{5.61}$$

Das Diagramm bestätigt, dass die polytrope Extrapolation des Schleppdruckverlaufes sich bis zum Beginn der Verbrennung gut mit dem gemessenen Zylinderdruck deckt. Dadurch bleibt der Modellfehler im Brenndruckverlauf im Kurbelwinkelbereich vor der Verbrennung vernachlässigbar klein.

Die Zylinderdruckmessung diente bei den durchgeführten Untersuchungen als Referenzmessgröße. Für das angestrebte drehzahlbasierte Schätzverfahren steht ein Zylinderdruckmesswert $p_Z(\varphi_{extr})$ als Anfangswert der Polytropenrechnung aber nicht zur Verfügung. Dieser Anfangswert kann aber über eine Modellierung des Gaswechselvorganges unter Verwendung eines Saugrohrdruck-Messsignals ermittelt werden. In [95] wurden dafür geeignete Modelle entwickelt.

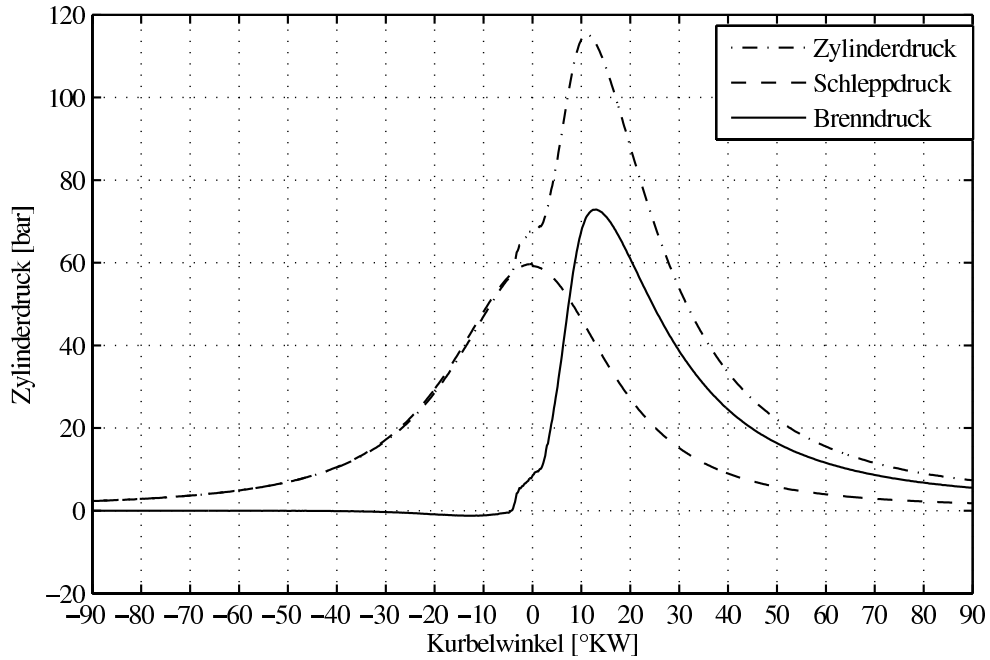


Bild 5.42: Schlepp- und Brenndruckverlauf-Bestimmung aus gemessenem Zylinderdruckverlauf

5.2.5 Identifikation der Modellparameter

Zur Berechnung der Kurbelwellenschwingungen eines spezifischen Motors müssen die Steifigkeits- und Dämpfungsparameter sowie die Massenträgheitsmomente der Teilmassen bekannt sein. Die Massenparameter können mit Hilfe moderner 3D-Konstruktions-Software einfach und genau aus den Konstruktionsdaten berechnet werden. Die Bestimmung der Steifigkeiten und Dämpfungen gestaltet sich schwieriger, weil diese Parameter *Ersatzwerte* in einem Drehschwingungs-Ersatzsystem sind und daher kein direktes Verfahren für die Berechnung der Parameter aus der Gestalt der Kurbelwelle angegeben werden kann.

5.2.5.1 Bestimmung der Steifigkeitsparameter über die Systemeigenfrequenzen

Die Torsionssteifigkeit einfacher, rotationssymmetrischer Körper lässt sich über das gestaltabhängige Flächenträgheitsmoment und das Schubmodul des verwendeten Werkstoffes berechnen. Für die komplizierte Geometrie einer Kurbelwelle, wie sie in Bild 5.37 gezeigt ist, können diese einfachen Berechnungsansätze nicht mehr angewendet werden.

Zur Berechnung der Torsionssteifigkeit einer Kurbelkröpfung wurden empirische Verfahren entwickelt, die bei [55] detailliert erläutert werden. Diese Verfahren berechnen die Steifigkeitskoeffizienten aus den Abmessungen von Zapfen, Wellen und Kurbelwangen, wobei es aufgrund der empirischen Natur zu Abweichungen gegenüber statisch gemessenen Torsionsteifigkeiten kommt. Die Kurbelwellendrehung beim Motorbetrieb und die dabei auftretenden Biegeschwingungen können das Drehschwingungsverhalten beeinflussen, wenn auch letzterer Einfluss sehr gering ist [134].

Da die Genauigkeit der empirischen Verfahren eingeschränkt ist und konkrete Maße der verbauten Kurbelwelle nicht bekannt waren, wurde im Folgenden versucht, die Modellparameter der Torsionssteifigkeit aus Messdaten zu bestimmen. Aufgrund der Symmetrie der Kurbelwelle wurde vorausgesetzt, dass zwischen allen Kröpfungen innerhalb der Kurbelwelle die gleiche Torsionssteifigkeit

$$c_Z = c_{1,2} = c_{2,3} = c_{3,4} \tag{5.62}$$

wirkt. Diese Vereinfachung ist in der Literatur verbreitet und findet Anwendung bei der Berechnung von Kurbelwellen.

Die Steifigkeitskoeffizienten können über eine Bestimmung der Eigenwerte des ungedämpften Kurbelwellenmodells berechnet werden [82]. Dafür wird die linearisierte Momentenbilanzgleichung 5.35 unter Vernachlässigung der Anregung M_i und durch Nullsetzen der Dämpfungskoeffizienten zu einem linearen, homogenen Differentialgleichungssystem zusammengefasst:

$$\underline{J}\ddot{\underline{\varphi}} + \underline{C}\underline{\varphi} \;=\; \underline{0} \tag{5.63}$$

Aus Gleichung 5.63 lässt sich das Eigenwertproblem dieses Differentialgleichungssystems ableiten:

$$\left(\underline{J}^{-1}\underline{C} - \underline{\lambda I}\right) \;=\; \underline{0} \tag{5.64}$$

Die Eigenfrequenz f_e lässt sich allgemein aus einem Eigenwert λ berechnen:

$$f_e \;=\; \frac{\sqrt{\lambda}}{2\pi} \tag{5.65}$$

Die einfache Berechnung der Eigenfrequenzen als Funktion der Steifigkeitsmatrix $\underline{C}$ erlaubt eine Parameterbestimmung mit Hilfe von messtechnisch ermittelten Eigenfrequenzen. Diese Eigenfrequenzen können z.B. aus einer Campbelldiagramm-Darstellung eines Hochlaufversuches abgelesen werden, wie sie in Kapitel 3.2.2 vorgestellt wurde.

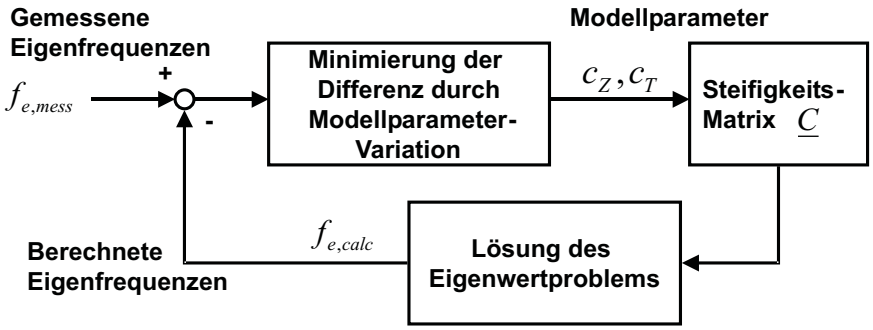


Bild 5.43: Eigenfrequenz-Verfahren zur Bestimmung der Steifigkeitskoeffizienten

Bild 5.43 zeigt das Verfahrensschema zur Bestimmung der Steifigkeitskoeffizienten aus den Eigenfrequenzen. Die Differenz zwischen gemessener Eigenfrequenz $f_{e,mess}$ und berechneter Eigenfrequenz $f_{e,calc}$ wird einem Optimierungsverfahren zugeführt. Der Optimierer variiert

die Steifigkeitsparameter c_Z und c_T und berechnet iterativ die sich ergebenden neuen Eigenfrequenzen des Systems, bis gemessene und errechnete Eigenfrequenzen identisch sind.

Das Verfahren hat bei dem untersuchten Motor eine sehr schnelle und sichere Konvergenz gezeigt. Dabei ist es nicht auf die Verarbeitung einer einzelnen Eigenfrequenz beschränkt, sondern es können für $f_{e,mess}$ und $f_{e,calc}$ auch Vektoren angegeben werden.

5.2.5.2 Parameter-Bestimmung durch Optimierung von Winkelbeschleunigungsverläufen

Eine Bestimmung der Dämpfungskoeffizienten ermöglicht das Eigenfrequenz-Verfahren nicht. Auch eine Berechnung der Dämpfung aus geometrischen Abmessungen oder Werkstoffeigenschaften ist nur schwer möglich. Von [28, 92] wird gezeigt, dass die Triebwerks-Dämpfung ihre Ursache in komplexen Vorgängen der Kurbelwellenlagerung hat und nicht vornehmlich in der Werkstoffdämpfung des Kurbelwellenstahls begründet ist. Die beobachtete Dämpfung entsteht hauptsächlich in den Hauptlagern der Kurbelwelle. Die Kurbelwelle führt im Hauptlager eine komplizierte Bewegung aus, die durch die Überlagerung von Durchbiegung und Drehung gekennzeichnet ist. Dabei verändert sich dynamisch der Ölfilm zwischen Kurbelwelle und Lagerschale. Die dadurch hervorgerufenen Quetschströmungen des Öls verursachen den größten Teil der Triebwerks-Dämpfung.

Diese Verhältnisse unterstreichen, dass es sich bei dem zwischen zwei Kröpfungen wirkenden Dämpfungskoeffizienten um einen Ersatzwert handelt, der eine Reihe unterschiedlicher physikalischer Effekte beschreiben muss. Für eine Drehschwingungsrechnung werden daher in der Praxis insbesondere die Dämpfungskoeffizienten durch Identifikation mittels Drehschwingungsmessungen bestimmt und so an die Betriebspunkte eines realen Motors angepasst. Die wirksamen Dämpfungskoeffizienten zwischen den Kröpfungen werden analog zum Vorgehen bei den Kröpfungs-Steifigkeiten als identisch angenommen:

$$b_Z = b_{1,2} = b_{2,3} = b_{3,4} \tag{5.66}$$

Die Bestimmung der Kurbelwellenparameter des untersuchten Motors wurde mit einem Optimierungsansatz durchgeführt, wie er in Abbildung 5.44 dargestellt ist. Aus den in allen Zylindern gemessenen Zylinderdruckverläufen $p_{Z,i}$ werden die zylinderspezifischen Gasmomente berechnet und auf den Wechselanteil $\tilde{M}_{G,i}$ beschränkt. Durch die Abtrennung des Gleichanteils werden die Momentenverläufe eines stationären Drehzahlbetriebspunktes betrachtet, die für die Drehschwingungsanregung relevant sind. Die zylinderspezifischen Massenmomente $M_{M,i}$ des Drehzahlbetriebspunktes werden aus dem über ein Arbeitsspiel gemittelten Drehzahlverlauf der Kurbelwelle berechnet.

Mit der Summe $M_{G,i}+M_{M,i}$ stehen alle Anregungsmomente der Kurbelwellenkröpfungen zur Verfügung. Zusätzlich können die an Kröpfung 1 angreifenden Momente aus dem Steuertrieb und das ZMS-Moment an Kröpfung 4 durch die Ansätze aus den Abschnitten 5.1.1 bzw. 5.1.3 berücksichtigt werden. Eventuelle Momente aus dem Nebenaggregatetrieb wurden durch Entfernung des Riemens für die Dauer der Messung ausgeschlossen.

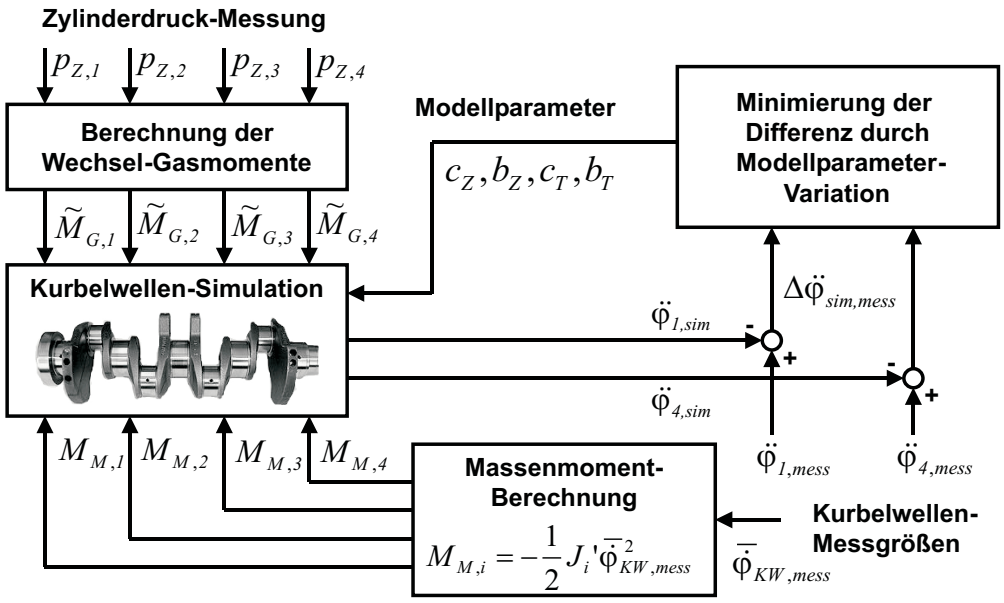


Bild 5.44: Allgemeines Verfahren zur Identifikation der Kurbelwellen-Parameter

Mit den Modellparametern werden mit Hilfe des entwickelten Zustandsmodells für ein ausgewähltes Arbeitsspiel die Verläufe der Winkelbeschleunigungen simuliert. An den Enden der Kurbelwelle stehen mit $\ddot{\varphi}_{1,mess}$ und $\ddot{\varphi}_{4,mess}$ Messwerte für die Winkelbeschleunigungen zur Verfügung, deren Differenzen zu den simulierten Verläufen als Modellfehler dem Optimierer zugeführt werden. Dieser verändert die zu ermittelnden Modellparameter c_Z, b_Z, c_T und b_T bis zur Erreichung eines minimalen Modellfehlers.

Die Verwendung mehrerer Signale von verschiedenen Messstellen bietet den Vorteil, dass möglichst viele Informationen über die Systemantwort bei der Parameterbestimmung verarbeitet werden. Dadurch verbessert sich die Konvergenz des Optimierungsverfahrens, wie sich bei den Untersuchungen gezeigt hat. So werden Lösungen vermieden, die nicht dem globalen Minimum im Parameterraum entsprechen.

Alle Eingangssignale wurden mit einem Ordnungs-Tiefpass bis zur 8. Ordnung auf die relevanten Motor-Ordnungen begrenzt. Dadurch konnten unerwünschte Störungen in höheren Ordnungen unterdrückt werden. Die Grenzordnung wurde entsprechend der Ordnungsanalyse in Kapitel 3.2.2 gewählt: Die Kurbelwellen-Eigenfrequenz wird im Besonderen von der 6. Ordnung bei einer Motordrehzahl von etwa 3600 min^{-1} angeregt, wie Bild 3.17 verdeutlicht. Diese Ordnung muss also zur Identifikation der Kurbelwellenparameter berücksichtigt werden. Oberhalb der 8. Ordnung sind dagegen keine wesentlichen Signalanteile zu messen.

Bild 5.45 zeigt die simulierten Winkelbeschleunigungen bei einer Drehzahl von 1000 min^{-1}, die sich mit den durch Optimierung gefundenen Parametern ergeben. Zusätzlich sind die gemessenen Winkelbeschleunigungen dargestellt. Gemessene und simulierte Verläufe stimmen gut überein, was die Gültigkeit des Kurbelwellenmodells und der gefundenen Parameter bestätigt. Die Winkelbeschleunigungsverläufe an Kröpfung 1 (oberes Diagramm von Bild 5.45) und an Kröpfung 4 (unteres Diagramm) sind gleich. Damit bestätigt sich in diesem

Drehzahlbetriebspunkt der Charakter der Kurbelwelle als starre Masse, die keine Torsionsschwingungen ausführt.

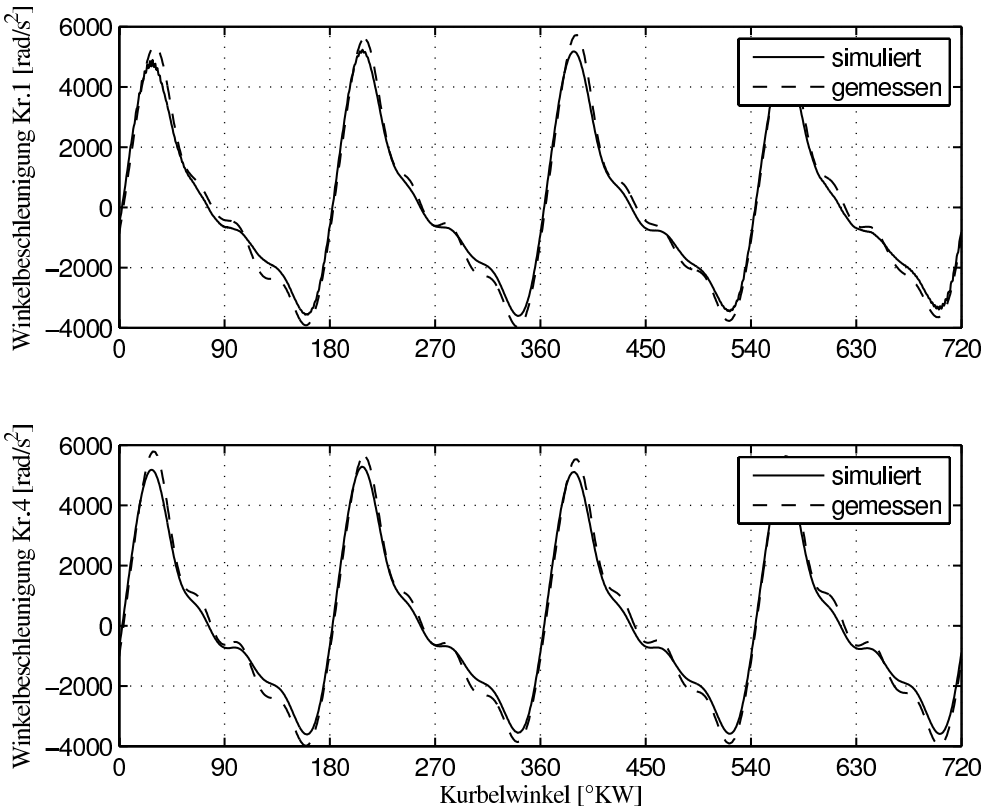


Bild 5.45: Gemessene und simulierte Winkelbeschleunigung nach der Optimierung bei 1000 min^{-1}, 30 mg/Hub Einspritzmenge

In Abbildung 5.46 sind die Winkelbeschleunigungen an Kröpfung 1 und 4 für eine Motordrehzahl von 3600 min^{-1} dargestellt. Auch hier sind die Abweichungen zwischen den gemessenen und den berechneten Verläufen gering. Das Simulationsmodell ist also auch in diesem Betriebspunkt gültig. Die Verläufe am freien Kurbelwellenende an Kröpfung 1 unterscheiden sich allerdings deutlich von dem an Kröpfung 4 gemessenen Signal, weil bei dieser Motordrehzahl eine in Bild 3.17 ersichtliche Kurbelwellen-Eigenfrequenz liegt und die Kurbelwelle daher heftige Torsionsschwingungen ausführt.

Die Amplituden an Kröpfung 1 übersteigen die an Kröpfung 4 gemessenen Verläufe um das Dreifache. Hier zeigt sich die geringe Massenträgheit des freien Kurbelwellenendes. Die Kröpfung 4, mit der ZMS-Primärmasse verschraubt, zeigt aufgrund des höheren Massenträgheitsmomentes deutlich geringere Winkelbeschleunigungs-Amplituden.

Die Bestimmung der Modellparameter wurde für alle Arbeitsspiele eines Drehzahlhochlaufes von der Leerlauf- bis zur Maximaldrehzahl durchgeführt. Der Drehzahlverlauf und die durch die Optimierung erhaltenen Parameter sind in den Diagrammen des Bildes 5.47 dargestellt. Das oberste Diagramm illustriert den Verlauf der Motordrehzahl während des Hochlaufes, der bei einer konstanten Diesel-Einspritzmenge von 30 mg/Hub durchgeführt wurde. Diese Kraftstoffmenge entspricht einem oberen Teillast-Betriebspunkt.

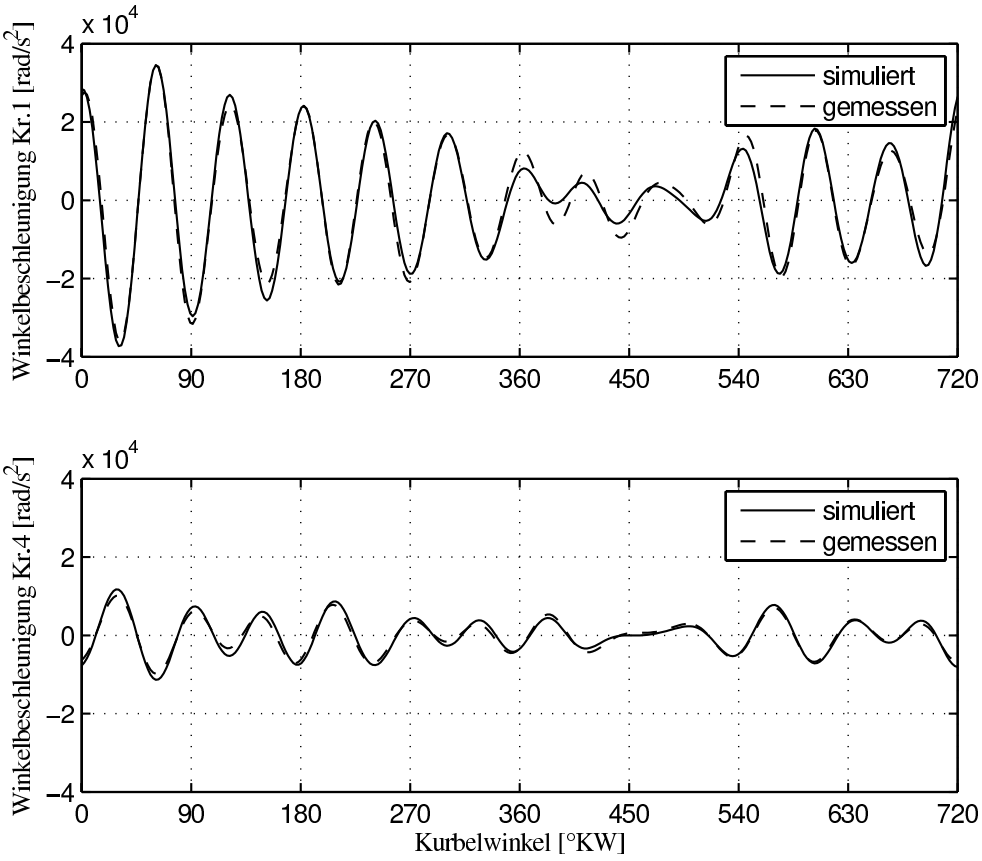


Bild 5.46: Gemessene und simulierte Winkelbeschleunigung nach der Optimierung bei 3600 min^{-1}, 30 mg/Hub Einspritzmenge

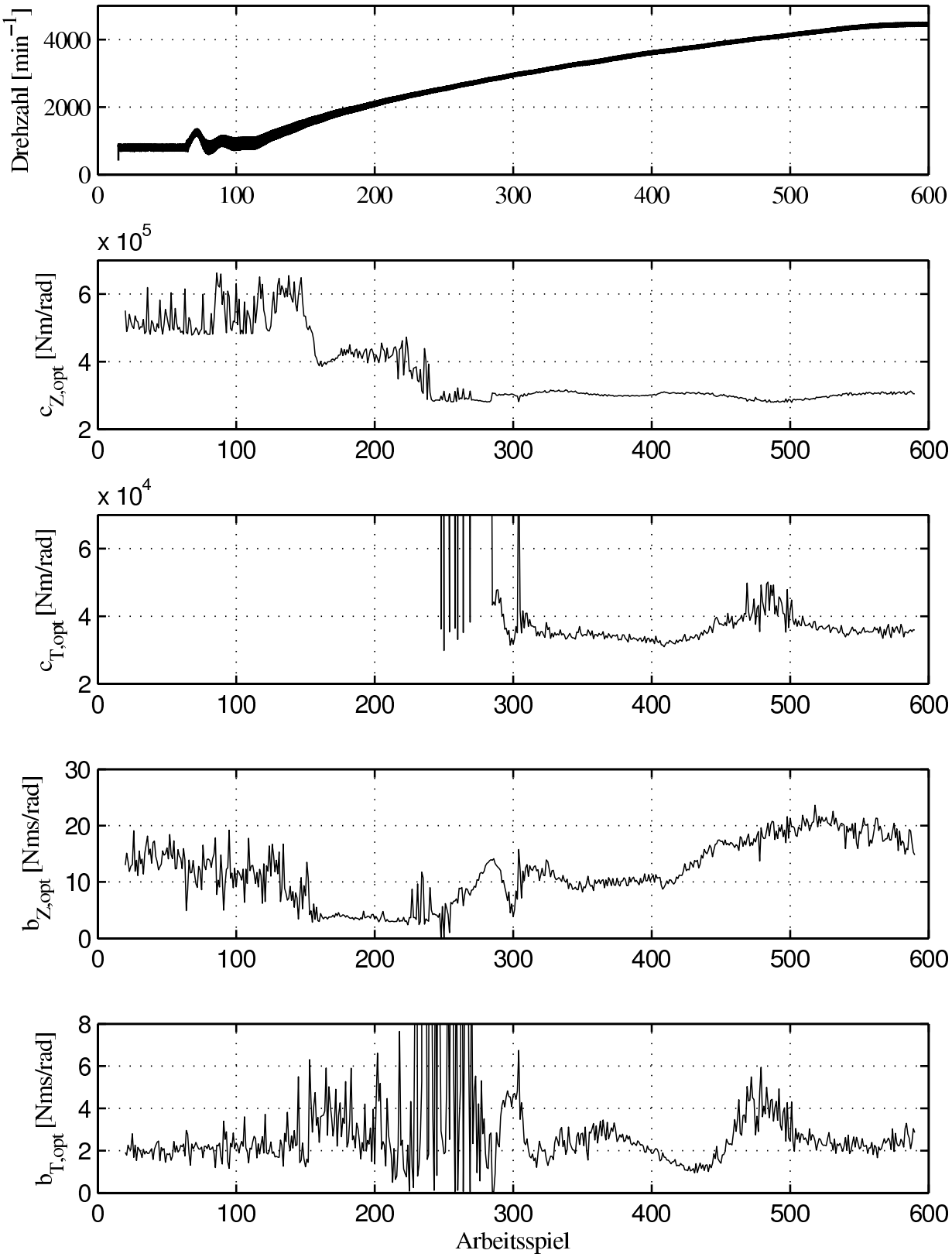


Bild 5.47: Ergebnisse der Kurbelwellen-Parameterbestimmung, Hochlauf mit 30 mg/Hub Einspritzmenge

Die unteren vier Diagramme zeigen die Modellparameter c_Z, b_Z, c_T und b_T, wie sie sich im jeweiligen Arbeitsspiel am Ende des Optimierungsvorganges ergeben. Bis zum 300. Arbeitsspiel zeigen sich stark streuende Ergebnisse in den identifizierten Parametern. Insbesondere für die Tilger-Steifigkeit c_T werden für Drehzahlen unterhalb von etwa 3000 min^{-1} unrealistisch hohe Werte ermittelt, die sich zudem von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel sehr stark ändern und keine Systematik erkennen lassen.

Die uneindeutigen Ergebnisse bei niedrigen Drehzahlen lassen sich mit einer zu geringen Anregung von Kurbelwellen-Eigenschwingungen erklären. Da sich die Kurbelwelle bei niedrigen Drehzahlen näherungsweise wie eine starre Masse verhält, enthalten die gemessenen Winkelbeschleunigungen nicht die Systemantworten, die für eine Identifikation der Systemparameter notwendig sind.

Erst ab dem 300. Arbeitsspiel, oberhalb von 3000 min^{-1}, zeigen sich von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel gleichmäßigere Ergebnisse. Die Kröpfungs-Drehsteifigkeit c_Z nimmt hier einen nahezu konstanten Wert von $3 \cdot 10^5$ Nm/rad an. Die weichere Gummischicht zwischen den beiden Tilgermassen zeigt erwartungsgemäß eine um eine Größenordnung geringere Drehsteifigkeit, die sich zwischen $3{\cdot}10^4$ und $5{\cdot}10^4$ Nm/rad bewegt. Dieses Verhalten liegt vermutlich an dem nichtlinearen, elastischen Verhalten von Gummimaterialien, deren Elastizitätskonstante in hohem Maße von der Anregungsfrequenz und der Schwingungsamplitude abhängt.

Die Dämpfungs-Koeffizienten b_Z und b_T zeigen ebenfalls ein mit dem Drehzahlbetriebspunkt veränderliches Verhalten. Bei der Kurbelwellen-Eigendämpfung b_Z erklärt sich dies mit der von [28, 92] erläuterten Triebwerksdämpfung, die durch unterschiedliche Ölverdrängung in den Hauptlagern verursacht wird. Die Werkstoffdämpfung b_T des Gummimaterials ist, ähnlich wie die Steifigkeit, stark nichtlinear und in hohem Maße von der Amplitude und Schwingfrequenz abhängig.

Die Messergebnisse bestätigen das in der Literatur vorhergesagte, betriebspunktabhängige Verhalten der Modellparameter. Nur für die Kurbelwellen-Steifigkeit c_Z ergibt sich ein über weite Drehzahlbereiche konstanter Wert. Die Gummimaterial-Parameter b_T und c_T sowie die keinesfalls als Materialdämpfung interpretierbare Kurbelwellen-Eigendämpfung b_Z zeigen das erwartete, mit der Drehzahl veränderliche Verhalten.

Bei niedrigen Drehzahlen konnten aufgrund nicht angeregter Systemantworten keine konsistenten Ergebnisse ermittelt werden. Dies stellt für eine Verwendung des Kurbelwellen-Modells auch bei niedrigen Drehzahlen jedoch kein Problem dar. Da die Eigendynamik der Kurbelwelle hier kaum in Erscheinung tritt, ist das Modell sehr unempfindlich gegenüber falsch abgestimmten Modellparametern. Das einer starren Drehmasse entsprechende Drehschwingungsverhalten wird richtig wiedergegeben, wie die in Bild 5.45 dargestellte Messung gezeigt hat.

5.2.6 Frequenzgänge des physikalischen Kurbelwellenmodells

Um das grundsätzliche Schwingungsverhalten der Kurbelwelle besser untersuchen zu können, wird die experimentell gefundene Veränderlichkeit der Parameter im Folgenden vernachlässigt. Aufgrund der Optimierungsergebnisse im Bereich ab dem 300. Arbeitsspiel wird ein

Standardparametersatz definiert, für den die Kurbelwellenparameter zu $c_Z = 3 \cdot 10^5$ Nm/rad und $b_Z = 15$ Nms/rad angenommen, die Tilger-Koeffizienten mit $c_T = 3,5 \cdot 10^4$ Nm/rad und $b_T = 3$ Nms/rad angesetzt werden.

Eine übersichtliche Bewertung der Systemdynamik kann über den Frequenzgang der Teil-Übertragungsfunktionen $F_{i,j}(s)$ erfolgen, wie sie mit Gleichung 5.51 in Abschnitt 5.2.3 beschriebenen wurde. Im *Bode-Diagramm* werden der Verstärkungsfaktor und die Phase als Funktion der Anregungsfrequenz in zwei getrennten Diagrammen dargestellt. Bei den vorliegenden Kurbelwellen-Übertragungsfunktionen hat sich eine lineare Skalierung der Abszissen- und Ordinatenachsen als günstig erwiesen.

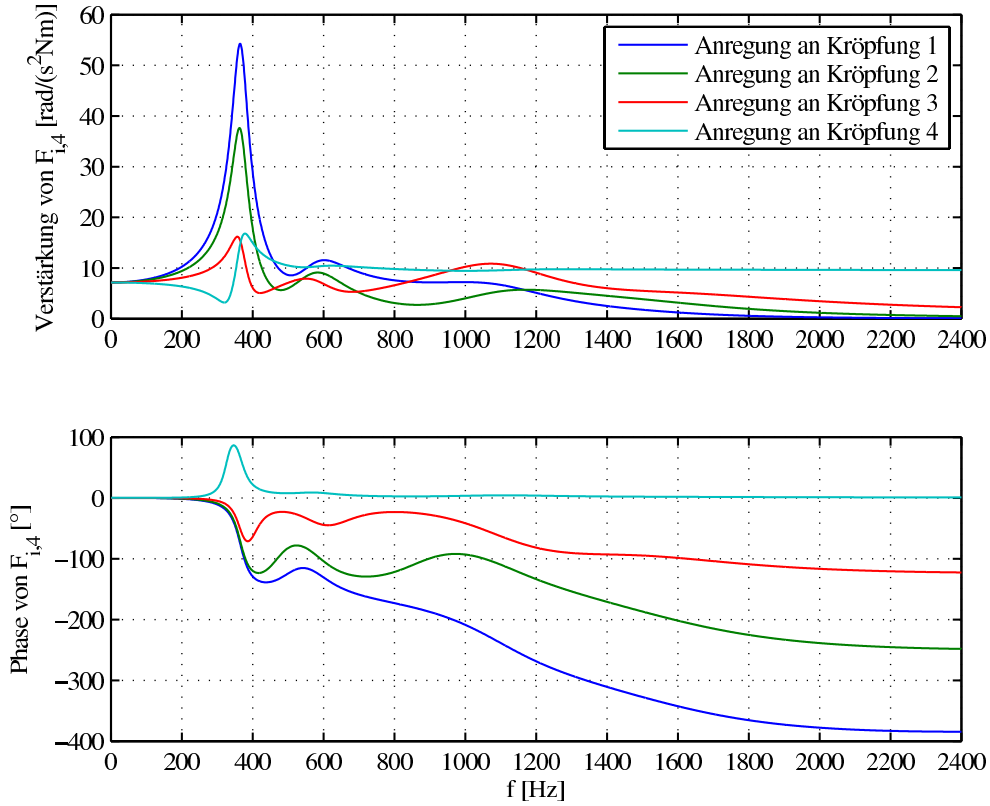


Bild 5.48: Frequenzgang der Winkelbeschleunigung an Kröpfung 4 für den Standardparametersatz

Bild 5.48 zeigt die Frequenzgänge der Winkelbeschleunigungen $\ddot{\varphi}_{i,4}$ an Kröpfung 4, wenn die Anregung an unterschiedlichen Kröpfungen $i = 1...4$ erfolgt. Die abtriebsseitige Kröpfung 4 ist als Messstelle von besonderem Interesse, weil hier der serienmäßig vorhandene Drehzahlsensor verbaut ist.

Der Amplitudengang zeigt deutlich die erste Resonanzüberhöhung der Eigenfrequenz bei etwa 380 Hz. Dieses Ergebnis zeigt eine gute Übereinstimmung mit der messtechnisch identifizierten Eigenfrequenz im Campbelldiagramm in Bild 3.17.

Je weiter die Anregungsstelle von der Messkröpfung 4 entfernt ist, um so größer fällt die Resonanzüberhöhung aus. Auch der Phasenversatz zwischen Anregung und Systemantwort wächst mit dem Abstand zwischen Anregungs- und Messstelle.

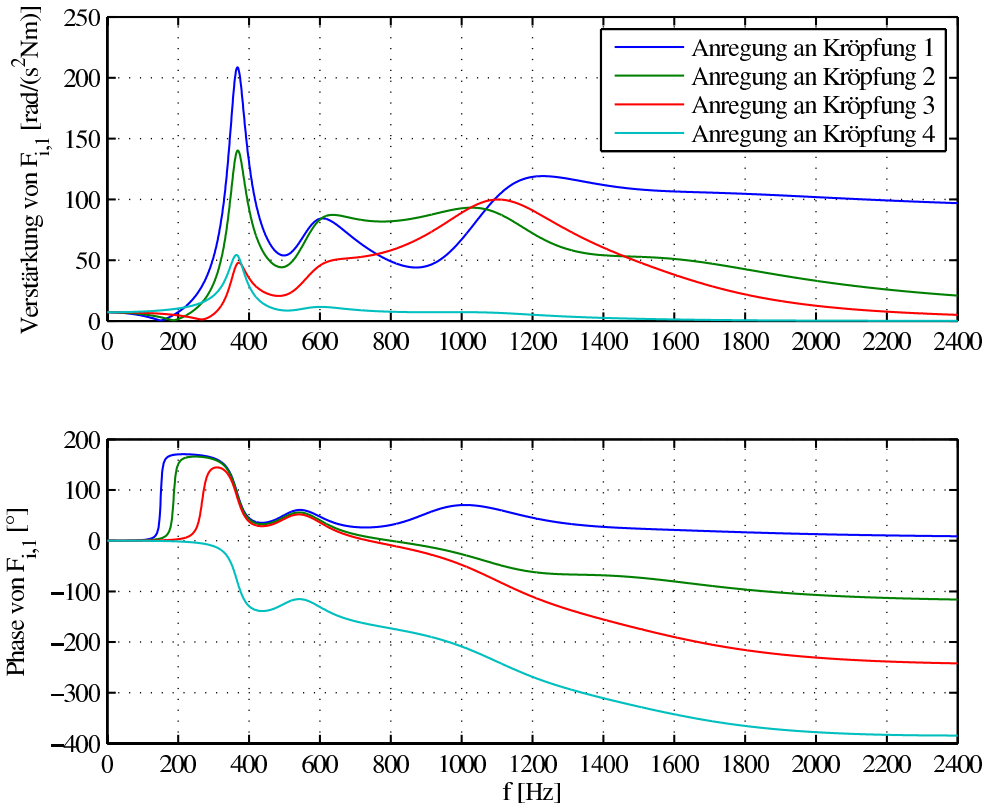


Bild 5.49: Frequenzgang der Winkelbeschleunigung an Kröpfung 1 für den Standardparametersatz

Bild 5.49 zeigt zum Vergleich die Frequenzgänge der Winkelbeschleunigungen $\ddot{\varphi}_{i,1}$ an Kröpfung 1 bei gleicher Betrachtung. Diese Messstelle am freien Kurbelwellenende ist messtechnisch gut zugänglich, weshalb hier oftmals die Drehwinkelgeber des Indiziersystems (siehe Kapitel 2.4.2.1) positioniert werden. Auch hier ist die Systemeigenfrequenz bei 380 Hz zu erkennen. Die Resonanzüberhöhung liegt aber um ein Vielfaches höher als an Kröpfung 4. Dieses Verhalten erklärt sich mit dem im Vergleich zum Schwungrad geringen Massenträgheitsmoment der Kröpfungsmasse J_1, wodurch die Reaktion auf eine Momentenanregung entsprechend stärker ausfällt.

Diese Ergebnisse bestätigen die in der Praxis bewährte Drehzahlsensor-Position an Kröpfung 4 als geeignete Wahl, weil sich Drehschwingungen hier weniger stark auf das Drehzahlsignal auswirken und drehzahlverwendende Motormanagementfunktionen so weniger beeinträchtigt werden. Gleiches gilt bei der Bestimmung von Verbrennungsmerkmalen aus der Motordrehzahl, weshalb die Messposition an Kröpfung 4 bzw. dem Anlasserzahnkranz als Eingangssignal eines Schätzalgorithmus' verwendet werden sollte.

5.2.6.1 Frequenzgänge bei Variation der Kurbelwellensteifigkeit

Zur Plausibilisierung und Empfindlichkeitsanalyse des Kurbelwellenmodells wurde eine Variation der Kurbelwellensteifigkeit c_Z durchgeführt. Bild 5.50 zeigt das Übertragungsverhalten im Frequenzbereich der Resonanz.

Die Eigenfrequenz vergrößert sich mit steigender Kurbelwellensteifigkeit c_Z, während die Resonanzamplitude leicht sinkt. Dieses Verhalten ist typisch und plausibel für Drehschwingungssysteme.

5.2.6.2 Frequenzgänge bei Variation der Kurbelwellendämpfung

Ein Variation der Kurbelwellendämpfung b_Z zeigt der Frequenzgang in Abbildung 5.51. Die Resonanzamplitude sinkt deutlich mit steigender Dämpfung, während sich die Lage der Resonanzfrequenz minimal erhöht.

Die Unempfindlichkeit der Resonanzfrequenz gegenüber einer Dämpfungsänderung bestätigt, dass eine c_Z-Bestimmung auch mit Hilfe der Eigenwertanalyse des *ungedämpften* Systems erfolgen kann, wie es in Abschnitt 5.2.5.1 vorgestellt wurde. Für eine korrekte Berechnung der Winkelbeschleunigungs-Amplituden speziell im Resonanzbereich ist aber auch eine genaue Identifikation der Dämpfungsparameter notwendig, wie diese Variationsrechnung herausstellt. Deshalb bleiben als geeignete Verfahren zur Modellparameterbestimmung nur Optimierungsansätze nach Bild 5.44.

5.2.7 Betrachtungen zur zylinderspezifischen Dynamik im Zeitbereich

Die Simulationsergebnisse aus der Modellparameteroptimierung in Abschnitt 5.2.5.2 und die vorangegangenen Frequenzgangs-Betrachtungen bestätigen die Gültigkeit des Kurbelwellenmodells zur Beschreibung der messtechnisch beobachteten Winkelbeschleunigungsverläufe.

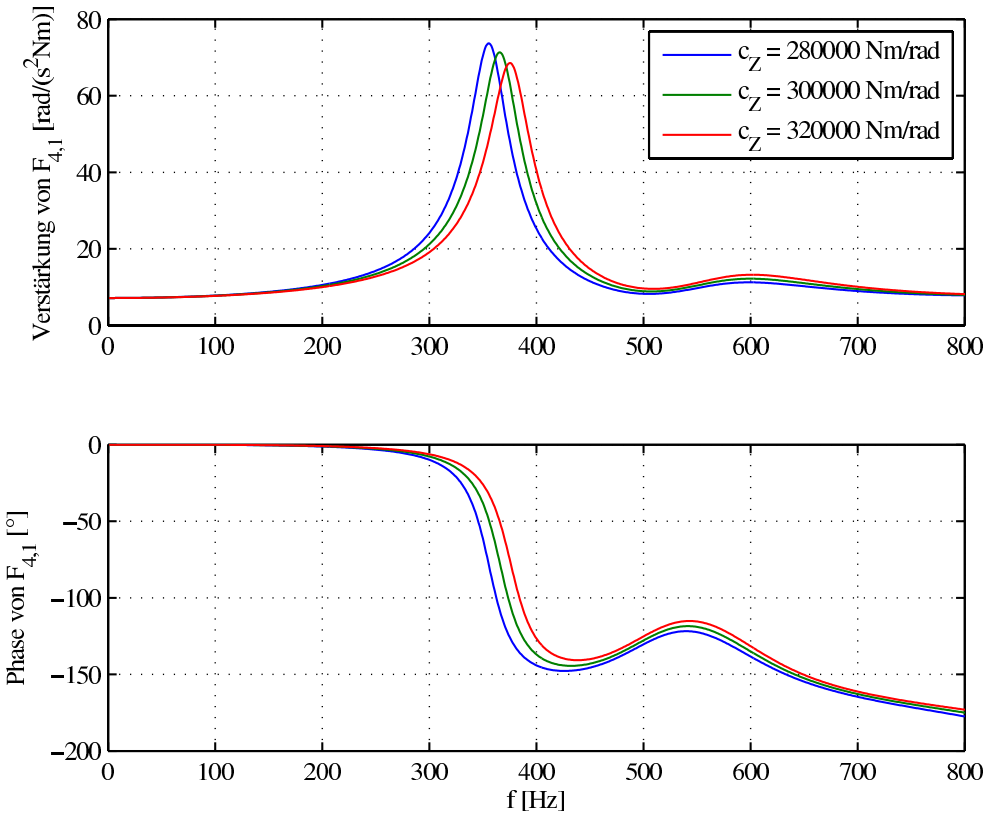


Bild 5.50: Frequenzgang der Winkelbeschleunigung an Kröpfung 4 unter Variation der Kurbelwellensteifigkeit c_Z (Anregung an Kröpfung 1)

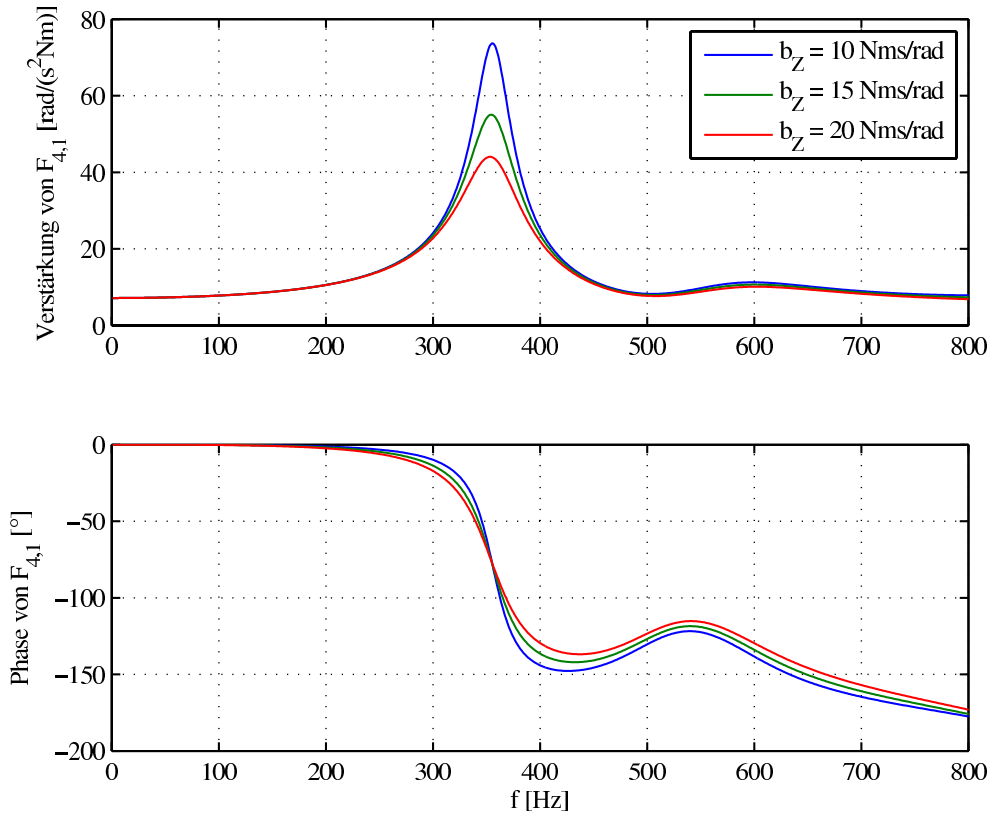


Bild 5.51: Frequenzgang der Winkelbeschleunigung an Kröpfung 4 unter Variation der Kurbelwellendämpfung b_Z (Anregung an Kröpfung 1)

In diesem Kapitel sollen die dynamischen Vorgänge bei höheren Drehzahlen und die Kopplungen zwischen den Teilübertragungsfunktionen $F_{i,j}$ des Mehrgrößenmodells betrachtet werden.

Die Momententrennung erlaubt es mit Gleichung 5.56 nur das durch die Verbrennung verursachte Moment zu betrachten. Die überlagerten Einflüsse von Schlepp- und Massenmomenten sind aus der Brenn-Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_B$ entfernt. Dadurch ist eine isolierte Betrachtung der Verbrennung und ein genaueres Studium der Vorgänge möglich, mit denen sich Verbrennungsvorgänge in den Winkelbeschleunigungen abbilden.

5.2.7.1 Variationen der Brennenergie

Bild 5.52 zeigt im oberen Diagramm den Verlauf des Summen-Brennmomentes für vier verschiedene Gesamt-Brennenergien $Q_{B,ges}$. Für die Berechnung der Verbrennung wurde ein Vibe-Brenngesetz nach Gleichung 4.14 verwendet. Wie das Diagramm zeigt, wurde an allen Zylindern mit dem gleichen Zylinder-Brennmoment angeregt.

Die beiden unteren Diagramme zeigen als Systemantwort die Brenn-Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{B,4}$ an Kröpfung 4 für die Drehzahlbetriebspunkte 1000 min^{-1} und 3000 min^{-1}. Bei 1000 min^{-1} bildet sich der Momentenverlauf direkt im Verlauf der Winkelbeschleunigung ab, wie es bei einer starren Drehmasse zu erwarten ist. Eine zylinderspezifische Abweichung ist nicht zu erkennen. Die Variation der umgesetzten Gesamtenergie verdeutlicht, dass sich Informationen über das Brennmoment in der *Amplitude der Brenn-Winkelbeschleunigung* niederschlagen.

In einem Drehzahlbetriebspunkt von 3000 min^{-1} zeigt sich ein ganz anderes Bild: Obwohl auch hier an allen Zylinderkröpfungen das gleiche Brennmoment wirkt, unterscheidet sich der Winkelbeschleunigungsverlauf von Zylindersegment zu Zylindersegment deutlich. Zylinderspezifische Unterschiede werden also nicht durch den Einfluss von Massen- oder Schleppmomenten verursacht, sondern sind ein drehzahlabhängiges Phänomen, das auch bei ausschließlicher Betrachtung des Brennmomentes zu zylinderspezifischen Abweichungen führt.

5.2.7.2 Variationen des Brennbeginns

Die Diagramme in Bild 5.53 zeigen die Ergebnisse einer Variation des Brennbeginnparameters φ_{BB} des Vibe-Brenngesetzes. Auch hier ist die Brennmomentanregung aller Zylinder gleichartig. Mit einem verzögerten Brennbeginn verschiebt sich auch das Brennmoment zu einer späteren Winkellage, wie das obere Diagramm illustriert. Gleichzeitig sinken Amplitude und Mittelwert des Brennmomentes, da durch die späten Verbrennungsschwerpunkte der thermodynamische Wirkungsgrad zunehmend sinkt [103].

Die Verschiebungen im Brennbeginn zeigen sich bei einer Motordrehzahl von 1000 min^{-1} sehr deutlich in der Brenn-Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{B,4}$, wie sie im mittleren Diagramm dargestellt ist. Informationen über die Verbrennungslage sind also in der *Phase der Brenn-Winkelbeschleunigung* enthalten. Bei einer höheren Drehzahl von 3000 min^{-1} ist die Phasenverschiebung noch zu erkennen, allerdings gibt es hier wieder einen zylinderspezifisch

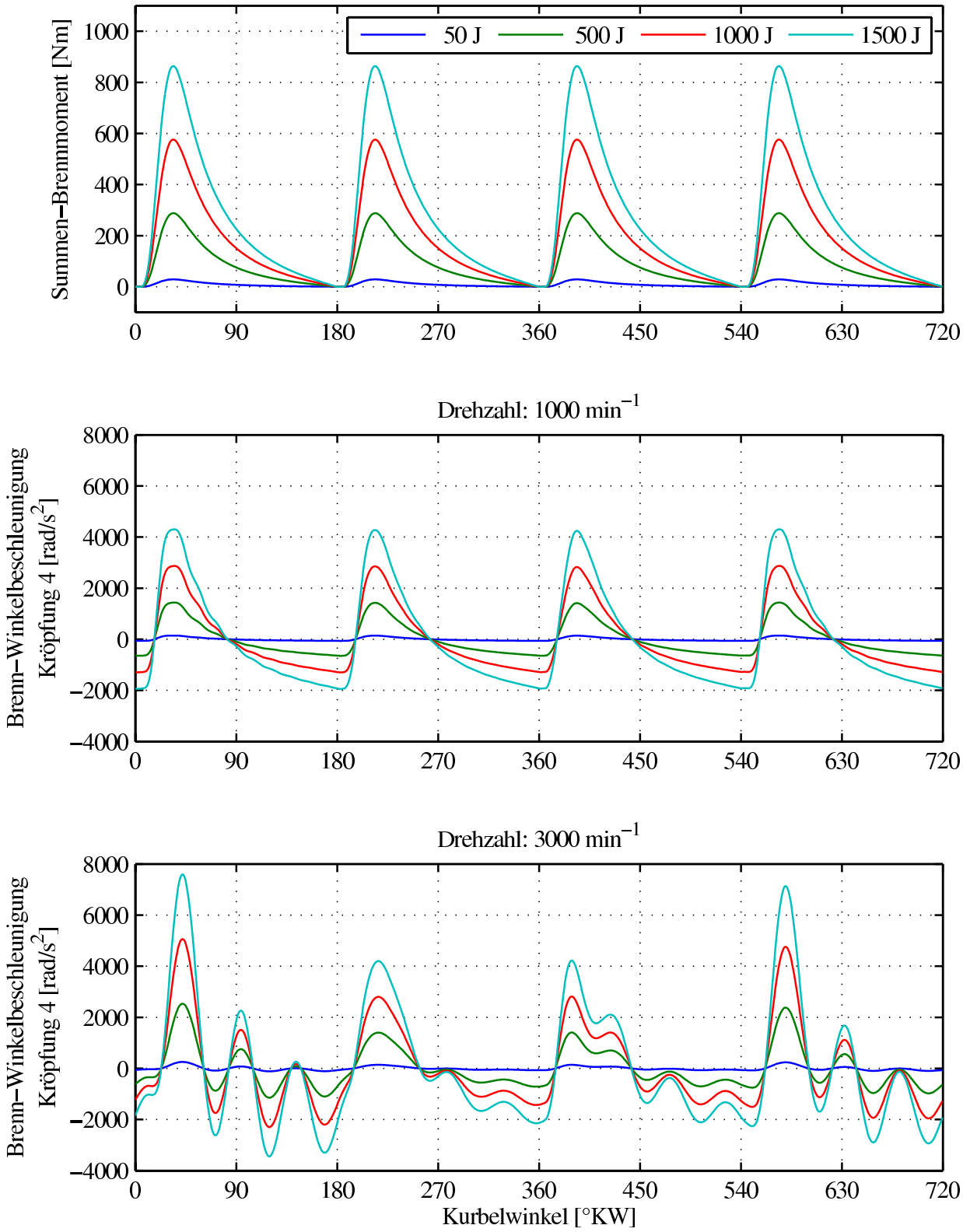


Bild 5.52: Winkelbeschleunigung an Kröpfung 4 für den Standardparametersatz bei Variation der Gesamt-Brennenergie

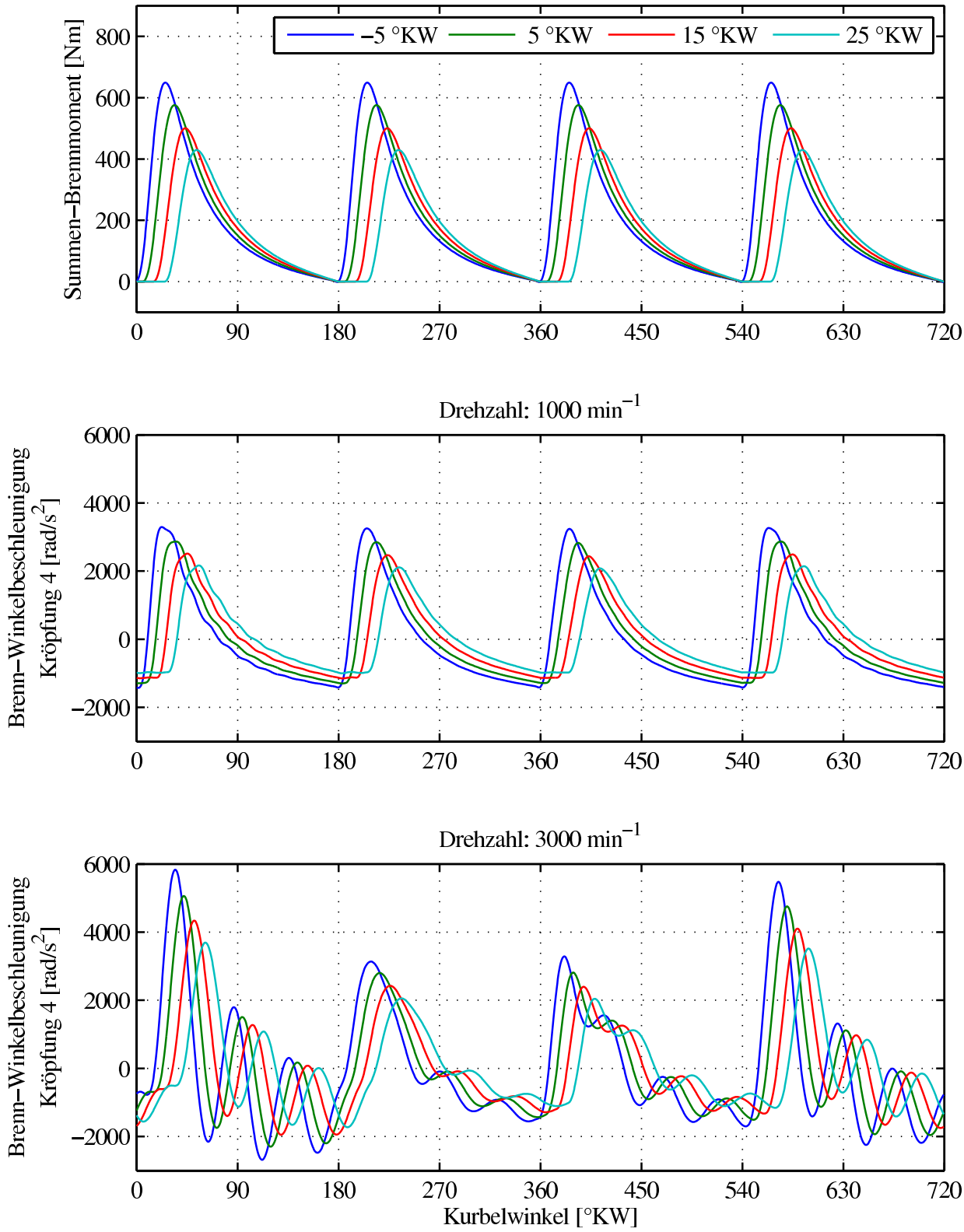


Bild 5.53: Winkelbeschleunigung an Kröpfung 4 für den Standardparametersatz bei Variation des Brennbeginns

unterschiedlichen Signalverlauf, wie er sich auch schon bei den Brennenergie-Variationen in Bild 5.52 zeigte.

Die Ergebnisse der Variationen von Brennenergie und Brennbeginn verdeutlichen aber, dass grundsätzlich die Informationen über *Zylindermoment* und *Verbrennungslage* in der Brenn-Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{B,4}$ an Kröpfung 4 enthalten sind. Damit zeigt sich ein Ansatz zur Ableitung dieser Größen, die wichtige Regelgrößen einer Verbrennungsregelung darstellen, wie sie in Kapitel 2.4.2 ausführlich diskutiert wurden.

Die Dynamik der Kurbelwelle wirkt sich mit steigender Drehzahl zunehmend störend auf den Signalverlauf in den einzelnen Zylindersegmenten aus. Für die Ableitung von *zylinderspezifischen* Verbrennungsmerkmalen stellt dies eine große Herausforderung dar.

5.2.7.3 Zylindersegment-Überlagerung

Die Linearität des entwickelten Kurbelwellenmodells erlaubt es, die Systemantworten auf die Anregung durch Momente an einer einzelnen Kröpfung isoliert zu betrachten. Die Gesamtantwort ergibt sich aus der Summe der Einzel-Systemantworten. Bei der in Bild 5.54 dargestellten Simulationsrechnung wurden jeweils die Kröpfungen 1 und 3 mit den im oberen Diagramm gezeigten Brennmomentverläufen angeregt. Entsprechend der Zündreihenfolge 1-3-4-2 des Versuchsmotors erfolgt die Verbrennung im Zylinder 3 nach der Verbrennung im Zylinder 1. Die Kurbelwinkelbereiche der beiden anregenden Brennmomentverläufe überschneiden sich nicht, d.h. dass immer nur an einer Kröpfung ein Brennmoment-Beitrag anliegt, während das Brennmoment an den anderen Kröpfungen Null ist.

Die beiden unteren Diagramme zeigen die Einzel-Systemantworten der Brenn-Winkelbeschleunigung in verschiedenen Drehzahlbetriebspunkten. Bei 1000 min^{-1} entspricht die Form des Winkelbeschleunigungsverlaufes der Form der Momentenanregung, wie oben bereits dargestellt. Mit zunehmender Drehzahl zeigt die an Kröpfung 1 angeregte Winkelbeschleunigung steigende Schwingungsamplituden (mittleres Diagramm). Diese Schwingungen sind bei höheren Drehzahlen auch dann noch nicht abgeklungen, wenn ab 180 °KW an Kröpfung 3 das Brennmoment des nachfolgend arbeitenden Zylinders zu wirken beginnt.

Die sich als Summe der Winkelbeschleunigungen $\ddot{\varphi}_{4,1}+\ddot{\varphi}_{4,3}$ ergebende Gesamt-Systemantwort beschränkt sich bei hohen Drehzahlen also nicht ausschließlich auf das Zylindersegment, in dem aktuell die Verbrennung stattfindet. Dieser als *Zylindersegment-Überlagerung* bezeichnete Effekt hat zur Folge, dass die gemessene Winkelbeschleunigung nicht mehr eindeutig einem verursachenden Zylinder zugeordnet werden kann.

Das dynamische Schwingungsverhalten innerhalb des angeregten Zylindersegmentes ist also nur ein Aspekt, der zu zylinderspezifischen Unterschieden über den Winkelbereich eines Arbeitsspiel führt. Die Zylindersegment-Überlagerung bewirkt zusätzlich eine Kopplung der Anregung im Mehrgrößensystem der Kurbelwelle, die durch die Betrachtung eines einzelnen Zylinders nicht vollständig berücksichtigt werden kann.

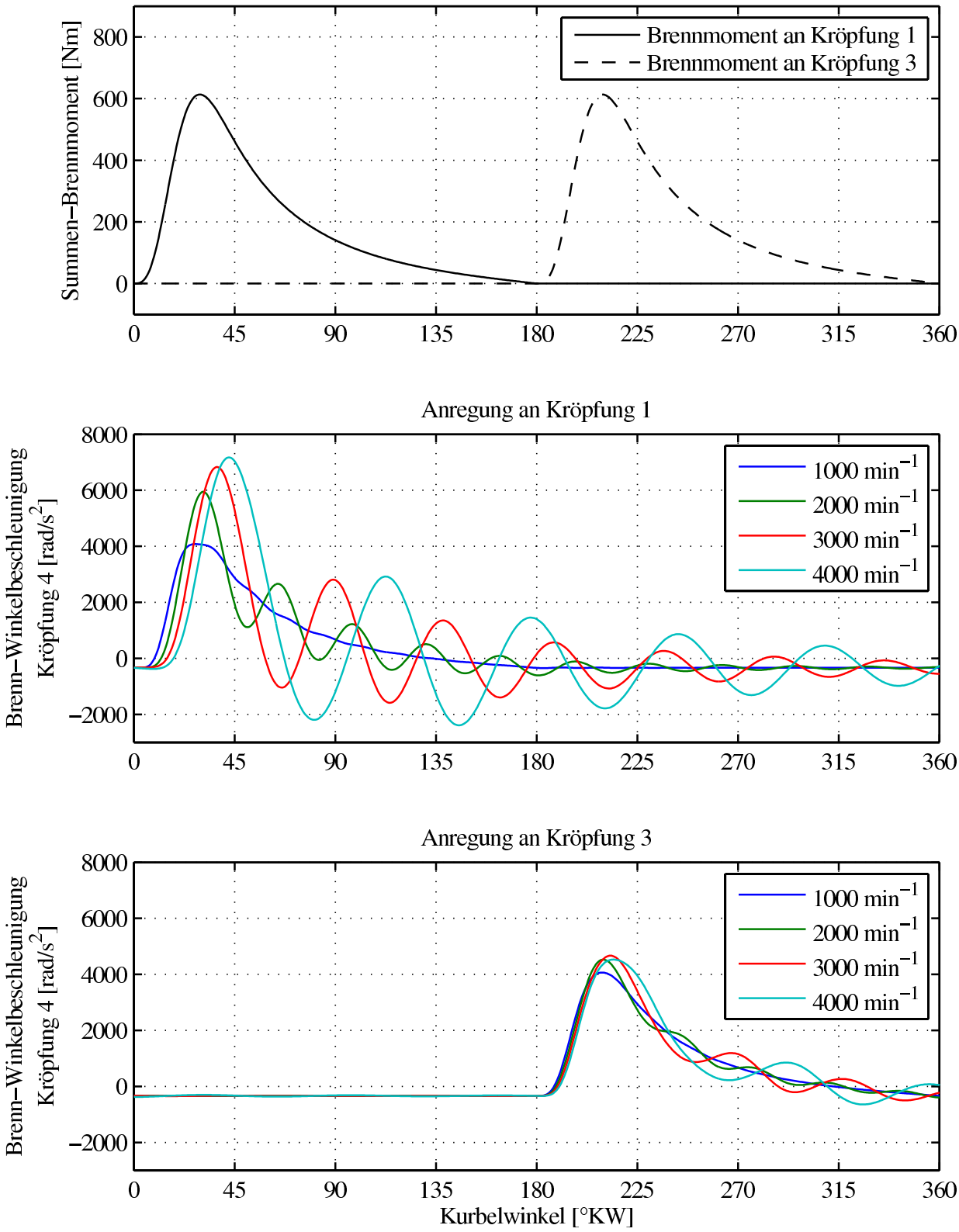


Bild 5.54: Winkelbeschleunigung an Kröpfung 4 für den Standardparametersatz bei Einzelanregung an Kröpfung 1 und 3 und Variation der Motordrehzahl

5.2.8 Zusammenfassung: Innere Momente

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die inneren Momente der Kurbelwelle im Vergleich zu den extern angreifenden Momenten bei höheren Drehzahlen den größten Einfluss auf die mechanische Messgröße *Winkelbeschleunigung* haben. Aufgrund der Kurbelwellen-Eigenschwingungen verdoppeln sich die Amplituden der Brenn-Winkelbeschleunigung bei 4000 min^{-1} nahezu, wie die Berechnung im mittleren Diagramm von Bild 5.54 zeigt. Dies entspricht einem zusätzlich zum Brennmoment wirkenden inneren Moment von etwa 600 Nm.

Die mit Hilfe der linearen Simulation nachgewiesene Zylindersegment-Überlagerung bewirkt eine Kopplung der Zylinder und stellt damit ein grundsätzliches Problem für ein zylinderspezifisches Schätzverfahren dar, das diese Kopplungen berücksichtigen muss. Eine direkte Rückrechnung auf ein zylinderspezifisches Brennmoment ist aufgrund der komplexen Schwingungsvorgänge und der sich ergebenden Mehrdeutigkeiten nicht möglich.

Bei Motoren mit mehr als vier Zylindern wird der Kurbelwinkelbereich der Zylindersegmente zunehmend kleiner. Deshalb überlappen sich auch die Einzel-Brennmomente, so dass bereits die Anregung nicht mehr eindeutig einem Zylinder zugeordnet werden kann. Die dynamischen Effekte der Zylindersegment-Überlagerung werden sich bei kürzeren Zylindersegmenten ebenfalls verstärken.

6 Bestimmung von drehzahlbasierten Verbrennungsmerkmalen

Die Dynamik der Kurbelwelle als Mehrmassen-Schwinger erweist sich nach den physikalischen Analysen und Simulationen in Kapitel 5 als Hauptproblem einer zylinderspezifischen Bestimmung von Verbrennungsmerkmalen. Die beobachtete Zylindersegment-Überlagerung erfordert, dass ein Schätzverfahren den Mehrgrößencharakter des Kurbelwellenmodells berücksichtigt. Ein solches Modell soll in diesem Kapitel entwickelt werden.

Ein Vorteil der physikalisch basierten Modellbildung in Kapitel 4 und 5 ist es, dass die entwickelten Modelle als Teil eines Schätzverfahrens unmittelbar verwendet werden können. So können z.B. die externen Kurbelwellenmomente online durch die physikalischen Teilmodelle berechnet werden, die in Kapitel 5.1 beschrieben wurden.

Bei der Entwicklung empirischer Schätzverfahren können die physikalischen Simulationsmodelle auch als virtuelle Prozessmodelle dienen. Dadurch können reale, aufwändige Messungen durch kostengünstig durchführbare Simulationsrechnungen ersetzt werden. Dieses Vorgehen ist besonders vorteilhaft, wenn eine große Anzahl an Betriebspunkten oder Schätzverfahren zu untersuchen ist.

6.1 Modellabgleich-Verfahren

Eine vollständige Berücksichtigung aller identifizierten Schwingungsphänomene ist durch das entwickelte Modellabgleich-Verfahren möglich, dessen Verfahrensschema in Bild 6.1 illustriert ist.

Dieses Verfahren simuliert für ein aktuelles Zylindersegment z den Verlauf der Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{4,z,sim}$ an der Messkröpfung 4 und vergleicht diesen Wert mit der gemessenen Kurbelwellen-Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{4,z,mess}$. Die Differenz zwischen Messung und Simulation wird einem Optimierungs-Algorithmus zugeführt, der die Parameter eines Brenngesetzes variiert. Im entwickelten Schätzverfahren wurden als dominante Parameter des Vibe-Brenngesetzes die Gesamt-Brennenergie $Q_{B,ges}$ und der Brennbeginn φ_{BB} durch den Optimierer verändert. Grundsätzlich können aber auch weitere Brenngesetz-Parameter verarbeitet werden.

Mit dem in Kapitel 4.4 entwickelten thermodynamischen Brennraummodell erfolgt die Berechnung des Brenndrucks p_B und des daraus bestimmten Wechsel-Brennmomentverlaufes $\tilde{M}_{B,z}$. Aus der gemessenen mittleren Kurbelwellen-Winkelgeschwindigkeit $\overline{\dot{\varphi}}_{KW,mess}$ werden nach Gleichung 3.18 die Massenmomente $M_{M,z}$ für das Zylindersegment z berechnet. Die entsprechenden Schleppmomente $M_{S,z}$ ergeben sich aus den mit Gleichung 4.20 berechneten

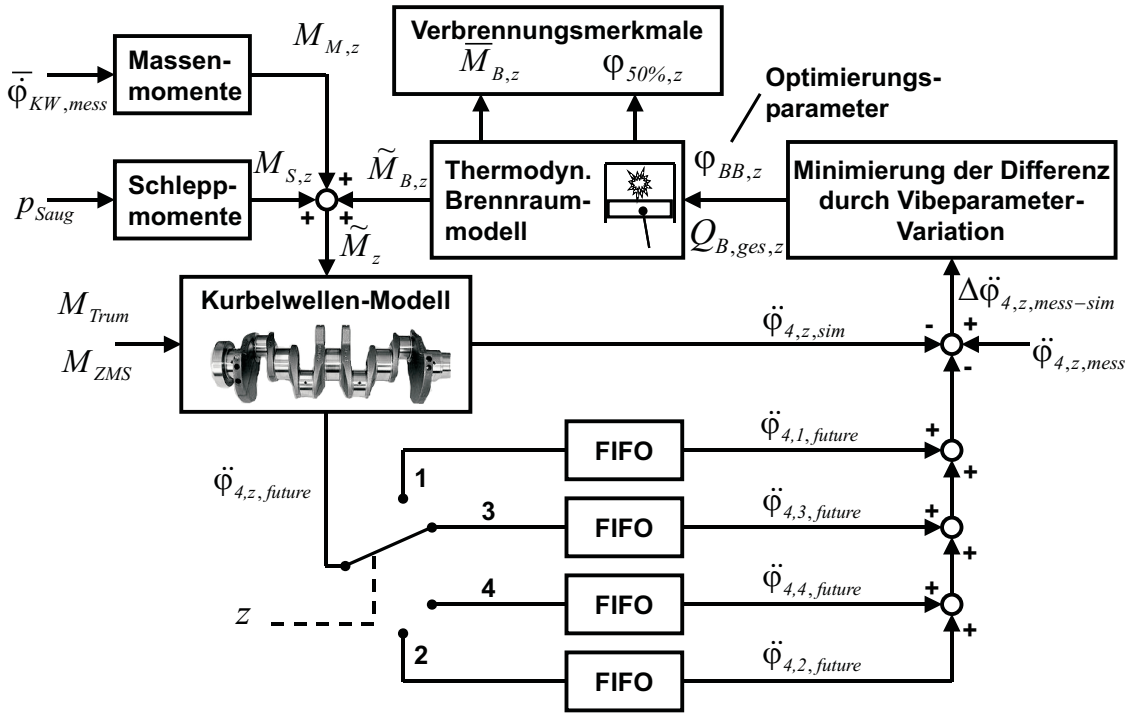


Bild 6.1: Modellabgleich-Verfahren zur Bestimmung zylinderspezifischer Verbrennungsmerkmale

Schleppdrücken p_S, wobei der Anfangsdruck p_0 aus dem Messwert p_{Saug} eines Saugrohrdrucksensors ermittelt wird.

Damit stehen alle Kröpfungsmomente $\tilde{M}_z$ zur Berechnung der Kurbelwellenbewegung zur Verfügung. Zusätzlich werden die externen Kurbelwellenmomente M_{Trum} und M_{ZMS} aus dem Steuertrieb und dem ZMS berücksichtigt, wie sie in Kapitel 5.1.1 und 5.1.3 modelliert wurden.

Innerhalb des 180 °KW umfassenden Kurbelwinkelbereiches des aktuellen Zylindersegmentes z ergibt sich als Reaktion auf die aktuelle Anregung der Verlauf der Kurbelwellen-Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}_{4,z,sim}$. Wegen der Zylindersegment-Überlagerung wirken im aktuellen Zylindersegment aber auch die gegebenenfalls noch nicht abgeklungenen Brenn-Winkelbeschleunigungen aus dem Verbrennungstakt vorhergehender Zylinder (vergleiche Bild 5.54). Eine Berücksichtigung der vorhergehenden Anregungen ist durch die Berechnung des zukünftigen Kurbelwellen-Winkelbeschleunigungsverlaufes $\ddot{\varphi}_{4,z,future}$ jenseits der Grenzen des aktuellen Segmentes möglich. Dieses Signal entspricht im mittleren Diagramm von Bild 5.54 dem Verlauf, der jenseits der Kurbelwinkelposition 180 °KW zu sehen ist. Mit $\ddot{\varphi}_{4,z,future}$ wird die Systemantwort gewissermaßen in die Zukunft „fortgeschrieben“.

Eine Berücksichtigung der Zylindersegment-Überlagerung im nachfolgend arbeitenden Zylindersegment wird über eine verzögerte Aufschaltung von $\ddot{\varphi}_{4,z,future}$ realisiert. Zur Verzögerung des Signals dient ein Schieberegister (FIFO - **F**irst **I**n **F**irst **O**ut), das das Signal um ein Zylindersegment verschiebt. Da jede Kurbelkröpfungs-Anregung i ihre individuelle Teilübertragungsfunktion $F_{i,4}(s)$ besitzt, muss für jeden Zylinder ein eigener Verzögerungskanal bereitgehalten werden, zwischen denen segmentabhängig umgeschaltet wird.

Die Länge des zukünftig zu berücksichtigenden Kurbelwellen-Winkelbeschleunigungsverlaufes $\ddot{\varphi}_{4,z,future}$ kann prinzipiell beliebig lang sein. Die Berechnung der Zylindersegment-Überlagerung für den untersuchten Motor hat aber ergeben, das selbst bei sehr hohen Drehzahlen die Brenn-Winkelbeschleunigung am Ende des nachfolgenden Segmentes sehr stark abgeklungen ist (siehe Bild 5.54). In keinem Betriebspunkt dauerte der vollständige Abklingvorgang länger als ein Arbeitsspiel an. Dementsprechend wurde $\ddot{\varphi}_{4,z,future}$ nur für einen Kurbelwinkelbereich von 720 °KW in der Zukunft berechnet.

Die Linearität des entwickelten Kurbelwellenmodells erlaubt eine Filterung der Eingangssignale, ohne dass es zu einer Verzerrung der Simulationsergebnisse aufgrund von Nichtlinearitäten kommt. Zur Unterdrückung hochfrequenter Störungen wurden alle Eingangsmomente mit einem Ordnungs-Tiefpass begrenzt. Variationen der Filter-Grenzordnung zeigten für eine Tiefpassfilterung bis einschließlich der 4. Ordnung die besten Ergebnisse.

Mit dem thermodynamischen Brennraummodell lassen sich zusätzlich zum Wechsel-Brennmoment $\tilde{M}_{B,z}$ die gesuchten zylinderspezifischen Verbrennungsmerkmale berechnen. Das mittlere Moment $\bar{M}_{B,z}$ gibt den Beitrag des aktuellen Zylinders z zum Gesamtmoment an. Mit $\bar{M}_{B,z}$ als Regelgröße kann beispielsweise eine Gleichstellungsregelung der Zylinderleistung erfolgen, ähnlich wie sie in Kapitel 2.4.3 auf der Grundlage von Zylinderdrucksignalen vorgestellt wurde. Der Kennwert $\varphi_{50\%,z}$ ist die zylinderspezifische Winkellage des Verbrennungsschwerpunktes, der durch die Ermittlung dieses Verbrennungsmerkmals ebenfalls geregelt werden kann.

Das in Bild 6.1 gezeigte Verfahren wird zyklisch für jedes Zylindersegment entsprechend der Zündreihenfolge (1-3-4-2) des Motors durchgeführt. Zur Beurteilung der Qualität des Schätzverfahrens dienen Referenzwerte für die Verbrennungsmerkmale, die direkt aus den gemessenen Zylinderdruckverläufen mit Hilfe der in Kapitel 4.2 erörterten Druckverlaufsanalyse berechnet wurden. Bild 6.2 zeigt die Ergebnisse aus einem Hochlauf mit einer konstanten Einspritzmenge von 30 mg/Hub.

Mit Beginn des Hochlaufes steigen die durch Indizierung ermittelten Zylindermomente $\bar{M}_{B,z}$ (durchgezogene Linien) auf 50 Nm, bei höheren Drehzahlen auf etwa 60 Nm. Die Unterschiede zwischen den einzelnen Zylindern sind gering. Lediglich bis zum 70. Arbeitsspiel bei Leerlauf ohne Last zeigen sich wesentliche Abweichungen.

Das aus der Drehzahl gewonnene Zylindermoment (gestrichelt dargestellt) weicht bei niedrigen Drehzahlen bis ca. 1500 min^{-1} um mehr als 10 Nm ab. Die Abweichungen zwischen den einzelnen Zylindern sind jedoch gering. Erst bei höheren Drehzahlen ab etwa 3500 min^{-1} trennen sich die Verläufe der drehzahlbasiert bestimmten Zylindermomente.

Die Referenzsignale der Verbrennungslagen $\varphi_{50\%,z}$ liegen ebenso wie die Referenzmomente sehr eng zusammen. Die Verbrennungslage wird durch die Einspritzsteuerung des Motorsteuergerätes vorgegeben. Mit steigender Drehzahl wandert der Verbrennungsschwerpunkt nach spät bis zu einer Schwerpunktlage von 22 °KW nach OT, wird bei Drehzahlen jenseits von 2500 min^{-1} aber sukzessive auf 14 °KW nach OT vorgezogen.

Zwischen der Referenz und der drehzahlbasiert bestimmten Verbrennungslage gibt es im Leerlauf große Abweichungen von bis zu 6 °KW. Während des Hochlaufes entspricht die ermittelte Verbrennungslage zunächst mit nur geringen Abweichungen von 1 - 2 °KW recht

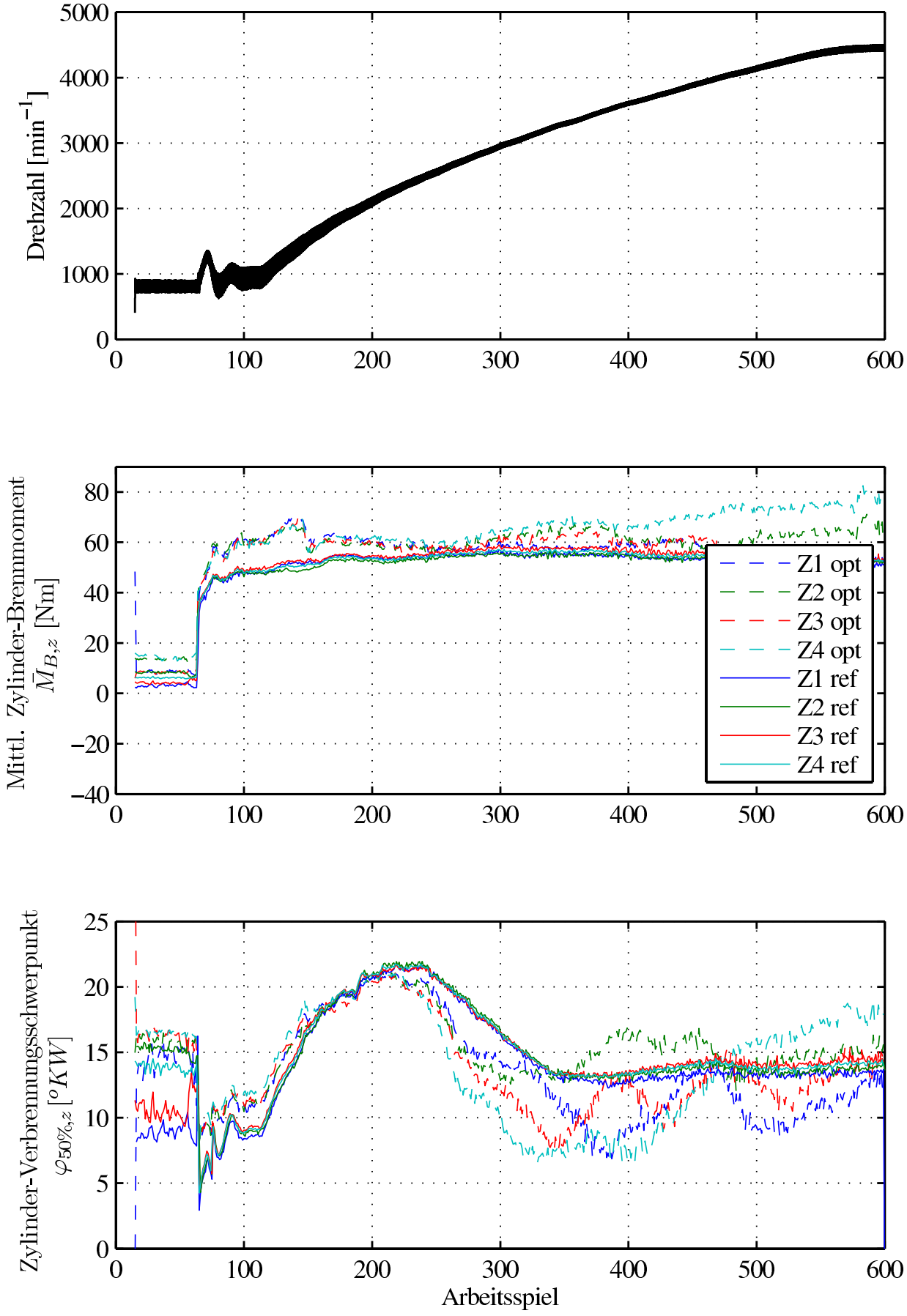


Bild 6.2: Verbrennungsmerkmal-Ergebnisse aus Modell-Abgleich-Verfahren und Referenzwerte aus Druckverlaufsanalyse

gut der Referenz. Ab dem 220. Arbeitsspiel der Messung, bei 2200 min^{-1}, folgt die Verbrennungslage nur noch tendenziell der Referenz, wobei sich auch große Abweichungen zwischen den einzelnen Zylindern zeigen.

6.2 Bewertung der Ergebnisse und Ausblick

Die in Bild 6.2 dargestellte Genauigkeit der Zylindermoment-Ergebnisse zeigt bei niedrigen Drehzahlen recht große Abweichungen. Für Zwecke der Motordiagnose dürfte die erzielte Genauigkeit ausreichen, eine Verwendung als Istgröße einer Verbrennungsregelung ist aufgrund der Größe der Abweichungen aber nicht möglich.

Positiv zu bewerten ist, dass die Abweichungen zwischen den einzelnen Zylindermomenten recht gering sind und erst bei hohen Drehzahlen nennenswert in Erscheinung treten. Das Schätzverfahren scheint also das zylinderspezifische Übertragungsverhalten und den Effekt der Zylindersegment-Überlagerung zumindest teilweise zu kompensieren.

Die bei der Bestimmung der Verbrennungslage festgestellten Abweichungen von mehr als 5 °KW sind für eine Anwendung in einem Regelungsverfahren beim gegenwärtigen Stand des Verfahrens deutlich zu groß. Grundsätzlich konnte aber ein Verbrennungsschwerpunkt-Merkmal zumindest tendenziell aus der Drehzahl bestimmt werden. Damit konnte gezeigt werden, dass bei allen Schwächen des Verfahrens die Information über die Verbrennungslage grundsätzlich im Motordrehzahlsignal enthalten ist und zumindest ansatzweise extrahiert werden kann. Allgemein konnte festgestellt werden, dass das Verbrennungslagemerkmal deutlich empfindlicher auf Störungen und Parameteränderungen reagiert als das Zylindermoment.

Auffällig sind die Abweichungen im unteren Drehzahlbereich, die ab dem 150. Arbeitsspiel sprungförmig zurückgehen. Ursache der Abweichung in diesem Drehzahlbereich könnten externe Nebenmomente sein, die noch nicht ausreichend berücksichtigt wurden. Für eine genauere Analyse der Ursachen der geringen Verfahrens-Genauigkeit wären auch Variationen des Kurbelwellenmodell sinnvoll. So könnte die Kurbelwelle durch eine detailliertere Massen-Diskretisierung abgebildet werden. Dadurch wären aber auch zusätzliche Steifigkeits- und Dämpfungsparameter zu bestimmen.

Das vorgestellte Modellabgleichs-Verfahrens bietet die Möglichkeit, die entwickelten Modelle der Thermodynamik und Mechanik direkt im Schätzalgorithmus zu verwenden. Eine explizite Modell-Invertierung ist dafür nicht notwendig. Durch die zugrunde liegende Optimierungsstrategie ist das Verfahren allerdings wenig praxistauglich für einen echtzeitfähigen Einsatz im Steuergerät, da der iterative Optimierungs-Algorithmus einen hohen Rechenaufwand verursacht. Das in Kapitel 4.4.2 entwickelte schnelle Brenngesetz erweist sich hier von großem Vorteil, da es die Berechnung der Wärmefreisetzung wesentlich beschleunigt. Dies ändert freilich nichts an der prinzipiellen Natur eines iterativen Verfahrens, das grundsätzlich für echtzeitfähige Ansprüche ein unzureichendes Antwortverhalten zeigt.

7 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurden zunächst die aktuellen Entwicklungstrends des dieselmotorischen Brennverfahrens dargestellt. Die neuen Ansätze zur homogenen Verbrennung erfordern den Übergang zur *Verbrennungsregelung*, um einen zuverlässigen Motorbetrieb zu gewährleisten.

Eine Literaturrecherche zu bestehenden Ansätzen zur Verbrennungsregelung zeigte, dass als Regelgrößen das *mittlere Zylindermoment* und die *Lage des Verbrennungsschwerpunktes* für jeden Zylinder benötigt werden. Die in der Literatur beschriebenen Regelungskonzepte gewannen die Verbrennungsmerkmale aus den Signalen von direkt im Brennraum platzierten Sensoren. In Mehrzahl wurden Zylinderdrucksensoren verwendet, die aber für einen Serieneinsatz im Kraftfahrzeug zu teuer sind.

Als Alternative zur Brennraumsensorik wurde ein Regelungskonzept vorgeschlagen, dass die benötigten Verbrennungsmerkmale aus dem *Verlauf der Motordrehzahl* ermitteln soll. Anhand einer Literaturrecherche wurden bestehende Ansätze der Drehzahlauswertung zusammengestellt. Vorhandene Ansätze konzentrieren sich meist auf die Bestimmung des mittleren Motormomentes. Zylinderspezifische Verfahren sind rar. Insbesondere die Ermittlung einer Verbrennungslage aus dem Drehzahlverlauf ist ein Aspekt, der in der bestehenden Literatur noch nicht beschrieben wurde.

Zur Entwicklung eines eigenen, drehzahlbasierten Schätzverfahrens zur zylinderselektiven Bestimmung der benötigten Verbrennungsmerkmale wurden Messungen der Drehschwingungen und der Zylinderdrücke an einem Vierzylinder-Dieselmotor durchgeführt. Parallel zu den experimentellen Arbeiten wurden physikalische Simulationsmodelle der *Thermodynamik des Brennraumes* und der *Motormechanik* entwickelt.

In Kapitel 4 wurde ein *lineares* Modell zur geschlossenen Berechnung des Zylinderdruckverlaufes hergeleitet. Die Linearität erlaubt eine mathematische Trennung des kompressionsbedingten und des verbrennungsbedingten Zylinderdruckverlaufes, wodurch der Verbrennungseinfluss isoliert betrachtet werden kann. Zur schnelleren Berechnung wurde ein der Druckberechnung zugrunde liegender Ersatzbrennverlauf entwickelt, der den numerischen Rechenaufwand deutlich vermindert.

In Kapitel 5 wurde ein mechanisches Motormodell entwickelt und mit Drehschwingungsmessungen am Versuchsmotor abgeglichen. Dabei wurden *externe* Momente an der Kurbelwelle durch Messungen und Modellierung von Steuertrieb, Nebenaggregaten und Antriebsstranganbindung untersucht.

Die Untersuchung des Steuertriebes zeigte den Einfluss des am freien Ende angreifenden Zahnriemens auf die Kurbelwelle, der durch das entwickelte Modell berücksichtigt werden kann.

Am Nebenaggregatetrieb verursacht der Generator mit Freilauf ein großes Störmoment bis zu 150 Nm an der Kurbelwelle, das aufgrund einer Abhängigkeit vom Generatorstrom und den nichtlinearen Vorgänge im Freilauf nur im Zeitbereich zu berechnen ist. Das entwickelte Generator-Simulationsmodell erlaubt die Abschätzung des wirksamen Generatormomentes bei verschiedenen Betriebspunkten und bildet die Basis für ein Kompensationsverfahren.

Der Einfluss der Antriebsstranganbindung über ein Zweimassenschwungrad (ZMS) wurde anhand von Drehschwingungsmessungen abgeschätzt. Das ZMS verursacht im Vergleich zu anderen Aggregaten geringe dynamische Momente an der Kurbelwelle. Die Berücksichtigung dieser Momente kann durch Ermittlung des ZMS-Verdrehwinkels erfolgen. Zur Berechnung des Verdrehwinkels ohne zusätzliche Sensorik wurde ein Näherungsverfahren entwickelt, das sich ausschließlich auf die Motordrehzahl stützt.

Bei Stufenautomatikgetrieben wird der Antriebsstrang über einen hydrodynamischen Wandler mit Überbrückungskupplung angebunden. Es wurde festgestellt, dass im Teilschlupfbetrieb hohe Wechselmomente vom Getriebe auf die Kurbelwelle zurückwirken, die eine Störgröße für die Verbrennungsmerkmalschätzung darstellen. Die physikalischen Effekte im Teilschlupf wurden mit einem Simulationsmodell untersucht und erklärt. Das Modell bildet die Basis eines Kompensationsverfahrens, mit dem das Kupplungsmoment im Teilschlupfbetrieb mit vorhandenen Signalen rekonstruiert werden kann.

Bei hohen Motordrehzahlen wurden zylinderspezifische Abweichungen zwischen dem gemessenen Winkelbeschleunigungsverlauf beobachtet, die auf *innere* Eigen-Drehschwingungen der Kurbelwelle hinweisen. Zur Untersuchung der Kurbelwellendynamik wurde ein diskretisiertes *lineares* Zustandsmodell der Kurbelwelle entwickelt. Die Modellparameter konnten anhand von Drehschwingungsmessungen identifiziert werden.

Frequenzgangs-Untersuchungen des Modells erklärten das messtechnisch beobachtete Auftreten von Eigenfrequenzen. Anhand der Frequenzgänge konnte bestätigt werden, dass die abtriebsseitige Drehzahlmessung für ein Schätzverfahren besser geeignet ist als eine Messung am freien Kurbelwellenende.

Die konsequente Nutzung linearer Modelle für die Kurbelwellenbeschreibung erlaubte eine Trennung der Anregung entsprechend ihrer physikalischen Ursache in *Brenn-*, *Schlepp-* und *Massenmoment*. Diese Trennung wurde auf die Systemantworten angewendet, was zur Berechnung einer *Brenn-Winkelbeschleunigung* führte. Anhand dieses Signals wurde nachgewiesen, dass sich sowohl das zylinderspezifische Moment als auch die zylinderspezifische Verbrennungslage in der mechanischen Größe *Brenn-Winkelbeschleunigung* abbilden.

Anhand der Brenn-Winkelbeschleunigung konnte der Effekt der *Zylindersegment-Überlagerung* nachgewiesen werden, der zu einer Kopplung der Systemantworten zwischen den einzelnen Zylinderanregungen führt, obwohl sich die anregenden Brennmomente *nicht* überlappen. Diese Segmentüberlagerung zeigt sich bei hohen Drehzahlen als besonderes Problem der eindeutigen Bestimmung zylinderselektiver Verbrennungsmerkmale.

Zusammenfassend wurde festgestellt, dass die inneren Schwingungsvorgänge in der Kurbelwelle den größten Einfluss auf das messbare Drehzahlsignal haben und daher für eine Verbrennungsmerkmalschätzung bei höheren Drehzahlen unbedingt berücksichtigt werden müssen.

Abschließend wurde in Kapitel 6 ein Modell-Abgleichs-Verfahren entwickelt, das die Kurbelwellendynamik und im Besonderen den Effekt der Zylindersegment-Überlagerung berücksichtigen kann. Die darstellbaren Ergebnisse zeigen, dass eine Ableitung zylinderspezifischer Merkmale, erstmals auch eine Verbrennungslage, aus der Motordrehzahl möglich ist. Die erzielte Genauigkeit reicht für eine Anwendung der Merkmale als Regelgröße einer Verbrennungsregelung aber noch nicht aus.

Literatur

[1] *Klimaanlagen im Kraftfahrzeug.* Volkswagen Selbststudienprogramm Nr. 208, 1998

[2] *Indizieren am Verbrennungsmotor.* Anwenderhandbuch AVL Indiset, 2002

[3] *Euro-On-Board-Diagnose für Dieselmotore.* Volkswagen Selbststudienprogramm Nr. 315, 2003

[4] *Future Diesel - Abgasgesetzgebung Pkw, leichte Nfz und Lkw - Fortschreibung der Grenzwerte bei Dieselfahrzeugen.* Gutachten des Umweltbundesamt, Juli 2003

[5] *RAS Software.* Bedienungsanleitung, 2003

[6] *Auto Jahresbericht 2004.* Verband der Automobilindustrie, 2004

[7] *Das Dieselpartikelfilter-System mit Additiv.* Volkswagen Selbststudienprogramm Nr. 330, 2004

[8] *Kommission schlägt verschärfte Emissionsgrenzwerte für Autos vor.* Pressemitteilung der EU-Kommission, Dezember 2005

[9] Achleitner, Erwin: *Über den Zusammenhang zwischen Lichtemission und Energieumsatz bei Verbrennungsmotoren und ihre Anwendung zu deren Regelung.* Fortschritt-Berichte VDI Reihe 6 Nr. 182. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1984

[10] Acker, Heinrich ; Kluge, Johannes von ; Umbach, Frank ; Langheinrich, Werner: Measurement of Magnetic Flux Density for Applications in Automation and Control. In: *ISMCR Proceeding*, 1998

[11] Akoachere, A. ; Noble, A. ; Truscott, A. ; Moulin, P. ; Müller, R. ; Hart, M. ; Sindlinger, R. ; Krötz, G. ; Cavalloni, C. ; Berg, J. von ; Mladek, M.: Implementierung eines modellbasierten Motorregelungskonzepts unter Verwendung der Zylinderdruckindizierung. In: *VDI-Berichte* Bd. 1672. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2002, S. 93–103

[12] Arnold, Manfred: *Einfluß unterschiedlicher Riemenspannerkonzepte auf dynamische Belastungen und Schwingungen von Zahnriementrieben in 4-Takt-Ottomotoren*, RWTH Aachen, Diss., 1992

[13] Asbeck, J. ; Müller, T.: Potentiale gebauter Nockenwellen in hochbelasteten Ventiltrieben. In: *VDI-Berichte* Bd. 1813. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2004, S. 105–119

[14] Auzins, John ; Johansson, Hasse ; Nytomt, Jan: Ion-Gap Sense in Misfire Detection, Knock and Engine Control. In: *SAE paper 950004*, 1995

[15] AVL: *GU12P Druckmesssonde.* Technische Spezifikation, 2002

[16] AVL: *QC34C Druckmesssonde.* Technische Spezifikation, 2004

[17] Azzoni, P. ; Cantoni, G. ; Minelli, G. ; Moro, D. ; Rizzoni, Giorgio ; Ceccarani, M. ; Mazzetti, S.: Measurement of Engine Misfire in the Lamborghini 533 V-12 Engine Using Crankshaft Speed Fluctuations. In: *SAE paper 950837*, 1995

[18] Azzoni, P. M. ; Minelli, G. ; Moro, D. ; Flora, R. ; Serra, G.: Indicated and Load Torque Estimation using Crankshaft Angular Velocity Measurement. In: *SAE paper 1999-01-0543*, 1999

[19] Balashov, Dmitry ; Burkovski, Lidia ; Ferderer, Frank ; Fidlin, Alexander ; Kremer, Maria ; Pennec, Bertrand ; Seebacher, Roland: Simulation bei Drehschwingungsdämpfern. In: *ATZ* 108 (2006), S. 1038–1045

[20] Barba, Christian ; Burkhardt, Christine ; Boulouchos, Konstantinos ; Bargende, Michael: Empirisches Modell zur Vorausberechnung des Brennverlaufes bei Common-Rail-Dieselmotoren. In: *MTZ* 60 (1999), S. 262–270

[21] Basshuysen, Richard van ; Schäfer, Fred: *Handbuch Verbrennungsmotoren*. 2. Auflage. Vieweg Verlag, 2002

[22] Bengtsson, Fredrik: *Estimation of Indicated- and Load-Torque from Engine Speed Variations*. Schweden, Universität Linköping, Masterarbeit, Juni 2006

[23] Beuschel, Michael: *Neuronale Netze zur Diagnose und Tilgung von Drehmomentschwingungen am Verbrennungsmotor*, Technische Universität München, Diss., Oktober 2000

[24] Biener, Martin: Zahnriementrieb für den TDI-Pumpe-Düse-Motor. In: *ATZ/MTZ Sonderausgabe 25 Jahre Dieselmotoren von Volkswagen* (2001), S. 88–90

[25] Blumenröder, K. ; Buschmann, G. ; Kahrstedt, J. ; Sommer, A. ; Maiwald, O.: Variable Ventiltriebe in Pkw-Dieselmotoren - Potenziale, Grenzen und Realisierungschancen. In: *27. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2006

[26] Borgers, Marc ; Haussner, Michael ; Houben, Hans ; Mato, Arno ; Pechhold, Frank: Drucksensor-Glühkerze für Dieselmotoren. In: *MTZ* 65 (2004), S. 888–895

[27] Bosch: *Kraftfahrzeugtechnisches Taschenbuch*. 24. Auflage. Vieweg-Verlag, 2002

[28] Broede, J. ; Parlevliet, Th.: Triebwerksdämpfung - Experimentelle Analyse der Drehschwingungsdämpfung von Kolbenmaschinen-Triebwerken / FVV-Vorhaben Nr. 211. 1980. – Forschungsbericht

[29] Bronstein, I. N. ; Semendjajew, K. A.: *Taschenbuch der Mathematik*. 19. Auflage. Teubner Verlag, 1979

[30] Burrows, John ; Goretti, Sandro ; Ramond, Alain ; Troy, Gérard: Glühkerzenintegrierter piezokeramischer Brennraumdrucksensor für Dieselmotoren. In: *MTZ* 66 (2005), S. 908–910

[31] Butscher, Werner: *Experimentelle und rechnerische Bestimmung des statischen und dynamischen Übertragungsverhaltens reibschlüssiger Riemengetriebe*, TU Berlin, Diss., 1993

[32] Chen, Simon K. ; Chen, Scott: Engine Diagnostics by Dynamic Shaft Measurement: A Progress Report. In: *SAE paper 932412*, 1993

[33] Chmela, Franz ; Orthaber, Gerhard ; Schuster, Wolfgang: Die Vorausberechnung des Brennverlaufs von Dieselmotoren mit direkter Einspritzung auf der Basis des Einspritzverlaufes. In: *MTZ* 59 (1998), S. 484–491

[34] Chmela, Franz ; Piock, Walter F. ; Sams, Theodor ; Pirker, Gerhard: Potenzial alternativer Verbrennungsverfahren für Otto- und Dieselmotoren. In: *9. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“*. Graz, 2003

[35] Continental: Reifen mit Magnetbeschichtung. In: *Auto Motor Sport* (1999), Nr. 4

[36] Contitech: *Ein Zahnriemen für 300.000 Kilometer*. Pressemitteilung, August 2005

[37] Deussen, Norbert: Einfluss der Starttemperatur auf den Kraftstoffverbrauch. In: *5. Tagung Wärmemanagement*. Berlin, 2006

[38] Diez, Armin ; Maier, Uwe ; Eifler, Gerald ; Schnepf, Michael: Integrierte Drucksensorik in die Zylinderkopfdichtung. In: *MTZ* 65 (2004), S. 22–25

[39] Drakunov, Sergey ; Rizzoni, Giorgio ; Wang, Yue-Yun: On-Line Estimation of Indicated Torque in IC Engines Using Nonlinear Observers. In: *SAE paper 950840*, 1995

[40] Ebner, H. ; Jaschek, A.: Die Blow-by-Messung: Anforderungen und Messprinzipien. In: *MTZ* 59 (1998), Nr. 2

[41] Erxleben, Stephan: *Untersuchungen zum Betriebsverhalten von Riemengetrieben unter Berücksichtigung des elastischen Materialverhaltens*, RWTH Aachen, Diss., 1984

[42] Fehrenbach, Hermann ; Held, Werner ; Zuther, Frank: Drehmomentbestimmung bei Verbrennungsmotoren durch Auswertung der Kurbelwellen-Winkelgeschwindigkeit. In: *MTZ* 59 (1998), S. 314–319

[43] Fehrenbach, Hermann ; Hohmann, Carsten ; Schmidt, Thorsten ; Schultalbers, Winfried ; Rasche, Henning: Kompensation des Geberradfehlers im Fahrbetrieb. In: *MTZ* 63 (2002), S. 588–591

[44] Fehrenbach, Herrmann: *Berechnung des Brennraumdruckverlaufes aus der Kurbelwellen-Winkelgeschwindigkeit von Verbrennungsmotoren*. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 6 Nr. 255. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1990

[45] Fraidl, G. K. ; Piock, W. F. ; Fürhapter, A. ; Unger, E. M. ; Kammerdiener, Th.: Homogene Selbstzündung - die Zukunft der Benzin-Direkteinspritzung? In: *MTZ* 63 (2002), S. 828–837

[46] Fürhapter, Alois ; Piock, Walter F. ; Fraidl, Günther Karl: Homogene Selbstzündung - Die praktische Umsetzung am transienten Vollmotor. In: *MTZ* 65 (2004), S. 94–101

[47] Ginoux, Stéphane ; Champoussin, Jean-Claude: Engine Torque Determination by Crankangle Measurement: State of the Art Future Prospects. In: *SAE paper 970532*, 1997

[48] Glaser, Josef: *Fehler von Quarzdruckaufnehmern und Probleme bei der Druckindizierung von Verbrennungsmotoren*, Technische Universität Graz, Diss., 1983

[49] Grammel, Richard: Über einige dynamische Probleme bei Kolbenmotoren. In: *Schriften der deutschen Akademie der Luftfahrtforschung* Bd. Heft 5, 1939, S. 1–17

[50] Groenendijk, Axel: *Gemischbildung und Verbrennungssteuerung bei homogener und teilhomogener Dieselverbrennung*, TU Braunschweig, Diss., 2003

[51] Grohe, Heinz: *Otto- und Dieselmotoren*. 8. Auflage. Vogel-Verlag, 1987

[52] Guibert, Philippe ; Morin, Céline ; Mokhtari, Smail: Verbrennungssteuerung durch Selbstzündung - Experimentelle Analyse. In: *MTZ* 65 (2004), S. 122–130

[53] Günthner, Michael: *Untersuchungen der Eigenschaften und Kontrollmöglichkeiten der homogenen kompressionsgezündeten Verbrennung von Ottokraftstoff*, Universität Karlsruhe, Diss., 2004

[54] Hafner, K. E. ; Maass, H.: *Theorie der Triebwerksschwingungen der Verbrennungskraftmaschine*. Bd. 3. Springer-Verlag, 1984

[55] Hafner, K. E. ; Maass, H.: *Torsionsschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine*. Bd. 4. Springer-Verlag, 1985

[56] Hamedovic, Haris: *Untersuchungen zur Rekonstruktion zylinderindividueller Verbrennungsmerkmale durch gemeinsame Auswertung der Drehzahl und des Brennraumdrucks eines Zylinders*, Ruhr-Universität Bochum, Diss., 2005

[57] Heiduk, Thomas: *Methoden der Analyse von Schwingungen und dynamischen Kräften in Steuerungsantrieben von Verbrennungsmotoren und Pkw*, RWTH Aachen, Diss., April 1995

[58] Henn, Michael ; Kiencke, Uwe: Estimation of In-Cylinder-Pressure Torque from Angular Speed by Kalman Filtering. In: *IFAC Advances in Automotive Control*, 1995

[59] Herbst, Rüdiger G.: Marktchancen von Doppelkupplungstechnologien. In: *ATZ* 106 (2004), S. 106–116

[60] Herrmann, Ralf-Joachim: *Ein anwenderorientiertes Simulationsmodell für dynamisch beanspruchte Riemengetriebe*, TU Berlin, Diss., 1991

[61] Schutzrecht DE 340 41 54 A1 (1985). Hofmann, Rainer (Erfinder).

[62] Hohenberg, G.: Der Verbrennungsverlauf - ein Weg zur Beurteilung des motorischen Prozesses. In: *4. Wiener Motorensymposium*, 1982

[63] Hülser, Holger ; Neunteufl, Klemens ; Unger, Eduard M. ; Breitegger, Bernhard: Eine zylinderdruckbasierte Motorregelung für niedrigste Emissionen beim Dieselmotor. In: *5. IAV Symposium „Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen“*, 2005

[64] Hünnekes, E. ; Neubauer, T. ; Roth, S. A. ; Patchett, J. A.: Selektive Katalytische Reduktion (SCR) für mobile Anwendung - LKW. In: *4. Internationales Forum Abgas- und Partikel-Emissionen*, 2006

[65] Iida, Kazumasa ; Akishino, Katsuo ; Kido, Kazuo: IMEP Estimation from Instantaneous Crankshaft Torque Variation. In: *SAE paper 900617*, 1990

[66] Isermann, Rolf: Das mechanisch-elektronische Kraftfahrzeug. In: *ATZ elektronik* 1 (2006), S. 7

[67] Jelden, Hanno ; Veldten, Burkhard ; Weiss, Norbert ; Wolgast, Bernd: Elektronische Steuerung von Dieselmotoren. In: *ATZ/MTZ Sonderausgabe 25 Jahre Dieselmotoren von Volkswagen* (2001), S. 80–85

[68] Jeschke, Jens: *Konzeption und Erprobung eines zylinderdruckbasierten Motormanagements für PKW-Dieselmotoren*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2002

[69] Jippa, Kai-Nicolas: *Onlinefähige, thermodynamikbasierte Ansätze für die Auswertung von Zylinderdruckverläufen*, Universität Stuttgart, Diss., 2003

[70] Jost, Oliver ; Isermann, Rolf: Dieselmotorregelung mit Zylinderdruckmessung. In: *VDI-Berichte* Bd. 1547. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2000, S. 1185–1202

[71] Kahl, Günther: *Hochauflösende digitale Messung niedriger Drehzahlen mit hoher Dynamik*, TU Braunschweig, Diss., 1984

[72] Kahrstedt, Jörn ; Manns, Jürgen ; Sommer, Ansgar ; Wormbs, Thorsten: Brennverfahrensseitige Ansatzpunkte für Pkw-Dieselmotoren zur Erfüllung künftiger EU- und US-Abgasstandards. In: *5. Int. Stuttgarter Motorensymposium*, 2003

[73] Kimmich, Frank: *Modellbasierte Fehlererkennung und Diagnose der Einspritzung und Verbrennung von Dieselmotoren*. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 569. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2003

[74] Kooy, Ad ; Gillmann, Achim ; Jäckel, Johann ; Bosse, Michael: ZMS - nichts Neues? In: *7. LuK-Kolloquium*, 2002

[75] Kositza, Nicole: *Analyse und Regelung von Schwankungen der Leerlaufdrehzahl eines Dieselmotors*. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 8 Nr. 1036. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2004

[76] Köster, Lothar: *Untersuchung der Kräfteverhältnisse in Zahnriemenantrieben*, Hochschule der Bundeswehr Hamburg, Diss., 1981

[77] Kraemer, Otto ; Jungbluth, Georg: *Bau und Berechnung von Verbrennungsmotoren*. 5. Auflage. Springer-Verlag, 1983

[78] Kubach, Heiko: *Ionenstrom als Sensorsignal der dieselmotorischen Verbrennung*, Universität Karlsruhe, Diss., 2004

[79] Küpper, Klaus ; Seebacher, Roland ; Werner, Olaf: Denken in Systemen - Software von LuK. In: *7. LuK Kolloquium*, 2002

[80] Küsell, Matthias: *Dimensionierung eines Brennraumdrucksensors für Regelungsaufgaben in Serienmotoren*, TU Braunschweig, Diss., 1994

[81] Küttner, Karl-Heinz: *Kolbenmaschinen*. Teubner Verlag, 1984

[82] Laschet, Andreas: *Simulation von Antriebssystemen*. Springer-Verlag, 1988

[83] Lee, Byungho ; Rizzoni, Giorgio ; Guezennec, Yann ; Soliman, Ahmed ; Cavalletti, Mauro ; Waters, James: Engine Control Using Torque Estimation. In: *SAE paper 2001-01-0995*, 2001

[84] Lee, Donghyeon ; Rizzoni, Giorgio: Detection of Partial Misfire in IC Engines Using a Measurement of Crankshaft Angular Velocity. In: *SAE paper 951070*, 1995

[85] Macaudière, Pierre ; Rocher, Laurent ; Naschke, Wolfgang: Dieselpartikelfilter in Kombination mit kraftstoffgelöstem Katalysator. In: *MTZ* 65 (2004), S. 286–290

[86] Maloney, Peter J.: Embedded Torque Estimator for Diesel Engine Control Application. In: *SAE paper 2004-01-1371*, 2004

[87] Markus, Elmar ; Randoll, Helmut ; Knauer, Martin: Aktuelle Entwicklungen bei Motorsteuerungen. In: *ATZ elektronik* 1 (2006), S. 8–15

[88] May, Lutz: Revolution anstatt Evolution - Echtzeit-Messungen von Drehmomenten, Kräften und Verformungen. In: *antriebstechnik* 7 (2005), S. 24–25

[89] Mertens, H. ; Heubner, A.: Rechnerische Simulation des Betriebsverhaltens von Synchronriemengetrieben mit Spannelementen. In: *VDI-Berichte* Bd. 1416. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1998

[90] Mollenhauer, Klaus: *Handbuch Dieselmotoren*. 2. Auflage. Springer-Verlag, 2002

[91] Müller, Friedrich: *Experimentelle Analyse und Modellbildung des dynamischen Betriebsverhaltens von Zahnriemen-Steuertrieben*. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 444. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2000

[92] Müller, K.H ; Klette, G.-R. ; Müller, B. ; Murach, P.-J. ; Becker, J. ; Suleiman, B. ; Lieu, T. K.: Motordämpfung - Genauere Ermittlung der Eigendämpfung bei Drehschwingungen der Kurbelwelle in Kolbenmaschinen / FVV-Vorhaben Nr. 161. 1976. – Forschungsbericht

[93] Müller, N. ; Isermann, R.: Zylinderdruck-basiertes Motormanagement beim Ottomotor. In: *VDI-Berichte* Bd. 1672. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2002, S. 81–92

[94] Müller, Norbert ; Jost, Oliver ; Isermann, Rolf: Dieselmotorregelung mit Zylinderdruckmessung. In: *VDI-Berichte* Bd. 1547. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2000, S. 1185–1202

[95] Nakoinz, Matthias: *Identifizierung und Modellbildung von Kenngrößen des Ladungswechsels eines Sechszylinder-Dieselmotors*, TU Cottbus, IAV GmbH, Diplomarbeit, 2006

[96] Neumann, Stefan ; Leinweber, Uwe: Hochtemperaturfeste Sensoren auf Dünnfilmtechnik für Anwendungen an Verbrennungsmaschinen incl. modularem Elektronikkonzept zur Messdatenaufbereitung. In: *9. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“*. Graz, 2003

[97] Neunteufl, Klemens ; Unger, Eduard M. ; Bürgler, Ludwig ; Herzog, Peter L.: Closed Loop Combustion Control - a Prerequisite for Alternative Diesel Combustion? In: *Congrès Le diesel : aujourd'hui et demain*. Ecole centrale Lyon, 2004

[98] Nolte, H. ; Herrs, M. ; Weissgerber, T. ; Bayard, G. ; Peier, D.: Zündtransformatoren mit Verbrennungsdiagnose. In: *VDI-Berichte* Bd. 1931. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2006, S. 517–526

[99] Olsson, Jan-Ola ; Tunestål, Per ; Johansson, Bengt: Closed-Loop Control of an HCCI Engine. In: *SAE paper 2001-01-1031*, 2001

[100] Ortjohann, Timo ; Rebbert, Martin ; Maassen, Franz ; Robers, Mike: Kurbelwellensimulation. In: *MTZ* 67 (2006), S. 394–402

[101] Oster, W. ; Halecka, J. ; Tran, N.-T.: Zahnriemen / FVV-Vorhaben Nr. 230, 295 und 333. 1985. – Forschungsbericht

[102] Pischinger, F. ; Schulte, H. ; Jansen, J.: Grundlagen und Entwicklungslinien der Dieselmotorischen Brennverfahren. In: *VDI-Berichte* Bd. 714. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1988, S. 61–93

[103] Pischinger, Rudolf ; Klell, Manfred ; Sams, Theodor: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine - Der Fahrzeugantrieb*. 2. Auflage. Springer Verlag, 2002

[104] Plas, M.D. van d. ; Nieuwkoop, J.P.: *Analyse und Simulation der Antriebstrangkomponenten von Motorenprüfständen in Bezug auf ihren Einfluss auf das Drehschwingungsverhalten eines direkteinspritzenden Dieselmotors*, Hogeschool van Arnhem en Nijmegen, IAV GmbH, Diplomarbeit, 2003

[105] Raatz, Thorsten: *Untersuchungen zur homogenen Dieselverbrennung*, TU Braunschweig, Diss., 2003

[106] Ramond, A. ; Last, B. ; Goretti, S. ; Burrows, J.: Cylinder Pressure Sensor for Close loop Combustion Control of Diesel Engines. In: *2. Emission Control Konferenz*, 2004

[107] Reik, Wolfgang: Höherer Komfort und weniger Geräusch durch das Zweimassenschwungrad. In: *ATZ* 100 (1998), S. 896–900

[108] Reinicke-Murmann, Joachim: *Dynamische Beanspruchungsgrößen für Zahnriemenantriebe in 4-Takt-Verbrennungsmotoren*, RWTH Aachen, Diss., April 1992

[109] Resch, Thomas ; Knaus, Oliver ; Mlinar, Sepp ; Pogatsch, Georg: Verwendung von Mehrkörperdynamik zur Kurbelwellenauslegung in der Konzeptphase. In: *MTZ* 65 (2004), S. 896–903

[110] Rizzoni, Giorgio ; Connolly, Francis T.: Estimate of IC Engine Torque from Measurement of Crankshaft Angular Position. In: *SAE paper 932410*, 1993

[111] Röhling, Jörg: *Untersuchung und Simulation von Drehschwingungen im Steuertrieb eines Verbrennungsmotors*, Fachhochschule Braunschweig / Wolfenbüttel, IAV GmbH, Diplomarbeit, 2005

[112] Rombach, Pirmin: *Ein Sensor-Mikrosystem, zur berührungslosen Messung von Drehmomenten an rotierenden Wellen*. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 8 Nr. 526. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1995

[113] Schäflein, Jochen: *Beitrag zur Steuerung der Kompressionszündung in Ottomotoren*. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 Nr. 611. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2005

[114] Schernewski, R. ; Straky, H.: Innovative Meßtechnik und Signalverarbeitung zur zylinderindividuellen Ansteuerung eines Dieselmotors mit Common-Rail-Einspritzsystem. In: *VDI-Berichte* Bd. 1397. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1998, S. 47–55

[115] Schloss, H. P. ; Lucka, K. ; Köhne, H. ; Puschmann, H. ; Blechstein, A. ; Sommer, A.: Potenzial der Kalte Flammen-Technologie zur Darstellung der vorgemischten, homogenen Verbrennung in einem Dieselmotor. In: *22. Deutscher Flammentag*, 2005

[116] Schutzrecht DE 101 07 892 B4 (16. Februar 2001). Schmidt, Thorsten (Erfinder); IAV GmbH (Anmelder).

[117] Schneider, Andreas: *Fehlerfrüherkennung an Verbrennungsmotoren durch Analyse der Winkelgeschwindigkeit an der Kurbelwelle*, TU Braunschweig, Diss., 1992

[118] Schöttke, Gerhard ; Finger, Helmut ; Schwarz, Volker: Berechnung der dieselmotorischen Wärmefreisetzung. In: *MTZ* 64 (2003), S. 972–979

[119] Schuseil, Bolko ; Hahn, Klaus ; Stief, Hermann ; Pflug, Rainer ; Kern, Roman: Komponentenoptimierungen im Steuertrieb. In: *MTZ* 67 (2006), S. 870–877

[120] Sellnau, Mark C. ; Matekunas, Frederic A. ; Battiston, Paul A. ; Chang, Chen-Fang ; Lancaster, David R.: Cylinder-Pressure-Based Engine Control Using Pressure-Ratio-Management and Low-Cost Non-Intrusive Cylinder Pressure Sensors. In: *SAE paper 2000-01-0932*, 2000

[121] Steiger, Wolfgang ; Scholz, Ingo: Zukünftige Entwicklungen von Verbrennungsmotoren und Anforderungen an das Motormanagement. In: *VDI-Berichte* Bd. 1931. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2006, S. 17–26

[122] Torkzadeh, D. D. ; Rambow, Th. ; Kiencke, U.: Echtzeitberechnung des Brennverlaufes in Abhängigkeit der Einspritzung. In: *VDI-Berichte* Bd. 1672. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2002, S. 301–310

[123] Vibe, I. I.: *Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren*. VEB Verlag Technik Berlin, 1970

[124] Walters, S. D. ; Howlett, R. J.: Combustion Quality Monitoring Using Neural Network Analysis of Ignition Spark Voltage Vectors. In: *International journal of COMADEM* Bd. 5, 2002, S. 14–20

[125] Wiartalla, Andreas P.: *Untersuchung der Rußbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung*, RWTH Aachen, Diss., 1995

[126] Wichmann, Erich: Abschätzung positiver gesundheitlicher Auswirkungen durch Einsatz von Partikelfiltern bei Dieselfahrzeugen in Deutschland / Institut für Epidemiologie der GSF. Neuherberg, 2003. – Forschungsbericht

[127] Williams, Jerremy: An Overview of Misfiring Cylinder Engine Diagnostic Techniques Based on Crankshaft Angular Velocity Measurements. In: *SAE paper 960039*, 1996

[128] Wlodarczyk, M. T. ; Poorman, T. ; Xia, L. ; Arnold, J. ; Coleman, T.: In-Cylinder Fiber-Optic Pressure Sensors for Monitoring and Control of Diesel Engines. In: *SAE Future Transportation and Technology Conference*, 1998

[129] Wölfle, Frank ; Kaufhold, Thomas ; Hagemann, Klaus ; Maier, Siegfried: Simulationsprogramm zur Vorhersage der dynamischen Vorgänge in Nebenaggregate-Antrieben mit Keilrippenriemen. In: *MTZ* 64 (2003), S. 414–421

[130] Zeng, Pin ; Assanis, Dennis N.: Cylinder Pressure Reconstruction and its Application to Heat Transfer Analysis. In: *SAE paper 2004-01-0922*, 2004

[131] Zhang, Limei ; Cheng, Yong ; Wu, Bo ; Huang, Yiliang: Estimation of Cylinder Compression Using the Transient Rotational Speed of Flywheel. In: *SAE paper 950005*, 1995

[132] Zillmer, Michael: *Stickoxid- und Rußbildung bei dieselmotorischer Verbrennung*, TU Braunschweig, Diss., 1998

[133] Zöllner, S. ; Landsmann, G.: Brennraumdruckgeführtes Motormanagement beim Ottomotor - Funktionen und Potentiale. In: *VDI-Berichte* Bd. 1672. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2002, S. 71–80

[134] Zürbes, Arno: *Ein Verfahren zur Berechnung der gekoppelten Biege- und Torsionsschwingungen von Kurbelwellen*. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 11 Nr. 170. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1992