

Entwicklung einer Funktionsstruktur für die zylinderdruckbasierte Regelung der teilhomogenen Dieselerbrennung

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

Sebastian Seewaldt

aus Offenbach am Main

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. M. Bargende

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. W. Thiemann

Tag der mündlichen Prüfung: 25.02.2013

Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart

2013



Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart unter der Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Bargende.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Bargende für die Möglichkeit zur Durchführung dieser Arbeit, die Unterstützung sowie die Übernahme des Hauptreferates. Herrn Prof. Dr.-Ing. W. Thiemann danke ich für die Übernahme des Koreferates.

Ein herzlicher Dank gebührt Hans-Jürgen Berner für die hervorragende Betreuung und Patrick Rebecchi für die gemeinsame Zeit und sehr gute Zusammenarbeit.

Sebastian Seewaldt

Stuttgart, im Februar 2013



Inhaltsverzeichnis

Vorwort	3
Abkürzungsverzeichnis	9
Kurzfassung	11
Abstract	13
1 Einleitung und Motivation	15
2 Stand der Technik	17
2.1 Teilhomogene Dieselerbrennung	17
2.2 Serientaugliche Brennraumdrucksensoren	18
2.3 Seriensteuergeräte ohne Verbrennungsregelung	20
2.4 Verbrennungsregelung	22
2.4.1 Zylinderdruckgeführte Regelung beim Dieselmotor	22
2.4.2 Seriensteuergeräte mit Verbrennungsregelung	30
2.4.3 Zylinderdruckgeführte Regelung beim Ottomotor	31
2.4.4 Verbrennungsregelung ohne Zylinderdrucksensoren	34
3 Versuchsaufbau	39
3.1 Der Motor	39
3.1.1 Sensorik	40
3.1.2 Lambdasonde im Ansaugsystem	40
3.1.3 Aktorik	44
3.1.4 Erweiterte AGR-Führung	44
3.2 Das Forschungssteuergerät AFT PROtronic	46
3.2.1 Toolkette	46
3.2.2 Software	46
3.2.3 Inbetriebnahme	48
3.3 Echtzeitindiziersystem	50
3.3.1 Berechnung Thermodynamischer Größen	50
3.3.2 Kommunikation	51



3.4	Motorprüfstand	51
3.4.1	Messtechnik	52
3.4.2	Automatisierungssystem	53
4	Entwicklung der Regelstrategie	55
4.1	Grundlagen	55
4.1.1	Problemstellung	55
4.1.2	Lösungsansatz	56
4.2	Analyse der teilhomogenen Verbrennung	56
4.2.1	Grenzen der teilhomogenen Verbrennung	57
4.2.2	Sensitivitätsanalyse	57
4.2.3	Definition des Zielbetriebspunkts	58
4.3	Auswahl der Zielgrößen	60
4.3.1	Zielgröße der Lastregelung	61
4.3.2	Zielgröße der Motorschutzregelung	61
4.3.3	Zielgröße der Emissionsregelung	62
4.4	Auswahl der Stellgrößen	63
4.4.1	Stellgröße der Lastregelung	65
4.4.2	Stellgröße der Motorschutzregelung	65
4.4.3	Stellgröße der Qualitätsregelung	67
4.5	Die gewählte Regelstrategie	68
4.6	Betrachtung des Instationärverhaltens	68
4.7	Betriebsartumschaltung	70
4.7.1	Diffusive Dieselerverbrennung	70
4.7.2	Betrachtung des Umschaltbereiches	71
4.7.3	Grundsätzlicher Ablauf	72
5	Umsetzung der Funktionsstruktur	75
5.1	Raildruckregelung	75
5.1.1	Grundstruktur Raildruckregelung	75
5.1.2	Raildruckregelung im Detail	76
5.2	Lastregelung	77
5.2.1	Grundgerüst der Lastregelung	77
5.2.2	Vorsteuerung der Lastregelung	78
5.2.3	Lastregelung im Detail	78
5.3	Qualitätsregelung	80
5.3.1	Grundstruktur Qualitätsregelung	81
5.3.2	Qualitätsregelung im Detail	81
5.4	Motorschutzregelung	82
5.4.1	Grundgerüst der Motorschutzregelung	82
5.4.2	Vorsteuerung der Motorschutzregelung	83



5.4.3	Dynamische Vorsteuerwertanpassung	83
5.4.4	Motorschutzregelung im Detail	86
5.4.5	Stellgrößenbegrenzung	86
5.4.6	Dynamische Istwertbegrenzung	88
5.4.7	Brennbeginnbegrenzung mit inversem Regler	88
5.5	Betriebsartumschaltung	91
5.5.1	Umschaltung teilhomogen zu diffusiv	91
5.5.2	Umschaltung diffusiv zu teilhomogen	93
5.5.3	Reglerverhalten während der Umschaltung	95
5.5.4	Betriebsartstatusbestimmung des Luftpfades	96
5.5.5	Betriebsartstatusbestimmung des Kraftstoffpfades	96
5.5.6	Statusbestimmung des Raildrucks	98
5.5.7	Raildruckkorrektur während der Umschaltung	99
5.5.8	Einspritzwinkelkorrektur während der Umschaltung	104
6	Ergebnisse	107
6.1	Lastregelung	107
6.2	Qualitätsregelung	108
6.3	Motorschutzregelung	109
6.3.1	Dynamische Vorsteuerwertanpassung	111
6.3.2	Brennbeginnbegrenzung mit inversem Regler	112
6.4	Betriebsartumschaltung	113
6.4.1	Abgasdruckanpassung	114
6.4.2	Raildruckkorrektur	114
6.4.3	Einspritzwinkelkorrektur	116
6.4.4	Betriebsartumschaltung teilhomogen zu diffusiv	117
6.4.5	Betriebsartumschaltung diffusiv zu teilhomogen	118
6.4.6	Gesamter NEFZ mit Betriebsartumschaltung	118
6.5	Verwendete Sensorik	119
7	Schlussbetrachtung und Ausblick	123
	Abbildungsverzeichnis	123
	Literaturverzeichnis	127

Abkürzungsverzeichnis

Symbol	Bedeutung
AGR	Abgasrückführung
ASAP	Schnittstelle zur Bedatung von Motorsteuergeräten
ASP	Arbeitsspiel
bar	bar, Einheit des Drucks
BAU	Betriebsartumschaltung
BB	Brennbeginn
bit	binary digit, Einheit der Datenmenge
CAI	controlled auto-ignition, kontrollierte Selbstzündung
CAN	controller area network, Bussystem zur Datenübertragung in Kraftfahrzeugen
cm ³	Kubikzentimeter, Einheit des Volumens
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
dp _{max}	maximaler Druckanstieg im Zylinder
EB	Einspritzbeginn
EKAS	Einlasskanalabschaltung
FPGA	field programmable gate array, Integrierter Schaltkreis für logische Schaltungen
HC	Kohlenwasserstoffe
HCCI	homogeneous charge compression ignition, homogene Selbstzündung
HE	Haupteinspritzung
l	Liter, Einheit des Volumens
LIN	local interconnect network, Standard für serielle Datenübertragung
LOLIMOT	local linear model tree, spezielle Form eines neuronalen Netzwerks
m%	Massenprozent
MHz	Megahertz, Einheit der Frequenz



min	Minute, Einheit der Zeit
mm	Millimeter, Einheit der Länge
ms	Millisekunde, Einheit der Zeit
n	Motordrehzahl
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
Nm	Newtonmeter, Einheit des Drehmoments
NO _x	Stickoxide
μs	Mikrosekunde, Einheit der Zeit
kW	Kilowatt, Einheit der Leistung
KW	Kurbelwelle, Kurbelwinkel
KWnOT	Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt
KWvOT	Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt
O ₂	Sauerstoff
OT	oberer Totpunkt
p _{2SR}	Druck im Saugrohr
p ₃	Druck im Abgas vor Turbine
PID	Proportional-, Integral-, Differential-
pHCCI	partial homogeneous charge compression ignition, teilhomogene Selbstzündung
p _{max}	Spitzendruck im Zylinder
p _{me}	effektiver Mitteldruck
p _{mi}	indizierter Mitteldruck
PWG	Pedalwertgeber
RS232	Standard für serielle Datenübertragung
s	Sekunde, Einheit der Zeit
THC	thermische Kohlenwasserstoffe, Messgröße der Abgasmessung
VE	Voreinspritzung
Vol%	Volumenprozent
Vorst	Vorsteuerung
VTG	variable Turbinengeometrie
ZOT	Zünd-oberer Totpunkt
Zyl	Zylinder

Kurzfassung

Inhalt dieser Arbeit ist die Vorstellung einer Funktionsstruktur zur zylinderdruckgeführten Regelung der teilhomogenen Dieselerbrennung einschließlich der Umschaltung in den Motorbetrieb mit diffusiver Verbrennung. Die Umsetzung erfolgt mit Hilfe eines Forschungssteuergerätes der Firma AFT auf dem Motorenprüfstand an einem serienmäßigen Dieselmotor der Firma Daimler, der mit einem Druckaufnehmer pro Zylinder ausgerüstet ist.

Zu Beginn werden die wirkenden Mechanismen der teilhomogenen Verbrennung grundlegend untersucht. Eine ausführlichere Beschreibung davon findet sich in [1]. Auf dieser Basis wird ein Zielbereich der Verbrennung definiert, der die Anforderungen bezüglich Geräusch, Verbrauch und Emissionen erfüllt. Dazu dient einerseits eine Druckgradientenregelung, die neben der Sicherstellung des Motorschutzes auch zur Festlegung der Lage im Zielkonflikt der Emissionen verwendet wird. Andererseits wird die für den gewählten Sollwert des maximalen Druckgradienten größtmögliche Abgasrückführrate (AGR-Rate) zurückgeführt. Damit ergibt sich ein Brennbeginn im Bereich des oberen Totpunktes. Bei höherer Last muss wegen Luftmangels die AGR-Rate reduziert werden. Ein Grenzwert für das Luftverhältnis im Abgas verhindert hier starke Rußentwicklung. Der Brennbeginn verschiebt sich zunehmend in die Expansionsphase.

Um die Verbrennung auch im transienten Motorbetrieb und unter den dort auftretenden Verzögerungen der Luftstrecke zielgrößenoptimal sicherzustellen, wird im Falle zu hoher Konzentration von Sauerstoff (O_2 -Konzentration) im Saugrohr der maximale Druckanstieg begrenzt und der Brennbeginn verschoben. Im Falle zu geringer O_2 -Konzentration wird der Brennbeginn am oberen Totpunkt gehalten und ein geringerer Druckanstieg toleriert. Zu frühe Einspritzbeginne, die zu einer Kraftstoffeinbringung außerhalb der Kolbenmulde führen würden, werden nicht zugelassen. In diesem Fall werden ebenfalls geringere Werte des Druckanstiegs toleriert.

Zur Umsetzung dieser Strategie dienen drei weitestgehend entkoppelte Regelkreise. Die Last wird über die Ansteuerdauer der Injektoren zylinderindividuell eingeregelt. Der indizierte Mitteldruck dient dabei als Führungsgröße. Der Sollwert des indizierten Mitteldrucks wird in sämtlichen Kennfeldern innerhalb der Funktionsstruktur als Lastgröße genutzt.



Der Motorschutz wird über einen Regler mit dem maximalen Druckanstieg im Zylinder als Führungsgröße sichergestellt, dabei dient die Lage des Einspritzbeginns als Stellgröße. Zur Verbesserung des Führungsverhaltens wird der Vorsteuerwert abhängig von der Regelabweichung der luftpfadseitigen Qualitätsregelung dynamisch angepasst. Die Qualitätsregelung nutzt das AGR-Ventil als Steller. Die O_2 -Konzentration im Saugrohr wird mit einer dort zusätzlich verbauten Lambdasonde erfasst und dient als Führungsgröße.

Motorschutz und Qualitätsregelung sorgen zusammen für die Einhaltung des definierten Zielbereiches. Dazu werden nur die Signale der Zylinderdrucksensoren und der Lambdasonde im Saugrohr genutzt. Weitere Sensorik zur Bestimmung der Emissionen und des Wirkungsgrades ist nicht nötig.

Zum Betrieb des Motors mit höheren Lasten wird eine Betriebsartumschaltung hin zu diffusiver Verbrennung durchgeführt. Überschreitet der indizierte Mitteldruck einen Schwellwert wird hierbei zunächst das AGR-Ventil umgeschaltet. Nach Erreichen einer definierten O_2 -Konzentration im Saugrohr folgt der Einspritzpfad. Die diffusive Verbrennung wird durch die Zuschaltung von zwei Voreinspritzungen erreicht. Die nötige Raildruckanpassung findet wegen der höheren Robustheit während der Mehrfacheinspritzung statt. Weitere Korrekturfunktionen stellen eine geräuschneutrale Umschaltung mit monoton stetigem Verlauf des indizierten Mitteldrucks sicher. Mit Hilfe der Verbrennungsregelung und der Betriebsartumschaltung wird ein vollständiger europäischer Fahrzyklus (NEFZ) auf dem Motorenprüfstand nachgefahren.

Abstract

This thesis describes the investigation of a structure for close-loop control of a partly homogeneous diesel combustion including a combustion mode switch to diffusive combustion. A rapid-prototyping ECU from AFT was used in conjunction with a Daimler V6-Diesel engine, along with one in-cylinder pressure sensor for each cylinder, to develop the algorithms at a dynamic test stand. On the basis of thorough combustion analysis, which is described in detail in [1], a target area for the combustion is defined. There all requirements concerning noise, fuel consumption, and emissions are met. This is achieved by controlling the maximum rate of pressure rise. This method not only assures engine protection, but is also used to determine the position in the trade off between NO_x - and CO-/HC-emissions.

To achieve the pressure rise rate desired, maximum EGR rate is used. This results in a start of combustion at around TDC. At higher loads, the EGR rate has to be reduced due to lack of cylinder filling. A limit for exhaust lambda prevents excessive soot emissions. The start of burn is moved into the expansion phase. To assure a combustion which is optimal concerning the target values the maximum pressure rise is limited in case of too high oxygen concentration. If so, the start of burn is moved. This is also done in transient engine operation to account for air path system answer delays.

In running conditions of too low oxygen concentration the start of burn is held at TDC and a lower pressure rise is accepted. A too early start of injection would lead to a fuel transfer outside of the piston bowl, and is thereby prohibited. For this case lower values of the pressure rise are tolerated. To implement the strategy, three mostly independent close-loop circuits are used. Engine load is controlled individually for each cylinder by injection duration. The indicated mean effective pressure is used as a command variable. Its set point is used in all maps of the structure as load variable. Engine protection is achieved by a close-loop control of the in-cylinder pressure rise. The injection angle is the actuating variable.

In order to account for EGR delays additional corrections have to be made. Deviation in air quality control is used to adjust the start of injection improving pressure rise control and accuracy.

To control the quality of combustion the EGR valve is used as an actuator. The oxygen concentration in the inlet manifold is measured by an additional lambda sensor and is



used as a command variable. Engine protection and quality controls together assure a combustion within the target area. Therefore only the signals of the in-cylinder pressure sensors and the lambda sensor in the intake manifold are used. Additional sensors to measure emissions or efficiency are not needed.

For engine operation at higher loads a mode switch to diffusive diesel combustion is engaged. After crossing an IMEP threshold the EGR valve is switched over. After reaching a defined oxygen concentration the fuel path switch is activated. Diffusive combustion is achieved by adding two pilot-injections. The rail pressure is adapted during the multiple injection phase because of the highly robust combustion. Additional correction functions were developed, to assure constant IMEP gradient and neutral noise characteristics. With the close-loop combustion control and the combustion mode switch a complete new European driving cycle could be carried out at the engine test stand.

1 Einleitung und Motivation

Die heutige Entwicklung von Fahrzeug-Dieselmotoren wird getrieben von Anforderungen nach Emissionsreduzierung durch die Gesetzgebung, Geräusch- und Verbrauchsreduzierung durch die Kunden und Kostenreduzierung durch den Wettbewerb. Insbesondere die stetig verschärften Schadstoff-Grenzwerte stellen dabei eine große Herausforderung dar und machen die Weiterentwicklung der Brennverfahren, sowie die exaktere Überwachung sämtlicher Systeme über die gesamte Lebensdauer des Motors notwendig.

Der bei der konventionellen Diffusionsverbrennung bestehende Zielkonflikt bei der Minimierung der limitierten Schadstoffe Ruß und NO_x lässt sich durch eine stärkere Homogenisierung des Gemisches vor der Verbrennung auflösen. Durch eine frühe Einspritzung ohne Voreinspritzung entsteht ein großer Zündverzug und damit Zeit für die Durchmischung der Zylinderladung. Durch die damit verbundene Reduzierung der Zonen mit lokal hohem Kraftstoff-Luftgemisch sinken die Ruß-Emissionen. Damit es beim Einsetzen der Verbrennung nicht zu hohen Druckgradienten im Zylinder kommt, muss der Inertgasanteil aus Gründen des Bauteilschutzes durch hohe Abgasrückführaten vergrößert werden. Auf Grund der höheren spezifischen Wärmekapazität des rückgeführten Abgases sinken damit auch die Temperaturen im Brennraum, woraus eine verringerte Stickoxidbildung folgt.

Mit steigender Homogenisierung hängen Beginn und Verlauf der Verbrennung zunehmend von den Bedingungen im Brennraum ab. Dadurch sinkt die Robustheit der Verbrennung gegenüber Störgrößen; die Steuerbarkeit über den Einspritzbeginn nimmt ab. Um dennoch eine stabile und wirkungsgradoptimale Verbrennung unter allen Betriebsbedingungen und über die gesamte Motorlebensdauer sicherzustellen, ist ein Regelkreis nötig, der über thermodynamische Brennraumgrößen geschlossen wird. Dies wird durch die Entwicklung von Brennraumdrucksensoren, die in die Glühkerze integriert sind [2] [3], auch im Serieneinsatz möglich.

Durch die so mögliche Brennraumdruckindizierung ergeben sich diverse neue Möglichkeiten für die Steuerung und Regelung von Dieselmotoren. Dazu gehören die Erkennung der aktuellen Last, von Aussetzern und der Kraftstoffqualität. Motoralterung, wechselnde Umgebungsbedingungen und Bauteiltoleranzen, insbesondere der Injektoren, lassen sich durch geschlossene Regelkreise kompensieren.



Ziel dieser Arbeit ist die Nutzung von geschlossenen Regelkreisen zur Realisierung einer teilhomogenen Verbrennung in einem weitestgehend serienmäßigen Dieselmotor. Die Regelung soll eine stabile Verbrennung in einem möglichst weiten Betriebsbereich ermöglichen. Der gewählte Betriebspunkt soll, auch im transienten Betrieb, nah an einem – aus der Betrachtung aller relevanten Zielgrößen zu definierenden – Optimum gehalten werden. Damit weiterhin der gesamte Betriebsbereich nutzbar bleibt, soll zudem eine Strategie zum Wechsel der Betriebsart hin zur Diffusionsverbrennung entwickelt werden. Nur wenn diese Umschaltung gelingt, kann die teilhomogene Verbrennung im Serienmotor eingesetzt werden.

2 Stand der Technik

Nach jahrzehntelanger Weiterentwicklung von Motorsteuerungen ist heute ein Punkt erreicht, an dem nennenswerte Verbesserungen durch die Einführung neuer Brennverfahren und die Beherrschbarkeit der zunehmenden Variabilitäten nur noch über neue Steuergerätestrukturen möglich sind. Die ursprünglich rein steuernden Strukturen sind bereits schrittweise um Regelungen von Teilsystemen erweitert worden; beginnend mit der Lambdaregelung bei Ottomotoren seit Mitte der 1980er Jahre, über die Luftpfadregelung von AGR-Ventilposition und VTG-Leitschaufelstellung bei Dieselmotoren seit Mitte der 1990er Jahre bis hin zur modellbasierten Regelung der Temperaturen im Abgasstrang während der Regeneration des Dieselpartikelfilters heutzutage.

Ein logischer nächster Schritt ist der Übergang zu neuen Steuergerätestrukturen mit gesamtheitlichen Regelungsansätzen, die auf den Möglichkeiten basieren, die sich durch die Nutzung neuer Sensoren – insbesondere Zylinderdrucksensoren – ergeben. In diesem Kapitel wird ein Überblick über bisherige Arbeiten auf diesem Gebiet gegeben. Zu Beginn wird die teilhomogene Dieselerverbrennung vorgestellt, deren Regelung Ziel dieser Arbeit ist.

2.1 Teilhomogene Dieselerverbrennung

Ziel teilhomogener Brennverfahren (pHCCI) ist es, den beim herkömmlichen, vorge-mischten Dieselerbrennverfahren bestehenden Zielkonflikt bezüglich der Minimierung der limitierten Schadstoffe Ruß und NO_x aufzulösen. Dieser stellt bei der Einhaltung neuer Grenzwerte eine große Hürde dar und führt zu steigenden Kosten für zusätzliche Abgasnachbehandlungssysteme.

Um die Entstehung von Ruß und NO_x bereits im Zylinder zu limitieren, wird bei teilhomogenen Brennverfahren ein stark vorgemischter Zustand der Ladung vor dem Verbrennungsbeginn angestrebt. Dank der damit verbundenen vollständigen Verdampfung und der besseren Verteilung des Kraftstoffes im Brennraum, lassen sich damit Inhomogenitäten reduzieren, die hauptsächlich für die Entstehung von Rußpartikeln während der Verbrennung verantwortlich sind. Durch eine höhere AGR-Rate und damit einen hohen Inertgasanteil lässt sich eine Absenkung der Brennraumtemperatur

erreichen. Diese führt zu niedrigeren Druckgradienten im Zylinder und einer geringeren Bildung von Stickoxiden. Dementsprechend muss von einer vorgemischten Niedrigtemperaturverbrennung gesprochen werden. In der Literatur hat sich dafür jedoch der Begriff teilhomogene Verbrennung etabliert. Dieser wird auch in dieser Arbeit verwendet.

Zur genaueren Untersuchung der vorgemischten Niedrigtemperaturverbrennung sei an dieser Stelle insbesondere auf die Arbeit von Rebecchi [1] verwiesen, die dort beschriebenen Verbrennungsuntersuchungen stellen die Grundlage dieser Arbeit dar.

Mit steigender Homogenisierung steigt der Einfluss des Brennraumzustandes auf die Verbrennung, die Beeinflussbarkeit durch die Größen des Einspritzpfades sinkt. Im Falle vollständiger Homogenisierung besteht kein Zusammenhang zwischen Einspritzbeginn und Brennbeginn mehr [4]. Dies erfordert die Verwendung von Brennraumdrucksensoren zur Überwachung und Regelung dieser Brennverfahren, da mit den herkömmlichen Strukturen in diesem Fall kein robuster Motorbetrieb möglich ist. Die Einführung von Zylinderdrucksensoren in der Serie ist somit eine Notwendigkeit zur Nutzung teilhomogener Brennverfahren.

2.2 Serientaugliche Brennraumdrucksensoren

Der Druck im Brennraum ist die zentrale Messgröße für den Motorentwickler. Mit ihr lässt sich durch die Berechnung von indiziertem Mitteldruck und Heizverlauf sehr gut auf den Ablauf der Verbrennung schließen. In der Motorentwicklung kommen dazu wassergekühlte piezoelektrische Sensoren zum Einsatz. Bei dieser Bauart wirkt der Brennraumdruck durch Deformation einer Membran auf Piezokristalle. Durch deren Verformung entsteht eine zum Zylinderdruck proportionale elektrische Ladung, die in externer Hardware verstärkt und in ein Spannungssignal umgewandelt wird [5]. Sensorik und Messverstärker sind empfindlich gegenüber Umgebungsbedingungen sowie kostenintensiv und schließen einen Serieneinsatz aus.

Alternative Messprinzipien wurden bereits in den 1980er und 90er Jahren untersucht, um serientaugliche Brennraumdrucksensoren zu entwickeln. Eine weitere Anforderung dabei war eine Bauart, bei der der Sensor keinen zusätzlichen Zugang zum Brennraum erfordert. Ansätze mit einem in Form einer großen Unterlegscheibe zwischen Zylinderkopf und Zündkerze gestalteten Drucksensor [6] [7] oder einem Messprinzip, das die zylinderdruckabhängigen Verformungen des Zylinderkopfes im Zündkerzenschaft misst [8], lieferten erste Erkenntnisse zur Nutzung der Brennraumdrucksignale im Steuergerät, wurden im Serieneinsatz jedoch nicht realisiert.

Erst mit dem in [2] und [9] vorgestellten – in die Glühkerze integrierten – Brennraum-

drucksensor der Firma Beru AG gelang der Durchbruch serientauglicher Zylinderdrucksensoren. Treiber für die Einführung waren die stark gestiegenen Anforderungen an Emissionsreduktion und Diagnose insbesondere durch den US-amerikanischen Gesetzgeber. Bei der Pressure Sensor Glowplug¹ (PSG) ist der Heizstab der Glühkerze nicht mehr fest mit dem Glühkerzenkörper verbunden. Durch die elastische Lagerung kann er als beweglicher Überträger für den Brennraumdruck in den oberen Teil der Glühkerze verwendet werden. Dort befindet sich eine Edelstahlmembran auf der Silizium-Dehnmessstreifen aufgebracht sind. Durch die Verschaltung nach dem Prinzip der Wheatstoneschen Brücke liefern diese abhängig von der Verformung der Membran ein Spannungssignal. Dieses Signal wird durch eine ebenfalls in der Glühkerze integrierte Auswerteelektronik aufbereitet. Dabei findet unter anderem eine Kompensation der Membrantemperatur statt. Der gesamte Sensor ist bezüglich Bauraum, Stecker Ausführung und Glühfunktion so ausgeführt, dass er ohne Anpassungen anstelle einer herkömmlichen Glühkerze eingesetzt werden kann, siehe Abbildung 2.1. Durch die Verwendung des im Motorenbereich bereits etablierten piezoresistiven Messprinzips hält der Sensor den rauen Bedingungen im Serieneinsatz stand.

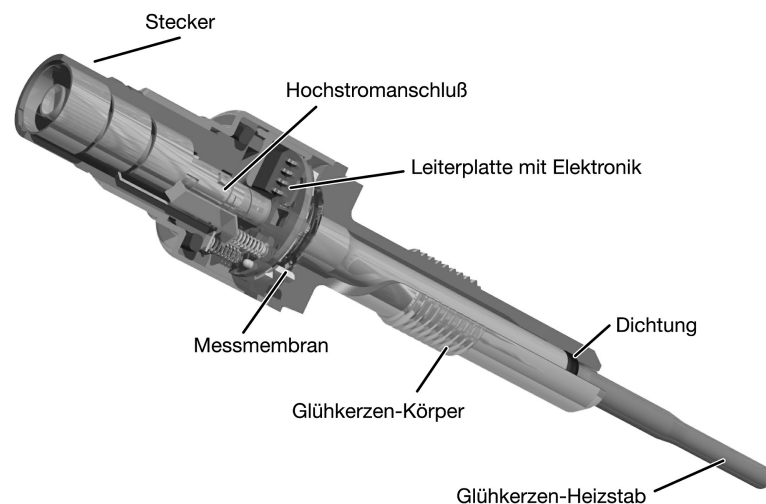


Abbildung 2.1: *Drucksensor-Glühkerze nach [2]*

In [3] wird ein serientauglicher Zylinderdrucksensor der Firma Continental vorgestellt. Dieser ist nicht in die Glühkerze integriert sondern separat ausgeführt. Dadurch werden Störungen durch die elektrische Ansteuerung beim Glühen vermieden. Der Sensor ragt in den Brennraum; der dort herrschende Druck wirkt auf eine Metallmembran. Die sich daraus ergebende Verformung wird über einen mit der Membran verbundenen Transmitter, dessen Steifigkeit die mechanische Empfindlichkeit des Sensors bestimmt, auf eine piezoelektrische Keramik weitergeben, siehe Abbildung 2.2.

¹engl: Drucksensor Glühkerze

Im Vergleich zu einer piezoresistiven Messung wird bei diesem Messprinzip ein besseres Signal-Rauschverhältnis erreicht. Die durch die Wahl des piezoelektrischen Verfahrens notwendige Nulllinienfindung erfolgt, wie auch weitere Signalaufbereitungsalgorithmen, in einer im Sensor integrierten Auswerteelektronik. Messungen mit einem Referenzsensor zeigen eine Bandbreite des Sensors von 30 kHz, die ihn für eine Klopfkennung qualifizieren.

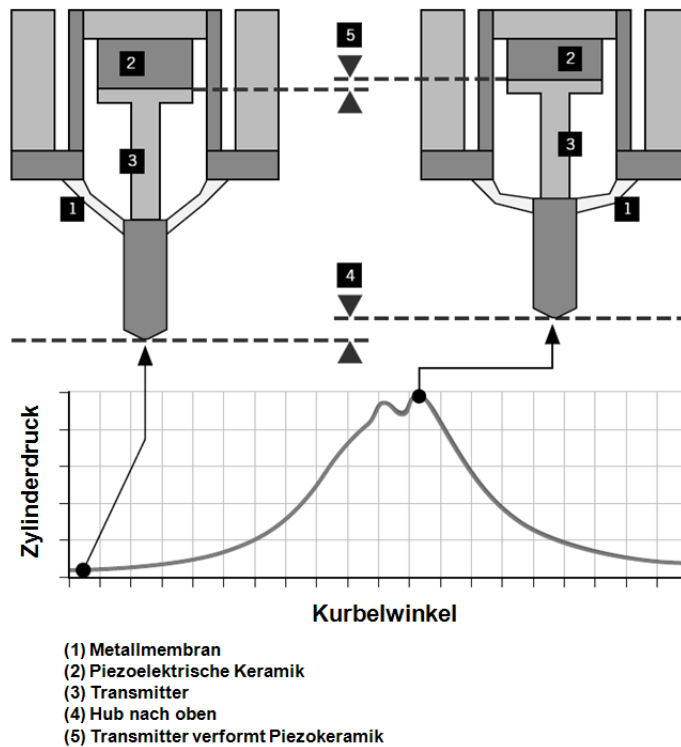


Abbildung 2.2: Brennräumdrucksensor nach [3]

Diese serientauglichen Brennräumdrucksensoren ermöglichen eine völlig neue Steuergerätestruktur, welche die Informationen über den Verbrennungsverlauf nutzt, um Abweichungen durch Umgebungsbedingungen, Bauteiltoleranzen oder Alterung mit Hilfe geschlossener Regelkreise zu kompensieren.

2.3 Seriensteuergeräte ohne Verbrennungsregelung

Mit der Einführung der ersten Schadstoffgrenzwerte wurde die Ablösung rein mechanischer Systeme zur Regelung der Einspritzung im Dieselmotor eingeleitet. 1986 wurde die elektrisch geregelte Axialkolben-Verteilereinspritzpumpe vorgestellt. Nach der Umstellung von Vorkammer- auf Direkteinspritzung in den 1990er Jahren sind heutzutage alle Serien-Pkw-Dieselmotoren mit einem Common-Rail-Einspritzsystem ausgestattet [10]. Neben der Einspritzmenge und dem Einspritzzeitpunkt von bis zu sie-

ben Einspritzungen pro Zylinder und Arbeitsspiel sowie dem Raildruck, sind moderne Dieselmotoren mit weiteren Stellgliedern im Luftpfad ausgestattet. Im Falle des in dieser Arbeit verwendeten OM 642 der Firma Daimler sind dies insbesondere AGR-Ventil, Drosselklappe, Einlasskanalabschaltungsklappe und Turboladerleitschaufelverstellung [11]. In der Zukunft ist eine Einführung weiterer Variabilitäten, wie zum Beispiel von Nockenwellen-Phasenstellern, zu erwarten.

Auf Basis der über 20 Sensorsignale – insbesondere Drücke und Temperaturen im Luftpfad und der Betriebsstoffe, aber auch Luftmasse, Sauerstoffpartialdruck, Fahrpedalstellung und Drehzahlen – muss im Steuergerät eine Funktionalität abgebildet werden, die es erlaubt, zu jeder Zeit die passende Kombination an Aktuatorstellwerten zu ermitteln. Dabei wird eine Vielzahl von Regelungen eingesetzt. So werden die Luftpfadsteller gemeinsam auf einen Ladedruck und ein Luftverhältnis im Abgas geregelt [10]. Die eingespritzte Kraftstoffmasse wird jedoch abhängig vom Betriebspunkt und weiteren Motorparametern gesteuert. Geschlossene Regelkreise finden sich nur in Adaptionfunktionen, die mittel- und langfristige Korrekturwerte bestimmen. So werden zum Beispiel im Stationärbetrieb über die Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle Kraftstoffgleichverteilungen über die Zylinder erkannt und korrigiert. Durch das Fehlen arbeitsspielgenauer Verbrennungsüberwachung finden viele Korrekturfunktionen Verwendung, um eine genaue Kraftstoffdosierung sicherzustellen. Modelle zur Beschreibung der im Hochdruckteil der Kraftstoffleitung laufenden Druckwellen ermöglichen eine genauere Dosierung auch kleinster Mengen. Bei der Bestimmung der Ansteuerdauer werden Kraftstofftemperatur und Batteriespannung berücksichtigt.

Im Gegensatz zu früheren Strukturen, in denen der Fahrerwunsch direkt die Lastgröße darstellte, die lediglich noch korrigiert wurde, wird heute durch den Einsatz einer momentenbasierten Struktur aus Fahrerwunsch, Zustand der Nebenaggregate und eventuellen motorinternen Grenzen (Ruß, Drehzahl) ein Sollmoment bestimmt, das den gewünschten Lastpunkt definiert [10].

Die heutigen Systeme haben damit einen sehr hohen Komplexitätsgrad erreicht, der nicht zuletzt darauf zurückzuführen ist, dass die Hauptzielgrößen Motorlast bzw. -belastung und Emissionen nicht direkt gemessen werden können. Damit sind umfangreiche Modellstrukturen nötig, die den Einfluss aller relevanten Parameter auf diese Zielgrößen abbilden. Verschiedene Betriebsmodi während des Warmlaufs oder der Regeneration von Abgasnachbehandlungssystemen vervielfachen dabei den nötigen Aufwand.

Mit der Einführung serientauglicher Brennraumdrucksensoren steht nun eine Messgröße zur Verfügung, mit der eine gesamtheitliche Verbrennungsüberwachung und -regelung möglich wird. Diese ist als Erweiterung bestehender, oder als Basis für völlig neue Strukturen denkbar.

2.4 Verbrennungsregelung

Verbrennungsregelung bedeutet eine arbeitsspielaufgelöste Korrektur von Beginn, Form und Dauer des Brennstoffumsatzes auf Basis eines Abgleichs zwischen Soll- und Istwerten definierter Zielgrößen. In der Frühphase der Verbrennungsregelung bestanden durch die geringe verfügbare Rechenleistung Probleme bei der Darstellung eines echtzeitfähigen Systems inklusive Zylinderdruckauswertung. Erste Ansätze waren eine zylinderdruckbasierte Überwachung der Motorsteuerung ohne eigenen Eingriff auf die Stellgrößen [12]. Mit der heute verfügbaren Hardware steht genügend Rechenkapazität für einen Serieneinsatz einer Verbrennungsregelung zur Verfügung. Beschleunigt durch die Entwicklung großserientauglicher Brennraumdrucksensoren wurde in den letzten Jahren die Eignung von druckgeführten Regelungen zur Verbesserung der Schadstoffemissionen untersucht. Ein weiterer großer Bereich betrifft die Koordination der immer weiter steigenden Variabilitäten im Motor, wie sie z.B. variable Steuerzeiten oder mehrstufige Aufladung darstellen, deren gesamtes Potential mit gesteuerten, kennfeldbasierten Strukturen kaum noch erschlossen werden kann.

2.4.1 Zylinderdruckgeführte Regelung beim Dieselmotor

Die zylinderdruckgeführte Regelung wird beim Dieselmotor in den meisten Fällen zusammen mit teilhomogenen Brennverfahren angewendet. Einerseits sind diese wegen ihrer geringen Robustheit auf eine geschlossene Regelstrecke angewiesen, andererseits ist durch die Verwendung von meistens nur einer Einspritzung die Zahl der Einflussgrößen überschaubarer. Bei der Regelung von diffusiver Verbrennung mit Mehrfacheinspritzung besteht die Herausforderung insbesondere darin, aus den Messgrößen Merkmale abzuleiten, die den Einfluss der Ansteuerparameter der einzelnen Teileinspritzungen auf die Zielgrößen abbilden.

In [13] wird dies für den Betriebsbereich von mittleren bis hohen Lasten über zwei unabhängige Strukturen gelöst. Die erste regelt die Voreinspritzung. Mit den Stellgrößen Menge und Beginn werden die umgesetzte Brennstoffmasse bis zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung und der Brennbeginn der Voreinspritzung geregelt. Als Brennbeginn wird dazu der Punkt definiert, bei dem 50 % der bis zum Beginn der Haupteinspritzung umgesetzten Kraftstoffmasse verbrannt sind. Dazu muss jedoch eine Umsetzung der Voreinspritzung vor Beginn der Haupteinspritzung sichergestellt werden. Abbildung 2.3 zeigt die Definition der Voreinspritzungsumsatzpunkte.

Zur Regelung der Hauptverbrennung dient der Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung, mit dem die Verbrennungsschwerpunktlage eingestellt wird und der Raildruck, mit dessen Hilfe die maximale Umsatzrate eingeregelt wird. Abbildung 2.4 zeigt die Regelstruktur mit jeweils einem Entkopplungsglied innerhalb der Unterstrukturen.

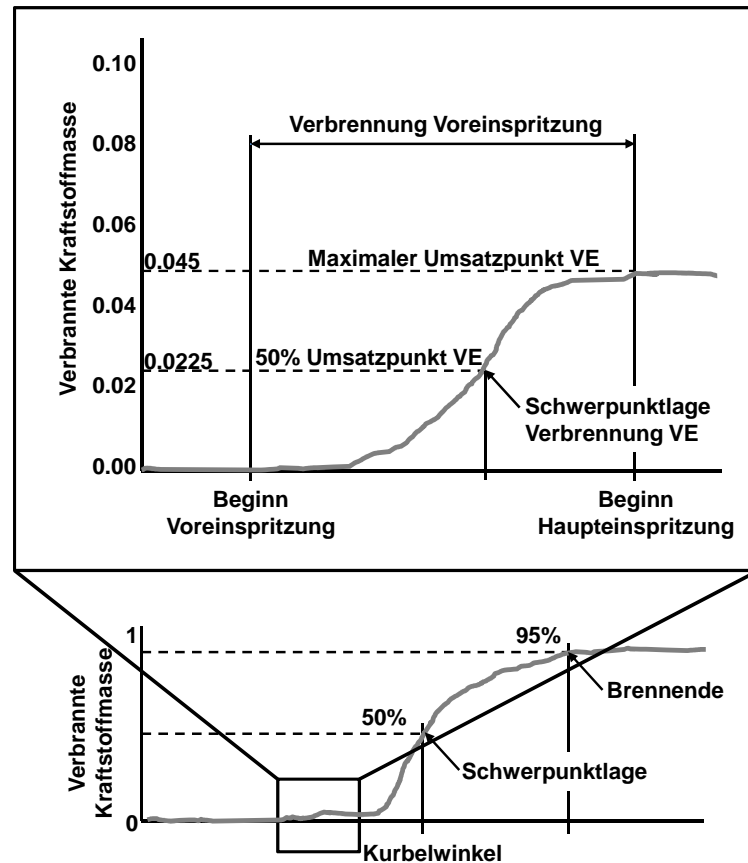


Abbildung 2.3: Definition der Umsatzpunkte der Voreinspritzung nach [13]

An zwei in den USA erhältlichen Kraftstoffen, die sich bei Cetanzahl und Aromatenanteil deutlich unterscheiden, wird das Potential der Regelstruktur aufgezeigt. Insbesondere in niedrigen Lastbereichen, bei denen der Kraftstoffeinfluss besonders stark ist, lassen sich deutliche Verbesserungen erreichen [13].

In [14] wird im volllastnahen Bereich eine Spitzendruckregelung eingesetzt. In einem Übergangsbereich wird die Verbrennungslageregelung durch die Spitzendruckregelung abgelöst, wenn der maximal erlaubte Spitzendruck überschritten wird. In diesem Fall wird der Ausgang der Lageregelung eingefroren und der Ansteuerbeginn durch den Spitzendruckregler weiter nach spät verschoben. Sobald der gesetzte Grenzwert des Spitzendruckes wieder unterschritten wird, wird die Lageregelung wieder aktiviert, siehe Abbildung 2.5. Bei diesem Umschaltfall ist dem I-Anteil des Reglers besondere Aufmerksamkeit zu widmen, um einen stetigen Übergang zu erreichen.

In [15] wird ebenfalls eine Regelung der konventionellen Dieselerverbrennung vorgestellt bei der Schwerpunktlage und mittlerer indizierter Brennraumdruck (p_{mi}) über Einspritzwinkel und -dauer geregelt werden. Die maximalen Druckanstiege werden über die Dauer der Voreinspritzung geregelt. Dazu dienen drei unabhängige Regelstrukturen, die anstelle der sonst üblichen PID-Regler ein adaptives Kennfeld nutzen. In diesem

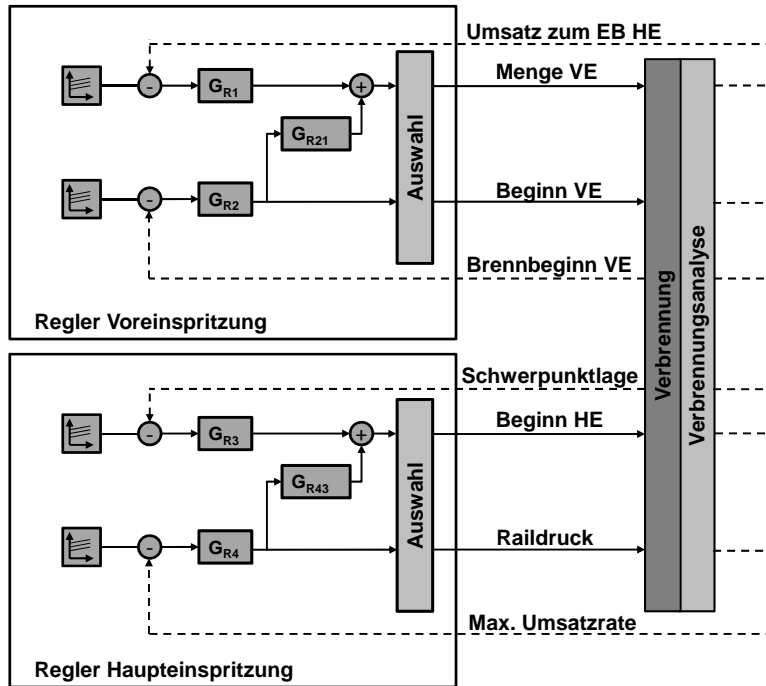


Abbildung 2.4: Regelungsstruktur zur Kompensation der Kraftstoffqualität nach [13]

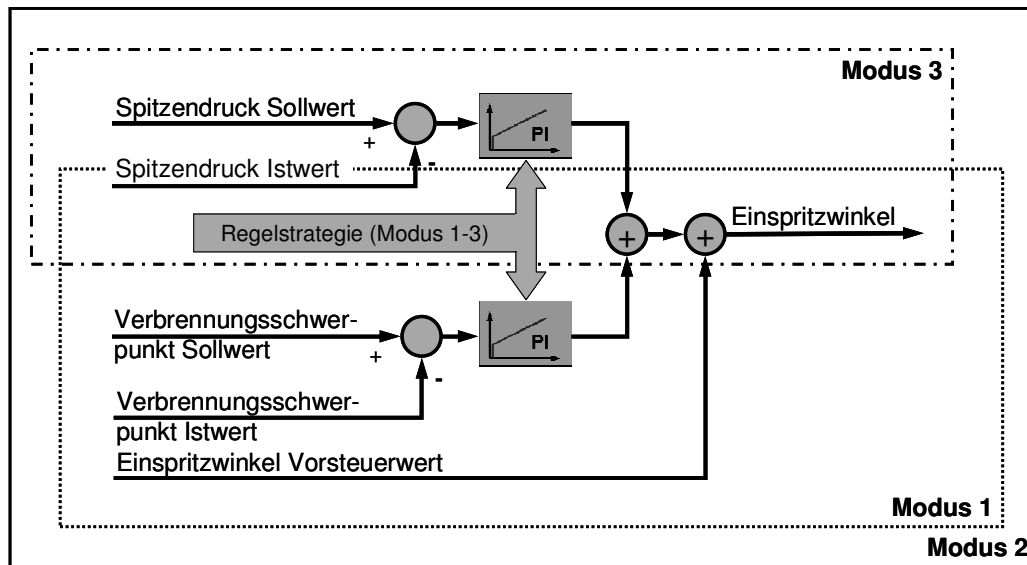


Abbildung 2.5: Spitzendruckregelung nach [14]

werden abhängig von der aktuellen Regeldifferenz die über Last und Drehzahl gespeicherten Stellgrößenwerte angepasst.

Die Dauer der Haupteinspritzung wird in den allermeisten Fällen zur Regelung der Last verwendet, da zwischen den beiden Größen ein sehr direkter Zusammenhang besteht [16]. Als Führungsgröße dient ein aus dem Drucksignal errechneter indizier-

ter Mitteldruck. In vielen Fällen wird dieser nur in einem begrenzten Intervall während der Verbrennung bestimmt². In diesem Fall wird die Ladungswechselschleife nicht berücksichtigt. Der Abstand zur eigentlichen Zielgröße, dem vom Fahrer wahrnehmbaren effektiven Moment (bzw. dem effektiven Mitteldruck), ist dabei etwas größer als bei der Verwendung eines p_{mi} , welches über das gesamte Arbeitsspiel errechnet wurde.

Die Lage der Haupteinspritzung wird in den meisten Fällen zur Regelung der Verbrennungsschwerpunktlage verwendet, z.B. in [17]. Dies ist eine für die diffusive Verbrennung, bei der der maximale Druckanstieg im Zylinder unkritisch ist, sehr aussagekräftige Größe, die gut mit dem Wirkungsgrad und den Mechanismen der Schadstoffentstehung korreliert. In [18] wird eine Schwerpunktlage vorgelegt. Bei einem Fehler in der Luftmassenerfassung zeigt sich ein deutlich verbessertes Verhalten der Verbrennung bezüglich der Geräusch-, HC- und CO-Emissionen, siehe Abbildung 2.6.

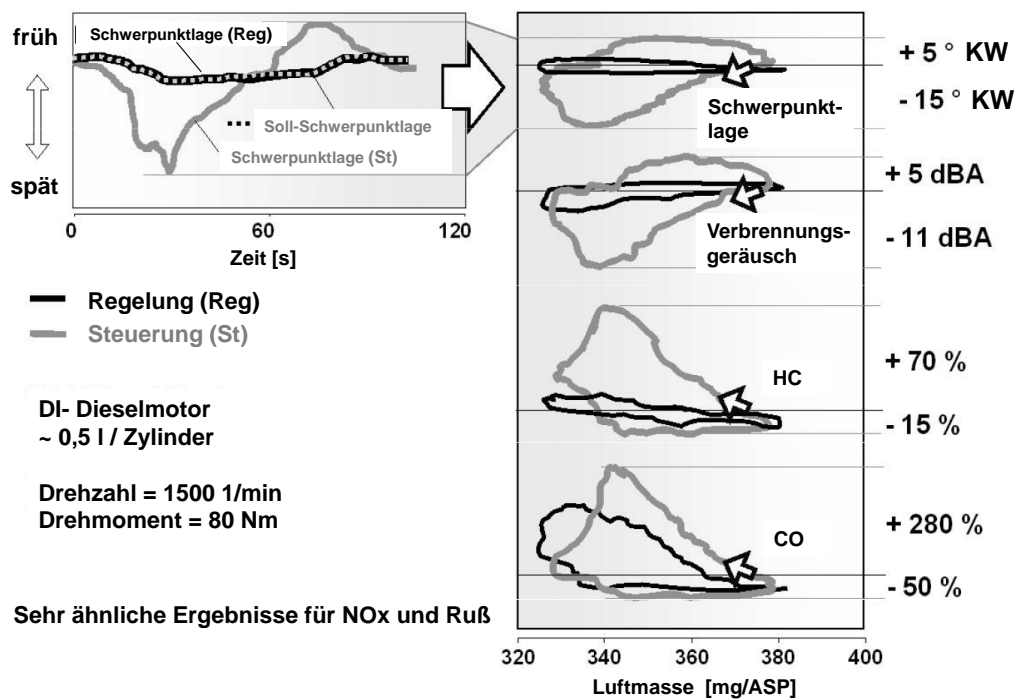


Abbildung 2.6: Einfluss Luftmassenfehler mit und ohne Schwerpunktlage nach [18]

In [19] wird die Regelung eines Dieselmotors mit teilhomogener Verbrennung durch die Verwendung von zwei verschiedenen Kraftstoffen³ vorgestellt. Die Regelung der Schwerpunktlage erfolgt dabei nicht über die Einspritzlage, sondern über das Mischungsverhältnis der beiden Kraftstoffe. Änderungen der Ansaugtemperatur im Instationärfall werden durch ein geregeltes Heizsystem ausgeglichen, um den Einfluss der Temperaturänderung auf die Schwerpunktlage zu vermeiden. Spätere Untersuchungen nutzen die Variation des Verdichtungsverhältnisses zur Regelung der Schwer-

²Hochdruck- p_{mi}

³Isoktan und n-Heptan

punktlage [20]. Dabei gibt in einer kaskadierten Struktur ein Schwerpunktlagenregler ein Soll-Verdichtungsverhältnis vor, welches dann über eine Schwenkung des Zylinderkopfes relativ zum Kurbelgehäuse eingestellt wird. Da das Verdichtungsverhältnis nur global verstellt werden kann, werden Zylinderunterschiede der Schwerpunktlage durch die Ansteuerdauer ausgeglichen. Damit ergibt sich eine Ungleichverteilung des indizierten Mitteldrucks. Dies wird nur insofern kompensiert, als dass sich keine Änderung des abgegebenen Gesamtmomentes ergibt. In [21] wird statt des variablen Verdichtungsverhältnisses die Ansauglufttemperatur als Stellgröße verwendet. Auch hier ergibt sich ein globaler Einfluss auf die Schwerpunktlage.

Die Geräuschemissionen bei teilhomogenen Brennverfahren können deutlich höher sein als bei diffusiver Dieselverbrennung. In vielen Fällen wird deshalb versucht, über die Verwendung weiterer Stellglieder eine Eindämmung des Geräusches zu erzielen.

So wird z.B. in [22] eine zylinderdruckgeführte Regelungsstruktur beschrieben, bei der mit Hilfe der Merkmale Verbrennungsstabilität und -geräusch die Wahl der Einspritzstrategie getroffen wird. Im Drehzahlbereich bis knapp 2000 1/min und Lasten zwischen 3 und 8 bar p_{mi} kommt ein Brennverfahren mit hohem Vormischanteil zum Einsatz. Im stationären Betrieb wird dazu mit einer Blockeinspritzung gefahren. Über die Steller des Luftpfades werden die NO_x -Emissionen eingeregelt; der Beginn der Haupteinspritzung dient zur Regelung der Schwerpunktlage. Im Instationärfall werden zur Vermeidung von Instabilitäten oder zu hohem Verbrennungsgeräusch kurzzeitig bis zu zwei Voreinspritzungen zugeschaltet. Als Maß für Instabilität dient dazu die Standardabweichung der Schwerpunktlage über 20 Zyklen. Das Verbrennungsgeräusch wird in einem externen Indiziersystem berechnet. Dabei entsteht eine Verzögerung von zwei Arbeitsspielen. Die Strategie im oben genannten Lastbereich ist, den Motor mit so wenigen Voreinspritzungen wie möglich zu betreiben. Sind Voreinspritzungen aktiv, wird periodisch eine Voreinspritzung auf einem Zylinder abgeschaltet. Liegt das für dieses Arbeitsspiel berechnete Verbrennungsgeräusch unterhalb einer definierten Schwelle, so wird auf allen Zylindern diese Voreinspritzung abgeschaltet. Steigen Geräusch oder Instabilität wieder an, zum Beispiel im Instationärfall, werden wieder bis zu zwei Voreinspritzungen zugeschaltet. Dies ist nötig, da auch die Berechnung der Schwerpunktlage eine Übertragungszeit von zwei Arbeitsspielen hat. Deshalb gelingt eine stabile Verbrennung alleine über die Anpassung des Winkels der Haupteinspritzung nicht in jedem Fall. Die Zielschwerpunktlagen liegen für die stärker homogenisierten Punkte mit Blockeinspritzung auf demselben Niveau wie für den Betrieb mit Voreinspritzungen.

Motoren, die über vollvariable Ventiltriebe verfügen, bieten die Möglichkeit, verzögerungsfrei die innere AGR-Rate für das nächste Arbeitsspiel einstellen zu können. Dies kann entweder über Abgasrückhalten durch frühes Auslassventilschließen oder Abgasrücksaugen durch zusätzliches Auslassventilöffnen während der Ansaugphase

realisiert werden. In [23] wird die Möglichkeit an einem Einzylinderversuchsmotor mit elektrohydraulischem Ventiltrieb dazu genutzt, neben einer Schwerpunktlagenregelung über den Einspritzzeitpunkt auch eine Regelung des maximalen Druckanstiegs über die interne AGR-Rate mit Hilfe eines zyklussynchronen Eingriffes in die Steuerzeiten umzusetzen. Dabei wird während der Auslassphase das Einlassventil kurz geöffnet und Abgas in den Einlasskanal zurückgeschoben [24].

In [25] kommt ein Motor mit variablen Steuerzeiten zum Einsatz. Zur prädiktiven Regelung wird ein Modell entwickelt, das die Zielgrößen p_{mi} , dp_{max} und Schwerpunktlage in Abhängigkeit der Größen "Zeitpunkt Einlass schließt", "eingespritzte Kraftstoffenergie", "Ansaugtemperatur" und "Motordrehzahl" berechnet. Für verschiedene Kombinationen der Stellgrößen können die erwarteten Ergebnisse im Voraus ermittelt werden. Dies wird nicht nur für das nächste Arbeitsspiel, sondern für einen Vorhersagehorizont von 25 Arbeitsspielen durchgeführt, um das Zeitverhalten der Regelstrecke zu berücksichtigen. Dabei werden bis zu einem Stellhorizont von 15 Arbeitsspielen Änderungen der Stellgrößen vorgenommen. Eine Gütefunktion, die Regelabweichungen und starke Stellgrößenvariationen negativ bewertet, dient zur Auswahl einer Stellgrößenkombination. Diese wird für das nächste Arbeitsspiel umgesetzt. Danach verschieben sich die Horizonte um ein Arbeitsspiel und die Optimierung wird erneut durchgeführt. Dabei werden die realen Messwerte des letzten Arbeitsspiels zur Adaption verwendet [25].

Solche modellbasierten prädiktiven Regler bieten ein sehr großes Potential zur gemeinsamen Regelung mehrerer Stellgrößen, die mehrere Zielgrößen beeinflussen⁴. Sie sind jedoch abhängig von der Modellgüte. Eine physikalische Modellbildung, die den Echtzeitanforderungen bei der derzeit verfügbaren Hardware genügt, ist nicht in der Lage, die komplexen Vorgänge während der Verbrennung in einem aktuellen Dieselmotor genau genug abzubilden. Bei der Verwendung von Systemidentifikationsverfahren aus dem Bereich der Regelungstechnik gehen jedoch diese physikalischen Zusammenhänge verloren, womit eine Absicherung des Modellverhaltens in Grenzbereichen der Verbrennung kaum so sicher gelingt, dass ein Serieneinsatz solcher Verfahren zur Verbrennungsregelung in der nächsten Zeit zu erwarten ist.

Ein weiterer Einsatz zylinderdruckgeführter Regelung wird in [26] vorgestellt. Durch die Verwendung eines speziellen Piezo-Injektors kann über die Bestromung das Öffnungsverhalten des Injektors während der Einspritzung beeinflusst werden. Damit kann ein annähernd isobarer Druckverlauf erreicht werden, indem der Einspritzverlauf nach Detektion des Brennbeginns rampenförmig gesteigert wird, siehe Abbildung 2.7. Dabei muss auch das Ende der Einspritzung in Echtzeit berechnet werden, da dieses vom Brennbeginn abhängt. Dieses Verfahren ist prinzipbedingt jedoch nur bei diffusiver Verbrennung möglich [27].

Die sichere Beherrschung der Betriebsartumschaltung zwischen teilhomogener und

⁴Multiple-Input-Multiple-Output-System (MIMO)

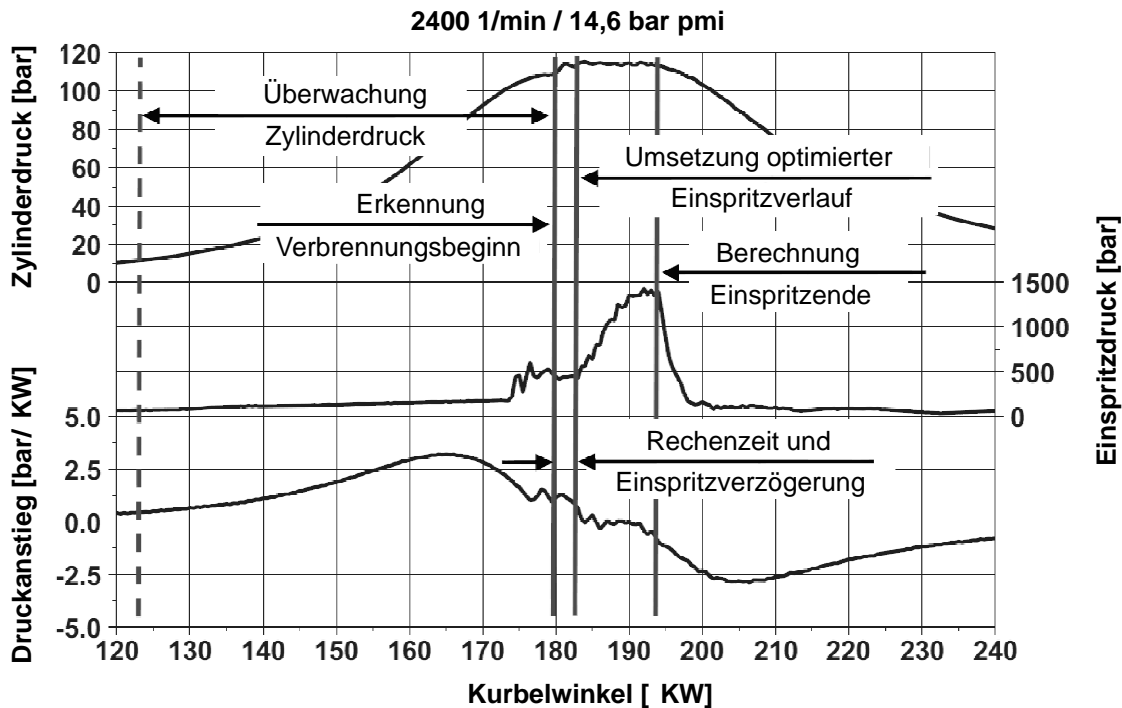


Abbildung 2.7: Zylinderdruckverlauf mit Einspritzverlaufsformung nach [26]

diffusiver Verbrennung ist eine Voraussetzung zur Umsetzung teilhomogener Brennverfahren in der Serie, da diese im Bereich höherer und hoher Lasten nicht eingesetzt werden können, vergleiche Kapitel 2.1.

In [15] wird die Regelung einer teilhomogenen Verbrennung beschrieben. Auch auf Basis des Brennraumdrucksignals wird eine Luftmasse ermittelt, die den Sollwert des Einspritzwinkels, der überwiegend durch eine Sollscherpunktlage definiert wird, mit bestimmt. Eine Umschaltung zwischen den Betriebsarten geschieht durch Änderung der Luftpfadvorgaben.

In [28] wird eine Regelstruktur für ein teilhomogenes Brennverfahren vorgestellt, bei dem der maximale Druckanstieg die Führungsgröße für den Einspritzbeginn ist. Im stationären Fall wird über die AGR-Rate der Verbrennungsschwerpunkt eingestellt, im instationären Fall findet eine reine Steuerung der AGR-Rate statt. Durch späte Schwerpunktlagen und niedrige Druckanstiege während des teilhomogenen Betriebs wird ein sehr geringer NO_x -Ausstoß erreicht, zudem kann dadurch die Regelung der maximalen Druckanstiege im Zylinder (dp_{max} -Regelung) ohne zusätzliche Brennbeginnbegrenzung umgesetzt werden. Eine Betriebsartumschaltung wird für den stationären Betrieb vorgestellt. Raildruck, maximaler Druckanstieg und Schwerpunktlage unterscheiden sich nur wenig zwischen den beiden Betriebsarten; die AGR-Rate und das Einspritzmuster stellen die Hauptunterschiede dar. Auch das diffuse Brennverfahren wird auf dp_{max} geregelt. Die Umschaltung in den teilhomogenen Betrieb wird durch eine AGR-

Ventilverstellung eingeleitet. Sinkende Werte des maximalen Druckerhöhungs im Zylinder führen zu einer Frühverstellung der Einspritzwinkel. Nach einer festen Verschiebung des Einspritzbeginns wird der Sollwert der maximalen Druckerhöhungen im Zylinder (dp_{\max} -Sollwert) rampenförmig auf das in diesem Fall 1 bar/°KW höhere Niveau der teilhomogenen Verbrennung gebracht. Eine Schaltschwelle für einen weiteren Einspritzwinkelwert löst schließlich die Abschaltung der Voreinspritzung aus.

Auf Grund der großen Sensitivität teilhomogener Brennverfahren auf den Zustand der angesaugten Luft ist die genaue Kenntnis der Ansaugluftqualität ein großer Vorteil bei der Verbrennungsregelung. In [29] wird eine Funktionsstruktur zur Dieselmotorsteuerung vorgestellt, bei der der Zustand des Luftsystems zur Berechnung der Einspritzparameter herangezogen wird. Dazu wird ein Sensor bzw. ein Modell zur Bestimmung des Sauerstoffgehaltes der Ansaugluft verwendet. Die Einspritzparameter werden dann, insbesondere im transienten Betrieb nur so schnell angepasst, wie es die Reaktion des langsameren Luftpfades zulässt. Damit ergibt sich ein Potential zur Senkung der Emissionen im Instationärbetrieb und des Applikationsaufwandes, da die wirkenden physikalischen Zusammenhänge Teil der Struktur sind und nicht gesondert berücksichtigt werden müssen [29].

In [30] wird ein Verfahren vorgestellt, mit dem die O_2 -Konzentration im Saugrohr ohne die Verwendung eines zusätzlichen Sensors bestimmt werden kann. Damit wird der Nachteil der bisher verwendeten AGR-Rate, Unterschiede in der Abgasqualität nicht zu erfassen, vermieden. Auf Basis von Prüfstandsmessungen wird ein Modell erstellt. Als Eingangsgröße dient ein Luftmassen- oder ein Abgaslambdasensor oder, falls vorhanden, beide. Mit dieser Konfiguration wird sowohl eine hohe Dynamikfähigkeit, als auch eine hohe stationäre Genauigkeit erreicht. Innerhalb des Modells wird zunächst ein Motormassenstrom berechnet. Hier bietet die Verwendung von Zylinderdrucksensoren eine Möglichkeit zur weiteren Steigerung der Genauigkeit. Im nächsten Schritt wird die Aufteilung des AGR-Massenstroms auf die Hoch- und eine Niederdruck-AGR-Stecke bestimmt. Unter Berücksichtigung der Totzeiten der beiden Strecken ergibt sich durch eine Massenbilanz die O_2 -Konzentration im Saugrohr, siehe Abbildung 2.8. Messungen bei Lastsprüngen und im Instationärbetrieb zeigen das Potential, mit Hilfe des virtuellen Sensors einen zusätzlichen Sensor einzusparen. Zur Regelung dieser Größe wird eine Kaskadenstruktur vorgeschlagen. Hierbei wird in der äußeren Regelschleife die O_2 -Konzentration im Saugrohr geregelt. Die innere Schleife erhält dazu einen Sollwert für eine AGR-Rate. Diese stellt sich deutlich schneller ein, da sie nur als Massenstrombilanz definiert ist.

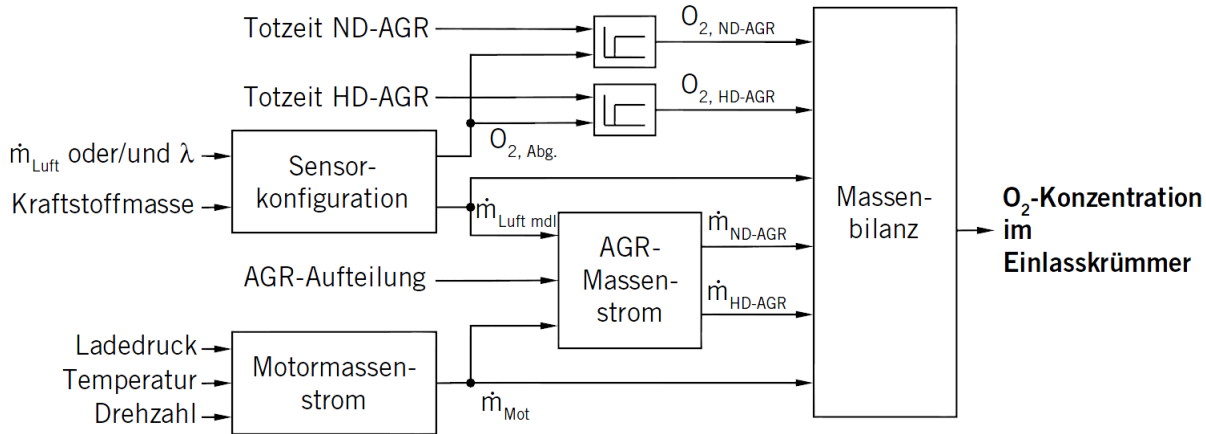


Abbildung 2.8: Funktionsschema des virtuellen O_2 -Sensors der Firma IAV [30]

2.4.2 Seriensteuergeräte mit Verbrennungsregelung

Durch die Verfügbarkeit der entsprechenden Sensorik und die steigenden Anforderungen der Gesetzgeber gibt es mittlerweile die ersten Serienanwendungen von druckgeführter Verbrennungsregelung im Dieselmotor. In [31] wird ein Seriensteuergerät mit Verbrennungsregelung für einen 2,0l Dieselmotor der Firma Volkswagen vorgestellt. Eine Drucksensorglühkerze pro Zylinder liefert die entsprechenden Eingangssignale. Mit der bisherigen Struktur zur Injektoransteuerung als Vorsteuerung werden zylinderindividuelle Regelkreise eingeführt. Aus dem Drucksignal wird im Intervall 180°KW vor OT bis 180°KW nach OT ein indizierter Mitteldruck für den Hochdruckteil errechnet. Im gleichen Intervall wird auf Basis eines Summenheizverlaufes die 50%-Umsatzlage ermittelt. Beide Größen werden über den Einspritzpfad eingeregelt. Dabei wird der Quereinfluss einer Ansteuerwinkelverstellung auf den indizierten Mitteldruck berücksichtigt.

Diese Strukturen helfen bei der Umschaltung zwischen insgesamt zehn verschiedenen Betriebsarten, die für die Abgasnachbehandlung nötig sind. Neben der Regeneration des Dieselpartikelfilters gehören dazu auch der Heiz- und Fettbetrieb für den NO_x -Speicherkat. Welche Betriebsart aktuell zum Einsatz kommt, entscheidet ein zentraler Koordinator, siehe Abbildung 2.9 [32].

Auch von anderen Herstellern befinden sich Steuergeräte mit integrierter brennraumdruckbasierter Regelung bereits im Serieneinsatz [33].

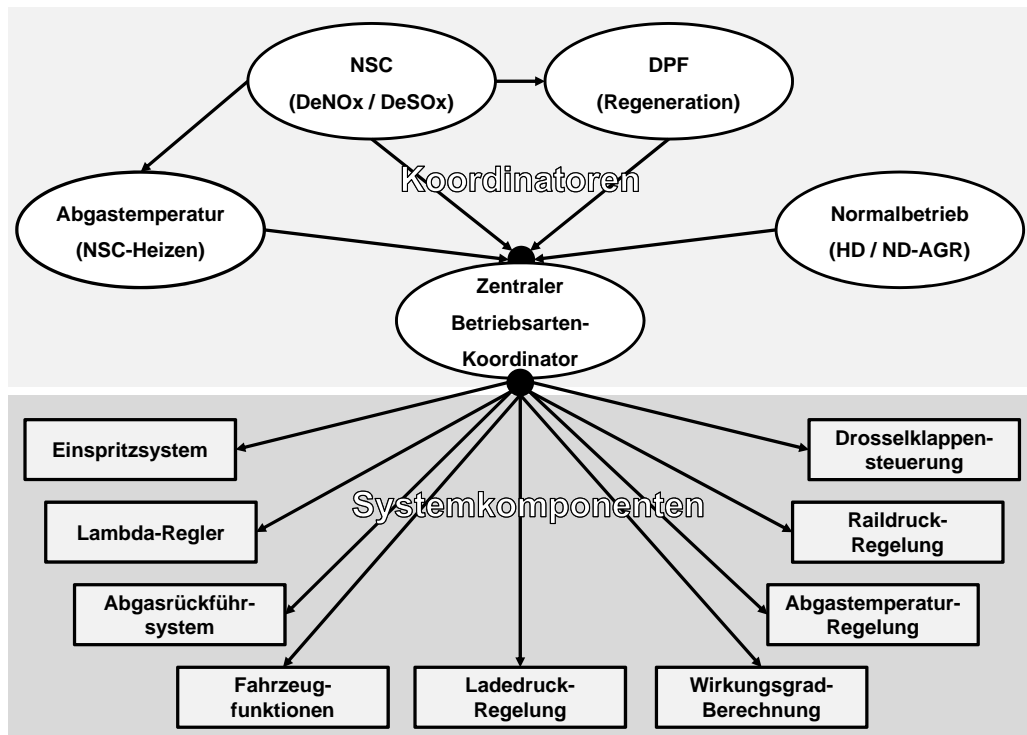


Abbildung 2.9: Koordination der Betriebsarten im 2,0l-VW-Dieselmotor [32]

2.4.3 Zylinderdruckgeführte Regelung beim Ottomotor

Brennraumdruckgeführte Regelverfahren für Ottomotoren werden weitaus seltener untersucht als für Dieselmotoren. Die ottomotorische Verbrennung mit ihrem durch den Zündzeitpunkt gut steuerbaren Brennbeginn ist durch Lambda- und Klopfregelung bereits sehr gut beherrschbar. Die auf Basis eines zwischen Zylinderkopf und Zündkerze platzierten Drucksensors Mitte der 1990er Jahre entwickelten Regelstrategien, die eine verbesserte Klopfregelung, eine Schwerpunktlagenregelung und eine Aussetzererkennung umfassten, schafften den Einzug in die Serie wegen des teuren Sensors nicht [6] [7]. Stattdessen wurden bestehende Strategien verbessert, oder neue – ohne Zylinderdrucksensor arbeitende – entwickelt, wie z.B. eine Aussetzererkennung über die Betrachtung der Ungleichförmigkeit des Drehzahlsignals.

In [8] wird ein Regelungsansatz für einen mit konventioneller Verbrennung betriebenen Ottomotor mit Hilfe von Zylinderdrucksignalen vorgestellt. Dabei kommt ein spezieller Sensor zum Einsatz, der die Verformungen des Zylinderkopfes im Zündkerzenschaft misst. Diese sind proportional zum Zylinderdruck.

Der Zündzeitpunkt wird auf eine Umsatzrate von 55% bei 10°KWnOT geregelt. Dazu wird aufgrund begrenzter Rechenleistung keine Heizverlaufrechnung durchgeführt, sondern ein Verfahren nach Rassweiler-Withrow [34] verwendet. Hier wird zunächst ein Schleppdruck bestimmt. Der Druckverlauf bis zum frühestmöglichen Zündzeitpunkt

wird dazu um den ZOT gespiegelt und der fehlende Abschnitt durch einen Polynomansatz geschlossen. An bestimmten Stellen wird das Verhältnis zwischen gemessenem Druck und Schleppdruck bestimmt. Dieses wird als proportional zur summierten Energiefreisetzung angenommen. Es erreicht somit gegen Ende der Verbrennung ein Maximum und verharrt auf diesem Wert bis zum Öffnen des Auslassventils. Die Höhe des maximalen Druckverhältnisses ist abhängig von Zündzeitpunkt und Ladungsverdünnung⁵; große Abweichungen lassen sich zur Aussetzererkennung verwenden. Durch dieses Verfahren wird eine Umsatzratenbestimmung zu bestimmten Zeitpunkten durch wenige Einzelmessungen möglich. Bei wirkungsgradoptimaler Zündzeitpunkteinstellung [35] und Berücksichtigung der aktuellen Schwerpunktlage kann aus dem maximalen Druckverhältnis ein Merkmal gewonnen werden, welches den Zustand der Zylinderladung beschreibt. Mit diesen Parametern werden Regelstrategien für die kombinierte Regelung des Zündzeitpunktes und der AGR-Ventilposition vorgestellt. Über die eingespritzte Kraftstoffmasse können verbleibende Ungleichheiten zwischen den Zylindern ausgeglichen werden. Dies entspricht einer zylinderindividuellen Lambdaregelung. Dabei können jedoch Unterschiede im indizierten Mitteldruck zwischen den Zylindern verstärkt werden.

Größter Entwicklungsbedarf ergibt sich für die ottomotorische Verbrennung in der Warmlaufphase, wo ein Großteil der zyklusrelevanten Emissionen anfällt und die Lambdasonde noch nicht betriebsbereit ist. In [36] werden Möglichkeiten zur Optimierung des Warmlaufverhaltens von Ottomotoren vorgestellt, die sich mit zylinderdruckgeführter Regelung ergeben. Dazu wird ein Modell der HC-Emissionen entwickelt, welches auf Zylinderdruckinformationen basiert. Mit Hilfe dieses Modells kann der Motor im Warmlauf durch Anpassung der Kraftstoffmasse nahe der mageren Laufgrenze betrieben und die HC-Emissionen gesenkt werden.

Ähnliche Schwierigkeiten bezüglich der Steuerbarkeit wie die teilhomogene Dieselerbrennung weist die Benzinselbstzündung im Ottomotor auf. Als Abgrenzung hat sich dafür die Bezeichnung Controlled Auto Ignition (CAI)⁶ etabliert. Der Zündzeitpunkt als sehr gut einstellbare Initiierung der Verbrennung entfällt in diesem Fall. CAI-Verfahren sind im Serieneinsatz ebenso wie (p)HCCI-Verfahren nur mit druckgeführter Regelung denkbar. In [37] werden Strategien zur Regelung der ottomotorischen Selbstzündung an Motoren mit voll- und teilvariablem Ventiltrieb vorgestellt. Über Einspritzzeitpunkt und -menge der Direkteinspritzung werden die Schwerpunktlage und der effektive Mitteldruck eingeregelt. Dabei ist eine modellbasierte Vorsteuerung realisiert, die auch die Werte der Stellgrößen des letzten Arbeitsspiels berücksichtigt. Diese haben einen Einfluss auf die Temperatur des Abgases, das teilweise für das nächste Arbeitsspiel im Brennraum zurückgehalten oder in den Brennraum zurückgesaugt wird.

⁵entweder durch Abmagerung oder durch hohe AGR-Raten

⁶kontrollierte Selbstzündung

Da beim teilvariablem Ventiltrieb die Steuerzeiten nicht zylinderindividuell eingestellt werden können, kann in diesem Fall die Abweichung des über alle Zylinder gemittelten Einspritzzeitpunkts vom globalen Vorsteuerwert als Führungsgröße für den Phasensteller dienen. Damit wird eine hohe Stellreserve des Schwerpunktreglers sichergestellt. Alternativ kann auch das gemittelte Luftverhältnis als Führungsgröße herangezogen werden, was jedoch die Applikation eines entsprechenden Sollkennfelds voraussetzt. Ein Vorteil dabei ist, dass ein stöchiometrischer Betrieb im Bereich höherer Lasten ohnehin überwacht werden muss, damit die Funktion des Dreivegekatalsators sichergestellt ist. Desweiteren ist mit dieser Struktur ein Übergang zur fremdgezündeten Betriebsart möglich [38].

Ein weiterer Ansatz zur Regelung von homogener Selbstzündung in einem Ottomotor mit variablen Steuerzeiten wird in [39] beschrieben. Auf Basis einer Untersuchung der Einflüsse verschiedener Aktoren auf die Verbrennungsschwerpunktlage und den indizierten Mitteldruck werden hier folgende Stellgrößen ausgewählt: Die Ansteuerdauer der Einspritzung wird zur Regelung des indizierten Mitteldrucks verwendet, im Falle einer geteilten Einspritzung wird dazu nur die spätere Einspritzung variiert. Die Schwerpunktlage wird global, das heißt für alle Zylinder über den Schließwinkel des Auslassventils geregelt. Eine zusätzliche zylinderindividuelle Schwerpunktregelung geschieht über den Einspritzbeginn bei Blockeinspritzung bzw. die Verteilung der Einspritzmenge bei geteilter Einspritzung. Zusätzlich zu einer Vorsteuerung werden die Reglerausgangswerte mit Hilfe eines neuronalen Netzwerks adaptiert. Dazu wird ein "local linear model tree"-Ansatz (LOLIMOT) verwendet. Anstelle die vielen Einflussfaktoren in multi-dimensionalen Kennfeldern abzubilden, wird hier das nichtlineare Systemverhalten durch lineare Unterfunktionen dargestellt. Der Modellausgang ergibt sich aus den kombinierten Ausgängen der Teilmodelle, die unterschiedlich stark gewichtet werden, siehe Abbildung 2.10. Mit Hilfe dieser Struktur gelingt die Adaption an unterschiedliche Bedingungen innerhalb der Zylinder, die zum Beispiel aus dem Aufbau des Kühlwassermantels resultieren.

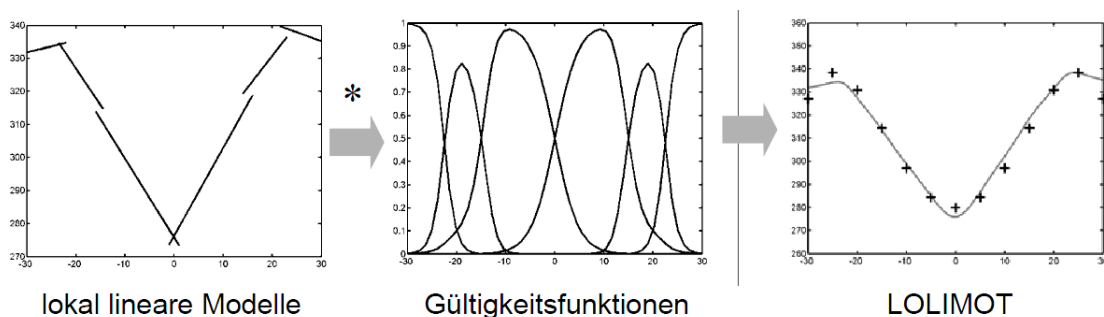


Abbildung 2.10: Funktionsschema eines LOLIMOT-Netzwerkes nach [40]

In [41] wird ein Einzylinderversuchsmotor mit Benzinselbstzündung betrieben. Er verfügt über Phasensteller an Ein- und Auslassnockenwelle und eine Hubumschaltung

zur Darstellung einer negativen Überschneidung für den Selbstzündungsbetrieb. Eine druckgeführte zylinderindividuelle Regelung von Last und Verbrennungsschwerpunktlage macht das Brennverfahren beherrschbar und ermöglicht eine Umschaltung in den fremdgezündeten Betrieb. Die Umschaltung in den Selbstzündungsbetrieb beginnt mit einer Teilentdrosselung und wird dann durch den Ventiltrieb ausgelöst.

2.4.4 Verbrennungsregelung ohne Zylinderdrucksensoren

Neben der Nutzung von Zylinderdrucksensoren zur Motorregelung gibt es auch Ansätze, die andere Sensoren zur Bestimmung der Führungsgrößen verwenden. So kann zum Beispiel der Einspritzzeitpunkt auf eine Schwerpunktlage geregelt werden, die nicht aus einem gemessenen Zylinderdrucksignal errechnet wird, sondern durch ein Modell, welches keinen Zylinderdrucksensor benötigt [42]. Damit wird das Kennfeld für den Einspritzwinkel abhängig vom Zustand des Luftpfades angepasst. In [39] wird die Möglichkeit zur Zylindergleichstellung über eine Analyse des serienmäßigen Kurbelwellendrehzahlsignals untersucht. Es zeigt sich, dass über eine Gleichstellung der Durchlaufzeiten für die Segmente⁷ eine deutliche Reduzierung der Zylinderungleichverteilung des indizierten Mitteldrucks möglich ist. Ein Rückschluss auf die Schwerpunktlage ist basierend auf dem Drehzahlsensor nicht möglich. Im Fall von [43] wird untersucht, ob sich die Zylinderdrucksensoren durch günstigere Körperschallsensoren ersetzen lassen. Diese gehören bei Ottomotoren zur Standardausstattung; ihr Signal dient dort als Führungsgröße der Klopfregelung.

Zur Umsetzung der Regelstrukturen dient das Forschungssteuergerät IAV-MPEC der Firma IAV, das in [44] und [45] beschrieben ist. Hier sind bereits Algorithmen zur zylinderdruckbasierten Motorsteuerung hinterlegt. Führungsgröße für die Einspritzlagenregelung ist die Verbrennungsschwerpunktlage. Diese wird in [43] aus den Körperschallsignalen und weiteren im Steuergerät verfügbaren Größen berechnet, um den Drucksensor ersetzen zu können. Der Sollwert der Schwerpunktlage wird in der zylinderdruckbasierten Struktur des Steuergerätes abhängig vom aktuellen maximalen Druckanstieg korrigiert und somit eine Geräuschregelung realisiert, siehe Abbildung 2.11.

Anstelle des Druckgradienten treten bei [43] die subjektiv wahrgenommenen Geräusche (Lästigkeit), die aus dem Körperschallsignal extrahiert und als Führungsgrößen der Geräuschregelung verwendet werden. Dazu wurden die Ergebnisse von Luftschallmessungen mit den Körperschallsignalen korreliert. Ebenso werden die Körperschallsignale mit den aus einem Drucksensor gewonnenen thermodynamischen Kenngrößen korreliert, und somit ein virtueller Zylinderdrucksensor geschaffen [46].

⁷Kurbelwellenabschnitt zwischen zwei in Zündreihenfolge aufeinanderfolgenden ZOT

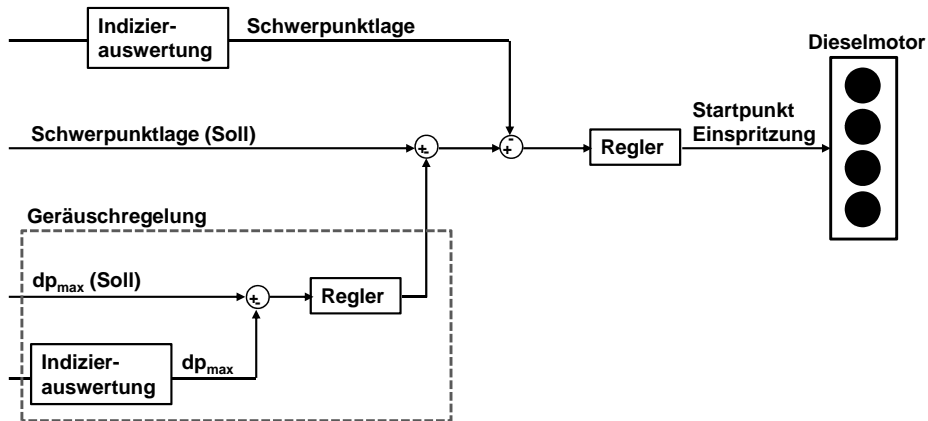


Abbildung 2.11: Struktur des Emissionsreglers aus [43]

Es kann davon ausgegangen werden, dass in Zukunft Emissionssensoren verstärkt Einzug in die Serie halten werden. Ist dies der Fall, liegt die Erweiterung der Motorsteuerung um eine Emissionsregelung nahe. Eine Zylinderdruckregelung kann dadurch jedoch wohl nicht ersetzt werden. Dennoch gibt es Ansätze, die eine Regelung mit Emissions- aber ohne Zylinderdrucksensoren untersuchen.

So wird in [47] eine Emissionsregelung für Dieselmotoren ohne Zylinderdrucksensoren vorgestellt. Grundidee ist, entgegen der bisherigen Strategien, Führungsgrößen die nach dem Zylinder gemessen werden, für die Regelung zu verwenden, siehe Abbildung 2.12.

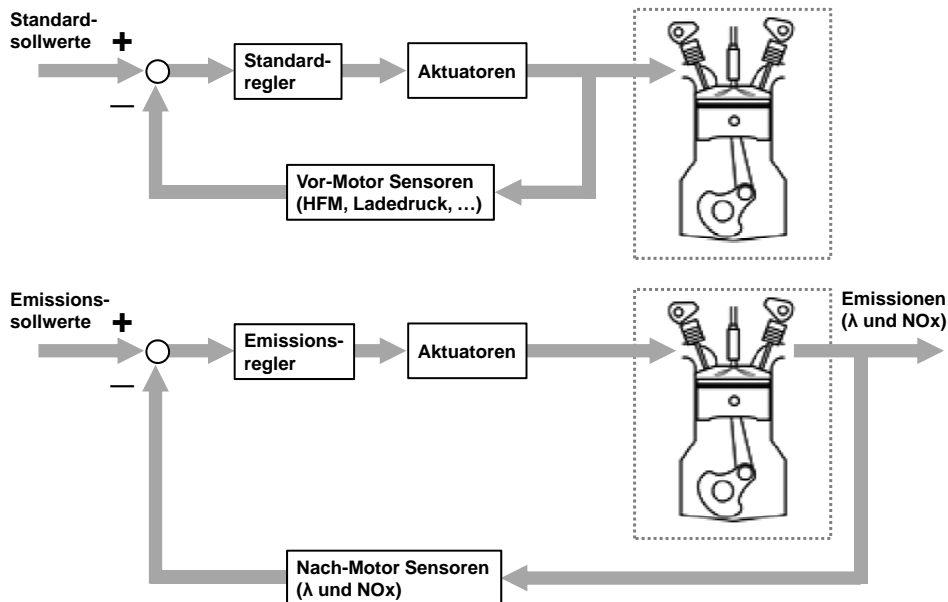


Abbildung 2.12: Emissionsregelung und herkömmliche Motorsteuerung [47]

Dadurch können die limitierten Schadstoffe über die gesamte Fahrzeuglebensdauer

überwacht werden. Dazu werden ein NO_x-Sensor und eine Lambdasonde im Abgasstrakt verbaut. Das Lambdasondensignal wird dabei verwendet, um die emittierten Partikel zu bestimmen. Als Stellgrößen dienen der Einspritzzeitpunkt und die AGR-Rate. Laut [47] besteht durch den Einspritzzeitpunkt nur ein Einfluss auf die NO_x-Emissionen, im Falle der AGR-Rate zusätzlich auch auf Lambda. Mit Hilfe linearisierter Modelle wird ein MIMO-Modell erstellt.

Zur Umsetzung wird ein bestehendes Seriensteuergerät um die Emissionsregelung erweitert. Prüfstandsversuche zeigen, dass es durch die Emissionsregelung möglich wird, den Motor nahe der maximal erlaubten NO_x-Emissionen zu betreiben und somit den damit verbundenen steigenden Wirkungsgrad zu nutzen. In [48] wird die Regelung im Detail beschrieben. In [49] werden die entwickelten Modelle für Lambda und NO_x-Emissionen genutzt, um Fehler im Motorbetrieb zu erkennen. Dazu werden die Modellwerte mit den realen Messwerten verglichen. Treten Abweichungen auf, wird ein Fehler detektiert. Dieser wird in einem zweiten Schritt quantifiziert und schließlich klassifiziert. Damit lässt sich die Fehlerursache in die drei Gruppen "Kraftstoffmengenfehler", "Luftmengenfehler" und "Ladedruckfehler" eingrenzen.

In einem anschließenden Forschungsprojekt wird die Emissionsregelstruktur um eine Ruß-Regelung erweitert [50], die nicht mehr das bisher verwendete Lambdasondensignal als Führungsgröße verwendet. Es wird durch ein Echtzeit-Rußmodell ersetzt. Dieses basiert auf dem in [51] vorgestellten Mittelwert-Rußmodell. Stellgröße der Ruß-Regelung ist die Einlasskanalabschaltklappe (EKAS), siehe Abbildung 2.13. Die NO_x-Emissionen werden hier mittels der Stellgrößen Einspritzbeginn – für schnelle – und AGR-Rate – für langfristige Driftkompensation – geregelt. Der im Bild gezeigte Beobachter nutzt noch die Signale von nicht serienmäßigen Emissionssensoren. Der Virtuelle Rußsensor (VSS)⁸ benötigt diese zwar nicht mehr, ist jedoch zusätzlich zur serienmäßig vorhandenen Sensorik auch auf die Signale einer Zylinderdruckmessung angewiesen.

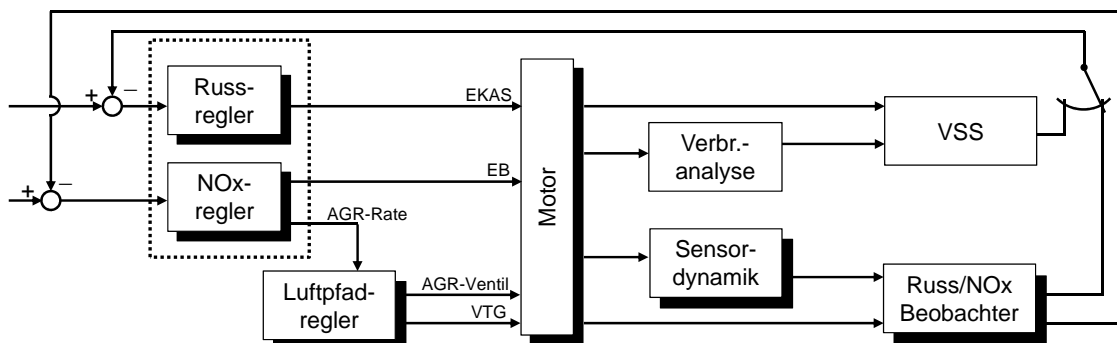


Abbildung 2.13: Struktur des Emissionsreglers nach [50]

⁸engl.: virtual soot sensor

Mit Hilfe des IAV-MPEC Steuergerätes wird in [52] eine weitere Emissionsregelstrategie vorgestellt. Als Führungsgrößen dienen die Werte eines Opazimeters als Maß für die Partikelemissionen und eines NO_x-Sensors. Stellgrößen für die Regelung der Partikel sind der Ladedruck und der Raildruck. Für die NO_x-Regelung fungieren die AGR-Ventilposition und die Verbrennungsschwerpunktlage als Stellgrößen. Zur Bestimmung der Schwerpunktlage ist jedoch wieder ein Zylinderdrucksensor nötig. Abbildung 2.14 zeigt das Schema der Regelstruktur. Es handelt sich um eine Kaskadenstruktur, bei der die Emissionsregler die obere Ebene bilden. Die im Bild mit "Stellgrößengewichtung" bezeichneten Elemente nehmen abhängig von der O₂-Konzentration im Saugrohr eine Priorisierung vor und bestimmen, welche der jeweils zwei Stellgrößen zur Regelung verwendet wird. So wird z.B. eine Sollwertbeeinflussung des Schwerpunktlagenreglers nur dann vorgenommen, wenn der O₂-Konzentrationswert im Saugrohr ein definiertes Minimum erreicht.

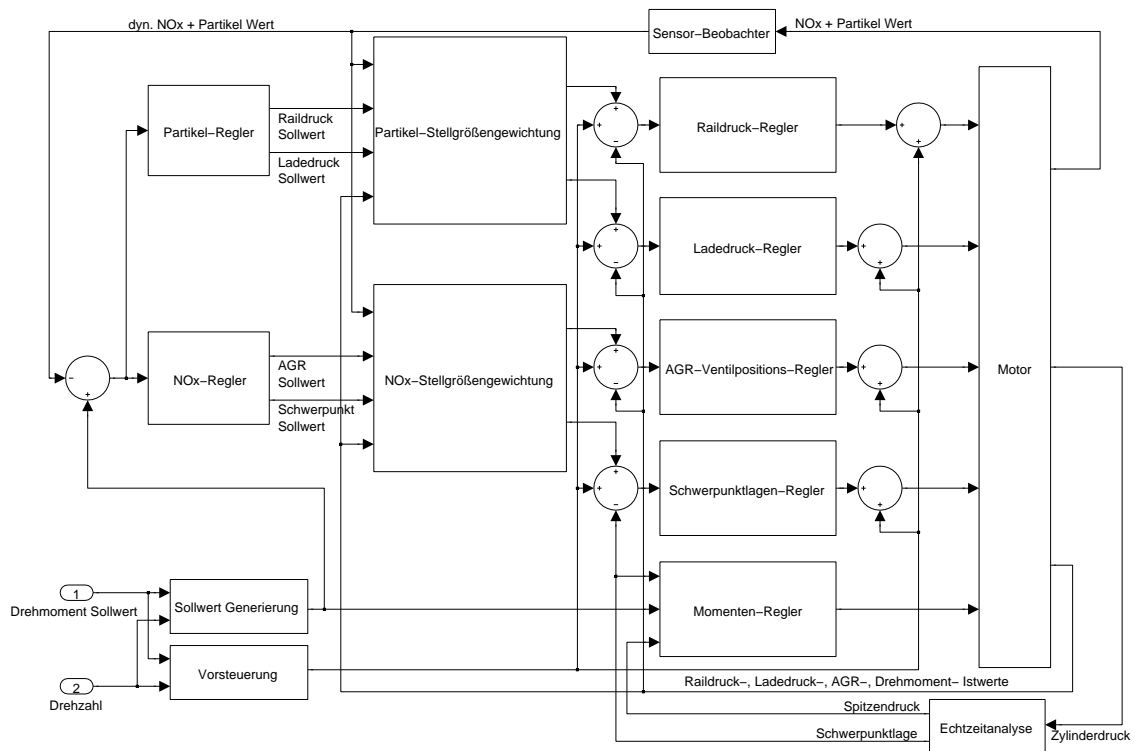


Abbildung 2.14: Struktur des Emissionsreglers nach [52]

Momentan zeichnet sich der Trend ab, dass eine Emissionsregelung, sei es mit realen oder virtuellen Emissionssensoren, eher als zusätzliche Korrektur in eine zylinderdruckgeführte Regelung eingehen wird, als diese vollständig zu ersetzen. Gleiches gilt für eine Geräuschregelung. Der Zylinderdrucksensor bietet die größten Möglichkeiten, für die Regelung eines Verbrennungsmotors. Diese liegen einerseits in der Erfassung von Last (p_{mi}) und Belastung (dp_{max} und p_{max}) direkt aus dem Signal, sowie andererseits in der Nutzung des Signals als Hauptbestandteil von Modellen zur Bestimmung



von Emissionen [50] oder anderer relevanter Größen wie z.B. der Gasmasse im Zylinder [53] [54] [55] [56].

3 Versuchsaufbau

Zur Durchführung der Brennverfahrensapplikation und -analyse sowie zum Test und zur Entwicklung der Regelstrukturen steht ein hochdynamischer Motorenprüfstand des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen an der Universität Stuttgart zur Verfügung. Als Prüfling dient ein serienmäßiger Dieselmotor mit Zylinderdruckindizierung. In diesem Kapitel werden der Versuchsaufbau und die Vernetzung der Mess- und Regelsysteme auf dem Motorenprüfstand beschrieben.

3.1 Der Motor

Der V6-Dieselmotor OM642 der Firma Daimler wurde im Jahr 2005 präsentiert und stellt eine völlige Neukonstruktion dar. Durch die kompakte Bauform kann er auch in Fahrzeugen der Mittelklasse eingesetzt werden. Sämtliche Gehäuseteile bestehen aus Aluminium, im Kurbelgehäuse mit eingegossenen Graugussbuchsen [57]. Der Zylinderwinkel beträgt 72° . In der Ausbaustufe EU5 leistet der Motor 165 kW aus 2987 cm^3 . Weitere Kenndaten können Abbildung 3.1 entnommen werden.

Kenngößen OM 642	
Hubraum	2987 cm^3
Zylinderabstand	106 mm
Bohrung	83 mm
Hub	92 mm
Pleuellänge	168 mm
Verdichtungsverhältnis	15,5:1
Nennleistung	165 kW
Max. Drehmoment	510 Nm

Abbildung 3.1: *Kenndaten des Motors OM642*

3.1.1 Sensorik

Der Motor ist mit Druck- und Temperatursensoren im gesamten Luftpfad zur Erfassung der Zustände in der Umgebung, nach den Luftfiltern, nach dem Verdichter, im Saugrohr, vor der Turbine und nach der Turbine ausgestattet. Zusätzlich gibt es Sensoren für Motoröl-, Kraftstoff- und Kühlwassertemperatur. Der Kraftstoffdruck wird nach der Hochdruckpumpe in der gemeinsamen Verteilerleitung¹ gemessen. Drehzahl und Position der Kurbelwelle werden durch einen Hallsensor mit Hilfe eines 60–2-Geberrades bestimmt. Zur Ermittlung der ZOT-Lage erfasst ein weiterer Hallsensor die Position einer Nockenwelle. Zwei Heißfilm-Luftmassenmesser messen die angesaugte Frischluftmasse nach den Luftfiltern, eine Breitbandlambdasonde dient zur Bestimmung des Kraftstoff-Luftverhältnisses im Abgas nach der Turbine. Ein Diesel-Oxidationskatalysator oder sonstige Abgasnachbehandlungssysteme sind im Versuchsaufbau nicht vorhanden. Die Vorgabe der Last erfolgt durch den serienmäßigen Pedalwertgeber.

3.1.2 Lambdasonde im Ansaugsystem

Für eine korrekte Einstellung und Regelung der Verbrennung sind genaue Kenntnisse der Zylinderladung bezüglich Menge und Zusammensetzung nötig. In modernen Dieselmotoren findet jedoch nur eine Messung der Frischluftmasse und keine direkte Messung der O₂-Konzentration der Ansaugluft statt. Stattdessen wird für gewöhnlich eine AGR-Rate mit Hilfe eines physikalischen Luftpfad-Modells errechnet. Mittlerweile existieren auch Modellansätze, welche die Gemischzusammensetzung im Saugrohr direkt errechnen [30]. Diese Verfahren sparen einen Sensor ein, weisen aber immer eine gewisse Ungenauigkeit auf.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Breitbandlambdasonde, wie sie serienmäßig im Abgasstrang Verwendung findet, im Saugrohr des Motors installiert. Auf Grund der geänderten AGR-Führung (vergleiche Kapitel 3.1.4) kann an dieser Stelle von einer vollständigen Durchmischung von Frischluft und rückgeführtem Abgas ausgegangen werden. Die Sonde liefert ein Signal (Pumpstrom) welches proportional zum Sauerstoffpartialdruck ist. Schwankungen des Gesamtdrucks müssen demzufolge kompensiert werden. Mit Hilfe von Messungen ohne AGR bei verschiedenen Saugrohrdrücken wurde dazu eine Druckkorrekturkennlinie ermittelt, siehe Abbildung 3.2. Dazu wurde, dem gemessenen Verlauf entsprechend, ein quadratischer Ansatz gewählt. Mit Hilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate ergibt sich der Korrekturfaktor K_i aus dem Relativdruck im Saugrohr $p_{2SR_{rel}}$ (in bar) wie in Gleichung 3.1 dargestellt. Das Bestimmtheitsmaß der Korrelation beträgt 0,9982, der mittlere Fehler beträgt 0,19 %.

¹englisch: common rail

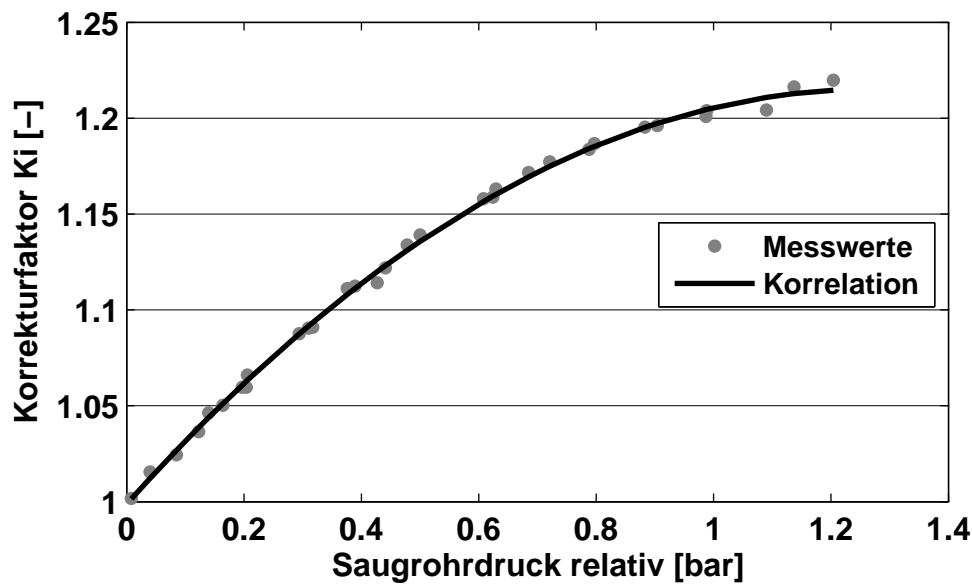


Abbildung 3.2: Saugrohrdruckkompensation - Messwerte und Korrekturkennlinie

$$K_i = -0,133 \cdot (p2SR_{rel})^2 + 0,3543 \cdot p2SR_{rel} + 1 \quad (3.1)$$

Die druckkorrigierten Pumpstrom-Werte können mit den Sauerstoffvolumenprozent-Referenzwerten aus der Abgasmessanlage² korreliert werden. Abbildung 3.3 zeigt, dass die beiden Größen eine lineare Abhängigkeit aufweisen. Zur Korrelation wird wieder die Methode der kleinsten Fehlerquadrate genutzt. Das Ergebnis der Korrelation zeigt Gleichung 3.2. Das Bestimmtheitsmaß beträgt 0,9948, der mittlere Fehler liegt bei 0,52 %.

$$O_2SR[Vol\%] = 5,1384 \cdot Ip_{Korr} + 8,8717 \quad (3.2)$$

Zur Umrechnung in Massenprozent wird von einer vereinfachten Gaszusammensetzung ohne Schadstoffe ausgegangen. Mit Hilfe der Molmassen von Sauerstoff, Stickstoff und Argon sowie von den Produkten einer vollständigen Verbrennung – Wasser und Kohlenstoffdioxid (CO₂), siehe Abbildung 3.4, erfolgt die Umrechnung der Volumenprozentwerte. Diese müssen für alle Komponenten bekannt sein. Vereinfachend wird angenommen, dass Stickstoff und Argon nicht an der Reaktion teilnehmen. Ihre Volumenprozentwerte wurden entsprechen den Literaturwerten für Umgebungsluft³ ermittelt [58]. Die Volumenkonzentration von Sauerstoff ist aus der Messung im Saugrohr

²Die Abgasmessanlage misst die Sauerstoffvolumenkonzentration im Abgas und die AGR-Rate (siehe Kapitel 3.4.1). Damit lässt sich die Sauerstoffvolumenkonzentration im Saugrohr errechnen.

³Durch den in den Brennraum eingebrachten Kraftstoff sinken die die Volumenprozentwerte in der Realität abhängig vom Luftverhältnis.

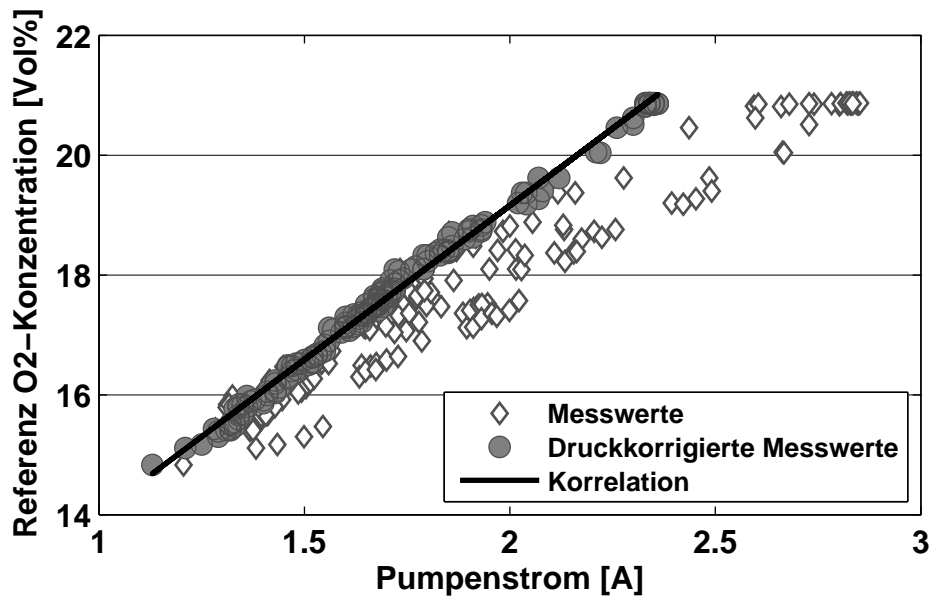


Abbildung 3.3: Sauerstoffvolumenprozent im Saugrohr - Korrelation und Messwerte

bekannt. Um über eine Bilanzierung die verbleibenden Konzentrationswerte für CO₂ und H₂O ermitteln zu können, wird ein festes Verhältnis von 2,46 zwischen den beiden angenommen. Dieses wurde aus Messungen der Abgasmessanlage ermittelt. Es stellt im gesamten Betriebsbereich eine gute Näherung dar, der mittlere relative Fehler gegenüber dem aus der Abgasmessanlage ermittelten Wert beträgt 2,27 %. Die Sauerstoffmassenkonzentration berechnet sich dann aus der Volumenkonzentration wie in Gleichung 3.3 gezeigt.

Gaskomponente	Molmasse	Volumenprozent
Stickstoff	28	78,084
Sauerstoff	32	aus Lambdawert
Argon	40	0,934
Kohlenstoffdioxid	44	2,46 · Vol%H ₂ O
Wasser	18	Vol%CO ₂ / 2,46

Abbildung 3.4: Molmassen der Ansaugluftkomponenten

$$O_2SR[m\%] = 100 \cdot \frac{32 \cdot O_2SR[Vol\%]}{2994 - 4,72 \cdot O_2SR[Vol\%]} \quad (3.3)$$

Die AGR-Rate kann mit Hilfe der Lambdasonde im Saugrohr durch eine O₂-Konzentrationsbilanz zwischen Frischladung (O₂SR) und Abgas (O₂AB) bestimmt werden, siehe Gleichung 3.4. Dies gelingt in allen Betriebspunkten, da der Motor immer

mit Luftüberschuss betrieben wird. Auf diese Weise wird eine – für den Versuchsbetrieb – einfache und genaue, sowie kontinuierliche Messung der AGR-Rate erreicht. Im Vergleich zur Messung der O₂-Konzentration im Saugrohr ergeben sich jedoch größere Fehler im Bereich geringer AGR-Raten, da in diesem Fall der Zähler der Bestimmungsgleichung 3.4 gegen null läuft.

$$AGR_{Rate} = \frac{O_2SR[Vol\%] - 20,942}{O_2AB[Vol\%] - 20,942} \quad (3.4)$$

Untersuchungen der Reaktionszeit der O₂-Konzentrationsmessung offenbaren keine messbare Totzeit für neue Lambdasonden. Durch den Einbauort im Saugrohr ergibt sich jedoch eine stark beschleunigte Sensoralterung mit Einfluss auf die Totzeit. Durch die im Vergleich zum Abgasstrang deutlich kälteren Temperaturen verrußt die Sonde deutlich stärker. Die integrierte Sondenheizung, die ursprünglich nur für Warmlaufphasen ausgelegt ist, wird genutzt. Bereits nach 100 Betriebsstunden verzögerte sich die Reaktion der Sonde auf eine sprunghafte AGR-Ratenänderung um durchschnittlich 0,3 s, siehe Abbildung 3.5. Optische Untersuchungen ergaben einen starken Rußauftrag auf den gealterten Sonden.

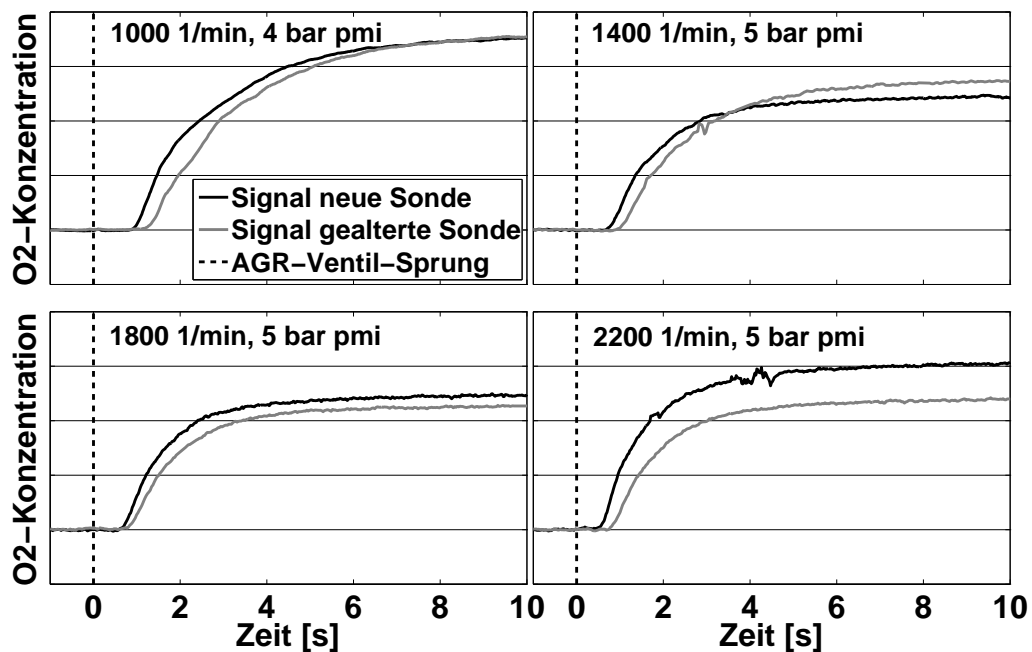


Abbildung 3.5: Alterung der Lambdasonde im Saugrohr

3.1.3 Aktorik

Der Motor ist mit einem Common-Rail-System der 3. Generation mit bis zu fünf Einspritzungen pro Zyklus ausgestattet [59]. Die Piezo-Injektoren spritzen den Kraftstoff mit Drücken bis zu 1600 bar in den Brennraum. Dieser Raildruck wird mit einer mechanisch angetriebenen Kraftstoffpumpe aufgebaut und mit einem Druckregelventil und einer Zumesseinheit eingestellt.

Desweiteren verfügt der Motor über einen Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG), eine gekühlte Abgasrückführung, eine Drosselklappe zur Unterstützung der Abgasrückführung und eine elektrisch verstellbare Einlasskanalabschaltung (EKAS) zur Steigerung der Ladungsbewegung im Brennraum. Alle Luftpfadaktoren werden elektromotorisch gestellt; teilweise findet dabei die Lageregelung direkt im Stellert statt, teilweise wird sie vom Steuergerät übernommen.

3.1.4 Erweiterte AGR-Führung

Für den teilhomogenen Betrieb sind hohe AGR-Raten erforderlich. In seiner Originalkonfiguration kann der Motor OM642 betriebspunktabhängig maximal 45 % Abgas rückführen. Zum Teil ist dies nur mit Hilfe einer starken Drosselung der Frischgase, zur Vergrößerung des Druckunterschieds über der AGR-Strecke möglich. Das Abgas wird in einem mit Kühlmittel des Motorkreises durchströmten Wärmetauscher gekühlt. Dies führt zu für die teilhomogene Verbrennung ungewünscht hohen Temperaturen im Saugrohr. Eine Modifikation der AGR-Strecke zur Anpassung an den teilhomogenen Betrieb ist daher nötig. Sie muss folgende Kriterien erfüllen:

- Vermeidung von Drosselstellen (hohe mögliche AGR-Rate)
- Möglichst starke Kühlung der Gase
- Gute Durchmischung der Gase mit der Frischluft
- Ventil mit Forschungssteuergerät steuerbar
- Mechanische Robustheit / Zugänglichkeit

Eine Erweiterung der hochdruckseitigen Rückführung vom Abgaskrümmter bis kurz nach der Drosselklappe stellt eine mögliche Lösung dar. Hierfür ist weiterhin ein separater AGR-Wärmetauscher erforderlich, wodurch der Strömungswiderstand der AGR-Strecke erhöht wird. Die kompakte Bauweise des Motors verhindert diesen Ansatz aus Bauraumgründen. Alternativ kann eine niederdruckseitige Rückführung der entspannten Abgase nach der Turbine in die Ansaugluft vor dem Verdichter erfolgen. Ohne die Verwendung eines Partikelfilters ist dabei jedoch die mechanische Belastung der Ver-

dichterschaufeln durch Rußpartikel zu hoch.

Als – im Prüfstandsbetrieb – praktikable Lösung wurde eine AGR-Führung gewählt, bei der die Abgase von der Hochdruckseite vor der Turbine entnommen und zwischen Verdichter und Ladeluftkühler der Ladeluft zurückgeführt werden, siehe Abbildung 3.6. Dies hat den Vorteil, die hohe und beliebig einstellbare Kühlwirkung des Ladeluftkühlers zu nutzen, ohne dabei größere Druckverluste im Kauf nehmen zu müssen. Da der Anwendungsbereich der teilhomogenen Verbrennung auf niedrige Lasten limitiert ist, besteht zu jeder Zeit ein Druckgefälle zwischen Frischluft- und Abgasseite für die Rückführung der Gase. Auf eine Drosselklappe kann vollständig verzichtet werden. Dadurch ergibt sich eine verbesserte Zylinderfüllung. Das große Volumen zwischen AGR-Ventil und Zylinder führt jedoch zu einer verlängerten Streckenlaufzeit. Diese kann abhängig von der Motordrehzahl bis zu eine Sekunde betragen, vergleiche Abbildung 3.5.

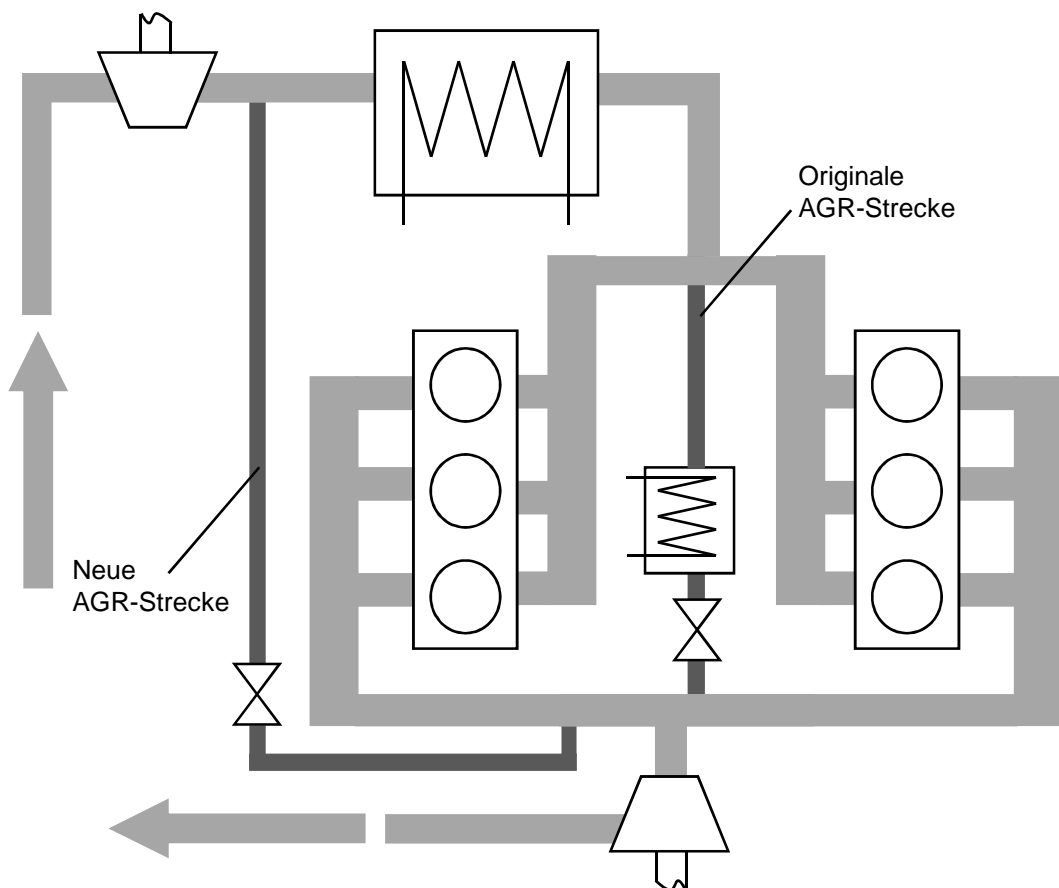


Abbildung 3.6: Vergleich neue und originale AGR-Führung

3.2 Das Forschungssteuergerät AFT PROtroniC

Zur Umsetzung der Regelstrukturen auf dem Prüfstand steht das Forschungssteuergerät PROtroniC der Firma AFT zur Verfügung. Ausgerüstet mit einem Prozessor vom Typ MPC5554 der mit 120 MHz betrieben wird, bietet es eine mit Seriensteuergeräten vergleichbare Rechenleistung. Zur Ansteuerung der Aktoren stehen entsprechende Ausgänge zur Verfügung, die ohne weitere Verstärker alle Aktoren ansteuern können. Nur für die Ansteuerung der Piezo-Injektoren wird eine externe Endstufe der Firma Continental verwendet. Sie dient zur Umsetzung der aus dem Forschungssteuergerät kommenden Schaltsignale. Für die im verbrennungsmotorischen Einsatz üblichen Sensoren wie Lambdasonden und Drehzahlsensoren sind entsprechende Eingänge vorhanden. Verschiedene Kommunikations-Schnittstellen können für die Anbindung an weitere Geräte genutzt werden, darunter CAN, LIN und RS232.

3.2.1 Toolkette

Die Umsetzung der Regelalgorithmen findet komplett im Programmpaket Simulink statt. Aus den hier erstellten Strukturen wird im ersten Schritt mit Hilfe des Programms Target Link der Firma Dspace C-Code erzeugt. Daraus entsteht mit dem Programm Wind River Compiler lauffähiger Code für das Forschungssteuergerät. Dieser wird mit der Software PROtroniC Bootloader über einen CAN-Bus mit CCP⁴ an das Zielsystem übertragen. Zur Applikation von Parametrierungsdaten sowie zur Messdatenerfassung dient das Programm MARC der Firma AFT; die Kommunikation findet ebenfalls über den CAN-Bus statt. Somit steht eine gesamte Werkzeugkette zur Entwicklung der Regelstrukturen zur Verfügung.

3.2.2 Software

Als Basis für die Regelung wird eine komplett eigene Softwarestruktur erstellt. Grundgedanke ist die Unterteilung des Signalfusses in die drei Hauptbereiche "Eingangsgroßenbehandlung" (E), "Funktionsteil" (F) und "Ansteuergrößenberechnung" (A).

Im ersten Teil werden die Eingangssignale der Sensoren eingelesen. Mit Hilfe der vom Motorenhersteller bereitgestellten Kennlinien werden die eingelesenen Spannungswerte in physikalische Werte umgerechnet. Desweiteren werden in diesem Bereich die Werte der CAN-Verbindung, mit der die thermodynamischen Werte vom Indiziersystem übertragen werden, eingelesen. Dadurch stehen im Funktionsteil alle physikalischen

⁴CAN Calibration Protocol, insbesondere für Fahrzeugsteuergeräte entwickeltes Übertragungsprotokoll auf Basis des CAN-Bussystems

Messwerte als Eingang der Regelstrukturen zur Verfügung. Innerhalb des Funktions- teils werden zu Beginn rechnerisch weitere Größen bestimmt, wie zum Beispiel die Massenkonzentration des Sauerstoffs im Saugrohr. Vorteil dieser Aufteilung ist, dass innerhalb des Bereiches der Eingangsgrößenbehandlung nur Änderungen erforderlich werden, wenn sich tatsächlich Änderungen bei den angeschlossenen Sensoren erge- ben haben.

Hauptaufgabe des Funktionsteils ist die Berechnung der Ausgangsgrößen auf Basis der Eingangsgrößen. Während der Reglerentwicklung werden die Strukturen in die- sem Teil schrittweise erweitert. Der indizierte Mitteldruck jedes Zylinders steht in Echt- zeit zur Verfügung. Da es durch die Regelung des indizierten Mitteldrucks nur zu ge- ringen Abweichungen zwischen Ist- und Sollgröße kommt, ist es möglich, den Sollwert in allen Kennfeldern als Lastgröße zu verwenden, siehe Abb. 3.7. Mit der Drehzahl n und der Gaspedalstellung PWG kann ein Sollkennfeld für den indizierten Mitteldruck gebildet werden. Dadurch entsteht die Möglichkeit, durch die Berücksichtigung von Reibmitteldruckwerten, eine wesentlich einfachere und genauere Kopplung zwischen Fahrerwunsch und Motorausgangsmoment zu schaffen, als dies heutzutage trotz kom- plexer Drehmomentmodelle möglich ist. Der Aufruf der Funktionen und die Ausgangs- größenberechnung der Luftpfadsteller erfolgt zeitfest alle 1 ms. Die Strukturen für den Einspritzpfad existieren für jeden Zylinder separat. Sie werden nur einmal pro Arbeits- spiel winkelfest aufgerufen.

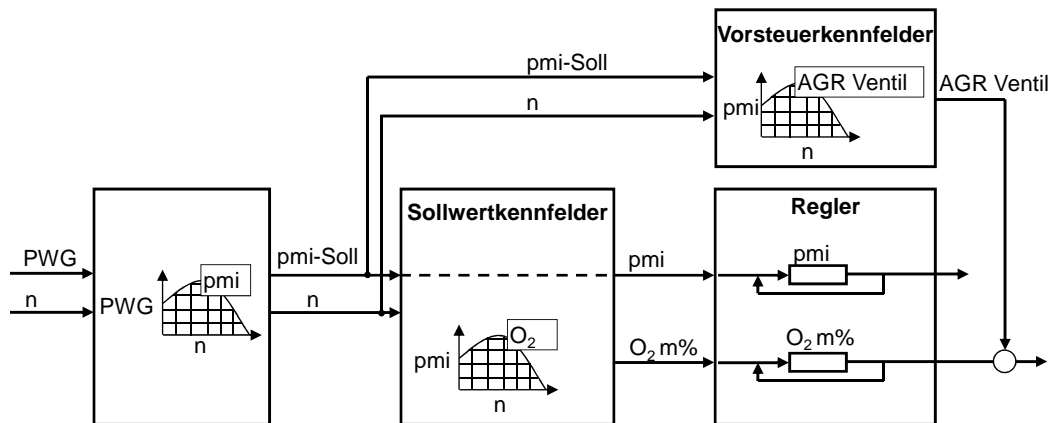


Abbildung 3.7: Der indizierte Mitteldruck als Lastgröße der Funktionsstruktur

Der Ansteuergrößenberechnungsteil setzt die Anforderungen an die Aktoren aus dem Funktionsteil in entsprechende elektrische Signale um, wie zum Beispiel eine Puls- weite zum Ansteuern des AGR-Ventils. Auch in diesem Teil des Codes sind nach der Inbetriebnahme nur Änderungen erforderlich, wenn hardwareseitig Änderungen vorge- nommen werden.

In der Softwarestruktur erfolgt unterhalb der ersten Gliederungsebene eine Untertei- lung in verschiedene Abstraten, siehe Abbildung 3.8. Zeitfeste Tasks werden alle 1

oder 40 ms aufgerufen. Zusätzlich gibt es einen kurbelwinkelfesten Task, der bei jedem ZOT aufgerufen wird. Die Art und Weise der Codegenerierung erfordert eine Unterteilung zwischen den Abstraten auf dieser Ebene, da innerhalb eines Subsystems nur eine Abstrakte vorliegen darf.

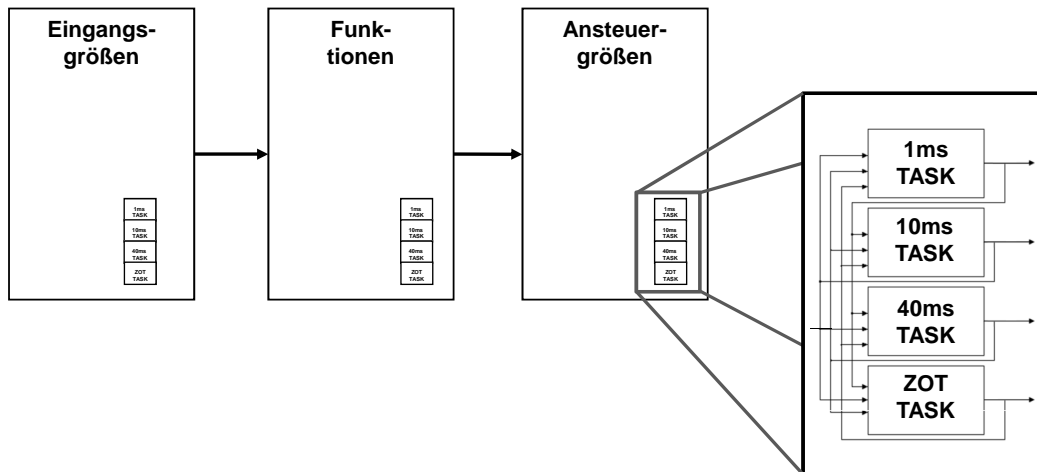


Abbildung 3.8: Die Gliederung der Softwarestruktur

3.2.3 Inbetriebnahme

Zum Betrieb des Motors mit dem Forschungssteuergerät wird der Originalkabelbaum verwendet. Dies ermöglicht einen Umbau zwischen dem Originalsteuergerät Bosch EDC 17 und der PROtroniC in wenigen Minuten, da nur die Hauptstecker zum Steuergerät umgesteckt werden müssen. Um dies zu erreichen, wurden spezielle Adapterboxen gebaut. Eine Box nimmt hierbei die beiden Originalstecker des Kabelbaums auf und macht sämtliche Pins über 4 mm Buchsen zugänglich. Die andere Adapterbox ist mit sämtlichen Pins der PROtroniC verbunden und fungiert dort als sogenannte Break-Out-Box. Die eigentliche Verkabelung geschieht mit geschirmten Messleitungen zwischen diesen beiden Break-Out-Boxen, siehe Abbildung 3.9. Dadurch ist eine Erweiterung der angeschlossenen Sensorik problemlos möglich und eine Fehlersuche wird im Vergleich zu fertig konfektionierten Steuergerätesteckern stark erleichtert. Ein weiterer Vorteil dieses Systems ist, dass die Inbetriebnahme in Etappen erfolgen kann.

Dabei wird zunächst mit Hilfe der Software PCU Konfigurator eingestellt, an welchen Pins welche Sensoren und Aktoren angeschlossen sind. Die Kontur und Lage der Geberräder von Kurbel- und Nockenwelle relativ zum ZOT von Zylinder 1 wird hier ebenfalls eingegeben. Erst nach erfolgter Anmeldung der Sensoren und Aktoren stehen diese im Simulinkmodell als Funktionsblöcke zur Verfügung. Diese dienen dann als Anfang und Ende der E-F-A-Struktur. Nach Aufbau einer einfachen Struktur mit

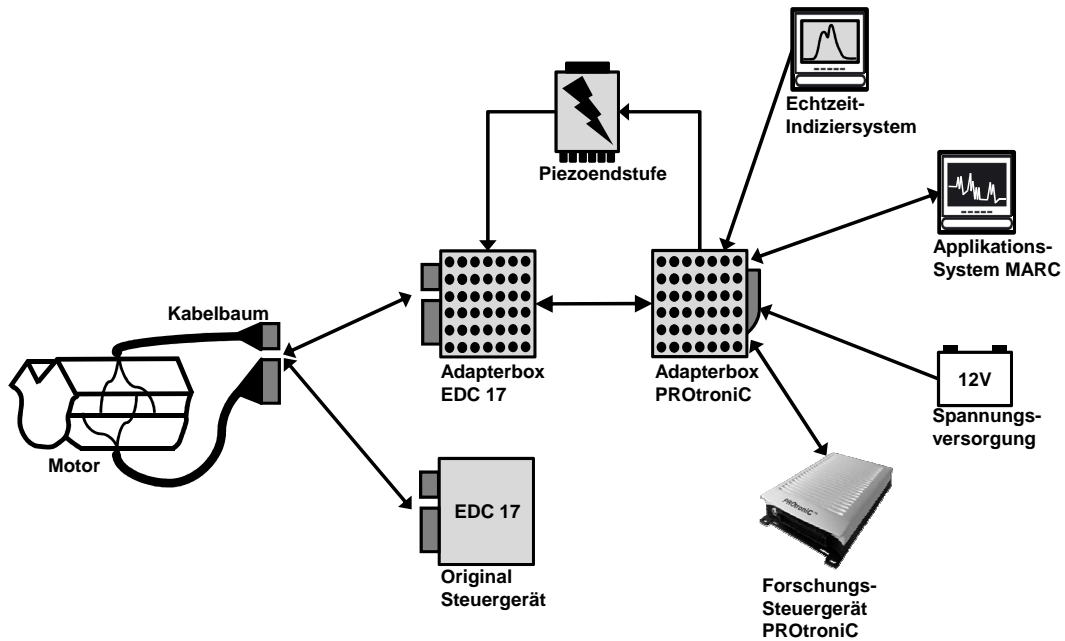


Abbildung 3.9: Anschluss des Forschungssteuergerätes an den Motorkabelbaum

Steuerkennfeldern für alle Aktoren und Funktionen zum Umrechnen der eingelesenen Sensorwerte in physikalische Größen kann die Inbetriebnahme erfolgen.

Zuerst werden hierbei alle Sensoren angeschlossen und ihre Werte im geschleppten Motorbetrieb plausibilisiert. Als Referenz dient die redundant vorhandene Prüfstands-sensorik. Mit diesem Verfahren können neben der Verkabelung auch direkt die Softwarestruktur und die hinterlegten Kennlinien überprüft werden.

Nächster Schritt ist die Inbetriebnahme der Aktorik. Begonnen wird mit den Luftpfadstellern. An Stellen, an denen sich die Funktion eines Stellers von außen nicht überprüfen lässt, werden Ersatzteile anstelle der verbauten Aktoren mit dem Kabelbaum verbunden. So ist es möglich, die Funktion der Steller außerhalb des Motors direkt zu testen und die gesamte Signalkette zu prüfen.

Als letzter Schritt werden die Piezo-Einspritzventile in Betrieb genommen. Die Parameter für Ladezeit und Maximalspannung werden entsprechend der Herstellervorgaben in der externen Endstufe eingestellt. Während der Einstellphase wird dazu ein nicht mit dem Kraftstoffsystem verbundener Ersatzinjektor verwendet. Die im Motor verbauten Injektoren sind hierbei elektrisch vom Kabelbaum getrennt und der Motor wird geschleppt, um ein Drehzahl-signal zu generieren.

Zur Darstellung einer robusten Mehrfacheinspritzung mit einer Haupteinspritzung und zwei Voreinspritzungen wird pro Einspritzevent ein eigener Schaltausgang verwendet. Die Signale dieser Schaltausgänge werden zylinderweise zusammengeführt. Dioden verhindern dabei interne Kurzschlüsse. Das Summensignal wird dann invertiert, um in

der richtigen Form als Eingang in die Piezoendstufe vorzuliegen. Zur genauen Bestimmung der OT-Lage wird das Ansteuersignal der PROtroniC zur Piezo-Endstufe mit an das Indiziersystem angeschlossen. Damit kann die OT-Lage im Steuergerät, die über die Signale von Kurbelwellen- und Nockenwellengeber bestimmt wird, kalibriert werden. Als Referenz dient dabei die über das Indiziersystem thermodynamisch ermittelte OT-Lage.

3.3 Echtzeitindiziersystem

Zur Erfassung der thermodynamischen Größen aus den Zylinderdruckverläufen der sechs Hochdrucksensoren in Echtzeit steht ein ADwin-PRO-System zur Verfügung. Pro Zylinder verfügt es über eine Rechnerkarte vom Typ T10. Diese ist mit einem Prozessor ADSP 21162 mit 80 MHz ausgestattet. Die Programmierung mit den Algorithmen zur Berechnung der Indizierkennwerte erfolgt in ADbasic. Die verwendeten Algorithmen sind in der Forschungsstelle entwickelt worden. Der gesamte Quellcode ist bekannt und erforderliche Änderungen lassen sich einfach umsetzen. Bei einer Berechnung innerhalb der PROtroniC hätten nur die bereits zu Projektstart vorhandenen Echtzeitalgorithmen verwendet werden können, da diese nicht innerhalb der vom Benutzer zugänglichen Simulink-Struktur liegen. Sie sind im FPGA untergebracht und können nur mit großem Aufwand beim Hersteller geändert werden.

3.3.1 Berechnung Thermodynamischer Größen

Die Zylinderdruckwerte werden winkelfest mit 1°KW Auflösung eingelesen. Die Bestimmung der maximalen Druckanstiege erfolgt durch Differenzbildung zweier nacheinander eingelesener Druckwerte. Der Maximalwert wird gespeichert und nach Ende des Berechnungsintervalls ausgegeben und anschließend zurückgesetzt. Die Berechnung des indizierten Mitteldrucks geschieht über ein komplettes Arbeitsspiel. Da es sich um ein Ringintegral handelt, ist dafür keine Nulllinienkorrektur notwendig. Der Start- bzw. Endpunkt der Berechnung wurde auf 220°KW nach ZOT verschoben. Damit steht die Information aus dem bestimmenden Hochdruckteil des indizierten Mitteldrucks verzögerungsfrei für die Berechnung der Einspritzparameter des nächsten Arbeitsspiels zur Verfügung.

Zur Berechnung des Heizverlaufs nach Bargende [60] wird in der Kompressionsphase zuerst eine thermodynamische Nulllinienfindung durchgeführt, um den gemessenen Druck auf das Absolutniveau verschieben zu können. An der Forschungsstelle entwickelte Filter sorgen dafür, dass mögliche Signalstörungen keinen schädlichen Einfluss auf die Nulllinienfindung haben. In einem Intervall von 40°KWvOT bis 90°KWnOT

wird der Summenheizverlauf berechnet. Maximum und Minimum werden gespeichert. Nach Ende des Intervalls findet eine Rückwärtssuche nach dem 50%- und 10%-Umsatzpunkt statt⁵. Im Vergleich zur ursprünglichen Berechnung der Schwerpunkt-lage der Verbrennung ist dies das genauere Verfahren, da es nicht von der Symmetrie des Heizverlaufs abhängig ist. Das Ergebnis ist damit zwar nicht direkt mit dem Intervallende verfügbar, die Werte stehen aber weiterhin rechtzeitig zur Bestimmung der Einspritzparameter für das nächste Arbeitsspiel bereit. Durch eine lineare Interpolation kann die Lage der Umsatzpunkte genauer als auf ein Grad Kurbelwinkel bestimmt werden. Wegen der sehr raschen teilhomogenen Verbrennung korreliert die Lage der 10%-Umsatzrate der Verbrennung gut mit dem Brennbeginn, der ca. 2 – 3°KW früher liegt. Der 10%-Umsatzpunkt lässt sich jedoch schneller und robuster im Echtzeitsystem bestimmen. Im Folgenden wird von diesem als Brennbeginn gesprochen.

3.3.2 Kommunikation

Für die Kommunikation zwischen dem Echtzeitsystem und der PROtroniC wird ein separater unidirektionaler CAN-Bus mit 500 kBit/s Übertragungsrate verwendet. Pro Zylinder gibt es eine Botschaft, die nach Ende des Berechnungsintervalls des indizierten Mitteldrucks versendet wird. Sie enthält folgende Größen:

- Indizierter Mitteldruck, 16 bit, Auflösung 0,001 bar
- 50%-Lage der Verbrennung, 16 bit, Auflösung 0,002°KW
- 10%-Lage der Verbrennung, 16 bit, Auflösung 0,002°KW
- Maximaler Druckanstieg, 8 bit, Auflösung 0,01 bar/°KW
- Brennraumdruck 90°KW vor ZOT, 8 bit, Auflösung 0,03 bar

Neue Botschaften werden im Forschungssteuergerät mit einer Abtastrate vom 1 ms eingelesen. Wie in Abbildung 3.10 zu sehen, steht somit genug Zeit zur Verfügung, die Daten des letzten Arbeitsspiels für die Einstellung der Einspritzparameter im darauffolgenden Arbeitsspiel zu nutzen.

3.4 Motorprüfstand

Zur Einstellung von Last und Drehzahl wird eine hochdynamische Asynchronmaschine des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK) der Universität Stuttgart verwendet, welche von einer Prüfstandsautomatisierung des Typs Morphee 2

⁵hier dient der Bereich zwischen Minimum und Maximum des Summenheizverlaufs als Referenz

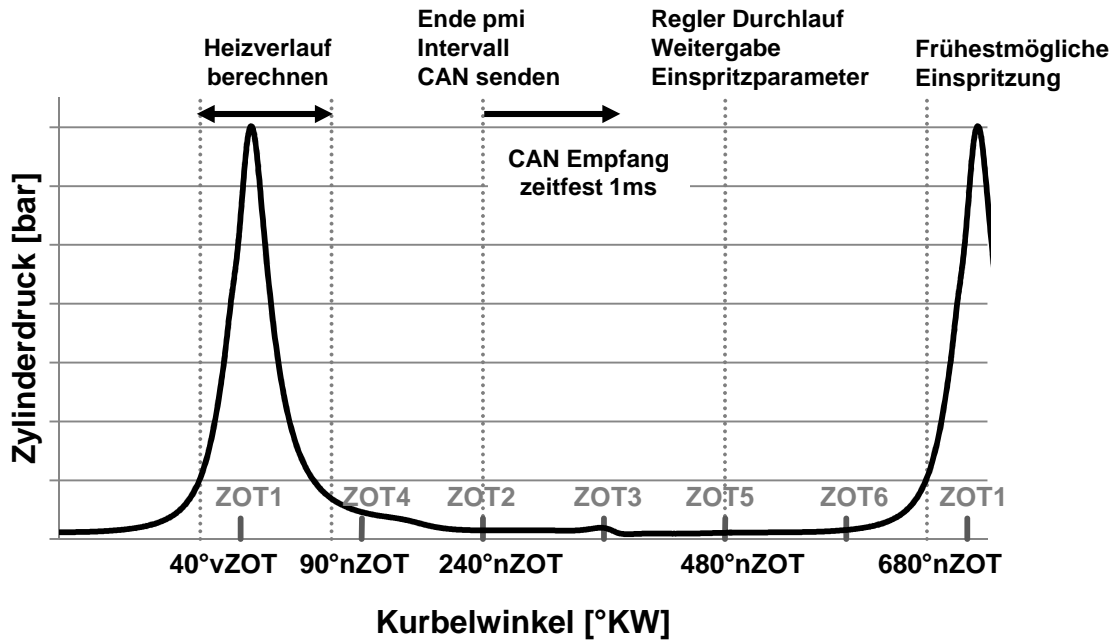


Abbildung 3.10: Kommunikation von Echtzeitsystem und Forschungssteuergerät

der Firma D2T gesteuert wird. Kühlwasser und Kraftstoff werden auf die Sollwerte konditioniert; zur Kühlung der Ladeluft dient ein Luft-Wasser-Wärmetauscher, dessen Kühlleistung durch Regulierung der Wassertemperatur eingestellt werden kann.

3.4.1 Messtechnik

An allen relevanten Stellen im Luftpfad des Motors finden Druck- und Temperaturmessungen statt, so auch in der zusätzlichen AGR-Strecke. Die Abgastemperaturen der einzelnen Zylinder werden im Krümmer nahe den Auslasskanälen gemessen. In beiden Krümmern, etwa im Bereich des mittleren Zylinders, sitzt je ein Niederdruckindiziersensor vom Typ Kistler 4075A10V39. Ein gekühlter Umschaltadapter Kistler 7531 sorgt dafür, dass der Sensor nur während der Messung mit Abgas beaufschlagt wird. Ansaugseitig werden zur Niederdruckindizierung Kistler 4005BA5FV200S Miniatursensoren verwendet, da die Platzverhältnisse eine Verwendung größerer M14-Sensoren nicht erlaubten. Für Messungen des Brennraumdruckes sind piezoelektrische Hochdrucksensoren vom Typ AVL GU23D in jedem der sechs Zylinder verbaut. Dazu ist der Motor mit einem speziellen Zylinderkopf ausgerüstet, dessen Gussform so modifiziert wurde, dass die Sensoren aufgenommen werden können.

Zur Messung der Schadstoffemissionen wird eine Abgasmessanlage vom Typ Horiba Mexa 7100 DEGR sowie ein Schwärzungszahlmessgerät des Typs AVL Smokemeter eingesetzt. Die AGR-Rate wird mit Hilfe des volumetrischen Verhältnisses der CO₂-

Konzentration in Saugrohr und Abgasführung bestimmt. Zur Messung der Luftmasse dient ein Sensycon Sensyflow Messgerät, das nach dem Heißfilmprinzip arbeitet. Die verbrauchte Kraftstoffmasse wird mit zwei AVL Fuel Meter Typ 753 bestimmt. Damit sind kontinuierliche Messungen ohne zeitliche Begrenzung möglich.

3.4.2 Automatisierungssystem

Im Prüfstandsautomatisierungssystem Morphee 2 der Firma D2T laufen alle Messgrößen zusammen. Von hier aus wird die Belastungseinrichtung gesteuert und dem Motor über den Pedalwertgeber eine Last vorgegeben. Mess- und Fahrprogramme, wie zum Beispiel der NEFZ, können automatisiert durchgeführt werden. Die vom Echtzeitindiziersystem über eine CAN-Verbindung gesendeten Werte werden eingelesen, die Größen p_{mi} , 50 %- und 10 %-Lage werden auf dem Leitreechner visualisiert. Der Zustand des Motors und der Regler kann dadurch gut überwacht werden. Die Abgasmessanlage ist ebenfalls an das Automatisierungssystem angeschlossen. Sie kann ferngesteuert werden und liefert ihre Messwerte automatisch zurück. Die Steuergrößen werden über eine ASAP-Kopplung von MARC an Morphee übertragen. Ein weiteres Indiziersystem dient zu Messungen über mehrere hundert Arbeitsspiele. Die Mittelwerte dieser Messungen werden ebenfalls an das Automatisierungssystem übertragen. Abbildung 3.11 zeigt die Kopplung der auf dem Motorenprüfstand verwendeten Systeme.

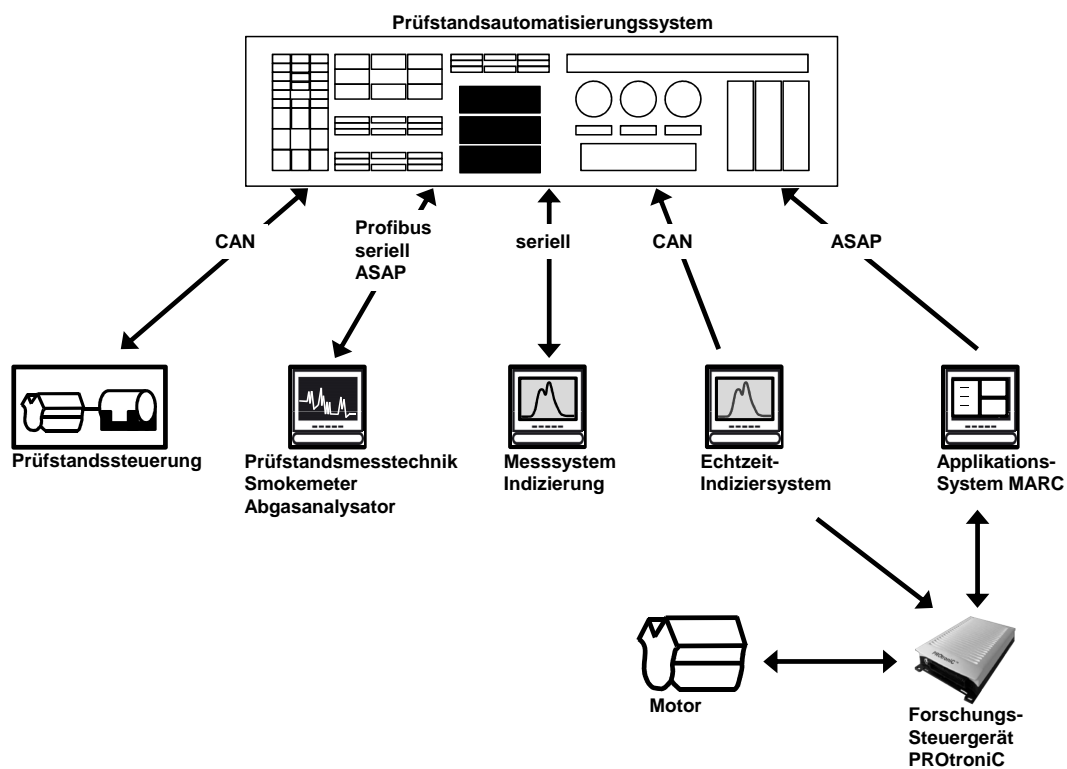


Abbildung 3.11: *Kopplung aller am Motorenprüfstand eingesetzten Systeme*

4 Entwicklung der Regelstrategie

Um eine Regelstrategie für ein solch komplexes System wie einen aktuellen Verbrennungsmotor zu entwickeln, muss zuerst eine genaue Systemanalyse durchgeführt werden. In der Arbeit von Rebecchi [1] werden die Mechanismen der vorgemischten Niedertemperatur-Dieselerbrennung¹ analysiert. Im Hinblick auf eine Verbrennungsregelung werden mit Hilfe von Parametervariationen Sensitivitätsuntersuchungen durchgeführt. Aus dieser thermodynamischen Systembetrachtung ergeben sich Vorschläge für die Wahl von Stell- und Regelgrößen, deren Eignung für die Umsetzung in Regelstrukturen in diesem Kapitel analysiert wird.

4.1 Grundlagen

Bei der Auswahl der Regelstrategie werden nach dem Top-Down-Prinzip zunächst grundlegende Strukturen angelegt und im Folgenden verfeinert. Dies entspricht dem üblichen Vorgehen bei einer Motorapplikation, bei der zunächst ein stationäres Kennfeld appliziert wird, welches dann schrittweise um Korrekturen für wechselnde Umgebungsbedingungen und Instationärbetrieb erweitert wird. Im folgenden Kapitel wird der auf diesem Grundprinzip basierende Ansatz vorgestellt.

4.1.1 Problemstellung

Die in der Regelungstechnik übliche Vorgehensweise, zu Beginn der Reglerentwicklung zuerst ein vollständiges Modell der Regelstrecke zu erstellen, scheitert an der Komplexität und hohen Sensitivität auf unzählige Einflussfaktoren der teilhomogenen dieselmotorischen Verbrennung. Eine allgemeingültige, den Ansprüchen einer Regelung genügende Modellbildung – insbesondere der Schadstoffemissionen – ist nicht möglich. Regelungsansätze, die auf der Modellbildung von Teilsystemen basieren, können dort beachtliche Ergebnisse erzielen, ihnen fehlt jedoch der ganzheitliche Ansatz. Sie sind deshalb nicht auf das Gesamtsystem erweiterbar.

¹in dieser Arbeit als teilhomogene Verbrennung bezeichnet

4.1.2 Lösungsansatz

Vielmehr muss durch eine ausführliche Analyse des Systems auf dem Motorenprüfstand ein umfassendes Verständnis für die wirkenden physikalischen Zusammenhänge erarbeitet werden. Ohne dies ist die Verbrennungsregelung eines modernen Dieselmotors nicht möglich.

Wichtig, und dementsprechend Hauptteil dieser Arbeit, ist der auf einer allgemeingültigen Zielbetriebspunktdefinition basierende Ansatz. Der Zielbereich sollte durch in Echtzeit messbare und für den Einsatz im Fahrzeug geeignete Sensorik eindeutig beschrieben werden können. Ist eine solche Definition vorhanden, ergibt sich daraus, unter der Beachtung aller in der Praxis notwendigen Faktoren, die Wahl der Regelgrößen. Die Wahl der Stellgrößen mit ihrem Einfluss auf die teilhomogene Verbrennung im Allgemeinen und auf die Regelgrößen im Speziellen stellt das letzte Element der Reglergrundauslegung dar. Eine auf diese Weise erstellte Struktur bietet das größte Potential für eine umfassende Regelung der gesamten innermotorischen Vorgänge. Sie ist der Modellbildung von Teilsystemen und dem Einsatz darauf gestützter Regelungen vorzuziehen, da sie das System als Ganzes zur Grundlage hat.

Gemäß dem Top-Down-Prinzip wird zu jeder Zeit darauf geachtet, dass der gewählte Ansatz erweiterbar ist. Dies kann durch in der Regelungstechnik übliche Verfahren wie den Austausch der Vorsteuerkenfelder durch vorhersagefähige (Mehrgrößen-)Modelle, eine modellbasierte Anpassung der Reglerfaktoren, oder eine modellbasierte Sollwertbestimmung erfolgen. Wichtig ist jedoch zuerst eine allgemeingültige Grobstruktur zu definieren und erst dann, auf diesem Gerüst aufbauend, Teilsysteme durch Erweiterung mit modellbasierten Ansätzen zu erweitern.

Diese Arbeit beschreibt den Aufbau und die Umsetzung dieses Grundgerüsts. Dabei ist es das Ziel, eine Regelstrategie zu finden, bei der die Regelkreise weitestgehend entkoppelt werden können. Führungsgrößen sollen direkt messbar sein und direkt rückgeführt werden. Alle Reglerparameter sollen hierbei eine physikalische Entsprechung haben.

4.2 Analyse der teilhomogenen Verbrennung

In [1] wird eine Blockeinspritzung im Bereich zwischen 30° und 5° KWvOT zur Darstellung der teilhomogenen Verbrennung verwendet. Diese Art der Kraftstoffzufuhr eignet sich besonders für konventionelle Dieselmotoren, die mit für die diffusive Verbrennung optimierter Kolbenmulde und Einspritzdüse ausgestattet sind. Zur Ermittlung der Einflusses der Einspritzparameter und der Luftpfadaktoren wird eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt.

4.2.1 Grenzen der teilhomogenen Verbrennung

Auf Basis von Prüfstandsmessungen werden die Last- und Drehzahlgrenze der teilhomogenen Verbrennung untersucht. Es resultiert ein fahrbarer Kennfeldbereich bis 2400 1/min und 9 bar p_{mi} . Bei einer Steigerung der Last reicht die Aufladung nicht mehr aus, um die benötigte Luftmenge in Kombination mit der erhöhten AGR-Rate zu fördern. Bereits ab ca. 4,5 bar p_{mi} ist eine Steigerung der Kraftstoffmasse nur mit einer Absenkung der AGR-Rate möglich, um die Rußgrenze bei einem Luftverhältnis des Abgases (Abgaslambda) von ca. 1,2 einzuhalten. Damit dies nicht zu höheren Druckgradienten führt, wird die Verbrennung in Richtung "spät" verschoben, bis sie bei etwa 9 bar p_{mi} zu instabil wird. Die Grenze des Betriebsbereichs in Richtung von höheren Drehzahlen ergibt sich durch die verkürzte Zeit zur Gemischaufbereitung. Auch dies führt zu einem späten Brennbeginn, bis schließlich auch hier eine stabile Verbrennung nicht mehr möglich ist. Abbildung 4.1 zeigt die Grenzen der teilhomogenen Verbrennung.

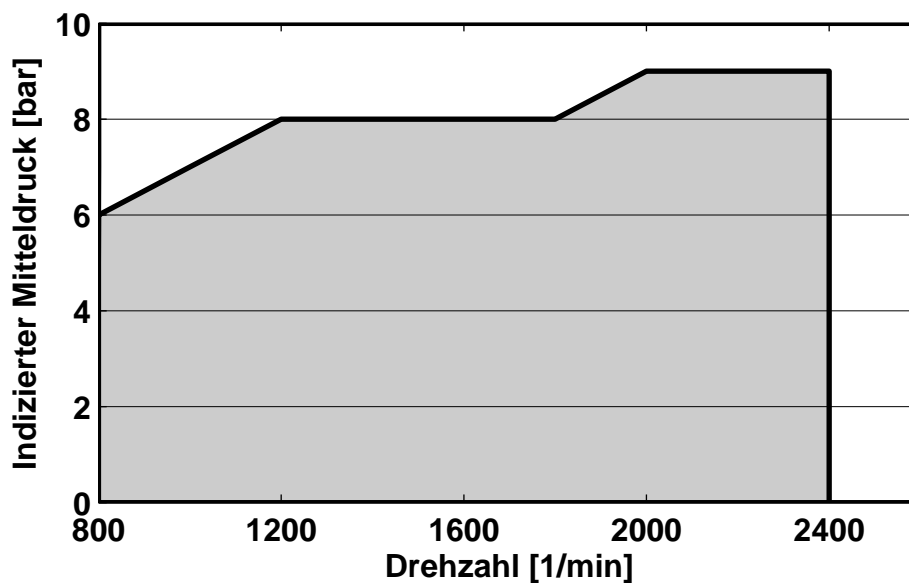


Abbildung 4.1: Fahrbarer Betriebsbereich der teilhomogenen Verbrennung

4.2.2 Sensitivitätsanalyse

Innerhalb des oben definierten reduzierten Kennfeldbereichs werden die Stellgrößen von Einspritz- und Luftpfad für den Betrieb mit teilhomogener Verbrennung appliziert. Besondere Beachtung finden die Stabilität der Verbrennung und die Einhaltung der maximalen Druckgradienten von 8 bar/ $^{\circ}$ KW mit möglichst geringen Ruß- und NO_x -Emissionen. Eine Variation der Hauptstellgrößen Einspritzbeginn, AGR-Ventilposition

und VTG-Leitschaufelstellung ergibt eine sehr gute Korrelation von Druckgradienten und NO_x -Emissionen. Die Druckgradienten lassen sich durch den Einspritzbeginn und die AGR-Ventilposition einstellen. Beide Stellgrößen beeinflussen ebenfalls die Lage des Brennbeginns. Es zeigt sich, dass bei Erhöhung des maximalen Druckgradienten mit jeweils maximaler AGR-Rate die Emissionen Geräusch und NO_x steigen, die Werte für HC- sowie CO-Emissionen jedoch sinken, siehe Abbildung 4.2. Hier wird dieses Verhalten exemplarisch am Betriebspunkt 1800 1/min und 4 bar p_{mi} gezeigt. Der maximale Druckanstieg fungiert somit als virtueller Sensor; er bietet einen direkten Einfluss auf die Positionierung der Verbrennung im Emissionszielkonflikt.

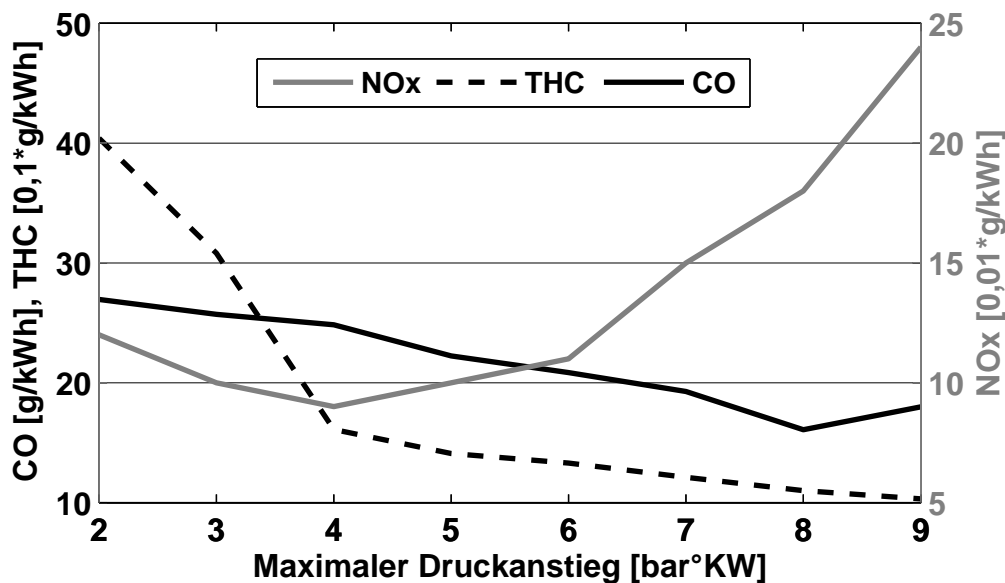


Abbildung 4.2: Der maximale Druckgradient als virtueller Sensor nach [1]

Durch die Auslegung des Turboladers für hohe Lastbereiche ist mit der VTG-Verstellung keine gezielte Beeinflussung der Zylinderfüllung möglich. Es ergibt sich nur ein Einfluss auf die Druckdifferenz über die AGR-Strecke und damit auf die AGR-Rate.

4.2.3 Definition des Zielbetriebspunkts

Im nächsten Schritt wird die Verbrennung bei konstantem p_{mi} und konstantem maximalen Druckanstieg bei verschiedenen AGR-Raten untersucht. Dazu wird das AGR-Ventil verstellt; die VTG-Position wird auf geschlossener Stellung fixiert. Der maximale Druckanstieg wird über den Einspritzbeginn eingestellt. Je höher die AGR-Rate, desto früher kann der Einspritzbeginn eingestellt werden. Dabei ergibt sich, dass eine maximale AGR-Rate ideal bezüglich Emissionen und Verbrauch ist [1]. Es gelten jedoch folgende Einschränkungen: Das Abgaslambda darf nicht unter 1,2 sinken, da sonst die Rußemissionen stark ansteigen. Der Einspritzbeginn darf betriebspunktabhängig eine

Grenze von ca. 30°KWvOT nicht in Richtung früher Einspritzung überschreiten, sonst steigen HC- und CO-Emissionen stark an, da der Kraftstoff nicht mehr vollständig in die Kolbenmulde eingespritzt wird. Der Brennbeginn soll dabei, so weit möglich, im Bereich des oberen Totpunktes liegen, da dort bei konstantem dp_{max} die maximale AGR-Rate rückführbar ist. Bei früherem BB muss die AGR-Rate gesenkt werden, um dp_{max} konstant zu halten. Bei konstantem maximalem Druckanstieg ergeben sich innerhalb des applizierten Bereiches zwei Teilgebiete. Bis zu einer Last von etwa 4,5 bar p_{mi} wird auf einen Brennbeginn bei OT appliziert, darüber auf ein Abgaslambda von 1,2, siehe Abbildung 4.3. Bei Vorgabe von zu geringen maximalen Druckanstiegen lässt sich selbst bei voller AGR-Ventilöffnung kein Brennbeginn bei OT mehr erreichen. Er wird in die Expansion verschoben. Da in diesem Fall schlechte Wirkungsgrade und sehr hohe CO-/HC-Emissionen vorliegen, stellt dies jedoch keine Einschränkung für die gewählte Strategie dar.

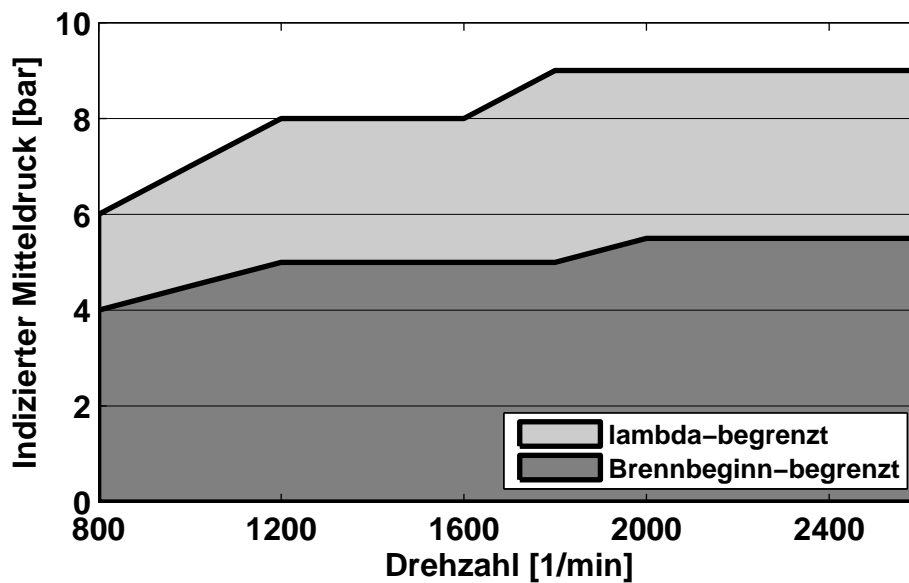


Abbildung 4.3: Brennbeginn- und Abgaslambda-begrenzter Bereich nach [1]

Mit diesen Erkenntnissen wurde schließlich eine kombinierte Variation von AGR-Rate und Einspritzbeginn untersucht. Abbildung 4.4 zeigt die Abhängigkeit der Zielgrößen Wirkungsgrad, Brennbeginn, Abgaslambda und maximaler Wirkungsgrad von der eingestellten Kombination von AGR-Rate und Einspritzbeginn. Eine genauere Analyse der Zusammenhänge ist in [1] beschrieben. Wie zu erkennen ist, lässt sich hier der Zielbereich innerhalb der zuvor angesprochenen Grenzen klar definieren. Das in der Abbildung gezeigte Verhalten bei 1800 1/min und 4 bar p_{mi} gilt im gesamten Kennfeldbereich.

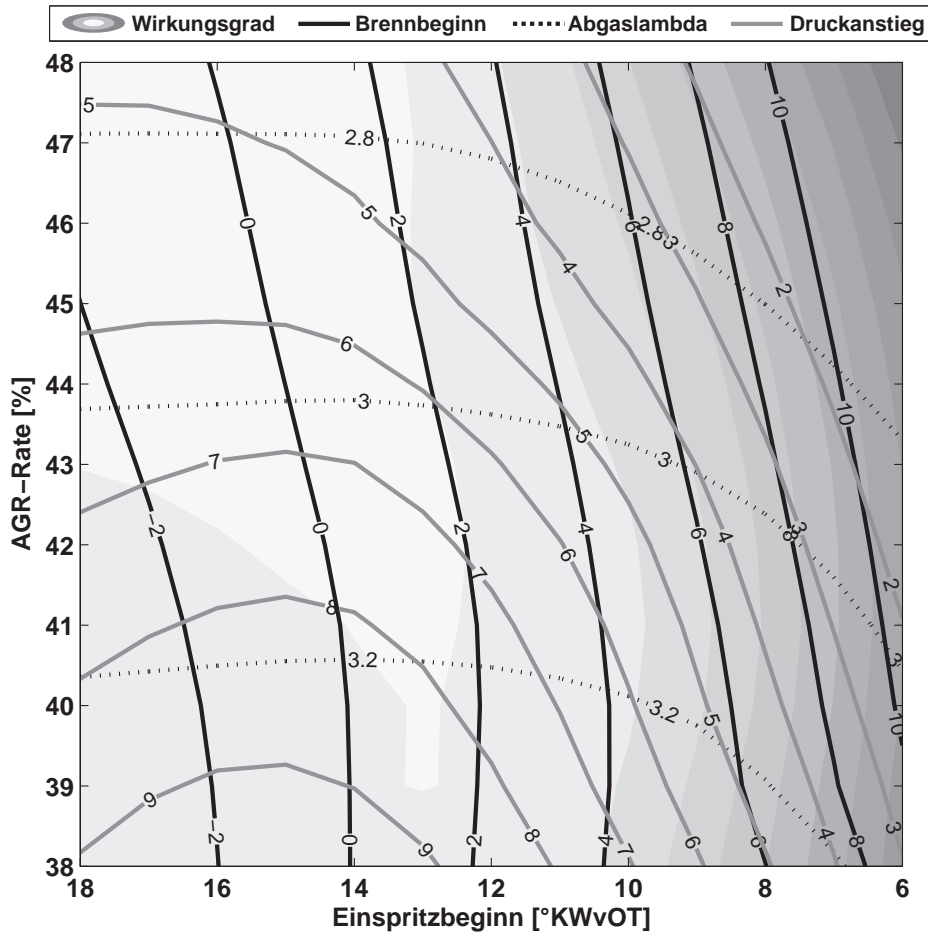


Abbildung 4.4: Kombinierte Variation von AGR-Rate und Ansteuerbeginn nach [1]

4.3 Auswahl der Zielgrößen

Ziel jeder Motorsteuerung oder -regelung ist es, einen sicheren Betrieb zu ermöglichen, der folgende Anforderungen erfüllt:

- Last halten
- Motorschutz, geringe Geräusentwicklung
- niedrige Emissionen bei bestmöglichem Wirkungsgrad

Diese Größen lassen sich jedoch mit der serienmäßigen Sensorausstattung eines aktuellen Verbrennungsmotors nicht direkt messen. Aufbauend auf den bisher gezeigten Untersuchungen und unter Beachtung der vorgestellten Prinzipien werden deshalb Zielgrößen gesucht, welche die genannten Ziele möglichst gut repräsentieren. Dazu

stehen die aus der Zylinderdruckindizierung ermittelten thermodynamischen Größen zu Verfügung, siehe Kapitel 3.3.1. Außerdem sind die im Steuergerät eingelesenen Sensorgrößen des Originalmotors sowie zusätzlich die Werte für die aus der Sauerstoffbilanz ermittelte AGR-Rate und die O_2 -Konzentration im Saugrohr, siehe Kapitel 3.1.1 und 3.1.2 verfügbar. Abgaswerte und andere, nur am Prüfstandssystem gemessene Größen – wie z.B. der aktuelle Kraftstoffverbrauch – sollen, um eine spätere Übertragbarkeit ins Fahrzeug zu ermöglichen, nicht für die Regelung verwendet werden.

4.3.1 Zielgröße der Lastregelung

Ideale Zielgröße für eine Lastregelung wäre das effektive abgegebene Moment, bzw. der effektive Mitteldruck p_{me} . Dieser ergibt sich aus der Summe von Reibmitteldruck und indiziertem Mitteldruck p_{mi} . Letzterer wird kontinuierlich gemessen und stellt den Hauptanteil von p_{me} dar; deshalb dient der über alle Zylinder gemittelte indizierte Mitteldruck als Führungsgröße der Lastregelung. Zur Berücksichtigung des Reibmitteldrucks ist der Regler des indizierten Mitteldrucks durch ein Reibmitteldruckkennfeld oder -modell erweiterbar.

4.3.2 Zielgröße der Motorschutzregelung

Durch die schnelle Wärmefreisetzung zu Beginn der teilhomogenen Verbrennung kann es zu hohen maximalen Druckanstiegen kommen. Werte oberhalb von 10 bar/°KW führen zu einer nicht mehr tolerierten Bauteilbeanspruchung und müssen deshalb vermieden werden. Dazu bietet sich die Wahl von dp_{max} als Führungsgröße der Motorschutzregelung an. Die Spitzendrücke im Zylinder, die ebenfalls aus Bauteilschutzgründen begrenzt sind, erreichen innerhalb des teilhomogenen Betriebsbereiches unter keinen Umständen kritische Werte. Eine Überwachung ist erst bei Vollastbetrieb mit diffusiver Verbrennung notwendig.

Zur Überwachung der Geräuschemissionen könnte aus dem Druckverlauf ein Verbrennungsgeräusch errechnet werden. Die aktuell dazu verwendeten Verfahren sind jedoch nicht echtzeitfähig. Ansätze, die das Geräusch durch die Verwendung zusätzlicher Körperschallsensorik bestimmen, haben vorrangig den Ersatz des teureren Drucksensors zum Ziel [43]. Auch ohne die aufwendigen Berechnungsverfahren zur Bestimmung des Verbrennungsgeräusches bietet dp_{max} eine gute Näherung, denn auch wenn ein Wert von dp_{max} alleine keine Aussage über das absolute Geräuschniveau erlaubt, so ist doch mit der Reduzierung dieser Größe auch immer eine Geräuschreduzierung zu erzielen. Die Wahl von dp_{max} als Zielgröße der Motorschutzregelung schließt demzufolge eine

Geräuschregelung nicht aus. Durch eine Erweiterung der dp_{\max} -Regelung mit modellbasierter Sollwertanpassung bleibt diese weiterhin integrierbar.

4.3.3 Zielgröße der Emissionsregelung

Die Zielgröße für die Regelung von Emissionen und Verbrauch ist am wenigsten eindeutig zu bestimmen. Einerseits gibt es kein gemeinsames Minimum der Emissionen, sondern vielmehr einen Zielkonflikt, bei dem die Minimierung einer Zielgröße die Erhöhung einer anderen zur Folge hat, vergleiche Kapitel 4.2.2. Andererseits lassen sich die Emissionen und der Kraftstoffverbrauch nicht kontinuierlich mit Sensorik erfassen, die für den Fahrzeugeinsatz geeignet ist. Es muss also eine Hilfszielgröße gefunden werden. Wie in Kapitel 4.2.2 bereits gezeigt, eignet sich dp_{\max} als virtueller Emissionssensor. Damit lässt sich jedoch nur die Lage im Zielkonflikt $NO_x - CO/HC$ beeinflussen und nicht das absolute Emissionsniveau. Wie in Kapitel 4.2.3 gezeigt, hilft dazu die Definition eines Zielbetriebspunktes. Zusätzlich zur Vorgabe des maximalen Druckanstiegs im Zylinder durch den Motorschutzregler wird eine weitere Zielgröße zur eindeutigen Beschreibung des Zielbetriebspunktes benötigt. Dies kann einerseits die AGR-Rate (maximal) bzw. die Sauerstoffmassenkonzentration der Ansaugluft (minimal), andererseits die 50 %-Umsatzlage bzw. der Brennbeginn (bei OT) oder bei höheren Lasten Abgaslambda (1,2) sein.

Die schnellen Umsatzraten der teilhomogenen Verbrennung machen dabei eine Differenzierung zwischen 10- und 50 %-Umsatzrate überflüssig. Beide Größen unterscheiden im gesamten Kennfeld lediglich ein Abstand von $2-3^\circ KW$. Beide Umsatzpunkte sind stark von Variationen des Einspritzpfades abhängig. AGR-Rate und O_2 -Konzentration im Saugrohr sowie Abgaslambda zeigen sich im Gegensatz hierzu weitestgehend unabhängig vom Einspritzpfad.

Dieses Verhalten macht bei der Wahl eines Umsatzpunktes als Zielgröße die Verwendung eines Mehrgrößenreglers unumgänglich. Problematisch sind in diesem Fall die unterschiedlich schnellen Reaktionszeiten der Verbrennung auf Änderungen der Stellgrößen aus Einspritz- und Luftpfad. Zusätzlich müsste die Kopplung der zwei Zielgrößen im Instationärfall wieder aufgehoben werden. Hier ist eine genaue Einstellung des Zielbetriebspunktes wegen des langsamen Luftpfades nicht mehr möglich. Der Motorschutz wird gegenüber den Emissionen priorisiert und die Aktoren des schnell wirkenden Einspritzpfades müssen, ohne Beachtung der Umsatzpunktlage, einzig auf diese Zielgröße hin geregelt werden. Da im realen Fahrbetrieb größtenteils transient gefahren wird, würde eine Mehrgrößenstruktur mit den Zielgrößen dp_{\max} und Umsatzpunkt – wenn überhaupt – nur selten gekoppelt wirken können. Aus diesem Grund bietet sich die Wahl einer vom Einspritzpfad weitestgehend unabhängigen Zielgröße für die Emissionsregelung an.

Dies bedeutet auch eine Abbildung des direkten physikalischen Zusammenhangs. Im Falle der Verwendung des Brennbeginns als Führungsgröße ist der Zusammenhang sehr viel indirekter. Durch das Schließen des AGR-Ventils ergibt sich kein früherer Brennbeginn. Der Einfluss der steigenden O_2 -Konzentration auf die maximalen Druckanstiege ist größer als auf den Brennbeginn, erkennbar an den unterschiedlichen Steigungen der Isolinien in Abbildung 4.4. Als Folge davon wird der Einspritzbeginn durch den dp_{\max} -Regler nach spät verstellt. Der Brennbeginn wird mit fallender AGR-Rate also nach spät verstellt.

Das Abgaslambda stellt nur für den Bereich höherer Lasten direkt einen Wert zur Bestimmung des Zielbetriebspunktes dar. Generell eignen sich vor dem Brennraum gemessene Größen besser für eine Verbrennungsregelung, da dadurch auf die Messwerte kraftstoffpfadseitig reagiert werden kann, bevor die Verbrennung stattgefunden hat. Vorteil bei der Verwendung der O_2 -Konzentration im Saugrohr ist, dass damit die exakte Qualität der Ansaugluft bekannt ist. Die AGR-Rate sagt direkt nichts über die Qualität der Ansaugluft aus, da das Abgaslambda variabel ist. Außerdem werden die Lambda-sonden in Ansaug- und Abgastrakt zur Bestimmung benötigt; Messfehler können sich addieren. Zur Bestimmung der O_2 -Konzentration im Saugrohr wird nur das Signal der Ansauglambdasonde benötigt. Die Bestimmung der AGR-Rate im Instationärbetrieb ist durch die lange Laufzeit der AGR-Strecke problematisch. Die aktuell im Abgas gemessene O_2 -Konzentration muss nicht mit der des rückgeführten Abgases im Saugrohr übereinstimmen. In beiden Fällen werden Änderungen der angesaugten Luftmasse nicht erfasst. Umgebungseinflüsse und Alterung der Strecke (zum Beispiel durch Rußeintrag), welche die Zielgröße beeinflussen, werden jedoch von der Regelung kompensiert. Aus diesen Gründen wird die O_2 -Konzentration als Zielgröße gewählt. Es ergibt sich somit eine Regelung der Ansaugluftqualität, die zusammen mit der Druckgradientenregelung eine Emissionsregelung darstellt. Über dp_{\max} wird die Lage im Zielkonflikt gewählt; mit der Vorgabe der Sauerstoffmassenkonzentration im Saugrohr wird an diesem Punkt eine absolute Emissionsminimierung und Wirkungsgradmaximierung durch die Rückführung der maximal möglichen Abgasmenge erreicht.

4.4 Auswahl der Stellgrößen

Im Gegensatz zu reinen HCCI Brennverfahren, bei denen Zusammensetzung und Menge der Zylinderladung hauptsächlich den Ablauf der Verbrennung bestimmen, besteht bei pHCCI-Brennverfahren die Möglichkeit, auch über Stellgrößen des Einspritzpfades auf die Verbrennung einzuwirken. Grundsätzlich sind folgende Stellgrößen denkbar:

- Ansteuerdauer
- Ansteuerwinkel
- Einspritzstrategie
- Raildruck
- AGR-Ventilposition
- VTG-Stellung
- EKAS Stellung
- Drosselklappenstellung

Dabei ist eine Unterscheidung zwischen Luft- und Kraftstoffpfad notwendig. Mit den Größen des Luftpfades sind vor allem langsame und auf alle Zylinder wirkende Änderungen möglich. Im Fall des Kraftstoffpfades ist ein direkter, schneller und vor allem zylinderindividueller Einfluss durch die Stellgrößen möglich.

Die ersten vier Größen zählen zum Einspritzpfad. Sie sind zylinderindividuell und für jedes Arbeitsspiel separat einstellbar. Der Raildruck nimmt dabei eine Sonderstellung ein. Er ist zwar schnell einstellbar, eine zylinderindividuelle Einstellung ist jedoch nicht möglich. Rasche Druckänderungen breiten sich innerhalb des Common-Rail-Systems mit Schallgeschwindigkeit wellenförmig aus. Sie würden bei dem Versuch zylinderindividueller Raildruckeinstellung keinen Ruhezustand erreichen. Dies hätte dann unbekannte Druckverhältnisse während einer Einspritzung zur Folge, was zu Mengenabweichungen führt. Der somit für alle Zylinder gleiche Raildruckzielwert ergibt sich aus dem Wunsch nach hoher Ladungshomogenisierung durch feine Zerstäubung bei hohen Drücken bei gleichzeitiger Einhaltung einer Mindesteinspritzzeit [1]. Höhere Drücke führen zwar zu einer weiteren Verbesserung der Zerstäubung, gleichzeitig sinkt aber die Zeit für die Einspritzung einer gewissen Menge. Dies ist der Durchmischung mit der Brennraumluft abträglich. Durch diese Anforderungen ist der Raildruck bereits in engen Grenzen festgelegt und bietet kaum Spielraum zu einer Beeinflussung der Zielgrößen, die sich zu einer Regelung eignen würde. Stattdessen wird für den Raildruck ein betriebspunktabhängiges Sollkennfeld appliziert.

Durch die Wahl der teilhomogenen Dieselerbrennung ist die Einspritzstrategie auf eine Blockeinspritzung festgelegt. Voreinspritzungen führen zu einer diffusiven Hauptverbrennung, eine geteilte Haupteinspritzung bietet keine Vorteile [1]. Als geeignete Stellgrößen aus dem Einspritzpfad verbleiben somit die Ansteuerdauer und der Ansteuerwinkel.

Im Bereich des Luftpfades wird die Drosselklappenstellung in Serienanwendungen zur Erhöhung der AGR-Rate verwendet. Dies ist bei der in diesem Projekt verwendeten AGR-Führung nicht mehr möglich und auch nicht mehr nötig, vergleiche Kapitel 3.1.4.

Die Drosselklappe ist somit als Stellgröße nicht mehr relevant und bleibt stets voll geöffnet. Die AGR-Ventilposition hat direkten Einfluss auf die AGR-Rate und die O_2 -Konzentration im Saugrohr und ist eine wichtige Stellgröße des Luftsystems. Die Stellung der VTG-Schaufeln der Turbine haben ebenfalls Einfluss auf die AGR-Rate, da sie das Druckgefälle über die AGR-Strecke beeinflussen. Entgegen der ersten Vermutung ist jedoch keine Beeinflussung der Gesamtluftmasse bei den niedrigen Lasten möglich. Die Ladedrücke bewegen sich auch bei vollständig geschlossenen Leitschaufeln nur knapp über dem Umgebungsdruck [1]. Aus diesem Grund verbleiben die Leitschaufeln in der geschlossenen Position und dienen nicht als Stellgröße für eine Regelung. Dies wäre erst bei einem auf die niedrigen Enthalpieströme ausgelegten Lader² sinnvoll. Untersuchungen der EKAS-Stellung ergaben wegen der niedrigen Massenströme keinen nennenswerten Einfluss auf die teilhomogene Verbrennung. Diese ist demzufolge ebenfalls nicht als Stellgröße geeignet.

4.4.1 Stellgröße der Lastregelung

Als Stellgröße für die Lastregelung bietet sich die Ansteuerdauer des Injektors an. Es besteht eine nahezu lineare Abhängigkeit zwischen der Ansteuerdauer und p_{mi} , siehe Abbildung 4.5. Die Streuung, die sich aus der Fertigungstoleranz der Injektoren ergibt, muss auf diese Weise ebenso nicht weiter beachtet werden, wie die Injektoralterung mit ihrem Einfluss auf die Kleinstmengenfähigkeit; denn die eingespritzte Menge muss nicht, wie sonst üblich, als Zwischenschritt errechnet werden. Der stetig monotone Zusammenhang zwischen Ansteuerdauer und eingespritzter Menge ist in jedem Fall gegeben. Modelle, die in aktuellen Steuergeräten zur Kompensation von Störgrößen dienen, können als Erweiterung der Struktur zur Anpassung des Vorsteuerkennfeldes verwendet werden.

4.4.2 Stellgröße der Motorschutzregelung

Der maximale Druckanstieg lässt sich zwar über die O_2 -Konzentration im Saugrohr beeinflussen, wegen der hohen Priorität des Motorschutzes sind hier jedoch Stellgrößen aus dem schnellen und zylinderindividuell wirkenden Einspritzpfad nötig. Luftpfadgrößen haben für diese kritische Größe eine deutlich zu lange Streckenlaufzeit und wirken zudem immer auf alle Zylinder.

Über eine Variation der eingespritzten Menge besteht die Möglichkeit, die maximalen Druckanstiege zu beeinflussen. Wegen der deutlich stärkeren Wirkung auf p_{mi} ist dies jedoch nicht mit den Zielen der Lastregelung zu vereinbaren. Ein Eingriff in die Last zu

²zum Beispiel bei einer zweistufigen Aufladung

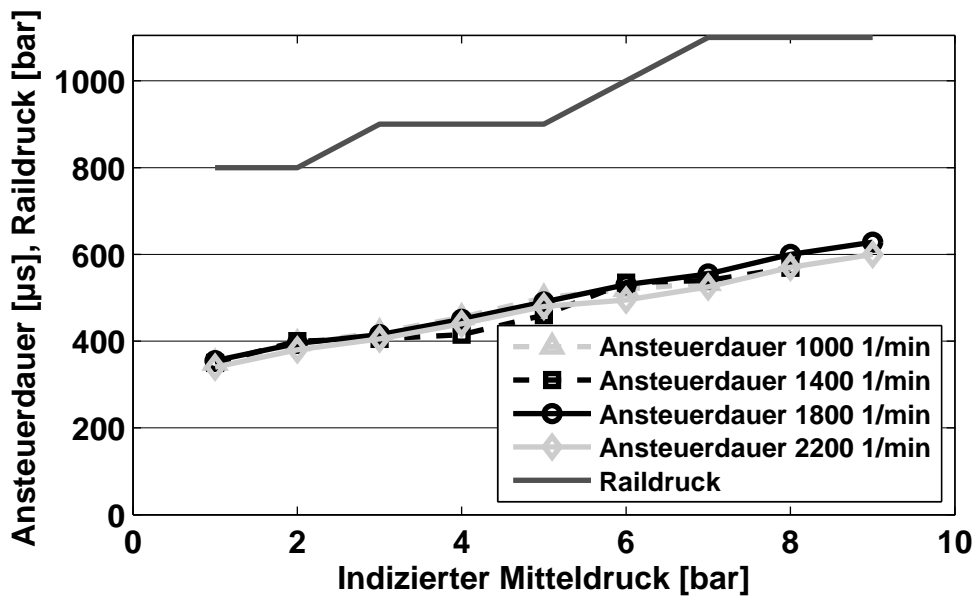


Abbildung 4.5: Zusammenhang zwischen Ansteuerdauer und indiziertem Mitteldruck

Motorschutzgründen ist nur in Extremfällen tolerierbar, wenn keine andere Möglichkeit mehr besteht.

Der Ansteuerbeginn bietet eine sehr gute Einflussmöglichkeit auf dp_{\max} , siehe Abbildung 4.6. Die gezeigte Einspritzbeginnvariation wurde bei 1800 1/min, 2 bar p_{mi} und einem konstanten Abgaslambda von 4 durchgeführt; der parabelförmige Zusammenhang zwischen Einspritzbeginn und maximalen Druckanstiegen gilt jedoch im gesamten Kennfeldbereich [1]. Er stellt ein Problem für die Reglerentwicklung dar. Bei einem Brennbeginn in der Kompressionsphase kehrt sich der Zusammenhang von früherem Einspritzbeginn und höheren dp_{\max} um. Zwar liegt dieser Punkt im gesamten applizierten Betriebsbereich immer sehr nahe bei einem BB bei OT, die genaue Lage des Maximalpunktes der Parabel ist jedoch nicht eindeutig zu bestimmen. Wie in Kapitel 4.2.3 gezeigt, wird ein Zielbetriebspunkt mit einem BB bei OT angestrebt. Ziel bei der Verwendung vom Ansteuerbeginn als Stellgröße der Motorschutzregelung ist demzufolge eine Struktur, die dies zusätzlich gewährleistet, ohne durch den in Abbildung 4.6 gezeigten Zusammenhang instabil zu werden.

Zusätzlich ist eine Begrenzung der frühestmöglichen Ansteuerzeitpunkte nötig, um eine vollständige Einspritzung in die Kolbenmulde zu gewährleisten. Die Reglerstruktur kann weiterhin mit Informationen des aktuellen Zustandes des Luftpfades erweitert werden, da dieser ebenfalls Einfluss auf die Zielgröße dp_{\max} hat.

Die Wahl von dp_{\max} als Führungsgröße bietet einen weiteren Vorteil gegenüber der Wahl des Brennbeginns. Tritt im Bereich höherer Lasten im transienten Betrieb ein AGR-Überschuss auf, ist die Verbrennungsstabilität akut gefährdet. Da der AGR-

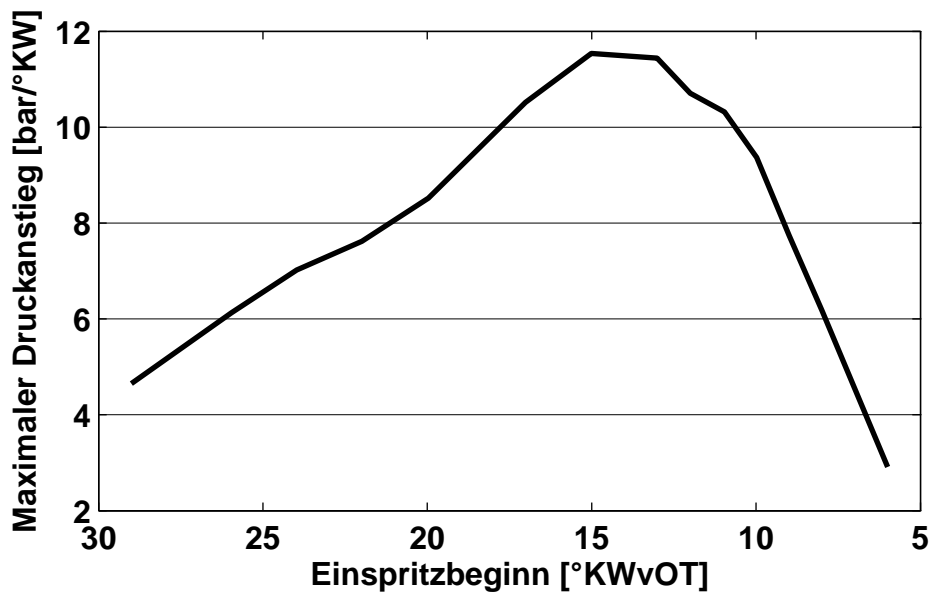


Abbildung 4.6: Zusammenhang zwischen Einspritzbeginn und dp_{max}

Überschuss zu einem starken Absinken von dp_{max} , aber nur geringfügig zu einer Verschiebung des BB führt, reagiert der dp_{max} -Regler automatisch mit einer deutlichen Frühverstellung des Einspritzbeginns und hält damit die Verbrennung in einem stabilen Bereich, vergleiche Abbildung 4.4. Im Gegensatz dazu würde ein BB-Regler nur eine geringe Frühverstellung des Ansteuerbeginns vornehmen, dann wäre der Ziel-BB wieder erreicht. Auf dem erhöhten AGR-Niveau bedeutet das aber eine sehr schwache Verbrennung. Um ein Verlöschen zu vermeiden, müsste ein BB-Regler also für diese Fälle zusätzlich um eine Mindest- dp_{max} Überwachung erweitert werden. Grund dafür ist, dass der stationär, ohne Luftpfadabweichung, applizierte Brennbeginn bei hohen Lasten und zu hoher AGR-Rate keine stabile Verbrennung mehr gewährleistet; der stationär applizierte maximale Druckanstieg jedoch in jeden Fall.

4.4.3 Stellgröße der Qualitätsregelung

Die Emissionsregelung ergibt sich nicht alleine auf Grund der Einstellung einer Zielgröße, sondern aus der kombinierten Einstellung von dp_{max} und der Sauerstoffkonzentration im Saugrohr gemäß den Vorgaben des Zielbetriebspunkts. Nachdem in Kapitel 4.4.2 bereits die Ansteuerdauer als Stellgröße für die Motorschutzregelung gefunden wurde, muss nun noch die Stellgröße zur Einstellung der O_2 -Konzentration im Saugrohr gewählt werden. Dazu bietet sich durch den direkten Einfluss die AGR-Ventilposition an. Den Zusammenhang zwischen Führungs- und Stellgröße zeigt Abbildung 4.7. Problematisch ist dabei die Streckenlaufzeit zwischen Stellerposition und der Messposition der Zielgröße. Dazu ist eine Erweiterung der Regelstruktur mit einem auf solche Tot-

zeiten ausgelegten Regler möglich. Denkbar wäre der Einsatz eines Smith-Prädiktors, wozu jedoch ein Streckenmodell notwendig ist. Dieses muss sehr genau das reale Streckenverhalten abbilden, da es sonst zu Instabilitäten kommen kann [61].

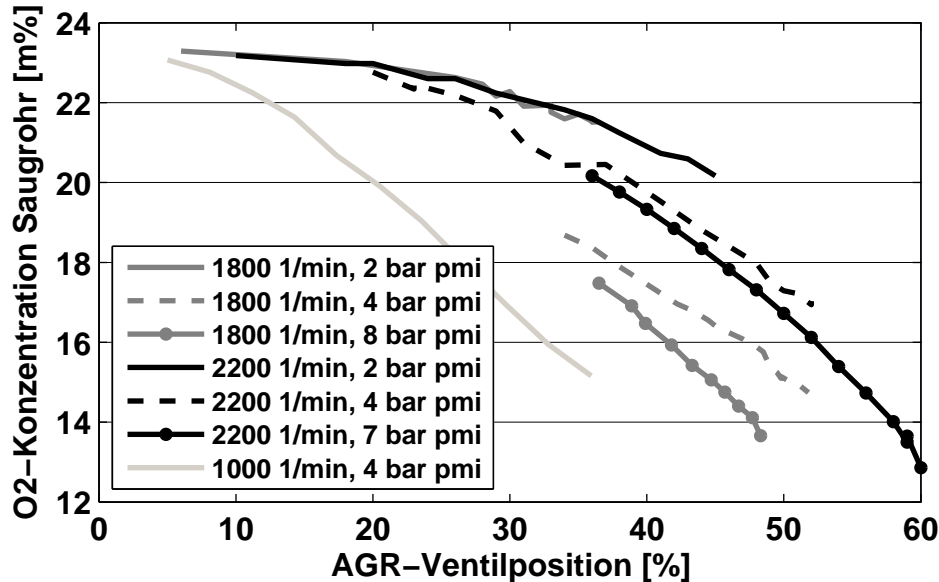


Abbildung 4.7: Zusammenhang zwischen AGR-Ventilposition und O_2 -Konzentration

4.5 Die gewählte Regelstrategie

Nachdem in den vorangegangenen Kapiteln die Wahl der Ziel- und Stellgrößen näher erläutert wurde, folgt an dieser Stelle eine Zusammenfassung der daraus resultierenden Regelstrategie. Abbildung 4.8 zeigt die Kopplung der Stell- und Zielgrößen mit den definierten Zielen "Last halten", "Motor schützen" und "Emissionen reduzieren".

4.6 Betrachtung des Instationärverhaltens

Im transienten Betrieb ergeben sich durch die Laufzeit der AGR-Strecke Abweichungen des Luftpfades im Vergleich zum Stationärbetrieb. Die gewünschte Kombination von dp_{\max} und BB bzw. Abgaslambda ist dann nicht mehr erreichbar. Abbildung 4.9 zeigt alle zu betrachtenden Fälle im Instationärbetrieb.

Es ist zu erkennen, dass durch die Wahl von dp_{\max} als Zielgröße bereits vier von sechs Fällen abgedeckt sind. Im Falle zu geringer AGR-Raten wird so der Motorschutz gewährleistet. Bei zu hohen AGR-Raten im lambda-begrenzten Bereich, einer sehr unerwünschten Kombination, hilft die dp_{\max} -Regelung die Verbrennung aufrechtzuerhalten,

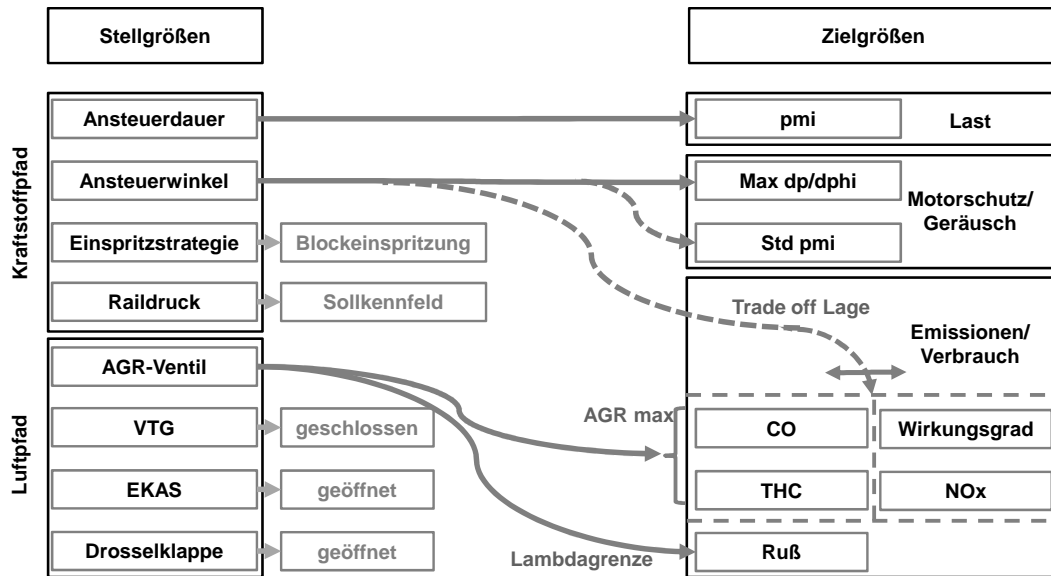


Abbildung 4.8: Übersicht über die gewählte Regelstrategie

Betriebsbereich	zu hohe AGR-Rate	zu geringe AGR-Rate
BB-begrenzt	BB muss nach OT gehalten werden	dp_{\max} -Regelung als Motorschutz
zwischen BB- und lambda-Grenze	EB muss vor 30°KWvOT gehalten werden	dp_{\max} -Regelung als Motorschutz
lambda-begrenzt	dp_{\max} -Regelung, um Verlöschen zu verhindern	dp_{\max} -Regelung als Motorschutz

Abbildung 4.9: Mögliche Luftpfadabweichungen und deren Einfluss

da sie – falls nötig – zu einer deutlich stärkeren EB-Vorverstellung führt als eine Umsatzpunktregelung. Durch den maximal frühen Einspritzbeginn wird zudem der Wirkungsgrad optimiert. Dadurch ist die eingespritzte Kraftstoffmenge so gering wie zum Erreichen des Sollwertes des indizierten Mitteldrucks (p_{mi} -Sollwert) überhaupt möglich und damit das Abgaslambda so hoch wie möglich. Eine Verhinderung von starken Rußemissionen ist in solchen Fällen zuverlässig jedoch nur mit einer Absenkung des p_{mi} -Sollwertes oder einer frühzeitigen Betriebsartumschaltung hin zu diffusiver Verbrennung möglich.

Die beiden anderen Fälle zu hoher AGR-Rate erfordern eine besondere Beachtung beim Erstellen der Funktionsstruktur, um einen störungsfreien Betrieb im gesamten teilhomogenen Betriebsbereich auch unter transienten Bedingungen zu gewährleisten. Das angestrebte Verhalten ist, wann immer möglich, Soll- dp_{\max} und Brennbeginn

bei OT einzustellen. Sollte dies durch Luftpfadabweichungen nicht möglich sein, wird Soll- dp_{\max} bei Abweichungen nach oben priorisiert und der Brennbeginn nach spät verschoben. Bei Brennbeginn-Abweichungen hin zu Lagen vor OT wird jedoch eine Brennbeginnlage bei OT priorisiert und ein niedriger maximaler Druckanstieg toleriert.

4.7 Betriebsartumschaltung

Der mit teilhomogener Verbrennung applizierte Kennfeldbereich ist hauptsächlich durch die Rußgrenze limitiert. Mit Steigerung der Last muss ab einem p_{mi} von ca. 4,5 bar die AGR-Rate reduziert werden, um eine Unterschreitung dieser Grenze bei einem Abgaslambda von ca. 1,2 zu vermeiden. Auf Grund der AGR-Absenkung muss die Verbrennung zur Beibehaltung der vorgegebenen maximalen Druckgradienten in die Expansion verschoben werden. Der Bereich maximaler Wirkungsgrade wird verlassen. Eine Umschaltung von der teilhomogenen zur diffusiven Verbrennung ist somit ab dieser Lastgrenze sinnvoll. Angestrebte Ziele für die Betriebsartumschaltung sind dabei:

- kurze Umschaltdauer
- möglichst geräuschneutral
- stetig monotoner Verlauf des indizierten Mitteldrucks

Im Folgenden wird ein Lösungsansatz vorgestellt, der eine Betriebsartumschaltung unter Einhaltung dieser Ziele gewährleistet. Dazu wird zunächst auf die Applikation der diffusiven Verbrennung eingegangen.

4.7.1 Diffusive Dieselverbrennung

Für die Realisierung der Betriebsartumschaltung wurde die diffusive Verbrennung in einem Kennfeldbereich bis 2400 1/min und bis zu einem indizierten Mitteldruck von 20 bar appliziert. Dazu stehen separate Kennfelder für die Steuerung und Vorsteuerung der Aktoren zur Verfügung. Zwei Statusvariablen in der Softwarestruktur erlauben die getrennte Umschaltung von Luftpfad- und Einspritzpfadaktoren auf die jeweilige Betriebsart.

Die Steuerung von VTG, AGR-Ventil und Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung erfolgt für die diffusive Verbrennung direkt über ein Steuerkennfeld. Auf eine Regelung der O_2 -Konzentration im Saugrohr wurde verzichtet, da bei Konzentrationen nahe der Umgebungskonzentration die Messung mittels Lambdasonde zu Ungenauigkeiten führen

kann. Die Last wird weiterhin über die Regelung der Ansteuerdauer der Haupteinspritzung auf den über die Gaspedalstellung angeforderten Wunschwert eingestellt. Auch der Raildruck wird weiterhin über die Regelung des Druckregelventils angepasst. Wie bei der teilhomogenen Verbrennung werden Drosselklappe und EKAS nicht verwendet und durchgehend offen gelassen.

Im gesamten applizierten Bereich kommen zwei Voreinspritzungen zur Anwendung. Sie haben einen konstanten zeitlichen Abstand zur Haupteinspritzung. Dieser Abstand und die Lage der Haupteinspritzung wurden so appliziert, dass eine deutliche Umsetzung der Voreinspritzungen im Druckgradientenverlauf zu erkennen ist. Auf eine 50 %-Umsatzlage der Verbrennung zwischen 8 und 10°KWnOT wurde geachtet.

Bei dieser Applikation handelt es sich um eine grundlegende Bedatung des Steuergerätes mit dem Ziel, eine konventionelle diffusive Verbrennung zu realisieren. Es besteht keinerlei Anspruch die Komplexität moderner Dieselmotorenapplikationen nachzubilden.

4.7.2 Betrachtung des Umschaltbereiches

Im Bereich vom $p_{mi} = 4,5$ bar, in dem die Umschaltung stattfindet, unterscheiden sich die Applikationen der beiden Betriebsarten deutlich. Hauptunterschiede stellen dabei die AGR-Ventilposition und der Raildruck dar, siehe Abbildung 4.10. Im Fall der teilhomogenen Verbrennung fährt der Motor mit starker Abgasrückführung und hohen Einspritzdrücken, um eine starke Homogenisierung der Ladung zu erreichen; bei der diffusiven Verbrennung sind die Applikationswerte deutlich niedriger.

Stellgröße	teilhomogen	diffusiv
Einspritzmuster	Blockeinspritzung	Mehrfacheinspritzung mit 2 VE
Ansteuerbeginn	15 – 30°KWvOT	0 – 5°KWvOT
Raildruck	900 – 1000 bar	350 – 450 bar
AGR-Ventilposition	48 – 56 %	24 – 32 %
(O ₂ m% Saugrohr)	(13 – 16 %)	(20 – 22 %)
Drosselklappe	voll geöffnet	voll geöffnet
VTG	voll geschlossen	voll geschlossen
EKAS	voll geöffnet	voll geöffnet

Abbildung 4.10: Applikation der beiden Betriebsarten im Umschaltbereich

Abbildung 4.11 zeigt eine AGR-Variation bei beiden Betriebsmodi. Es ist zu erkennen,

dass im Bereich einer O₂-Konzentration von ca. 17,5 m% beide Brennverfahren möglich sind.

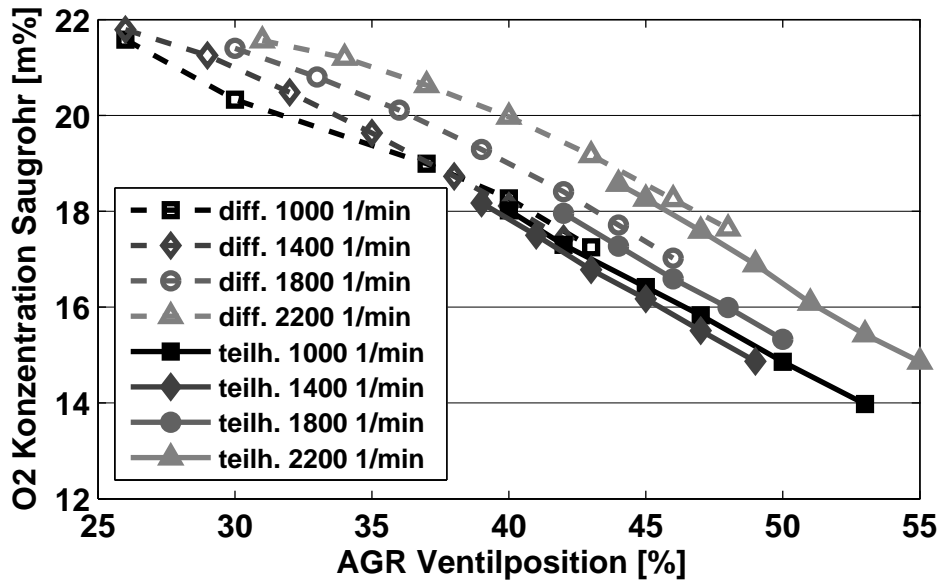


Abbildung 4.11: AGR-Verträglichkeit der Brennverfahren im Umschaltbereich

Untersuchungen in diesem Umschaltbereich haben gezeigt, dass die gemeinsame Einstellung von Raildruck und AGR-Rate nicht von einer Betriebsart zur anderen übertragbar sind. Bei dem Versuch traten starke Momentschwankungen oder Druckgradienten auf; teilweise war gar keine Verbrennung möglich. Um eine stabile Verbrennung während der Umschaltphase sicherzustellen, ist es nötig, eine klar strukturierte Umschaltstrategie zu entwickeln, die die wirkenden thermodynamischen Effekte im Umschaltbereich berücksichtigt.

4.7.3 Grundsätzlicher Ablauf

Aus Abbildung 4.11 ist ersichtlich, dass im Bereich von etwa 17,5% O₂-Massenkonzentration beide Verbrennungsarten möglich sind. Diese Größe ist drehzahlunabhängig und entspricht einer 50 %-Umsatzlage zwischen 13° und 15°KWnOT. Hier ist eine Umschaltung des Einspritzmusters und des Raildrucks möglich. Demzufolge wird die Betriebsartumschaltung (BAU) mit einer Umschaltung des AGR-Ventils eingeleitet. Über die Lambdasonde im Saugrohr wird die aktuelle O₂-Konzentration überwacht. Beim Erreichen eines Schwellwertes ist die Umschaltung der Betriebsart möglich. Sie wird durch eine Schaltung von Raildruck und Einspritzmuster ausgeführt.

Durch die rasche Änderung der O₂-Konzentration durch die Luftpfadschaltung ergeben sich Störungen für die Last- und Motorschutzregelung. Bei der Umschaltung zu



diffusiver Verbrennung steigen die maximalen Druckanstiege in der ersten Phase der Umschaltung durch die steigende O_2 -Konzentration. Erst mit erfolgter Umschaltung zur Mehrfacheinspritzung sind die maximalen Druckanstiege auf Grund der langsameren diffusiven Verbrennung unkritisch. Eine schnelle Verstellung des AGR-Ventils beeinflusst den Abgasdruck im Krümmer vor der Turbine und damit die Zylinderfüllung bzw. den Restgasgehalt. Einerseits geschieht dies direkt durch das geänderte Druckgefälle über das Auslassventil, andererseits durch den Einfluss über den Turbolader auf den Saugrohrdruck. Dies führt zu Schwankungen der Last. Ein ebensolcher Effekt ergibt sich aus der Raildruckänderung, die zu einer Änderung der eingespritzten Kraftstoffmasse führt.

All diese Störungen treten während der ohnehin schon kritischen Umschaltphase auf. Geeignete Strukturen müssen zur Kompensation vorgesehen werden, um die Ziele der BAU sicherstellen zu können.

5 Umsetzung der Funktionsstruktur

Nachdem die Regelstrategie festgelegt wurde, muss diese nun als Funktionsstruktur umgesetzt werden. Dank des verwendeten Forschungssteuergerätes erfolgt dies mit der Software Matlab/Simulink der Firma Mathworks. Bei der Erstellung der Funktionsstruktur sind die speziellen Anforderungen, die durch den ersten Schritt der Compilierung mit der Software Targetlink der Firma Dspace entstehen, zu beachten.

5.1 Raildruckregelung

Die Raildruckregelung verwendet die Druckregelventilposition als Stellgröße und zählt somit zum Einspritzpfad. Dennoch befindet sich die Regelstruktur im zeitfesten Bereich des Funktionsteils, da wegen des globalen Einflusses des Raildrucks auf alle Zylinder eine winkelfeste Zuordnung nicht sinnvoll ist. Da keine Beschränkung durch die Rechenzeit gegeben ist, wird der Regler jede Millisekunde aufgerufen.

5.1.1 Grundstruktur Raildruckregelung

Bei der Grundstruktur handelt es sich um einen PID-Regler, siehe Abbildung 5.1. Aus dem vom Raildrucksensor eingelesenen Istwert und dem Sollwert wird die Regelabweichung bestimmt. Der Sollwert ist in einem betriebsartabhängigen Kennfeld, welches über p_{mi} und Drehzahl aufgespannt ist, hinterlegt. Für die Vorsteuerwerte existiert eine durch Prüfstandsversuche ermittelte Kennlinie. Sie enthält, abhängig vom Sollraildruck, eine Druckregelventilposition. Der aktuell gültige Vorsteuerwert wird zum Reglerausgang addiert. Dieser Wert wird aus Sicherheitsgründen vor der Weiterleitung zur Ansteuergrößenberechnung begrenzt.

Bei zu hohen Regelabweichungen wird eine automatische Deaktivierung des Reglers vorgenommen. Der Vorsteuerwert wird in diesem Fall direkt weitergereicht. Der Betriebsartstatus hat keinen Einfluss auf den Status des Raildruckreglers, da dieser in beiden Betriebsarten und während der Umschaltung aktiv ist. Es besteht jedoch die Möglichkeit, den Regler manuell vollständig zu deaktivieren (Schalter "Regelung Ein"). Bei einer (Re-)Aktivierung des Reglers findet ein Reset des I-Anteils statt. Die Vor-

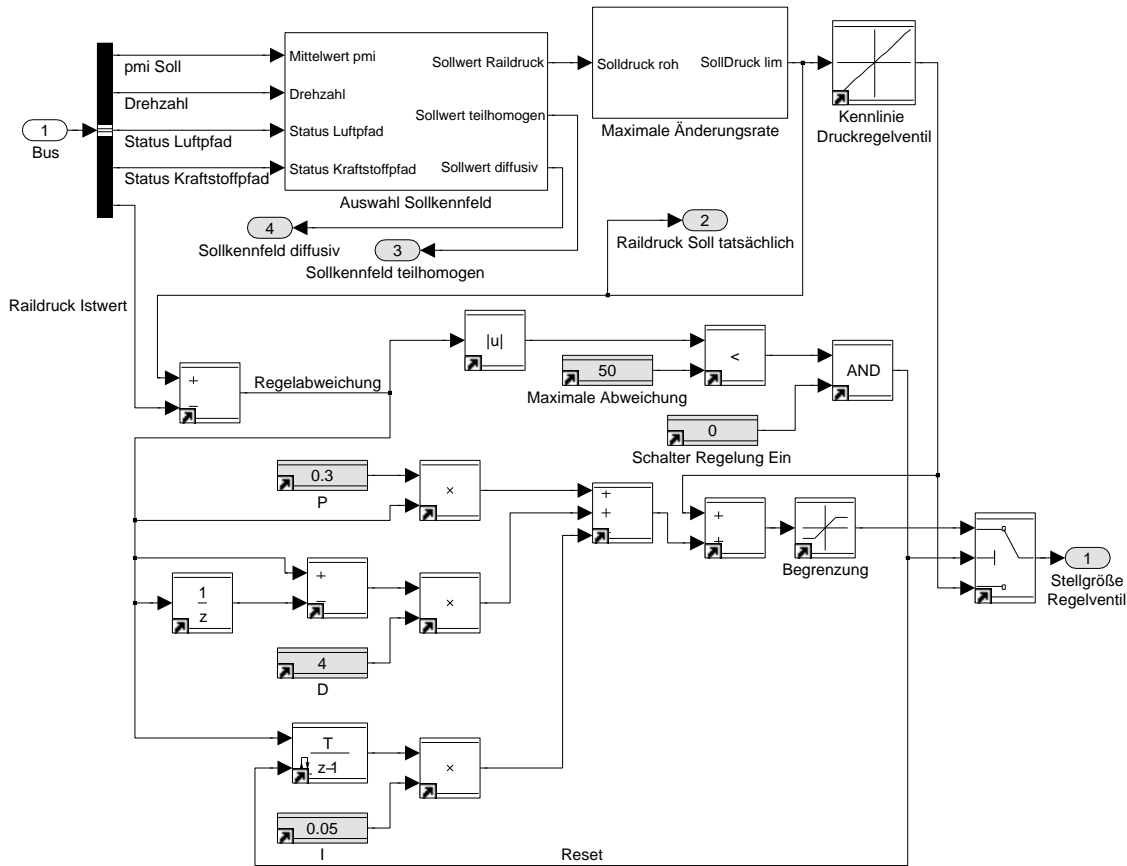


Abbildung 5.1: Die Raildruckregelstruktur

steuerwerte für beide Betriebsarten und der auf eine maximale Änderungsrate limitierte tatsächliche Sollraildruck werden zur Weiterleitung an die Korrekturfunktionen des Vorsteuerwertes der Lastregelung separat ausgegeben.

5.1.2 Raildruckregelung im Detail

Zur Realisierung der Sollwert-Begrenzung mit einer applizierbaren maximalen Änderungsrate, wird die in Abbildung 5.2 gezeigte Struktur verwendet. Der aktuelle Sollraildruck wird dabei mit dem Wert des letzten Zeitschrittes verglichen. Ist der Betrag der Differenz höher als die maximal erlaubte Änderungsrate, so wird, anstelle des unkorrigierten aktuellen Sollwertes, der um die maximale Änderungsrate veränderte letzte Sollwert ausgegeben. Über einen Schalter lässt sich die Begrenzung manuell deaktivieren.

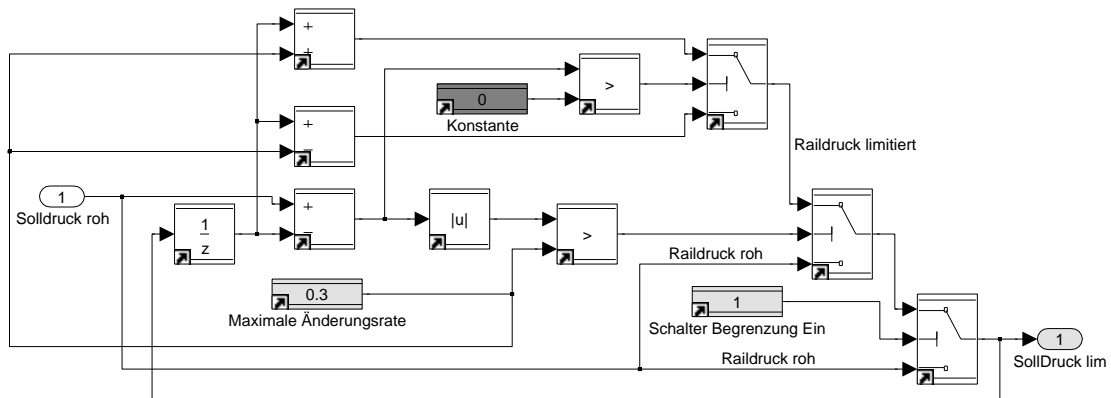


Abbildung 5.2: Die Soll-Raildruck-Begrenzungsstruktur

5.2 Lastregelung

Die Lastregelung erfolgt über die Ansteuerdauer des Injektors und somit über den Einspritzpfad. Da die Stellgrößen des Einspritzpfades für jedes Arbeitsspiel neu berechnet werden, befinden sich die Funktionen zur Lastregelung in einem Teil der Funktionssoftware, dessen Inhalt winkelfest aufgerufen wird. Der dafür vordefinierte Triggerzeitpunkt ist der ZOT jedes Zylinders. Durch die Variable "Segmentnummer" ist der gerade im ZOT befindliche Zylinder identifizierbar, siehe Abbildung 5.3. Die Segmente bezeichnen die Bereiche zwischen zwei ZOTs. Durch eine leichte softwareseitige Verzögerung des Signals wird erreicht, dass beim winkelfesten Aufruf der Lastregler-Task, definiert die Nummer des zu Ende gehenden Segmentes aktiv ist.

Zündreihenfolge:	1 - 4 - 2 - 5 - 3 - 6
Segmentnummer:	1 - 2 - 3 - 4 - 5 - 6
Segmentnummer bei ZOT:	1 - 2 - 3 - 4 - 5 - 6
Aufruf 240° vor ZOT:	5 - 6 - 1 - 2 - 3 - 4

Abbildung 5.3: Zusammenhang zwischen Segmentnummer und Zündreihenfolge

5.2.1 Grundgerüst der Lastregelung

Die Regelung der Last erfolgt zylinderindividuell. Dazu ist die gleiche Regelstruktur sechsmal vorhanden. Nach Aufruf der ZOT-Task entscheidet eine case-Abfrage auf Basis der aktuellen Segmentnummer, welches Subsystem durchlaufen wird. Auf diese Weise wird jeder Regler pro Arbeitsspiel unabhängig von der Motordrehzahl nur einmal aufgerufen. Dies ist für den I-Anteil relevant. Die Regelabweichung ändert sich inner-

halb eines Arbeitsspiels nicht, da die Regelgröße p_{mi} nur einmal pro Arbeitsspiel neu bestimmt werden kann. Auch die Stellgröße muss bis zum nächsten Arbeitsspiel nur ein Mal neu ermittelt werden. Ein mehrmaliger Aufruf des Reglers müsste mit einem geringeren I-Faktor korrigiert werden und würde unnötig Rechenkapazität beanspruchen. Ein zeitfester Aufruf würde einen drehzahlabhängigen I-Anteil erfordern. Außerdem wäre hier schwer zu ermitteln, ob die Regelabweichung bereits mit dem aktuellen Wert des indizierten Mitteldrucks berechnet wurde, da dieser winkelfest übermittelt wird.

Die Reglerfaktoren sind für alle Zylinder gleich; sie werden an einer Stelle zentral für alle sechs Regler appliziert. Dort lässt sich auch ein Maximalabweichungswert definieren, ab dem der Regler deaktiviert wird. Außerdem ist die Art der Eingangssignalglättung zwischen verschiedenen Verfahren wählbar. Auf Basis der aktuellen Drehzahl und Fahrpedalstellung werden ein p_{mi} -Sollwert und ein Ansteuerdauer-Vorsteuerwert bestimmt. Abbildung 5.4 zeigt die obere Ebene des Lastreglers mit den beschriebenen Subsystemen.

5.2.2 Vorsteuerung der Lastregelung

Wie in Abbildung 5.5 zu sehen, wird aus der aktuellen Fahrpedalposition direkt ein p_{mi} -Sollwert berechnet. Der Vorsteuerwert wird abhängig von der Betriebsart aus einem Last-Drehzahlkennfeld ausgelesen. Als Lastgröße dient hier der p_{mi} -Sollwert. Für die diffuse Betriebsart gibt es einen Faktor zur Korrektur von Raildruckabweichungen, der während der Betriebsartumschaltung aktiv ist.

5.2.3 Lastregelung im Detail

Die für jeden Zylinder separat vorhandene untere Ebene des Lastreglers basiert auf einem PID-Regler, der mit den global applizierbaren Faktoren arbeitet. Zur Bestimmung der Regelabweichung wird die Differenz zwischen Soll- und Istwert gebildet. Der Istwert kann wahlweise noch geglättet werden. Dazu stehen verschiedene Varianten eines gleitenden Mittelwertes zur Verfügung, die bis zu sechs Arbeitsspiele umfassen. Dabei ist eine stärkere Gewichtung der aktuelleren Werte möglich.

Zum Reglerausgang wird der Vorsteuerwert addiert. Der Vorsteuerwert wird mit einem zylinderindividuellen Faktor zur Anpassung an den jeweiligen Injektor multipliziert. Dadurch können die Toleranzen zwischen den Injektoren kompensiert werden, ähnlich zu in Serie befindlichen Verfahren, die jedoch einspritzmengenabhängig mit verschiedenen Faktoren arbeiten. Durch die Blockeinspritzung und die beschränkte Ausdehnung des teilhomogenen Kennfeldes, und damit der Ansteuerdauer, ist bei dieser Arbeit ein

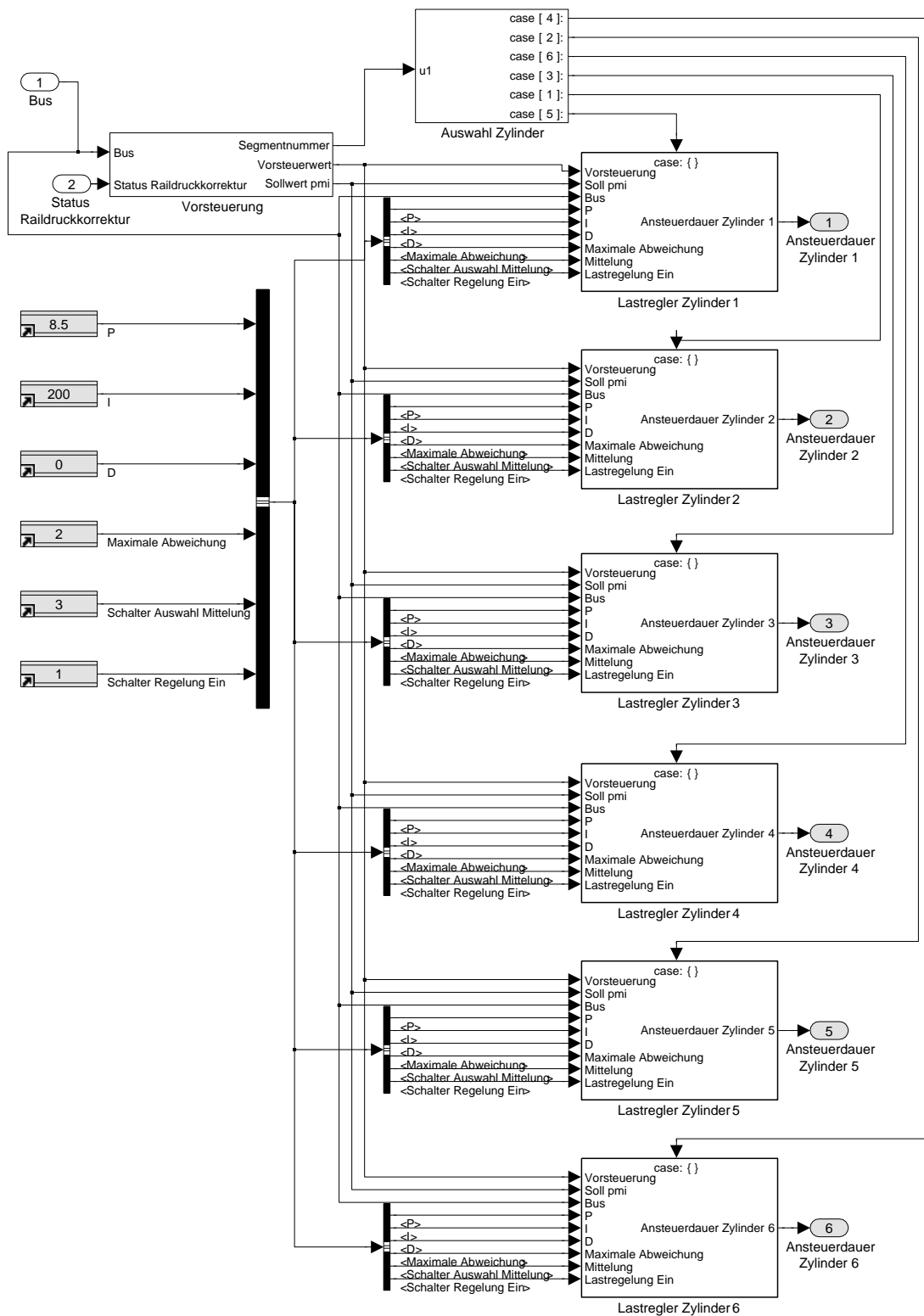


Abbildung 5.4: Obere Ebene der Lastregelstruktur

Faktor jedoch ausreichend.

Die Summe von Reglerausgang und korrigiertem Vorsteuerwert wird aus Sicherheits-

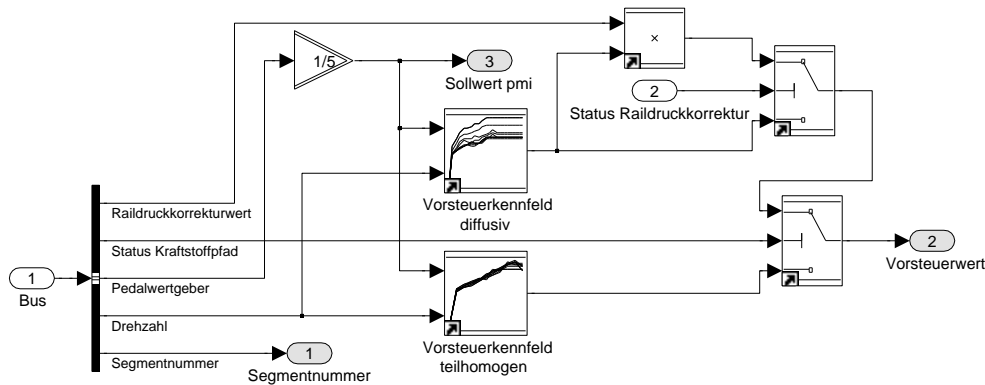


Abbildung 5.5: Vorsteuerwertbestimmung für die Lastregelung

gründen begrenzt. Bei aktiviertem Regler wird dieses Signal an die Ansteuergrößenberechnung weitergeleitet. Bei deaktiviertem Regler wird der korrigierte Vorsteuerwert direkt weitergegeben. Abhängig vom Betrag der maximalen Regelabweichung wird der Regler automatisch deaktiviert. Ein Wechsel im Reglerzustand oder der Betriebsart wird über XOR-Blöcke¹ erkannt und führt zu einem Reset des I-Anteils. Während des unregelmäßigen Betriebes kann der I-Anteil stark angewachsen sein; ohne Reset würde das zu starken Regelabweichungen beim Wiedereinschalten des Reglers führen. Auch bei einer Betriebsartumschaltung muss der I-Anteil wieder auf null gesetzt werden. Abbildung 5.6 zeigt die untere Ebene der Lastregelung.

5.3 Qualitätsregelung

Die Qualitätsregelung verwendet die AGR-Ventilposition als Stellgröße und zählt somit zum Luftpfad. Die Regelstruktur befindet sich deshalb im zeitfesten Bereich des Funktionsteils. Da keine Beschränkung durch die Rechenzeit gegeben ist, wird der Regler jede Millisekunde aufgerufen. Eine langsamere Taskzeit könnte bei der Erweiterung der Funktionen notwendig werden, um sicherzustellen, dass die Algorithmen vollständig in einem Zeitschritt abgearbeitet werden können. Da die Vorgänge im Luftpfad jedoch großen Tot- und Verzögerungszeiten unterliegen, ist dies ohne großen Einfluss auf das Regelverhalten umsetzbar. Die I-Faktoren müssen jedoch entsprechend angepasst werden.

¹ein XOR-Block gibt eine 1 aus, wenn genau ein Eingang 1 ist

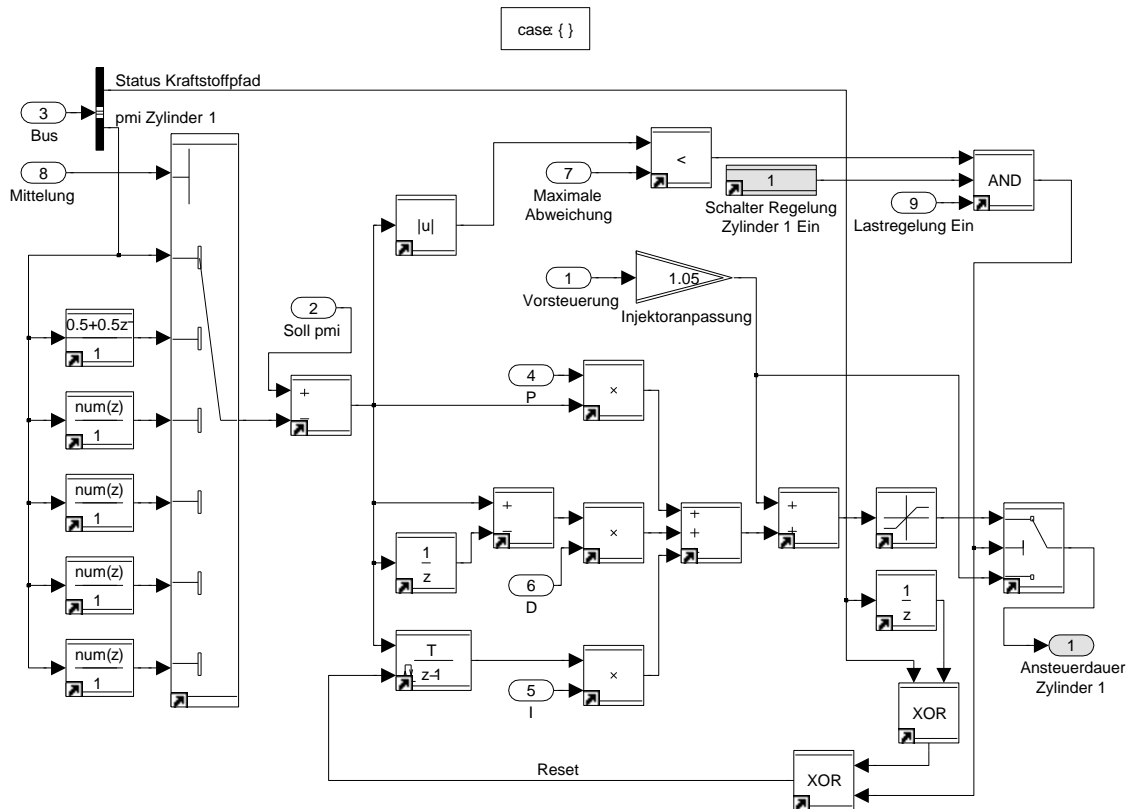


Abbildung 5.6: Untere Ebene der Lastregelstruktur

5.3.1 Grundstruktur Qualitätsregelung

Bei der Grundstruktur handelt es sich, wie bei der Lastregelung, um einen PID-Regler. Aus dem rechnerisch aus dem druckkorrigierten Lambdasondensignal berechneten O_2 -Konzentrations-Istwert und dem Sollwert wird die Regelabweichung bestimmt. Der Sollwert wird einem betriebsartabhängigen Kennfeld entnommen, welches über p_{mi} und Drehzahl aufgespannt ist. Ein solches Kennfeld existiert auch für die Vorsteuerwerte. Der aktuell gültige Vorsteuerwert wird zum Reglerausgang addiert. Dieser Wert wird aus Sicherheitsgründen begrenzt und zur Ansteuergrößenberechnung weitergeleitet.

5.3.2 Qualitätsregelung im Detail

In Abbildung 5.7 ist erkennbar, dass bei zu hohen Reglerabweichungen eine automatische Deaktivierung des Reglers vorgenommen wird. In diesem Fall wird der Vorsteuerwert direkt weitergereicht. Der Betriebsartstatus des Luftpfades deaktiviert bei diffusiver Verbrennung (Status 1) ebenfalls den Qualitätsregler. Bei einer Umschaltung zurück zu teilhomogener Verbrennung wird der Regler automatisch wieder aktiv; dabei

findet ein Reset des I-Anteils statt. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, den Regler manuell vollständig zu deaktivieren. Die Regelabweichung wird zur Weiterleitung an die Motorschutzregelung separat ausgegeben. Anstelle von skalaren Variablen sind last- und drehzahlabhängige Kennfelder für die Reglerfaktoren vorgesehen, um trotz der großen Totzeit und des langsamen Zeitverhaltens ein möglichst gutes Führungsverhalten zu erreichen.

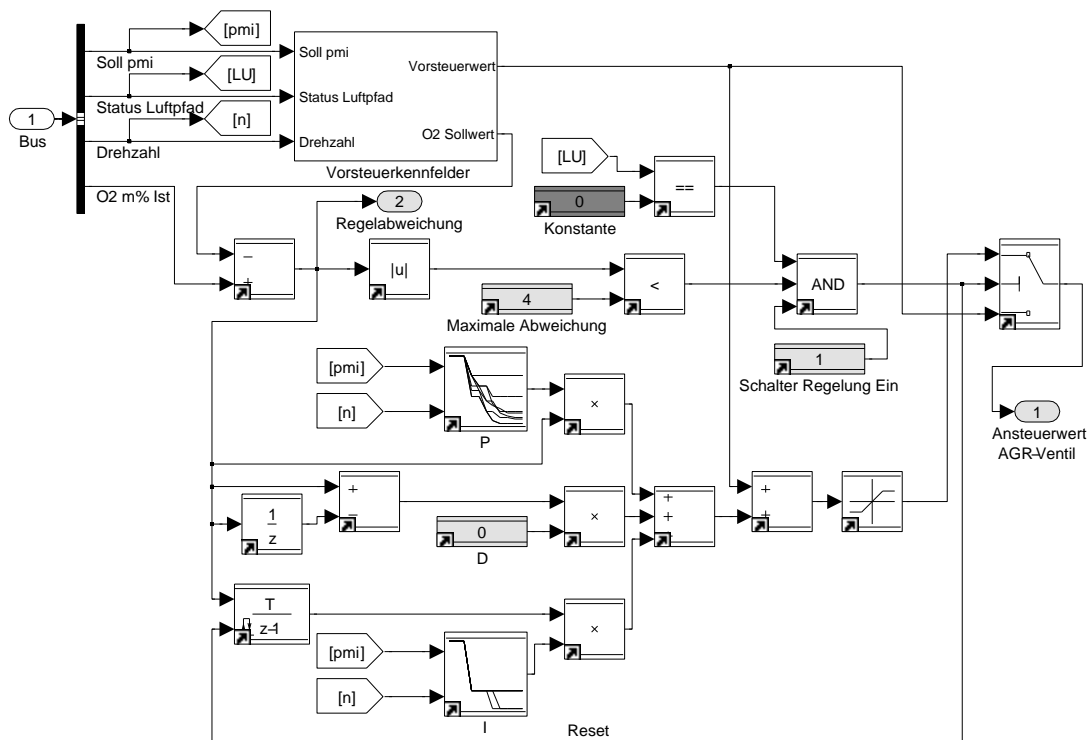


Abbildung 5.7: Die Qualitätsregelstruktur

5.4 Motorschutzregelung

Die Motorschutzregelung erfolgt über den Ansteuerwinkel des Injektors und somit über den Einspritzpfad. Sie befindet sich deshalb, wie die Lastregelung, im winkelfest aufgerufenen Teil der Funktionssoftware. Im Folgenden wird die Struktur der Motorschutzregelung genauer vorgestellt.

5.4.1 Grundgerüst der Motorschutzregelung

Grundgerüst der Motorschutzregelung ist, wie bei der Lastregelung, eine kennfeldbasierte Sollwertvorgabe, die zusammen mit den global für alle Zylinder applizierbaren

Reglerfaktoren an sechs zylinderindividuelle Subsysteme weitergeleitet wird. Auf Basis der aktuellen Segmentnummer wird ermittelt, für welchen Zylinder der Reglerdurchlauf ausgeführt wird. Abbildung 5.8 zeigt die obere Funktionsebene des Motorschutzreglers. Zusätzlich zur oberen Ebene der Lastregelung ist erkennbar, dass der Status des Kraftstoffpades für diffusive Verbrennung (Status = 1) den Motorschutzregler automatisch deaktiviert. Die Istwerte von dp_{\max} und Brennbeginn werden dynamisch begrenzt, siehe Kapitel 5.4.6. Die Breite der Begrenzung ist für beide Größen auf der oberen Ebene der Motorschutzreglerstruktur wählbar. Dort ist ebenfalls die zusätzliche Brennbeginnbegrenzung einschaltbar und der dazugehörige Grenzwert und Faktor sind wählbar, siehe Kapitel 5.4.7.

5.4.2 Vorsteuerung der Motorschutzregelung

Wie in Abbildung 5.9 zu sehen, existieren wie bei der Lastregelung last- und drehzahlabhängige Vorsteuerkennfelder für beide Betriebsarten. Für den teilhomogenen Betrieb gibt es zudem ein Sollkennfeld der maximalen Druckerhöhung (dp_{\max} -Sollkennfeld). Im diffusiven Betrieb ist der Motorschutzregler deaktiviert. Für diese Betriebsart sind keine dp_{\max} -Sollwerte nötig. Der Vorsteuerwert für die teilhomogene Verbrennung wird zusätzlich korrigiert; je einmal während der Betriebsartumschaltung, abhängig von der Umschaltrichtung und einmal abhängig von der aktuellen Abweichung der Qualitätsregelung.

5.4.3 Dynamische Vorsteuerwertanpassung

Die aktuelle O_2 -Konzentration im Saugrohr hat einen großen Einfluss auf die Höhe des maximalen Druckerstiegs im Zylinder. Das Vorsteuerkennfeld des dp_{\max} -Reglers ist stationär appliziert. Im transienten Betrieb kommt es bei der O_2 -Konzentration im Saugrohr durch die lange Streckenlaufzeit der AGR-Strecke zu Abweichungen vom Zielwert. Diese Abweichung wird zu einer dynamischen Anpassung des Einspritzbeginnvorsteuerwertes verwendet. Dazu wird die Abweichung mit einem applizierbaren Faktor multipliziert und anschließend vom Vorsteuerwert subtrahiert, siehe Abbildung 5.10.

Bei der Betriebsartumschaltung zu diffusiver Verbrennung wird der Qualitätsregler deaktiviert. Deshalb steht kein Regelabweichungssignal mehr zur Verfügung; die dynamische Vorsteuerwertanpassung muss ebenfalls deaktiviert werden. Damit der Vorsteuerwert in diesem Fall nicht sprunghaft verstellt wird, ist eine Rampe vorgesehen, die mit einer applizierbaren Steigung den Einfluss der letzten Korrektur langsam ausblendet.

Die Schalterstellung des "Multieingangs-Schalters" verhält sich gemäß der Statustabel-

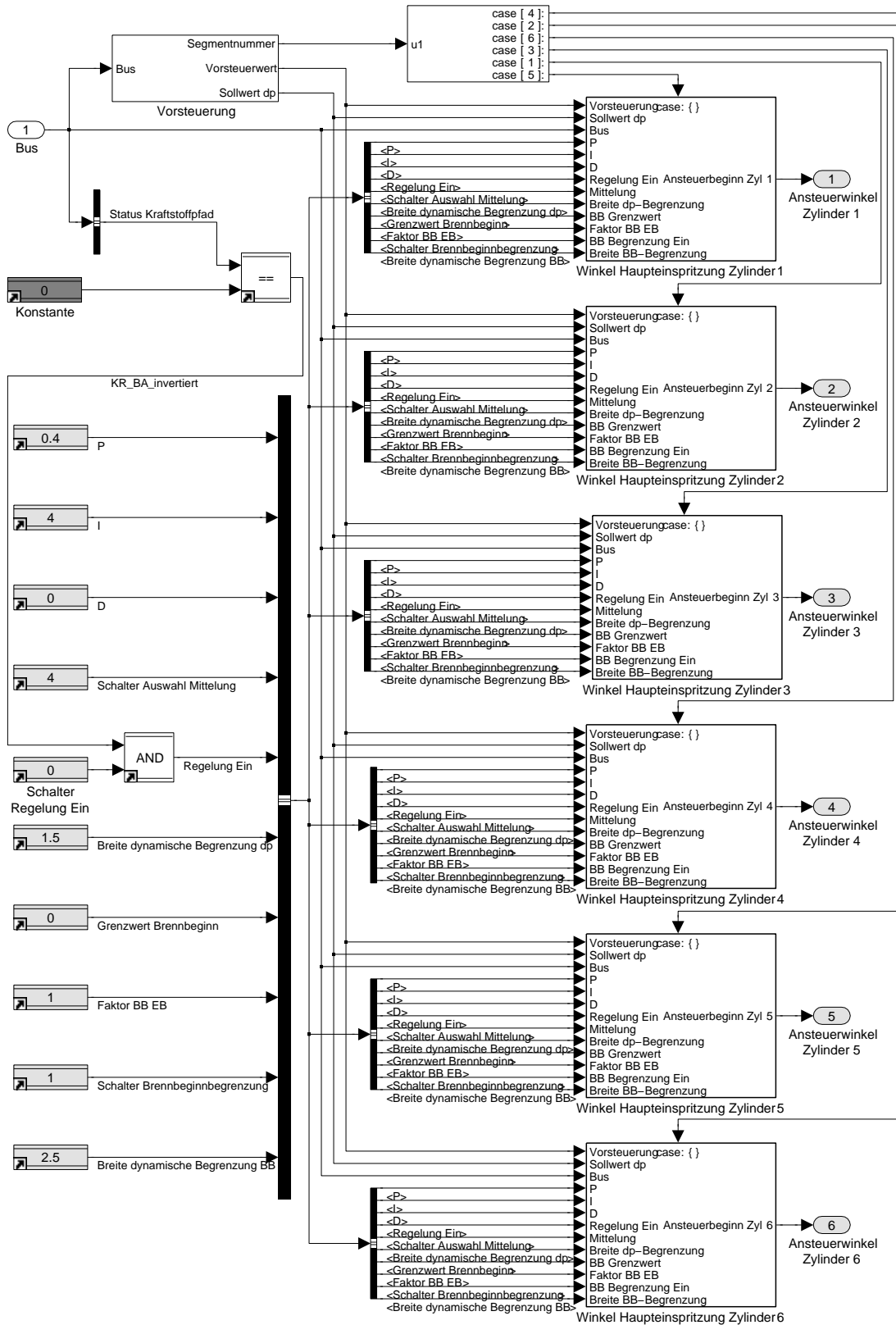


Abbildung 5.8: Obere Ebene der Motorschutzregelstruktur

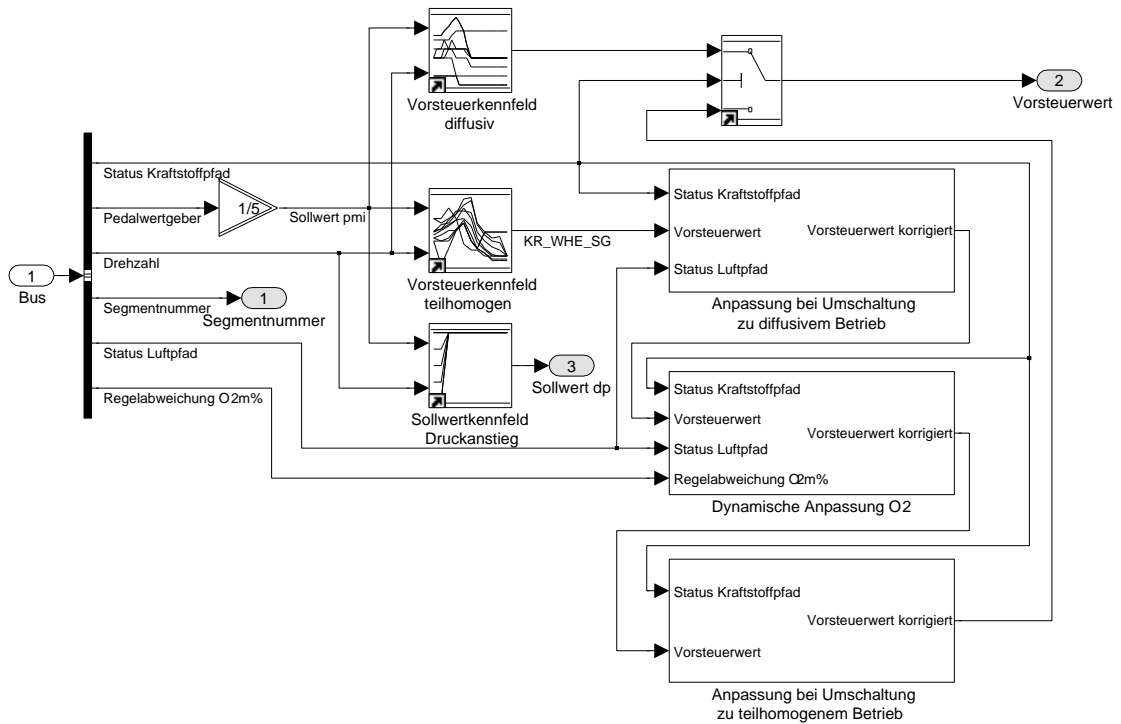


Abbildung 5.9: Vorsteuerwertbestimmung für die Motorschutzregelung

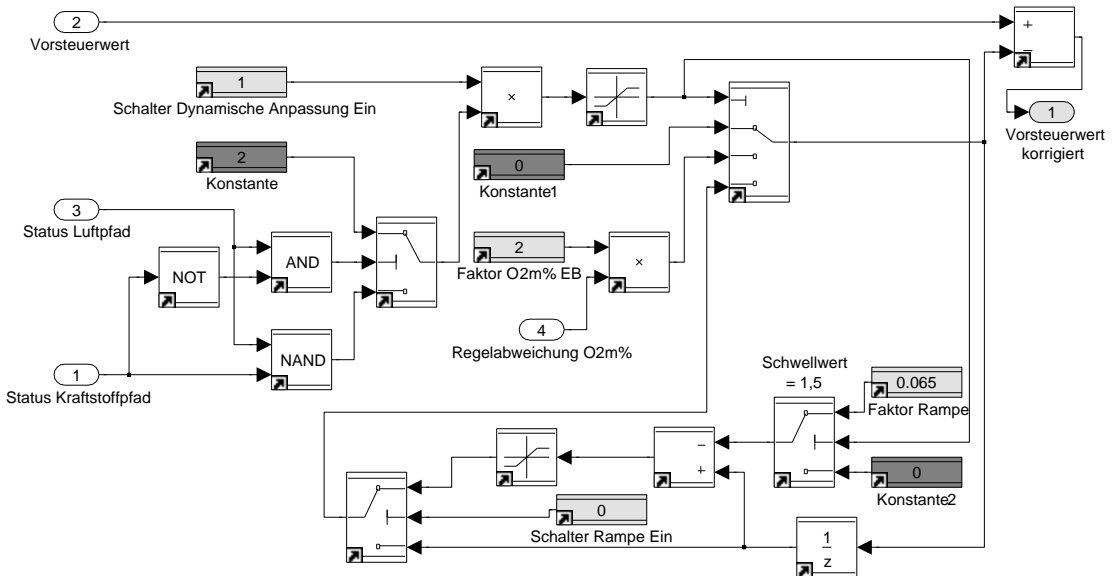


Abbildung 5.10: Dynamische Vorsteueranpassung in Abhängigkeit der O₂-Abweichung

le in Abbildung 5.11. Die dynamische Vorsteuerwertanpassung ist nur aktiv (Schalterstellung = 1), wenn die Betriebsart des Luftpfades teilhomogen (0) ist. Im Fall einer Betriebsartumschaltung zu diffusivem Betrieb wechselt die Schalterstellung mit der Luftpfadschaltung auf 2 und der letzte Korrekturwert wird "eingefroren" und gemäß der unteren Struktur in Abbildung 5.10 rampenförmig zu null ausgeblendet. Dazu wird

der Rampenfaktor über den Schalter mit dem Schwellwert 1,5 angestellt. Wenn im späteren Verlauf der Umschaltung der Status des Kraftstoffpfades ebenfalls zu diffusiv (1) wechselt, ergibt sich am Multi-Eingangs-Schalter die Stellung 0; der Rampenfaktor wird zurückgesetzt und es findet keine Vorsteuerwertkorrektur statt. Nach einer Betriebsartumschaltung hin zu teilhomogener Betriebsart findet wieder eine Vorsteuerwertkorrektur statt (erste Zeile in Abbildung 5.11).

Luftpfad	Kraftstoffpfad	Schalterstellung
0	0	1
1	0	2
1	1	0
0	1	1

Abbildung 5.11: *Statusabelle zur dynamischen Vorsteueranpassung*

5.4.4 Motorschutzregelung im Detail

Die untere Ebene der Motorschutzregelung ähnelt derjenigen der Lastregelung. Der Ausgang eines PID-Reglers wird mit dem Vorsteuerwert summiert, begrenzt und zur Ansteuergrößenberechnung weitergeleitet. Im Falle eines deaktivierten Reglers wird der Vorsteuerwert direkt durchgereicht, beim Wiedereinschalten findet ein Reset des I-Anteils statt, siehe Abbildung 5.12.

Zusätzlich sind drei Erweiterungen erkennbar: eine Stellgrößenbegrenzung mit Anti-Wind-Up-Struktur, eine dynamische Istwertbegrenzung (für dp_{\max} und BB) und eine alternative Sollwertberechnung für den Fall eines Brennbegins vor OT (Invertierter Regler). Diese Erweiterungen werden im Folgenden im Detail vorgestellt.

5.4.5 Stellgrößenbegrenzung

Ein zu früher Einspritzbeginn führt dazu, dass der Kraftstoffeintrag nicht mehr vollständig in die Kolbenmulde erfolgt. Dadurch kommt es zu Wandauftrag mit Ölverdünnung, Wirkungsgradminderung und Anstieg der HC-Emissionen. Der Beginn dieses Verhaltens ist abhängig vom Betriebspunkt. In der verwendeten Applikation wird ein zu früher Einspritzbeginn größtenteils über die Begrenzung des Brennbegins vermieden. Im Lastbereich zwischen Brennbeginsbegrenzung und Lambdabegrenzung kann es jedoch zu sehr frühen Einspritzbeginnen kommen, ohne dass der Brennbegins vor OT gerät. In diesem Bereich werden die höchsten AGR-Raten zurückgeführt und der

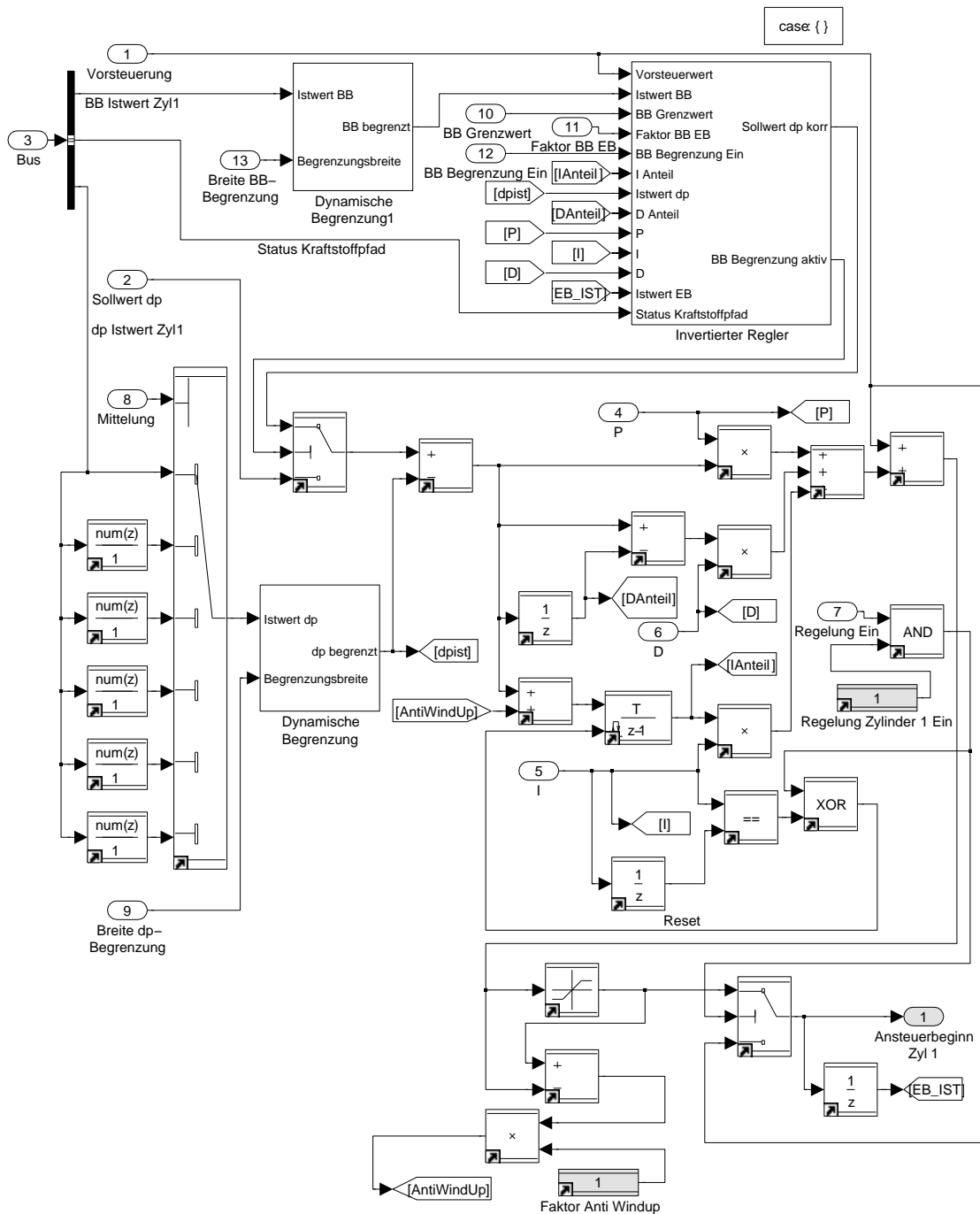


Abbildung 5.12: Untere Ebene der Motorschutzregelstruktur

Zündverzögerung ist besonders lang. Bei einer zu frühen Einspritzung außerhalb der Mulde geht der Zusammenhang von früherem Einspritzbeginn und steigendem dp_{max} verloren. Deshalb ist eine Begrenzung des frühestmöglichen EB nötig. Während die Begrenzung im Eingriff ist, stellt sich eine Regelabweichung ein, die zu einem Ansteigen des I-Anteils führt. Dies würde bei Verlassen der Begrenzung zu einem schlechten Führungsverhalten des Reglers oder sogar zu Instabilität führen. Damit dies nicht pas-

siert, wird eine Anti-Wind-Up Struktur verwendet, siehe Abbildung 5.12 unten. Dabei wird von der für den I-Anteil sichtbaren Regelabweichung die Höhe des Begrenzungseingriffs subtrahiert. Sobald das Ergebnis dieser Subtraktion null ergibt, steigt der I-Anteil nicht mehr weiter an. Findet keine Begrenzung mehr statt, ergibt sich keine Korrektur des I-Anteils mehr.

5.4.6 Dynamische Istwertbegrenzung

Bereits ein falsch eingelesener Druckwert in einem Arbeitsspiel reicht aus, um den berechneten maximalen Druckanstieg stark zu verfälschen. Um eine Störung des Reglers durch solche Messfehler zu verhindern, werden der eingelesene maximale Druckgradient und der Brennbeginn dynamisch begrenzt. Dazu wird ein Toleranzband applizierbarer Breite verwendet. Für den maximalen Druckanstieg hat sich ein Wert von $\pm 1,5$ bewährt. Das Toleranzband liegt immer symmetrisch um den letzten eingelesenen Wert des maximalen Druckgradienten nach der Begrenzung. Liegt der nächste eingelesene Druckgradient innerhalb dieses Bandes, findet keine Begrenzung statt; liegt er außerhalb, wird er auf den nächstliegenden Toleranzbandendwert begrenzt. Bei entsprechender Applikation wird so die Störungsanfälligkeit durch Messfehler vermieden, aber die Dynamik bei Istwertänderungen erhalten. Abbildung 5.13 zeigt die Umsetzung der dynamischen Begrenzung.

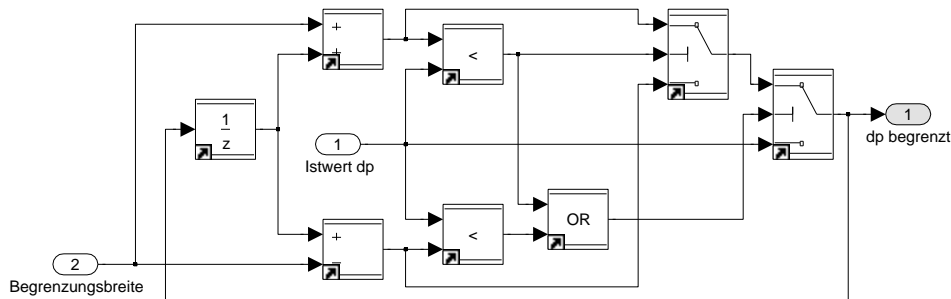


Abbildung 5.13: *Dynamische Istwertbegrenzung*

5.4.7 Brennbeginnbegrenzung mit inversem Regler

Im transienten Bereich kann es durch Luftpfadabweichung zu hohen AGR-Raten kommen, die dazu führen, dass der dp_{\max} -Sollwert nicht mehr erreicht wird. Der dp_{\max} -Regler reagiert darauf mit einer Frühverstellung des Einspritzbeginns. Kommt es dabei zu einem Übergang des Brennbegins über OT in die Kompressionsphase, ergibt sich ein weiteres Absinken der Druckgradienten, siehe Abbildung 5.14. Um die Struktur zur Regelung der Druckgradienten trotz dieses Verhaltens weiter verwenden zu können,

wird die Lage des Brennbeginns bei OT als Grenze eingeführt. Damit wird verhindert, dass die Motorschutzregelung im Falle unerreichbar hoher Sollwerte nicht – über den Maximalpunkt des Zusammenhangs $EB-dp_{max}$ hinaus – die Einspritzlage nach früh verstellt. Dies würde zu einem Verlöschen der Verbrennung führen und einen externen Reset des Reglers nötig machen.

Um Unstetigkeiten beim Ein- und Ausschalten zu verhindern, ist es erstrebenswert, die dp_{max} -Regelschleife auch im Begrenzungsfall konstant aktiv zu belassen. Deshalb soll durch die Begrenzung nicht innerhalb der Regelschleife eingegriffen werden. Ein solcher Eingriff würde die für den Motorschutzregler sichtbare Regelabweichung beeinflussen und der Regler würde eine Stellgrößenänderung in entgegengesetzter Richtung anfordern. Eine Erweiterung der Struktur ist somit nur über eine Sollwertanpassung möglich. Der Brennbeginn eignet sich zwar als Indikator dafür, ab wann der dp_{max} -Sollwert angepasst werden muss; der Zusammenhang zwischen Brennbeginn und Druckgradient ist jedoch nicht monoton. Der Zusammenhang zwischen Einspritzbeginn und Brennbeginn ist hingegen sehr gut bekannt und im gesamten betrachteten Bereich monoton, siehe Abbildung 5.14.

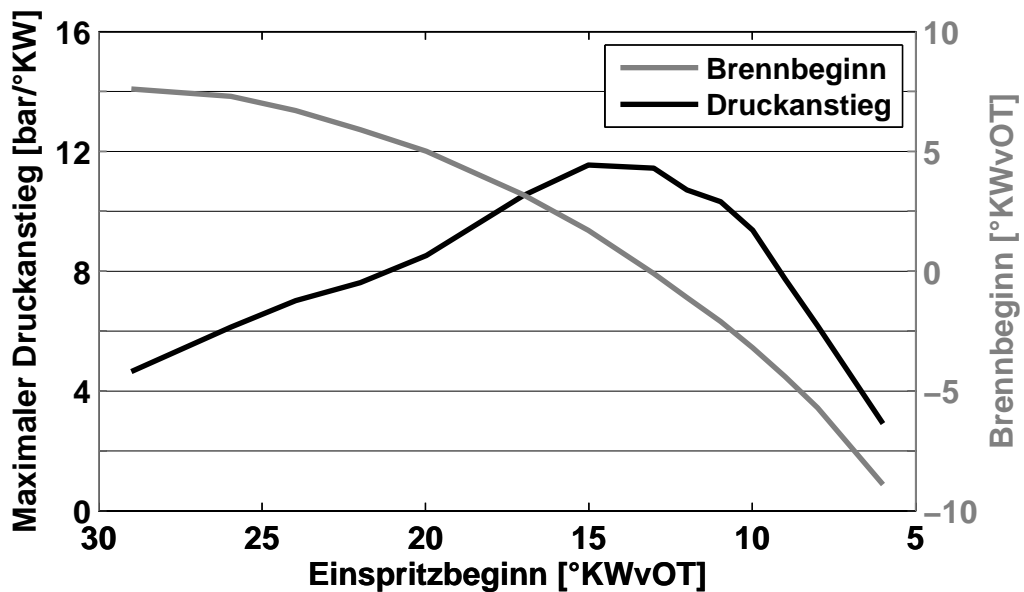


Abbildung 5.14: Brennbeginn und Druckgradient bei Variation des Einspritzbeginns

Demzufolge wurde nach einer Möglichkeit gesucht, diesen Zusammenhang von Einspritzbeginn zu Brennbeginn zu nutzen, um im Grenzfall einen neuen dp_{max} -Sollwert zu bestimmen. Zur Lösung wurde die Motorschutzregelstruktur, die aus Soll- und Ist-Druckgradient einen Einspritzbeginn bestimmt, invertiert. Damit lässt sich – bei Kenntnis aller aktuellen Zustände des Reglers – mit Vorgabe eines Soll-Einspritzbeginns ein dp_{max} -Sollwert berechnen, mit dem sich nach Durchlauf durch den dp_{max} -Regler exakt dieser Einspritzbeginn ergibt. Nachfolgend ist die Invertierung des Reglers aufgeführt.

$$(dp_{Soll} - dp_{Ist}) \cdot P + [(dp_{Soll} - dp_{Ist}) - D \text{Anteil}_{alt}] \cdot D + I \text{Anteil}_{alt} \cdot I + V_{orst} = EB$$

$$(dp_{Soll} - dp_{Ist}) \cdot P + [(dp_{Soll} - dp_{Ist}) - D \text{Anteil}_{alt}] \cdot D = EB - V_{orst} - I \text{Anteil}_{alt} \cdot I$$

$$(dp_{Soll} - dp_{Ist}) \cdot P + (dp_{Soll} - dp_{Ist}) \cdot D = EB - V_{orst} - I \text{Anteil}_{alt} \cdot I + D \text{Anteil}_{alt} \cdot D$$

$$(dp_{Soll} - dp_{Ist}) \cdot (P + D) = EB - V_{orst} - I \text{Anteil}_{alt} \cdot I + D \text{Anteil}_{alt} \cdot D$$

$$dp_{Soll} = \frac{EB - V_{orst} - I \text{Anteil}_{alt} \cdot I + D \text{Anteil}_{alt} \cdot D}{P + D} + dp_{Ist}$$

Die Regelstruktur des dp_{\max} -Reglers wurde um diesen invertierten Regler erweitert, siehe Abbildung 5.15. Unterschreitet der Ist-Brennbeginn den Grenzwert, wird aus der Differenz dieser beiden Größen ein Korrekturwinkel berechnet. Dazu dient eine Multiplikation mit einem applizierbaren Faktor. Der Zielwert für den Einspritzbeginn ergibt sich dann aus dem aktuellen Einspritzbeginn (dem Ergebnis des letzten Reglerdurchlaufs), korrigiert um den Betrag des Korrekturwinkels nach spät. Zu diesem Zieleinspritzwinkel wird mit Hilfe des invertierten Reglers der passende dp_{\max} -Sollwert errechnet. Durch dessen Vorgabe wird der Regler im Eingriff gehalten, aber trotzdem ein direkter Einfluss auf die Stellgröße erreicht. Die dynamische Vorsteuerwertanpassung (Kapitel 5.4.6) stört den inversen Regler nicht, da der Vorsteuerwert mit in die Berechnung des neuen Soll-Druckgradienten einfließt. Auch vollständig modellbasierte Vorsteuerungen verhindern den Einsatz der invertierten Struktur nicht. Es muss nur sichergestellt werden, dass zum Zeitpunkt des Reglerdurchlaufs der aktuelle Vorsteuerwert anliegt.

Sollte nach einmaligem Durchlauf des invertierten Reglers der Brennbeginn immer noch in der Kompressionsphase liegen, wiederholt sich die Korrektur solange (mit evtl. kleiner werdenden Korrekturwinkeln), bis das Ziel erreicht ist. Trotz des harten Umschaltens zwischen dp_{\max} -Sollkennfeld und dem Ausgang des invertierten Reglers ergeben sich im realen Motorbetrieb keine Unstetigkeiten. Der Grund hierfür ist, dass sich die Verbrennung auch bei einem Brennbeginn im Bereich kurz vor OT stabil verhält. Desweiteren sind die Korrekturen auf den Einspritzwinkel - durch die Proportionalität zur Abweichung des Brennbeginns - von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel sehr gering. Außerdem sind die Werte des dp_{\max} - und des O_2 -Sollkennfeldes so gewählt, dass sich im stationären Motorbetrieb ein Brennbeginn kurz nach OT ergibt.

Der Status des Kraftstoffpfades (teihomogen = 0) wirkt um einen Zeitschritt verzögert auf den Status des inversen Reglers. Dieser wird nach einer Betriebsartumschaltung somit erst im zweiten teihomogenen Arbeitsspiel aktiviert. Damit wird verhindert, dass nach einer Betriebsartumschaltung der Einspritzwinkel des ersten teihomogenen Arbeitsspiels auf Basis des Brennbeginns des vorherigen diffusiven Arbeitsspiels korrigiert wird.

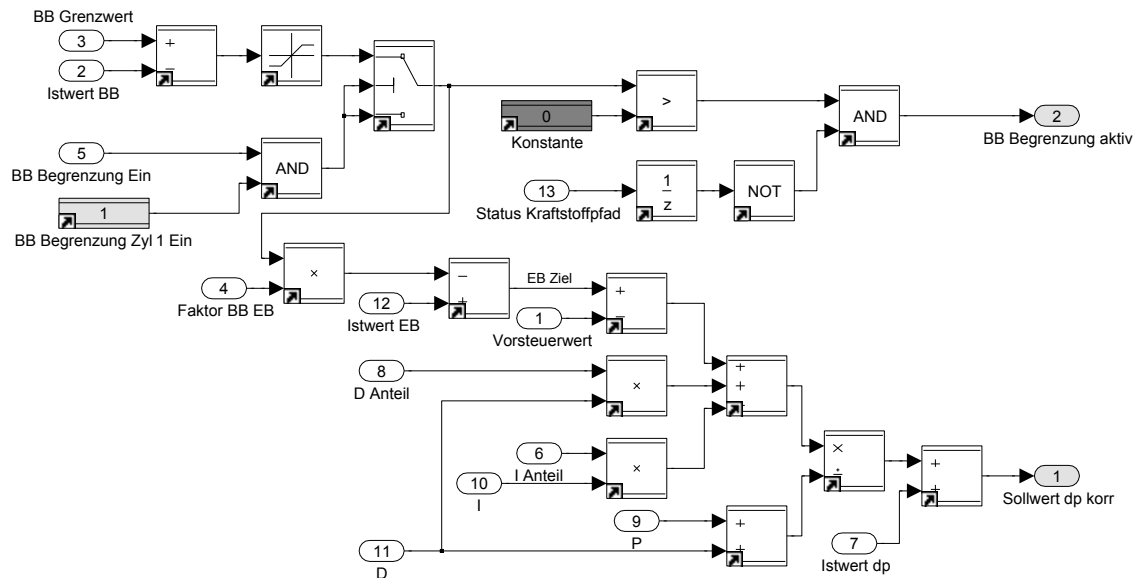


Abbildung 5.15: Funktionsstruktur des inversen Reglers

Diese Struktur des invertierten Reglers eignet sich für alle regelungstechnischen Probleme, bei denen ein nicht monotoner Verlauf zwischen Führungsgröße und Stellgröße besteht. Voraussetzung ist die Existenz einer Größe mit - im relevanten Bereich - monotonem Zusammenhang zur Stellgröße, die zur Begrenzung des Regelbereichs auf einen monotonen Abschnitt des Zusammenhangs zwischen Führungs- und Stellgröße verwendet werden kann.

5.5 Betriebsartumschaltung

Um den gesamten Betriebsbereich des Motors abdecken zu können, muss spätestens an den Grenzen der teilhomogenen Verbrennung² eine Umschaltung zur diffusiven Verbrennung stattfinden. Da der Wirkungsgrad der teilhomogenen Verbrennung jedoch schon sinkt, sobald der Wirkbereich der Rußgrenze wegen Luftmangels erreicht wird, wird die Umschaltung bereits an diesem Punkt durchgeführt, vergleiche [1]. Im Folgenden wird zunächst der Ablauf der Umschaltungen vorgestellt. Danach wird im Detail auf die verwendete Funktionsstruktur eingegangen.

5.5.1 Umschaltung teilhomogen zu diffusiv

Die einzelnen Schritte der Betriebsartumschaltung von teilhomogener zu diffusiver Verbrennung zeigt Abbildung 5.16 anhand einer Lastrampe im zeitlichen Ablauf.

²vergleiche Kapitel 4.2.1

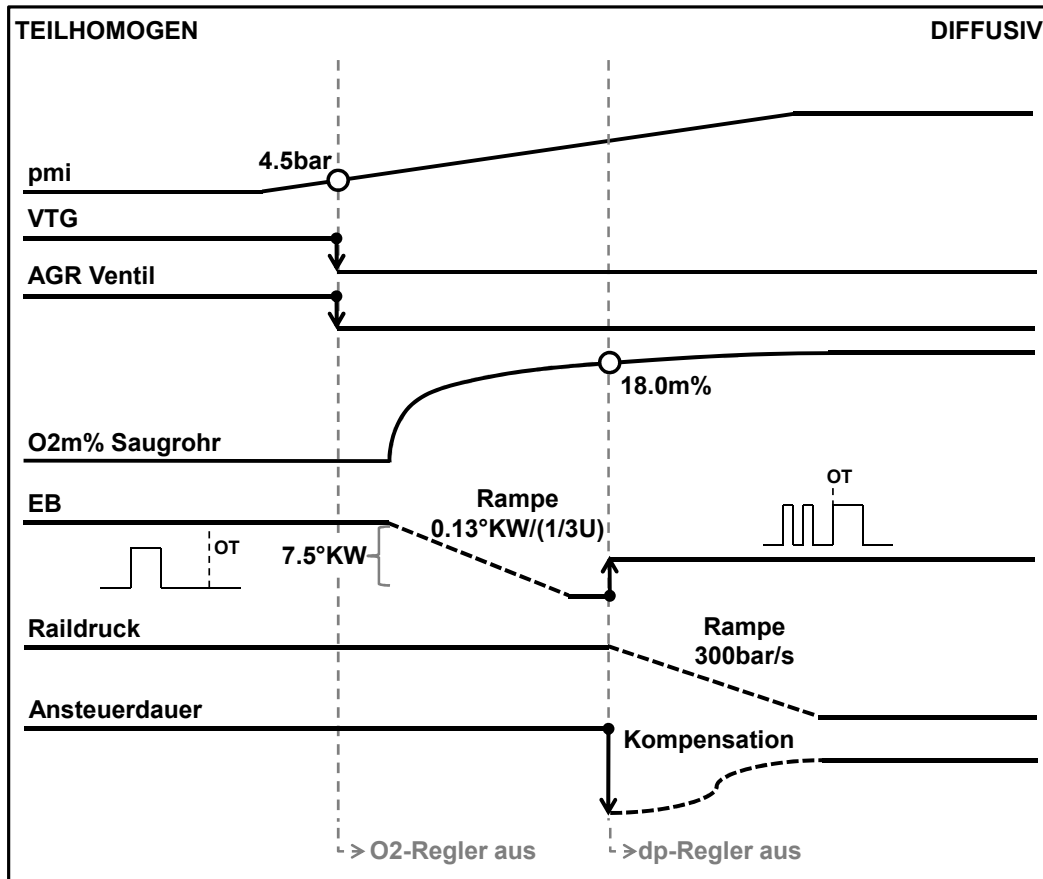


Abbildung 5.16: Ablauf der Umschaltung von teilhomogener zu diffusiver Verbrennung

Übersteigt der über alle Zylinder gemittelte p_{mi} -Istwert die Schaltschwelle von 4,5 bar, wird der Regler der Sauerstoffkonzentration im Saugrohr (O_2 -Regler) deaktiviert und das AGR-Ventil springt in die stärker geschlossene Position aus dem diffusiven Steuerkennfeld. Durch die Laufzeit der AGR-Strecke ergibt sich erst nach einer Totzeit ein steiler Anstieg der O_2 -Konzentration. Zusätzlich ergibt sich ein Einfluss auf den Abgasdruck p_3 vor der Turbine. Die damit verbundenen Auswirkungen auf den Ladungswechsel und den Turbolader beeinflussen die Zylinderfüllung und stören den Verlauf des indizierten Mitteldrucks noch bevor eine Änderung der O_2 -Konzentration auftritt. Der resultierende Lasteinbruch kann vom Regler des indizierten Mitteldrucks erst nach seinem Auftreten ausgeregelt werden. Um einen stetigen Momentenverlauf zu gewährleisten, ist deshalb eine direkte Kompensation nötig. Diese wird dadurch erreicht, dass zeitgleich mit dem Schließen des AGR-Ventils der VTG-Steller geöffnet wird, um eine p_3 -Änderung zu verhindern. Damit ergibt sich die gewünschte O_2 -Änderung bei gleichbleibendem p_3 -Niveau. Dazu ist das VTG-Steuerkennfeld der diffusiven Verbrennung im Umschaltbereich entsprechend appliziert. Bei höheren Lasten werden die VTG-Leitschaukeln wieder vollständig geschlossen.

Zum Motorschutz ist der dp_{max} -Regler auch nach der Luftpfadschaltung weiter ak-

tiv. Durch die Deaktivierung der O_2 -Regelung ist die dynamische Vorsteuerkorrektur über die Abweichung der Sauerstoffkonzentration im Saugrohr (O_2 -Abweichung) jedoch nicht mehr möglich. Der letzte Korrekturwert wird nach der Luftpfadschaltung über eine applizierbare Zeit ausgerammt, um keine sprunghafte Änderung des Einspritzbeginns zu erhalten.

Durch die Luftpfadumschaltung ergibt sich eine im Vergleich zum normalen Instationärbetrieb ohne Betriebsartumschaltung sehr hohe O_2 -Änderung. Diese kann der dp_{\max} -Regler, insbesondere ohne dynamische Vorsteuerung, nicht schnell genug kompensieren. Deshalb wird eine applizierbare Rampe eingeführt, die nach einer einstellbaren Zeit den Vorsteuerwert des Einspritzwinkels nach spät verstellt, bis eine definierbare Grenze erreicht ist.

Zum Zeitpunkt der Kraftstoffpfadumschaltung wird auf das Einspritzmuster der diffusiven Verbrennung umgestellt. Dazu werden zwei Voreinspritzungen zugeschaltet. Der Einspritzbeginn der Haupteinspritzung springt auf den Wert des diffusiven Steuerkennfeldes und der dp_{\max} -Regler wird deaktiviert. Bei diffusiver Verbrennung sind die Druckgradienten unkritisch und müssen nicht überwacht werden.

Gleichzeitig mit der Umschaltung des Einspritzmusters beginnt die Anpassung des Raildrucks auf das niedrigere Niveau der diffusiven Verbrennung. Der Druck wird rampenförmig mit einer Steigung von 300 bar pro Sekunde angepasst. Bei einem durchschnittlichen Unterschied von 450 bar zwischen den beiden Verbrennungsarten ergibt sich eine Dauer von 1,5 Sekunden bis zum Erreichen des Endniveaus. Innerhalb dieser Zeit muss die Auswirkung der Raildruckänderung auf den indizierten Mitteldruck kompensiert werden.

5.5.2 Umschaltung diffusiv zu teilhomogen

Anders als bei der Umschaltung hin zu diffusiver Verbrennung müssen bei einem Wechsel der Betriebsart bei sinkender Last die deaktivierten Regelstrukturen wieder automatisch aktiviert werden. Abbildung 5.17 zeigt den zeitlichen Ablauf der Umschaltung.

Sinkt der über alle Zylinder gemittelte p_{mi} -Istwert unter 4 bar, wird die Luftpfadschaltung eingeleitet. Der O_2 -Regler wird wieder aktiviert. Sein I-Anteil wird dafür auf null gesetzt. Der Einfluss der damit verbundenen schnellen Änderung der AGR-Ventilposition hat keinen Einfluss auf p_3 und damit auf die Zylinderfüllung, weil das VTG-Kennfeld im diffusiven Betrieb entsprechend appliziert ist, siehe Kapitel 5.5.1. Nach einer Totzeit kommt es zu einem steilen Abfall der O_2 -Konzentration.

Anders als im Umschaltfall von teilhomogenem zu diffusivem Betrieb wird hier der Raildruck bereits mit Beginn der Luftpfadschaltung umgestellt. Die Rampe mit 300 bar/s

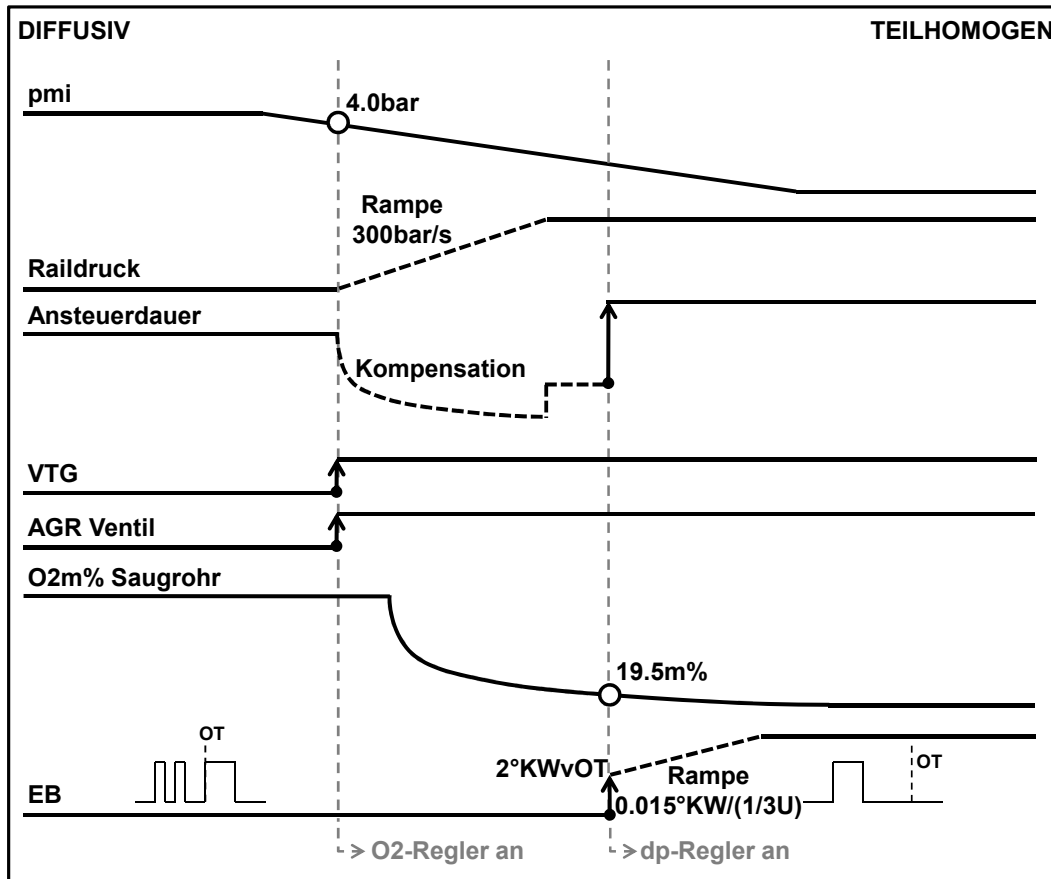


Abbildung 5.17: Ablauf der Umschaltung von diffusiver zu teilhomogener Verbrennung

liegt dadurch wieder vollständig im Bereich der Mehrfacheinspritzung und damit der robusteren Diffusionsverbrennung. Dabei ist wiederum eine Kompensation der Vorsteuerwerte der Lastregelung nötig.

Beim Erreichen des O_2 -Schwellwertes wird das Einspritzmuster auf Blockeinspritzung zurückgeschaltet. Das Ansteuerdauer-Vorsteuerkennfeld wird umgeschaltet, der p_{mi} -Zielwert bleibt dabei der gleiche. Da der I-Anteil auf null gesetzt wird, entspricht die erste Ansteuerdauer somit genau dem Vorsteuerwert. Durch die Wahl der O_2 -Konzentration als Schaltgrenze herrschen jedoch reproduzierbare Bedingungen für die Verbrennung im ersten teilhomogenen Arbeitsspiel.

Bis zur Umschaltung des Einspritzmusters wird der Einspritzzeitpunkt gesteuert; mit der ersten Blockeinspritzung wird der dp_{max} -Regler wieder aktiviert, inklusive der O_2 -abweichungsabhängigen Vorsteuerkorrektur. Durch die im Vergleich zum normalen instationären Betrieb ohne Betriebsartumschaltung sehr hohe Abweichung der O_2 -Konzentration wird hier jedoch noch eine weitere Struktur zur Vermeidung unzulässiger Druckanstiegswerte verwendet. Der erste Einspritzwinkel unmittelbar nach der Umschaltung des Einspritzmusters wird auf einen applizierbaren Wert gesetzt. Diese

Korrektur verschwindet in den folgenden Arbeitsspielen rampenförmig durch den Eingriff des Reglers.

5.5.3 Reglerverhalten während der Umschaltung

Die Lastregelung bleibt in beiden Betriebsarten und während der Umschaltung aktiv. Der Vorsteuerwert für die Dauer der Haupteinspritzung wird hart zwischen den beiden Vorsteuerkennfeldern umgeschaltet, der I-Anteil des Reglers wird gleichzeitig auf null gesetzt. Bei Mehrfacheinspritzung bleibt die Ansteuerdauer der Voreinspritzung gesteuert; die Stellgröße der Lastregelung ist weiterhin nur die Ansteuerdauer der Haupteinspritzung. Das erste Arbeitsspiel mit neuem Einspritzmuster ist besonders kritisch, da der Regler nur die Vorsteuerung umsetzt. Durch die Wahl der O_2 -Konzentration als Schaltschwelle herrschen jedoch im Umschaltfall reproduzierbare Bedingungen.

Für die Kompensation der Raildruckanpassung sorgen entsprechende Korrekturfunktionen. Der berechnete Korrekturfaktor ist während der Mehrfacheinspritzung aktiv und wirkt voll auf die Haupteinspritzung. Die Voreinspritzungen werden nur mit 66 % des Faktors korrigiert. Diese Maßnahme sorgt dafür, dass die Menge der Voreinspritzungen nicht zu stark reduziert wird. Damit wird zu jedem Zeitpunkt eine gute Umsetzung der Voreinspritzungen gewährleistet.

Der Einspritzbeginnregler ist nur im teilhomogenen Betrieb aktiv. Bei Mehrfacheinspritzung und diffusiver Verbrennung besteht kaum ein Zusammenhang zwischen Einspritzbeginn und Druckgradienten. Die maximalen Druckgradienten sind durch die langsame Diffusionsverbrennung unkritisch. Mit Beginn der Luftpfadumschaltung wird die dynamische Anpassung des Vorsteuerwertes der EB-Regelung durch die O_2 -Abweichung nicht schlagartig weggenommen, sondern über eine applizierbare Zeit ausgerammt. Die schnelle O_2 -Istwertänderung kann von der dp_{max} -Regelung alleine nicht kompensiert werden. Deshalb kompensiert eine applizierbare Korrektur im weiteren Verlauf der Umschaltung rampenförmig die steigende O_2 -Konzentration, bevor es schließlich zur Umschaltung des Einspritzmusters kommt. Hier wird das Einspritzbeginn-Vorsteuerkennfeld umgeschaltet und der dp_{max} -Regler ausgeschaltet.

Bei Wiedereinschalten des EB-Reglers beim Betriebsartwechsel hin zu teilhomogener Verbrennung wird der I-Anteil auf null gesetzt. Der inverse Regler wird erst im zweiten Arbeitsspiel aktiviert, damit keine Korrektur auf den Brennbeginn des letzten diffusiven Arbeitsspiels stattfindet. Die O_2 -Abweichungskorrektur wird vom ersten teilhomogenen Arbeitsspiel an genutzt. Zusätzlich dazu wird der Vorsteuerwert auf einen applizierbaren späten Wert gesetzt. Dadurch wird der maximale Druckanstieg des ersten teilhomogenen Arbeitsspiels in einem sicheren Bereich gehalten. Diese Winkelkorrektur

wird in den nachfolgenden Arbeitsspielen ausgerampt.

Der O_2 -Regler ist nur im teilhomogenen Betrieb aktiv. Mit der Luftpfadumschaltung wird der Regler deaktiviert und auf ein Vorsteuerkennfeld für die AGR-Ventilposition umgeschaltet. Beim Wiedereinschalten des Reglers wird der I-Anteil auf null gesetzt.

Der Raildruck-Regler bleibt immer aktiv. Dies wird dadurch erleichtert, dass seine Vorsteuerkennlinie über den Sollraildruck definiert ist. Beim Betriebsartwechsel wird lediglich das Sollkennfeld umgeschaltet, dabei wird die maximale Änderungsgeschwindigkeit des Sollwertes jedoch limitiert, vergleiche Kapitel 5.1.2.

5.5.4 Betriebsartstatusbestimmung des Luftpfades

Zwischen den beiden Betriebsarten kann in der Softwarestruktur mit Hilfe von dafür eingeführten Statusvariablen umgeschaltet werden. Davon existieren zwei, eine für die Luftpfadaktoren und eine für den Kraftstoffpfad. Diese bestimmen, welche Steuer- oder Sollwertkennfelder verwendet werden und aktivieren bzw. deaktivieren die einzelnen Regler. Status 0 entspricht dabei teilhomogenem Betrieb, Status 1 steht für diffusiven Betrieb. Die Umschaltung des Luftpfades wird über den Zylindermittel-Istwert des indizierten Mitteldrucks ausgelöst, dabei verhindert eine Hysterese der Schaltschwelle ein ungewünschtes schnelles Wechseln des Schaltzustandes. Zusätzlich wird nach einer Änderung des Luftpfadzustandes der neue Zustand für eine applizierbare Zeitspanne festgehalten, damit mögliche Störungen im indizierten Mitteldruck während der Einspritzmusterumschaltung nicht zu einem Wechsel der Statusvariablen führen. Dazu wird ein Flip-Flop-Element verwendet, bei dem am SET-Eingang die Statusänderung und am RESET-Eingang der Timerstatus anliegen. Bis der Timer abgelaufen ist, wird statt des Ist-Wertes der entsprechende Schaltschwellenwert weitergeleitet. Abbildung 5.18 zeigt die Funktionsstruktur zur Umsetzung dieses Verhaltens.

Die Struktur verhält sich für eine automatische Betriebsartumschaltung ("Status BA Automatik" = 1) gemäß der Statustabelle 5.19. Ein Wechsel des Luftpfadstatus findet nur bei Überschreitung der jeweils relevanten p_{mi} -Schwelle statt (Zeile 3 und Zeile 5).

5.5.5 Betriebsartstatusbestimmung des Kraftstoffpfades

Die Umschaltung des Kraftstoffpfades erfolgt über den O_2 -Istwert, jedoch nur im Fall einer bereits erfolgten Luftpfadumschaltung. Für den Fall sehr starker Momentgradienten bis in den Nulllastbereich kann es passieren, dass wegen der langen Laufzeiten der AGR-Strecke der O_2 -Schwellwert nicht erreicht wird, denn das O_2 -Zielwertkennfeld weist in Richtung sehr niedriger Lasten steigende Werte auf. Das Minimum liegt im Bereich von vier bis fünf bar p_{mi} . Deshalb gibt es für diese Fälle eine zusätzliche Grenze

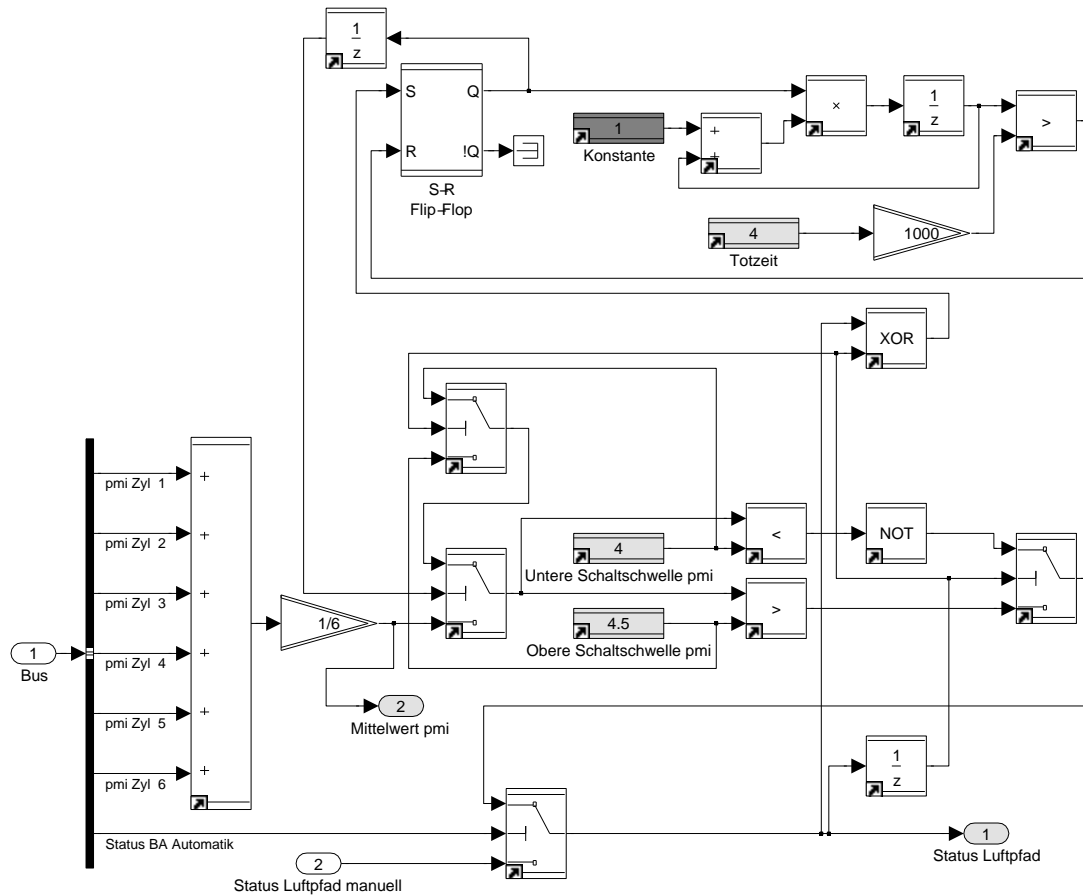


Abbildung 5.18: Betriebsartbestimmung des Luftpfades

Luftpfad alt	$p_{mi} < 4$	$p_{mi} > 4,5$	Luftpfad neu
0	0	0	0
0	1	0	0
0	0	1	1
1	0	0	1
1	1	0	0
1	0	1	1

Abbildung 5.19: Statustabelle zur Betriebsartbestimmung des Luftpfades

im Bereich von 1,0 bar p_{mi} , bei deren Unterschreitung der Kraftstoffpfadstatus unabhängig von der O_2 -Ist-Konzentration umgeschaltet wird. Abbildung 5.20 zeigt die Funktionsstruktur zur Umsetzung dieses Verhaltens.

Die Struktur verhält sich für eine automatische Betriebsartumschaltung ("Status BA Automatik" = 1) gemäß der Statustabelle 5.21. Zu einer Umschaltung kommt es nur,

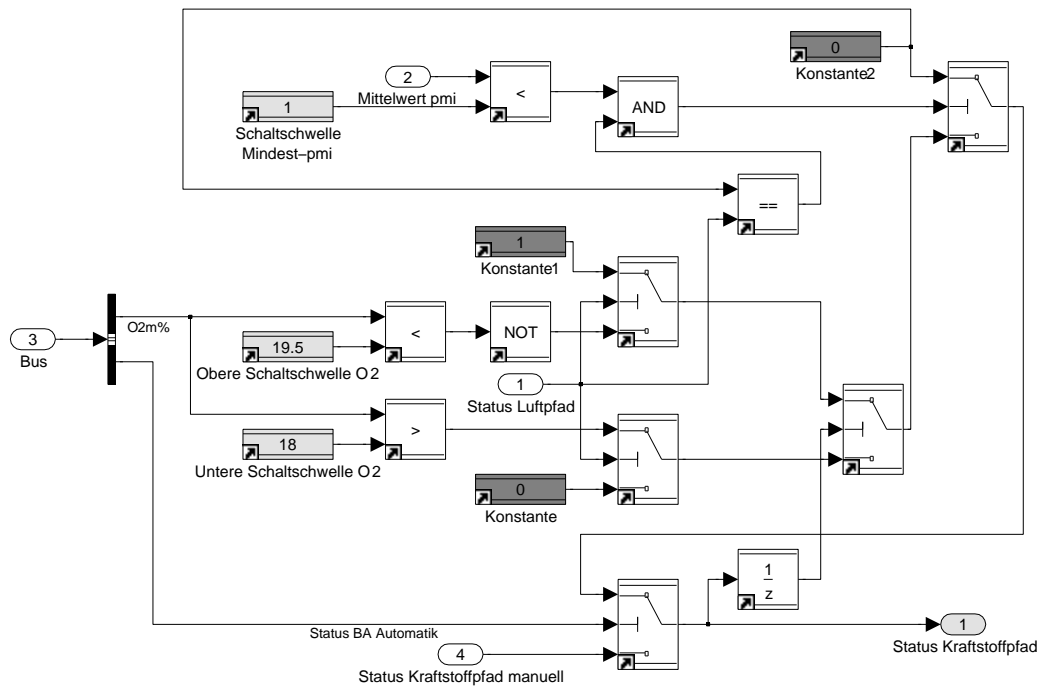


Abbildung 5.20: Betriebsartbestimmung des Kraftstoffpfades

wenn der Luftpfad bereits geschaltet hat und die entsprechende O₂-Schaltschwelle überschritten wurde (Zeile 6 und 8 bzw. 11 und 12).

5.5.6 Statusbestimmung des Raildrucks

Der Status des Raildrucksollwerts stellt eine Besonderheit dar. Da die Anpassung des Raildrucks immer während der Mehrfacheinspritzung erfolgt, muss dieser in einem Fall bereits mit dem Luftpfad umgeschaltet werden, im anderen Fall jedoch erst mit dem Einspritzpfad. Dazu wird anhand der Zustände der beiden Statusvariablen eine Fallunterscheidung durchgeführt. Der Raildrucksollwert für die diffusive Verbrennung gilt nur in dem Fall, wenn sowohl Luft- als auch Kraftstoffpfad bereits auf diffusiv umgestellt sind. Dies kann durch eine einfache UND-Verknüpfung dargestellt werden, siehe Abbildung 5.22.

Die Struktur verhält sich gemäß der Statustabelle in Abbildung 5.23. Die zweite Zeile entspricht dem Zustand während der Umschaltung zu diffusivem Betrieb. Hier findet die Raildruckumschaltung erst mit der Kraftstoffpfadschaltung statt (Zeile 4). Die dritte Zeile entspricht dem Zustand während einer Betriebsartumschaltung zu teilhomogenem Betrieb. Hier wird der Raildruck schon vor der Umstellung des Einspritzmusters auf den Wert der teilhomogenen Verbrennung eingestellt.

Kraftstoffpfad alt	Luftpfad	O ₂ < 19,5	O ₂ > 18	Kraftstoffpfad neu
0	0	0	0	0
0	0	0	1	0
0	0	1	0	0
0	0	1	1	0
0	1	0	0	0
0	1	0	1	1
0	1	1	0	0
0	1	1	1	1
1	0	0	0	1
1	0	0	1	1
1	0	1	0	0
1	0	1	1	0
1	1	0	0	1
1	1	0	1	1
1	1	1	0	1
1	1	1	1	1

Abbildung 5.21: Statustabelle zur Betriebsartbestimmung des Kraftstoffpfades

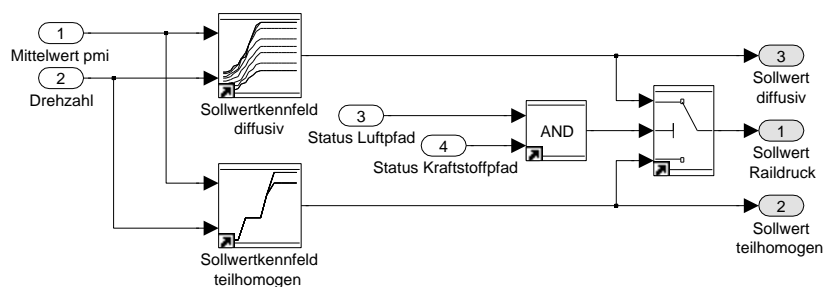


Abbildung 5.22: Umschaltung des Raildrucksollwertes

5.5.7 Raildruckkorrektur während der Umschaltung

Während der Anpassung des Raildrucks bei der Betriebsartumschaltung muss der Vorsteuerwert der Lastregelung korrigiert werden, um einen stetig monotonen Verlauf des indizierten Mitteldrucks sicherzustellen. Für die Umschaltung von teilhomogener auf diffusive Verbrennung wird dazu eine S-förmige, für die Umschaltung von diffusiver

Luftpfad	Kraftstoffpfad	Schalterstellung
0	0	0
1	0	0
0	1	0
1	1	1

Abbildung 5.23: *Statustabelle zur Umschaltung des Raildrucksollwertes*

zu teilhomogener Verbrennung eine G-förmige Korrekturfunktion verwendet. Letztere weist einen applizierbaren Sprung bei Erreichen des Zielraildrucks auf. Abbildung 5.24 zeigt den Verlauf der beiden Korrekturfunktionen. Beide Funktionen korrigieren die Mehrfacheinspritzung. Die G-förmige Funktion wirkt, wenn der Raildruck während der diffusiven Verbrennung auf das Niveau der teilhomogenen Verbrennung angehoben wird. Deshalb zeigt sie einen fallenden Verlauf. Die Umschaltung des Einspritzmusters erfolgt auf Basis der O_2 -Konzentration erst kurz nach dem Erreichen des Raildruck-Zielwertes. Die S-förmige Funktion wirkt bei der Umschaltung in den diffusiven Betrieb. Die Einspritzmusterschaltung erfolgt auf dem Niveau der teilhomogenen Verbrennung. Dementsprechend muss der Raildruck abgesenkt werden und die Korrekturfunktion zeigt nach einem Sprung nach unten einen ansteigenden Verlauf. Wenn der Raildruck-Zielwert erreicht ist, ist die Umschaltung vollständig beendet.

Eingangsgröße beider Korrekturfunktionen ist die Differenz des aktuellen Soll-Raildrucks zum eigentlichen Referenzraildruck der diffusiven Verbrennung. In beiden Umschaltfällen ist dabei ein linearer Verlauf nicht ausreichend, um einen stetigen Verlauf des indizierten Mitteldrucks sicherzustellen. Für die Umschaltung in den diffusiven Betrieb wurde ein G-förmiger Verlauf entwickelt. Dessen Krümmung und Steigung sind frei applizierbar, ebenso die Lage und Höhe des Sprungs im Bereich des Erreichens des Zielraildrucks. Abbildung 5.25 zeigt die dazu nötige Funktionsstruktur.

Das Referenzkennfeld ist das eigentliche Raildruck-Sollkennfeld für die diffusive Verbrennung. Die Differenz zum tatsächlich verwendeten Sollwert des Raildruckreglers definiert den Eingang in die Korrekturfunktion. Der Sollwert wird anstatt des Raildruck-Istwertes verwendet, da auf diese Weise zu Beginn einer Umschaltung die Abweichung geringfügig schneller erkannt werden kann. Dies kompensiert teilweise die Abweichung zwischen dem zum Zeitpunkt der Einspritzdauerberechnung und dem während der tatsächlichen Einspritzung herrschenden Raildruck.

Die Korrekturfunktion verläuft exponentiell gemäß Gleichung 5.1, bis die Raildruckabweichung den applizierbaren Wert "Schwelle Sprungstart" erreicht hat. Danach wird ein konstanter Offset ("Sprunghöhe") addiert, gemäß Gleichung 5.2.

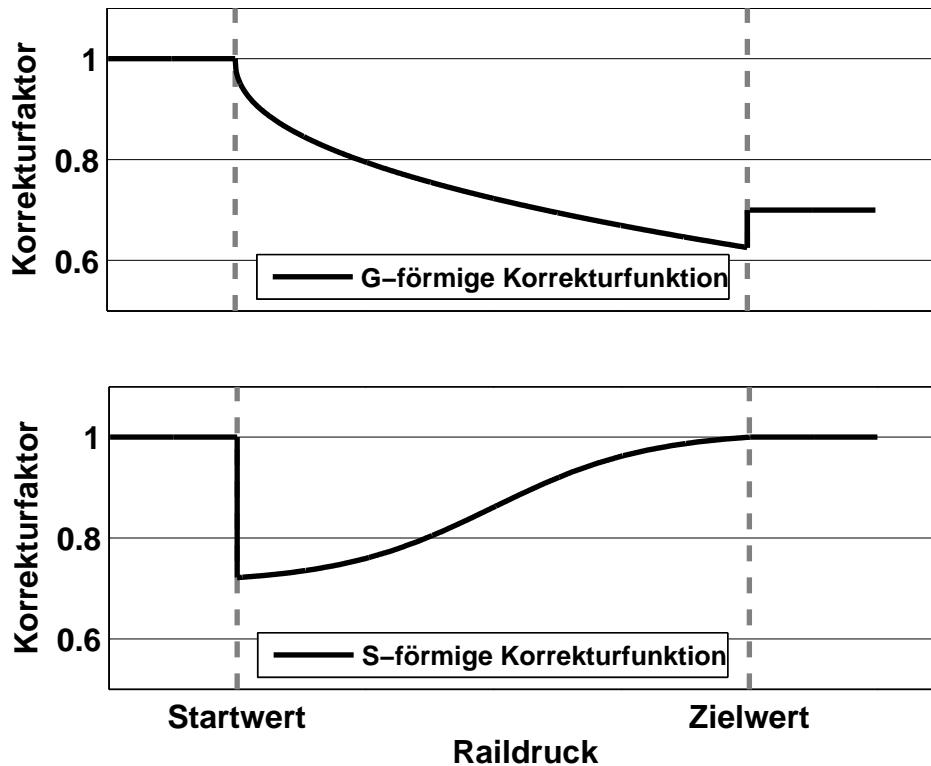


Abbildung 5.24: G- und S-förmige Raildruckkorrekturfunktion

$$K = \frac{\Delta p^{Exp} \cdot (St - 1)}{100^{Exp}} + 1 \tag{5.1}$$

$$K = \frac{St - 1}{100^{Exp}} + 1 + Offset \tag{5.2}$$

Durch diesen Offset wird ein weiterer Effekt kompensiert, der ebenfalls aus der leichten zeitlichen Verzögerung zwischen dem Zeitpunkt der Einspritzung und dem Zeitpunkt des p_{mi} -Reglerdurchlaufs resultiert. Die Raildruckdifferenz, die sich innerhalb dieser Zeit ergibt, wird durch eine leicht voreilende Applikation der Korrekturkennlinie ausgeglichen. Zum Zeitpunkt, wenn der Zielraildruck erreicht wird, führt diese voreilende Applikation jedoch zu einer Abweichung des indizierten Mitteldrucks nach unten, da der Verlauf der Korrekturkennlinie in Erwartung einer weiteren Steigerung des Raildrucks appliziert ist. Dies wird durch den Sprung in der Korrekturkennlinie kompensiert.

Zusätzlich zu diesen Einflüssen beeinflussen die in der Rail laufenden Druckschwingungen die eingespritzte Kraftstoffmasse. Tests auf dem Motorenprüfstand haben gezeigt, dass für die Umschaltung von teilhomogener zu diffusiver Verbrennung der G-förmige Korrekturverlauf nicht passend ist. Wiederum mit der Differenz aus Referenz-

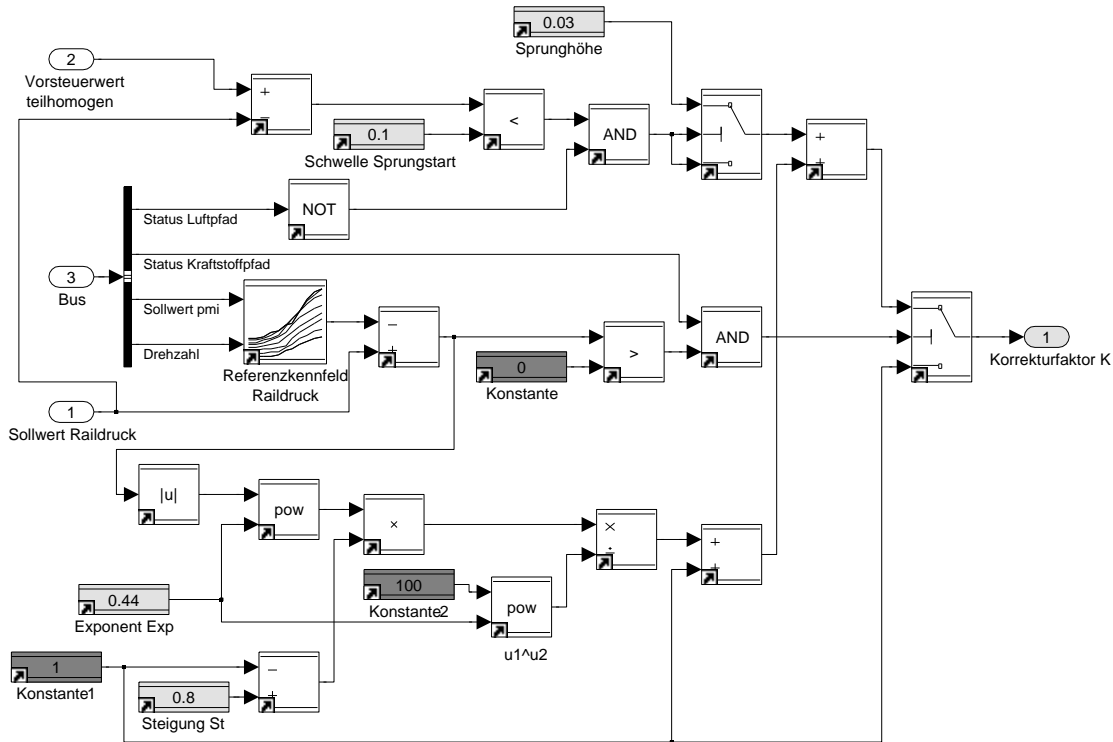


Abbildung 5.25: Funktionsstruktur der G-förmigen Raildruckkorrekturfunktion

und Zielraildruck als Eingangsgröße wird in diesem Fall eine S-förmige Korrekturfunktion verwendet. Sie besteht aus zwei rationalen Funktionen, die an einem Punkt, dessen Lage applizierbar ist, ineinander übergehen. Der Korrekturwert, der bei maximaler Abweichung gilt, kann ebenfalls appliziert werden. Abbildung 5.26 zeigt die Funktionsstruktur zur Umsetzung dieses Verhaltens.

Die beiden Krümmungen im Kurvenverlauf sind frei parametrierbar. Die Umschaltung erfolgt beim Vorzeichenwechsel (in den Formeln mit *Vor* bezeichnet) von Δp_{Norm} , welches in Gleichung 5.5 definiert ist. Für den ersten Teil bis zum Wendepunkt gelten die Gleichungen 5.4 bis 5.6, danach die Gleichungen 5.7 bis 5.9.

$$\Delta p_{zentr} = (p_{ist} - p_{Ziel}) - ZH \cdot (p_{Start} - p_{Ziel}) \quad (5.3)$$

$$\Delta p_{zentr} \geq 0 \quad (5.4)$$

$$\Delta p_{norm} = \frac{\Delta p_{zentr}}{(p_{Start} - p_{Ziel}) \cdot (1 - ZH)} \quad (5.5)$$

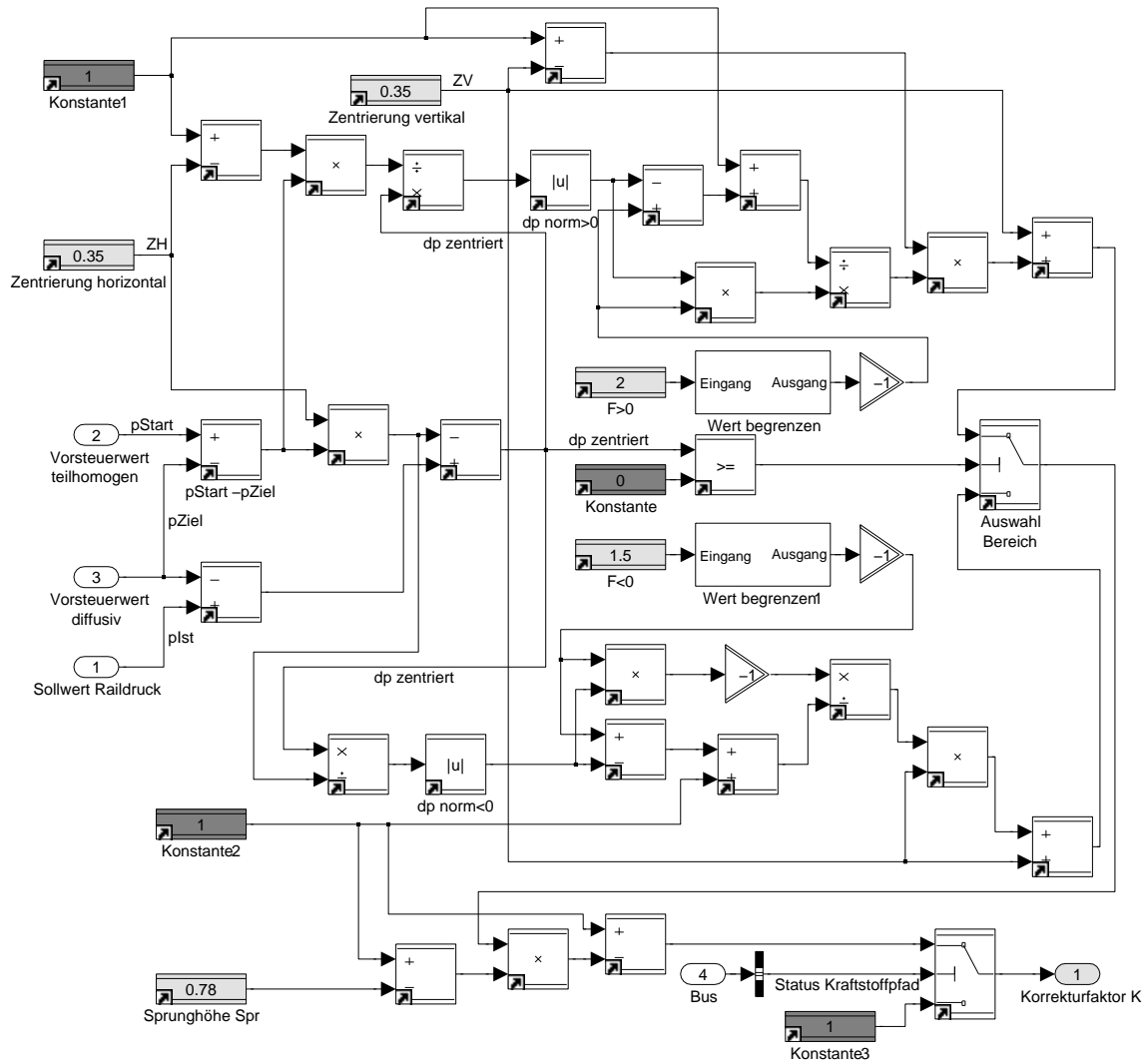


Abbildung 5.26: Funktionsstruktur der S-förmigen Raildruckkorrekturfunktion

$$K = 1 - \left((1 - S_{pr}) \cdot \left(ZV + (1 - ZV) \cdot \left[\frac{-F_{>0} \cdot |\Delta p_{Norm}|}{-F_{>0} - |\Delta p_{Norm}| + 1} \cdot Vor(\Delta p_{Norm}) \right] \right) \right) \quad (5.6)$$

$$\Delta p_{zentr} < 0 \quad (5.7)$$

$$\Delta p_{norm} = \frac{\Delta p_{zentr}}{(p_{Start} - p_{Ziel}) \cdot ZH} \quad (5.8)$$

$$K = 1 - \left((1 - S_{pr}) \cdot \left(ZV + ZV \cdot \left[\frac{-F_{<0} \cdot |\Delta p_{Norm}|}{-F_{<0} - |\Delta p_{Norm}| + 1} \cdot Vor(\Delta p_{Norm}) \right] \right) \right) \quad (5.9)$$

Während des normalen diffusiven Motorbetriebs ist die S-förmige Korrekturfunktion aktiv. Wegen des sehr guten Führungsverhaltens des Raildruckreglers ist jedoch keine Vorsteuerwertanpassung der Einspritzdauer nötig. Der tangentielle Verlauf der S-förmigen Korrekturfunktion für kleine Raildruckänderungen stellt in diesem Fall zusätzlich sicher, dass keine nennenswerte Korrektur auf den Vorsteuerwert angewendet wird. Mit dem Beginn einer Umschaltung von diffusivem zu teilhomogenem Betrieb wird die Korrekturfunktion auf die G-förmig-verlaufende Funktion umgeschaltet. Bei der Umschaltung des Einspritzmusters wird die Raildruckkorrektur komplett ausgeschaltet und bleibt im ganzen teilhomogenen Betrieb deaktiviert. Abbildung 5.27 zeigt die Struktur zur Auswahl der Korrekturfunktion.

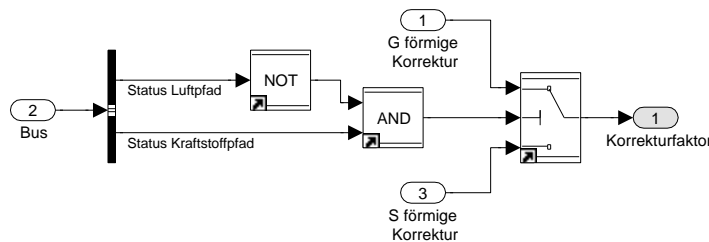


Abbildung 5.27: Struktur zur Auswahl der Raildruckkorrekturfunktion

Die Struktur verhält sich gemäß der Statustabelle in Abbildung 5.28. Die dritte Zeile entspricht dem Zustand während einer Betriebsartumschaltung zu teilhomogenem Betrieb. In allen anderen Fällen wird der Wert der S-förmigen Funktion weitergegeben.

Luftpfad	Kraftstoffpfad	Schalterstellung
0	0	0
1	0	0
0	1	1
1	1	0

Abbildung 5.28: Statustabelle zur Auswahl der Raildruckkorrekturfunktion

5.5.8 Einspritzwinkelkorrektur während der Umschaltung

Durch die im Vergleich zum normalen teilhomogenen Betrieb erhöhte O_2 -Konzentration während der Betriebsartumschaltung sind die maximalen Druckanstiege in diesem Fall besonders zu beachten. Bei der Umschaltung in die diffusive Verbrennung muss mit einer zusätzlichen applizierbaren Rampe auf den Einspritzbeginn korrigierend eingegriffen werden. Abbildung 5.29 zeigt die Umsetzung dieses Verhaltens in der Funktionsstruktur. Um auf die luftpfadseitige Streckenlaufzeit zu reagieren, wird ausgehend vom

Zeitpunkt der Luftpfadumschaltung ein Timer gestartet (SET-Eingang am Flip-Flop-Element). Nach dessen Ablauf wird der negierte Ausgang des Flip-Flop-Elementes (Q!) zu 1 und der Vorsteuerwert des Motorschutzreglers rampenförmig nach spät gestellt. Die Steigung und der Betrag der maximalen Korrektur sind applizierbar.

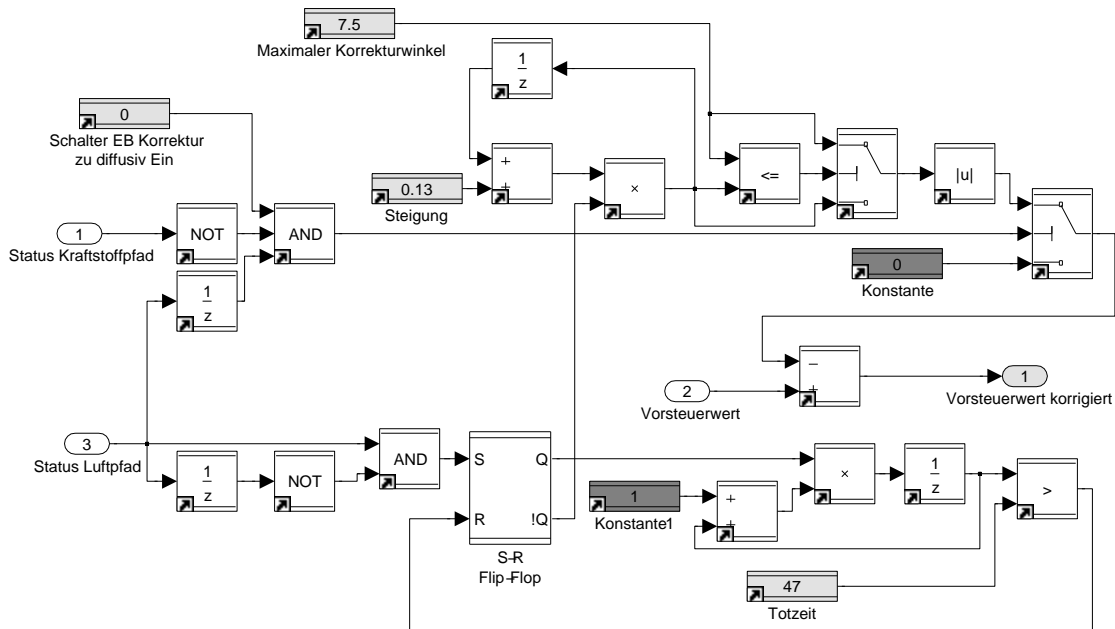


Abbildung 5.29: Struktur EB-Vorsteueranpassung bei BAU zu diffusivem Betrieb

Auch bei der Rückschaltung in den teilhomogenen Betrieb ist eine Winkelanpassung nötig. Dazu wird der erste Einspritzwinkel der Blockeinspritzung auf einen applizierbaren späten Wert gesetzt. Die dazu verwendete Vorsteuerwertanpassung wird in den folgenden Arbeitsspielen rampenförmig ausgeblendet. Abbildung 5.30 zeigt die Umsetzung dieses Verhaltens in der Funktionsstruktur.

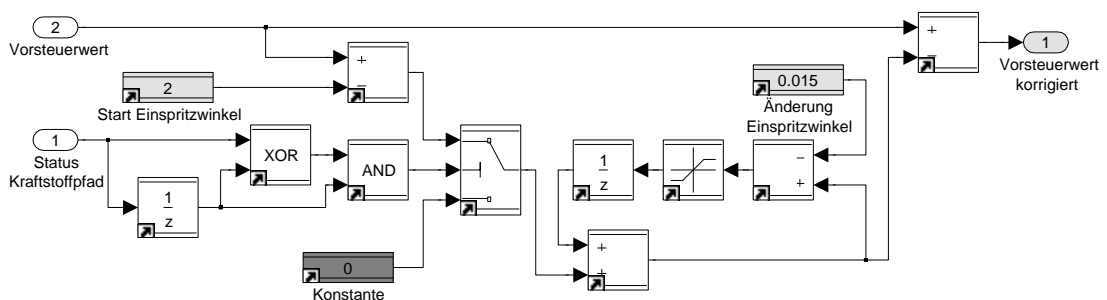


Abbildung 5.30: Struktur EB-Vorsteueranpassung bei BAU zu teilhomogenem Betrieb

Die Differenz zwischen Vorsteuerwert und Starteinspritzwinkel wird bei aktiver Korrektur vom Vorsteuerwert subtrahiert. Die sauerstoffabhängige Vorsteuerwertanpassung findet bereits vorher statt, sodass der hier gewählte Startwinkel exakt für das erste



Arbeitsspiel mit teilhomogener Verbrennung verwendet wird. Zur Aktivierung der Korrektur wird eine Änderung des Kraftstoffpfadstatus mit einem XOR-Element detektiert. Ein UND-Block überprüft die zusätzliche Bedingung und stellt so sicher, dass es sich um eine Umschaltung in den teilhomogenen Betrieb handelt. Der applizierbare Faktor für die Ausblendung der Korrektur wird pro Zeitschritt einmal vom davor gültigen Wert subtrahiert, bis durch den Begrenzungsblock der Wert null gehalten wird.

6 Ergebnisse

Zur Untersuchung und Abstimmung der Funktionsstruktur wurden diverse Motorprüfstandsversuche durchgeführt. Die hier gezeigten Ergebnisse stammen aus NEFZ-Fahrzyklen. Diese wurden basierend auf Rollenprüfstandsdaten der Firma Daimler erstellt. Drehzahl- und Lastniveau wurden übernommen; die exakten Verläufe richten sich streng nach der gesetzlichen Vorlage [62]. Durch die Vorgabe von Drehzahl und Pedalwert, und damit eines p_{mi} -Sollwerts, sowie ohne Nutzung eines Toleranzbandes, ergibt sich daraus ein sehr spitzer Sollwert-Verlauf mit entsprechend hohen Anforderungen an die Regelung.

6.1 Lastregelung

Die Lastregelung zeigt trotz ihrer einfachen Struktur ein sehr gutes Führungsverhalten auch in transienten Fahrsituationen mit starken Last- und Drehzahlgradienten, siehe Abbildung 6.1. Lediglich im Bereich direkt nach starken negativen Lastgradienten kommt es zu leichten Abweichungen des mittleren indizierten Drucks von bis zu 0,25 bar. Der maximale Fehler beträgt 0,4 bar und die Standardabweichung über die Gesamtdauer des Zyklus lediglich 0,105 bar.

Grund hierfür sind starke Abweichungen in der Qualitätsregelung und ihre Rückwirkungen auf die Motorschutzregelung. Diese stehen jedoch nicht in einem qualitativ oder quantitativ fixem Zusammenhang zu den Lastabweichungen. Eine Anpassung des Vorsteuerwertes in Abhängigkeit der Sauerstoffabweichung ist somit nicht möglich, siehe Abbildung 6.2. Dennoch liegt die Qualität des Führungsverhaltens der Lastregelung deutlich über der von heute üblichen gesteuerten Systemen. Eine endgültige Bewertung des subjektiven Fahrgefühls ist jedoch nur durch tatsächliche Fahrzeugmessungen möglich.

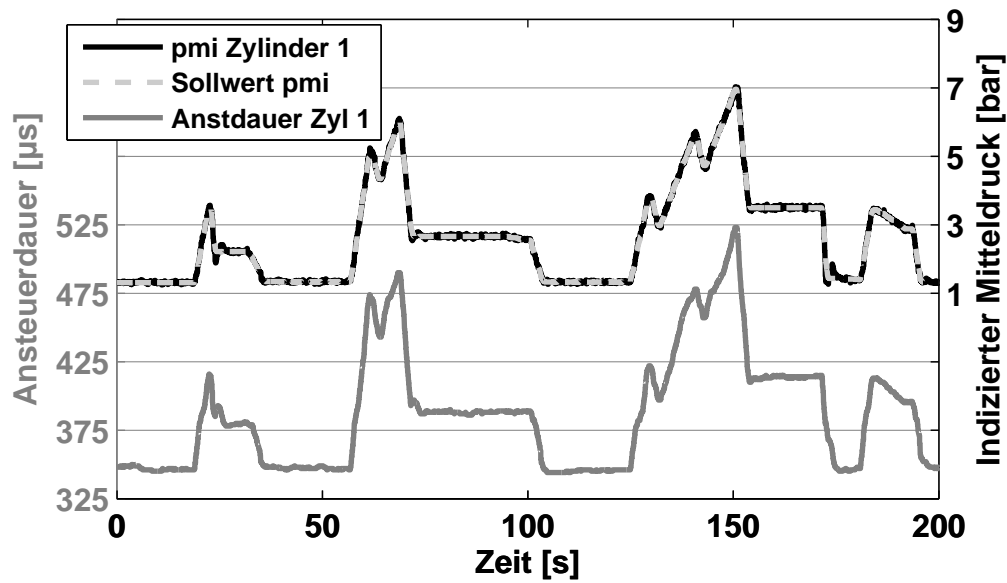
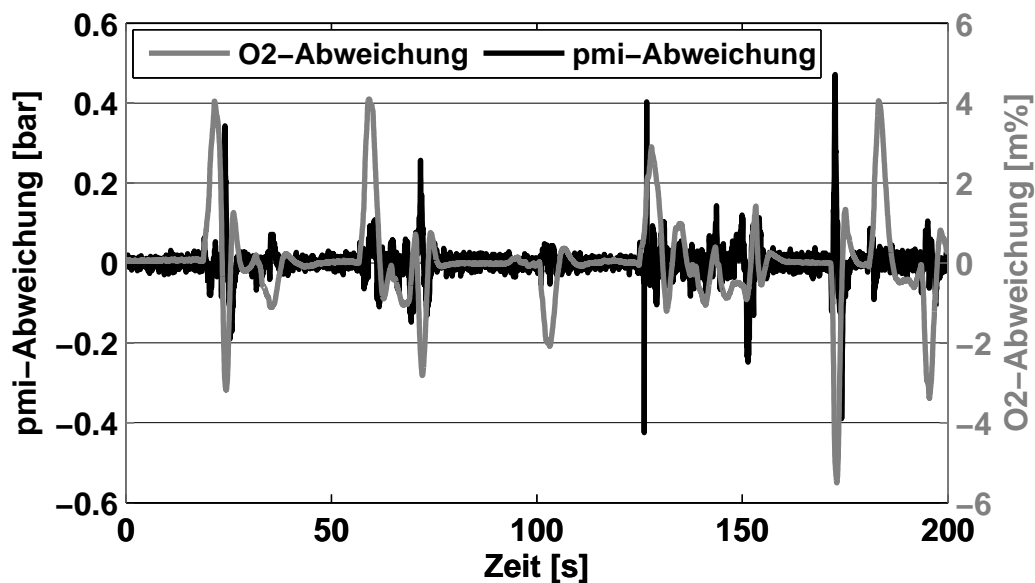

 Abbildung 6.1: Soll- und Ist- p_{mi} im NEFZ ohne Betriebsartumschaltung


Abbildung 6.2: Gegenüberstellung Regelabweichung von Last- und Qualitätsregelung

6.2 Qualitätsregelung

Das Führungsverhalten der Qualitätsregelung leidet stark unter der langen Streckenlaufzeit zwischen dem AGR-Ventil und der Messstelle im Saugrohr. Dies ist auch durch die betriebspunktabhängige Bedatung der Reglerparameter nicht zu kompensieren. In Abbildung 6.3 ist starkes Überschwingen in Bereichen schneller Sollwertänderung erkennbar.

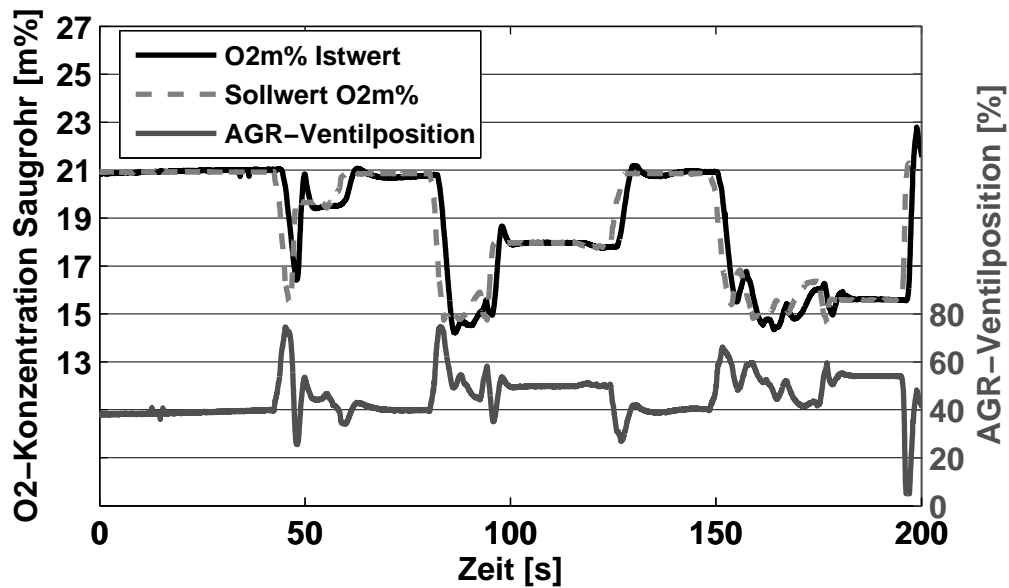


Abbildung 6.3: Soll- und Ist- O_2 -Konzentration im NEFZ ohne Betriebsartumschaltung

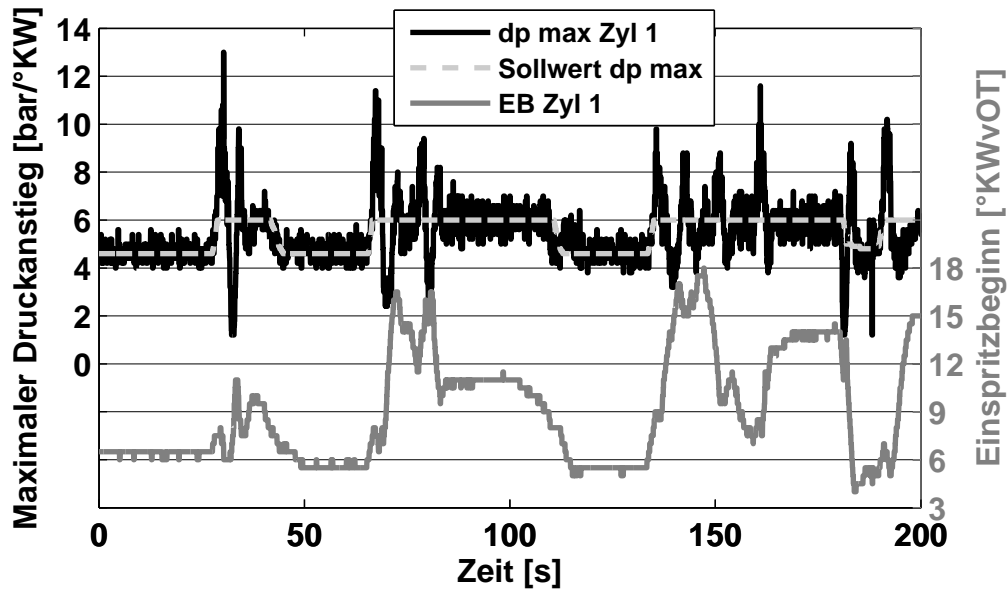
Die Grenzen einer einfachen PID-Reglerstruktur sind für diese Regelstrecke erreicht. Abhilfe könnte ein mathematisches Modell des Streckenverhaltens schaffen. Hier ließe sich der Anteil der reinen Totzeit vom Zeitverhalten abspalten und mit dem Prinzip des Smith-Prädiktors ein besseres Führungsverhalten erzielen [61]. Diese Strukturen reagieren jedoch sehr kritisch auf Modellabweichungen. Da das Verhalten der AGR-Strecke von sehr vielen Einflussgrößen (Last, Drehzahl, Drücke, Temperaturen, Massenströme) und deren zeitlichen Verläufen abhängt, ist fraglich, ob eine ausreichend genaue Modellierung gelingt, die eine stabile Regelung bei transientem Betrieb im gesamten Kennfeldbereich gewährleistet. Im Folgenden werden Möglichkeiten beschrieben, wie mit Hilfe des Kraftstoffpfades die Auswirkungen der Luftpfadabweichungen kompensiert werden können.

6.3 Motorschutzregelung

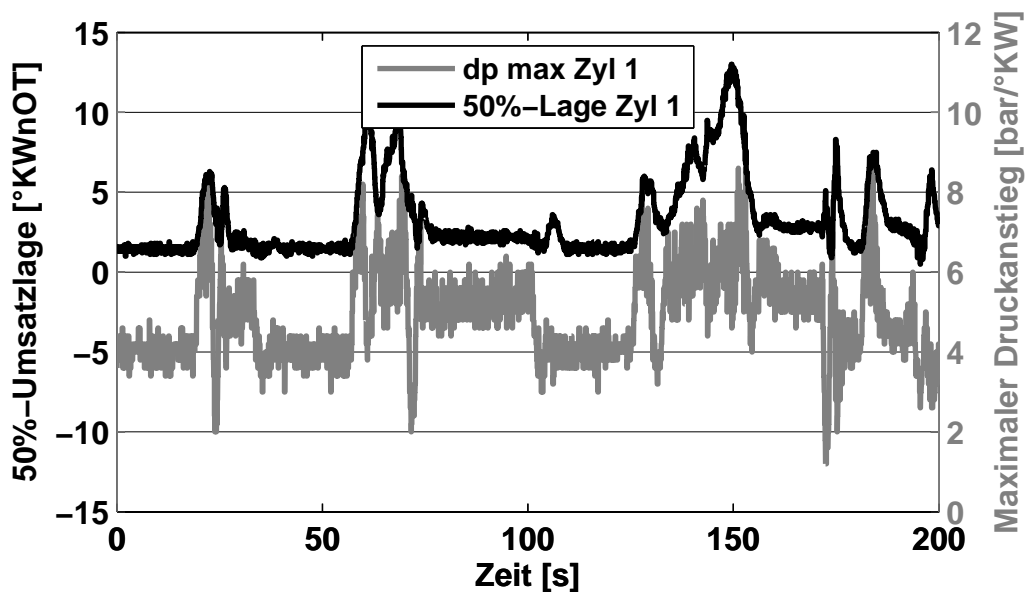
Das Führungsverhalten der reinen Motorschutzregelung zeigt im Bereich hoher Last- und Drehzahlgradienten größere Regelabweichungen bis zu $7 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$, siehe Abbildung 6.4.

Über den gesamten Zyklus erfüllt die Regelung ihre Motorschutzfunktion größtenteils; die maximalen Druckgradienten erreichen Werte von bis zu $13 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$. Auch aus Gründen des Geräusches wird ein besseres Führungsverhalten angestrebt.

Ein Vergleich zwischen den maximalen Druckgradienten und der Lage des 50%-


 Abbildung 6.4: Soll- und Ist- dp_{max} im NEFZ ohne Betriebsartumschaltung

Umsatzpunktes zeigt, dass diese Werte als Führungsgrößen für die Einspritzbeginn-Regelstrategie bei transientem Betrieb nicht austauschbar sind. In Abbildung 6.5 ist zu erkennen, dass sich bei einem relativ flachen Verlauf der Druckgradienten eine stark schwankende Lage des 50%-Umsatzpunktes ergibt, da es keinen global gültigen Zusammenhang zwischen den beiden Größen gibt.


 Abbildung 6.5: 50 %-Umsatzpunktlage bei dp_{max} -Regelung

6.3.1 Dynamische Vorsteuerwertanpassung

Die im Stationärbetrieb ermittelten Vorsteuerwerte für den Einspritzbeginn führen bei Luftpfadabweichungen im transienten Betrieb zu Regelabweichungen der Motorschutzregelung. Das langsamere Führungsverhalten muss in Kauf genommen werden, um den Applikationsaufwand durch die Verwendung von global gültigen Regelparametern gering zu halten. Wie in Abbildung 6.6 zu erkennen ist, besteht ein Zusammenhang zwischen der Regelabweichung des Qualitätsreglers und der des Motorschutzreglers.

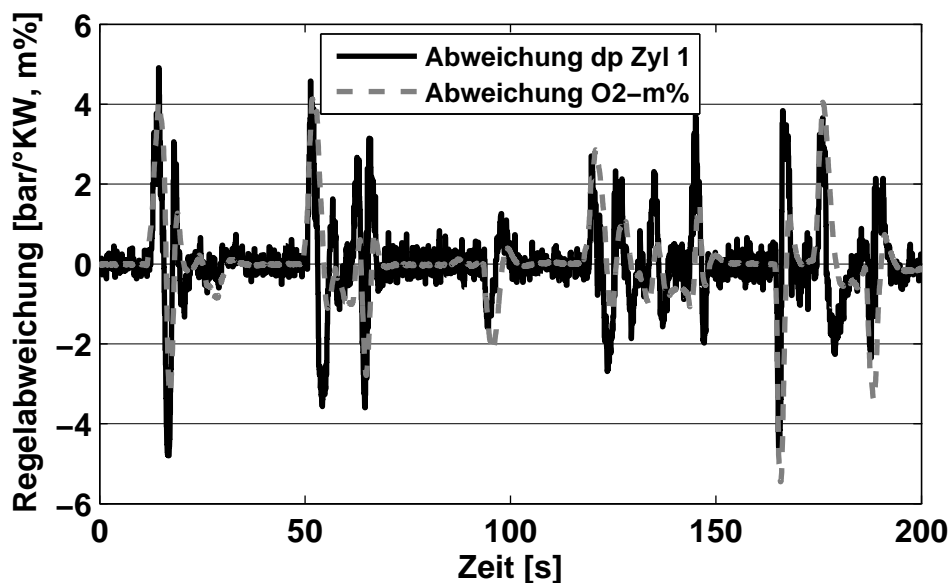


Abbildung 6.6: Zusammenhang zwischen O_2 - und dp_{max} -Regelabweichung

Diese Information lässt sich zur Verbesserung des Führungsverhaltens nutzen, denn die Luftpfadabweichung ist die Hauptstörgröße der Motorschutzregelung. Wird der Einspritzbeginnvorsteuerwert proportional zu dieser Größe dynamisch angepasst, verbessert dies das Führungsverhalten der Regelung beachtlich. Abbildung 6.7 zeigt den Unterschied zwischen dem korrigierten Regler ($F=2$) und dem nicht korrigierten Regler ($F=0$).

Die Totzeit der AGR-Strecke beeinflusst die dynamische Vorsteuerwertanpassung nicht, da diese bei der Verwendung einer neuen Lambdasonde nur zwischen dem AGR-Ventil-Einbauort und der Messstelle im Saugrohr besteht. Im Falle einer O_2 -konzentrationsabhängigen Anpassung des EB-Vorsteuerwertes ist jedoch die Totzeit zwischen Messstelle und Zylinder relevant. Diese ist auf Grund der Messung direkt im Saugrohr sehr gering. Das scheinbare leichte Nacheilen der O_2 -Abweichung im Vergleich zur dp_{max} -Abweichung in Abbildung 6.6 resultiert aus dem Überschwingen des dp_{max} -Reglers. Starke dp_{max} -Abweichungen werden während bestehender O_2 -

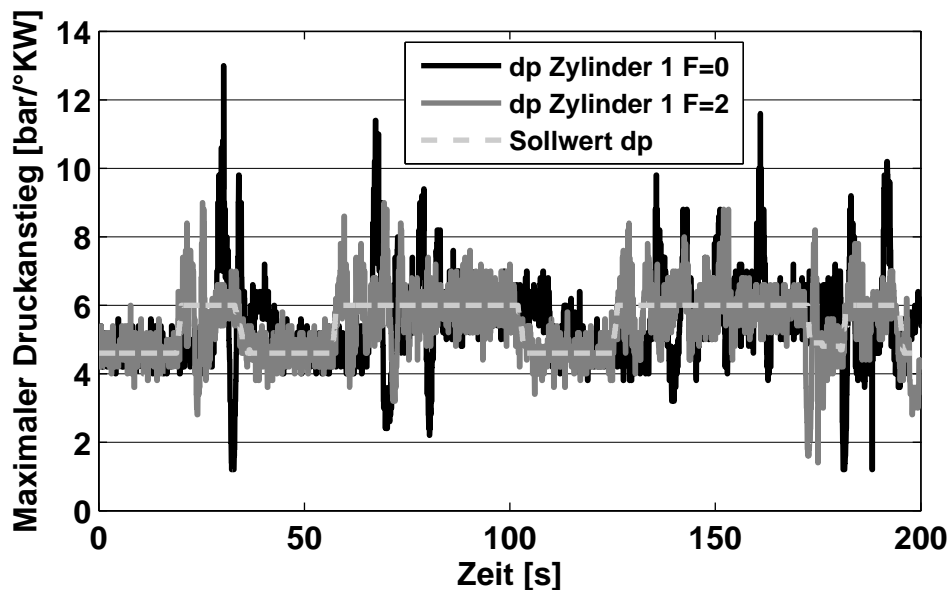


Abbildung 6.7: *Dynamische Vorsteuerwertanpassung des Motorschutzreglers*

Abweichung überkompensiert. Das Vorzeichen der O_2 -Abweichung ändert sich erst kurz darauf. Der zeitliche Versatz ist jedoch gering. Bei aktivierter dynamischer O_2 -Abweichungskorrektur wird ein flacherer Verlauf der dp_{max} -Abweichung erreicht. Auch bei Überschwingern der Regler eignet sich die dynamische Vorsteuerwert-Anpassung sehr gut zur Verbesserung des Führungsverhaltens.

Durch das bessere Führungsverhalten verringern sich Über- und Unterschwingen. Dadurch bleibt die Verbrennung enger im Zielbereich und sowohl die NO_x - als auch die HC-Emissionen über einen ganzen NEFZ sinken um jeweils ca. 3,5 %, siehe Abbildung 6.8.

6.3.2 Brennbeginnbegrenzung mit inversem Regler

Abbildung 6.9 zeigt die Eingriffe des inversen Reglers. Wird die Brennbeginnengrenze bei OT überschritten, wird daraufhin ein neuer EB-Wert errechnet. Damit der Motorschutzregler diesen umsetzt, wird vom inversen Regler der entsprechende dp_{max} -Sollwert bestimmt. Somit wird der Brennbeginn wieder in die Expansion verschoben. Da durch Unterschiede der Zylinderfüllung zwischen den Zylindern diese Begrenzung unterschiedlich früh eingreift, kann es teilweise zu größeren Abweichungen der maximalen Druckgradienten zwischen den Zylindern kommen.

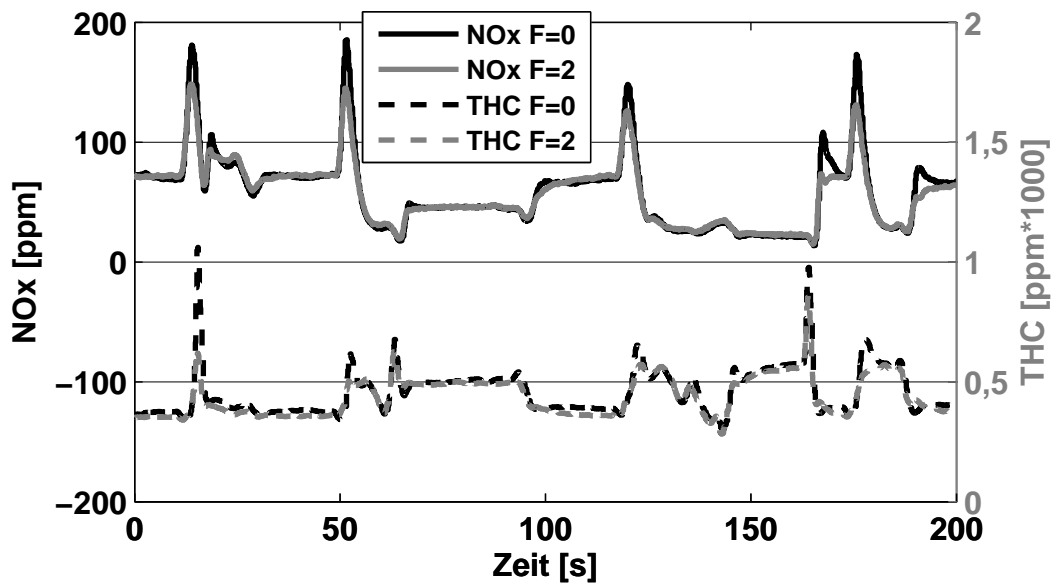


Abbildung 6.8: Einfluss der dynamischen Vorsteueranpassung auf NO_x und HC

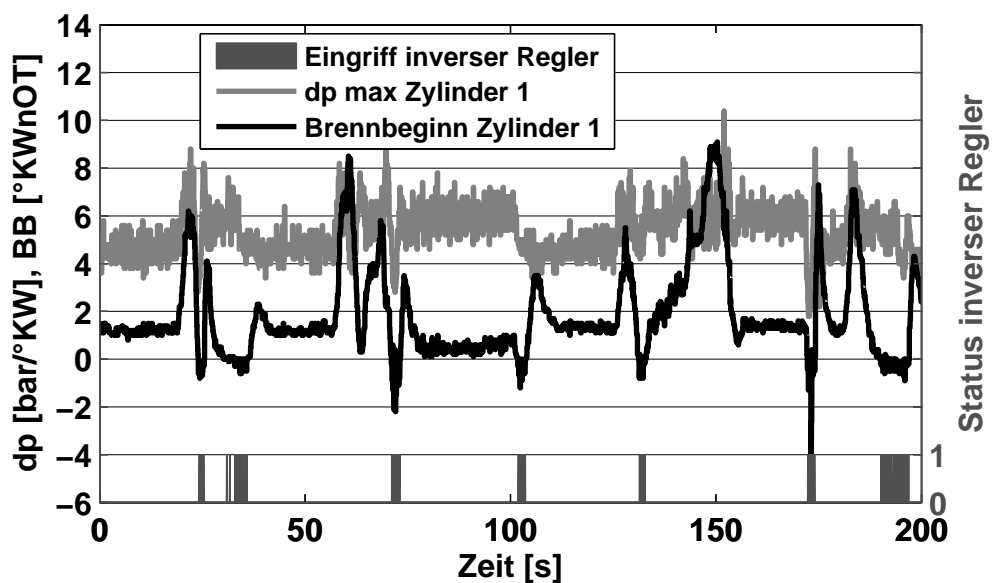


Abbildung 6.9: Einfluss des inversen Reglers

6.4 Betriebsartumschaltung

Durch die Nutzung der Betriebsartumschaltung (BAU) im NEFZ kann im Bereich hoher Lasten ein Absinken des Abgaslambdas in kritische Bereiche vermieden werden, siehe Abbildung 6.10. Durch Abweichungen im Luftpfad kommt es sonst teilweise zu Unterschreitungen der Grenze von Lambda 1,2. Grund dafür ist, dass die höchsten AGR-Raten kurz vor Erreichen der Lambdagrenze rückgeführt werden. Beim Durch-

fahren dieser Lastpunkte im transienten Betrieb bis in den Lambda-begrenzten Bereich kommt es durch die Verzögerungen in der AGR-Strecke zu Sauerstoffmangel.

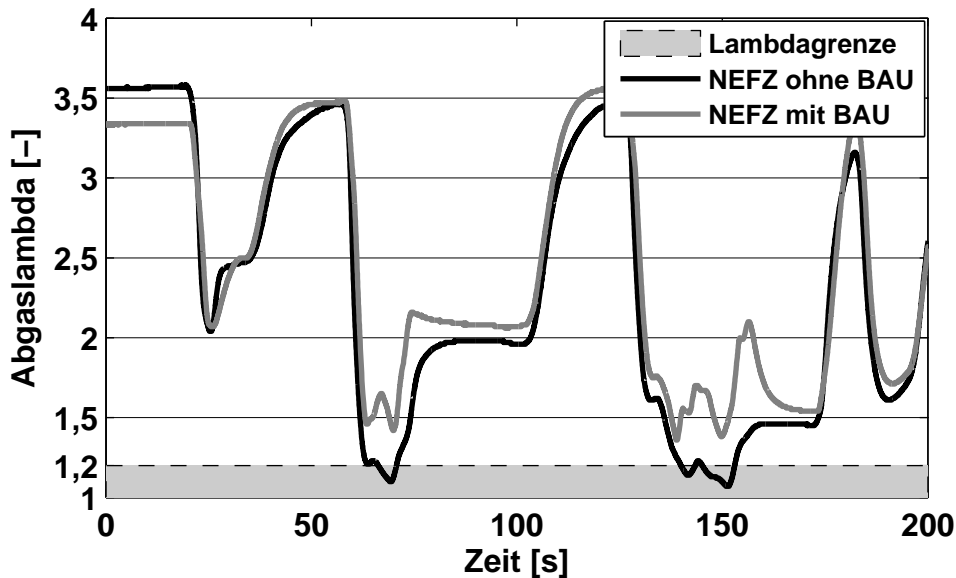


Abbildung 6.10: Einfluss der Betriebsartumschaltung auf Abgaslambda

Im folgenden Kapitel werden die Ergebnisse der genauen Abläufe während der Betriebsartumschaltung vorgestellt.

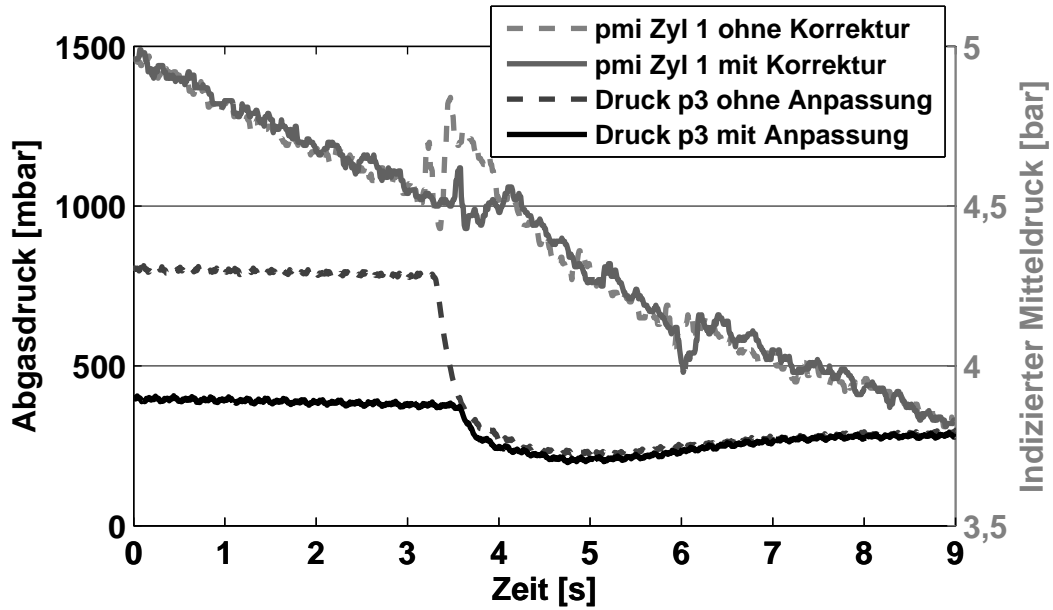
6.4.1 Abgasdruckanpassung

Durch die schnelle Änderung der AGR-Ventilöffnung ergibt sich eine Rückwirkung auf p_3 und damit auf den Ladungswechsel. Dieser Effekt tritt nahezu ohne Zeitverzögerung auf und ist somit schneller als der Einfluss auf O_2 -Konzentration und Druck im Saugrohr. Abbildung 6.11 zeigt den Verlauf von p_{mi} mit und ohne p_3 -Anpassung bei einer Betriebsartumschaltung zu teilhomogener Verbrennung.

Im diffusiven Betrieb nahe dem Umschaltbereich werden die Leitschaufeln der Turbine leicht geöffnet. Dadurch wird das p_3 -Niveau des teilhomogenen Betriebs erreicht. Die unerwünschte Rückwirkung auf p_{mi} wird vermieden.

6.4.2 Raildruckkorrektur

Während der Umschaltung muss das Raildruckniveau geändert werden. Auf Grund der höheren Robustheit geschieht dies während der Mehrfacheinspritzung. Im Fall der Umschaltung in den diffusiven Betrieb muss der Raildruck mit Beginn der Einspritzmusterumschaltung um ca. 450 bar gesenkt werden. Abbildung 6.12 zeigt den Einfluss


 Abbildung 6.11: Einfluss der p_3 -Änderung auf p_{mi}

des steigenden Druckwertes auf p_{mi} mit und ohne zusätzliche Korrektur des Vorsteuerwertes. Ohne Korrektur ergibt sich zunächst ein um bis zu 1,4 bar zu hoher Wert des indizierten Mitteldrucks. Die große Regelabweichung führt zu einem Überschwingen des Lastreglers. Mit einer Anpassung des Vorsteuerwertes (vergleiche Kapitel 5.5.7) wird ein monoton stetiger Verlauf des indizierten Mitteldrucks erreicht.

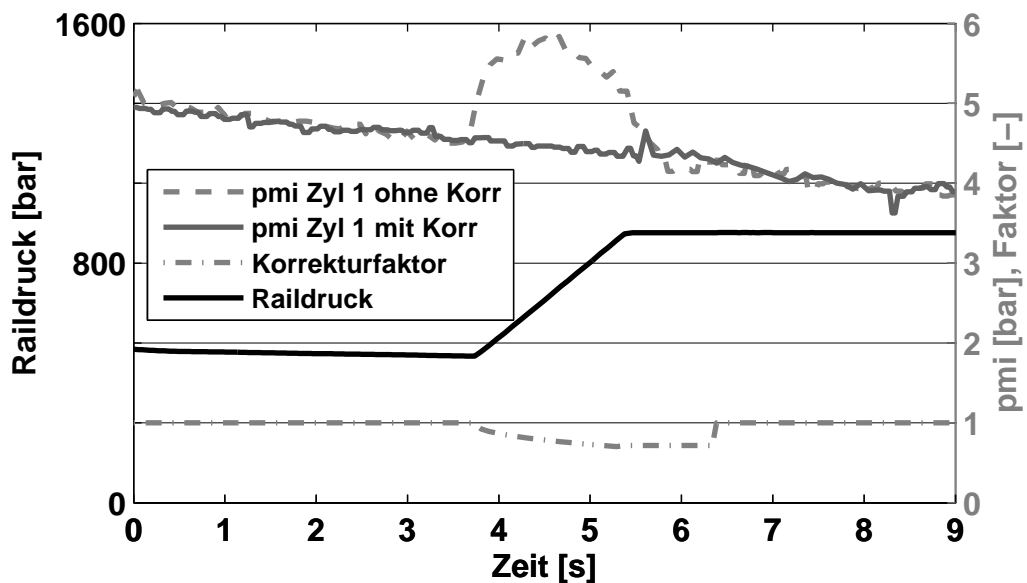


Abbildung 6.12: Raildruckkorrektur bei Umschaltung zu teilhomogener Verbrennung

6.4.3 Einspritzwinkelkorrektur

Die Umschaltung in den diffusiven Betrieb beginnt mit einer Erhöhung der O_2 -Konzentration während der Blockeinspritzung. In diesem Fall wird die Motorschutzregelung von einer applizierbaren Korrektur unterstützt, die den Vorsteuerwert des Einspritzbeginns rampenförmig nach spät verstellt, bis ein Endwert erreicht ist. Abbildung 6.13 zeigt einen deutlichen positiven Einfluss auf den Verlauf der maximalen Druckanstiege.

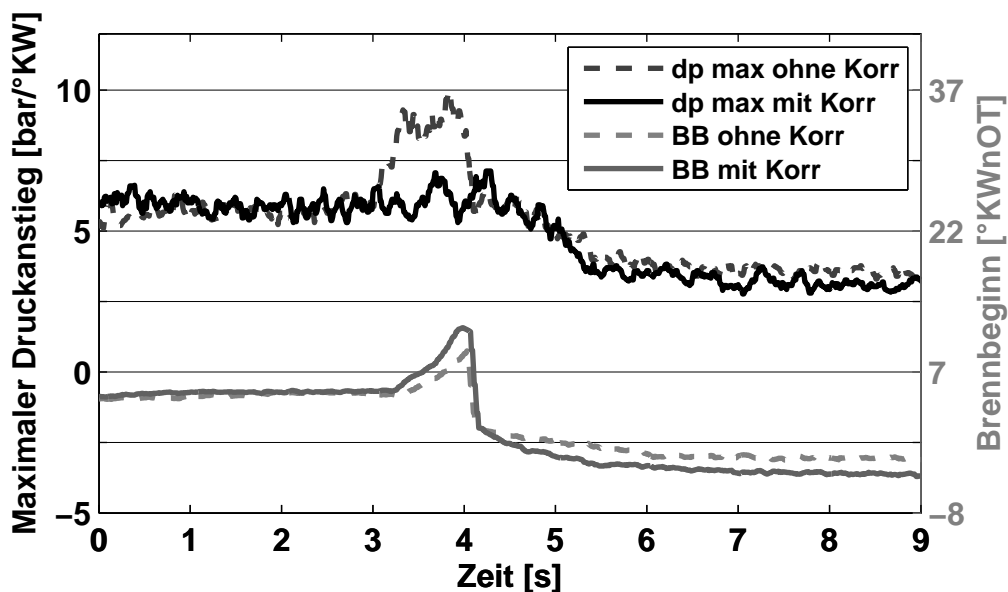


Abbildung 6.13: Einspritzwinkelkorrektur bei BAU zu diffusiver Verbrennung

Mit der Korrektur wird das dp_{max} -Niveau bis zur Einspritzmusterumschaltung konstant gehalten, dann sinkt es stetig auf die niedrigeren Werte der Diffusionsverbrennung ab. Anhand der späteren Lage des Brennbeginns ist die Wirkung der zusätzlichen Einspritzwinkelkorrektur ebenfalls gut zu erkennen.

Bei der Rückschaltung zu teilhomogener Verbrennung ist zum Zeitpunkt der Einspritzmusterumschaltung der Stationärwert der O_2 -Konzentration noch nicht erreicht. Zur Unterstützung der Motorschutzregelung wird anstatt des Vorsteuerwertes aus dem Kennfeld ein frei applizierbarer Startwinkel verwendet. Abbildung 6.14 zeigt den Einfluss dieser Maßnahme auf die Verläufe von dp_{max} und Brennbeginn während der Umschaltung.

Der steile dp_{max} -Anstieg wird vermieden, stattdessen erfolgt eine stetige Anhebung des dp_{max} -Niveaus auf den Zielwert der teilhomogenen Verbrennung. Im späteren Teil werden kleinere Abweichungen des Vorsteuerwertes von der Regelung kompensiert. Alternativ wäre eine Erhöhung des Einflussfaktors der dynamischen Korrektur in diesem Fall denkbar. Diese müsste im späteren Verlauf wieder zurückgenommen werden, um

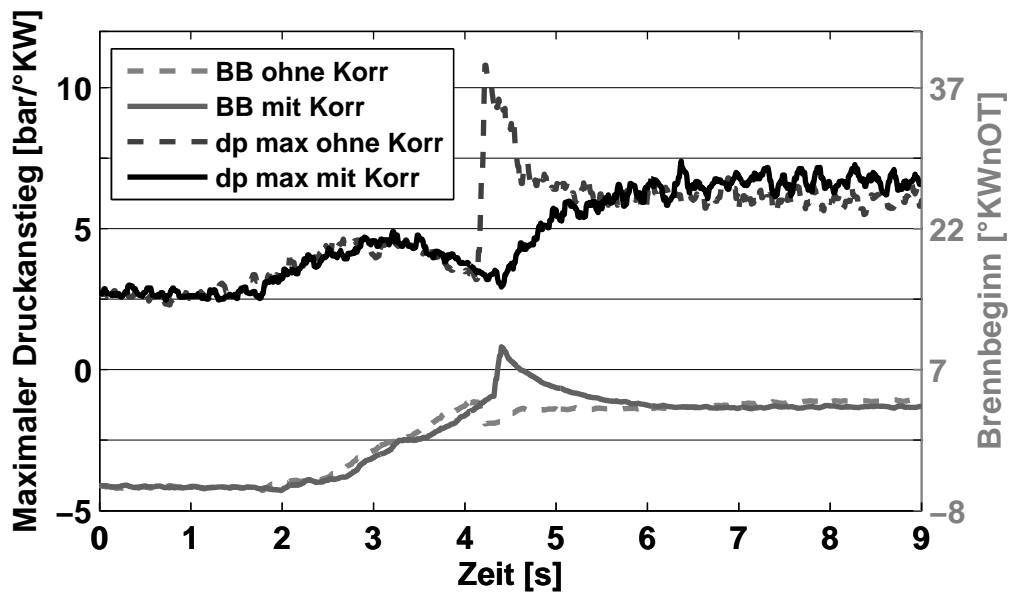


Abbildung 6.14: *Einspritzwinkelkorrektur bei BAU zu teilhomogener Verbrennung*

Überkompensationen im normalen teilhomogenen Betrieb zu verhindern.

6.4.4 Betriebsartumschaltung teilhomogen zu diffusiv

Im innerstädtischen Teil des NEFZ finden zwei Umschaltungen von teilhomogener zu diffusiver Verbrennung statt. Die erste Umschaltung geschieht etwa 55 s nach Zyklusstart, die zweite bei ca. 131 s. Abbildung 6.15 zeigt den Verlauf der Zielgrößen während der ersten Umschaltung. Der indizierte Mitteldruck folgt dem Sollwert mit minimalen Abweichungen. Zum Ende der Umschaltung, bei ca. 57 s, ergibt sich eine Abweichung, die aus einer nicht vollständigen Raildruckkompensation resultiert. Die maximalen Druckanstiege bleiben unter der Motorschutzgrenze und verlaufen mit einer Abweichung von ca. 2 bar/°KW um den Sollwert von 6 bar/°KW.

Während der zweiten Umschaltung gibt das Fahrprofil ein konstant steigendes Lastsignal aus, welchem die Regelung noch besser folgen kann, siehe Abbildung 6.16. Im Bereich 1,5 s nach der Einspritzmusterumschaltung, wenn der Zielraildruck erreicht wird, kommt es wiederum zu einer leichten Störung des Verlaufs des indizierten Mitteldrucks. Die maximalen Druckanstiege bleiben wieder unterhalb der Grenze von 10 bar/°KW.

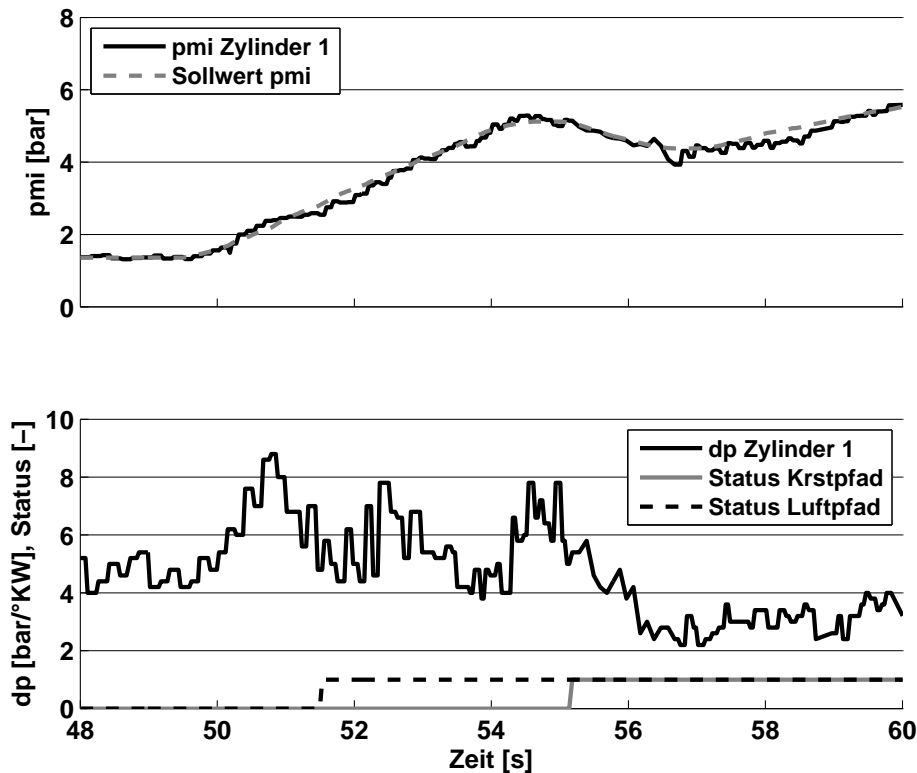


Abbildung 6.15: Verlauf der Zielgrößen während der ersten BAU zu diffusivem Betrieb

6.4.5 Betriebsartumschaltung diffusiv zu teilhomogen

Die Rückschaltungen zu teilhomogener Verbrennung finden 65 und 148 s nach Zyklusstart statt. Abbildung 6.17 zeigt den Verlauf der Zielgrößen während der ersten Rückschaltung. Der indizierte Mitteldruck fällt während der Umschaltung weiterhin monoton stetig, mit einer leichten Störung bei der Schaltung des Einspritzmusters. Die maximalen Druckerhöhungen steigen nach einem leichten Durchtauchen im ersten Arbeitsspiel mit Blockeinspritzung linear auf den Sollwert von 6 bar/°KW.

Während der zweiten Rückschaltung verläuft das Lastsignal des Zyklus sehr ähnlich. Der Verlauf der Zielgrößen ähnelt dem während der ersten Rückschaltung, siehe Abbildung 6.18.

6.4.6 Gesamter NEFZ mit Betriebsartumschaltung

Mit der vorgestellten Struktur zur Verbrennungsregelung und Betriebsartumschaltung konnte ein vollständiger NEFZ abgefahren werden. Im innerstädtischen und außerstädtischen Teil finden jeweils zwei Umschaltungen in den diffusiven Betrieb mit anschlie-

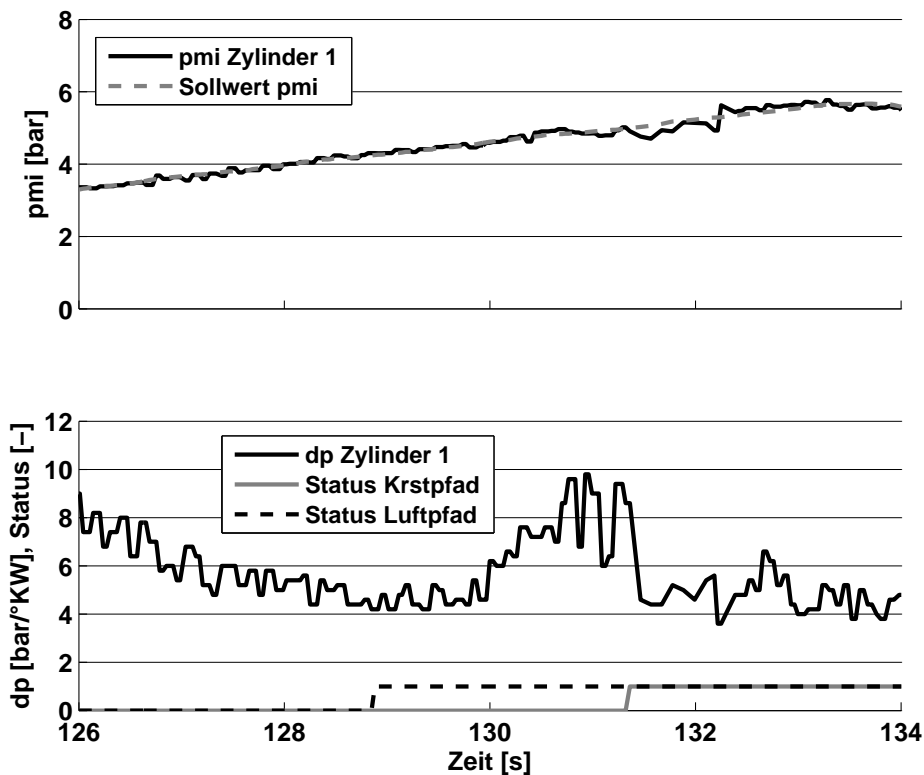


Abbildung 6.16: Verlauf der Zielgrößen während der zweiten BAU zu diffusivem Betrieb

Benden Rückschaltungen statt. Auf Grund des höheren Lastniveaus sind die Zeitanteile der diffusiven Verbrennung im außerstädtischen Teil deutlich größer. Abbildung 6.19 zeigt den Verlauf von Soll- und Ist-Wert der Lastregelung über den gesamten Zyklus. Der innerstädtische Teil wurde bei dieser Messung nur einmal gefahren.

Obwohl keine Korrekturfunktionen aus aktuellen Seriensteuergeräten übernommen werden konnten, zeigen die entwickelten Strukturen zur Verbrennungsregelung und Betriebsartumschaltung ein gutes Führungsverhalten. Im Bereich hoher Lasten kam es zu Aussetzern, deren Ursache jedoch in der Informationsweitergabe des Steuergerätes an die Einspritzendstufe zu suchen ist.

6.5 Verwendete Sensorik

Durch die Verwendung der sechs Brennraumdrucksensoren und der damit möglichen Verbrennungsregelung können die herrschenden Umgebungsbedingungen kompensiert werden. Viele bisherige Messgrößen werden dabei durch Daten ersetzt, die aus dem Druckverlauf gewonnen werden. Damit lassen sich viele Sensoren im Vergleich

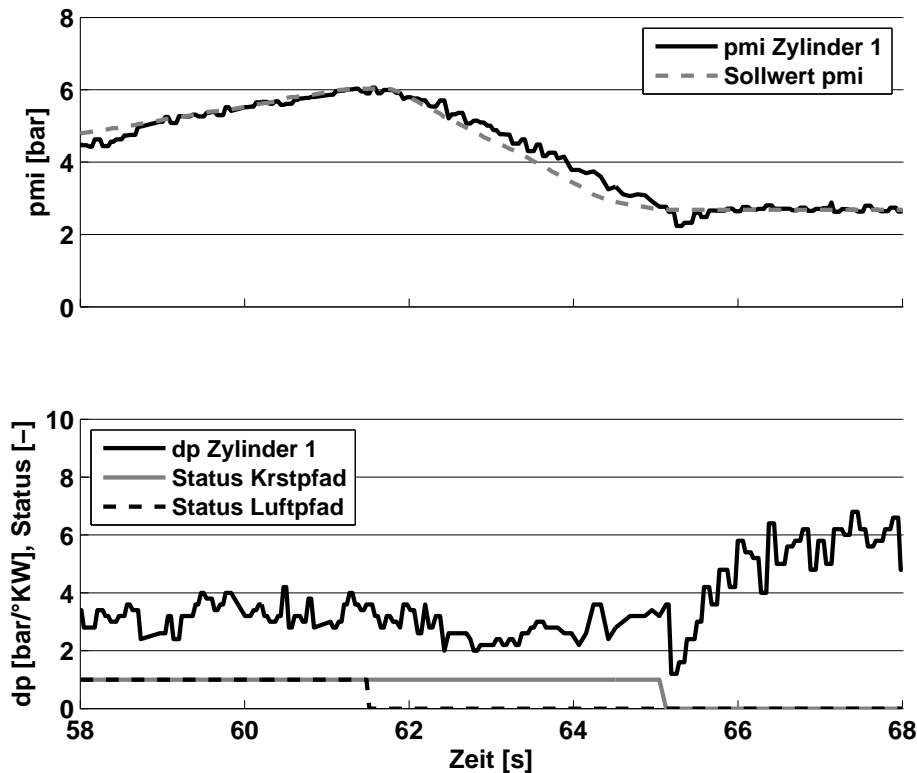


Abbildung 6.17: Verlauf der Zielgrößen während der ersten Rückschaltung

zur Ausrüstung heutiger Serienmotoren einsparen. Dazu gehören sämtliche Temperaturen der Betriebsflüssigkeiten (Kraftstoff, Kühlwasser und Motoröl) und innerhalb des Luftpfad. Der Raildruck wird benötigt, ebenso der Saugrohrdruck, mit dem die Lambdasondenwerte korrigiert werden. Zusätzliche Drücke innerhalb des Luftpfad müssen nicht bekannt sein. Die beiden Heißfilmluftmassenmesser werden nicht mehr benötigt, ebenso die Lambdasonde im Abgastrakt. Der Pedalwertgeber wird weiter zur Lastvorgabe verwendet. Auch der Kurbelwellendrehzahlsensor wird weiterhin benötigt. Der zusätzliche optische Drehzahlgeber des Indiziersystems und der serienmäßige Nockenwellenpositionssensor werden genutzt; sie ließen sich aber ersetzen. Da keine hochgenaue Indizierung nötig ist, könnte der optische Drehzahlsensor bei diesem Anwendungsfall durch den motoreigenen Sensor ersetzt werden [63]. Durch die Kenntnis des Zylinderdruckverlaufs kann auch der Nockenwellenpositionssensor eingespart werden. Zur Abbildung eines Kaltstarts oder anderer Anforderung im Serieneinsatz wird vermutlich die Nutzung einiger weniger zusätzlicher Sensoren nötig, dennoch ergibt sich für den laufenden Motor eine drastisch reduzierte nötige Sensorausstattung.

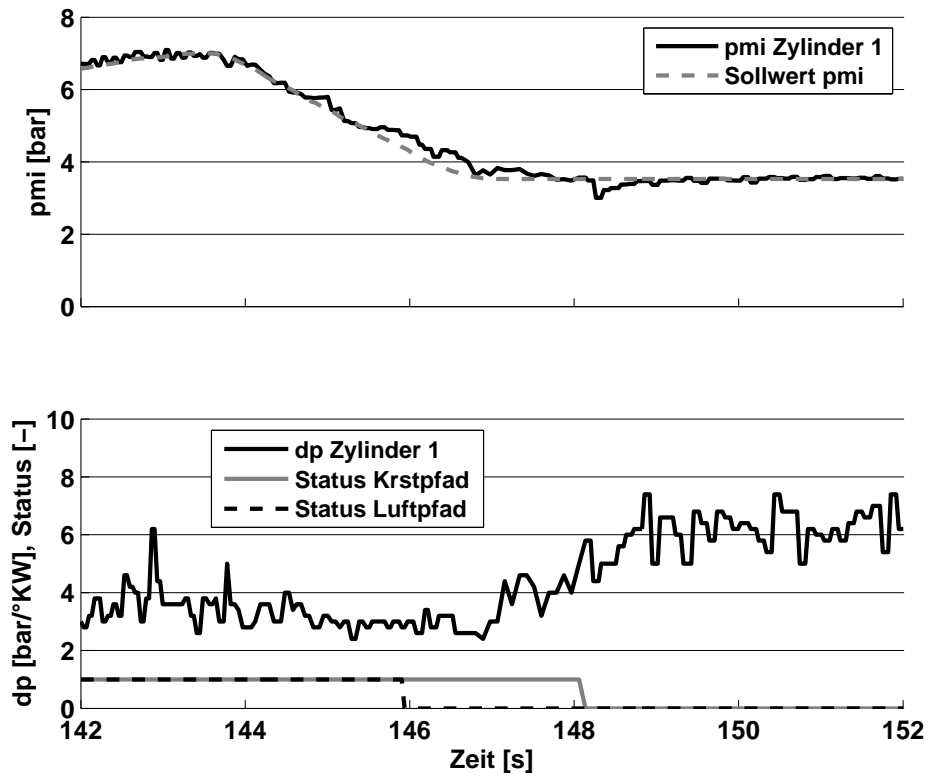


Abbildung 6.18: Verlauf der Zielgrößen während der zweiten Rückschaltung

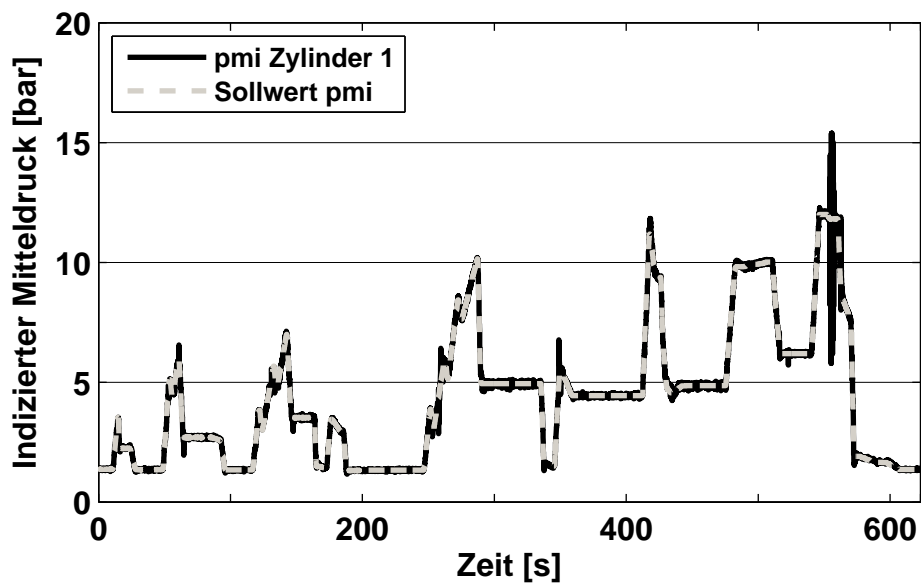


Abbildung 6.19: pmi-Verlauf im vollständigen NEFZ-Bereich

7 Schlussbetrachtung und Ausblick

Nach der genauen Analyse der Mechanismen der teilhomogenen Verbrennung und der Definition eines klaren Zielbereichs konnte eine Regelstruktur gefunden werden, die auf drei weitestgehend entkoppelten Regelkreisen basiert. Mit Hilfe des Zylinderdruckverlaufs und der O_2 -Konzentration im Saugrohr gelingt eine Beachtung aller Zielgrößen. Durch die Entwicklung des inversen Reglers wird die Nutzung des maximalen Druckanstiegs als Führungsgröße der Einspritzbeginnregelung möglich. Mit entsprechenden Erweiterungen wird ein gutes Führungsverhalten auch im transienten Motorbetrieb erzielt. Änderungen der Umgebungsbedingungen und Motor- sowie Injektoralterung können durch die Rückführung der Zielgrößen im geschlossenen Regelkreis vollständig kompensiert werden.

Eine Betriebsartumschaltung hin zu diffusiver Verbrennung macht die Nutzung des gesamten Betriebsbereichs des Motors möglich. Dabei wird die höhere Robustheit der diffusiven Verbrennung gegenüber O_2 -Konzentrations- und Raildruckabweichungen genutzt. Die Verwendung der aktuellen O_2 -Konzentration als Schaltschwelle für die Einspritzmusterumschaltung sorgt für reproduzierbare Verhältnisse im Brennraum zum Zeitpunkt der tatsächlichen Betriebsartumschaltung. Mit Hilfe zusätzlicher Anpassungen von Ansteuerdauer und -beginn zur Kompensation der während des Umschaltvorgangs herrschenden O_2 - und Raildruckabweichungen, konnte ein stetiger Momentenverlauf während der Umschaltung im transienten Betrieb erreicht werden. Die Umschaltung erfolgt geräuschneutral.

Durch die Umsetzung der Betriebsartumschaltung konnte ein gesamter NEFZ am Motorenprüfstand vollständig automatisiert nachgefahren werden.

Inhalt zukünftiger Untersuchungen basierend auf der hier vorgestellten Struktur könnte der Übergang zu einer Mehrgrößenregelung sein, bei der insbesondere die Regelkreise der Stellgrößen AGR-Ventilposition und Ansteuerbeginn weiter miteinander gekoppelt werden könnten. Bei der Erweiterung des Luftpfades um einen für den Teillastbetrieb angepassten Turbolader könnte zudem die Luftmasse als zusätzliche Einflussgröße eingeführt werden. Der Ersatz der O_2 -Konzentration durch den Brennbeginn als Zielgröße der Mehrgrößenregelung wäre zu untersuchen.

Abbildungsverzeichnis

2.1	<i>Drucksensor-Glühkerze nach [2]</i>	19
2.2	<i>Brennraumdrucksensor nach [3]</i>	20
2.3	<i>Definition der Umsatzpunkte der Voreinspritzung nach [13]</i>	23
2.4	<i>Regelungsstruktur zur Kompensation der Kraftstoffqualität nach [13]</i>	24
2.5	<i>Spitzendruckregelung nach [14]</i>	24
2.6	<i>Einfluss Luftmassenfehler mit und ohne Schwerpunktregler nach [18]</i>	25
2.7	<i>Zylinderdruckverlauf mit Einspritzverlaufsformung nach [26]</i>	28
2.8	<i>Funktionsschema des virtuellen O₂-Sensors der Firma IAV [30]</i>	30
2.9	<i>Koordination der Betriebsarten im 2,0 l-VW-Dieselmotor [32]</i>	31
2.10	<i>Funktionsschema eines LOLIMOT-Netzwerkes nach [40]</i>	33
2.11	<i>Struktur des Emissionsreglers aus [43]</i>	35
2.12	<i>Emissionsregelung und herkömmliche Motorsteuerung [47]</i>	35
2.13	<i>Struktur des Emissionsreglers nach [50]</i>	36
2.14	<i>Struktur des Emissionsreglers nach [52]</i>	37
3.1	<i>Kenndaten des Motors OM642</i>	39
3.2	<i>Saugrohrdruckkompensation - Messwerte und Korrekturkennlinie</i>	41
3.3	<i>Sauerstoffvolumenprozent im Saugrohr - Korrelation und Messwerte</i>	42
3.4	<i>Molmassen der Ansaugluftkomponenten</i>	42
3.5	<i>Alterung der Lambdasonde im Saugrohr</i>	43
3.6	<i>Vergleich neue und originale AGR-Führung</i>	45
3.7	<i>Der indizierte Mitteldruck als Lastgröße der Funktionsstruktur</i>	47
3.8	<i>Die Gliederung der Softwarestruktur</i>	48
3.9	<i>Anschluss des Forschungssteuergerätes an den Motorkabelbaum</i>	49
3.10	<i>Kommunikation von Echtzeitsystem und Forschungssteuergerät</i>	52
3.11	<i>Kopplung aller am Motorenprüfstand eingesetzten Systeme</i>	54
4.1	<i>Fahrbarer Betriebsbereich der teilhomogenen Verbrennung</i>	57
4.2	<i>Der maximale Druckgradient als virtueller Sensor nach [1]</i>	58
4.3	<i>Brennbeginn- und Abgaslambda-begrenzter Bereich nach [1]</i>	59
4.4	<i>Kombinierte Variation von AGR-Rate und Ansteuerbeginn nach [1]</i>	60
4.5	<i>Zusammenhang zwischen Ansteuerdauer und indiziertem Mitteldruck</i>	66
4.6	<i>Zusammenhang zwischen Einspritzbeginn und dp_{max}</i>	67
4.7	<i>Zusammenhang zwischen AGR-Ventilposition und O₂-Konzentration</i>	68



4.8	<i>Übersicht über die gewählte Regelstrategie</i>	69
4.9	<i>Mögliche Luftpfadabweichungen und deren Einfluss</i>	69
4.10	<i>Applikation der beiden Betriebsarten im Umschaltbereich</i>	71
4.11	<i>AGR-Verträglichkeit der Brennverfahren im Umschaltbereich</i>	72
5.1	<i>Die Raildruckregelstruktur</i>	76
5.2	<i>Die Soll-Raildruck-Begrenzungsstruktur</i>	77
5.3	<i>Zusammenhang zwischen Segmentnummer und Zündreihenfolge</i>	77
5.4	<i>Obere Ebene der Lastregelstruktur</i>	79
5.5	<i>Vorsteuerwertbestimmung für die Lastregelung</i>	80
5.6	<i>Untere Ebene der Lastregelstruktur</i>	81
5.7	<i>Die Qualitätsregelstruktur</i>	82
5.8	<i>Obere Ebene der Motorschutzregelstruktur</i>	84
5.9	<i>Vorsteuerwertbestimmung für die Motorschutzregelung</i>	85
5.10	<i>Dynamische Vorsteueranpassung in Abhängigkeit der O₂-Abweichung</i>	85
5.11	<i>Statustabelle zur dynamischen Vorsteueranpassung</i>	86
5.12	<i>Untere Ebene der Motorschutzregelstruktur</i>	87
5.13	<i>Dynamische Istwertbegrenzung</i>	88
5.14	<i>Brennbeginn und Druckgradient bei Variation des Einspritzbeginns</i>	89
5.15	<i>Funktionsstruktur des inversen Reglers</i>	91
5.16	<i>Ablauf der Umschaltung von teilhomogener zu diffusiver Verbrennung</i>	92
5.17	<i>Ablauf der Umschaltung von diffusiver zu teilhomogener Verbrennung</i>	94
5.18	<i>Betriebsartbestimmung des Luftpfades</i>	97
5.19	<i>Statustabelle zur Betriebsartbestimmung des Luftpfades</i>	97
5.20	<i>Betriebsartbestimmung des Kraftstoffpfades</i>	98
5.21	<i>Statustabelle zur Betriebsartbestimmung des Kraftstoffpfades</i>	99
5.22	<i>Umschaltung des Raildrucksollwertes</i>	99
5.23	<i>Statustabelle zur Umschaltung des Raildrucksollwertes</i>	100
5.24	<i>G- und S-förmige Raildruckkorrekturfunktion</i>	101
5.25	<i>Funktionsstruktur der G-förmigen Raildruckkorrekturfunktion</i>	102
5.26	<i>Funktionsstruktur der S-förmigen Raildruckkorrekturfunktion</i>	103
5.27	<i>Struktur zur Auswahl der Raildruckkorrekturfunktion</i>	104
5.28	<i>Statustabelle zur Auswahl der Raildruckkorrekturfunktion</i>	104
5.29	<i>Struktur EB-Vorsteueranpassung bei BAU zu diffusivem Betrieb</i>	105
5.30	<i>Struktur EB-Vorsteueranpassung bei BAU zu teilhomogenem Betrieb</i>	105
6.1	<i>Soll- und Ist-p_{mi} im NEFZ ohne Betriebsartumschaltung</i>	108
6.2	<i>Gegenüberstellung Regelabweichung von Last- und Qualitätsregelung</i>	108
6.3	<i>Soll- und Ist-O₂-Konzentration im NEFZ ohne Betriebsartumschaltung</i>	109
6.4	<i>Soll- und Ist-dp_{max} im NEFZ ohne Betriebsartumschaltung</i>	110
6.5	<i>50 %-Umsatzpunktlage bei dp_{max}-Regelung</i>	110
6.6	<i>Zusammenhang zwischen O₂- und dp_{max}-Regelabweichung</i>	111



6.7	<i>Dynamische Vorsteuerwertanpassung des Motorschutzreglers</i>	112
6.8	<i>Einfluss der dynamischen Vorsteueranpassung auf NO_x und HC</i>	113
6.9	<i>Einfluss des inversen Reglers</i>	113
6.10	<i>Einfluss der Betriebsartumschaltung auf Abgaslambda</i>	114
6.11	<i>Einfluss der p_3-Änderung auf p_{mi}</i>	115
6.12	<i>Raildruckkorrektur bei Umschaltung zu teilhomogener Verbrennung</i>	115
6.13	<i>Einspritzwinkelkorrektur bei BAU zu diffusiver Verbrennung</i>	116
6.14	<i>Einspritzwinkelkorrektur bei BAU zu teilhomogener Verbrennung</i>	117
6.15	<i>Verlauf der Zielgrößen während der ersten BAU zu diffusivem Betrieb</i>	118
6.16	<i>Verlauf der Zielgrößen während der zweiten BAU zu diffusivem Betrieb</i>	119
6.17	<i>Verlauf der Zielgrößen während der ersten Rückschaltung</i>	120
6.18	<i>Verlauf der Zielgrößen während der zweiten Rückschaltung</i>	121
6.19	<i>p_{mi}-Verlauf im vollständigen NEFZ-Bereich</i>	121

Literaturverzeichnis

- [1] REBECCHI, P.: *Thermodynamic fundamentals for pressure based partial homogeneous Diesel combustion control*, Universität Stuttgart, Diss., 2012
- [2] HOUBEN, H.; MARTO, A.; PECHHOLD, F.; HAUSSNER, M.; BORGERS, M.: Drucksensor-Glühkerze (PSG) für Dieselmotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 11 (2004)
- [3] A. HELLEMANS: Direkte Zylinderdruckmessung. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 10 (2011)
- [4] HAAS, S.: *Experimentelle und theoretische Untersuchung homogener und teilhomogener Dieselmotoren*, Universität Stuttgart, Diss., 2007
- [5] KISTLER: Motorenindizierung - Druckmessung für Forschung und Entwicklung. In: *Kistler Broschüre* (2010)
- [6] WATANABE, S.; MACHIDA, K.; IJIMA, K.; TOMISAWA, N.: A sophisticated engine control system using combustion pressure detection. In: *SAE Paper* (1996-960042)
- [7] POWELL, J.: Engine control using cylinder pressure: past, present, and future. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control* 115 (June 1993), S. 344–350
- [8] SELLNAU, M.; MATEKUNAS, F.; BATTISTON, P.; CHANG, C.; LANCASTER, D.: Cylinder-pressure-based engine control using pressure-ratio-management and low-cost non-intrusive cylinder pressure sensors. In: *SAE Paper* (2000-01-0932)
- [9] HOUBEN, H.; LAST, B.; POTTIEZ, C.; WEISSBÄCK, M.: Glühkerze mit integriertem Brennraum-Drucksensor: Eine Schlüsselkomponente zur geregelten Dieselverbrennung. In: *Der Arbeitsprozess der Verbrennungsmotoren*, Graz, 2007
- [10] BAUER, H. (Hrsg.): *Diesel-Engine Management*. Robert Bosch GmbH, 2004
- [11] DOLL, G.; SCHOMMERS, J.; LINGENS, A.; DÜSMANN, M.; FAUSTEN, H.; NOELL, R.; SPENGLER, C.: Der Motor OM 642 - Ein kompaktes, leichtes und universelles Hochleistungsaggregat von Mercedes-Benz. In: *26. Internationales Wiener Motorensymposium* (2005)

- [12] LEONHARDT, S.; ISERMANN, R.: Echtzeitüberwachung von Dieseleinspritzanlagen. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 2 (1996), S. 116–123
- [13] SCHNORBUS, T.; LAMPING, M.; KÖRFER, T.; PISCHINGER, S.: Weltweit unterschiedliche Kraftstoffqualitäten - Neue Anforderungen an die Verbrennungsregelung beim modernen Dieselmotor. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 4 (2008), S. 302–312
- [14] SCHNORBUS, T.: *Zylinderdruckgeführtes Einspritzmanagement beim Dieselmotor*, RWTH Aachen, Diss., 2010
- [15] KOHLHASE, M.: *Brennraumdruckbasiertes Motormanagement für Otto- und Dieselmotoren zur Verbrauchs- und Emissionsreduktion*, TU Darmstadt, Diss., 2011
- [16] JESCHKE, J.: *Konzeption und Erprobung eines zylinderdruckbasierten Motormanagements für Pkw-Dieselmotoren*, Universität Magdeburg, Diss., 2002
- [17] CREMERS, J.: *Beginnings for cylinder based control*, Eindhoven University of Technology, Diss., 2007
- [18] BÜRGLER, L.; CARTUS, T.; HERZOG, P.; NEUNTEUFL, K.; WEISSBÄCK, M.: Brennverfahren, Abgasnachbehandlung, Regelung - Kernelemente der motorischen HSDI Diesel Emissionsentwicklung. In: *13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* (2004)
- [19] OLSSON, J.; TUNESTAL, P.; JOHANSSON, B.: Closed-Loop control of an HCCI engine. In: *SAE Paper* (2001-01-1031)
- [20] HARALDSSON, G.; TUNESTAL, P.; JOHANSSON, B.: HCCI combustion phasing with closed-loop combustion control using variable compression ratio in a multi cylinder engine. In: *SAE Paper* (2003-01-1830)
- [21] HARALDSSON, G.; TUNESTAL, P.; JOHANSSON, B.: HCCI closed-loop combustion control using fast thermal management. In: *SAE Paper* (2004-01-0943)
- [22] SCHNORBUS, T., PISCHINGER, S., KÖRFER, T., LAMPING, M.: Diesel combustion control with closed-loop control of the injection strategy. In: *SAE Paper* (2008-01-0651)
- [23] BÜRGLER, L.; GLENSVIG, M.; NEUNTEUFEL, K.; WEISSBÄCK, M.: Fahrzeugapplikation mit alternativer Dieselerverbrennung. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 11 (2005), S. 866–871
- [24] HÜLSER, H.; NEUNTEUFL, K.; RODUNER, C.; WEISSBÄCK, M.; BÜRGLER, L.; GLENSVIG, M.: EmlQ: Intelligent combustion and control for Tier2 Bin5 diesel engines. In: *SAE Paper* (2006-01-1146)
- [25] BENGTTSSON, J.; STRANDH, P.; JOHANSSON, R.; TUNESTAL, P.; JOHANSSON, B.:

- Mult-Output control of a heavy duty HCCI engine using variable valve actuation and model predictive control. In: *SAE Paper* (2006-01-0873)
- [26] KÖRFER, T.; HERRMANN, O.; LAMPING, M.; RUHKAMP, L.; PISCHINGER, S.; SCHORBUS, T.: Zukünftige, robuste Regelkonzepte zur Emissionskontrolle bei Dieselmotoren in hochdynamischen Testzyklen. In: *28. Internationales Wiener Symposium, 2007*
- [27] HINKELBEIN, J.; SANDIKCIOGLU, C.; PISCHINGER, S.; LAMPING, M.; KÖRFER, T.: Control of the diesel combustion process via advanced closed loop combustion control and a flexible injection rate shaping tool. In: *SAE Paper* (2009-09ICE-0007)
- [28] MÜLLER, J.: *Entwicklung eines Niedrig-NO_x-Brennverfahrens für Pkw-Dieselmotoren*, TU München, Diss., 2009
- [29] RÖTTGER, D.; VIGILD, C.; TUMELAIRE, C.; KARVOUNIS, E.; CALENDINI, O.: Ein modellbasierter Ansatz zur Regelung dieselmotorischer Verbrennung. In: *12. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* (2006)
- [30] BESSAI, C.; STÖLTING, E.; GRATZKE, R.: Virtueller Sauerstoffsensoren im Einlasskrümmer eines Dieselmotors. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 11 (2011), S. 874–880
- [31] HADLER, J.; RUDOLPH, F.; DORENKAMP, R.; STEHR, H.; HILZENDEGER, J.; KRANZUSCH, S.: Der neue 2,0-l-TDI-Motor von Volkswagen für niedrigste Abgasgrenzwerte - Teil 1. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 5 (2008), S. 386–395
- [32] HADLER, J.; RUDOLPH, F.; DORENKAMP, R.; KÖSTER, M.; MANNIGEL, D.; VELDTEN, B.: Der neue 2,0-l-TDI-Motor von Volkswagen für niedrigste Abgasgrenzwerte - Teil 2. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 5 (2008), S. 534–539
- [33] GRAGLIA, R.; CATANESE, A.; PARISI, F.; BARBERO, S.: Die neue Dieselmotor-Steuerung von General Motors. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 2 (2011), S. 134–139
- [34] RASSWEILER, G.; WITHROW, L.: Motion pictures of engine flames correlated with pressure cards. In: *SAE Transaction* 33 (1938), S. 185–204
- [35] BARGENDE, M.: Schwerpunkt-Kriterium und automatische Klingelerkennung. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 10 (1995), S. 632–638
- [36] GRAJEWSKI, V.: *Zylinderdruckbasierte Modellierung des Start-Warmlaufverhaltens von Ottomotoren*, TU Braunschweig, Diss., 2006
- [37] KARRELMAYER, R.; GRAF, G.; SCHERRER, D.; FISCHER, W.; HATHOUT, J.: Strategien zur Regelung von HCCI-Brennverfahren. In: *at- Automatisierungstechnik*

57 (2009), S. 3–13

- [38] KARRELMAYER, R.; GRAF, G.; SCHERRER, D.; FISCHER, W.; HATHOUT, J.: Strategien zur Regelung von CAI-Brennverfahren. In: *VDI Berichte Nr. 2009* (2008), S. 207 – 219
- [39] FRANZ, J.; SCHWARZ, F.; GUENTHNER, M.; REISSING, J.; MUELLER, A.: Closed loop control of an HCCI Multi-cylinder engine and corresponding adaption strategies. In: *SAE Paper* (2009-24-0079)
- [40] KÖTTER, H.: Rechnergestützte Kennfeldoptimierung. In: *FVV-Abschlussbericht über das Vorhaben Nr. 535* Heft 831, Frankfurt am Main (2007)
- [41] KULZER, A.; FISCHER, W.; KARRELMAYER, R.; SAUER, C.; WINTRICH, T.; BENNINGER, K.: Kontrollierte Selbstzündung beim Ottomotor. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 1 (2009), S. 50–57
- [42] HILLION, M.; BUHLBUCK, H.; CHAUVIN, J.: Combustion control of diesel engines using injection timing. In: *SAE Paper* (2009-09PFL-0507)
- [43] DECKER, M.; HINTZ, K.; NOBIS, J.; JOERRES, M.; GÜHMANN, C.: Geräuschge-
regelter Dieselmotor. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 3 (2011), S. 226–233
- [44] REMPEL, A.; STÖLTING, E.; PREDELLI, O.; GRETZKE, R.: Flexible Motorprozess-
regelung für neue Brennverfahren. In: *at- Automatisierungstechnik* 57 (2009), S. 14–22
- [45] DÄUBLER, L.; GRATZKE, R.; PREDELLI, O.; REMPEL, A.: Flexibles Motorman-
agement für innovative Brennverfahren. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 9
(205), S. 686–692
- [46] DECKER, M.; HINTZ, K.: Geräuschge-
regelter Dieselmotor II - Analyse des
Einspritz- und Verbrennungsgeräusches eines Dieselmotors mit modernen Me-
thoden der Signalverarbeitung zur Regelung und Diagnose, Abschlussbericht
über das Vorhaben Nr. 1070. In: *Tagungsband zur Informationstagung Motoren
der FVV in Bad Neuenahr* Heft R 558 (Frühjahr 2012)
- [47] ALFIERI, E.; AMSTUTZ, A.; GUZELLA, L.; SCHILLING, A.: Emissionsgeregelte
Dieselmotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 11 (2007), S. 982–989
- [48] ALFIERI, E.: *Emissions-Controlled Diesel Engine*, ETH Zürich, Diss., 2009
- [49] SCHILLING, A.: *Model-Based Detection and Isolation of Faults in the Air and Fuel
Paths of Common-rail DI Diesel Engines Equipped with a Lambda and a Nitrogen
Oxides Sensor*, ETH Zürich, Diss., 2008
- [50] BARRO, C.; TSCHANZ, F.: Russgeregelter Dieselmotor - Regelungsorientierte
Modellbildung der Russemissionen und modellbasierte Regelung der Russemiss-

- sionen im Motorbetrieb, Abschlussbericht über das Vorhaben Nr. 986. In: *Ta- gungsband zur Informationstagung Motoren der FVV in Bad Neuenahr* Heft R 558 (Frühjahr 2012)
- [51] KIRCHEN, P.: *Steady-State and Transient Diesel Soot Emissions: Development of a Mean Value Soot Model and Exhaust-Stream and In-Cylinder Measurements*, ETH Zürich, Diss., 2008
- [52] STÖLTING, E.; SEEBODE, J.; GRATZKE, R.; BEHNK, K.: Emissionsgeführtes Mo- tormanagement für Nutzfahrzeuganwendungen. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 12 (2008), S. 1042–1049
- [53] HART, M.: *Auswertung direkter Brennrauminformationen am Verbrennungsmotor mit estimationstheoretischen Methoden*, Universität-Gesamthochschule Siegen, Diss., 1999
- [54] JIPPA, K.: *Onlinefähige, thermodynamikbasierte Ansätze für die Auswertung von Zylinderdruckverläufen*, Universität Stuttgart, Diss., 2004
- [55] MLADEK, M.: *Cylinder Pressure for Control Purposes of Spark Ignition Engines*, ETH Zürich, Diss., 2002
- [56] KLEIN, P.: *Zylinderdruckbasierte Füllungserfassung für Verbrennungsmotoren*, Universität Siegen, Diss., 2009
- [57] DOLL, G.; FAUSTEN, H.; NOELL, R.; SCHOMMERS, J.; SPENGLER, C.; WERNER, P.: Der neue V6-Dieselmotor von Mercedes-Benz. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 09 (2005), S. 624–634
- [58] VDI-GESELLSCHAFT VERFAHRENSTECHNIK UND CHEMIEINGENIEURWESEN (HRSG.): *VDI Wärmeatlas*. Springer Verlag, Berlin, 2006
- [59] HUMMEL, K.; BOECKING, F.; GROSS, J.; STEIN, J.-O.; DOHLE, U.: 3. Generation Pkw-Common-Rail von Bosch mit Piezo-Inline-Injektoren. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 3 (2004), S. 180–189
- [60] BARGENDE, M.: *Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wand- wärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren*, TU Darmstadt, Diss., 1991
- [61] SCHLÜTER, G.: *Regelung technischer Systeme - interaktiv*. Carl Hanser Verlag, Leipzig, 2001
- [62] EUROPÄISCHE UNION: Richtlinie des Rates (70/220/EWG) zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreini- gung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen. In: *Amtsblatt der Europäi- schen Union* (2007)
- [63] CIECINSKI, M.: CrankSmart - Genaues Indizieren ohne Winkelmarke. In: 12.

Symposium Dieselmotorentchnik, Esslingen, 2011

- [64] BARBA, C.: *Erarbeitung von Verbrennungskennwerten aus Indizierdaten zur verbesserten Prognose und rechnerischen Simulation des Verbrennungsablaufes bei Pkw-DE-Dieselmotoren mit Common-Rail- Einspritzung*, ETH Zürich, Diss., 2001
- [65] BARRO, C.; TSCHANZ, F.: *Russgeregelter Dieselmotor - Regelungsorientierte Modellbildung der Russemissionen und modellbasierte Regelung der Russemissionen im Motorbetrieb, Zwischenbericht über das Vorhaben Nr. 986. In: Tagungsband zur Informationstagung Motoren der FVV in Bamberg Heft R 551 (Herbst 2010)*
- [66] BENGTTSSON, J.; STRANDH, P.; JOHANSSON, R.; TUNESTAL, P.; JOHANSSON, B.: *Closed-loop combustion control of homogeneous charge compressions ignition (HCCI) engine dynamics. In: International Journal of adaptive control and signal processing 18 (2004), S. 167–179*
- [67] DECKER, M.; LUCAS, S.: *Geräuschgeregelter Dieselmotor - Analyse des Einspritz- und Verbrennungsgeräusches eines Dieselmotors mit modernen Methoden der Signalverarbeitung zur Regelung und Diagnose, Zwischenbericht über das Vorhaben Nr. 1003. In: Tagungsband zur Informationstagung Motoren der FVV in Bamberg Heft R 551 (Herbst 2010)*
- [68] DOLT, R.: *Untersuchungen zur Motorsteuerung von Ottomotoren mit thermodynamischen Kenngrößen*, TU Darmstadt, Diss., 2000
- [69] DYNTER, D.: *Modellbasierte Steuerung und Regelung eines Erdgasmotors*, ETH Zürich, Diss., 2001
- [70] JOST, O.; ISERMANN, R.: *Dieselmotorregelung mit Zylinderdruckmessung. In: VDI Berichte Nr. 1547 (2000), S. 1185 – 1202*
- [71] LARINK, J.: *Zylinderdruckbasierte Auflade- und Abgasrückführregelung für PKW-Dieselmotoren*, Universität Magdeburg, Diss., 2005
- [72] REINHART, T.: *Diesel combustion mode switching. a substantial NHV challenge. In: SAE Paper (2009-01-2080)*
- [73] RICHERT, F.; BOLLIG, A.; ABEL, D.: *Automatisierter Entwurf nichtlinearer prädiktiver Regler für Dieselmotoren. In: at- Automatisierungstechnik 54 (2006), S. 638–646*
- [74] RICHERT, F.: *Objektorientierte Modellbildung und nichtlinearere prädiktive Regelung von Dieselmotoren*, RWTH Aachen, Diss., 2005
- [75] SCHERNEWSKI, R.: *Modellbasierte Regelung ausgewählter Antriebsstrangkomponenten im Kraftfahrzeug*, Universität Karlsruhe, Diss., 1999



- [76] SCHIEFER, D.; MAENNEL, R.; NARDONI, W.: Advantages of diesel engine control using in-cylinder pressure information for closed loop control. In: *SAE Paper* (2003-01-0364)
- [77] SCHILLING, A.; ALFIERI, E.; AMSTUTZ, A.: Emissionsgeregelte Dieselmotoren - Regelung der Schadstoffemissionen im geschlossenen Regelkreis, Abschlussbericht über das Vorhaben Nr. 812. In: *Tagungsband zur Informationstagung Motoren der FVV in Leipzig* Heft R 539 (Herbst 2007)
- [78] SOUNDER, J.: *Closed-Loop Control of a Multi-Cylinder HCCI Engine*, University of California, Berkeley, Diss., 2004
- [79] VOGEL, F.; GRIESSBACH, R.; GANTNER, M.; PARTES, H.; MÜLLER-HIRSCH, W.; MAYER, F.; BARTENSCHLAGER, U.: Motorsteuerung wird integraler Bestandteil des Motors. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 10 (2009), S. 734–740