

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen

Modellbasierte Methodik zur Optimierung der Sensor- konfiguration am Beispiel Dieselmotor

Johannes Peter Scharpf

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Manfred Hajek

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Birgit Vogel-Heuser

Die Dissertation wurde am 04.07.2011 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 21.11.2011 angenommen.

Kurzfassung

Umfang und Kosten der Sensorik von Verbrennungsmotoren nehmen zu infolge der steigenden Anforderungen an Effizienz und Emissionen und dem daraus resultierenden Komplexitätszuwachs. Diese Arbeit bietet eine Lösung für die hieraus entstehenden Herausforderungen. Sie entwickelt eine Methodik, die die optimale Sensorkonfiguration für einen Motor basierend auf objektiven Kriterien ermittelt. Dabei beschreibt eine Konfiguration die Anzahl, den Typ und die Position der Sensoren. Die Grundlage bildet ein echtzeitfähiges Modell für die Motorsteuerung, welches die notwendigen Prozessgrößen für Regelung, Steuerung und Diagnose berechnet. Es werden Kriterien erarbeitet, die die Sensorkonfiguration hinsichtlich Regel- und Steuerbarkeit, Diagnosefähigkeit, Kostenaufwand und Messfehlereinflüssen bewerten. Ein genetischer Algorithmus variiert die Sensoren und ermittelt daraus die optimale Sensorkonfiguration. Die Methode wird erfolgreich auf den Luftpfad eines Dieselmotors angewendet.

Abstract

The amount and the cost of sensors mounted to a combustion engine are continuously increasing due to the rising demands in terms of efficiency and exhaust gas emission. They are also leading to a growth of complexity of the engines. This work offers a solution for the resulting challenges. It develops a method that establishes the optimal sensor configuration for an engine based on objective criteria. In this context a sensor configuration is defined by number, type and position of the sensors. The method bases on a real-time model for the engine control unit which calculates the necessary parameters for control and diagnosis. Criteria that evaluate the sensor configurations in respect of controllability, diagnosability, cost and the influence of measurement errors are developed. A genetic algorithm varies the sensors and determines the optimal sensor configuration. The method is successfully applied on the air path of a diesel engine.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität München.

Ich bedanke mich sehr herzlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister für die stets wohlwollende Betreuung dieser Arbeit, das entgegengebrachte Vertrauen sowie die großen Freiheiten bei der Durchführung dieses Projektes. In meiner Zeit am Lehrstuhl konnte ich über das Fachliche hinausgehende wichtige Erfahrungen machen, von denen ich immer profitieren werde.

Bei Frau Prof. Dr.-Ing. Birgit Vogel-Heuser möchte ich mich für die Übernahme des Koreferats, bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Manfred Hajek für den Vorsitz bei der mündlichen Prüfung bedanken.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Robert Höpler, der mit seinem großen Interesse, den motivierenden Diskussionen und seinen wertvollen Anregungen sehr entscheidend zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat. Seine Erfahrungen und Fachkenntnisse waren mir wichtige Unterstützung.

Bei meinen Kollegen Dipl.-Ing. Stefan Blodig und Dipl.-Ing. Gregor Habersbrunner möchte ich mich für die freundschaftliche Zusammenarbeit und all die hilfreichen Diskussionen und Anregungen bedanken. Auch allen anderen Kollegen am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen einschließlich den Mitarbeitern im Elektroniklabor und in der Werkstatt gilt mein herzlicher Dank.

Außerdem danke ich allen Diplomanden, Semestranden und studentischen Hilfskräften, die mich mit ihrer Arbeit tatkräftig unterstützt haben.

Ganz besonders danke ich meiner Frau Veronika für die große Geduld und Unterstützung, die sie mir während der Fertigstellung dieser Arbeit entgegengebracht hat. Ihres festen Rückhalts in allen Fragen konnte ich mir immer sicher sein.

Größter Dank gebührt auch meinen Eltern, die mich während meiner Ausbildung und auch danach bedingungslos unterstützt und dadurch diese Arbeit erst möglich gemacht haben.

Inhalt

1	Einleitung.....	1
2	Stand der Technik.....	2
2.1	Strukturbasierte Techniken zur Sensorplatzierung.....	3
2.2	Techniken mit Auswertung der Modellgleichungen	5
2.3	Sensorplatzierung im Motorenbereich	6
3	Zielsetzung der Arbeit und Abgrenzung.....	8
4	Grundlagen des Dieselmotor-Managements.....	10
4.1	Dieselmotorische Regelung und Steuerung.....	10
4.1.1	Steuer- und Regelfunktionen des dieselmotorischen Luftpfads	11
4.1.2	Modellbasierte Regelfunktionen	14
4.2	Diagnose verbrennungsmotorischer Prozesse	15
4.2.1	Grundlagen der Diagnose zeitabhängiger Systeme	16
4.2.2	On-Board Diagnose.....	18
4.3	Sensoren für Motoranwendungen.....	19
4.3.1	Funktionsprinzip ausgewählter Sensortypen	20
4.3.2	Messfehler	25
5	Modellbildung des Luftpfads.....	26
5.1	Modelle für die echtzeitfähige Motorsimulation.....	27
5.2	Mittelwertmodell für den dieselmotorischen Luftpfad.....	28
5.2.1	Versuchsaggregat und Messstellenbezeichnung	29
5.2.2	Modellaufbau.....	30
5.3	Zylindermodul.....	31
5.3.1	Zylindermassenstrom	31
5.3.2	Abgastemperatur	32
5.4	Aufladung.....	33
5.4.1	Abgasturbolader	33
5.4.2	Ladeluftkühler	40
5.5	Abgasrückführung (AGR).....	42
5.5.1	AGR-Kühler	42
5.5.2	AGR-Ventil	42
5.5.3	Drosselklappe	44

5.6	Luftsammler und Abgaskrümmen	45
5.6.1	Frischluftleitung	45
5.6.2	Abgasleitung	45
5.7	Dieselpartikelfilter	48
5.8	Modellparametrierung	50
5.8.1	Korrektur der Abgastemperaturmessung	51
5.8.2	Übertragungsverhalten von Temperatursensoren	52
5.8.3	Bestimmung der AGR-Rate	54
5.8.4	Abstimmungsergebnisse des Gesamtmodells	54
6	Bewertungskriterien für optimale Sensorkonfiguration	56
6.1	Genauigkeit	56
6.1.1	Genauigkeitsanforderungen der Regelfunktionen	57
6.1.2	Genauigkeitsanforderungen der Diagnosefunktionen	58
6.2	Sensitivität	62
6.2.1	Fourier Amplitude Sensitivity Test	62
6.2.2	Anwendung der Sensitivitätsanalyse auf das Luftpfadmodell	64
6.2.3	Erweiterung der Sensitivitätsanalyse	64
6.3	Stabilität	65
6.3.1	Ergebnisse der Stabilitätsbetrachtung	67
6.4	Kosten	68
6.5	Technische Randbedingungen und gesetzliche Vorgaben	69
7	Neuer Algorithmus für eine optimale Sensorkonfiguration	70
7.1	Schritte zur optimalen Sensorkonfiguration	70
7.2	Optimierung	73
7.2.1	Diskrete Optimierung	73
7.2.2	Genetische Algorithmen	74
7.3	Formulierung der Zielfunktionen	75
7.3.1	Formulierung der Simulationsergebnisse als Zielfunktion	75
7.3.2	Kombination der Sensitivitätsanalyse mit den Optimierungsergebnissen	76
7.4	Validierung der Vorgehensweise	76
7.4.1	Gewichtung der Optimierungsziele	77
7.4.2	Reproduzierbarkeit der Optimierungsergebnisse	78
7.4.3	Beispielhafter Optimierungsdurchlauf	79
8	Anwendungsbeispiele	84
8.1	Kostenneutrale optimale Sensorkonfiguration	84
8.2	Integration eines Abgasmassenstromsensors	86
9	Zusammenfassung und Ausblick	90
10	Literaturverzeichnis	92

Symbolverzeichnis

Lateinische Symbole

A	Fläche	m^2
A	Fourierkoeffizient	-
B	Fourierkoeffizient	-
B	Konstante der Thermistor temperaturabhängigkeit	K
\dot{C}	Wärmekapazitätsstrom	W/K
c	Ionenkonzentration (Molalität)	mol/kg
c	Modellierungskonstante	-
c_0	theoretische Strömungsgeschwindigkeit durch Turbine	m/s
c_p	isobare spezifische Wärmekapazität	J/kgK
c_v	isochore spezifische Wärmekapazität	J/kgK
D	Durchmesser	m
D	Varianz	-
\dot{E}	Energiestrom	W
e_0	Elementarladung $e_0 = 1,602 \cdot 10^{-19}$	C
f	Fehler	-, %
H_u	unterer Heizwert	J/kg
I	elektrischer Strom	A
I	Investitionskosten	-
K	Eigenerwärmungskoeffizient	K/W
K_{Pr}	Korrekturfaktor für die Richtung des Wärmestroms	-
k_f	Federkonstante	N/m
k	Proportionalitätskonstante	-
k	Wärmedurchgangszahl	-
k_B	Boltzmannkonstante $k_B = 1,38 \cdot 10^{-23}$	J/K
L_{min}	Mindestluftbedarf	-
l	Länge	m
M	Drehmoment	Nm
m	Masse	kg
\dot{m}	Massenstrom	kg/s

Ma	Machzahl	-
N	dimensionslose Wärmeübertragungsfähigkeit	-
n	Drehzahl	1/s
Nu	Nusselt-Zahl	-
OP	Optimierungsproblem	-
P	Leistung	W
P	Mess-/Simulationspunkt an disk. Zeitschritt	-
P	Population	-
\widetilde{Pe}	Peclet-Zahl	-
p	Druck	Pa
Pr	Prandtl-Zahl	-
Pr_w	Prandtl-Zahl bei Wandtemperatur	-
Q	Wärmemenge	J
\dot{Q}	Wärmestrom	W
R	Gaskonstante	J/kgK
R	elektrischer Widerstand	Ω
R	thermischer Widerstand	mK/W
R_m	allgemeine (molare) Gaskonstante $R_m = 8,314$	J/molK
r	Radius	m
Re	Reynolds-Zahl	-
S	Sensorkonfiguration	-
s	Laufvariable	-
s	Wanddicke	m
T	Temperatur	K
T_∞	Umgebungstemperatur	K
t	Zeit	s
U	elektrische Spannung	V
U	Umfang	m
u	Umfangsgeschwindigkeit	m/s
V	Volumen	m ³
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s
v	Geschwindigkeit	m/s
V_h	Hubvolumen	m ³
x	Messwert	-
x	Weg, Position	-
Z	Zustandsgröße	-

Griechische Symbole

μ	Strömungsbeiwert	-
α	Wärmeübergangskoeffizient	W/m ² K
η	Wirkungsgrad	-
ε	Dehnung	-
ε	Emissionsgrad	-
θ	dimensionslose Temperaturerhöhung	-
θ	Trägheitsmoment	kgm ²
κ	Isentropenexponent	-
λ	Luft-Kraftstoff-Verhältnis	-
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/mK
λ_a	Luftaufwand	-
ν	Kinematische Viskosität	m ² /s
π	Druckverhältnis	-
ρ	Dichte	kg/m ³
σ_s	Stefan-Boltzmann-Konstante $\sigma_s = 5,6697 \cdot 10^{-8}$	W/m ² K ⁴
τ	Zeitkonstante	s
φ	Kurbelwinkel	°
\emptyset	Durchflussfunktion	-
ω	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
ω	Winkelgeschwindigkeit	1/rad

Indizes

10	vor Verdichter
20	nach Verdichter
21	nach Ladeluftkühler
22	im Luftsammler
30	im Abgaskrümmmer
31	vor Turbine
32	vor AGR-Kühler
33	nach AGR-Kühler
40	nach Turbine
41	nach Partikelfilter

abs	absolut
AN	angeströmt
bez	bezogen
c	kalt
eff	effektiv
F	Feder
FZG	Fahrzeug
ges	Gesamt
h	heiß
i	Index
i	Istwert
j	Index
Konv	Konvektion
krit	kritisch
l	longitudinal
Leit	Leitung
m	gemittelt
Mod	Modell
N	Nennwert
r	relativ
R	Reibung
s	Sollwert
Sens	Sensor
Strahl	Strahlung
t	transversal
T	Turbine
TE	Thermoelement
UD	Unterdruck
Umg	Umgebung
V	Verdichter
W	Wand
WÜ	wärmeübertragend

Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
ATL	Abgasturbolader
CFD	Computational Fluid Dynamics
DPF	Dieselpartikelfilter
GA	Genetischer Optimierungsalgorithmus
HFM	Heißfilmluftmassenmesser
LLK	Ladeluftkühler/ Ladeluftkühlung
MIL	Malfunction Indicator Lamp
MWM	Mittelwertmodell
NE	Nacheinspritzung
NTC	Negative Temperature Coefficient
OBD	On-Board Diagnose
OBM	On-Board Messung
PM	Partikelmasse
PWM	Pulsweitenmodulation
SFQ	Summe der Fehlerquadrate
VTG	Variable Turbinengeometrie

1 Einleitung

Sensoren sind ein unverzichtbarer Bestandteil moderner Verbrennungsmotoren. Sie haben hier die Aufgabe, physikalische und chemische Größen wie Druck, Temperatur oder Sauerstoffgehalt in elektrische Signale umzuwandeln und so dem Motorsteuergerät in kompatibler Form zur Verfügung zu stellen. Das Steuergerät ist damit in der Lage den Motorzustand zu erfassen und durch entsprechende Regel- und Steuereingriffe die applizierten Einstellungen vorzunehmen.

Waren es zu Beginn der Einführung elektronischer Motorsteuerungen noch sehr wenige Sensoren, die verbaut wurden, ist ihre Zahl inzwischen stark angestiegen. Die Ursache ist in den höheren Anforderungen an Verbrauch, Fahrbarkeit und Emissionen zu suchen, die zu einer starken Zunahme der Komplexität der Motoren geführt haben. Dies drückt sich etwa in aufwändigen Aufladekonzepten aus wie Turbolader mit variabler Turbinengeometrie oder mehrstufiger Aufladung. Mechanische Bauteile wurden durch flexibler und genauer steuerbare mechatronische Komponenten ersetzt, etwa das elektronische Gaspedal und die Common-Rail-Einspritzung. Durch die Einführung der Euro 5 und Euro 6 Abgasnormen wird bei Dieselmotoren der Einsatz von Abgasrückführung und Abgasnachbehandlungssystemen wie Partikelfilter oder Stickoxidkatalysatoren erzwungen. Die neuen Komponenten erfordern Regel- und Steuerfunktionen im Motormanagement und benötigen demzufolge von Messgrößenaufnehmern zur Verfügung gestellte Informationen.

Sensoren werden ebenso für die On-Board-Diagnose benötigt. Hier dienen sie zur Überwachung der Einhaltung der Abgasnormen über die gesamte Motorlebensdauer.

Aus funktionaler Sicht ist daher eine umfassende Bestückung des Motors mit Sensoren wünschenswert. Allerdings ist der Einbau eines Sensors in ein technisches System mit erheblichen Kosten verbunden. In der Kostenaufstellung müssen nicht nur der Sensor selbst, sondern auch Verkabelung, Spannungsversorgung und eventuell notwendige Auswerteelektronik berücksichtigt werden. Aufgrund der hohen Stückzahl von Kraftfahrzeugmotoren sollen daher so wenige Sensoren wie möglich verbaut werden.

Die Auswahl und Platzierung der Sensoren erfolgt in der frühen Entwicklungsphase eines Motors und ist keiner systematischen, das Gesamtsystem betrachtenden und objektiv bewertbaren Methodik unterworfen. Damit bleiben Möglichkeiten zur Optimierung der Sensorik hinsichtlich Regel- und Steuerbarkeit, Diagnosefähigkeit sowie Kosten ungenutzt. Hier setzt die vorliegende Arbeit an. Sie entwickelt am Beispiel eines modernen Dieselmotors eine Vorgehensweise für die methodische Auswahl und Platzierung von Sensoren an Verbrennungsmotoren und geht dabei auf motorspezifische Problemstellungen ein.

2 Stand der Technik

Die optimale Auswahl von Sensoren nach bestimmten Kriterien ist ein Gebiet, mit dem sich unterschiedliche Forschungsdisziplinen intensiv auseinandersetzen. Die Auswahl umfasst dabei den Sensortyp, die Anzahl sowie die Orte im System, an denen die Sensoren platziert werden können. In der einschlägigen, fast ausschließlich englischsprachigen Literatur wird in diesem Zusammenhang von „sensor placement“ (CHMIELEWSKI et al., 2002), „measurement placement“ (STANLEY, MAH, 1981) oder „sensor selection“ (SANTI et al., 2005) gesprochen. Frühe Ansätze datieren in den siebziger Jahren und wurden im Bereich chemischer Prozessanlagen gemacht. (z.B. VÁCLAVEK, LOUCKA, 1976). Bis heute hat sich das Themengebiet auf verschiedenste Anwendungsbereiche ausgeweitet. Beispiele hierfür sind Gasturbinen zur Stromerzeugung (TRAVÉ-MASSUYÈS et al., 2001), Gasturbinen in Flugzeugen (MUSHINI, SIMON, 2005, SOWERS et al., 2008) oder elektrische Schaltkreise (YASSINE et al., 2008).

Sensoren werden benötigt, um Prozessgrößen messbar und damit quantifizierbar zu machen. Sie bilden die Grundlage für die Regel- und Überwachungssysteme, deren Funktionsgüte folglich stark von den gemessenen Prozessgrößen abhängig ist (CHMIELEWSKI et al., 2002). Eine große Anzahl verbauter Sensoren kann vor allem für die Systemüberwachung bzw. Diagnose vorteilhaft sein. Jedoch müssen daneben andere Faktoren wie Kosten oder Gewicht in Betracht gezogen werden, die den erstgenannten Zielen gegenüberstehen. Daraus folgt, dass eine optimale Sensorkonfiguration existieren muss, die den besten Kompromiss aus allen Anforderungen darstellt. Für große und komplexe Systeme kann diese mit manuellen Methoden nicht gefunden werden. Hieraus entsteht die Notwendigkeit über eine systematische und objektive Vorgehensweise zur Auswahl und Platzierung von Sensoren zu verfügen. In der Literatur sind dafür unterschiedliche Vorgehensweisen dokumentiert, die hier kurz skizziert werden sollen.

Fast alle Ansätze stützen sich auf ein Modell des zu analysierenden technischen Systems. Das Modell bildet das physikalische Systemverhalten in Form von mathematischen Beziehungen ab. Unterschieden werden dynamische und stationäre Systeme. In dynamischen Systemen sind die Prozessgrößen zeitlich veränderlich, zur Beschreibung in Form eines Modells werden dann beispielsweise Differentialgleichungen verwendet. Die Prozessgrößen werden dort als Zustandsgrößen bezeichnet. In stationären Systemen besteht keine Zeitabhängigkeit. Sie können daher zum Beispiel mit einfachen analytischen Gleichungen abgebildet werden. Folgend der Definition von TRAVÉ-MASSUYÈS et al., 2003 setzt sich ein Modell $\Sigma=(E, V)$ zusammen aus einer Reihe aus n mathematischen Beziehungen E , welche einen Satz von n Variablen V in Zusammenhang bringen. Das Modell dient als Beobachter mithilfe dessen für Regelung oder Diagnose benötigte Größen ermittelt werden können. In der Regelungstechnik ist dann von „geschätzten“ Zustandsgrößen die Rede. In Kombination mit entsprechenden Messungen entstehen redundante Informationen über das Systemverhalten. In der

modellbasierten Fehlerdiagnose werden diese als Basis für Algorithmen zur Fehlererkennung genutzt.

Man spricht von analytischer Redundanz, wenn neben Messgrößen Informationen aus analytischen Modellen generiert werden (LUNZE, 2008). Die Generierung redundanter Information steht im Mittelpunkt fast aller Sensorplatzierungsmethoden. Sie lassen sich vereinfacht in zwei Vorgehensweisen unterteilen. Ein Ansatz nutzt die Kenntnis der Modellgleichungen und leitet daraus die Struktur des Systems ab. Die Struktur gibt Auskunft darüber, welche Zustandsgrößen mit welchen Variablen berechnet werden und damit auch, welche Redundanzen mit einem bestimmten Sensorsatz entstehen. Die zweite Vorgehensweise nutzt die Simulationsergebnisse des Modells, um auf Basis dieser die Eigenschaft desselben hinsichtlich bestimmter Optimierungsziele zu beurteilen. Diese analytische Methodik benötigt eine vollständige Variation aller möglichen Sensorkonfigurationen oder ein Optimierungsverfahren zur Suche der besten Lösung. Eine ausführliche Übersicht über Methoden für die Sensorplatzierung findet sich in MAUL et al., 2007.

2.1 Strukturbasierte Techniken zur Sensorplatzierung

Der frühe Ansatz von VÁCLAVEK, LOUCKA, 1976 nutzt für die Auswahl der Messorte in einer Chemiefabrik ein System von Massenbilanzgleichungen, die den Prozess beschreiben. Der Prozess besteht aus sich aufteilenden bzw. vermischenden Massenströmen von Reagenzien unterschiedlicher Zusammensetzung. Genutzt werden Sensoren zur Messung des Durchsatzes und von Stoffanteilen. Der Ansatz klassifiziert die nicht messbaren Prozessgrößen in beobachtbar und nicht beobachtbar. Beobachtbare Prozessgrößen können aus Eingangsgrößen und mathematischen Beziehungen berechnet werden. Messbare Prozessgrößen werden unterteilt in überbestimmte, also redundante sowie nichtredundante Größen (Abbildung 2.1). Redundante Größen sind mindestens doppelt vorhanden und können damit gegeneinander abgeglichen werden.

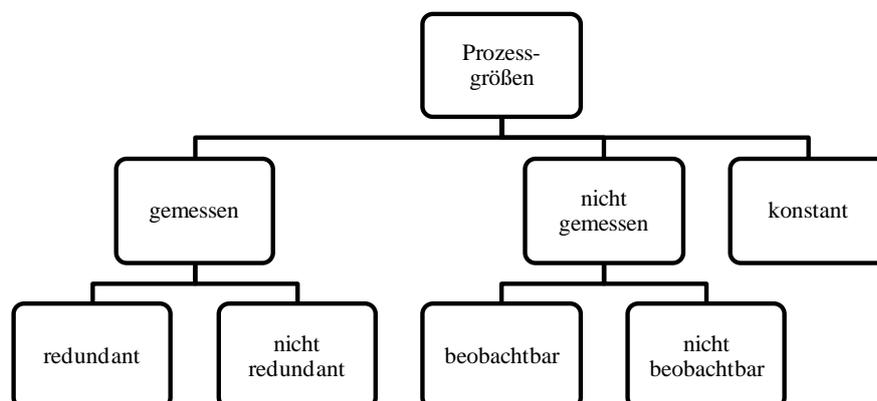


Abbildung 2.1: Klassifizierung der Prozessgrößen (MADRON, VEVERKA, 1992).

Ein zweistufiger Algorithmus klassifiziert zunächst die Prozessgrößen. In einem zweiten Schritt werden die benötigten Prozessgrößen und die bestimm- oder messbaren Größen unter Einbeziehung

der Struktur der Bilanzgleichungen in Übereinstimmung gebracht. Das Ergebnis sind die diskreten Messstellen für Massenstrom und -konzentration, mit denen die Massenbilanzen vollständig gelöst werden können.

Eine spätere Arbeit von MADRON, VEVERKA, 1992 greift die Klassifizierung der Parameter auf. Die Autoren bringen die Gleichungen des linearen Systemmodells in eine Matrixform, wobei die Prozessgrößen nach genannter Systematik geordnet werden. Mithilfe des Gauß'schen Eliminationsverfahrens (z.B. PAPULA, 1998) wird das Gleichungssystem umgestellt und in eine Stufenform gebracht. Linearkombinationen von Gleichungen werden eliminiert und widersprüchliche Gleichungen können identifiziert werden. Die notwendigen zusätzlichen Messstellen können aus der neuen Matrix abgelesen werden. Diese Vorgehensweise erzielt durch die Minimierung der Sensorzahl eine Minimierung der Kosten.

LUONG et al., 1994 erweitert die Ziele für optimale Sensorplatzierung. Sie sind:

- Sicherstellung der Beobachtbarkeit der für die Regelung benötigten Variablen;
- Sicherstellung des Redundanzgrades einiger Variablen;
- Gewährleistung minimaler Kosten der Sensorik.

Falls diese Ziele zu mehreren optimalen Lösungen führen, kann zusätzlich die Zuverlässigkeit der Sensoren berücksichtigt werden. Die Definition der Beobachtbarkeit entspricht dem Klassifizierungsansatz aus VÁCLAVEK, LOUCKA, 1976. Der Redundanzgrad $k \in \mathbb{N}$ einer Variablen entspricht der Anzahl beliebiger Sensoren, die versagen können bis eine redundante Bestimmung dieser Variablen nicht mehr gewährleistet ist. Der Ansatz wird angewendet auf ein durch Graphen beschriebenes lineares System. Die Graphentheorie ermöglicht die mathematische Modellierung netzartiger Strukturen. Graphen bestehen aus zwei Arten von Objekten, Knoten und Kanten. Die Kanten dienen der Verbindung von Knoten. Im beschriebenen Zusammenhang entsprechen die Knoten dabei den Variablen der mathematischen Modellgleichungen, wobei die Variablen wiederum den Prozessgrößen des Systems gleichzusetzen sind. Die Kanten zeigen an, wie die Variablen miteinander verknüpft sind. Der exakte analytische Ausdruck der Modellgleichungen wird dabei zugunsten der Einfachheit vernachlässigt und man beschränkt sich auf eine strukturelle Betrachtung (TITTMANN, 2003). Der zur optimalen Sensorkonfiguration führende Algorithmus ermittelt durch Matrixoperationen die optimale Sensoranzahl und die diskreten Messstellen.

TRAVÉ-MASSUYÈS et al., 2001 stellen eine Methodik zur Bestimmung der Diagnosefähigkeit eines Systems mit einer gegebenen Sensorkonfiguration vor. Weiterhin wird der minimal notwendige Sensorsatz ermittelt, der einen definierten Grad der Diagnosefähigkeit sicherstellt. Dazu wird eine Strukturmatrix erstellt, welche die Modellgleichungen in den Zeilen mit den Modellvariablen in den Spalten kreuzt. Durch die Neuordnung der Strukturmatrix kann die Reihenfolge, in der die Gleichungen gelöst werden müssen, ermittelt werden. Redundante und unterbestimmte Gleichungen können ebenfalls mit dieser Methode identifiziert werden. Mithilfe eines Graphenmodells des Systems werden Fehlersignaturmatrizen mit hypothetischen Sensoren erstellt. Auf dieser Basis erfolgt die Ermittlung des minimalen Sensorsatzes für die gewünschte Diagnosefähigkeit.

Ein verwandter Ansatz wird in COMMAULT et al., 2008 vorgestellt. Auch diese Vorgehensweise nutzt eine Strukturanalyse eines linearen Systemmodells und einen auf der Graphentheorie basierenden Lösungsweg, der um die Verwendung sogenannter Separatoren erweitert wird.

SPANACHE et al., 2004 greifen den Ansatz von TRAVÉ-MASSUYÈS et al., 2001 auf. Zur Optimierung von Diagnosefähigkeit und Kosten nutzen sie jedoch einen genetischen Optimierungsalgorithmus und formulieren die Zielfunktion aus dem Quotient der detektierbaren Fehler und den Sensorkosten.

Auch DEBOUK et al., 2002 nutzen einen strukturbasierten Ansatz für ein dynamisches System, der die Optimierung von Kosten der Sensorik und Diagnoseeigenschaften zum Ziel hat. Das Optimierungsproblem wird mittels eines Markov'schen Entscheidungsprozesses (GRUNDMANN, 2002) gelöst.

YASSINE et al., 2008 stellen einen auf stationäre und dynamische Systeme anwendbaren, strukturbasierten Ansatz vor. Dieser umgeht die vorherige Bestimmung der notwendigen redundanten Gleichungen und ermöglicht eine differenziertere Betrachtung der Diagnose. Es wird unterschieden zwischen der reinen Fehlerentdeckung und der Fehleridentifikation. In einem ersten Schritt werden die messbaren Zustandsgrößen ermittelt und in einem zweiten Schritt mit einem Branch-and-Bound Suchalgorithmus (BRUSCO, STAHL, 2005) der kostenoptimale Sensorsatz gesucht.

Die Veröffentlichungen von FRISK, KRYSANDER, 2007 und KRYSANDER, FRISK, 2008 geben einen guten Überblick über strukturbasierte Sensorplatzierungsmethoden. Sie stellen zudem eine eigene Vorgehensweise vor, die es ermöglicht Sensorfehler zu berücksichtigen.

2.2 Techniken mit Auswertung der Modellgleichungen

Die Veröffentlichungen von YAO et al., 1992 und FARACH et al., 1993 stellen frühe Beispiele dar, wie durch Auswertung der Modellgleichungen, also der Simulation des Systemmodells, eine optimale Sensorplatzierung gefunden werden kann. Diese anwendungsnahen Betrachtungen nutzen genetische Optimierungsalgorithmen, um die Zielfunktion zu minimieren. Im Fall von FARACH et al., 1993 sind dies Sensitivität und Varianz der beobachteten Zustandsgrößen in einem Stromversorgungssystem. YAO et al., 1992 ermittelt die bestmögliche Sensorplatzierung für ein Tragwerk einer Raumstation und nutzt dafür eine Fisher-Informationsmatrix (VAN DEN BOS, 2007) als Zielfunktion.

Die Genauigkeit der Parameterschätzung, Residuen, Ausfallsicherheit, Residuengenauigkeit bei Ausfall eines Sensors sowie die Zuverlässigkeit der Sensoren fassen CHMIELEWSKI et al., 2002 zu einer Zielfunktion zusammen. Ihre Vorgehensweise ist anwendbar auf stationäre und dynamische Systeme und nutzt einen Branch-and-Bound Suchalgorithmus.

MUSHINI, SIMON, 2005 stellen einen Ansatz vor, der die Schätzgenauigkeit und die Kosten für einen Sensorsatz mit einer vorgegebenen Anzahl Sensoren berücksichtigt. Das Maß für die Genauigkeit ist die Kovarianz einer geschätzten Zustandsgröße. Das sich hieraus ergebende Optimierungs-

problem wird mit einem genetischen Optimierungsalgorithmus gelöst und mithilfe vollständiger Variation aller möglichen Sensorsätze validiert. Der Ansatz wird auf eine Flugzeugturbine angewendet.

Für ein Triebwerk in Raumfahrtanwendungen schlagen SANTI et al., 2005 einen in der Konstruktionsphase anzuwendenden sogenannten S4-Prozess (Systematic Sensor Selection Strategy) vor. Ziel der Sensorauswahl ist die Minimierung des notwendigen Zeitbedarfs zur Fehlerdetektion und die Maximierung der Unterscheidbarkeit der Fehlerursachen mittels eines genetischen Optimierungsalgorithmus. Die Vorgehensweise basiert auf sogenannten Fehlertrajektorien, welche die Zustände beschreiben, die während der Entwicklung eines Fehlers durchlaufen werden (SANTI et al., 2005). SOWERS et al., 2008 wenden den S4-Prozess auf eine Flugzeugturbine an.

2.3 Sensorplatzierung im Motorenbereich

Im Motorenbereich existiert nur sehr wenig Literatur zur Sensorplatzierung. SUARD et al., 2008 stellen eine stark regelungstechnisch orientierte Methode vor, die zur optimalen Sensorkonfiguration für die Gemischregelung eines saugrohreinspritzenden Ottomotors führt. Die Basis bildet ein Luftpfadmodell des Motors, welches in einem modellbasierten Regler als Smith-Prädiktor (HUANG et al., 2002) zur Kompensation der Zeitverzögerung dient. Aus drei möglichen Sensorkonfigurationen wird die beste hinsichtlich der Regelgüte ermittelt. Die Formulierung der Zielfunktion für das Optimierungsproblem erfolgt in Abhängigkeit von der Sensorkonfiguration, der Position der Lambdasonde sowie den Modellfehlern. Ein zweiter Schritt ermittelt die optimale Position der Lambdasonde für minimale Kosten. Der Ort wird hier räumlich betrachtet, also als Position im Abgasrohr, jedoch an drei diskreten Stellen. Die Position der Lambdasonde hat großen Einfluss auf das Regelverhalten der Gemischregelung aufgrund der Gaslaufzeiten. Sie beeinflusst die Größe und damit den Preis des Katalysators, da bei schlechtem Regelverhalten eine größere Sauerstoffspeicherkapazität vorgehalten werden muss. Das beste Regelverhalten ergibt sich bei zylindernah installierter Sonde, jedoch wird angenommen, dass hier aufgrund der höheren thermischen Belastung die Kosten für den Sensor am höchsten sind. Das formulierte Optimierungsproblem minimiert eine Funktion der Kosten für Katalysator und Sensorik.

Eine Betrachtung existierender Motoren zeigt, dass bezüglich der Sensorauswahl und -platzierung bei den Herstellern keine Einigkeit herrscht. Trotz vergleichbarer Motorkonfiguration und Emissionsklasse gibt es deutliche Unterschiede in der Sensorik des Luftpfads (Tabelle 2.1). Die Gründe dafür werden, in Analogie zu verwandten technischen Systemen, in der besonderen Gewichtung funktionaler Kriterien, also im Allgemeinen steuer- und regelungstechnischer Anforderungen, ausgemacht. SANTI et al., 2005 stellen fest: „Messungen werden nach ihrer Wichtigkeit festgelegt, wobei den für die Regelung des Motors benötigten Messgrößen höchste Priorität eingeräumt wird.“ Hingegen sind Diagnosebelange im Entwicklungsprozess nachgeordnet und fallen daher weniger ins Gewicht (PICARDI et al., 2002, MAUL et al., 2007). Daraus kann geschlossen werden, dass Unterschiede in der Sensorik auf Verschiedenheiten der Regel- und Steuerstrategien zurückzuführen sind. Diese Theorie wird unterstützt durch die Tatsache, dass die Motorsteuerung eine Kernkompetenz der

Motorenhersteller darstellt (LANDSMANN, 2010) und daher zur Abgrenzung zum Wettbewerber auf diesem Gebiet eigene Lösungen entwickelt werden.

		<i>HONDA</i> <i>i-CTDi</i>	<i>BMW</i> <i>M57TÜ2</i>	<i>AUDI V8</i> <i>TDI</i>
Abgasnorm		Euro IV	Euro IV	Euro IV
Motor- management		BOSCH EDC 16	BOSCH EDC 16	BOSCH EDC 16P+
Hubraum (cm ²)		2204	2993	4134
Aufladung		VTG	VTG	VTG
Bauweise		R4	R6	V8
Frischluftpfad	Luftmasse nach Luftfilter	1	1	2
	Ladedruck	1	1	1
	Ladelufttemperatur		1	1
Abgaspfad	Lambda		1	2
	Abgastemperatur vor Turbine			2
	Abgasdruck vor Turbine			
	Abgastemp. nach AGR-Kühler			
	Abgastemperatur vor Oxi-Kat	1	1	
	Abgastemperatur nach Oxi-Kat			2
	Abgastemperatur vor DPF	1	1	2
	Abgas-Relativdruck vor DPF		1	
	Abgastemperatur nach DPF	1	1	
	Abgasdifferenzdruck über DPF	1		2

Tabelle 2.1: Sensorik aktueller Dieselmotoren (NAGAIRO et al., 2005, FISCHER, 2007, AUDI AG, 2005).

3 Zielsetzung der Arbeit und Abgrenzung

Die von der Sensorik zur Verfügung gestellte Information wird aufgrund der einseitigen Betrachtung von Steuerung und Regelung bei der aktuell praktizierten Vorgehensweise zur Auswahl und Platzierung der Sensoren nicht optimal genutzt. Durch eine strukturierte, methodische Vorgehensweise könnten die Regel- und Diagnoseeigenschaften des Systems verbessert oder, bei reduzierten Kosten, auf dem gleichen Niveau gehalten werden. Ferner stünde damit ein Instrument zur Verfügung, welches die objektive Beurteilung einer Sensorkonfiguration ermöglicht. Die Sensorkonfiguration ist dabei eine Menge von Sensoren, deren jeweilige physikalische Messgröße, räumliche Platzierung am Motor und Anzahl bestimmt ist. Den Motorentwicklern steht hiermit ein Werkzeug zu Verfügung, welches als Entscheidungshilfe im Entwicklungsprozess dienen kann.

Einschlägige Vorarbeiten existieren auf einer Vielzahl von Gebieten, im Bereich Verbrennungsmotoren ist jedoch lediglich die Arbeit von SUARD et al., 2008 bekannt. Weitere, das Gesamtsystem betrachtende Vorgehensweisen zur Auswahl und Platzierung der Sensoren sind bislang nicht veröffentlicht. SUARD et al., 2008 nutzen eine sehr detaillierte Vorgehensweise, die die Sensorplatzierung zur Regelung eines freisaugenden Ottomotors untersucht. Die Komplexität dieser Vorgehensweise ist allerdings für die globale Betrachtung eines aufwändigen Motorkonzepts wie beispielsweise eines modernen Dieselmotors zu hoch. Auch die vorherige Festlegung gültiger Sensorkonfigurationen ist aufgrund der vielen möglichen Kombinationen kaum zu bewältigen. Es fehlt zudem die Berücksichtigung der Diagnose des Motors.

Die in den Abschnitten 2.1 und 2.2 vorgestellten Techniken sind prinzipiell auf Verbrennungsmotoren anwendbar. Die strukturbasierten Ansätze beschränken sich bei der Klassifizierung der Beobachtbarkeit von Parametern lediglich auf Richtig- oder Falschaussagen (CHMIELEWSKI et al., 2002). Eine differenzierte Betrachtung findet nicht statt, ist jedoch notwendig, da die Genauigkeit der Beobachtung eines Parameters über die Diagnosefähigkeit desselben entscheidet. Die Genauigkeit wird hier als Übereinstimmung eines berechneten Parameters mit der entsprechenden Messung definiert. Bei zu großer Differenz können für die Diagnose notwendige Fehlermerkmale nicht isoliert werden, die Diagnosefähigkeit ist dann nicht mehr gegeben. Im Gegensatz dazu kann bei ausreichender Genauigkeit auf Basis eines Signals zwischen mehreren Fehlerursachen unterschieden werden, etwa wenn die Betrachtung mit unterschiedlichen Betriebszuständen verknüpft wird. Für die Anwendung auf einen Motor bietet die Strukturanalyse also keine ausreichende Aussagekraft über die Diagnosefähigkeit eines Systems. Die Ansätze, die die Simulation des Systemmodells beinhalten, erscheinen für die Motorenanwendung geeigneter. Darauf deutet auch die Tatsache hin, dass diese Methoden nahezu vollständig vor dem Hintergrund einer praktischen Anwendung entwickelt wurden. Für einen komplexen Verbrennungsmotor können Grundzüge der Ansätze aus der Literatur verwendet werden. Jedoch müssen Lösungen für motorspezifische Problemstellungen gefunden werden.

Regelungstechnische Anforderungen sollen ebenso Berücksichtigung finden wie die On-Board-Diagnose sowie der Einfluss sensortypischer Messfehler. Aufgrund hoher Stückzahlen von Motoren für PKW-Anwendungen spielen die Kosten für die Sensorik eine wichtige Rolle.

Das in der vorliegenden Arbeit beschriebene Vorgehen betrachtet die Bestimmung der Sensorkonfiguration als Optimierungsproblem. Ziel ist die Maximierung der Regel- und Steuerbarkeit sowie der Diagnosefähigkeit bei gleichzeitiger Minimierung der Kosten für die Sensorik. Die Methodik basiert auf einem Modell des Luftpfads, welches zur Beschreibung des physikalischen Systemverhaltens dient und in modernen Diesel-Motorsteuerungssystemen enthalten ist. Es berechnet thermodynamische Zustandsgrößen des Motors wie beispielsweise Gasmassenströme und Gaszustände und wird zur Fehlererkennung und -adaption genutzt (STUHLER et al., 2010). Physikalische Modelle werden auch als Beobachter im Sinne Luenbergers (LUENBERGER, 1964) zur Regelung und Steuerung verwendet wie zum Beispiel zur Regelung voneinander abhängiger Größen (MARKUS et al., 2006). Die Anwendung physikalischer Modellierung bietet den Vorteil hoher Transparenz und Wiederverwendbarkeit in zukünftigen Motorsteuerungen und die Möglichkeit, einen Parametersatz auf andere Projekte zu übertragen (GEHRHARDT et al., 1998).

Die Entwicklung hin zur vermehrten Nutzung von Modellzustandsgrößen als sogenannte „virtuelle Sensoren“ für Steuergeräteanwendungen wird sich voraussichtlich noch verstärken. LANDSMANN, 2010 stellt in diesem Zusammenhang fest: „Die verbleibenden realen Sensoren werden im Wesentlichen zur Plausibilisierung und Adaptierung der Modelle sowie zur Herstellung von Redundanzen für die On-Board-Diagnose dienen.“

Hier setzt die vorliegende Arbeit an. Sie nutzt ein Mittelwertmodell des Luftpfads eines aktuellen Dieselmotors wie es auch für die beschriebene modellbasierte Steuergeräteanwendung einsetzbar ist. Ziel ist die Bereitstellung der bestmöglichen Eingangsgrößen für das Luftpfadmodell, wobei die Eingangsgrößen Aktorstellgrößen und Sensormesswerte sind. Durch Variation der Sensorik und Simulation des Modells wird die optimale Sensorkonfiguration ermittelt. Optimalität ist erreicht wenn

- die Genauigkeit des Modells ausreichend ist, damit die Steuer- und Regelfunktionen sowie die OBD-Funktionen ihren Aufgaben zufriedenstellend nachkommen können;
- das System vollständig diagnosefähig ist, also alle gewünschten Diagnosefunktionen implementierbar sind;
- die Messfehler der Sensorik geringen Einfluss auf das Systemverhalten haben;
- das Luftpfadmodell ein stabiles Verhalten aufweist;
- die Kosten für die Sensorik minimal sind.

Aus diesen Anforderungen wird eine Zielfunktion formuliert, die einem genetischen Optimierungsalgorithmus zurückgegeben wird. Die Orte, an denen Sensoren verbaubar sind, werden diskret betrachtet, das heißt, eine räumliche Verschiebung findet nicht statt. Die Berücksichtigung notwendiger Regel- und Diagnosefunktionen erfolgt durch Definition der zu ihrer Implementierung notwendigen Zustandsgrößen. Das bedeutet, der Ansatz vermeidet die explizite Formulierung der Funktionen, da diese in einem frühen Entwicklungsstadium des Motors noch nicht vorliegen. Ziel des Verfahrens ist es, dem Entwicklungsingenieur ein Werkzeug zur Verfügung zu stellen, welches eine objektive Beurteilung der Sensorkonfiguration ermöglicht.

4 Grundlagen des Dieselmotor-Managements

Dieses Kapitel vermittelt das für das Verständnis der Arbeit notwendige Wissen über Regelung, Diagnose und Sensorik und orientiert sich stark an der dieselmotorischen Anwendung. Insbesondere aufgrund der steigenden Anforderungen an Verbrauch und Emissionen von Dieselmotoren für sämtliche Einsatzbereiche gewinnen die angesprochenen Themengebiete an Bedeutung. Die technische Umsetzung der geforderten Eigenschaften kann ohne hoch entwickelte und leistungsfähige Steuergerätefunktionen nicht mehr bewerkstelligt werden. Infolgedessen nehmen die Umfänge der erforderlichen Funktionen kontinuierlich zu (ISERMANN, 2010). Sie zählen zu den Kernkompetenzen der Hersteller von PKW- und Nutzfahrzeugmotoren. Veröffentlichungen zu den aktuellen Entwicklungen sind daher nur in begrenztem Umfang verfügbar. Aus diesem Grund fällt es schwer einen umfassenden Überblick über die gesamte Bandbreite der dieselmotorischen Steuer- und Regelstrategien zu geben. Die Beschreibung der Steuergerätefunktionen ist demzufolge als exemplarisch zu betrachten, alternative Lösungen existieren ebenfalls.

4.1 Dieselmotorische Regelung und Steuerung

Das Motorsteuergerät hat die Aufgabe in Abhängigkeit des Motorzustands und den an es gestellten Anforderungen, die im Speicher in Kennfeldform hinterlegten Sollwerte einzustellen bzw. einzuregeln. Ein Kennfeld beschreibt dabei einen Parameter in Abhängigkeit mehrerer beschränkter Eingangsgrößen. Der Motorzustand ist definiert durch die thermodynamischen Zustandsgrößen und umfasst beispielsweise den Betriebspunkt, die Motortemperatur oder den Beladungszustand des Partikelfilters. Er wird mit Sensoren, etwa für Temperatur, Druck oder Massenstrom, ermittelt. Anforderungen ergeben sich zum Beispiel vom Fahrer, der Getriebesteuerung oder Fahrdynamikregelsystemen. Die Sensorsignale werden gewandelt und den Regel- und Steuerfunktionen zur Verfügung gestellt. Die Übertragung der ermittelten Stellgrößen auf den Motor geschieht mit Aktoren. Wichtige dieselmotorische Aktoren sind die Injektoren, der VTG-Steller und das AGR-Ventil.

Das Verfahren zur Bestimmung der optimalen Einstellungen wird als Steuergeräteapplikation bezeichnet. Applikation bedeutet die Anpassung eines Motors an ein bestimmtes Fahrzeug oder eine bestimmte Anwendung (ISERMANN, 2003). Ziel ist die Optimierung aller Steuergeräteparameter, sodass ein bestmöglicher Motorbetrieb sichergestellt ist. Parameter können dabei beispielsweise Sollwertkennfelder, Korrekturkennlinien oder Reglerkonstanten sein.

4.1.1 Steuer- und Regelfunktionen des dieselmotorischen Luftpfads

Bei modernen Verbrennungsmotoren hat sich eine drehmomentbasierte Struktur der Laststeuerung durchgesetzt. Das heißt, dass sämtliche Drehmomentanforderungen beispielsweise von Fahrer, Klimakompressor oder Fahrgeschwindigkeitsregelung zu einem, vom Motor aufzubringenden Gesamtmoment summiert werden (BAUER, 2002). Ein Momentenordinator priorisiert zuvor die Einzelmomente situationsabhängig, um so die Anforderungen hinsichtlich Fahrbarkeit unter Berücksichtigung von Kraftstoffverbrauch, Emissionen und Bauteilschutz bestmöglich zu erfüllen (LIST et al., 2008). Beim Dieselmotor wird aus dem berechneten notwendigen Drehmoment eine erforderliche Kraftstoffmenge abgeleitet. Diese findet neben der Motordrehzahl Eingang in die Sollwertkennfelder, etwa von Einspritzbeginn, Ansteuerdauer der Injektoren, Raildruck, AGR-Menge oder Ladedruck. Die Sollwerte werden mithilfe entsprechender Aktoren und der Rückmeldung von Sensoren eingeregelt. Abbildung 4.1 zeigt das Signalflussschema einer drehmomentbasierten Motorsteuerung für einen Dieselmotor.

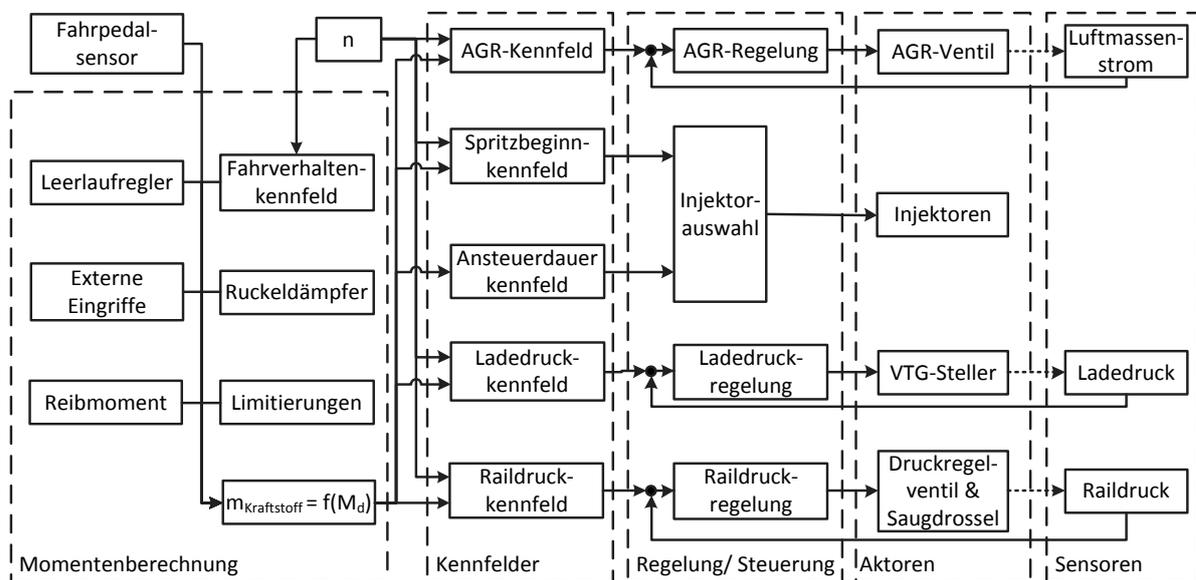


Abbildung 4.1: Signalflussschema der Dieselmotorsteuerung (nach STUHLER et al., 2010).

Aufgrund der Begrenzung auf die Untersuchung des dieselmotorischen Luftpfads werden nachfolgend nur die dafür relevanten Steuer- und Regelfunktionen betrachtet.

Ladedruckregelung

Der Ladedruckregler sorgt für die Einstellung des gewünschten Ladedrucks mittels Ansteuerung des VTG-Stellers oder des Wastegates. Der Sollwert wird in Abhängigkeit von Drehzahl und Einspritzmenge (ESP-Menge) aus einem Kennfeld ausgelesen, gegebenenfalls korrigiert und dient dann als Führungsgröße (BAUER, 2002). Um große Regelabweichungen zu vermeiden, wird in der Regel eine Ladedruckvorsteuerung verwendet. Der Ladedrucksensor gibt die Regelgröße zurück (Abbildung 4.2).

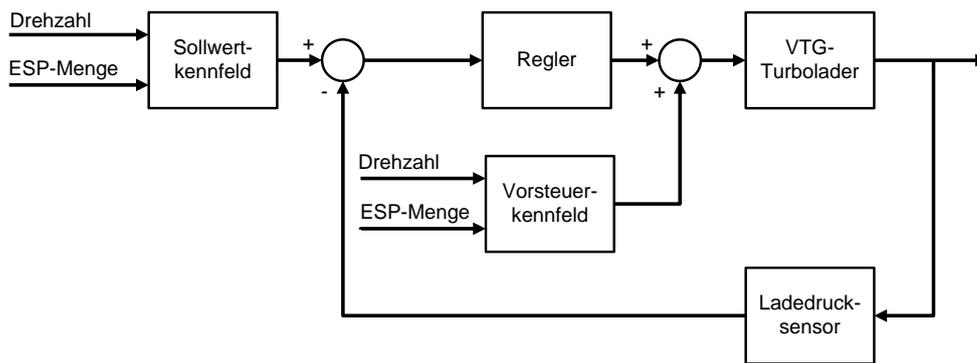


Abbildung 4.2: Blockdiagramm der Ladedruckregelung.

AGR-Regelung

Da der Massenstrom des rückgeführten Abgases in Serienanwendungen nicht direkt gemessen wird, basiert die AGR-Regelung auf der Messung des Frischluftmassenstroms mithilfe des Heißfilmluftmassenmessers (HFM). Zur Bestimmung der AGR-Menge wird der gemessene Luftmassenwert mit dem berechneten theoretischen Luftbedarf des Motors verglichen. Die Differenz ist die rückgeführte Abgasmenge. Mit dieser Methode kann eine sehr gute Dynamik der Regelung erreicht werden. Zur Verbesserung der Genauigkeit wird zusätzlich eine Kaskadenregelung eingesetzt, die den Messwert der Lambdasonde einbezieht (BAUER, 2002).

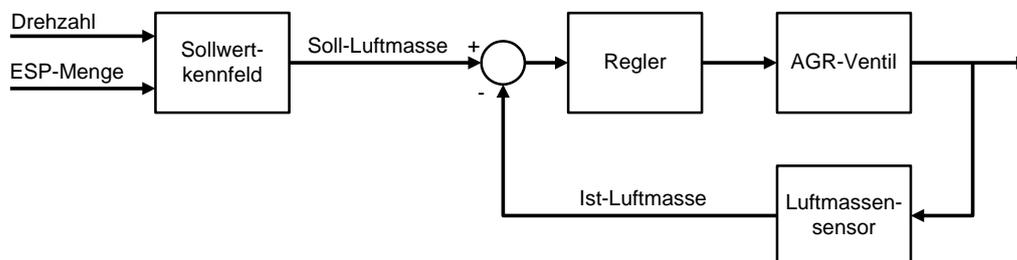


Abbildung 4.3: Blockdiagramm der AGR-Regelung.

Der AGR-Massenstrom wird durch das Gefälle von Abgasgegen- und Ladedruck und damit von der VTG-Stellung beeinflusst. Ebenso bewirkt eine Änderung der AGR-Menge eine Veränderung des Abgasenthalpiestroms und damit des Betriebspunkts des Turboladers. Im regelungstechnischen Kontext ist hier von gekoppelten Systemen die Rede (LUNZE, 2010), deren Regelung besondere Maßnahmen erfordern. Mögliche Ansätze sind eine kennfeldbasierte Regelung (AISTLEITNER et al., 1999) oder der Einsatz eines entkoppelten Reglers (RÜCKERT et al., 2001).

Vollastrauchbegrenzung

Die Vollastrauchbegrenzung dient zur Vermeidung einer übermäßigen Rußentwicklung bei starker Beschleunigung. Die sprunghafte Erhöhung der Einspritzmenge führt kurzzeitig zu einer Anfechtung des Gemischs, da die Trägheit des Turboladers eine gleichzeitige Erhöhung der Luftmenge verhindert. Die damit verbundene starke Rußbildung wird als schwarzer Rauch am Auspuff sichtbar und gemeinhin als Rußstoß bezeichnet. Zu dessen Vermeidung wird der Lambda-Grenzwert in einem stationären Lambdakennfeld über Einspritzmenge und Motordrehzahl hinterlegt. Die Berechnung des Einspritzmengenkorrekturwerts erfolgt aus dem Quotienten des aktuellen Lambdas und des Kennfeldausgangs. Der Korrekturwert wird von der aktuellen Einspritzmenge subtrahiert und bildet die neue Solleinspritzmenge sofern diese niedriger ist als der ursprüngliche Wert (Abbildung 4.4).

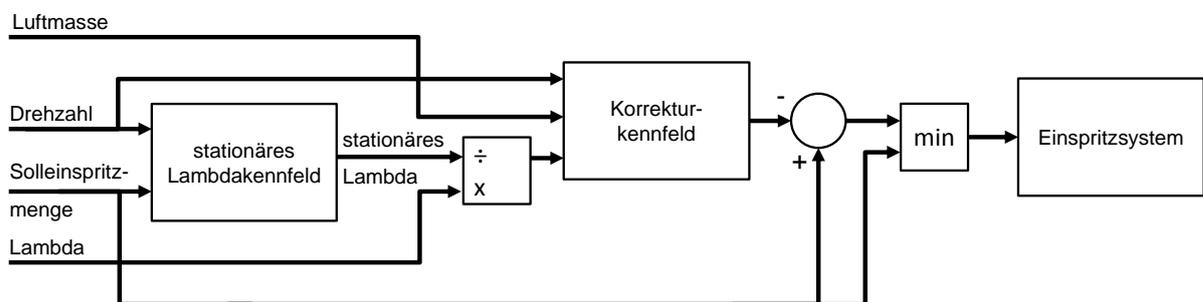


Abbildung 4.4: Blockdiagramm der Vollastrauchbegrenzung.

Mengenadaption

Die Mengenadaption hat die Aufgabe, fertigungs- und verschleißbedingte Ungenauigkeiten bei der Einspritzmengenmessung auszugleichen. Bei definierten Betriebspunkten wird auf Basis der Luftmassen- und Lambdasignale die effektive Einspritzmenge berechnet und die Differenz zur Solleinspritzmenge in einem Korrektorkennfeld hinterlegt (Abbildung 4.5). Das Kennfeld steht bei jedem Motorstart zur Verfügung und ermöglicht eine lückenlose Korrektur auch im dynamischen Betrieb (BAUER, 2002).

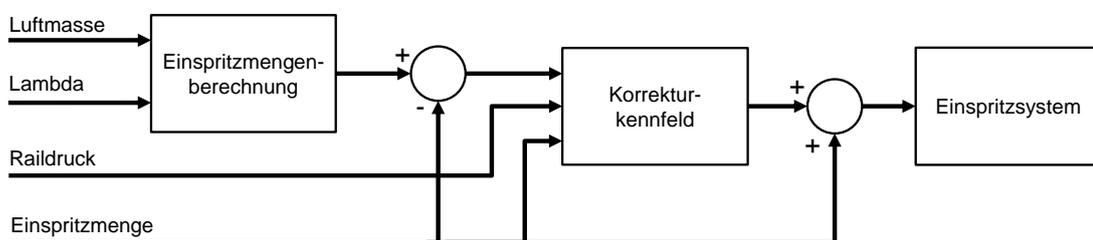


Abbildung 4.5: Blockdiagramm der Mengenadaption.

Regeneration des Dieselpartikelfilters

Der Dieselpartikelfilter (DPF) filtert die festen Anteile aus dem Abgasstrom. Um die Beladung des Filters zu reduzieren, wird von Zeit zu Zeit ein Regenerationsvorgang notwendig. Für die Umwandlung des Rußes in Stickstoff (N_2) und Kohlenstoffdioxid (CO_2) werden im Dieselpartikelfilter Temperaturen zwischen $350^\circ C$ und $500^\circ C$ benötigt. Dies kann passiv durch das Anfahren hoher Betriebspunkte über einen längeren Zeitraum, beispielsweise auf der Autobahn, geschehen oder aktiv, wenn diese Voraussetzung nicht gegeben ist. Dann wird die Abgastemperatur durch Verzögerung der Haupteinspritzung und Zuschaltung einer Nacheinspritzung (NE) drehmomentneutral angehoben. Ist eine Temperatur von $350^\circ C$ nach Katalysator erreicht, wird eine zweite Nacheinspritzung ausgelöst. Diese hinterlässt unverbrannten Kraftstoff im Abgaskrümmer, welcher dann unter hoher Wärmefreisetzung im vorgeschalteten Katalysator oxidiert und ausreichend Temperatur für die Partikelfilterregeneration zur Verfügung stellt (REIF, 2006). Die Regenerationsstrategie ist schematisch in Abbildung 4.6 dargestellt.

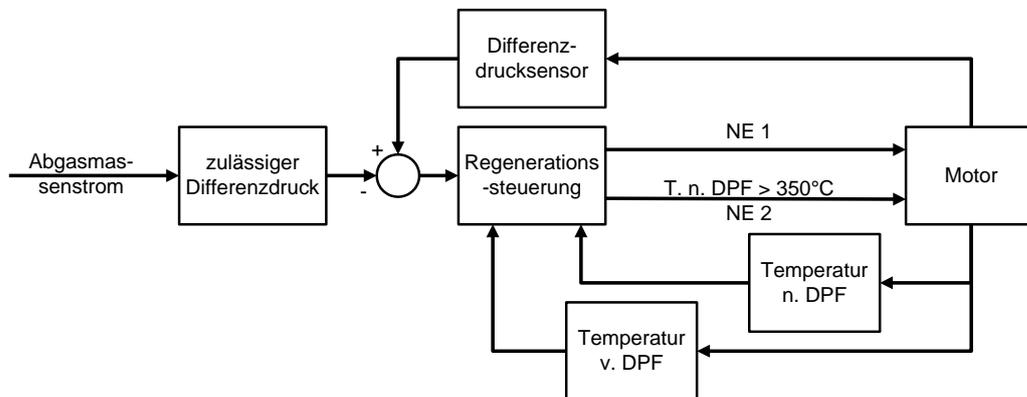


Abbildung 4.6: Blockdiagramm der Regeneration des Partikelfilters.

4.1.2 Modellbasierte Regelfunktionen

Für die in den vorangegangenen Abschnitten beschriebenen Regelfunktionen können einfache Eingrößenregler verwendet werden, wie beispielsweise den weitverbreiteten PID-Regler. In modernen Motorsteuerungen kommen jedoch zunehmend aufwändigere, modellbasierte Regler zum Einsatz, um den steigenden Anforderungen gerecht zu werden. Dabei können dem Modell unterschiedliche Aufgaben zukommen. Im einfachsten Fall wird das Modell genutzt, um eine Zustandsgröße als Rückführgröße für den Regler zu berechnen, die nicht als Messung vorliegt. Motive können sein, dass aus Kostengründen kein Sensor vorhanden ist oder die Größe aufgrund aggressiver Umgebungsbedingungen schwer messbar ist, wie beispielsweise die Messung des AGR-Massenstroms aufgrund des hohen Partikelgehalts des Abgases und der damit verbundenen Verschmutzung des Sensors. In der Regelungstechnik ist dann auch von „virtuellen Sensoren“ die Rede (z.B. LANDSMANN, 2010, RÜCKERT et al., 2005). Eine weitere Anwendung besteht in der Kompensation von Verzögerungen und Totzeiten in Systemen. Ein derartig verlangsamtes Ansprechverhalten verursacht eine Verschlechterung der Regelgenauigkeit im dynamischen Betrieb.

Durch die Einführung einer Vorsteuerung kann dies zumindest teilweise kompensiert werden, jedoch ist ihre Abstimmung für alle transienten Bedingungen schwierig (POWELL et al., 1998). Ein Beobachter kann auf Basis der Stellgrößen die für die Regelung benötigten Zustandsgrößen verzögerungsfrei berechnen. Der Reglerentwurf kann damit für ein verzögerungsfreies System erfolgen.

Eine eigene Klasse stellen die modellbasierten prädiktiven Regler (engl.: model predictive control, MPC) dar. Auch hier wird ein Modell zur Vorhersage des Verhaltens von Regelgrößen benutzt. Die Stelleingriffe in das System werden durch Lösung eines Optimierungsproblems ermittelt. Die Zielfunktion für den Optimierer beinhaltet in den meisten Fällen die Regeldifferenzen und die erforderliche Stellaktivität (DITTMAR, PFEIFFER, 2004). MPC ermöglicht die Vorgabe von Grenzen für Stell- und Regelgrößen, wie sie in technischen Systemen häufig auftreten. Durch die Verwendung eines Systemmodells sind auch sie unempfindlich gegen Totzeiten oder andere dynamische Effekte. MPC-Ansätze können zudem auf Mehrgrößensysteme erweitert werden, was notwendig wird, wenn die Steuergrößen mehr als ein zu regelndes System beeinflussen. Im Motorenbereich trifft dies beispielsweise auf die Koppelung von AGR-Rate und Ladedruck zu. Die Verstellung der Leitschaufeln des Turboladers wirkt sich nicht nur auf den Ladedruck aus, sondern auch auf den rückgeführten Abgasmassenstrom. Selbiges gilt für die AGR-Ventilstellung, die ihrerseits auch den Ladedruck beeinflusst. RÜCKERT et al., 2005 wenden MPC-Regler auf Nutzfahrzeugmotoren an und erzielen damit deutliche Emissionsvorteile im Vergleich zum gesteuerten Betrieb.

Die Regelfunktionen müssen auf Motorsteuergeräten lauffähig sein. Diese „eingebetteten Systeme“ (engl.: embedded systems) verfügen über wenig Rechenleistung und Speicher. Ein Motorsteuergerät hatte 2005 zwischen 80 und 150MHz Taktfrequenz und eine Speicherkapazität von 1,5 bis 32 MB (MARKUS et al., 2006). Zum Vergleich bot ein damals aktueller PC Taktfrequenzen um 3 GHz und eine Arbeitsspeicherkapazität von 1GB. Zwar nimmt auch die Leistungsfähigkeit von Steuergeräten weiter zu, dennoch werden Rechenkapazität und Speicher kritische Größen bleiben. Diesem Umstand muss bei der Modellierung Rechnung getragen werden. Anwendbare Modelle für Motorsteuerungen werden in Kapitel 5.1 vorgestellt.

4.2 Diagnose verbrennungsmotorischer Prozesse

In komplexer werdenden technischen Systemen ist die Überwachung der Prozesse hinsichtlich Störungen wie Bauteilversagen, Verschleiß oder Sensordrift manuell nicht mehr möglich. Die Einführung rechnerbasierter Prozesssteuerungen erlaubt die automatisierte Überwachung technischer Systeme. Dafür wurden für unterschiedliche Anwendungsbereiche eine Vielzahl von Methoden entwickelt. Beispiele dafür sind Fehlerbaumanalysen, die Verwendung von Graphen und neuronalen Netzen sowie analytische oder wissensbasierte Ansätze (VENKATASUBRAMANIAN et al., 2003). Der folgende Abriss beschränkt sich auf Grundlagen für kontinuierliche Systeme sowie auf für die motorische Anwendung bedeutende Zusammenhänge.

4.2.1 Grundlagen der Diagnose zeitabhängiger Systeme

Aufgabe der Diagnose ist die Entdeckung von Fehlern in einem Prozess, wobei ein Fehler als eine unzulässige Abweichung eines oder mehrerer Merkmale einer technischen Anlage definiert ist (LUNZE, 2008). In der Automatisierungstechnik ist mit dem Begriff „Diagnose“ die kontinuierliche Überwachung eines Systems gemeint. Auftretende Fehler können damit in Echtzeit erkannt werden. Voraussetzung für die Entdeckung von Fehlern ist die Präsenz von Sensoren im System. Die Fehler können dabei unterschiedliche Ursachen haben. Externe Fehler resultieren aus unzulässig stark abweichenden Umgebungsbedingungen, hingegen werden interne Fehler durch defekte Systemkomponenten hervorgerufen. Man unterteilt in die Fehlerklassen Aktorfehler, Systemfehler und Sensorfehler (Abbildung 4.7).

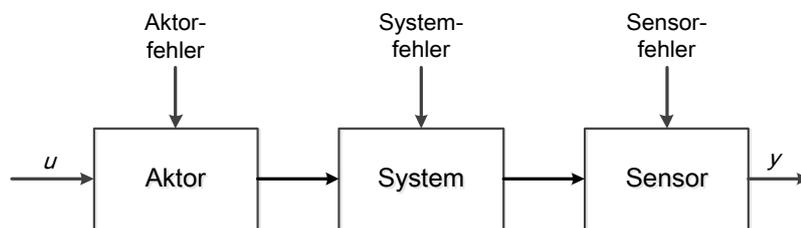


Abbildung 4.7: Fehlerklassen der Systemkomponenten (LUNZE, 2008).

Die Diagnose differenziert drei Genauigkeitsstufen. Geht es lediglich darum, den fehlerhaften Zustand des Systems zu festzustellen, spricht man von Fehlererkennung oder Fehlerdetektion. Die Fehlerlokalisierung erlaubt die genaue Ortsbestimmung des fehlerhaften Bauteils, nachdem der Fehler aufgetreten ist. Ziel ist häufig die Zuordnung des Fehlers zur kleinsten austauschbaren Einheit, um dem Reparateur die Fehlersuche zu ersparen und den unnötigen Austausch intakter Komponenten zu vermeiden. Die genaueste Diagnosestufe ist die Fehleridentifikation. Hier werden die Art und Größe des Fehlers ermittelt. Auf Basis dieser Informationen kann beispielsweise entschieden werden, ob eine Anlage trotz aufgetretenen Defekts noch weiter betrieben werden darf.

Es werden zwei Strategien zur Durchführung der Diagnose unterschieden, die signalbasierte sowie die modellbasierte Diagnose.

Signalbasierte Diagnose

Grund für die Namensgebung der signalbasierten Diagnose ist die auf einem einzelnen Signal oder Sensorwert beruhende Fehlererkennung (Abbildung 4.8). Die einfachste Möglichkeit ist eine reine Grenzwertüberwachung, aber auch aufwändigere Verfahren sind denkbar, wie beispielsweise die Auswertung des Drehzahlsignals zur Aussetzererkennung beim Verbrennungsmotor (REIF, 2006). Nachteile der signalbasierten Diagnose sind zum einen ihre Begrenztheit auf Fehlererkennung. Der Fehler kann zwar festgestellt werden, die Ursache bleibt aber unbekannt. Zum anderen beschränkt sich das Einsatzgebiet häufig auf stationäre Anwendungen, da sich durch eine Betriebspunktverschiebung meist auch die Grenzwerte verändern.

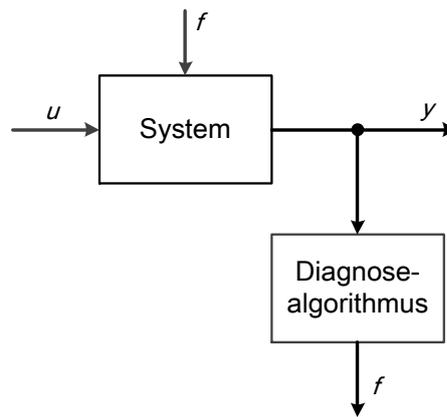


Abbildung 4.8: Schema der signalbasierten Diagnose (LUNZE, 2008).

Ein Beispiel für eine signalbasierte Diagnose am Motor ist die Überwachung der Kühlwassertemperatur. Übersteigt sie eine festgelegte Grenztemperatur, wird dem Fahrer im Cockpit eine Warnung angezeigt. Da die Motortemperatur thermostatgeregelt ist, kann ein betriebspunktunabhängiger Grenzwert festgelegt werden.

Modellbasierte Diagnose

Die modellbasierte Diagnose nutzt mathematische Prozessmodelle, die dem zu überwachenden System parallel geschaltet sind (Abbildung 4.9). Das Modell erhält dieselben Eingänge wie das reale System. Da es mehrere Eingangsgrößen verarbeitet, ist es in der Lage dynamische Vorgänge zu überwachen. Im Gegensatz zur signalbasierten Diagnose, wo nur eine Ausgangsgröße betrachtet wird, bildet das Prozessmodell einen eigenen Baustein des Diagnosealgorithmus. Die Tatsache, dass für eine Ausgangsgröße ein Sensorwert und ein Modellwert vorliegen, wird als analytische Redundanz bezeichnet. Neben der analytischen Redundanz existiert auch Hardware-(Bauteil-)Redundanz, bei der Sensoren oder Komponenten doppelt verbaut werden (VENKATASUBRAMANIAN et al., 2003) sowie die Modellredundanz, die mittels Modellen berechnete Größen vergleicht (TRAICHEL, 2004).

Die Differenz zwischen den Ausgängen von System und Modell wird als Residuum bezeichnet. Der Systemausgang muss mit einem Sensor erfasst werden oder, im Fall einer Modellredundanz, als Ausgang eines mit anderen Eingangsgrößen berechneten Modells vorliegen. Die Auswertung des Residuums ermöglicht es, Fehler zu identifizieren, was bedeutet, dass Art und Größe des Fehlers bestimmt werden. Im Nominalfall, also wenn kein Fehler vorliegt, liegt das Residuum nahe Null. Abweichungen können sich aus Modell- oder Messfehlern ergeben. Ein fehlerhaftes Systemverhalten ergibt eine dauerhafte Vergrößerung des Residuums, da sich der Fehler nur auf das System, nicht aber auf das Modell auswirkt.

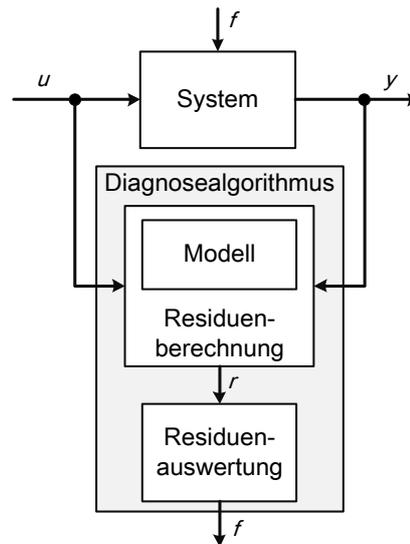


Abbildung 4.9: Schema der modellbasierten Diagnose (LUNZE, 2008).

Beispielhaft für eine modellbasierte Diagnose wird hier die Überwachung eines unterdruckgesteuerten AGR-Ventils beschrieben. Die Ventilposition wird von einer federbelasteten Unterdruckdose eingestellt. Die Ansteuerung erfolgt durch einen elektropneumatischen Druckwandler, der ein pulsweitenmoduliertes Signal erhält. Die Modellierung erfolgt mittels des Kräftegleichgewichts für den Ventilteller. Die Kräftebilanz enthält die Kraft aus dem Unterdruck, die Rückstellkraft der Feder, die geschwindigkeitsabhängige Reibkraft am Ventilschaft sowie die Trägheit der bewegten Ventilmassen und erlaubt die Berechnung des aktuellen Ventilhubes. Modelleingang ist das pulsweitenmodulierte Ansteuersignal des elektropneumatischen Druckwandlers. Mit der sich aus dem Ventilhub ergebenden freien Ventilfläche, dem Druckgefälle über das Ventil sowie der Abgastemperatur wird der aktuelle AGR-Massenstrom berechnet. Er wird verglichen mit der Differenz aus theoretischem Luftmassenstrom in die Zylinder und dem gemessenen Frischluftmassenstrom. Das Residuum ermöglicht den Rückschluss auf mehrere mögliche Fehlerfälle, beispielsweise ein klemmendes oder verzögert ansprechendes Ventil. Eine detaillierte Beschreibung des Modells mit Simulationsergebnissen findet sich in SCHARPF et al.

4.2.2 On-Board Diagnose

Die On-Board Diagnose (OBD) ist die Überwachung der Einhaltung der Emissionsvorschriften mit den bordeigenen Mitteln eines Personenkraftwagens oder leichten Nutzfahrzeuges. Mit der OBD ist die Möglichkeit gegeben, die Emissionsgrenzwerteinhalten über die gesamte Fahrzeuglaufleistung zu kontrollieren. Sie wurde 1988 mit der ersten Stufe der CARB-Gesetzgebung (California Air Resources Board) eingeführt und erhielt 1994 mit der OBD II ihre erste Überarbeitung. Seit dem Jahr 2000 (Otto) beziehungsweise 2003 (Diesel) gilt die für Europa angepasste E-OBD. Sie umfasst die Überwachung sämtlicher emissionsrelevanter Bauteile einschließlich der Sensoren und Aktuatoren. Bei der OBD werden die Emissionskomponenten nicht direkt gemessen, sondern aus Sensorsignalen indirekt ermittelt. Ist ein definierter Emissionsgrenzwert überschritten, wird im Steuergerät ein

Fehlercode hinterlegt (entsprechend SAE J2012) und dem Fahrer die Fehlfunktion mittels der „Malfunction Indicator Lamp“ (MIL) angezeigt. Die gespeicherten Codes sind über eine standardisierte Schnittstelle auslesbar.

Die Diagnosefunktionen müssen nicht kontinuierlich während des Fahrbetriebs aktiv sein, jedoch in regelmäßigen Abständen durchgeführt werden. Bedingung ist, dass jede Funktion mindestens einmal während des Abgastestzyklus wie beispielsweise FTP75 oder NEFZ ausgeführt wird. Es sind also Einschränkungen hinsichtlich der Gültigkeit der Diagnosefunktionen möglich. Häufig beziehen sich diese auf Betriebszustände wie Leerlauf, Vollast, Abgasrückführung ein- oder ausgeschaltet, aber auch Grenzwertschwellen wie Motortemperatur oder Drehzahl werden als Bedingungen genutzt. Laut EUROPÄISCHES PARLAMENT UND DER RAT DER EUROPÄISCHEN UNION, 1998 ist es zudem zulässig, die Diagnose vorübergehend unter bestimmten Konditionen abzuschalten. Beispiele dafür sind:

- der Kraftstoffpegel befindet sich unter 20% der Nennkapazität des Behälters;
- die Umgebungstemperatur bei Motorstart liegt unter -7°C ;
- das Fahrzeug befindet sich in einer Höhe über 2500m über NN.

Die OBD nutzt die Methoden der Diagnose für kontinuierliche Systeme. Beispiele für Diagnosefunktionen im Motorenbereich sind in ROBERT BOSCH GMBH, 2004, VOLKSWAGEN AG, 2003 oder STRUSS, PRICE, 2004 gegeben.

4.3 Sensoren für Motoranwendungen

Sensoren wandeln physikalische oder chemische Größen in elektrische Signale. Die Signale können dabei kontinuierlicher oder diskreter Art sein. Kontinuierlich sind beispielsweise analoge Spannungs- oder Stromsignale sowie Frequenz und Pulstastverhältnis. Diskrete Signale können binär oder analog codiert sein (REIF, 2010). Häufig wird das primäre Sensorsignal umgewandelt, um es zum Beispiel im Signalbereich anzupassen, von einem analogen in ein digitales Signal umzuwandeln oder es einem Daten-Bus hinzuzufügen. Entsprechend den Umfängen der Signalanpassung wird von Wandlern, integrierten Sensoren oder intelligenten Sensoren gesprochen (Abbildung 4.10). Der Einsatz von intelligenten Sensoren nimmt zu, da die Integration von Microcontrollern in das Sensormodul die Möglichkeit bietet, Verstärkung, Kompensation von Nullpunktschwankungen, Ausfilterung von Störsignalen, Linearisierung und die Normierung des Messbereichs direkt in der Komponente vorzunehmen. So können einheitliche Schnittstellen geschaffen werden, die das Steuergerät entlasten und das aufbereitete Signal mehreren Nutzern zur Verfügung stellen (REIF, 2010).

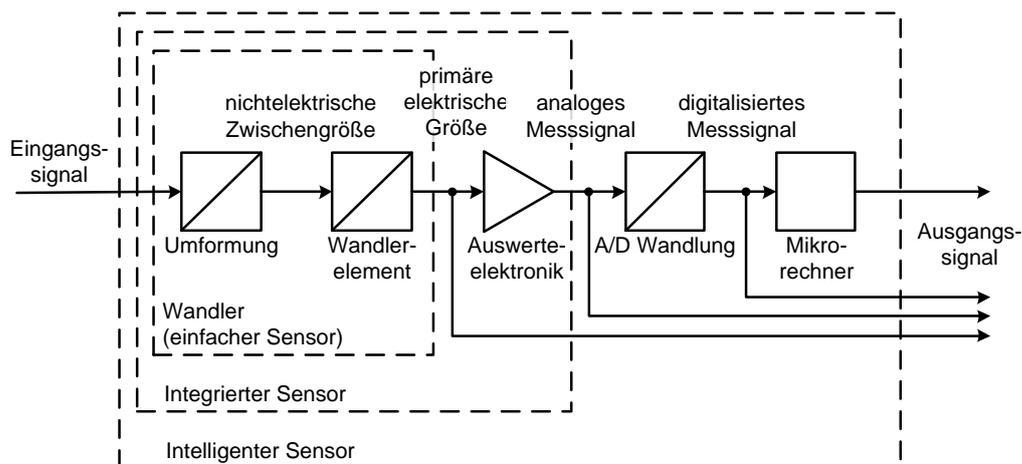


Abbildung 4.10: Klassifizierung der Sensoren nach Signalanpassungsumfang (HEIMANN et al., 2007).

Sensoren am Motor unterliegen hohen Anforderungen. Sie werden extremen Temperaturen, Verschmutzung mit aggressiven Medien, Vibrationen und elektromagnetischer Strahlung ausgesetzt. Sie dürfen nur einen geringen Fehler von maximal drei Prozent der gesamten Messspanne aufweisen (einschließlich aller Messfehler aufgrund von Nichtlinearität, Hysterese, Temperatureinflüssen und Reproduzierbarkeit). Die produktionstechnisch bedingten Abweichungen müssen im Bereich von einem Prozent liegen (FLEMING, 2001). Weitere Forderungen sind niedrige Kosten, ein geringer Platzbedarf und eine hohe Ausfallsicherheit.

4.3.1 Funktionsprinzip ausgewählter Sensortypen

An Motoren ist eine breite Spanne unterschiedlicher Sensoren verbaut. Beispiele sind Hall-Sensoren zur Drehzahlmessung, Druck- und Temperatursensoren, Positionssensoren zur Bestimmung der Stellung von Ventilen und Klappen oder Luftmassensensoren. Die für die Regel- und Diagnosefunktionen eines dieselmotorischen Luftpfads sind nur einige Sensortypen relevant und werden daher im Folgenden näher erläutert. Dies sind die Sensoren für Temperatur, Druck, Luftmassenstrom und Lambda.

Widerstandsthermometer

Zur Temperaturmessung in motorischen Serienanwendungen kommen Thermistoren mit negativem Temperaturkoeffizienten (NTC-Thermistoren oder Heißeiter) zum Einsatz. Thermistoren gehören zur Gruppe der Widerstandsthermometer. Ihr Funktionsprinzip beruht auf der Temperaturabhängigkeit der elektrischen Leitfähigkeit von Metallen. Bekannteste Vertreter sind Platin-Widerstandsthermometer. Sie sind für Großserienanwendungen allerdings zu kostspielig, weshalb hier NTC-Thermistoren eingesetzt werden, die auf Metalloxiden wie beispielsweise Nickeloxid (NiO), Eisen(III)-Oxid (Fe_2O_3), Titandioxid (TiO_2) oder Kupferoxid (CuO) basieren. Sie können durch Sinterung in unterschiedlichsten Bauformen hergestellt werden und damit ihrem Einsatzzweck, der

Messung von Öl-, Wasser-, Kraftstoff- oder Gastemperaturen, angepasst werden. Abbildung 4.11 zeigt eine im Motorenbereich häufig genutzte Variante.

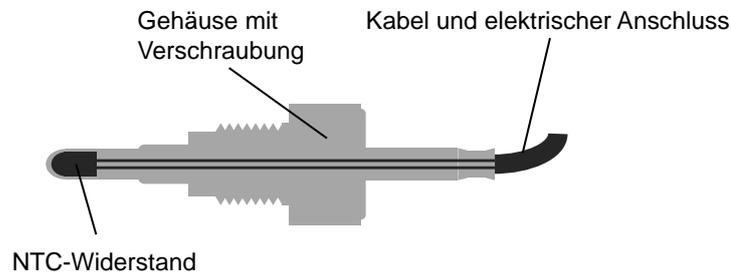


Abbildung 4.11: Schematischer Aufbau eines NTC-Thermistors.

NTC-Thermistoren besitzen eine fallende Widerstandskennlinie über steigender Temperatur. Da eine exakte quantitative Beschreibung der die Temperaturabhängigkeit beeinflussenden Mechanismen nicht möglich ist (BERNHARD, 2004), wird der Zusammenhang zwischen Temperatur T und Widerstand R mittels mathematischer Näherungsfunktionen angegeben. Für Thermistoren ist dies

$$R(T) = R_N e^{B\left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_N}\right)} \quad (4.1)$$

mit den einzusetzenden Werten für die Referenztemperatur T_N sowie dem Nennwert des Widerstands R_N . Mit zwei bei unterschiedlicher Temperatur genommenen Werten für den Widerstand lässt sich die Konstante B ermitteln. Sie beschreibt damit die Temperaturabhängigkeit des Thermistors.

Thermistoren sind fertigungsbedingt Messunsicherheiten unterworfen. Diese werden vom Hersteller als Toleranz des Widerstandsennwerts R_N angegeben (beispielsweise $2 \text{ k}\Omega \pm 5\%$). Zusätzlich kann eine Abweichung der Temperaturabhängigkeit (Konstante B) auftreten. Eine durch das Messprinzip bedingte Fehlerquelle ist die Eigenerwärmung des Sensors durch den Messstrom I . Die daraus resultierende elektrische Leistung P entspricht im stationären Zustand dem an die Umgebung abgegebenen Wärmestrom:

$$P = I^2 R = \frac{U^2}{R} = \frac{(T - T_{\text{Umg}})}{K}. \quad (4.2)$$

Der Eigenerwärmungskoeffizient K beschreibt den thermischen Gesamtwiderstand des Thermistors. Er ist abhängig vom konstruktiven Aufbau des Sensors sowie vom Wärmeübergangskoeffizienten an das zu messende Medium. Der Eigenerwärmungskoeffizient steht dabei in einem regressiven Zusammenhang mit dem Wärmeübergangskoeffizienten.

Eine weitere Quelle für Messunsicherheiten ist die Alterung des NTC-Sensors. Sie verursacht eine Kennlinien-Drift, die aber mit $10 \text{ mK/a} \dots 100 \text{ mK/a}$ nur relativ geringe Temperaturmessfehler verschuldet.

Drucksensoren

Zentrales Bauelement eines automobilen Drucksensors ist eine Membran, deren Werkstoff das Messprinzip des Sensors definiert (Abbildung 4.12). Piezoresistive Sensoren kennzeichnen sich durch eine Widerstandsänderung des Membranmaterials unter Längenänderung, während bei piezokapazitiven Sensoren die als Kondensator angeordnete Membran unter Dehnung eine Kapazitätsänderung erzeugt. Für Anwendungen im motorischen Luftpfad kommen weitestgehend piezoresistive Sensoren zum Einsatz (FLEMING, 2001).

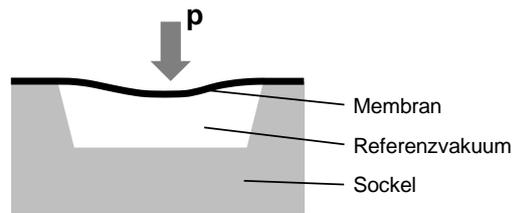


Abbildung 4.12: Funktionsprinzip eines piezoresistiven Drucksensors.

Die Widerstandsänderung ΔR hängt ab von der Proportionalitätskonstante k sowie der Dehnung ε . Bei kristallinen Materialien können sich unterschiedliche Faktoren für longitudinale und transversale Richtung ergeben. Dann lässt sich die Widerstandsänderung mit

$$\frac{\Delta R}{R} = \varepsilon_l k_l + \varepsilon_t k_t \quad (4.3)$$

bestimmen, mit der Dehnung in longitudinaler Richtung $\varepsilon_l = \Delta l / l_l$ und in transversaler Richtung $\varepsilon_t = \Delta l / l_t$. Die Proportionalitätskonstante k ist eine Materialkonstante. Für Drucksensoren kommen meist Halbleitermaterialien wie Silizium zum Einsatz, da sie über eine große Proportionalitätskonstante verfügen (WALLENTOWITZ, REIF, 2006). Mittels Membrangeometrie und -dicke wird der Sensor an seinen Arbeitsbereich angepasst. Durch entsprechende Druckbeaufschlagung der Gegenseite der Membran können Absolut-, Relativ- oder Differenzdrucksensoren dargestellt werden. Die Sensoren verfügen über eine sehr kurze Ansprechzeit von ca. 1ms (ROBERT BOSCH GMBH, 2010a).

Ein Nachteil der piezoresistiven Drucksensoren ist ihre Empfindlichkeit gegenüber temperaturabhängiger Dehnung der Halbleitermembran. Zur Kompensation dieses Einflusses werden sie als Ausführungen mit integriertem Temperatursensor angeboten. Die Messgenauigkeit des Sensors wird durch die Fertigungspräzision der Membran bestimmt.

Lambdasonde

Die Lambdasonde misst den Sauerstoffpartialdruck im Abgas und ermöglicht damit die Bestimmung des Kraftstoff-Luft-Gemisches. Für Anwendungen in stöchiometrisch betriebenen Ottomotoren ist eine Zweipunkt-Lambdasonde oder auch Sprung-Sonde ausreichend. Ihr Messprinzip beruht auf der Nernst-Spannung. Diese entsteht, wenn an den Grenzflächen eines Elektrolyts eine Ionenart in unterschiedlichen Teilchenkonzentrationen c_1 und c_2 vorliegt. In Abhängigkeit der vorherrschenden Temperatur T ergibt sich die Nernst-Spannung ΔU .

$$\Delta U = -\frac{k_B T}{e_0} \ln\left(\frac{c_1}{c_2}\right) \quad (4.4)$$

Die Konzentrationsunterschiede entstehen zwischen dem Motorabgas und der als Referenzgas dienenden Umgebungsluft. Als Elektrolyt wird meist Zirkoniumdioxid (ZrO_2) verwendet. Es wird mit Platinelektroden zur Spannungsabnahme versehen und bildet damit die Konzentrationszelle (Abbildung 4.13).

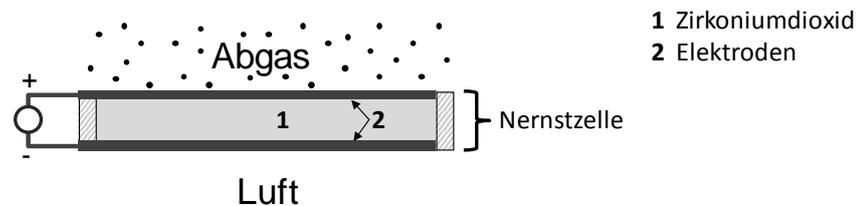


Abbildung 4.13: Funktionsprinzip der planaren Sprung-Lambda-Sonde.

Eine auf Zirkoniumdioxid basierende Sprung-Lambdasonde benötigt mindestens 350°C Betriebstemperatur und ist aus diesem Grund in der Regel elektrisch beheizt. Ihren optimalen Betriebsbereich erreicht sie bei 600°C , wo sie Ansprechzeiten kleiner 50ms aufweist (REIF, 2010).

Zirkoniumdioxid transportiert unter Anlegen einer Spannung Sauerstoffionen. Diese Eigenschaft macht man sich zur Messung des Sauerstoffgehalts in über- ($\lambda > 1$) oder unterstöchiometrisch ($\lambda < 1$) betriebenen Motoren zunutze. Es wird eine weitere Zelle benötigt, die als Sauerstoff-Pump-Zelle betrieben wird (BAUER, 2002). Diese steht über einen Diffusionspalt in Kontakt mit der Konzentrationszelle. Auf der anderen Seite strömt das Abgas (Abbildung 4.14).

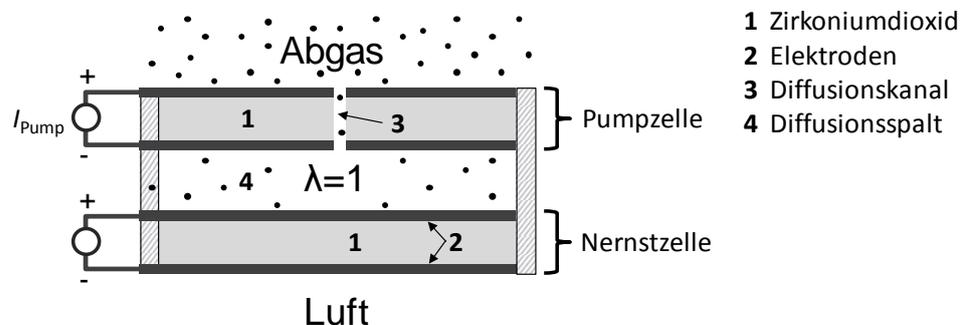


Abbildung 4.14: Funktionsprinzip der Breitband-Lambda-Sonde.

Über den Diffusionskanal erfolgt ein kontinuierlicher Zufluss von Abgas in den Diffusionsspalt. Das poröse Material der Pump-Zelle ermöglicht durch Anlegen einer Spannung den Transport von Sauerstoffionen aus oder in die Diffusionszelle hinein. Mithilfe der Konzentrationszelle wird ständig $\lambda = 1$ im Diffusionsspalt eingeregelt. Der dafür notwendige Pumpstrom stellt die Messgröße dar und ist abhängig von der Sauerstoffkonzentration im Abgas. Messfehler ergeben sich aus der Alterung der Lambdasonde. Sie sind nur mit mittels Referenzmessgasen eindeutig ermittelbar und abhängig von Alter und Einsatzdauer der Sonde. ROBERT BOSCH GMBH, 2001 definiert Abweichungen vom Nominalzustand, die als Grenzen für die Regelfähigkeit betrachtet werden.

Luftmassenmesser

Für die Erfassung des Frischluftmassenstroms werden in Dieselmotoren sogenannte Heißfilm-Anemometer oder Heißfilm-Luftmassenmesser (HFM) eingesetzt. Sie leiten einen Teilstrom der angesaugten Luft über eine Membran auf der zwei, in Strömungsrichtung hintereinander angeordnete, temperaturabhängige Widerstände angebracht sind. Zwischen ihnen ist ein Heizwiderstand verbaut, der die Aufgabe hat, die Membran auf einer konstanten Temperatur zu halten.

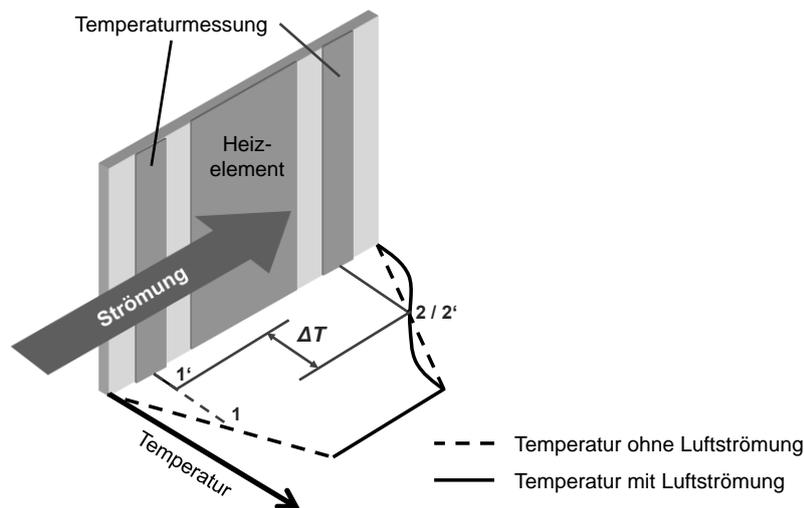


Abbildung 4.15: Messprinzip des Heißfilm-Luftmassenmessers.

Bei ruhender Umgebungsluft messen die beiden Temperaturwiderstände dieselbe Temperatur (Abbildung 4.15). Die Luftströmung bewirkt eine Verschiebung des Temperaturprofils über der Membran, sie kühlt im Bereich des ersten Temperaturwiderstands. Die daraus resultierende Temperaturdifferenz ΔT zwischen den beiden Messstellen ist aufgrund der konvektiven Art der Wärmeübertragung abhängig vom Luftmassenstrom im Saugrohr. Durch den symmetrischen Aufbau ist der Sensor in der Lage Rückströmung zu erfassen. Die Temperaturdifferenz wird von der Auswerteelektronik des Sensormoduls in ein analoges Spannungssignal gewandelt. Mit Hilfe einer im Motorsteuergerät hinterlegten Kennlinie wird dem Spannungssignal ein Luftmassenstrom zugeordnet. Mit der Kennlinie werden Abweichungen durch unterschiedliche Strömungsprofile im Saugrohr bei verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten kompensiert. Aufgrund der dünnen Membranbauweise des Sensors ergeben sich sehr schnelle Ansprechzeiten im Bereich $<10\text{ms}$. Die relative Genauigkeit liegt bei $\Delta \dot{m} / \dot{m} \leq 2\%$ (ROBERT BOSCH GMBH, 2010b).

Zur Einhaltung zukünftiger Emissionsvorschriften gewinnt die Messung von Abgasmassenströmen (z.B. AGR-Massenstrom) zunehmend an Bedeutung. Neuere, seriennahe Entwicklungen propagieren Abgasmassenstromsensoren nach dem Messprinzip der Heißfilmanemometrie (GRIMM et al., 2010). Der Sensor besteht aus einem keramischen Element zur Temperaturmessung und einem zweiten stromabwärts positionierten elektrisch beheizten Keramikelement. Vom beheizten Element fließt ein Wärmestrom in das vorbeiströmende Abgas. Der Abgasmassenstrom kann, bei bekannten Abgas- und Heizelementtemperaturen aus der elektrischen Heizleistung bestimmt werden, die notwendig ist, um das Heizelement auf konstanter Temperatur zu halten.

Aufgrund der größeren thermischen Masse der Keramikelemente hat dieser Abgasmassenstromsensor eine längere Ansprechzeit von $t_{63} = 60\text{ms}$ im Vergleich zum Frischluftmassenstromsensor. Die Genauigkeit wird mit $\Delta\dot{m}/\dot{m} \leq 3\%$ angegeben (GRIMM et al., 2010).

4.3.2 Messfehler

Alle Sensoren unterliegen Messfehlern die Fertigungstoleranzen, Alterung oder Sensordrift geschuldet sein können. Der absolute Messfehler f_{abs} ist dabei definiert als Differenz aus einem fehlerbehafteten Istwert x_i und dem korrekten Sollwert x_s .

$$f_{\text{abs}} = x_i - x_s \quad (4.5)$$

In vielen Fällen wird ein dimensionsloser, auf den Sollwert bezogener Fehler f_r angegeben.

$$f_r = \frac{x_i - x_s}{x_s} \quad (4.6)$$

In der Praxis wird der Messfehler meist bezogen auf den Endwert des Messbereichs x_{MB} eines Sensors. Die Angabe dieses relativen Fehlers f_{rA} erfolgt in Prozent.

$$f_{\text{rA}} = \frac{x_i - x_s}{x_{\text{MB}}} \cdot 100\% \quad (4.7)$$

Es wird unterschieden zwischen systematischen und zufälligen Messfehlern. Systematische Messfehler können statischer oder dynamischer Art sein. Dynamische Messfehler entstehen aus einem nichtidealen zeitlichen Übertragungsverhalten des Sensors. Statische systematische Messfehler können eine Reihe von Ursachen haben. Die wichtigsten sind:

- Linearitätsfehler sind Abweichungen des linearen Zusammenhangs zwischen Ein- und Ausgangssignal.
- Nullpunktfehler bedeuten eine Verschiebung der Kennlinie um einen festen Betrag.
- Empfindlichkeitsfehler ergeben sich aus einer Veränderung der Steigung der Kennlinie.
- Hysteresefehler entstehen bei Auftreten einer Umkehrspanne.
- Rückwirkungsfehler ergeben sich aus der Einwirkung des Messglieds auf das Messsignal.

Systematische Messfehler sind durch mathematische Operationen korrigierbar, sofern Art und Größe der Fehler bekannt sind. Zufällige Messfehler sind einzeln nicht korrigierbar. Sie müssen durch wiederholte Messungen und den Mitteln der Wahrscheinlichkeitsrechnung abgeschätzt werden (z.B. Mittelwertbildung, Standardabweichung).

Weitere Messfehler können durch das Messprinzip selbst entstehen, wie beispielsweise Fehler durch Wärmeleitungs- und -strahlungseffekte bei der Abgastemperaturmessung. Auch die Sensorposition kann Einfluss auf das Messergebnis haben, z.B. bei inhomogen verteilten Temperatur- oder Geschwindigkeitsprofilen in Gasströmungen. Diese Effekte können in manchen Fällen durch Berechnungen korrigiert werden. Die Messfehler haben großen Einfluss auf die Regelgüte der Motorsteuerfunktionen. Sind die Messgrößen Eingang für modellbasierte Funktionen, besteht die Gefahr, dass sich die Fehler durch das Modell fortpflanzen und sich dabei vergrößern. Dieses Phänomen kann eine Sensitivitätsanalyse aufdecken und bewerten (Kapitel 6.3).

5 Modellbildung des Luftpfads

Die Modellierung des Luftpfads für Regelaufgaben stellt hohe Anforderungen an die Genauigkeit der Simulationsergebnisse des Modells. Die Genauigkeit ist dabei als Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit dem echten Phänomen definiert. Das Modell muss in der Lage sein, schnell veränderliche Größen abzubilden. Dies ist beispielsweise die Erhöhung des AGR-Massenstroms bei Öffnen des AGR-Ventils, was innerhalb eines oder weniger Arbeitsspiele geschieht. Genauso müssen aber langsame Zustandsänderungen über viele Arbeitsspiele, beispielsweise das Aufheizen oder Abkühlen der Abgasleitungen bei einem Lastsprung im Modell berücksichtigt werden. Die Ergebnisse eines Teilmodells dienen als Eingangsgrößen für die nachfolgenden Modelle. Fehler pflanzen sich daher durch das Modell fort und können unter ungünstigen Umständen sehr groß werden.

Vorteilhafte Eigenschaften des Luftpfadmodells sind ein transparenter Aufbau sowie eine einfache Abstimmbarkeit mit Messergebnissen vom Motorenprüfstand. Die hohe Transparenz lässt sich durch einen physikalischen Modellansatz erreichen, das heißt, das Modell basiert auf der mathematischen Abbildung physikalischer Gesetzmäßigkeiten, beispielsweise durch Differentialgleichungen oder Erhaltungsgesetze. Man spricht dann von sogenannten parametrischen Modellen (MERKER et al., 2006). Ein solcher Ansatz birgt mehrere Vorteile. Er macht die Berechnungen nachvollziehbar und übertragbar auf andere Anwendungsfälle. Dasselbe Modell kann durch eine Anpassung der Parameter mit vergleichsweise geringem Aufwand auf andere Motoren angewendet werden. Unter dem Begriff Parameter versteht man hierbei Größen, welche über einen abgegrenzten Zeitraum als konstant betrachtet werden. Im Gegensatz zu Konstanten sind Parameter nur für einen definierten Anwendungsfall unveränderlich. Die Parameter lassen sich in Anlehnung an ZAHN, ISERMANN, 2007 in vier Kategorien einteilen (Tabelle 5.1).

Da viele Größen vorgegeben sind, beispielsweise durch Umgebungsbedingungen, Kraftstoffdaten oder geometrische Gegebenheiten, reduziert sich die Anzahl freier Parameter. Diese können mit relativ wenigen Prüfstandsversuchen ermittelt werden. Die Qualität der Simulationsergebnisse steigt mit der Genauigkeit, in der die Parameter bestimmt werden können.

<i>Parameterklasse</i>	<i>Beispiel</i>
Stoffwerte	Wärmekapazität, Heizwert, Dichte
Geometriedaten	Hubraum, Ventildurchmesser, Querschnittsfläche
Startwerte für die Simulation	Initialisierungswerte für Massenströme, Temperaturen, etc.
Thermodynamische und fluiddynamische Kennwerte	Durchflussbeiwerte, Wirkungsgrade, Liefergrade

Tabelle 5.1: Parameterklassifizierung für Motormodelle.

Eine weitere Möglichkeit mathematischer Modellierung ist die Verwendung nichtparametrischer Modelle. Sie basieren auf der Annahme, dass bei ausreichend vorhandenen experimentellen Daten, also bekannten Ein- und Ausgangsgrößen des Systems, eine vollständige Beschreibung des letzteren möglich ist. Vorgänge im Inneren des Systems werden nicht betrachtet. Dieser Modelltyp lässt lediglich Interpolation innerhalb des Datenbereichs zu. Vertreter nichtparametrischer Modelle sind Kennfelder oder Neuronale Netze.

Beide Modellierungsvarianten sind im Motorenbereich etabliert und werden oft in Mischformen eingesetzt (z.B. MEDER et al., 2007, HENDRICKS, SORENSON, 1990).

5.1 Modelle für die echtzeitfähige Motorsimulation

Die Forderung, Simulationsergebnisse als Regelrückkopplung zu verwenden, impliziert die Forderung nach Modellberechnung in Echtzeit, damit Modell und reales System ständig zeitsynchron bleiben. Zum Erreichen genauer Ergebnisse ist eine hohe Modellierungstiefe wünschenswert, was aber in fast allen Fällen einem erhöhten Rechenaufwand gleichkommt. Dies steht im Konflikt mit der Echtzeitforderung, da die Rechenleistung der in der Serie verwendeten Motorsteuergeräte zwar kontinuierlich zunimmt, aber immer noch sehr begrenzt ist.

Die Mindestanforderung an ein Motormodell ist die Erzeugung physikalisch richtiger und widerspruchsfreier Systemantworten auf Eingangssignale. Abgesehen von aufwändigen und rechenintensiven zwei- und dreidimensionalen CFD-Modellen (CHUNG, 2003), die für die Echtzeitanwendung nicht in Frage kommen, gibt es drei Modelltypen, die diese Forderung erfüllen und sich im Motorenbereich für unterschiedliche Anwendungsfälle bewährt haben.

Bei der *Arbeits- oder Kreisprozessrechnung* erfolgt die Betrachtung eines Zylinders als ideal gerührter Behälter. Für ihn wird in jedem Simulationsschritt die Massen- und Energiebilanz aufgestellt und gelöst. Die Schrittweite wird meist in Abhängigkeit des Kurbelwinkels φ angegeben. Die Vorgabe der Wärmefreisetzung erfolgt durch Ersatzbrennverläufe. Zur Lösung der Bilanzgleichungen benötigt man ein Verbrennungsmodell, welches, abhängig vom Konzept der Kraftstoffeinbringung und eventuell notwendigen Berechnungsgrößen für nachgeordnete Modelle, beispielsweise

zur Emissionsberechnung, den Zylinder in eine oder mehrere Zonen unterteilt. Wandwärmemodelle bilden die an die Laufbuchse, Zylinderkopf und Kolben übertragene Wärme ab. Der Luftpfad wird, entsprechend des gewünschten Detaillierungsgrads, mit der nulldimensionalen Füll- und Entleermethode oder einer eindimensionalen Strömungssimulation modelliert (MERKER et al., 2006).

Der *Kennfeldmotor* stellt die einfachste Möglichkeit der Motormodellierung dar. Hier werden Ein- und Ausgangsgrößen mittels experimentell ermittelter Kennfelder in Bezug gesetzt. Da manche Phänomene auf einer Vielzahl von Einflüssen beruhen, müssen mehrdimensionale Kennfelder oder Reihenschaltungen von Kennfeldern eingesetzt werden. Dies führt schnell zu sehr komplexen Gebilden, weshalb die Anzahl der Eingangsgrößen meist gering und die Kennfeldmotoren damit einfach gehalten werden. Sie sind prinzipbedingt nicht in der Lage das dynamische Verhalten eines Motors abzubilden. Aufgrund ihres geringen Rechenaufwands und ihrer Fähigkeit mit einer kleinen Datenbasis auszukommen, fanden sie früher dennoch Anwendung in Motorsteuerungen und anderen Echtzeitanwendungen (GHEORGHIU, 1996).

Mittelwertmodelle (MWM) sind zwischen der Arbeitsprozessrechnung und stark vereinfachenden phänomenologischen Modellen (z.B. Kennfeldmotor) einzuordnen (HENDRICKS, SORENSON, 1990). Die Einordnung kann dabei auf die Genauigkeit der Simulationsergebnisse, den Rechenaufwand und den Detaillierungsgrad bezogen werden. Sie beschreiben die motorischen Vorgänge mithilfe von Differentialgleichungen, wobei alle Zustände zeitlich gemittelt betrachtet werden. Berechnete Größen sind beispielsweise die Motordrehzahl, der Saugrohrdruck oder der Liefergrad. Der Zeitbereich ist dabei geringfügig größer als ein Arbeitspiel und umfasst etwa drei bis fünf Kurbelwellenumdrehungen (JENSEN et al., 1991). Damit ist es möglich, schnell veränderliche Größen exakt zu beschreiben. Bei Phänomenen, die mit rein physikalischen Beziehungen nicht ausreichend beschrieben werden können, kommen empirische Ansätze zum Einsatz. Dabei wird versucht, durch Nutzung der physikalischen und thermodynamischen Grundgesetze abhängige und unabhängige Variablen zu unterscheiden, um die empirischen Ansätze möglichst einfach zu halten (JENSEN et al., 1991).

Mittelwertmodelle sind leicht auf andere Motoren übertragbar, ihre Komplexität und Detaillierungstiefe können der Anwendung angepasst werden (HENDRICKS, SORENSON, 1991). Sie sind jedoch nicht in der Lage Zylinder einzeln zu betrachten, alle Massenströme sind homogen und besitzen nur eine Phase. Mittelwertmodelle können für regelungstechnische Anwendungen genutzt werden, beispielsweise für die Analyse verbrennungsmotorischer Regelaufgaben oder in modellbasierten Motorsteuerungssystemen (GUZZELLA, AMSTUTZ, 1998, FONS et al., 1999).

5.2 Mittelwertmodell für den dieselmotorischen Luftpfad

Für die Anwendung auf dem Motorsteuergerät wird das Mittelwertmodell ausgewählt. Die Arbeitsprozessrechnung kann auf heutigen Steuergeräten nicht in ausreichend kleiner Zeitschrittweite in Echtzeit berechnet werden. Der Kennfeldmotor hat Nachteile bei der Übertragbarkeit auf andere Motoren und in der Berechnung von Zustandsgrößen bei denen das dynamische Verhalten nicht vernachlässigt werden kann. Zudem beschränkt sich die Gültigkeit auf den vermessenen Kennfeldbe-

reich, Extrapolation ist nicht möglich. Das Mittelwertmodell hingegen bietet einen guten Kompromiss aus Genauigkeit und Rechenaufwand und ist in der Lage, den gesamten stationären und dynamischen Betriebsbereich mit ausreichender Exaktheit abzubilden (CANOVA et al., 2005). Es ist geeignet für regelungstechnische Anwendungen (KARLSSON, FREDRIKSSON, 1998). Das Modell berechnet die charakteristischen Zustandsgrößen des Gaspfades, namentlich Temperatur, Druck, Massenstrom und Luftverhältnis. Die Berechnung erfolgt an diskreten Orten, beispielsweise nach Verdichter, im Sammler oder im Abgaskrümmen.

5.2.1 Versuchsaggregat und Messstellenbezeichnung

Modelliert wird ein Common-Rail Dieselmotor moderner Bauart mit Abgaseinstufung nach Euro 4. Der Motor verfügt über einen Turbolader mit variabler Turbinengeometrie und Ladeluftkühlung. Zur Emissionsminderung sind ein gekühltes Abgasrückführungssystem sowie ein Partikelfilter installiert. Wichtige Motordaten sind in Tabelle 5.2 gegeben.

Bauart	6-Zylinder Reihenmotor
Hubraum	2993 cm ³
Bohrung	84 mm
Hub	90 mm
Verdichtungsverhältnis	1:17
Nennleistung	170 kW bei 4000 U/min
Max. Drehmoment	500 Nm bei 2000 U/min

Tabelle 5.2: Wichtige Kenngrößen des Versuchsaggregats.

Zur eindeutigen Zuordnung der Mess- und Simulationsgrößen wird eine Nomenklatur eingeführt (Abbildung 5.1). Sie lehnt sich an die gängigen Bezeichnungen für einen turbogeladenen Motor an, die die Positionen vor Verdichter (1), vor Zylinder (2), nach Zylinder (3) und nach Turbine (4) mit den in den Klammern genannten Ziffern angibt (z.B. WACHTMEISTER, 2006). Dieses System wird um eine zweite Ziffer erweitert um genauere Positionen benennen zu können wie beispielsweise „nach Ladeluftkühler“ oder „vor AGR-Ventil“. Die Zahlen finden sich in den Indizes der Prozessgrößen wieder. So bezeichnet etwa „ p_{21} “ den Druck nach Ladeluftkühler oder „ T_{22} “ die Temperatur im Luftsammler.

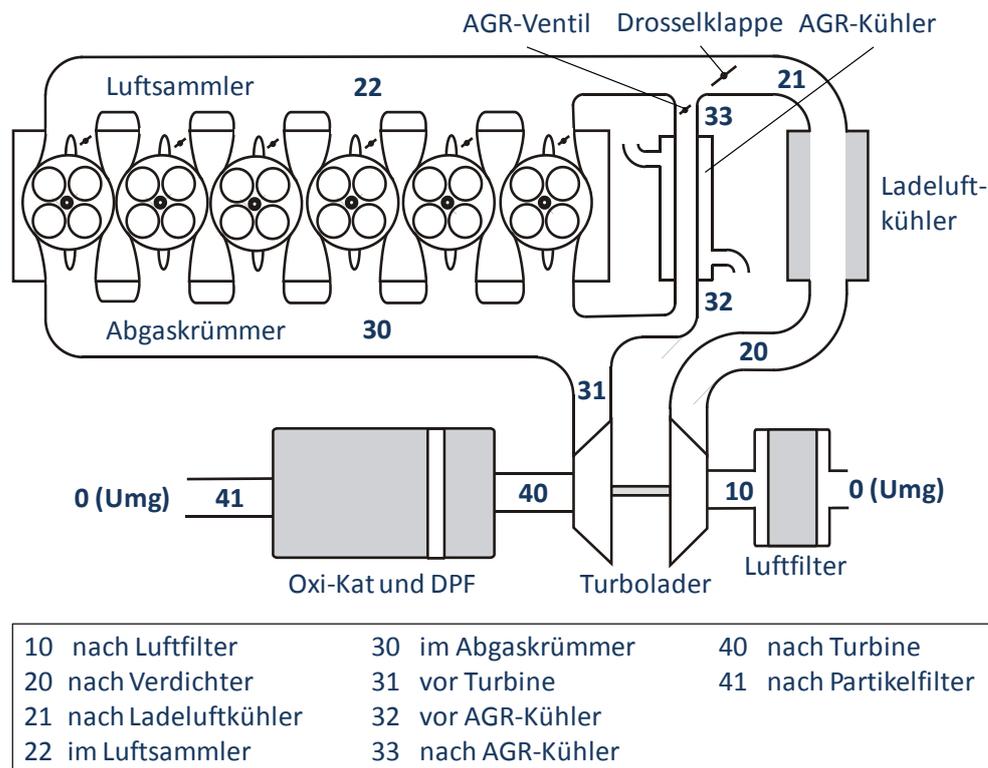


Abbildung 5.1: Schematischer Aufbau des Motorluftpfads mit Positionsbezeichnungen.

5.2.2 Modellaufbau

Die Struktur des Luftpfadmodells gibt den Motoraufbau wieder, um so eine hohe Transparenz und Nachvollziehbarkeit zu gewährleisten. Es ist daher modular aufgebaut, wobei die einzelnen Bausteine den Motorkomponenten entsprechen. Sie können damit leicht ausgetauscht werden um beispielsweise das Modell auf andere Motoren anzupassen. Zwischen den einzelnen Modulen werden die Signale von Temperatur, Druck, Massenstrom und Lambda übergeben. Sie sind zum Zweck der Übersichtlichkeit zu einer Linie zusammengefasst. Die Modellierung erfolgt in Simulink (THE MATHWORKS INC., 2010), was mit seiner hierarchischen, graphischen Programmieroberfläche und den integrierten Solvern ein geeignetes Werkzeug für diese Aufgabenstellung darstellt. Abbildung 5.2 zeigt das in Simulink umgesetzte Luftpfadmodell.

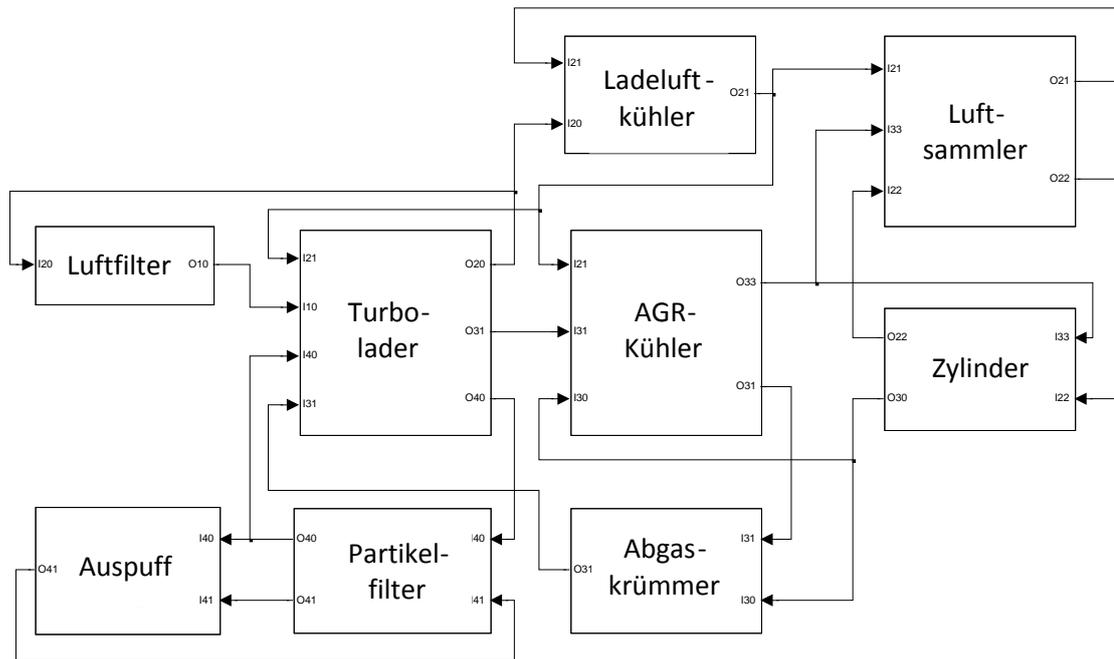


Abbildung 5.2: Abbildung des in Simulink implementierten Luftpfadmodells.

In den folgenden Kapiteln werden die Modelle und Teilmodelle der einzelnen Module beschrieben. Jedes Modul erhält die für seine Berechnung notwendigen Zustandsgrößen als Eingang und gibt die berechneten Ausgangsgrößen an die nachfolgenden Modelle weiter. Einige Größen erfahren keine Veränderung in den Modulen. So wird beispielsweise ein möglicher Druckabfall im Abgaskrümmer vernachlässigt. Die entsprechende Größe p_{30} wird in diesem Fall lediglich durchgeschleift und dabei in p_{31} umbenannt.

5.3 Zylindermodul

Im Zylindermodul wird der aktuelle Luftmassenstrom durch die Zylinder sowie die Abgastemperatur berechnet. Beide Größen werden gemittelt über alle Zylinder betrachtet. Eine differenzierte Untersuchung von zylinderindividuellen Phänomenen wie beispielsweise Ungleichverteilungen der AGR-Menge sind damit prinzipbedingt nicht möglich.

5.3.1 Zylindermassenstrom

Der theoretische Massenstrom durch die Zylinder kann unter der Annahme einer idealen Zylinderfüllung sowie dem Hubvolumen V_h und der Motordrehzahl n berechnet werden. Die ideale Füllung geht davon aus, dass nach Schließen des Einlassventils der Zylinder vollständig mit Gas der Zusammensetzung und Dichte des Gases im Sammler gefüllt ist.

$$\dot{m}_{EV} = \frac{nV_h \lambda_a p_{22}}{2R_{22}T_{22}} \quad (5.1)$$

Da diese Annahme den tatsächlichen Luftmassenstrom \dot{m}_{EV} nur ungenügend wiedergibt, wird ein Korrekturfaktor, der sogenannte Luftaufwand λ_a , eingeführt. Er korrigiert Einflüsse durch gasdynamische Effekte, Erwärmungsvorgänge und Strömungsverluste an den Ventilen. Der Luftaufwand wird mittels eines Polynomansatzes $\lambda_a = f(n, p_{22})$ in Abhängigkeit des Ladedrucks und der Drehzahl angenähert.

$$\lambda_a = c_1 \sqrt{p_{22}} + c_2 \sqrt{n} + c_3 \quad (5.2)$$

Die Koeffizienten $c_{1..3}$ werden mit Regressionsmethoden aus Messdaten ermittelt. Der Druck im Sammler p_{22} entspricht näherungsweise dem vom Turbolader erzeugten Ladedruck, die spezifische Gaskonstante R_{22} sowie die Ladelufttemperatur T_{22} werden von der rückgeführten Abgasmenge beeinflusst.

5.3.2 Abgastemperatur

Die Modellierung der Abgastemperatur stellt ein wesentliches Problem der Mittelwertmodelle dar. Da dieser Modelltyp Vorgänge im Zylinder nicht betrachtet, können keine physikalischen Zusammenhänge für Zylinderphänomene wie Wandwärmeverluste, Drall oder Einspritzzeitpunkt hergestellt werden. Jedoch spielt die Abgastemperatur im Modell eine wichtige Rolle, da sie ein Teil der thermodynamischen Zustandsgröße Abgasenthalpie ist. Die Enthalpie ist das Maß für die Abgasenergie, welche vom Turbolader zur Verdichtung der Ladeluft in mechanische Arbeit umgewandelt wird. Der Enthalpiestrom aus den Zylindern wird berechnet wie folgt:

$$\dot{H}_{30} = \dot{m}_{30} c_{30} T_{30} \quad (5.3)$$

mit dem Abgasmassenstrom \dot{m}_{30}

$$\dot{m}_{30} = \dot{m}_{22} + \dot{m}_{\text{Kraftstoff}} \quad (5.4)$$

Der Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}_{\text{Kraftstoff}}$ wird als bekannte Größe vorausgesetzt.

Aus den genannten Gründen muss die Abgastemperatur T_{30} mittels eines empirischen Modells bestimmt werden. Vorschläge für Abgastemperaturmodelle finden sich in ERIKSSON, 2002 und SKOGTJÄRN, 2002. In ERIKSSON, 2002 wird die Zylinderaustrittstemperatur für einen Ottomotor mit einem einfachen linearen Zusammenhang errechnet und den Eingangsgrößen Zylindereintrittstemperatur und zugeführtem Gemischmassenstrom. SKOGTJÄRN, 2002 nutzt einen physikalischen Ansatz und modelliert die Abgastemperatur eines Dieselmotors der oben genannten Konfiguration mithilfe des idealen Vergleichsprozesses für Dieselmotoren, dem Seiliger-Grenzdruckprozess. Er vernachlässigt dabei die Wandwärmeverluste im Zylinder. Die Abgastemperatur wird aus der isentropen Expansion berechnet (Austritt des Gases durch das Auslassventil). Die mittlere Zylinderaustrittstemperatur wird näherungsweise gleich der Temperatur am Ende des Expansionsvorgangs angenommen und damit zu niedrig berechnet. Dies kompensiert die Vernachlässigung der Wandwärmeverluste teilweise. Zusammen mit der Abstimmung des Modells mit einem von vier Messgrößen abhängenden Parameter werden gute Simulationsergebnisse erreicht, ein echter physikalischer Zusammenhang geht hierdurch jedoch verloren.

Aus Mangel an geeigneten existierenden Abgastemperaturmodellen wird diese Größe mittels eines kennfeldbasierten Ansatzes in Anlehnung an ALLMENDINGER, 2002 modelliert. Auch dieser Ansatz vernachlässigt wesentliche Faktoren und physikalische Zusammenhänge, stellt aber einen guten Kompromiss aus Genauigkeit und Modellierungsaufwand dar. Die Grundlage bildet die Bilanz der Energieströme in und aus dem Zylinder sowie der mechanischen Leistung.

$$\dot{E}_{\text{Ladeluft}} + \dot{E}_{\text{Kraftstoff}} = \dot{E}_{\text{Abgas}} + \dot{E}_{\text{Wandwärme}} + \dot{E}_{\text{Blowby}} + P_{\text{mechanisch}} \quad (5.5)$$

Es wird die Annahme getroffen, dass sich die durch den Kraftstoff eingebrachte Energie anteilig auf die abgehenden Energieströme aufteilt. Der Anteil des abgehenden Energiestroms über die Auslassventile wird durch einen Faktor $c = f(n, \dot{m}_{\text{Kraftstoff}}, \dot{m}_{33})$ bestimmt. Die Abgastemperatur berechnet sich dann nach folgendem Zusammenhang:

$$T_{30} = \frac{\dot{m}_{22} c_{22} T_{22} + \dot{m}_{\text{Kraftstoff}} H_u c(n, \dot{m}_{\text{Kraftstoff}}, \dot{m}_{33})}{c_{30} \dot{m}_{30}} \quad (5.6)$$

Der Faktor c wird im Modell in Form zweier Kennfelder in Abhängigkeit des Betriebspunkts hinterlegt. Der Betrieb mit Abgasrückführung erfordert ein zweites Kennfeld mit gleichen Eingangsgrößen, da die rückgeführte Abgasmenge signifikanten Einfluss auf die Abgastemperatur hat.

5.4 Aufladung

Die Aufladegruppe des Motors besteht aus einem Abgasturbolader und einem Ladeluftkühler. Ein Radialverdichter komprimiert die angesaugte Luft. Er wird über eine Welle von einer Radialturbine mit verstellbaren Leitschaufeln angetrieben. Die Erwärmung der Ladeluft infolge der Verdichtung wird zumindest teilweise mittels eines nachgeschalteten Ladeluftkühlers kompensiert.

5.4.1 Abgasturbolader

Die Modellbildung des Turboladers basiert auf Verdichter- und Turbinenkennfeldern, die vom Hersteller auf entsprechenden Komponentenprüfständen ermittelt wurden. Vermessen werden die Kennfelder unter konstanten Bedingungen bei stationären Betriebspunkten. Die Übertragung auf den Motor stellt damit eine starke Abweichung von den Zuständen bei der Kennfeldvermessung dar. Aufgrund der Beaufschlagung des Laders mit pulsierenden Drücken und Massenströmen sowie großen Temperatur-, Druck- und Massenstromschwankungen im dynamischen Motorbetrieb, müssen die Turboladerkennfelder in weiten Bereichen extrapoliert werden. Dabei werden auch Annahmen getroffen, die nicht durch Messungen untermauert werden können bzw. ausschließlich der stabilen Simulation dienen.

Verdichter

Bei der Verdichtersimulation sind zwei Varianten möglich (SORENSEN et al., 2005). Der Verdichtermassenstrom \dot{m}_V kann als Funktion des Druckverhältnisses π_V und der Turboladerdrehzahl n_{ATL}

ausgedrückt werden. Alternativ kann die Berechnung des Druckverhältnisses in Abhängigkeit von Verdichtermassenstrom und Turboladerdrehzahl erfolgen.

$$\dot{m}_V = f(\pi_V, n_{ATL}) \quad (5.7)$$

$$\pi_V = f(\dot{m}_V, n_{ATL}) \quad (5.8)$$

Es wird die zweite Variante gewählt, da der Verdichtermassenstrom \dot{m}_V mit guter Genauigkeit aus dem Motorschluckverhalten ermittelt werden kann (Gleichung (5.1)). Zudem ergibt sich für die erste Variante eine große Empfindlichkeit des berechneten Verdichtermassenstroms auf fehlerbehaftete Eingangsgrößen in Kennfeldbereichen, in denen die Isolinien der Turboladerdrehzahl nahezu horizontal verlaufen, (MORAAL, KOLMANOVSKY, 1999).

Die Werte für das Druckverhältnis über den Verdichter π_V werden einem Kennfeld entnommen mit den Eingangsgrößen der jeweils normierten Größen für Turboladerdrehzahl $n_{ATL_{bez}}$ und Verdichtermassenstrom \dot{m}_{bez} . Aus einem zweiten Kennfeld wird der Verdichterwirkungsgrad

$$\eta_V = f(\dot{m}_V, n_{ATL}) \quad (5.9)$$

bestimmt. Auch hier werden die Eingangsgrößen auf Normbedingungen bezogen. Die Normierung erfolgt auf standardisierte Umgebungsbedingungen, um die Kennfelder auch bei geänderten Umgebungsverhältnissen anwenden zu können.

$$\dot{m}_{bez} = \dot{m} \frac{\sqrt{T}}{p} \frac{p_{bez}}{\sqrt{T_{bez}}} \quad (5.10)$$

$$n_{bez} = n_{ATL_{bez}} \frac{\sqrt{T_{bez}}}{\sqrt{T}} \quad (5.11)$$

mit $T_{bez} = 288 \text{ K}$ und $p_{bez} = 101325 \text{ Pa}$ bei Anwendung der Normbedingungen nach NORMENSTELLE LUFTFAHRT IM DIN DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V., 1979.

Das für den Verdichterantrieb benötigte Moment ergibt sich aus der Beziehung für die Verdichterleistung (z.B. MERKER et al., 2006). Es berechnet sich aus der Turboladerwinkelgeschwindigkeit ω_{ATL} , dem Verdichtermassenstrom \dot{m}_V , dem Verdichterwirkungsgrad $\eta_{ges,V}$ und dem Druckverhältnis über den Verdichter $\pi_V = p_{20}/p_{10}$. Weiterhin fließen die Gastemperatur vor Verdichter T_{10} sowie die spezifische Gaskonstante R_V und der Isentropenexponent κ_V ein.

$$M_V = \frac{1}{\omega_{ATL}} \dot{m}_V \frac{\kappa_{10}}{\kappa_{10} - 1} R_{10} T_{10} \frac{1}{\eta_{ges,V}} \left(\pi_V^{\frac{\kappa_{10}-1}{\kappa_{10}}} - 1 \right) \quad (5.12)$$

Die Verdichteraustrittstemperatur ist eine Funktion des Verdichterwirkungsgrads und des Verdichterdrukverhältnisses (Herleitung z.B. in MORAAL, KOLMANOVSKY, 1999).

$$T_{20} = T_{10} \left(1 + \frac{1}{\eta_{ges,V}} \left(\pi_V^{\frac{\kappa_{10}-1}{\kappa_{10}}} - 1 \right) \right) \quad (5.13)$$

Druckverhältnis und Wirkungsgrad werden am Turboladerprüfstand ermittelt und in Kennfeldern in Abhängigkeit der bezogenen Werte für Turboladerdrehzahl und Verdichtermassenstrom hinterlegt.

Schwierigkeiten stellen die Randbereiche der Kennfelder dar, wo keine Messdaten vorliegen. Da jedoch im dynamischen Motorbetrieb große Anteile der angefahrenen Betriebspunkte außerhalb des vermessenen Kennfeldbereichs liegen, werden geeignete Extrapolationsmethoden benötigt.

Die Simulation verlangt nach glatten Kennfeldern, um große Gradienten und damit Approximationsfehler bei der Simulation zu vermeiden. Die gemessenen und extrapolierten Punkte müssen daher zu einem stetigen Kennfeld zusammengefügt werden. Dafür wird ein Werkzeug verwendet, welches sich bildlich mit einer dünnen flexiblen Platte vergleichen lässt, die mit den Datenpunkten mittels Federn verbunden ist (D'ERRICO, 2006). Die Steifigkeit der Platte und die Federkonstanten sind vom Nutzer einstellbar. Damit kann der Kompromiss gewählt werden zwischen hoher Übereinstimmung von Daten und Fläche (große Gradienten) und Glattheit der Fläche (kleine Gradienten). Die Funktion liefert glatte Verläufe für extrapolierte Kennfeldbereiche ohne unerwartete Oszillationen am Rand.

Verdichterwirkungsgrad

Der Verdichterwirkungsgrad zeigt einen parabolischen Verlauf mit einem Maximum im Bereich der Winkelhalbierenden von Ordinate und Abszisse. Der Extrapolation des Kennfeldes erfolgt mit der Methode von D'ERRICO, 2006. Dazu werden die Kennfeldgrenzen bei null Drehzahl bzw. Massenstrom als Geraden aus Datenpunkten definiert (Abbildung 5.3). Die Lage und Steigung der Geraden sind Parameter für die Abstimmung mit Messungen.

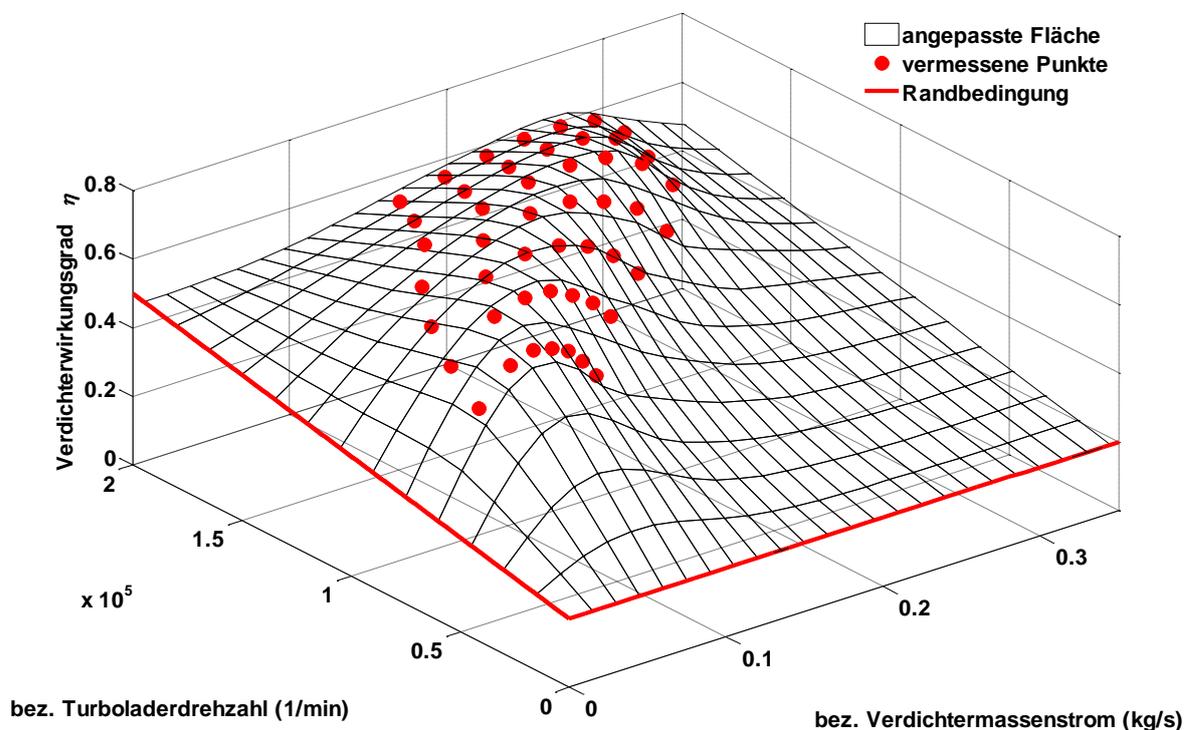


Abbildung 5.3: Wirkunggradkennfeld des simulierten Verdichters.

Verdichterdruckverhältnis

Auch das Kennfeld des Verdichterdruckverhältnisses erfordert Methoden um den Datenbereich über die vorhandene Messdatenbasis hinaus zu erweitern. Einige Vorschläge dazu finden sich in MO-RAAL, KOLMANOVSKY, 1999 sowie MERKER et al., 2006.

Die Kennfeldbegrenzung bei Verdichterstillstand bildet die Nulldrehzahllinie. Im Leerlauf oder Schubetrieb kann ein Verdichterdruckverhältnis $\pi_V < 1$ auftreten. Das von der Turbine erzeugte Moment ist dann zu gering, um dem Verdichter genügend Leistung zur Förderung des vom Motor benötigten Luftmassenstroms zur Verfügung zu stellen (MERKER, SCHWARZ, 2001). Der Verdichter wirkt dann als Drosselstelle und kann in der Simulation als ebensolche behandelt werden.

Die Extrapolation des Kennfelds zu hohen bzw. keinem geförderten Massenstrom erfolgt mit einer Methode nach JENSEN et al., 1991. Sie nähert die vermessenen Punkte mithilfe des folgenden Zusammenhangs an:

$$\pi_V = \left(\frac{\frac{1}{2} U_V^2 \Psi}{c_{10} T_{10}} + 1 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}. \quad (5.14)$$

Dabei ist U_V die Geschwindigkeit der Verdichterblätter am äußeren Durchmesser und Ψ ein dimensionsloser Parameter der bestimmt wird durch

$$\Psi = \frac{c_1 + c_2 \Phi}{c_3 - \Phi}, \quad c_i = c_{i1} + c_{i2} Ma, \quad i = 1, 2, 3 \quad (5.15)$$

mit dem normierten Verdichtermassenstrom Ψ und der Mach-Zahl Ma am Verdichtereinlass:

$$\Psi = \frac{\dot{m}_V}{\rho \frac{\pi}{4} D_V^2 U_V}. \quad (5.16)$$

Die Parameter $c_1 \dots c_3$ werden durch Anpassung an die Messdaten vom Turboladerprüfstand ermittelt. Für die Vervollständigung des Druckverhältniskennfelds werden nur die errechneten Punkte bei $\dot{m}_V = 0$ und $\pi_V = 1$ verwendet. Zusätzlich werden diese Punkte bei einer weiteren Drehzahl ermittelt, um die Lücke zwischen den Messdaten und der Nulldrehzahllinie zu schließen (Abbildung 5.4).

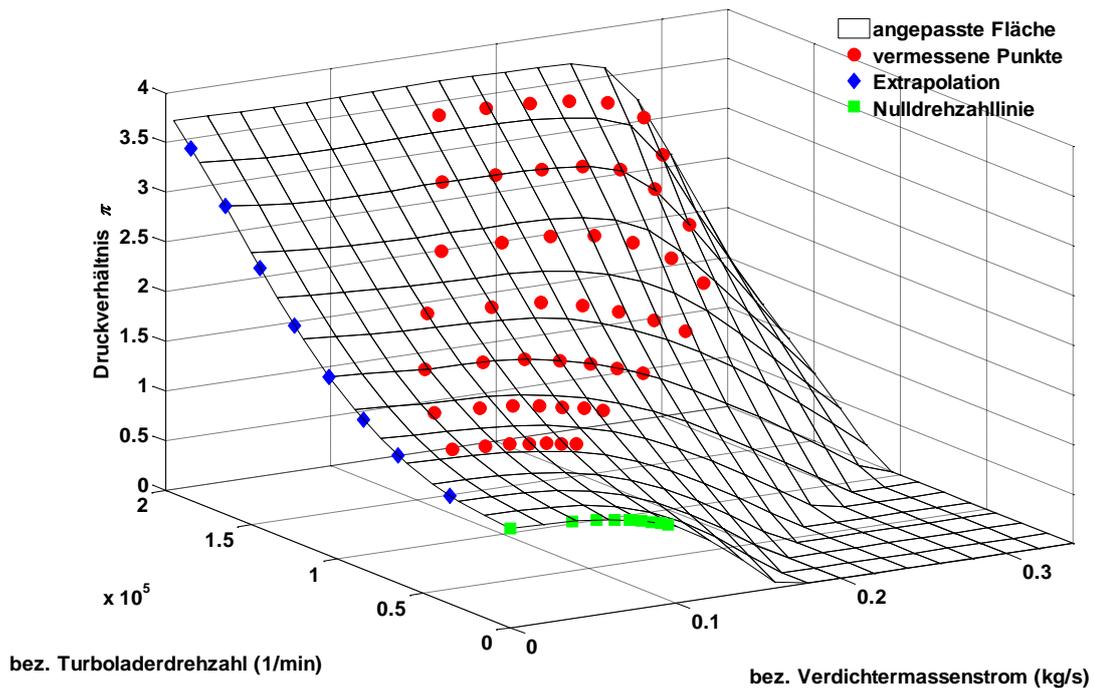


Abbildung 5.4: Druckverhältniskennfeld des simulierten Verdichters.

Turbine

Die verbaute Turbine verfügt über verstellbare Leitschaufeln. Eine Beschreibung ihres Verhaltens mit zwei Kennfeldern (analog zum Verdichter) liefert unzureichende Simulationsergebnisse. Der Hersteller stellt daher Daten vom Turboladerprüfstand für unterschiedliche diskrete Leitschaufelstellungen zur Verfügung. Für die Zwischenstellungen liegen keine Daten vor, hier muss interpoliert werden. Die Herstellerdaten müssen in eine Form gebracht werden, die eine gesicherte Extrapolation zulässt. Vorschläge hierfür finden sich beispielsweise in MORAAL, KOLMANOVSKY, 1999 oder MERKER et al., 2006. Ein Problem stellt häufig der sehr kleine vermessene Kennfeldbereich dar, der eine sichere Extrapolation beträchtlich erschwert. Die zur Verfügung stehenden Eingangsgrößen müssen daher so kombiniert werden, dass sich die vorhandenen Daten über einen möglichst weiten Kennfeldbereich verteilen und eine Tendenz in ihrem Verlauf erkennen lassen. Für die gegebene Turbine erfüllen folgende, in Kennfeldern hinterlegte Zusammenhänge diese Bedingungen:

$$\eta_T = f\left(\frac{u}{c_0}, n_{ATL_{bez}}, TV_{VTG}\right) \quad (5.17)$$

$$\pi_T = f\left(\eta_T, n_{ATL_{bez}}, TV_{VTG}\right). \quad (5.18)$$

Um die am Prüfstand bei konstanten Bedingungen erzielten Messergebnisse auch auf die variierenden Verhältnisse im Motor anwendbar zu machen, wird die bezogene Größe $n_{ATL_{bez}}$ eingeführt.

$$n_{ATL_{bez}} = \frac{n_{ATL}}{\sqrt{T_{31}/T_0}}, \quad T_0 = 288 \text{ K} \quad (5.19)$$

Die Laufzahl u/c_0 ist eine charakteristische Größe der Turbine. Sie berechnet sich aus dem Quotient der Umfangsgeschwindigkeit des Turbinenlaufrads und der theoretischen Strömungsgeschwindigkeit durch die Turbine.

$$\frac{u}{c_0} = \frac{\frac{\pi D_m}{60} \frac{n}{\sqrt{T_{31}}}}{\sqrt{\frac{2\kappa R}{\kappa-1}} \sqrt{1 - \pi^{-\frac{\kappa-1}{\kappa}}}} \quad (5.20)$$

In Analogie zum Verdichter berechnet sich das Turbinenmoment aus der Turboladerwinkelgeschwindigkeit ω_{ATL} , dem Verdichtermassenstrom \dot{m}_T , dem isentropen Verdichterwirkungsgrad $\eta_{ges,T}$ sowie dem Druckverhältnis über die Turbine $\pi_T = p_{31}/p_{40}$. Weiterhin fließen die Gastemperatur vor Turbine T_{31} sowie die spezifische Gaskonstante R_{30} und der Isentropenexponent κ_{31} ein:

$$M_T = \frac{1}{\omega_{ATL}} \dot{m}_T \frac{\kappa_{31}}{\kappa_{31} - 1} R_{30} T_{31} \eta_{ges,T} \left(1 - \pi_T^{-\frac{\kappa_{31}-1}{\kappa_{31}}} \right). \quad (5.21)$$

Die Turbinenaustrittstemperatur ist eine Funktion des Turbinenwirkungsgrads und des Turbinendruckverhältnisses.

$$T_{40} = T_{31} \left(1 - \eta_{ges,T} \left(1 - \pi_T^{-\frac{\kappa_{31}-1}{\kappa_{31}}} \right) \right) \quad (5.22)$$

Turbinenwirkungsgrad

Die Kennfelder des Turbinenwirkungsgrads sind in Abbildung 5.5 gegeben. Sie sind dargestellt als Kennlinien konstanter Turboladerdrehzahl und aufgetragen über der Laufzahl und den diskreten Leitschaufelstellungen offen (3), geschlossen (1) sowie der Mittelstellung (2). Die Werte für Zwischenstellungen werden durch lineare Interpolation ermittelt. Die Kennfelder sind begrenzt durch $\eta_T = 0$ bei $u/c_0 = 0$ sowie einer Geraden am Laufzahlmaximum deren Lage und Steigung Parameter für die Abstimmung mit Messdaten sind (ohne Abbildung).

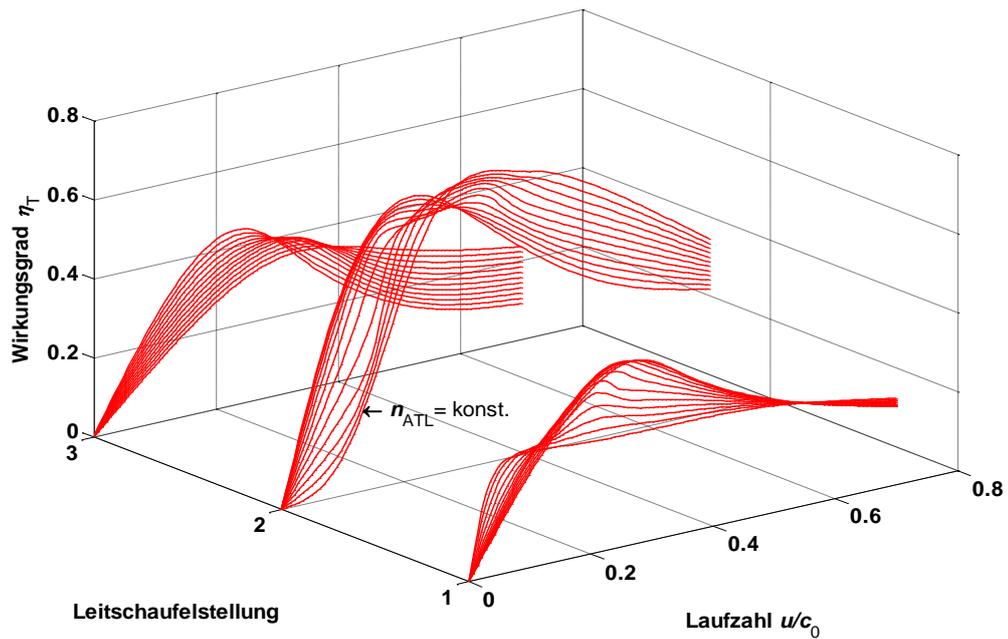


Abbildung 5.5: Kennlinien konstanter Drehzahl des Turbinenwirkungsgrads für unterschiedliche Leitschaufelstellungen.

Turbinendruckverhältnis

Abbildung 5.6 zeigt die Kennfelder des Turbinendruckverhältnisses für die Leitschaufelstellungen an denen Messwerte durch den Turboladerhersteller gegeben sind. Auch hier muss linear interpoliert werden um die Zwischenstellungen zu berechnen. Die Kennfelder werden begrenzt durch $\pi_T(n_{ATL_{bez}} = 0) = 1$ und $\pi_T(u/c_0 = 0) = 1$.

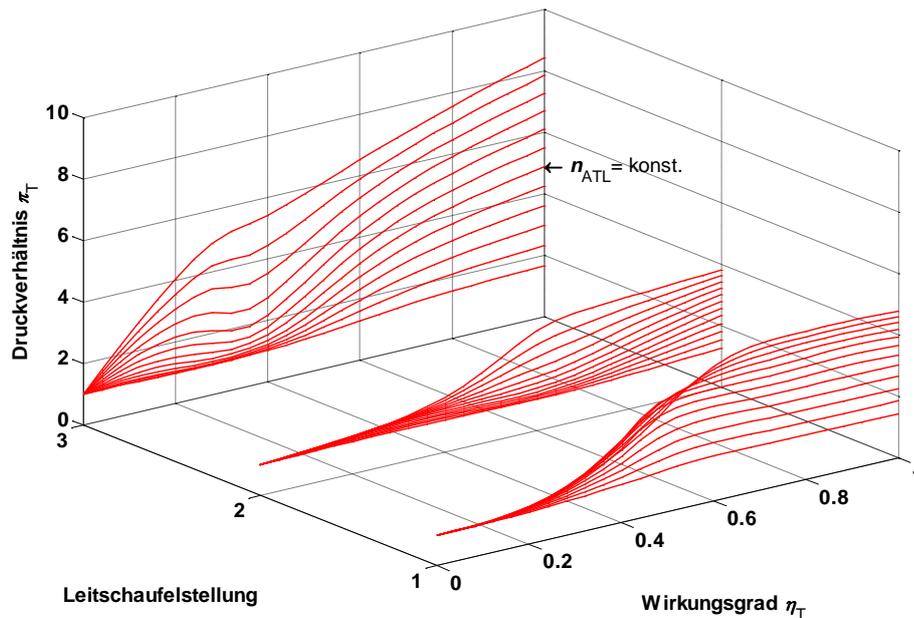


Abbildung 5.6: Kennlinien konstanter Drehzahl des Turbinendruckverhältnisses für unterschiedliche Leitschaufelstellungen.

Berechnung der Turboladerdrehzahl

Das dynamische Verhalten des Turboladers wird mittels der Drehimpulserhaltung („Drallsatz“) dargestellt. Der Quotient der Summe der an der Welle angreifenden Momente M und des konstanten Trägheitsmomentes des Turboladers θ_{ATL} ergibt die zeitabhängige Änderung der Winkelgeschwindigkeit ω .

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M_T - M_V - M_R}{\theta_{ATL}} \quad (5.23)$$

Im stationären Motorbetrieb stellt sich ein Gleichgewicht zwischen Verdichter- und Turbinenmoment ein. Das Reibmoment M_R wird im Modell im Turbinenwirkungsgrad berücksichtigt.

5.4.2 Ladeluftkühler

Der Ladeluftkühler dient zur Kühlung der durch die Verdichtung erwärmten Luft, um die Ladungsmasse der Zylinder zu erhöhen. Er ist als Luft-Luftkühler ausgeführt, wobei sich die Luftströme rechtwinklig kreuzen. Für die vorliegende Anwendung ist eine quasistationäre Betrachtung des Kühlers hinreichend. Die Wärmedurchgangszahl k_{LLK} wird mithilfe eines empirischen Ansatzes in Abhängigkeit der Einspritzmenge $\dot{m}_{\text{Kraftstoff}}$, der Motordrehzahl n sowie des Frischluftmassenstroms \dot{m}_{20} modelliert.

$$k_{LLK} = \sqrt{c_{LLK1} \cdot \dot{m}_{\text{Kraftstoff}}} + c_{LLK2} \cdot n + c_{LLK3} \cdot \dot{m}_{20} \quad (5.24)$$

Die Konstanten $c_{LLK1,3}$ werden mit Daten aus stationären Messungen bestimmt. Der Wärmekapazitätsstrom der Ladeluft \dot{C}_{20} berechnet sich mit dem bekannten Frischluftmassenstrom \dot{m}_{20} und der konstanten Wärmekapazität der Frischluft $c_{p,\text{Luft}} = 1005 \text{ J/kgK}$ zu

$$\dot{C}_{20} = \dot{m}_{20} c_{p,\text{Luft}} \quad (5.25)$$

Es wird angenommen, dass der Ladeluftkühler an der Fahrzeugfront montiert ist und die Geschwindigkeit der anströmenden Luft der Fahrzeuggeschwindigkeit v_{FZG} entspricht. Mit der angeströmten Fläche des Ladeluftkühlers A_{LLK_AN} sowie den Konstanten $c_{p,\text{Luft}} = 1005 \text{ J/kgK}$ und $\rho_{\text{Luft}} = 1.2 \text{ kg/m}^3$ ergibt sich der Kühlluftwärmekapazitätsstrom \dot{C}_{KL} :

$$\dot{C}_{KL} = v_{FZG} A_{LLK_AN} \rho_{\text{Luft}} c_{p,\text{Luft}} \quad (5.26)$$

Für die Berechnung des Kühlerwirkungsgrads wird das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme

$$\dot{C}_r = \frac{\dot{C}_{\min}}{\dot{C}_{\max}} \quad (5.27)$$

benötigt. Da die Kapazitätsströme motorbetriebspunkt- bzw. fahrgeschwindigkeitsabhängig sind und der kleinere (\dot{C}_{\min}) bzw. größere Strom (\dot{C}_{\max}) damit nicht festgelegt ist, muss für ihr Verhältnis \dot{C}_r eine Fallunterscheidung vorgenommen werden.

Auch bei der Berechnung der dimensionslosen Übertragungsfähigkeit N_{LLK} mit der Wärmedurchgangszahl k_{LLK} und der wärmeübertragenden Fläche $A_{LLK_WÜ}$ muss der jeweils kleinere der beiden Wärmekapazitätsströme eingesetzt werden.

$$N_{\text{LLK}} = \frac{k_{\text{LLK}} A_{\text{LLK_WÜ}}}{\dot{C}_{\text{min}}} \quad (5.28)$$

Der Ladeluftkühler wird als einseitig quergemischter Kreuzstromkühler modelliert. Damit wird angenommen, dass die Ladelufttemperatur über den Kühlerquerschnitt konstant ist. Aufgrund der geringen räumlichen Tiefe des Kühlers führt diese Annahme zu vernachlässigbaren Fehlern. Sie bedingt jedoch eine weitere Fallunterscheidung, die sich aus den vorgenannten Gründen ergibt.

Fall 1: $\dot{C}_{\text{h}} < \dot{C}_{\text{c}}$:

Der Wärmekapazitätsstrom der Ladeluft ist kleiner als der der anströmenden Luft. Damit ergibt sich nach POLIFKE, 2003 der Wirkungsgrad η_{LLK} des Kreuzstromkühlers aus Gleichung (5.29) (einseitig quergemischt, \dot{C}_{min} ungemischt):

$$\eta_{\text{LLK}} = \frac{1 - e^{-\dot{C}_{\text{r}}(1 - e^{-N_{\text{LLK}}})}}{\dot{C}_{\text{r}}} \quad (5.29)$$

Für den Fall $\dot{C}_{\text{h}} < \dot{C}_{\text{c}}$ gilt: $\eta_{\text{LLK}} = \Theta_{\text{h}}$ mit

$$\Theta_{\text{h}} = \frac{T_{\text{h}} - T_{\text{h}}'}{T_{\text{h}} - T_{\text{c}}} \quad (5.30)$$

Fall 2: $\dot{C}_{\text{c}} < \dot{C}_{\text{h}}$:

Der Wärmekapazitätsstrom der Ladeluft ist größer als der der anströmenden Luft. Laut POLIFKE, 2003 ergibt sich für den Kreuzstromkühler (einseitig quergemischt, \dot{C}_{max} ungemischt):

$$\eta_{\text{LLK}} = 1 - e^{-\frac{1}{\dot{C}_{\text{r}}}(1 - e^{-\dot{C}_{\text{r}} N_{\text{LLK}}})} \quad (5.31)$$

Für den Fall $\dot{C}_{\text{c}} < \dot{C}_{\text{h}}$ gilt: $\epsilon = \Theta_{\text{c}}$ mit

$$\Theta_{\text{c}} = \frac{T_{\text{c}}' - T_{\text{c}}}{T_{\text{h}} - T_{\text{c}}} \quad (5.32)$$

mit Hilfe des Wärmestroms \dot{Q} lässt sich die Ladeluftaustrittstemperatur berechnen. \dot{Q} berechnet sich mit:

$$\dot{Q} = \dot{C}_{\text{h}}(T_{\text{h}} - T_{\text{h}}') = \dot{C}_{\text{c}}(T_{\text{c}}' - T_{\text{c}}) \quad (5.33)$$

Nach Einsetzen von Gleichung (5.32) und Umformung ergibt sich der formelmäßige Zusammenhang für die Austrittstemperatur der Ladeluft aus dem Kühler.

$$T_{\text{h}}' = T_{\text{h}} - \dot{C}_{\text{r}} \Theta_{\text{c}} (T_{\text{h}} - T_{\text{c}}) \quad (5.34)$$

5.5 Abgasrückführung

Das Abgasrückführungssystem (AGR-System) besteht aus einem Kühler, einem Ventil und den verbindenden Leitungen. Weiterhin dient eine Drosselklappe in der Ladeluftleitung direkt vor der AGR-Einleitung zur Drosselung des Ladedrucks und damit zur Anhebung des Druckgefälles über die AGR-Strecke. Der Einsatz der Drosselklappe erhöht auf diese Weise den möglichen AGR-Anteil.

5.5.1 AGR-Kühler

Der AGR-Kühler ist als Luft-Wasser-Kühler ausgeführt. Abgas- und Kühlwasser strömen gleichgerichtet. Die Modellierung des AGR-Kühlers erfolgt analog zum Ladeluftkühler. Auch in diesem Fall wird die Wärmedurchgangszahl k_{AGR} mittels eines empirischen Ansatzes beschrieben.

$$k_{AGR} = c_{AGR1}T_{31} + c_{AGR2}\dot{m}_{33} \quad (5.35)$$

Aufgrund der Tatsache, dass $\dot{C}_c < \dot{C}_h$ da $c_{Abgas} < c_{Wasser}$, wird hier keine Fallunterscheidung benötigt. Es gilt der Ansatz für den Gleichstromkühler (POLIFKE, 2003)

$$\eta = \frac{1 - e^{-N(1-\dot{C}_r)}}{1 - \dot{C}_r e^{-N(1-\dot{C}_r)}} \quad (5.36)$$

Die Berechnung der Austrittstemperatur des rückgeführten Abgases erfolgt in Analogie zum Ladeluftkühler.

5.5.2 AGR-Ventil

Das AGR-Ventil ist ein pneumatisch betätigtes Hubventil. Eine Unterdruckdose, die über einen zwischengeschalteten elektropneumatischen Druckwandler mit Systemunterdruck beaufschlagt wird, erzeugt die Kraft zum Öffnen des Ventils. Der Systemunterdruck wird durch eine nockenwellengetriebene Unterdruckpumpe erzeugt und auch anderen Verbrauchern zur Verfügung gestellt. Der pulsweitengesteuerte Druckwandler dosiert den Unterdruck und bestimmt damit die Kraft der Unterdruckdose. Die Ventiltrückstellung erfolgt durch eine Feder. Das Ventil gibt einen ringförmigen Spalt frei, über den das Abgas in die Ladeluftleitung strömt.

Für die Modellierung des Ventils wird das Gleichgewicht der am Ventil angreifenden Kräfte der Unterdruckdose F_{UD} , der Feder F_F und der Reibung F_R gebildet.

$$\ddot{x} = \frac{F_{UD} - F_F - F_R}{m} \quad (5.37)$$

Die am Ventilschaft angreifende Kraft F_{UD} errechnet sich aus dem an der Druckdose anliegenden Unterdruck p_{UD} und der Membranfläche $A_{Membran}$.

$$F_{UD} = p_{UD} \cdot A_{Membran} \quad (5.38)$$

Die Membranfläche ist eine bekannte Geometriegröße. Der an der Dose anliegende Unterdruck kann aus dem Systemunterdruck und dem Ansteuertastverhältnis des elektropneumatischen Druckwandlers ermittelt werden. Messungen ergeben, dass der Systemunterdruck, abgesehen von vernachlässigbaren

Abweichungen, im relevanten Betriebsbereich konstant ist. Es ergibt sich daher ein linearer Zusammenhang aus Ansteuertastverhältnis und Ansteuerunterdruck.

Die Federkraft F_F kann aus der Federkonstanten k_F und der Ventilposition x berechnet werden.

$$F_F = k_F x \quad (5.39)$$

Die Federkonstante lässt sich am ausgebauten Ventil durch Messungen bestimmen.

Der Einfluss der Reibkraft F_R kann experimentell nicht ermittelt werden. Sie wird mit der Gleichung für die Stribeck-Linie nach ARMSTRONG, DE WIT, 1996 angenähert und als Kennlinie im Modell hinterlegt. Skalierungsfaktoren für Ventilgeschwindigkeit und Reibkraft bilden Parameter für die Modellabstimmung.

Aus der Differentialgleichung (5.37) ergibt sich der aktuelle Ventilhub x . Aus diesem kann die freie Ventilfläche $A_{AGR} = f(x)$ berechnet werden und durch Multiplikation mit dem Strömungsbeiwert μ_{eff} die effektive Ventilfläche $A_{AGR_{\text{eff}}}$. Der Strömungsbeiwert wird als Kennlinie $\mu_{\text{eff}} = f(A_{AGR})$ im Modell hinterlegt. Die Bestimmung der Kennlinie erfolgt mithilfe von Messdaten.

Die Berechnung des AGR-Massenstroms \dot{m}_{33} erfolgt mittels der Durchflussgleichung (z.B. MERKER et al., 2006. Aus den Zustandsgrößen des Gases, seinen Stoffeigenschaften sowie dem Druckverhältnis $\pi = p_{22}/p_{31}$ über die adiabte Drosselstelle ergibt sich folgender Zusammenhang für den Massenstrom:

$$\dot{m}_{33} = A_{\text{eff}} \sqrt{\rho_{33} p_{33}} \Psi(\pi, \kappa). \quad (5.40)$$

Mit der nur vom Druckverhältnis und Isentropenexponenten abhängigen Ausflussfunktion $\Psi(\pi, \kappa)$:

$$\Psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left(\pi^{\frac{2}{\kappa}} - \pi^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)}. \quad (5.41)$$

Der Massenstrom wird begrenzt durch das Erreichen der Schallgeschwindigkeit im Querschnitt der Drosselstelle. Das dann anliegende kritische Druckverhältnis ergibt sich zu folgender Gleichung:

$$\left(\frac{p_{22}}{p_{31}} \right)_{\text{krit}} = \pi_{\text{krit}} = \left(\frac{2}{\kappa-1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}. \quad (5.42)$$

Für die Ausflussfunktion ergibt sich der in Abbildung 5.7 dargestellte Verlauf für $\kappa = 1,4$. Die gestrichelte Linie zeigt den mathematischen Verlauf der Funktion bei $\pi < \pi_{\text{krit}}$.

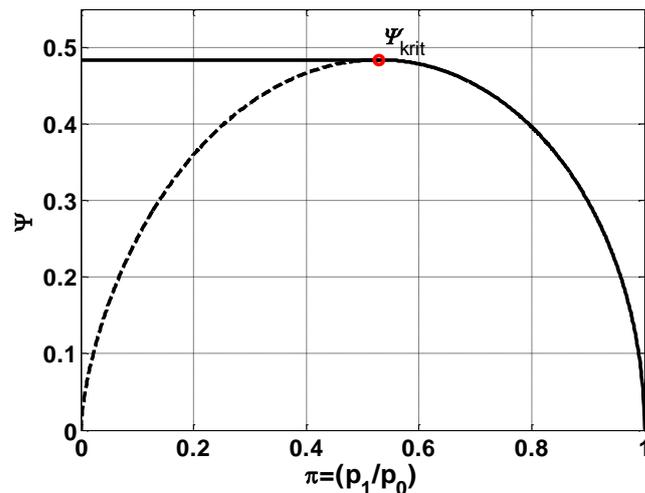


Abbildung 5.7: Verlauf der Ausflussfunktion Ψ für $\kappa=1,4$

5.5.3 Drosselklappe

Die Drosselklappe ist unmittelbar vor der AGR-Einleitung in der Ladeluftleitung positioniert. Im Luftpfadmodell wird sie dem Modul „Luftsammler“ zugeordnet. Sie gleicht einer Drosselklappe zur ottomotorischen Lastregelung, wird am Dieselmotor aber zur Erhöhung der AGR-Rate eingesetzt und auch als Regelklappe bezeichnet (BAUER, 2002). Sie wird von einem pulsweitengesteuerten Schrittmotor betätigt. Es wird die vereinfachende Annahme getroffen, dass die Klappe dem Ansteuersignal verzögerungsfrei folgt.

Die Drosselstelle wird nach demselben Ansatz wie das AGR-Ventil modelliert. Die Berechnung des Drucks im Sammler p_{22} erfolgt in Abhängigkeit des Massenstroms \dot{m}_{22} und des Drucks nach Ladeluftkühler p_{21} . Für die Umstellung der Durchflussgleichung nach dem Druckverhältnis gibt es keine eindeutige Lösung. Zur Lösung dieses Konflikts wird die Gleichung nach der Ausflussfunktion Ψ umgestellt und diese als Kennlinie im Modell hinterlegt (Abbildung 5.8).

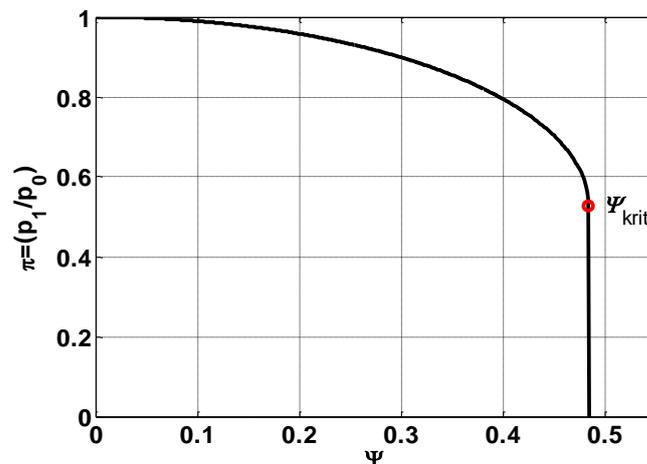


Abbildung 5.8: Verlauf der invertierten Ausflussfunktion Ψ für $\kappa=1,4$

Dieser Modellierungsansatz ist nur für $\pi > \pi_{\text{krit}}$ gültig. Für die Drosselklappe ist diese Bedingung im gesamten Motorbetriebsbereich erfüllt wie Prüfstandsmessungen zeigen. Die Berücksichtigung abweichender Werte für den Isentropenexponent κ aufgrund des AGR-Einflusses erfolgt durch Berechnung mehrerer Ψ -Kennlinien für unterschiedliche κ . Es wird jeweils die Kennlinie ausgewählt, die dem aktuellen Wert am nächsten liegt. Der hierdurch entstehende Fehler wird als vernachlässigbar betrachtet. Der effektive Drosselquerschnitt wird als Kennlinie in Abhängigkeit des Ansteuertastverhältnisses der Regelklappe hinterlegt.

5.6 Luftsammler und Abgaskrümmen

Die Komponenten Luftsammler und Abgaskrümmen werden als gerade Rohrleitungen modelliert. Druckverluste werden vernachlässigt, Berücksichtigung finden lediglich Wärmetransportphänomene.

5.6.1 Frischluftleitung

Für eine Frischluftleitung der Länge l wird ein Ansatz aus POLIFKE, 2003 für die stationäre turbulente eindimensionale Rohr- und Kanalströmung gewählt. Druckverluste, Dissipationsleistung aufgrund von Reibung sowie Längswärmeleitung werden dabei vernachlässigt. Damit ergibt sich folgende analytisch lösbare Gleichung für die Temperatur an einer Rohrstelle x :

$$T(x) = T_{Um,g} + (T_0 - T_{Um,g}) \exp\left(\frac{-k}{\rho\omega A c_p} x\right). \quad (5.43)$$

Die Wärmedurchgangszahl k bezieht sich auf die Rohrrinnenwand und berücksichtigt die Wärmeübergänge an Rohrrinnen- und außenseite sowie Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials. Im Modell ist k ein experimentell zu ermittelnder Faktor. Am Rohrende gilt $x = l$, sodass mit dieser Gleichung die Rohraustrittstemperatur bestimmt werden kann.

5.6.2 Abgasleitung

Die Abgastemperatur am Rohrende der Abgasleitung wird aus der Gaseintrittstemperatur und der Wandtemperatur des Abgasrohrs berechnet. Zur Ermittlung der Rohrtemperatur werden die ein- und austretenden Wärmeströme betrachtet. Auf der Rohrrinnenseite ist dies der durch den Abgasmassenstrom konvektiv erzwungene Wärmestrom. Auf der Rohraußenseite tritt Wärmestrahlung auf sowie ebenfalls erzwungene Konvektion, hervorgerufen durch die fahrgeschwindigkeitsabhängige Durchströmung des Motorraums (Abbildung 5.9).

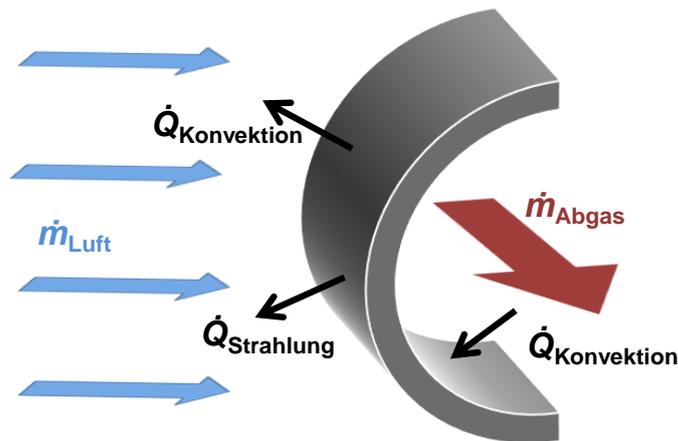


Abbildung 5.9: Wärmeströme am Abgasrohr.

Für das Abgasrohr kann damit folgende Wärmebilanz aufgestellt werden:

$$\dot{Q}_{\text{Gesamt}} = \dot{Q}_{\text{Konv,i}} + \dot{Q}_{\text{Konv,a}} + \dot{Q}_{\text{Strahl,a}} \quad (5.44)$$

Durch Multiplikation mit der Zeitschrittweite wird die Wärmemenge ermittelt, die in einem Zeitschritt entnommen bzw. hinzugefügt wird. Die Rohrtemperatur im nachfolgenden Zeitschritt lässt sich dann mittels folgender Beziehung berechnen:

$$\dot{T}_{\text{Rohr}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Gesamt}}}{c_{p,\text{Rohr}} \cdot \dot{m}_{\text{Rohr}}} \quad (5.45)$$

Die Ermittlung des konvektiv übertragenen Wärmestroms auf der Rohrinneinnenseite erfolgt mithilfe der Temperaturdifferenz des Abgases bei Rohrein- und -austritt.

$$\dot{Q}_{\text{Konv,a}} = c_{p,\text{Abgas}} \dot{m}_{\text{Abgas}} (T_{\text{aus}} - T_{\text{ein}}) \quad (5.46)$$

Die Rohraustrittstemperatur wird berechnet in Analogie zur Frischluftleitung. Die Umgebungstemperatur wird hier substituiert durch Wandtemperatur der Abgasleitung, die Wärmedurchgangszahl k wird dementsprechend zum Wärmeübergangskoeffizient α der Rohrinneinnenseite. Damit ergibt sich aus der abgewandelten Gleichung (5.43):

$$T(x) = T_{\text{Wand}} + (T_0 - T_{\text{Wand}}) \exp\left(\frac{-\alpha}{\rho \omega A c_p} x\right) \quad (5.47)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α ergibt sich aus dem Verhältnis der Nusseltzahl Nu zum Produkt aus Wärmeleitfähigkeit λ und dem Durchmesser der Abgasleitung D .

$$\alpha = \frac{Nu}{\lambda D} \quad (5.48)$$

Die Nusselt-Zahl ergibt sich für eine nicht-pulsierende, turbulente und voll entwickelte Abgasströmung in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl Re nach HELLER, WACHTMEISTER, 2007:

$$Nu = 0,0351 \cdot Re^{3/4} \quad (5.49)$$

Für Rohrströmungen wird die Reynolds-Zahl aus der Strömungsgeschwindigkeit des Abgases ω , dem Rohrdurchmesser D und der kinematischen Viskosität ν des Gases berechnet.

$$Re = \frac{\omega D}{\nu} \quad (5.50)$$

Bestimmung der Abgaseigenschaften

Für die Beschreibung der dieselmotorischen Abgase werden empirische Zusammenhänge genutzt, die zwar einen eingeschränkten Gültigkeitsbereich besitzen, aber für die vorliegende Problemstellung eine gute Genauigkeit aufweisen. Die isochore spezifische Wärmekapazität des Abgases wird mit einem Polynomansatz nach JUSTI, 1938 in Abhängigkeit der Verbrennungsluftverhältnisse und der Gastemperatur T (°C) berechnet.

$$c_v = 0,1445 \left(\left(489,6 + \frac{46,4}{\lambda^{0,93}} \right) \frac{1}{10^2} + \left(7,768 + \frac{3,36}{\lambda^{0,8}} \right) T \frac{2}{10^4} - \left(0,0975 + \frac{0,0485}{\lambda^{0,75}} \right) T^2 \frac{3}{10^6} \right) \quad (5.51)$$

Die Gaskonstante R ermittelt sich nach dem Ansatz von ZACHARIAS, 1966 mit der allgemeinen molaren Gaskonstante $R_m = 8,314472$ J/molK:

$$R = \frac{R_m}{28,89758 + 0,06021r} \quad (5.52)$$

mit

$$r = \frac{\lambda - 1}{\lambda + \frac{1}{L_{\min}}} \quad (5.53)$$

Für die Berechnung der Wärmeleitfähigkeit λ und der kinematischen Viskosität ν werden Polynomansätze nach BOGDANIC, 2007 herangezogen, die anhand von Stoffdaten aus (VDI-GESELLSCHAFT VERFAHRENSTECHNIK UND CHEMIEINGENIEURWESEN, 2002) ermittelt wurden.

$$\lambda = 1,1 \cdot 10^{-2} + 0,56 \cdot 10^{-4} \cdot T \quad (5.54)$$

$$\nu = -8,267 \cdot 10^{-6} + 5,874 \cdot 10^{-8} \cdot T + 7,38 \cdot 10^{-11} \cdot T^2 \quad (5.55)$$

Für die Berechnung des Strahlungswärmestroms $\dot{Q}_{\text{Strahl},a}$ vom Abgasrohr an die Umgebung wird der Ansatz für „sehr kleine“ Flächen gewählt (POLIFKE, 2003). Er berücksichtigt die Temperaturdifferenz von Rohr und Umgebungstemperatur, die Rohroberfläche $A_{\text{Rohr},a}$ sowie die Emissionszahl des Rohrs $\varepsilon_{\text{Rohr}}$. Die Stefan-Boltzmannsche Strahlungskonstante ($\sigma_s = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$) und dem Emissionsgrad $\varepsilon_{\text{Rohr}} = 0,7$ für eine oxidierte Guss Oberfläche nach KUHLING, 1999.

$$\dot{Q}_{\text{Strahl}} = \sigma_s \varepsilon_{\text{Rohr}} A_{\text{Rohr}} (T_{\infty}^4 - T_{\text{Rohr}}^4) \quad (5.56)$$

Die Berechnung des konvektiv übertragenen Wärmestroms \dot{Q}_{Konv} an der Rohraußenwand erfolgt mittels der wärmeübertragenden Rohroberfläche A_{Rohr} , dem Wärmübergangskoeffizienten α_{Rohr} sowie der Temperaturdifferenz aus Rohroberflächen- und Umgebungstemperatur.

$$\dot{Q}_{\text{Konv}} = \alpha_{\text{Rohr}} A_{\text{Rohr}} (T_{\infty} - T_{\text{Rohr}}) \quad (5.57)$$

Für einen umströmten Körper ist

$$\alpha_{\text{Rohr}} = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} \quad (5.58)$$

mit $\lambda = \lambda_{\text{Luft}} = 0.0261 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ und dem Abgasrohrdurchmesser D . Die Berechnung der Nusselt-Zahl Nu erfolgt mit einem Ansatz nach (POLIFKE, 2003) für querangeströmte Zylinder:

$$1 < Re < 10^3 \quad Nu = (0,43 + 0,5 \cdot Re^{0,5}) \cdot Pr^{0,38} \left(\frac{Pr}{Pr_W} \right)^{0,25} \quad (5.59)$$

$$10^3 < Re < 2 \cdot 10^5 \quad Nu = 0,25 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,38} \left(\frac{Pr}{Pr_W} \right)^{0,25} \quad (5.60)$$

Vereinfachend wird angenommen, dass $Pr = Pr_W = 0,72$. Für die Reynolds-Zahl ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$Re = \frac{\omega_{\infty} D}{\nu} \quad (5.61)$$

mit $\nu_{\text{Luft}} = 15,36 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$ und $\omega_{\infty} = v_{\text{FZG}} = \text{Fahrzeuggeschwindigkeit}$.

5.7 Dieselpartikelfilter

Zur Modellierung des Dieselpartikelfilters wird ein vereinfachter null-dimensionaler Ansatz gewählt, der im Wesentlichen eine Hintereinanderschaltung von Wärmeübergängen und Blockkapazitäten vorsieht. Der Schwerpunkt der Modellierung liegt auf der Berechnung des Druckabfalls sowie des Wärmeaustauschs. Die Dicke der Rußschicht im Filter wird daher ebenso vernachlässigt wie chemische Reaktionen, beispielsweise der Rußabbrand. Der Druckabfall über den Filter wird mit dem Ansatz für die invertierte Drossel berechnet (Kapitel 5.5.3).

Der Partikelfilter setzt sich zusammen aus einem keramischen Monolithen, der aufgrund der hohen Temperaturbeständigkeit meist aus Siliciumcarbid (SiC) hergestellt wird (PECK, 2007, BECKER et al., 2008). Der Monolith ist umgeben von einer Quellmatte, die die unterschiedliche Wärmeausdehnung des Keramikmaterials und des äußeren Stahlgehäuses kompensiert. Abbildung 5.10 zeigt schematisch die Vorstellung zur thermischen Modellierung des Partikelfilters.

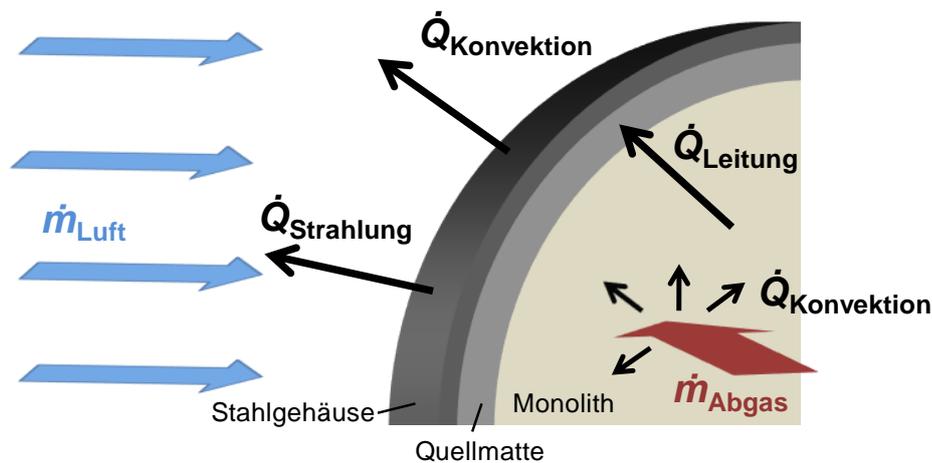


Abbildung 5.10: Thermisches Partikelfiltermodell.

Der Wärmeaustausch des Abgases mit dem Monolith erfolgt konvektiv. Die Berechnung des Wandwärmestroms erfolgt nach Gleichung (5.62).

$$\dot{Q}_{\text{Konv}} = \alpha A (T_{\text{Gas}} - T_{\text{Wand}}) \quad (5.62)$$

Die wärmeübertragende Fläche A bezieht sich auf die gesamte aktive Partikelfilterfläche, also das Produkt aus der Oberfläche einer Zelle mit der Anzahl der Zellen.

Der Wärmeübergangskoeffizient α wird mit Gleichung (5.48) berechnet und die Nusselt-Zahl Nu mit einer Näherungsgleichung für laminare Rohrströmung ermittelt.

$$Nu = \sqrt[3]{49,03 + 4,17 \widetilde{Pe} K_{Pr}} \quad (5.63)$$

Vereinfachend wird der Korrekturfaktor für die Richtung des Wärmestroms $K_{Pr} = 1$ angenommen. Die Peclet-Zahl \widetilde{Pe} errechnet sich aus der Reynolds-Zahl (Gleichung (5.50)), Prandtl-Zahl für Abgas sowie aus den Geometrie Größen des durchströmten Rohrs.

$$\widetilde{Pe} = Re Pr \frac{D}{l} \quad (5.64)$$

Die Wärmeleitung vom Monolith in die Quellmatte und von der Quellmatte in die Stahlhülle wird berechnet nach Gleichung (5.62), wobei α ein aus Messungen zu ermittelnder Faktor ist. Die Massen der Partikelfilterkomponenten werden als Blockkapazitäten berücksichtigt und analog zu Kapitel 5.8.2 berechnet. Die Berechnung der Wärmemengen durch Strahlung und Konvektion erfolgt mit den in Kapitel 5.6.2 dargelegten formelmäßigen Zusammenhängen.

5.8 Modellparametrierung

Die Bestimmung der Parameter des Luftpfadmodells spielt eine wichtige Rolle, da die Genauigkeit mit der die Zustandsgrößen berechnet werden, maßgeblichen Einfluss auf die optimale Sensorkonfiguration hat. Um den Einfluss fehlerhafter Parametrierung so gering wie möglich zu halten, wird ein methodisches Vorgehen benötigt. Die Vorgehensweise ist in Abbildung 5.11 schematisch dargestellt.

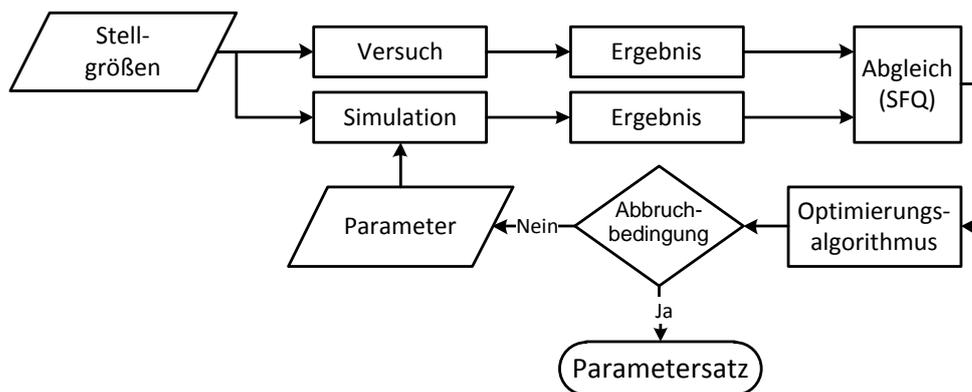


Abbildung 5.11: Vorgehensweise bei der Modellparametrierung.

Die Ergebnisse aus Motorprüfläufen m_i werden mit den Simulationsergebnissen $f(t_i)$ verglichen. Als Maß für die Übereinstimmung wird die Summe der Fehlerquadrate (SFQ) gebildet. Sie gewichtet große Abweichungen.

$$SFQ = \sum_{i=1}^n (m_i - f(t_i))^2 \quad (5.65)$$

Die Summe der Fehlerquadrate dient als Zielfunktion für einen Optimierungsalgorithmus, der die gesuchten Parameter variiert. Die Wahl des Optimierungsalgorithmus hängt von der Zahl der Parameter ab. Für Parameterzahlen größer drei kommt ein genetischer Optimierungsalgorithmus zum Einsatz, gefolgt von einem deterministischen Verfahren.

Für viele Zustandsgrößen können Simulation und Messung nicht unmittelbar verglichen werden. Dies kann mehrere Gründe haben:

- Die Messgröße ist mit einem systematischen Messfehler behaftet, wie beispielsweise bei der Abgastemperaturmessung, wo der Temperaturwert durch Wärmetransportphänomene verfälscht wird.
- Das zeitliche Übertragungsverhalten des Sensors ist langsam. Dies ist insbesondere bei Temperatursensoren der Fall.
- Die gesuchte Zustandsgröße ist am Prüfstand aufgrund fehlender Sensorik nicht direkt messbar. Dies trifft zum Beispiel auf den AGR-Massenstrom zu.

Diese Problemstellungen werden durch mathematische Berechnungen zur Korrektur oder Ermittlung eines Ersatzwertes berücksichtigt.

5.8.1 Korrektur der Abgastemperaturmessung

Bei der Messung von Abgastemperaturen mit Temperaturfühlern, wie beispielsweise Mantelthermoelementen und NTC -Thermistoren, treten Abweichungen zwischen der angezeigten Temperatur und der tatsächlichen Gastemperatur auf. Dies ist auf Wärmeleitung und Wärmestrahlung von der Sensorspitze zur – meist kälteren – Wandung des Abgasrohrs zurückzuführen und kann mit der Energiebilanz über einen Temperaturfühler verdeutlicht werden. Diese wird für den stationären Fall angegeben mit:

$$0 = \dot{Q}_{\text{Konv}} + \dot{Q}_{\text{Strahl}} + \dot{Q}_{\text{Leit}} \quad (5.66)$$

Der Temperaturfühler wird vereinfacht als zylindrischer Körper mit dem Durchmesser D_{Sens} betrachtet, der in den Gasstrom hineinragt. Die Analyse der Wärmeströme bezieht sich jeweils auf ein homogenes Kreissegment dx des Sensors. Dabei ist für die Temperaturmessung lediglich das erste Segment, also die Fühlerspitze, von Bedeutung.

Konvektion

Der Wärmeeintrag vom Gas in den Temperaturfühler erfolgt konvektiv. Der Wärmestrom \dot{Q}_{Konv} wird vereinfacht berechnet durch Betrachtung des Temperaturfühlers als segmentierten, querangeströmten zylindrischen Körper. \dot{Q}_{Konv} wird bestimmt durch das Gefälle zwischen der Gastemperatur T_{Gas} und der Sensortemperatur T_{Sens} . Für freie Umströmung gilt:

$$\dot{Q}_{\text{Konv}} = \alpha \pi D_{\text{Sens}} (T_{\text{Gas}} - T_{\text{Sens}}) dx \quad (5.67)$$

mit

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{D_{\text{Sens}}} \quad (5.68)$$

Für die Berechnung der Wärmeleitfähigkeit λ wird die lineare Näherung nach BOGDANIC, 2007 herangezogen (Gleichung (5.54)). Die Nusselt-Zahl Nu berechnet sich in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl Re mit den Gleichungen (5.59) und (5.60). Es wird angenommen, dass $Pr/Pr_W = 1$. Nach HELLER, WACHTMEISTER, 2007 ist die Prandtl-Zahl für Abgas näherungsweise konstant mit $Pr = 0,7$. Die Reynolds-Zahl wird mit folgender Gleichung berechnet, wobei u_∞ die Strömungsgeschwindigkeit des Abgases bezeichnet:

$$Re = \frac{u_\infty D_{\text{Sens}}}{\nu} \quad (5.69)$$

Für die kinematische Viskosität ν wird die Näherung aus Gleichung (5.55) genutzt (BOGDANIC, 2007).

Wärmestrahlung

Mit der Annahme, dass die Oberfläche der Rohrwandung A_W viel größer ist als die Oberfläche der Temperatursensorspitze A_{Sens} ($A_W \gg A_{\text{Sens}}$), kann die Strahlungskonstante des Temperaturfühlers $\varepsilon_{\text{Sens}}$ durch seinen Emissionsgrad sowie die Stefan-Boltzmann-Strahlungskonstante σ_S ersetzt werden. Dann ergibt sich für ein Sensorsegment der Länge dx der Wärmestrom durch Strahlung:

$$\dot{Q}_{\text{Strahl}} = \varepsilon_{\text{Sens}} \sigma_{\text{S}} \pi D_{\text{Sens}} (T_{\text{Sens}}^4 - T_{\text{W}}^4) dx. \quad (5.70)$$

Wärmeleitung

Die Wärmeleitung beschreibt den Wärmetransport zwischen Fühlerspitze und Sensorfuß und wird durch die Wärmeleitfähigkeit des Sensormaterials λ_{Sens} charakterisiert. Der Sensorfuß steht im Kontakt zur Rohrwandung und ist daher meistens kühler als die Sensorspitze.

$$\dot{Q}_{\text{Leit}} = \lambda_{\text{Sens}} D_{\text{Sens}}^2 \frac{\pi}{4} \frac{dT_{\text{Sens}}(x)}{dx} \quad (5.71)$$

Nach den Ergebnissen von ODENDALL, 2003 kann der Einfluss der Wärmeleitung für Temperaturfühler mit einem Längen / Durchmesser Verhältnis von >10 im stationären Fall vernachlässigt werden. Diese Annahme wird auch für die nachfolgenden Untersuchungen übernommen. Die korrigierte stationäre Abgastemperatur kann damit durch Einsetzen und iteratives Lösen von Gleichung (5.66) berechnet werden.

5.8.2 Übertragungsverhalten von Temperatursensoren

Aufgrund der thermischen Masse eines Temperatursensors ist dieser nicht in der Lage der Gastemperatur instantan zu folgen. Dadurch wird an der Auswerteeinheit eine zeitlich verzögerte und in ihrer Amplitude gedämpfte Gastemperatur gemessen. Dieses Verhalten kann durch die Modellvorstellung der Methode der Blockkapazität modelliert werden (POLIFKE, 2004) und entspricht damit einer Annäherung durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung. Dieser Ansatz findet sich in vielen einschlägigen Veröffentlichungen wie etwa in SCADRON, WARSHASKY, 1952, ABU-QUDAIS, 1997, KAR et al., 2004 oder TAGAWA, 2005 und ist daher theoretisch und experimentell gut belegt.

Im dynamischen Fall erweitert sich die Energiebilanz für den Temperatursensor zu (SCADRON, WARSHASKY, 1952):

$$\dot{Q}_{\text{Block}} = \dot{Q}_{\text{Konv}} + \dot{Q}_{\text{Strahl}} + \dot{Q}_{\text{Leit}}. \quad (5.72)$$

Da die Lösung dieser Gleichung zu einem nur iterativ lösbaren Ausdruck führt, werden Wärmeleitung und Strahlung im dynamischen Fall vernachlässigt. Man geht von einer homogenen Temperaturverteilung in einem Körper aus, der mit seiner Umgebung im Wärmeaustausch steht. Die Zu- oder Abfuhr von Wärme durch den konvektiven Wärmestrom \dot{Q}_{Konv} ergibt eine Temperaturveränderung des Körpers. Diese Forderung der Energieerhaltung lässt sich ausdrücken mit:

$$\dot{Q}_{\text{Block}} = \dot{Q}_{\text{Konv}}. \quad (5.73)$$

Die Änderung der in der Blockkapazität gespeicherten Wärmemenge Q_{Block} hängt von der Dichte ρ_{Sens} , der spezifischen Wärmekapazität c_{Sens} und dem Volumen V_{Sens} des Körpers sowie der Temperaturänderung pro Zeiteinheit \dot{T}_{Sens} ab. Für das Segment mit der Höhe dx des zylindrischen Temperatursensors mit dem Durchmesser D_{Sens} ergibt sich:

$$\dot{Q}_{\text{Block}} = \rho_{\text{Sens}} c_{\text{Sens}} \dot{T}_{\text{Sens}} \frac{\pi D_{\text{Sens}}}{4} dx. \quad (5.74)$$

Der Wärmestrom \dot{Q}_{Konv} des Sensorsegments wird durch das Gefälle zwischen der Gastemperatur T_{Gas} und der Sensortemperatur T_{Sens} bestimmt. Weitere Faktoren sind die wärmeübertragende Fläche und der Wärmeübergangskoeffizient α . Für freie Umströmung gilt damit:

$$\dot{Q}_{\text{Konv}} = \alpha \pi D_{\text{Sens}} (T_{\text{Gas}} - T_{\text{Sens}}) dx. \quad (5.75)$$

mit den bekannten Zusammenhängen für α aus den Gleichungen (5.73), (5.74) und (5.75) ergibt sich

$$T_{\text{Gas}} - T_{\text{Sens}} = \frac{\rho_{\text{Sens}} c_{p,\text{Sens}}}{4\alpha} \dot{T}_{\text{Sens}} = \tau \dot{T}_{\text{Sens}}. \quad (5.76)$$

Gleichung (5.76) ist eine gewöhnliche Differentialgleichung erster Ordnung, deren Übertragungsverhalten durch den Term $\rho_{\text{Sens}} c_{p,\text{Sens}} / 4\alpha$ vollständig beschrieben wird. Die Dichte ρ_{Sens} und die spezifische Wärmekapazität $c_{p,\text{Sens}}$ sind Materialkonstanten des jeweiligen Temperatursensors. Diese können unter Anwendung der elektrothermischen Analogie auch für mehrschichtige Sensoren ermittelt werden (BERNHARD, 2004). An dieser Stelle wird vereinfachend angenommen, dass der Sensor aus einem homogenen Material besteht. Dann lässt sich die Zeitkonstante τ des Verzögerungsglieds erster Ordnung mithilfe der thermischen Widerstände des Werkstoffes R_{Sens} und des Wärmeübergangs R_{Konv} sowie der Wärmekapazität $c_{p,\text{Sens}}$ des Sensormaterials bestimmen.

$$\tau = (R_{\text{Sens}} + R_{\text{Konv}}) c_{p,\text{Sens}} = R_{\text{Sens}} c_{p,\text{Sens}} + \frac{c_{p,\text{Sens}}}{\alpha A} \quad (5.77)$$

Bestimmung der Zeitkonstanten τ

Experimente zeigen, dass die Bestimmung der Zeitkonstanten mit Materialkonstanten aus der Literatur zu ungenügenden Simulationsergebnissen führt. Die Berechnung von τ erfolgt daher vereinfacht nach der Formel:

$$\tau = c_{1,\text{Sens}} + \frac{c_{2,\text{Sens}}}{\alpha} \quad (5.78)$$

Die Konstanten $c_{1,\text{Sens}}$ und $c_{2,\text{Sens}}$ werden mit Optimierungsmethoden bestimmt. Minimiert wird die Summe der Fehlerquadrate aus der vom Luftpfadmodell berechneten Temperatur T_{Mod} und der rekonstruierten Gastemperatur T_{Gas} .

$$\min = \sum (T_{\text{Mod}} - T_{\text{Gas}}(c_{1,\text{Sens}}, c_{2,\text{Sens}}))^2 \quad (5.79)$$

Die ähnliche Bauart von Mantelthermoelementen und NTC -Thermistoren erlaubt die Anwendung der nachfolgenden Betrachtungen auf beide Sensortypen.

Totzeitverhalten

Messdaten zeigen, dass die Temperatursignale neben dem gedämpften Verhalten zusätzlich eine Totzeit aufweisen. Die Totzeit wächst mit steigendem Fühlerdurchmesser. Für dünne Sensoren im Ansaugtrakt kann diese vernachlässigt werden. Die Sensoren für Abgastemperatur haben in der Regel größere Durchmesser, die Totzeit ist dann größer als eine Sekunde. Da dies rechnerisch nicht kompensiert werden kann, kann auch das rekonstruierte Abgastemperatursignal nicht unmittelbar als

Modelleingang genutzt werden. Um dennoch Information vom Temperatursensor für das Modell nutzen zu können, wird das Niveau der Modelltemperatur mit dem Sensorwert korrigiert.

$$T_{\text{Mod}_{\text{kor}}}(t) = (T_{\text{Sens}}(t) - T_{\text{Mod}_{\text{TE}}}(t) + \Delta t_{\text{Offset}})c_{\text{Sens}} + T_{\text{Mod}}(t) \quad (5.80)$$

Dazu wird der Temperaturwert aus dem Luftpfadmodell $T_{\text{Mod}}(t)$ mit Kenntnis der Temperaturkonstanten aus Gleichung (5.78) in eine verzögerte Sensortemperatur $T_{\text{Mod}_{\text{TE}}}(t)$ umgerechnet und ein, der Totzeit entsprechenden, Zeitoffset Δt_{Offset} addiert. Durch Subtraktion vom Sensormesswert $T_{\text{Sens}}(t)$ und Multiplikation mit einem Gewichtungsfaktor c_{Sens} ergibt sich eine Temperaturdifferenz um die die Modelltemperatur korrigiert werden kann.

5.8.3 Bestimmung der AGR-Rate

Für stationäre Betriebspunkte kann die AGR-Rate aus den Messungen des CO_2 -Gehalts im Abgas sowie im Sammler nach der Einleitung des rückgeführten Abgasmassenstroms berechnet werden. Im dynamischen Betrieb ist diese Vorgehensweise aufgrund des trägen Ansprechverhaltens der Abgasanalyse und langer Gaslaufzeiten nicht anwendbar. Daher beruht die Bestimmung des AGR-Massenstroms auf der Temperaturmessung. Aus den rekonstruierten Gastemperaturen der Ladeluft, des rückgeführten Abgases sowie des gemischten Luftmassenstroms wird der AGR-Massenstrom bestimmt (Gleichung (5.81)).

$$\dot{m}_{33} = \frac{(T_{21} - T_{22})\dot{m}_{21}}{T_{22} - T_{33}} \quad (5.81)$$

5.8.4 Abstimmungsergebnisse des Gesamtmodells

Abbildung 5.12 zeigt die Simulationsergebnisse des Motormodells ohne Sensoren. Eingangsgrößen sind ausschließlich die Motordrehzahl n , die eingespritzte Kraftstoffmenge $m_{\text{Kraftstoff}}$ sowie die Aktorstellgrößen. Der durch Drehzahl und Gaspedalstellung vorgegebene Testzyklus beinhaltet große dynamische Anteile und stellt damit hohe Anforderungen an das Luftpfadmodell.

Die Simulation zeigt zufriedenstellende Ergebnisse. Abweichungen ergeben sich beim Ladedruck p_{22} und beim Abgasgegendruck p_{31} . Diese Größen stehen in starker wechselseitiger Abhängigkeit zum Luftmassenstrom \dot{m}_{10} und reagieren ausgeprägt auf kleine Abweichungen.

Die Differenzen werden zu einem signifikanten Teil dem Turboladermodell zugeordnet. Es stellt eine starke Vereinfachung des realen Verhaltens dar. Die Annahme adiabater Verdichtung und Expansion führt zu Abweichungen der Temperatur T_{21} . Zudem verursachen die Beaufschlagung mit einem stark schwingungsbehafteten Massenstrom und andere, nicht im Modell enthaltene Phänomene, Abweichungen von Simulation und Messung.

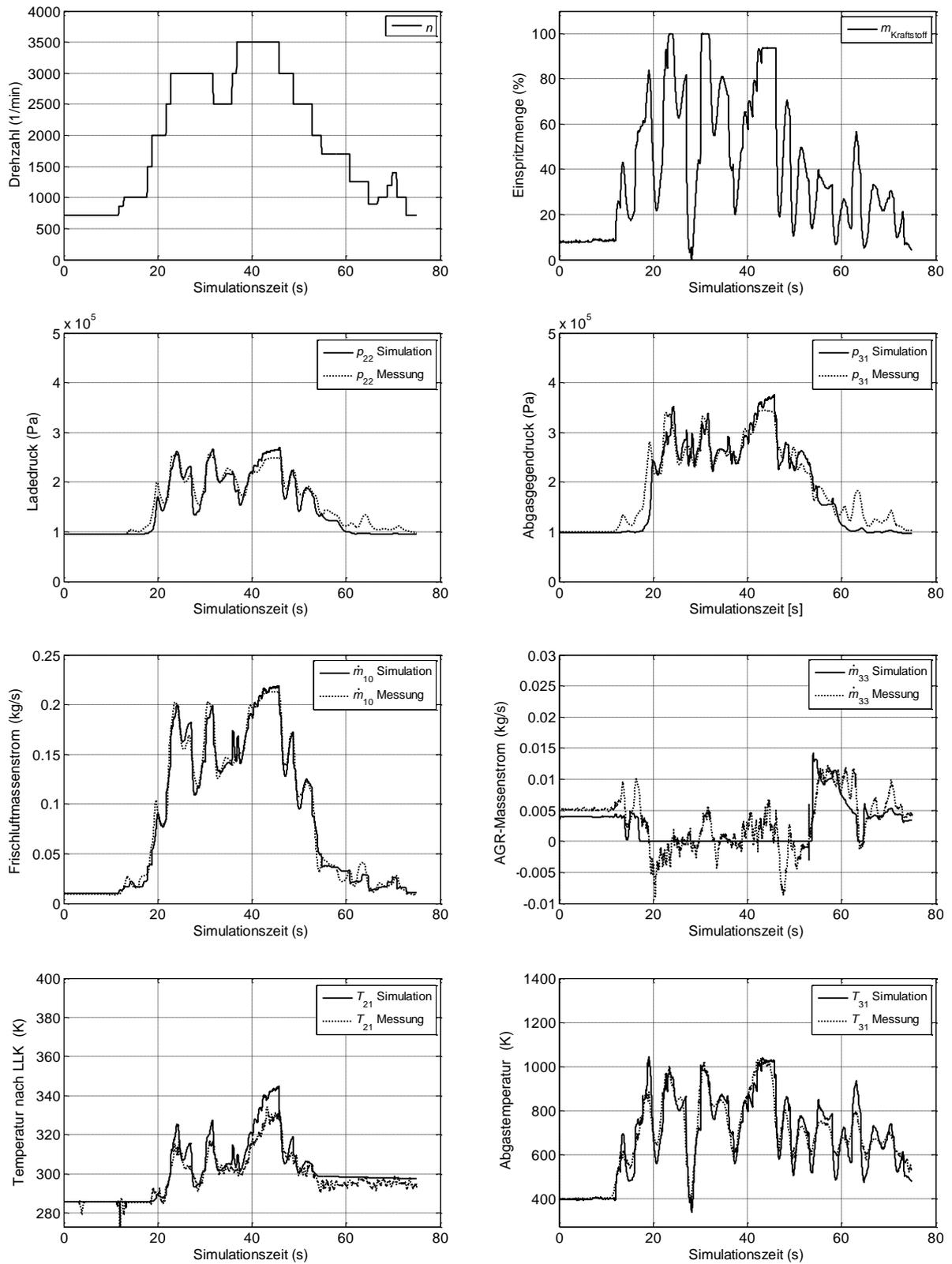


Abbildung 5.12: Simulationsergebnisse des Luftpfadmodells ohne Sensoren.

6 Bewertungskriterien für optimale Sensor- konfiguration

Das Motormodell soll zusammen mit dem ausgewählten Sensorsatz ein Optimum für Regelung, Diagnose und Kosten darstellen. Diese Kriterien müssen jeweils in eine quantifizierbare Form gebracht werden, das heißt, sie müssen durch einen Zahlenwert beschreibbar sein. Durch die Zusammenfassung der einzelnen Kriterien wird eine Zielfunktion gebildet, die die Güte einer gewählten Sensorconfiguration beschreibt und einem Optimierungsalgorithmus als Rückgabewert dienen kann.

Das Motormodell ist ein nichtlineares zeitvariantes System. Das Systemverhalten ist also abhängig vom Zeitpunkt der Betrachtung, beispielsweise hervorgerufen durch Aufheiz- oder Abkühlvorgänge im Motor. Die Nichtlinearität ist offensichtlich und wird durch eine Vielzahl der Teilmodelle des Motors wie etwa Turbolader oder AGR-Strecke hervorgerufen. MATTHIES, 2002 stellt fest: „Damit ein System komplexes Verhalten zeigt, muss mindestens eine Wechselwirkung zwischen den Systemelementen nichtlinear sein und wenigstens ein Rückkopplungskreis vorhanden sein. Bei solchen Systemen kann ein Ereignis nicht mehr auf eine einzelne Ursache oder auch eine Reihe von Ursachen zurückgeführt werden. Das System zeigt dann ein Verhalten, das weniger auf äußere Einwirkungen als auf seine Eigendynamik zurückzuführen ist.“

Die Analyse eines komplexen Systems wie des Luftpfadmodells ist mit analytischen Methoden nur schwer durchführbar. Alternativ kann das Systemverhalten anhand von Simulationsergebnissen beurteilt werden. Diese Strategie wird im vorliegenden Fall verfolgt.

6.1 Genauigkeit

Die Genauigkeit des Modells wird als Abweichung der durch Simulation ermittelten Ausgangsgrößen des Modells von den Größen des realen physikalischen Prozesses definiert. Sie hat entscheidenden Einfluss auf die Diagnosefähigkeit und Regelbarkeit des Systems. Daraus folgt, dass die Genauigkeit der Simulationsergebnisse das wesentliche Merkmal für die Beurteilung der Modellqualität ist. Sie hängt von einer Reihe von Faktoren ab, die im Folgenden kurz erläutert werden.

Gleichungen des mathematischen Modells: Da jedes Modell eine Abstraktion darstellt, ist eine vollständige Übereinstimmung von Simulation und Realität nicht möglich. Der Modellfehler kann durch den Abstraktionsgrad bzw. die Modelltiefe beeinflusst werden, ist aber nicht vollständig unterdrückbar.

Modellparameter: Modelle müssen mithilfe von Parametern an ihren jeweiligen Anwendungsfall angepasst werden. Parameter sind z.B. Stoffwerte oder thermodynamische Kennwerte (vgl. Kapitel 5) und können aus Messdaten bestimmt werden. Fehler bei der Parameterbestimmung führen zu Ungenauigkeit der Simulationsergebnisse.

Integrationsverfahren: Die Lösung der Differentialgleichungen des Simulationsmodells erfordert der Aufgabe angepasste Methoden. Da eine geschlossene, analytische Lösung in den seltensten Fällen möglich ist, handelt es sich immer um eine Näherungslösung. Ein, wenn auch kleiner Diskretisierungsfehler ist also unvermeidbar. Exemplarisch seien hier die Verfahren nach Euler, Heun oder Runge-Kutta aufgeführt (FREUND, HOPPE, 2007).

Schrittweite: Die Schrittweite bezeichnet den Zeitabstand, in den die Differentialgleichungen diskretisiert werden, also ein neuer Zustand berechnet wird. Eine geringe Schrittweite führt zu höherer Genauigkeit, aber auch zu einer Erhöhung der Rechenzeit (bei gleichem Integrationsverfahren).

Eingangsgrößen: Fehlerbehaftete Eingangsgrößen, beispielsweise durch Messfehler oder Rauschen, führen zu Ungenauigkeit der Simulationsergebnisse. Es besteht die Gefahr, dass sich der Fehler im Modell fortpflanzt und dabei vergrößert.

Für die Optimierung der Sensorkonfiguration finden die Punkte *Integrationsverfahren* und *Schrittweite* keine Berücksichtigung. Es wird davon ausgegangen, dass ihr Einfluss auf die Genauigkeit der Simulationsergebnisse klein ist beziehungsweise von den technischen Randbedingungen vorgegeben werden.

6.1.1 Genauigkeitsanforderungen der Regelfunktionen

Der Einfluss der Genauigkeit auf die modellbasierte Regelung ist offenkundig. Diese nutzt ein Modell der Regelstrecke, folglich führen Ungenauigkeiten des Modells zwingend zu Regelabweichungen. Der Regler selbst wird nicht in die Betrachtung einbezogen. Es werden jedoch die Annahmen getroffen, dass die Regelgüte hoch ist und die Regeldifferenz vollständig ausgeregelt und der Sollwert damit stets erreicht wird. Ein Unterschied zwischen Soll- und Istwert ergibt sich also nur aus dem Modellfehler. Ziel ist die Minimierung der Fehler der für die Regelung verwendeten Zustandsgrößen. Aus den in Kapitel 4.1.1 vorgestellten Regel- und Steuerfunktionen des dieselmotorischen Luftpfads werden die dafür benötigten Zustandsgrößen abgeleitet (Tabelle 6.1).

<i>Steuer-/Regelfunktion</i>	<i>Zustandsgrößen</i>
Ladedruckregelung	p_{22}
AGR-Regelung	\dot{m}_{33}
Vollstrauchbegrenzung	$\dot{m}_{22}, \lambda_{31}$
Mengenmittelwertadaption	$\dot{m}_{22}, \lambda_{31}$
Regeneration DPF	$\dot{m}_{40}, p_{40}, p_{41}, T_{40}, T_{41}$

Tabelle 6.1: Zustandsgrößen für Steuer- und Regelfunktionen.

Als Maß für die Genauigkeit dient die mittlere quadratische Abweichung sowie die maximale Abweichung von gemessenen und berechneten Größen. Zur Ermittlung der Fehlerquadrate wird für jeden diskreten Simulationszeitschritt t vom gemessenen Punkt $P_{m,t} = (x_{m,t}; y_{m,t})$ die y -Abweichung zum simulierten Punkt $P_{s,t} = (x_{s,t}; y_{s,t})$ berechnet. Damit berechnet sich die gemittelte Summe der Abweichungsquadrate für jede Zustandsgröße z mit:

$$f_{\text{SFQ}} = \frac{1}{t_{\text{max}}} \sum_{t=1}^{t_{\text{max}}} (y_{m,t} - y_{s,t})^2. \quad (6.1)$$

Als weiteres Maß für die Genauigkeit dient der maximale Fehler f_{max} im betrachteten Simulationszyklus.

$$f_{\text{max}} = \max_{1 \leq t \leq t_{\text{max}}} (|y_{m,t} - y_{s,t}|) \quad (6.2)$$

Die Differenzen werden aus auf den Wertebereich normierten Größen gebildet. Daher kann als Maß für die Genauigkeit der für die Regelung benötigten Zustandsgrößen der Mittelwert aus den Fehlerquadraten und der maximalen Abweichung gebildet werden. Die Mittelung über die Anzahl der Zustandsgrößen Z ergibt ein skalares Maß für die Genauigkeit der berechneten Zustandsgrößen für die Regelfunktionen.

$$y_{\text{RGL}} = \frac{1}{Z} \sum_{z=1}^Z \left(\frac{1}{2} (f_{\text{SFQ}_z} + f_{\text{max}_z}) \right) \quad (6.3)$$

Ist ein Sensor für eine Zustandsgröße verbaut, wird angenommen, dass dieser anstatt der Modellgröße für die Regelung verwendet wird. Dann ergibt sich $f_{\text{SFQ}_z} = f_{\text{max}_z} = 0$.

6.1.2 Genauigkeitsanforderungen der Diagnosefunktionen

Die modellbasierte Diagnose betrachtet die Differenz zwischen Modell und Sensorsignal oder einem anderen, auf abweichenden Eingangsgrößen basierendem Modell (vgl. Kapitel 4.2). Ist die Differenz durch Modellgenauigkeit bereits im Nominalfall sehr groß, besteht die Gefahr, dass die Merkmale eines auftretenden Fehlers nicht mehr ausreichend unterscheidbar sind. Daher ist es Ziel, mittels OBD-Modellen redundante Zustandsgrößen mit möglichst hoher Genauigkeit zu berechnen.

Dabei werden einige Annahmen getroffen:

- Es werden nur modellbasierte Diagnosefunktionen in Betracht gezogen, da für Grenzwertüberwachungen Zustandsgrößen mit moderater Genauigkeit als ausreichend betrachtet werden.
- Sensorfehler werden nicht berücksichtigt, da die im System verbauten Sensoren nicht bekannt sind. Zudem sind Sensorfehler in vielen Fällen durch einfache Grenzwertüberwachungen realisierbar.

Die OBD-Algorithmen sind nicht Gegenstand dieser Arbeit. Damit ist der Teil der Diagnosefunktion gemeint, der durch Auswertung des Residuums auf Basis von Bedingungen die Fehler detektiert, identifiziert und entsprechende Fehlerspeichereinträge oder Warnungen auslöst. Es werden aber die für die Berechnung des Residuums notwendigen redundanten Größen bereitgestellt. Die Redundanz kann dabei zwischen Sensor und Modell (Sensorredundanz) oder zwischen zwei Modellen (Modellredundanz) erzeugt werden. Modellredundanz setzt voraus, dass die betreffenden Zustandsgrößen mit Modellen, die unterschiedliche Eingangsgrößen erhalten, berechnet werden. Sie können beispielsweise durch Invertierung des entsprechenden Luftpfadteilmodells entstehen. Mit Invertierung ist die Umstellung von Modellgleichungen nach einer Modelleingangsgröße gemeint. Die Zustandsgröße, die vom Nominalmodell berechnet wird, darf vom zu entdeckenden Fehler nicht beeinflusst werden.

Mögliche, im Luftpfad auftretende Fehler können beispielsweise durch eine Failure Mode and Effects Analysis (FMEA) bestimmt werden (LINDEMANN, 2009). Das Ergebnis einer solchen Analyse ist in Tabelle 6.2 gegeben. Die aus den Fehlern abgeleiteten, notwendigen redundanten Zustandsgrößen werden für die Bildung des Genauigkeitskriteriums der Diagnose verwendet.

Das Diagnosekriterium y_{OBD} berechnet sich in Analogie zum Regelkriterium mittels der Fehlerquadrate der betreffenden Zustandsgrößen aus Modell- und Messgrößen. Auch hier gilt, dass im Fall eines verbauten Sensors das Fehlerquadrat der entsprechenden Zustandsgröße null wird.

$$y_{OBD} = \frac{1}{Z} \sum_{z=1}^Z \left(\frac{1}{t_{\max}} \sum_{t=1}^{t_{\max}} (y_{m,t} - y_{s,t})^2 \right) \quad (6.4)$$

In das Diagnosekriterium fließen nur die gemittelten Fehlerquadrate ein. Die maximalen Abweichungen werden nicht einbezogen. Kurzzeitig auftretende, große Residuen können durch entsprechend gestaltete Diagnosealgorithmen ausgefiltert werden, beispielsweise durch Vorgabe einer Mindestzeit, in der ein Residuum vorhanden sein muss bis ein Fehler erkannt wird.

<i>Komponente</i>	<i>Nr.</i>	<i>Ursache</i>	<i>Symptom</i>	<i>Diagnosestrategie</i>	<i>Redundanz</i>
Luftfilter (LF)	1	verstopfter Filter	reduzierter Luftmassenstrom	Berechnung des $A_{\text{eff,LF}}$ mit Drosselgleichung, Vergleich mit bekanntem $A_{\text{eff,LF}}$ des Luftfilters	$A_{\text{eff,LF}}$
	2	beschädigtes Filtergehäuse, gerissener Filter	erhöhter, ungefilterter Massenstrom	wie Fehler 1	$A_{\text{eff,LF}}$
Leitung LF-Verdichter (nach HFM)	3	undichte Leitung, Kurbelgehäuse-entlüftung abgezogen	Falschlucht im Ansaugsystem, Motor saugt mehr Frischluft an als gemessen wird, AGR-Regelung regelt auf zu geringen Luftmassenstrom	Residuum der Massenströme. Fehler 12 muss ausgeschlossen werden.	\dot{m}_{10}
Leitung Verdichter - LLK	4	undichte Leitung	Austritt von Frischluft aus dem Ansaugsystem, Motor saugt weniger Frischluft an als gemessen wird, AGR-Regelung regelt auf zu hohen Luftmassenstrom	Residuum der Massenströme. Fehler 11 muss ausgeschlossen werden.	\dot{m}_{20}, T_{21}
Ladeluftkühler	5	undichte Leitung	Austritt von Frischluft aus dem Ansaugsystem, Motor saugt weniger Frischluft an als gemessen wird, AGR-Regelung regelt auf zu hohen Luftmassenstrom, erhöhte Partikel-Emissionen, Einspritzmengenbegrenzung setzt zu spät ein, Rauchbildung	Residuum der Massenströme. Fehler 11 muss ausgeschlossen werden. Unterscheidung zu Fehler 5 mittels Berechnung Residuum T_{22} .	\dot{m}_{21}, T_{22}
	6	verstopfter Kühler	erhöhter Druckverlust zwischen Verdichter und Motor, Ladedruckabfall und verminderte Motorleistung, bei Ausgleich durch Ladedruckregelung: erhöhte Turboladerdrehzahl, erhöhte Verdichterleistung	Residuum der Massenströme. Fehler 5 muss ausgeschlossen werden, ebenso Fehler 4	\dot{m}_{21}
	7	kühlluftseitige Verschmutzung	erhöhte Austrittstemperatur	Berechnung des Kühlerwirkungsgrades η_{LLK} aus T_{21} , T_{20} , \dot{m}_{20} und Vergleich mit dem Nominal-Wirkungsgrad	η_{LLK}
Leitung LLK-AGR-Ein	8	undichte Leitung	wie Fehler 5	wie Fehler 5	\dot{m}_{21}, T_{22}
Drosselklappe	9	klemmt	reduzierter (erhöhter) Ladedruck, geringe (erhöhte) Zylindermasse	Residuum der Drücke	p_{22}
	10	langsames Ansprechverhalten	wie Fehler 9, aber dynamisch	wie Fehler 9, aber dynamisch	p_{22}

<i>Komponente</i>	<i>Nr.</i>	<i>Ursache</i>	<i>Symptom</i>	<i>Diagnosestrategie</i>	<i>Redundanz</i>
AGR-Ventil	11	klemmt offen	Abweichung zw. AGR-Soll- und AGR-Istposition, Rauchbildung, reduzierte Motorleistung	Berechnung AGR-Ventilposition aus Drosselgleichung und AGR-Massenstrom (aus HFM und theoretischem Luftmassenstrom)	\dot{m}_{33}
	12	klemmt geschlossen	Abweichung zw. AGR-Soll- und AGR-Istposition, erhöhte Stickoxidemission	wie Fehler 11	\dot{m}_{33}
	13	langsames Ansprechverhalten	wie Fehler 11, aber dynamisch	wie Fehler 11, aber dynamisch	\dot{m}_{33}
Sammler	14	undicht	reduzierter Luftmassenstrom	Residuum der Massenströme	\dot{m}_{22}
Krümmen	15	undicht	Abgas tritt aus	Residuum der Drücke. Abgrenzung ggü. Fehler 11 und 16 notwendig	p_{40}
AGR-Kühler/Strecke	16	undicht	Abgas tritt aus	Residuum der Massenströme	\dot{m}_{33}
	17	verstopft	verringertes AGR-Massenstrom	wie Fehler 16	\dot{m}_{33}
	18	verschmutzt	erhöhte Temperatur des rückgeführten Abgases	Berechnung des Kühlerwirkungsgrades η_{AGR} aus T_{33} , T_{30} , \dot{m}_{33} und Vergleich mit dem Nominal-Wirkungsgrad	η_{AGR}
Abgasturbo-lader	19	erhöhte Reibung des Laufzeugs, beschädigte Schaufeln	Verschlechterung des ATL-Wirkungsgrades, Ladedruck sinkt, Abgasgegendruck steigt	Residuum der Drücke p_{22} und p_{31}	p_{22}, p_{31}
	20	Ausfall VTG-Steller	falscher Ladedruck	Residuum der Drücke	p_{20}
	21	langsames Ansprechverhalten des VTG-Stellers	wie Fehler 20, aber dynamisch	wie Fehler 20	p_{20}
Leitung ATL-DPF	22	undicht	ungefiltertes Abgas tritt aus, veränderter ATL-Betriebspunkt	Residuum der Massenströme	\dot{m}_{40}
DPF/Oxi-Kat	23	hohe Filterbelastung	erhöhter Abgasgegendruck	Detektion über Regenerationsfunktion mittels Differenzdruck. Keine modellbasierte Diagnose notwendig	p_{40}, p_{41}

Tabelle 6.2: Zustandsgrößen für die Diagnosefunktionen.

6.2 Sensitivität

Das Luftpfadmodell bekommt als Eingänge, neben den Stellgrößen der Aktoren, die Werte der am Motor verbauten Sensoren. Um den Einfluss der physikalischen Eingangsstreuungen (Messfehler) dieser Sensoren auf das Modell überprüfen und vergleichen zu können, wird eine Methode benötigt, die den Einfluss der Varianz der Eingangsgrößen $x = (x_1, \dots, x_n)$ auf die Varianz der Ausgangsgrößen y beurteilt. Die Varianz ist ein Maß für die Streuung, mit der eine Variable von ihrem Erwartungswert abweicht. Die Sensitivitätsanalyse bezeichnet ein Verfahren, das den gesuchten Zusammenhang ermittelt.

6.2.1 Fourier Amplitude Sensitivity Test

Für die Sensitivitätsanalyse existieren eine Vielzahl unterschiedlicher Methoden aus verschiedenen Anwendungsgebieten. Einige Verfahren bewerten lediglich den qualitativen Einfluss der Eingangsvariablen. Sie werden bei sehr rechenintensiven Funktionsauswertungen zur ersten Priorisierung der Eingangsgrößen genutzt (SCHWIEGER, 2005). Andere Methoden ermitteln die Einflüsse quantitativ. Sie werden in lokale und globale Verfahren unterteilt, wobei erstere jeweils nur einen Eingangsfaktor variieren, auch als „one factor at a time Methode“ bezeichnet. Die globale Sensitivitätsanalyse variiert die Faktoren über ihren gesamten Gültigkeitsbereich. Damit werden auch Abhängigkeiten zwischen den Eingangsgrößen berücksichtigt und die Ergebnisse sind für den gesamten Modellbereich gültig (SCHWIEGER, 2005). Abbildung 6.1 zeigt den Ablauf einer globalen Sensitivitätsanalyse.

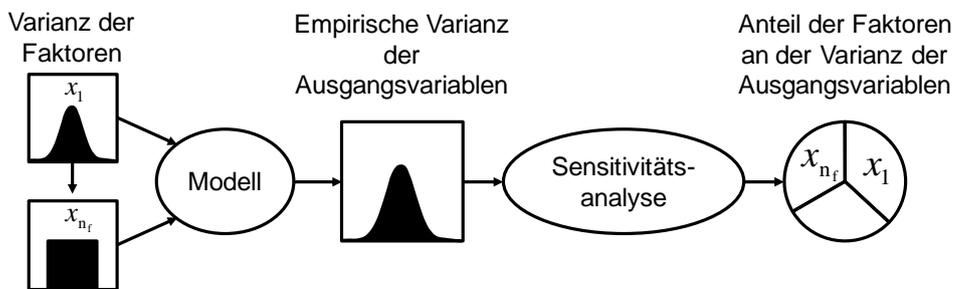


Abbildung 6.1: Globale Sensitivitätsanalyse (SIEBERTZ et al., 2010).

Zur Analyse des Luftpfadmodells wird der erstmals von CUKIER et al., 1973 beschriebene „Fourier Amplitude Sensitivity Test“ (FAST) genutzt. Er gehört zu den quantitativen, globalen Verfahren, seine Vorteile liegen in der hohen Recheneffizienz.

Die Sensitivitätsanalyse nach der Methode FAST findet im Frequenzbereich statt. Dazu wird der ursprünglich n -dimensionale Faktorraum auf eine eindimensionale Funktion reduziert. Sie ist durch die Laufvariable s eindeutig definiert. Jeder Eingangsgröße x_i wird mittels der Transformationsfunktion g eine unterschiedliche Frequenz ω_i zugeordnet:

$$x_i(s) = g(\sin(\omega_i s)) \text{ für } i=1,2,\dots,n \quad (6.5)$$

Durch die Variation von s ändern sich die Faktoren und mit ihnen die Frequenz, in der sie oszillieren. Durch Betrachtung von y kann auf den Grad der Abhängigkeit zwischen dem Faktor x_i und der Ausgangsgröße y geschlossen werden. Bei starker Abhängigkeit ergibt die Frequenzanalyse eine große Schwingungsamplitude der Ausgangsgröße. Die Amplitude kann folglich als Maß für die Sensitivität dienen.

Mit der Betrachtung von s im Intervall $-\pi \dots \pi$ berechnet sich der globale Mittelwert von y mit

$$\bar{y} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} y(s) ds \quad (6.6)$$

und die gesamte Varianz der Ausgangsgröße y mit

$$\bar{D} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} y^2(s) ds - \left(\frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} y(s) ds \right)^2 \quad (6.7)$$

Diese kann mittels Fourieranalyse angenähert werden und ergibt sich dann zu

$$\hat{D} \approx \sum_{j=-\infty}^{\infty} (A_k^2 + B_k^2) - (A_0^2 + B_0^2) \approx 2 \sum_{j=1}^{\infty} (A_k^2 + B_k^2) \quad (6.8)$$

für den gesamten Frequenzbereich mit den Fourierkoeffizienten

$$A_k = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} y(s) \cos(ks) ds \quad (6.9)$$

$$B_k = \frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} y(s) \sin(ks) ds \quad (6.10)$$

Die Varianz für die Amplitude der Frequenz ω_j und die harmonischen Frequenzen $k\omega_j$ berechnet sich wie folgt:

$$\hat{D}_j \approx 2 \sum_{j=1}^{\infty} (A_{k\omega_j}^2 + B_{k\omega_j}^2) \quad (6.11)$$

Das Sensitivitätsmaß \hat{S}_j^{FAST} ergibt sich im formelmäßigen Zusammenhang

$$\hat{S}_j^{FAST} = \frac{\hat{D}_j}{\bar{D}} \quad (6.12)$$

für jeden Faktor x_j .

6.2.2 Anwendung der Sensitivitätsanalyse auf das Luftpfadmodell

Für die Anwendung auf das Luftpfadmodell wird der FAST-Algorithmus nach EKSTRÖM, 2005 implementiert. Die Varianz der Faktoren wird anhand der Messfehler der Sensoren bestimmt. Diese werden Datenblättern der Sensorhersteller entnommen (Tabelle 6.3).

<i>Sensortyp</i>	<i>Messbereich</i>	<i>Toleranz</i>
Druck	0.05...4 bar absolut	$\pm 1,5\%$ FS + temperaturabhängige Toleranz
Temperatur (NTC)	-40...150 °C	$\approx \pm 1,1^\circ\text{C}$
	30...1000 °C	$\approx \pm 1,1^\circ\text{C}$ (Annahme, keine Sensordaten vorhanden)
Luftmassenstrom	-60...800 kg/h	$\approx \pm 2\%$ FS
Lambdasonde	0.8...1.7	$\pm 0.04... \pm 0.15$ (Grenzwerte für Regelfähigkeit laut ROBERT BOSCH GMBH, 2001)

Tabelle 6.3: Messfehler am Motor eingesetzter Seriensensoren.

Die relativen Fehler werden mittels des Sensormessbereichs in absolute Fehler f_{abs} umgerechnet und daraus die Faktoren x_i ermittelt. Die Ausgangsgröße y wird gebildet durch zeitliche Mittelung der für die Regelung und Diagnosefunktionen benötigten Zustandsgrößen Z und die erneute Mittelung über die Summe aller erforderlichen Größen.

$$y = \frac{1}{Z} \sum_{z=1}^Z \left(\frac{1}{t_{\text{max}}} \int_0^{t_{\text{max}}} y_z(t) dt \right) \quad (6.13)$$

Das Sensitivitätsmaß \hat{S}_j^{FAST} erlaubt keinen Vergleich der verschiedenen Sensorkonfigurationen. Es wird lediglich eine Aussage zum Einfluss der Eingangsgrößen auf die Ausgangsgrößen innerhalb einer Konfiguration gemacht.

6.2.3 Erweiterung der Sensitivitätsanalyse

Um die Vergleichbarkeit verschiedener Varianten zu ermöglichen, muss die Sensitivitätsanalyse erweitert werden. Dazu wird eine bestimmte Eigenschaft des Luftpfadmodells ausgenutzt. Eine Sensitivitätsanalyse der einzelnen Konfigurationen nach der Methode FAST ergibt, dass die Messfehler des Massenstromsensors mit großem Abstand den stärksten Einfluss auf alle berechneten Größen haben. Die \hat{S}_j^{FAST} nimmt für den Luftmassensensor Werte nahe eins an, während alle anderen Sensoren mit $\hat{S}_j^{FAST} < 0,1$ bewertet werden. Diese Eigenschaft wird genutzt, um die Vergleichbarkeit der besten vom Optimierer gefundenen Sensorkonfiguration herzustellen und gegebenenfalls eine Neubewertung vorzunehmen.

Die Vorgehensweise untersucht die Varianz der für Regelung und Diagnose benötigten Ausgangsgrößen auf das fehlerbehaftete Massenstromsignal. Dazu wird die Eingangsgröße des Massenstroms mit dem oberen und unteren Grenzwert f des Fehlertoleranzbandes des Sensors multipliziert und die so modifizierte Größe dem Luftpfadmodell während der Simulation als Eingang vorgegeben. Die

maximale Abweichung der einzelnen Ausgangsgrößen für Regelung und Diagnose $y_z(t)$ wird über die Anzahl der Größen Z gemittelt und dient als Bewertungskriterium für die Sensitivität y_{SNS} . Die Größen, für die Sensoren vorhanden sind, werden von der Berechnung des Sensitivitätskriteriums ausgenommen.

$$y_{SNS} = 100 \cdot \frac{1}{Z} \sum_{z=1}^Z \max \left(\frac{y_z(t) - y_{z_f}(t)}{y_z(t)} \right) \quad (6.14)$$

Abbildung 6.2 zeigt beispielhaft die Vorgehensweise. In Bild a) ist der Eingangswert des Luftmassensensors \dot{m}_{21} ohne Fehler (durchgezogene Linie) sowie mit oberer und unterer Fehlertoleranz (gestrichelte Linien) gegeben. Die Auswirkungen auf den Druck nach Partikelfilter p_{41} sind exemplarisch in Bild b) gezeigt. Die maximalen Abweichungen vergrößern sich durch Fehlerfortpflanzung von $\pm 2\%$ für \dot{m}_{21} auf $\pm 6\%$ für p_{41} .

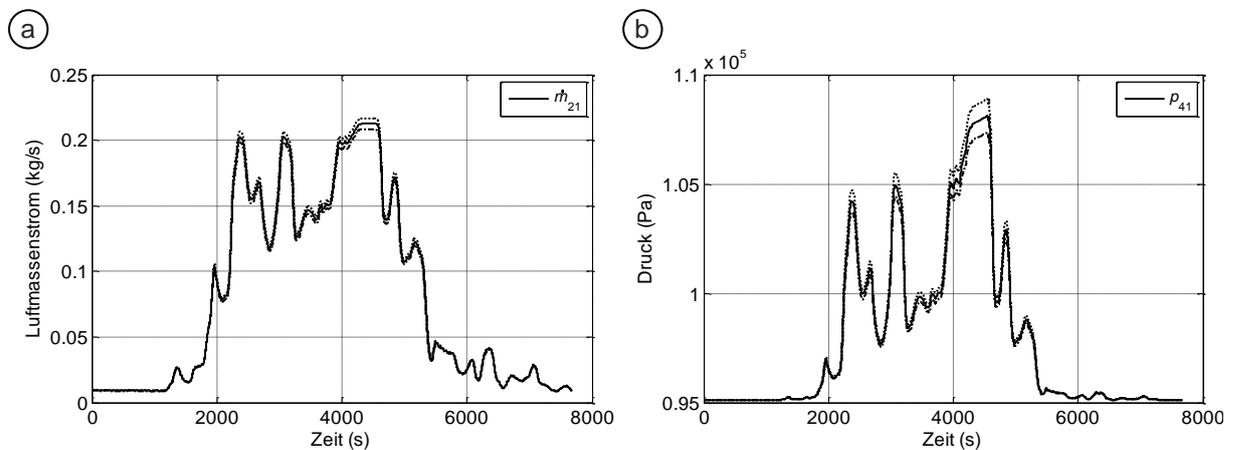


Abbildung 6.2: Fehler des Luftmassenstroms \dot{m}_{21} (a) und Auswirkung auf den Abgasdruck p_{41} (b).

6.3 Stabilität

Der Begriff Stabilität beschreibt die Reaktion eines Systems auf die Anregung seiner Eingänge. Antwortet das System nach Anregung durch eine beschränkte Eingangsgröße mit einer ebenfalls beschränkten Ausgangsgröße, wird es als stabil bezeichnet. Diese Eigenschaft hat eine hohe Bedeutung für technische Systeme, um ein vorhersehbares Verhalten zu gewährleisten und die Zerstörung oder, wie im vorliegenden Modellfall, einen Simulationsabbruch zu vermeiden. Insbesondere für geregelte Systeme ist sie eine notwendige Bedingung, da es einer Regelung nur in einem stabilen System gelingt, Regelgröße und Führungsgröße in Übereinstimmung zu bringen (MANN et al., 2003).

6.3.1 Vorgehensweise zur Überprüfung der Stabilität

Zur Überprüfung der Stabilität stehen in der Systemtheorie und Regelungstechnik eine große Anzahl Methoden zur Verfügung. Liegt ein mathematisches Modell in Form von Systemgleichungen vor, kann die Stabilität analytisch überprüft werden. Etablierte Methoden sind beispielsweise das Hurwitz-Kriterium oder das Nyquist-Kriterium. Sie lassen grundsätzliche und globale Aussagen hinsichtlich der Stabilität bestimmter Übertragungsglieder zu. In der praktischen Anwendung erweisen sie sich jedoch häufig als zu komplex oder sogar nicht anwendbar und ihr Einsatz beschränkt sich auf einfache, akademische Beispiele (KAHLERT, 2004). Daher muss für komplexe Systeme auf Methoden der experimentellen Systemanalyse zurückgegriffen werden. Eine Möglichkeit zum Nachweis der Stabilität ist die Beurteilung anhand von Testfunktionen (KAHLERT, 2004).

Strebt der Systemausgang für eine Anregung mit der Sprungfunktion für $t \rightarrow \infty$ einen endlichen Wert an, also

$$\lim_{t \rightarrow \infty} h(t) = \lim_{t \rightarrow \infty} \int_0^t g(t) dt = \int_0^{\infty} g(t) dt = \text{const} < \infty \quad (6.15)$$

oder nimmt die Antwort auf die Impulsfunktion $g(t)$ für $t \rightarrow \infty$ nach null ab, also

$$\lim_{t \rightarrow \infty} g(t) = 0 \quad (6.16)$$

so ist ein System übertragungsstabil. Sprungfunktion und Impulsfunktion (Abbildung 6.3) sind folglich Testfunktionen, deren Systemantwort Aufschluss über das Systemverhalten erlaubt.

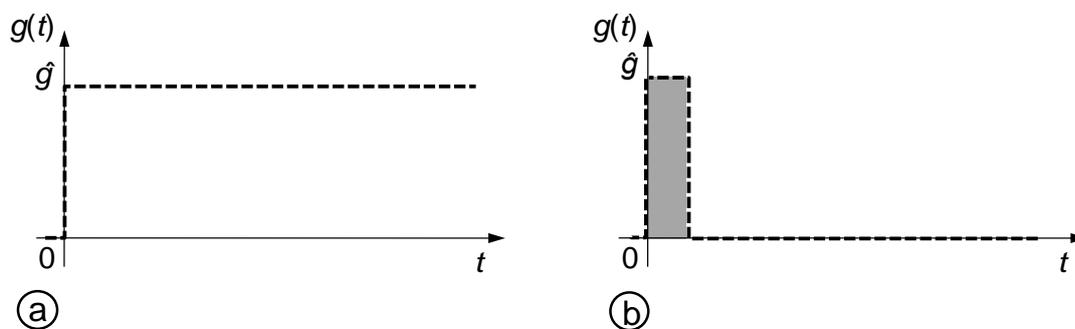


Abbildung 6.3: a) Sprungfunktion b) Impulsfunktion.

Im Fall der Impulsfunktion muss die Anregung kurz sein im Vergleich zur Anschlagzeit des Systems. Die Anschlagzeit beschreibt dabei die Dauer, bis das System nach Anregung durch eine Sprungfunktion erstmalig 95% des Stationärzustands erreicht hat. Bestimmend für die Wirkung des Impulses ist seine Fläche (grau in Abbildung 6.3 b).

Eine Problemstellung ergibt sich aus der Vielzahl der Eingangsgrößen in das Motormodell. Namentlich sind dies Drehzahl, Last, VTG-Stellung, AGR-Ventilstellung und Drosselklappenstellung. Diese Größen sind unabhängig voneinander stellbar. Um eine sichere Aussage zur Stabilität machen zu können, müssen die Versuche mit den Testfunktionen daher vollständig durchvariiert werden. Die Drosselklappe wird von den Untersuchungen ausgenommen, da sie nur sehr kleine Stellbewegungen

ausführt und nur in wenigen Betriebspunkten eingesetzt wird, wie Prüfstandsmessdaten belegen. Damit ergeben sich für vier Eingangsgrößen $2^4=16$ Möglichkeiten. Die Anregung erfolgt aus dem eingeschwungenen Leerlauf mit der maximalen Auslenkung. Die Wertebereiche der Eingangsgrößen sind in Tabelle 6.4 gegeben.

<i>Größe</i>	<i>Bereich</i>	<i>Einheit</i>
Drehzahl	700...4400	1/min
Einspritzmenge	8...100	% (8% \triangleq Leerlauf)
VTG-Stellung	95...35	% (Tastverhältnis)
AGR-Ventilstellung	5...95	% (Tastverhältnis)

Tabelle 6.4: Eingangsgrößen in das Motormodell.

Diese Untersuchung erfolgt am Modell ohne Sensoren. Werden Sensoren in das Motormodell eingebaut, bedeutet dies die Einführung neuer Eingangsgrößen. Für einen Stabilitätsnachweis mit Sensoren müssten die Sensoreingangsgrößen ebenfalls mit Testfunktionen beaufschlagt werden. Die Sensorwerte stehen jedoch in physikalischen Beziehungen zu den Aktorgrößen, sie sind damit keine unabhängigen Größen. Die Nutzung von Testfunktionen in ihrem Zusammenhang würde zu Widersprüchen in den Modellgleichungen und damit unter Umständen zum Programmabbruch führen. Es wird aber davon ausgegangen, dass sich die Stabilität des Gesamtsystems bei Nutzung physikalisch konsistenter Sensorsignale im Modell erhöht. Durch Fehlerfortpflanzung können sich große Abweichungen einzelner Prozessgrößen ergeben und im Fall von rückgekoppelten Systemen wie beispielsweise der AGR-Strecke, in Oszillationen resultieren. Durch Ersetzen von Modellausgangsgrößen durch Messwerte wird der Signalpfad unterbrochen. Nachfolgende Teilmodelle erhalten damit Eingangsgrößen, die frei von Modellfehlern sind. Große Fehler und Oszillationen können so vermieden werden.

Mit der beschriebenen Stabilitätsanalyse des Motormodells kann keine Aussage über die Stabilität des geregelten Systems getroffen werden. Dazu muss der Regler bekannt sein und die Stabilität im Verbund mit dem Motormodell überprüft werden.

6.3.2 Ergebnisse der Stabilitätsbetrachtung

Die Ergebnisse der Stabilitätsuntersuchung sind in Abbildung 6.4 dargestellt. Die Untersuchung mit der Sprungfunktion ist in Bild a) gezeigt, die Systemantwort auf die Impulsfunktion in Bild b). Exemplarisch für alle Zustandsgrößen wird der Ladedruck p_{20} ausgewählt. Er reagiert sehr empfindlich auf sämtliche Einflussgrößen und kann daher repräsentativ als Stabilitätsbeweis dienen. Dargestellt sind die Systemantworten für vollständige Variation der Eingangsgrößen (16 Simulationen). Jede der in Abbildung 6.4 gezeigten Kurven steht dabei für eine Kombination ausgelenkter Aktorstellgrößen. Der Sprung erfolgt nach 10s. Die Sprungantwort erreicht 95% ihres Endwerts nach ca. 1s. Als Länge der Impulsfunktion wird daher 0,1s gewählt. Die Abbildungen zeigen, dass alle Simulationsergebnisse schnell einen unveränderlichen Endwert erreichen. Das Luftpfadmodell kann daher als stabil betrachtet werden.

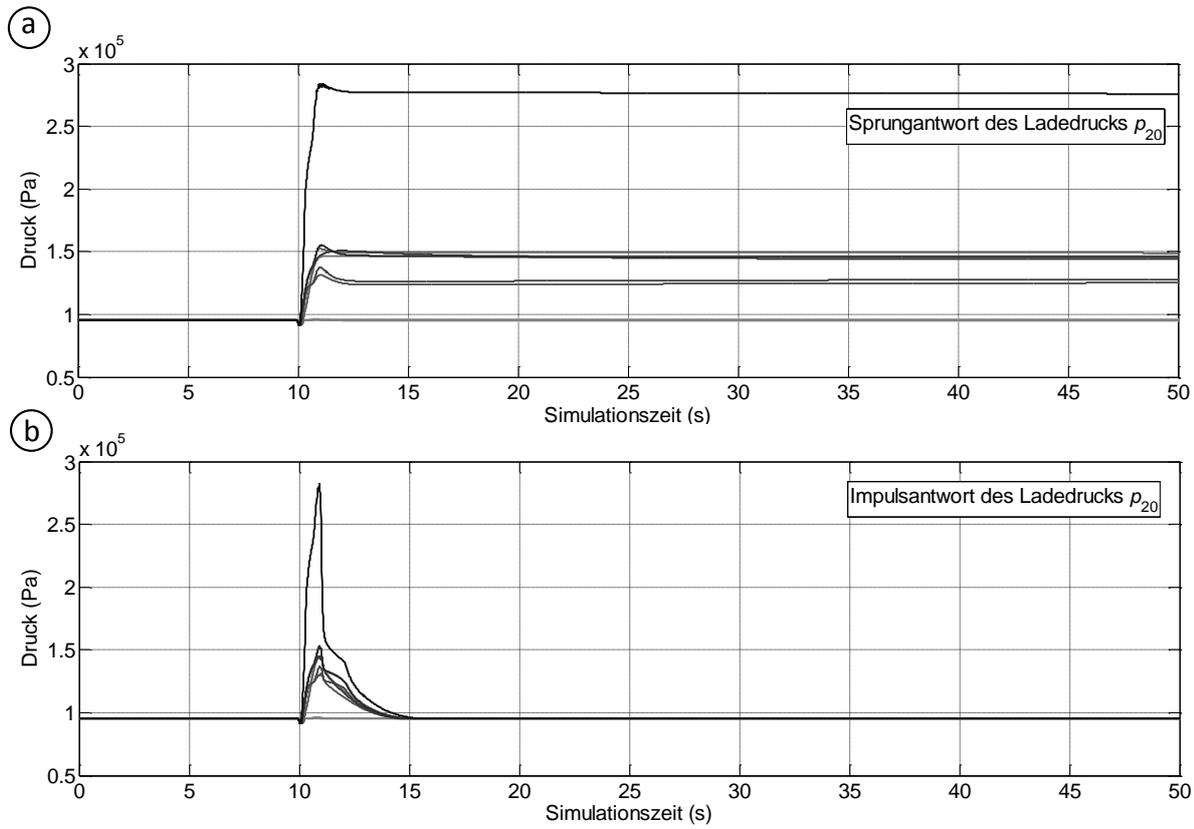


Abbildung 6.4: Ergebnisse der Stabilitätsuntersuchung unter Variation der Eingangsgrößen für die Sprungfunktion (a) und die Impulsfunktion (b).

6.4 Kosten

Die Investitionskosten der Motorsensorik entstehen aus den Sensoren selbst und den Folgekosten wie beispielsweise für Verkabelung, Spannungsversorgung und Signalwandlung. Sie sind zudem abhängig von den Stückzahlen, in denen ein Sensortyp gefertigt wird. Für die Investitionsmittel, die ein Motorenhersteller für die Sensorik ausgeben muss, sind keine Quellen bekannt. Um ein Bewertungsschema für die Kosten einer Sensorkonfiguration zu erhalten, muss daher ein alternativer Weg gefunden werden. Dieser stützt sich auf die Annahme, dass sich der Preis für Ersatzteile proportional zu den Sensorkosten für den Hersteller verhalten. Es wird angenommen, dass dieses Verhältnis auch nach Einbeziehung der peripheren Kosten erhalten bleibt. Da die Ersatzteilpreise auch beim selben Hersteller abhängig vom Modell stark variieren, wird über die Sensorkosten mehrerer Hersteller und Modellreihen gemittelt, um eine belastbare Grundlage zu erhalten. Die Kosten werden prozentual zum teuersten Sensor angegeben, wobei ein Prozent einer Kosteneinheit *KE* entspricht. Daraus ergibt sich die in Tabelle 6.5 dargestellte Kostenaufstellung.

<i>Sensor</i>	<i>Kosten (KE)</i>
Luftmassenmesser	100
Temperatursensor Saugrohr	10
Temperatursensor Abgasstrecke	28
Drucksensor Saugrohr	48
Drucksensor Abgasstrecke	42
Lambdasonde	86

Tabelle 6.5: Über mehrere Hersteller gemittelte Preise der Sensorik und daraus abgeleitete normierte Kosten.

Um zu einer Bewertung des gewählten Sensorsatzes zu kommen, also eine Zielfunktion zu erzeugen, werden die Investitionskosten $I_{s, \text{Variante}}$ für die Sensoren der aktuellen Sensorkonfiguration summiert und auf die Kosten der Summe der serienmäßig am Motor verbauten Sensoren $I_{s, \text{Serie}}$ bezogen. Die Zielfunktion setzt sich damit zusammen wie folgt:

$$y_{\text{KST}} = \frac{\sum I_{s, \text{Variante}}}{\sum I_{s, \text{Serie}}} \quad (6.17)$$

Die Investitionskosten für den Sensorsatz des Serienmotors summieren sich nach der beschriebenen Vorgehensweise auf 342 Kosteneinheiten.

6.5 Technische Randbedingungen und gesetzliche Vorgaben

Die Positionierung von Sensoren wird in der Praxis durch technische Grenzen eingeschränkt. Dies kann Haltbarkeit oder Messgenauigkeit der Sensoren betreffen. Indirekt können auch die Kosten eines Sensors begrenzender Faktor sein, wenn er zwar technisch realisierbar ist, sich jedoch in der Serienfertigung aufgrund der erheblichen Anforderungen nur zu hohen Kosten darstellen lässt. Beispielhaft seien dafür zylindernahe Positionen genannt, wo sehr hohe Temperaturen herrschen, was die Lebensdauer der dort installierten Sensoren stark verkürzt. Weitere Probleme ergeben sich dort aus dem mit hohen Amplituden pulsierenden Abgasmassenstrom. Dies kann zu großen Messfehlern führen. In Serienanwendungen, wo Lebensdauer und Ausfallsicherheit eine große Rolle spielen, muss an solchen Orten auf Messwerte verzichtet werden. Zusätzliche Schwierigkeiten entstehen insbesondere im dieselmotorischen Abgas durch die mitgeführten Partikel. Sie können Sensoren verschmutzen und dadurch ihre Funktionsfähigkeit beeinträchtigen.

Auch der Gesetzgeber nimmt Einfluss auf die Sensorik eines Verbrennungsmotors. Er vermeidet zwar das Vorschreiben zu verbauender Sensoren, erzwingt aber durch entsprechende Emissionsgesetzgebung die Verwendung von Abgasnachbehandlungssystemen wie Partikelfilter oder Stickoxidkatalysatoren. In Kombination mit der OBD-Gesetzgebung werden damit bestimmte Sensoren unverzichtbar. Beispiel hierfür ist die Verwendung eines Drucksensors vor dem Partikelfilter oder alternativ die Messung des Differenzdrucks über den Filter.

7 Neuer Algorithmus für eine optimale Sensorkonfiguration

Ziel des Algorithmus ist die objektive Ermittlung desjenigen Sensorsatzes, der sämtliche Anforderungen am besten erfüllt. Die Anforderungen ergeben sich dabei aus den Regel- und Diagnosefunktionen, die sich mit den beschriebenen Genauigkeitskriterien beurteilen lassen. Die Regelbarkeit des Systems muss zudem mit einer Stabilitätsanalyse überprüft werden. Eine weitere wichtige Anforderung stellen die Kosten der Sensorik dar. Die Einflüsse der Messfehler der unterschiedlichen Sensortypen müssen untersucht werden und ebenfalls in das Ergebnis einfließen. Der Algorithmus muss das Aufprägen von Randbedingungen ermöglichen, wie etwa die Unterbindung bestimmter Sensorpositionen. Die Methode soll eine individuelle Abstimmung der Kriterien zulassen und einen möglichst geringen Rechenaufwand erfordern.

7.1 Schritte zur optimalen Sensorkonfiguration

Der Algorithmus für die optimale Sensorkonfiguration stellt eine sequentielle Vorgehensweise zur objektiven Ermittlung der bestmöglichen Sensoranzahl, Sensortypen und Einbauorte dar. So wird dem Anwender die Möglichkeit gegeben durch Setzen von Randbedingungen und Gewichtung der Ziele die Methode auf die Anwendungsfälle abzustimmen. Die einzelnen Schritte des Algorithmus gliedern sich wie folgt:

1. *Aufbau und Parametrisierung des Motormodells*

Die Basis der Methodik bilden das für Regelung und Diagnose in der Motorsteuerung verwendete, vollständig parametrisierte Prozessmodell. Es ermöglicht die Variation der Sensorik ohne dabei andere Modelleigenschaften zu verändern.

2. *Stabilitätsanalyse*

Zur Gewährleistung der Regelbarkeit bei Verwendung simulierter Prozessgrößen muss eine Stabilitätsanalyse des Modells durchgeführt werden. Wird diese nicht erfolgreich abgeschlossen, muss es entsprechend verändert werden.

3. *Start des Optimierungszyklus*

Ein genetischer Optimierungsalgorithmus (POHLHEIM, 2000) generiert eine initiale Startpopulation mit Sensorkonfigurationen.

3.1 Überprüfung der Sensorkonfigurationen

Jede Sensorkonfiguration einer Population wird entsprechend der vorgegebenen Randbedingungen auf ihre Gültigkeit überprüft. Ungültige Konfigurationen enthalten unerlaubte Kombinationen aus Sensortyp und Einbauort. Wird eine ungültige Konfiguration erkannt, werden die Schritte 3.2 und 3.3 übersprungen und der Sensorauswahl ein hoher und damit schlechter Zielfunktionswert zugeordnet. Auf diese Weise wird die Lösung dem Optimierungsalgorithmus als ungeeignet gekennzeichnet.

3.2 Einbau der neuen Konfigurationen in das Motormodell

Jede Sensorkonfiguration einer Population wird nacheinander in das Modell „eingebaut“. Dafür erhält das Prozessmodell neben den Stellgrößen die Sensorgrößen als Modelleingang, für die entsprechend der Sensorkonfiguration Messaufnehmer verbaut sind. Die Sensorgrößen werden durch Messungen auf dem Motorenprüfstand während eines dynamischen Fahrzyklus ermittelt.

3.3 Simulation des Motormodells

Fahrzyklussimulation mit dem Prozessmodell für alle Konfigurationen einer Population.

3.4 Berechnung der Zielfunktion

Aus den für Regelung, Steuerung und Diagnose benötigten Zustandsgrößen sowie den Sensorkosten wird für jede Konfiguration eine Zielfunktion berechnet. Alle Zielfunktionswerte einer Population werden dem Optimierungsalgorithmus zurückgegeben.

3.5 Erstellung einer neuen Generation von Sensorkonfigurationen

Basierend auf den erhaltenen Werten der Zielfunktion generiert der Optimierungsalgorithmus eine neue Generation Sensorkonfigurationen. Der Zyklus beginnt wieder bei Punkt 3.1 und wird wiederholt, bis eine Abbruchbedingung erfüllt ist.

4. Abbruchkriterium

Das Abbruchkriterium ist erst erfüllt, wenn die optimale Sensorkonfiguration sicher gefunden ist. Mögliche Kriterien sind die Anzahl der Funktionsaufrufe, die Dauer seit Start der Optimierung oder die Anzahl von Intervallen ohne Verbesserung des Optimierungsergebnisses.

5. Sensitivitätsanalyse

Die besten Sensorkonfigurationen werden einer Sensitivitätsanalyse unterzogen. Sie wird nicht direkt in den Optimierungszyklus eingebunden, da sie eine hohe Anzahl Funktionsauswertungen benötigt und den Optimierungsablauf stark verlangsamen würde. Die Ergebnisse fließen in die Zielfunktion ein. Gegebenenfalls entsteht eine neue optimale Sensorkonfiguration.

Eine graphische Darstellung des Algorithmus zur Optimierung der Sensorkonfiguration ist in Abbildung 7.1 gegeben.

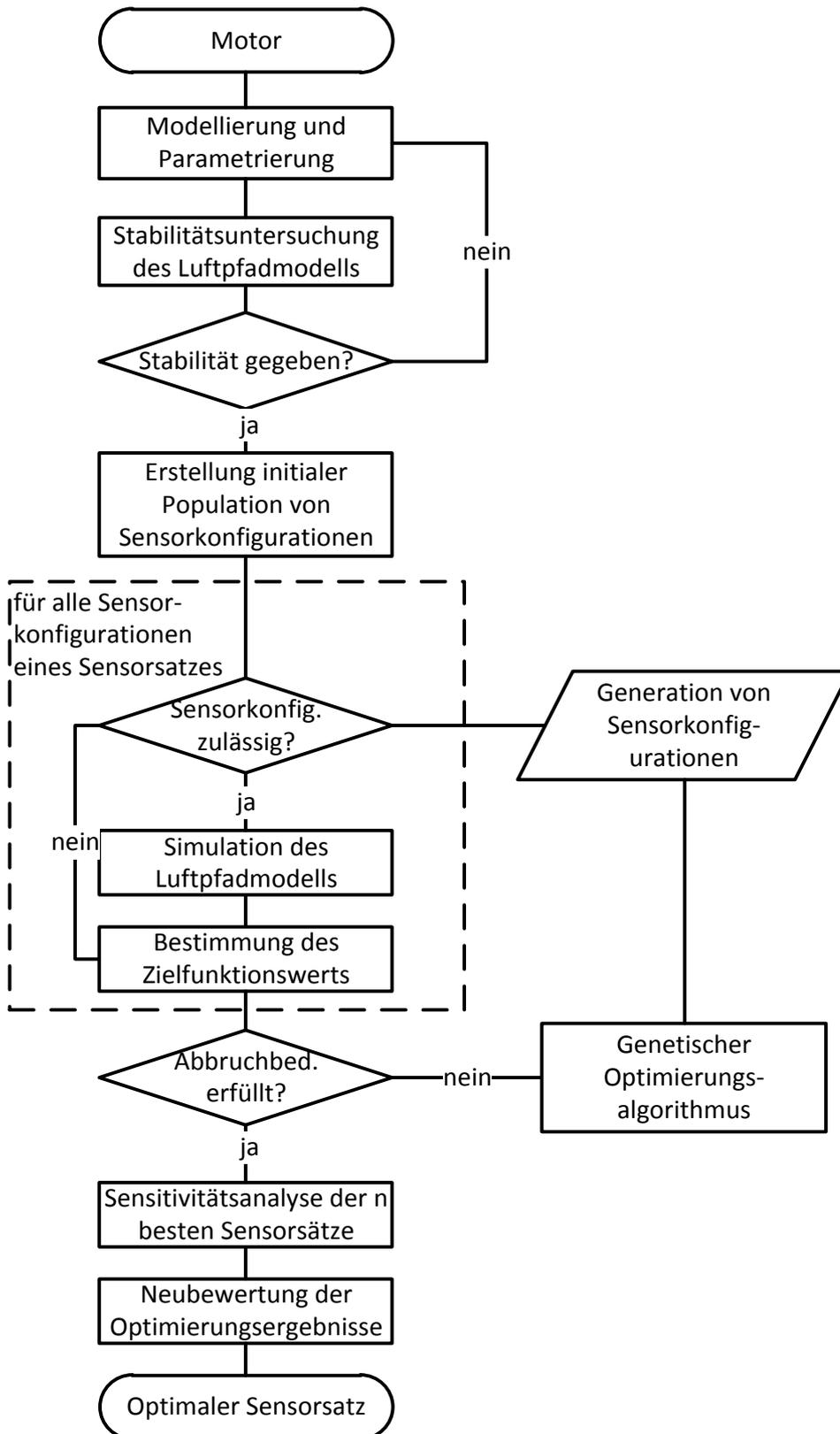


Abbildung 7.1: Algorithmus für optimale Sensorkonfiguration.

7.2 Optimierung

Die Optimierung stellt das zentrale Werkzeug des im vorhergehenden Teilkapitel vorgestellten Algorithmus dar. Die Auswahl des Optimierers hat folglich großen Einfluss auf das Ergebnis und den benötigten Rechenaufwand.

Wird das Extremum einer mathematischen Funktion in einem definierten Lösungsraum gesucht, spricht man von einem Optimierungsproblem oder einer Optimierungsaufgabe. Ein Algorithmus, der ein solches Problem löst, wird als Optimierungsalgorithmus bezeichnet.

Die allgemeine mathematische Formulierung des Optimierungsproblems OP kann dargestellt werden wie in Gleichung (7.1). Es wird ein $x \in U \subseteq \mathbb{R}^n$ gesucht, welches das nachfolgend definierte Problem löst (BEISEL, 2006).

$$OP = \begin{cases} \text{minimiere} & f(x) \\ \text{so dass: } & g_i(x) \leq 0, & i = 1, 2, \dots \\ & h_j(x) = 0, & j = 1, 2, \dots \\ & x \in X \end{cases} \quad (7.1)$$

f, g_i, h_j sind gegebene Funktionen von $U \subseteq \mathbb{R}^n$ nach \mathbb{R} , X ist eine vorgegebene Teilmenge des \mathbb{R}^n . g_i und h_j beschreiben Nebenbedingungen - auch als Restriktionen bezeichnet - des Optimierungsproblems OP . Optimierung unterteilt sich in eine Reihe von Teildisziplinen, die entwickelt wurden, um besonderen Eigenschaften der Optimierungsprobleme Rechnung zu tragen. Beispiele dafür sind die lineare und nichtlineare Optimierung oder Mehrzieloptimierung (BENKER, 2003).

7.2.1 Diskrete Optimierung

Diskrete Optimierung beschäftigt sich mit der Lösung von Optimierungsaufgaben, bei denen der zulässige Bereich der Variablen auf diskrete Werte beschränkt ist. Sie unterscheidet sich damit von Optimierungsmethoden, die Ergebnisse für kontinuierliche Aufgabenstellungen liefern. Diskrete Optimierungsprobleme ergeben sich häufig aus praktischen Anwendungen. Beispiele dafür sind (BEISEL, 2006):

- Reihenfolgeprobleme (Travelling-Salesman-Problem, Briefträger-Problem, Tourenproblem, Vehicle Routing, Maschinen-Belegungsproblem);
- Gruppierungsprobleme (Clusteranalyse, Losgrößenplanung, Fließbandabstimmung);
- Zusammenstellungsprobleme (Knapsack-Problem, Set-Partitioning- bzw. Set-Covering-Problem).

Eine Untermenge der diskreten Optimierung bilden die binären Problemstellungen. Dabei können die Variablen lediglich die Werte null oder eins annehmen. Dies ergibt sich häufig aus Situationen, bei denen Entscheidungen zu treffen sind. Beim Knapsack-Problem soll ein Rucksack so gepackt werden, dass der Nutzen der mitgenommenen Gegenstände maximiert wird unter der Randbedingung, dass ein Höchstgewicht nicht überschritten wird. Dabei kann ein Gegenstand mitgenommen werden (1) oder weggelassen werden (0).

7.2.2 Genetische Algorithmen

Die Vielzahl von Optimierungsproblemen haben zur Entwicklung einer großen Anzahl an Optimierungsverfahren geführt. Eine wichtige Klasse sind die genetischen Optimierungsverfahren. Sie lehnen sich in ihrer Vorgehensweise an die Evolutionstheorie an. In der Evolution führen zufällige Mutationen der elterlichen Generation zu veränderten Eigenschaften der Kinder. Stellen sich diese als vorteilhaft heraus, hat das Individuum eine bessere Chance im täglichen Überlebenskampf und damit eine höhere Wahrscheinlichkeit sich erfolgreich fortpflanzen zu können. Dieser Mechanismus wird auch als Selektion bezeichnet.

Das Evolutionsprinzip wird auf den genetischen Optimierungsalgorithmus (GA) übertragen. Es wird eine Startpopulation P_0 erzeugt, deren Güte (auch Fitness genannt) durch eine Zielfunktion bestimmt wird. Basierend auf der Fitness werden gute Individuen selektiert und mittels Variation eine neue Generation generiert. Die Variation erfolgt durch eine Rekombination und Mutation der genetischen Information. Hierdurch wird vermieden, dass die Verschiedenheit der Individuen im Optimierungsverlauf zu stark abnimmt und die Lösung zu schnell in ein lokales Optimum konvergiert. Der Optimierungszyklus wird durchlaufen bis ein Abbruchkriterium erfüllt ist. Der Basisalgorithmus, auch kanonischer Algorithmus, stellt sich dar wie folgt (BUTTELMANN, LOHMANN, 2004):

Beginn

$i \leftarrow 0$

Generiere P_0 zufällig

Berechne Fitnesswerte für P_0

Solange (nicht Abbruchkriterium erfüllt)

Beginn

$i \leftarrow i + 1$

Bilden der neuen Population P_i :

Selektion

Rekombination

Mutation

Berechne Fitnesswerte für P_i

Ende

Ende

Der Optimierungsvorgang wird abgebrochen, wenn das Ergebnis eine ausreichende Güte erreicht hat. Es gibt keine allgemeingültige Regel wann Optimierungsdurchläufe abgebrochen werden müssen (HEMKER, 2009). Als Abbruchkriterien kommen beispielsweise die Anzahl der Funktionsaufrufe, zeitliche Kriterien oder die Anzahl Intervalle ohne Verbesserung in Frage. Es kann allerdings keine Aussage getroffen werden, ob die gefundene Lösung tatsächlich das globale Optimum darstellt. Zur Überprüfung des Optimums kann ein Brute Force Suchverfahren (CHONG, ZAK, 2008) zur Anwendung kommen, bei dem die Gesamtheit aller Lösungen getestet wird. Dies führt in vielen Fällen jedoch zu einem sehr hohen Zeitaufwand. Alternativ kann die Unsicherheit durch häufiges Wiederholen des Optimierungszyklus verringert werden. Wird dieser Bestwert zuverlässig bei jedem

Optimierungsdurchlauf gefunden, ist das Ergebnis reproduzierbar. Der Optimierungsabbruch muss folglich in jedem Fall danach stattfinden.

7.3 Formulierung der Zielfunktionen

Der Optimierungsalgorithmus benötigt Information über die Qualität einer Sensorkonfiguration, um die optimale Lösung finden zu können. Optimalität ist erreicht, wenn die bestmögliche Sensorkonfiguration für Regelung und Diagnose bei möglichst geringen Kosten und unter Einhaltung aller Randbedingungen gefunden ist. Die Qualitätsinformation muss dem Optimierer in Form eines Zahlenwerts zu Verfügung gestellt werden. Der Wert steht dabei in reziprokem Verhältnis zur Güte der gefundenen Konfiguration. Da die Qualität einer Sensorkonfiguration auf Basis der Simulationsergebnisse des Modells beurteilt wird, muss folglich eine Methode gefunden werden, die die Ergebnisse bewertet und zu einem Zahlenwert zusammenfasst. Dies erfolgt mithilfe der in Kapitel 6 vorgestellten Kriterien. Nach Abschluss der Optimierung müssen die besten gefundenen Sensorkonfigurationen anhand ihrer Sensitivität auf Messfehler der Sensoren neu beurteilt werden. Auch hierfür muss eine geeignete Vorgehensweise bestimmt werden.

7.3.1 Formulierung der Simulationsergebnisse als Zielfunktion

Die Zielfunktion für den Optimierungsalgorithmus y_{OPT} setzt sich zusammen aus den Kriterien für Diagnose y_{OBD} , Regelung y_{RGL} und Kosten y_{KST} (Kapitel 6). Alle Kriterien werden mit je einem Faktor c_i gewichtet und zu einem Gesamtergebnis y_{OPT} zusammengefasst.

$$y_{\text{OPT}} = \sqrt{c_{\text{OBD}} \cdot y_{\text{OBD}}^2 + c_{\text{RGL}} \cdot y_{\text{RGL}}^2 + c_{\text{KST}} \cdot y_{\text{KST}}^2} \quad (7.2)$$

Im Grunde handelt es sich damit beim vorliegenden Optimierungsproblem um eine Aufgabe aus dem Bereich Mehrzieloptimierung. Die drei Ziele *Diagnose* (OBD), *Regelung* (RGL) und *Kosten* (KST) ergeben einzeln betrachtet kein technisch sinnvolles Ergebnis. Eine Optimierung hinsichtlich Kosten ergibt als Ergebnis keinen Sensor, die Optimierung mit dem Ziel bestmögliche Diagnose oder Regelung resultiert in einer sehr hohen Sensorzahl. Damit das Optimierungsproblem sinnvoll lösbar wird, müssen die Zielfunktionen kombiniert werden. Im Gegensatz zu Mehrzieloptimierung, die als Funktion einen Vektor der einzelnen Ziele zurückbekommt, geschieht dies hier durch vorherige Gewichtung und Addition der einzelnen Optimierungsziele (Gleichung (7.2)). Aus der Möglichkeit, die Gewichtungparameter variieren zu können, folgt, dass keine einzelne optimale Sensorkonfiguration existiert. Für jede Gewichtungsvariante c_i existieren eigene optimale Lösungen. Die Menge aller optimalen Lösungen bei vollständiger Variation der Gewichtungparameter ergibt die sogenannte Pareto-Front. Sie ist nach TRAICHEL, 2004 als diejenigen Punkte im Suchraum definiert, „bei denen alle anderen Elemente des Suchraums nur dann bezüglich einer Bewertungsfunktion besser sind, wenn dies eine Verschlechterung bezüglich wenigstens einer anderen Bewertungsfunktion bedeutet.“ Eine graphische Darstellung der Pareto-Front ist für die vorliegende Problemstellung nicht möglich,

da das Optimierungsergebnis keine skalaren Werte liefert, sondern Sensorkonfigurationen. Jeder Gewichtungsfaktor kann einen Wert zwischen null und eins annehmen. Dabei gilt

$$1 = c_{\text{OBD}} + c_{\text{RGL}} + c_{\text{KST}}. \quad (7.3)$$

Daraus ergibt sich die in Abbildung 7.2 dargestellte Fläche, auf der gültige Werte für die Gewichtungsfaktoren zu finden sind.

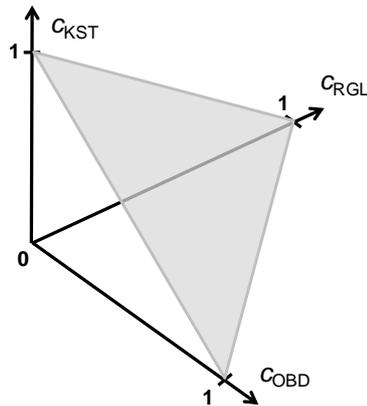


Abbildung 7.2: Gültiger Variationsbereich der Gewichtungsfaktoren.

7.3.2 Kombination der Sensitivitätsanalyse mit den Optimierungsergebnissen

Für die Bestimmung der optimalen Sensorkonfiguration unter Einbeziehung aller Faktoren wird der Einfluss der Sensitivität auf Messfehler entsprechend der Vorgehensweise aus Kapitel 6.2.3 mit einbezogen. Das sich hieraus ergebende Ergebnis y_{SNS} wird mit dem Optimierungsergebnis y_{OPT} zu einem Gesamtergebnis y multipliziert.

$$y = y_{\text{OPT}} \cdot y_{\text{SNS}} \quad (7.4)$$

Diese Methode wird für die besten Sensorkonfigurationen nach dem Optimierungsschritt angewendet und führt zu einer Neubewertung der gefundenen Konfigurationen.

7.4 Validierung der Vorgehensweise

Die Validierung der Vorgehensweise muss zeigen, ob die entwickelte Methodik den gestellten Anforderungen genügt. Dazu werden Eigenschaften der Vorgehensweise analysiert und auf ihre Plausibilität überprüft. Es muss der Nachweis erbracht werden, dass

- eine veränderte Gewichtung der Optimierungsziele unterschiedliche Sensorkonfigurationen als Ergebnisse ergibt,
- der Optimierungsalgorithmus reproduzierbare Ergebnisse liefert und

- der Kostenaufwand bei optimierter Sensorkonfiguration mit der Berechnungsgüte der berechneten Prozessgrößen korreliert (sogenannte „logische Konsistenz“).

Der erste Punkt wird durch eine Variation der Gewichtungsfaktoren und Überprüfung der Ergebnisse auf Plausibilität erbracht. Ein Vergleich der Serienkonfiguration mit einer optimierten Konfiguration unter höherem Kosteneinsatz zeigt die Verbesserung der Berechnung der für Regelung und Diagnose benötigten Parameter. Durch Wiederholung der Optimierungsdurchläufe unter Beibehaltung der gleichen Gewichtungsfaktoren kann gezeigt werden, dass die Ergebnisse reproduzierbar sind. Zudem kann auf diese Weise ein geeignetes Abbruchkriterium für den Optimierungsalgorithmus bestimmt werden.

Alle folgenden Ergebnisse nutzen das vollständig parametrierte, in Kapitel 5.2 vorgestellte Mittelwertmodell des dieselmotorischen Luftpfads.

7.4.1 Gewichtung der Optimierungsziele

Es werden drei Sensorkonfigurationen für unterschiedliche Gewichtungen der Zielfunktionskomponenten dargestellt. Die erste Variante gewichtet alle Optimierungsziele gleich, die anderen beiden Varianten verschieben den Schwerpunkt Richtung Regelung bzw. Diagnose. Die Ergebnisse sind in Tabelle 7.1 zusammengefasst.

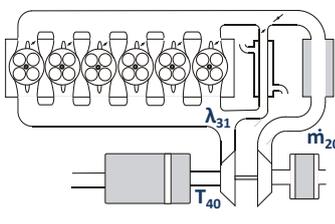
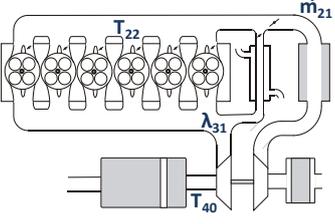
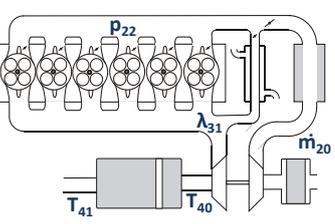
	Variante 1			Variante 2			Variante 3		
	OBD	RGL	KST	OBD	RGL	KST	OBD	RGL	KST
Gewichtung c	0,33	0,33	0,33	0,8	0,1	0,1	0,1	0,8	0,1
Kriterium y	0,45	0,643	0,63	0,40	0,65	0,66	0,45	0,59	0,85
Zielfunktion y_{OPT}		0,58			0,46			0,61	
Sensoren		3			4			5	
Sensorkonfiguration									

Tabelle 7.1: Optimierungsergebnis bei Variation der Gewichtungsfaktoren.

Es wird ersichtlich, dass unterschiedliche Gewichtungen zu unterschiedlichen optimalen Sensorkonfigurationen führen. Die Gewichtung der Kosten mit $c_{KST} = 0,33$ ergibt lediglich drei Sensoren in der Konfiguration. Diese Zahl scheint für praktische Anwendungen sehr gering. Darum wird in den

beiden folgenden Varianten die Gewichtung der Kosten auf $c_{KST} = 0,1$ verringert. Dies resultiert in höheren Sensorzahlen, vier bei starker Gewichtung der Diagnose von $c_{OBD} = 0,8$, fünf Sensoren bei ebenso starker Wertung der Regelkriterien. Es zeigt sich, dass bei allen Varianten eine Lambdasonde vor Turbine und ein Temperatursensor vor Partikelfilter verbaut wird. Da diese Prozessgrößen wichtig sind für Regelung und Diagnose, verlangen sie nach hoher Genauigkeit unabhängig von diesen Gewichtungsfaktoren. Typ und Position der restlichen Sensoren variieren aufgrund der veränderten Bewertung von Diagnose- und Regelkriterien. So sind im Optimierungsergebnis der Variante 2 die Sensoren für Massenstrom nach Ladeluftkühler sowie die Temperatur im Luftsammler enthalten. Diese Prozessgrößen werden ausschließlich für die hier hoch gewichtete Diagnose verwendet, was dieses Ergebnis plausibilisiert.

7.4.2 Reproduzierbarkeit der Optimierungsergebnisse

Die Reproduzierbarkeit der Optimierungsergebnisse steht im vorliegenden Kontext in engem Zusammenhang mit der Konvergenz der Optimierungsziele und dem Abbruchkriterium. Im Verlauf des Optimierungsprozesses nähert sich das Ergebnis dem Optimum an. Dieser Vorgang wird als Konvergenz bezeichnet und geschieht am Anfang sehr schnell. Nach einigen Iterationen sind nur noch kleine Verbesserungen erkennbar und die Intervalle, in denen keine bessere Lösung gefunden wird, werden länger. In Abbildung 7.3 ist der Funktionswert der Zielfunktion y_{OPT} über den Generationen von Sensorkonfigurationen für zehn Optimierungsdurchläufe aufgetragen. Der unterschiedliche Kurvenverlauf zu Beginn der Optimierung erklärt sich aus der Zufälligkeit mit der neue Populationen – hier gleichbedeutend mit Sensorkonfigurationen – erstellt werden.

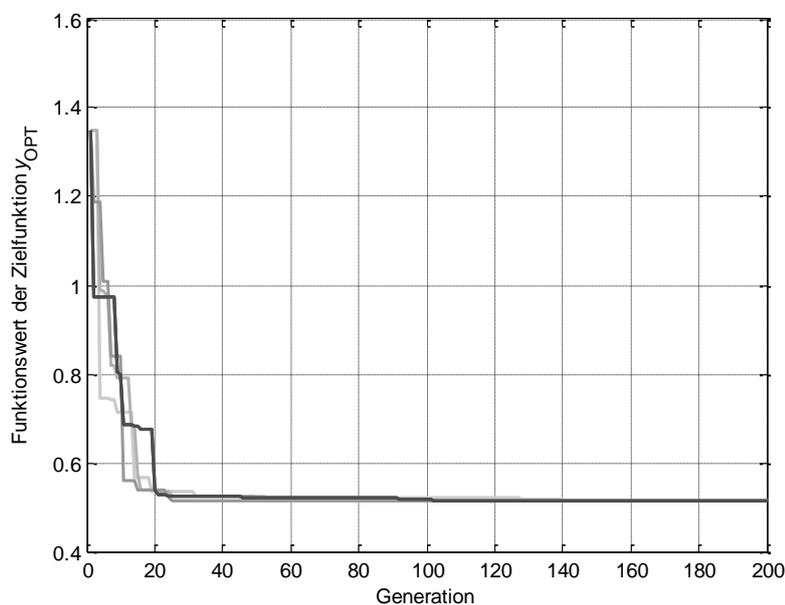


Abbildung 7.3: Wiederholung der Optimierungsdurchläufe des Sensorplatzierungsalgorithmus.

Nach etwa 140 Iterationen erreichen alle denselben Bestwert und demnach auch dieselbe Sensorkonfiguration. Das Optimierungsergebnis wird damit als belastbar und validiert betrachtet. Diese Erkenntnis wird zur Festlegung des Abbruchkriteriums für alle weiteren Optimierungsdurchläufe

genutzt. Es wird festgelegt, dass nach 200 Generationen von Zielfunktionsauswertungen die Optimierung beendet wird und das dann gefundene Ergebnis belastbar ist. Die Validierung des Optimums mit der Brute Force Suchmethode kommt hier nicht in Frage, da sie zu $2^{32} \approx 4,3 \times 10^9$ Funktionsaufrufen führte und damit viel zu aufwändig ist.

7.4.3 Beispielhafter Optimierungsdurchlauf

Ein beispielhaft durchgeführter Durchlauf der Methode zur Optimierung der Sensorkonfiguration zeigt, dass bei höherem Kapitaleinsatz für die Sensorik die Genauigkeit der simulierten Prozessgrößen deutlich gesteigert werden kann. Er demonstriert ebenfalls die Vorgehensweise zur optimalen Konfiguration und stellt alle Zwischenschritte und ihre Ergebnisse detailliert dar. Eine Ausnahme bildet der Stabilitätsnachweis. Er wird nicht wiederholt, da er für das verwendete Luftpfadmodell in Kapitel 6.3.2 erbracht wurde.

Optimierungszyklus

Bei der vorliegenden Problemstellung handelt es sich um eine ganzzahlige, binäre Optimierungsaufgabe. An den acht möglichen Sensororten können beliebig viele Sensoren verbaut werden, jedoch nur einer jedes Sensortyps (Abbildung 7.4).

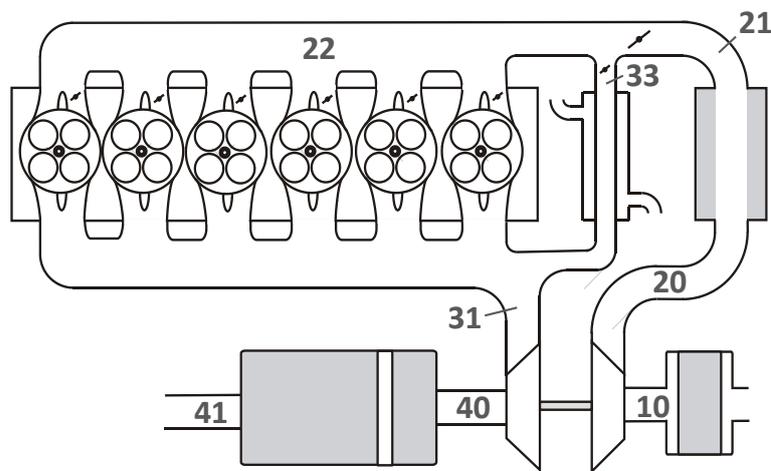


Abbildung 7.4: Zulässige Positionen für die Sensorplatzierung.

Aufgrund technischer Gegebenheiten werden folgende mögliche Sensorpositionen nicht berücksichtigt:

- Umgebung (0): Umgebungsdruck und Temperatur werden standardmäßig im Steuergerät gemessen. Sie werden daher als gegeben vorausgesetzt.
- Im Krümmer (30): Aufgrund starker Pulsationen des Abgases und hoher Temperaturen können die Prozessgrößen nur unzureichend genau und bei hoher Belastung der Sensorik erfasst werden.

- Vor AGR-Kühler (32): Die Gründe gleichen denen für Position 30. Es wird angenommen, dass $p_{32} = p_{31}$.

An einer Position können maximal vier Sensoren platziert werden. Eine Sensorkonfiguration S_i kann damit mit einem Vektor aus 32 Sensoren S_i beschrieben werden. Die Darstellung der Serienkonfiguration für den Beispielmotor ist exemplarisch in Tabelle 7.2 gegeben.

T10	p10	dm10	Lambda10	T20	p20	dm20	Lambda20	T21	p21	dm21	Lambda21	T22	p22	dm22	Lambda22	T31	p31	dm31	Lambda31	T33	p33	dm33	Lambda33	T40	p40	dm40	Lambda40	T41	p41	dm41	Lambda41
0	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	1	1	1	0	0

Tabelle 7.2: Codierung der Seriensensorkonfiguration.

Das Optimierungsproblem kann formuliert werden wie folgt:

$$\min f(S_i) := y \quad (7.5)$$

mit den Randbedingungen für die Optimierungsvariable

$$S_i \in \{0; 1\}, \quad 0 \leq i \leq 32$$

Aus technischen Einschränkungen ergeben sich folgende weitere Randbedingungen:

- Der Luftmassenmesser enthält einen integrierten Temperatursensor.
- Es können keine Luftmassenmesser im Luftsammler, Abgasstrang und AGR-Strecke verbaut werden aufgrund hoher Temperaturbelastung und Verschmutzung durch Partikel.

Diese müssen im Algorithmus ebenfalls Berücksichtigung finden. Eine weitere Randbedingung ist, dass manche Sensoren an bestimmten Stellen am Motor nicht als sinnvoll erachtet werden. Dieses gilt beispielsweise für im Frischluftpfad installierte Lambdasonden. Hier können zwei Strategien verfolgt werden. Die gewählte Möglichkeit ist der Ausschluss von Sensorkonfigurationen, die solche Sensorpositionen enthalten. Dies ist effizient hinsichtlich der Optimierungsdauer, da sinnlose Konfigurationen nicht simuliert werden. Die andere Variante lässt entsprechende Konfigurationen zu und nutzt sie zur Plausibilisierung der Optimierungsergebnisse. In einem optimalen Sensorsatz dürfen solche Sensoren nicht enthalten sein, da sie keine zusätzliche Information liefern, aber dennoch Kosten verursachen. Hier nicht gezeigte Ergebnisse von Untersuchungen zeigen, dass diese Aussage für die vorliegende Problemstellung zutreffend ist.

Die Optimierung nach der beschriebenen Methodik erzielt die in Tabelle 7.3 dargestellten Ergebnisse. Gezeigt sind die zehn besten Sensorkonfigurationen, die im folgenden Schritt einer Sensitivitätsanalyse unterzogen werden. Da die Kosten nur sehr schwach mit $c_{KST} = 0,01$ gewichtet sind, ergibt sich eine relativ hohe Sensorzahl zwischen acht und elf Sensoren. Regelung und Diagnose erhalten jeweils dieselbe Gewichtung von $c_{RGL} = c_{OBD} = 0,495$.

	y_{OBD}	y_{RGL}	y_{KST}	y_{OPT}	Sensorkonfiguration
1	0,42	0,55	1,26	0,5028	$p_{20}, \dot{m}_{21}, T_{22}, p_{22}, p_{31}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}, p_{41}$
2	0,42	0,55	1,29	0,5035	$p_{20}, T_{21}, \dot{m}_{21}, T_{22}, p_{22}, p_{31}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}, p_{41}$
3	0,42	0,55	1,32	0,5041	$T_{10}, T_{20}, p_{20}, \dot{m}_{21}, T_{22}, p_{22}, p_{31}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}$
4	0,43	0,54	1,23	0,5042	$p_{20}, \dot{m}_{21}, p_{22}, p_{31}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}, p_{41}$
5	0,42	0,55	1,32	0,5043	$T_{10}, p_{20}, T_{21}, \dot{m}_{21}, T_{22}, p_{22}, p_{31}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}$
6	0,42	0,56	1,26	0,5055	$p_{21}, \dot{m}_{21}, T_{22}, p_{22}, p_{31}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}, p_{41}$
7	0,42	0,55	1,39	0,506	$p_{20}, T_{21}, \dot{m}_{21}, T_{22}, p_{22}, p_{31}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}, p_{41}, p_{33}$
8	0,43	0,56	1,12	0,5061	$p_{20}, \dot{m}_{21}, T_{22}, p_{31}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}, p_{41}$
9	0,42	0,56	1,29	0,5062	$T_{21}, p_{21}, \dot{m}_{21}, T_{22}, p_{22}, p_{31}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}, p_{41}$
10	0,43	0,55	1,23	0,5066	$p_{21}, \dot{m}_{21}, p_{22}, p_{31}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}, p_{41}$

Tabelle 7.3: Optimierungsergebnisse für die Gewichtung $c_{RGL}=0.495$, $c_{OBD}=0.495$, $c_{KST}=0.01$.

Die beste Sensorkonfiguration nach dem Optimierungszyklus ist in Abbildung 7.5 gegeben. Zum Vergleich ist zudem die Serienkonfiguration (hellgrau) abgebildet.

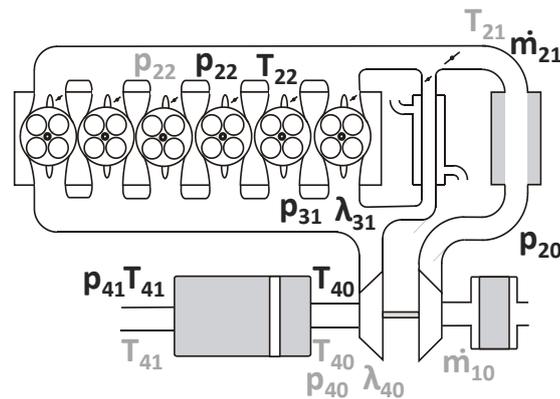


Abbildung 7.5: Optimale Sensorkonfiguration nach dem Optimierungszyklus für $c_{RGL}=0.495$, $c_{OBD}=0.495$, $c_{KST}=0.01$.

Die neue Sensorkonfiguration hat die Zielsetzung die Prozessgrößen mit möglichst hoher Genauigkeit zu berechnen, um den Regel- und Diagnosefunktionen Eingangsgrößen von hoher Qualität zur Verfügung zu stellen. Dass diese Aufgabe erreicht wird, kann anhand der in Abbildung 7.6 exemplarisch gezeigten Prozessgrößen gezeigt werden. In der linken Spalte sind die gemessenen Werte der jeweiligen Größe sowie Simulationsergebnisse der Seriensensorkonfiguration und der optimalen Konfiguration dargestellt. Die rechte Spalte zeigt die relativen Abweichungen f_r der Seriensensorkonfiguration und der optimalen Konfiguration in Bezug auf die Messdaten (vgl. Kapitel 6.1.1).

$$f_r = \frac{y_{m,t} - y_{s,t}}{y_{m,t}} \tag{7.6}$$

Die Diagramme zeigen eine deutliche Verbesserung der Simulationsergebnisse mit der optimalen Sensorkonfiguration.

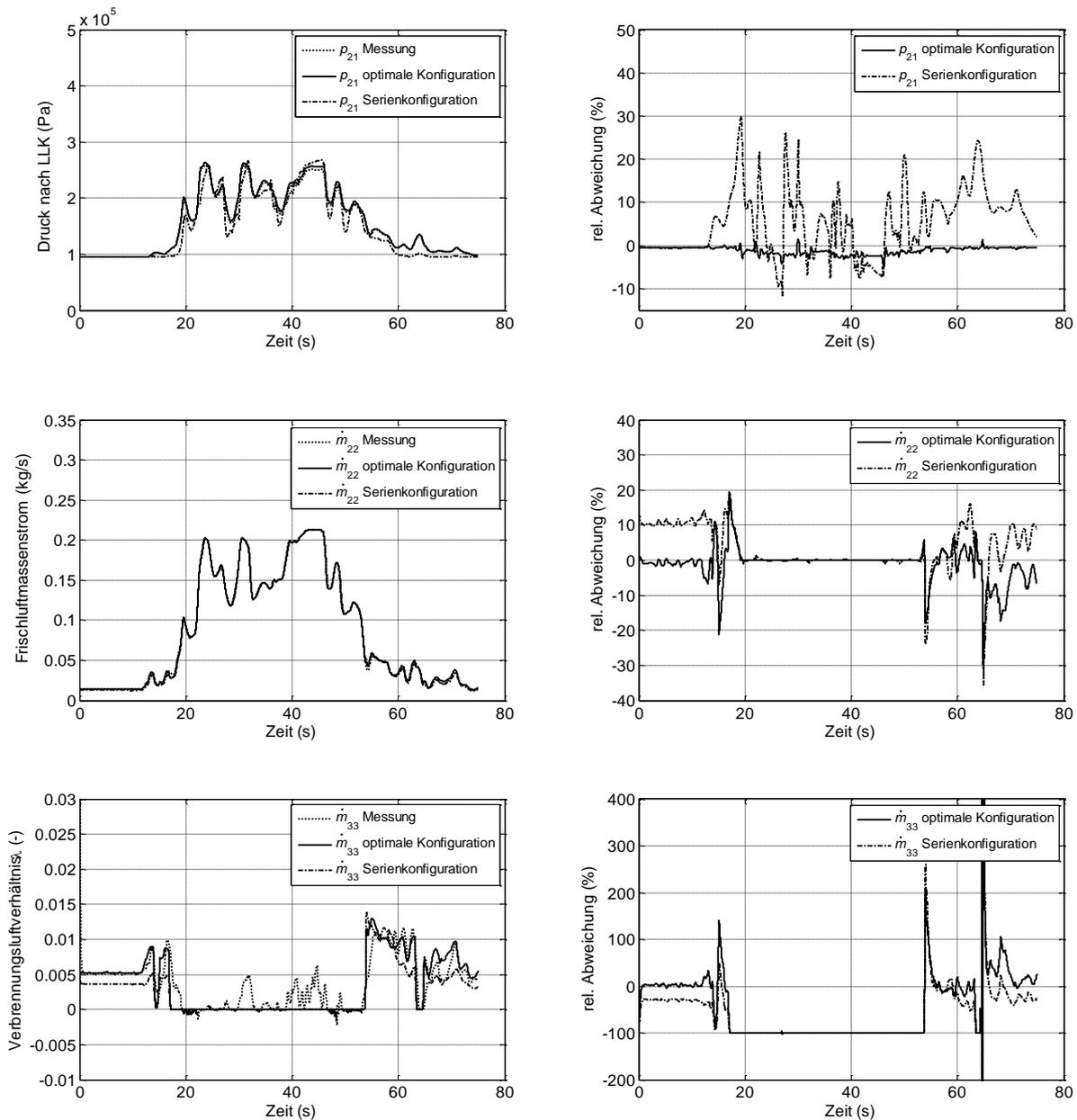


Abbildung 7.6: Vergleich der Simulationsergebnisse von Seriensensorkonfiguration und optimaler Konfiguration.

Sensitivitätsanalyse

Die in Tabelle 7.3 dargestellten Ergebnisse sind die Resultate nach Anwendung des genetischen Optimierungsalgorithmus. Die Berücksichtigung der Sensitivität der Zustandsgrößen auf Messfehler der Sensorgrößen hat noch nicht stattgefunden. Dies erfolgt durch Durchführung der in Kapitel 6.2.3 beschriebenen Sensitivitätsanalyse für die besten zehn Sensorkonfigurationen. Die Ergebnisse des damit vollständigen Algorithmus zur Bestimmung der optimalen Sensorkonfiguration sind in Tabelle 7.4 gezeigt. Die nach dem Optimierungsschritt beste Konfiguration verschlechtert sich nach Einbeziehung der Sensitivität um einen Platz. Es ist jedoch festzustellen, dass das Gesamtkriterium y der Konfigurationen eins bis sieben nach neuer Rangfolge in einem sehr kleinen Bereich schwankt.

<i>ursprüngliche Rangfolge</i>	y_{OPT}	y_{SNS}	y	<i>neue Rangfolge</i>
1	0,5028	0,5990	0,3012	2
2	0,5035	0,5980	0,3011	1
3	0,5041	0,5990	0,3020	4
4	0,5042	0,6220	0,3136	7
5	0,5043	0,5980	0,3016	3
6	0,5055	0,7100	0,3589	9
7	0,506	0,5990	0,3031	5
8	0,5061	0,6000	0,3037	6
9	0,5062	0,7090	0,3589	8
10	0,5066	0,7320	0,3708	10

Tabelle 7.4: Ergebnis des Sensorkonfigurationsalgorithmus unter Einbeziehung der Sensitivitätsanalyse.

Abbildung 7.7 zeigt, dass der optimierte Sensorsatz eine deutliche Genauigkeitsverbesserung der für Regelung und Diagnose benötigten Prozessgrößen bietet. Die mittlere relative Abweichung über alle Größen sinkt von 4,94% auf 2,07%, was einer Verbesserung von 58% entspricht. Dem steht aber eine Erhöhung der Kosten um 29% gegenüber. Die Verbesserung der Prozessgrößenberechnung ist folglich auf den erhöhten Einsatz von Sensoren zurückzuführen.

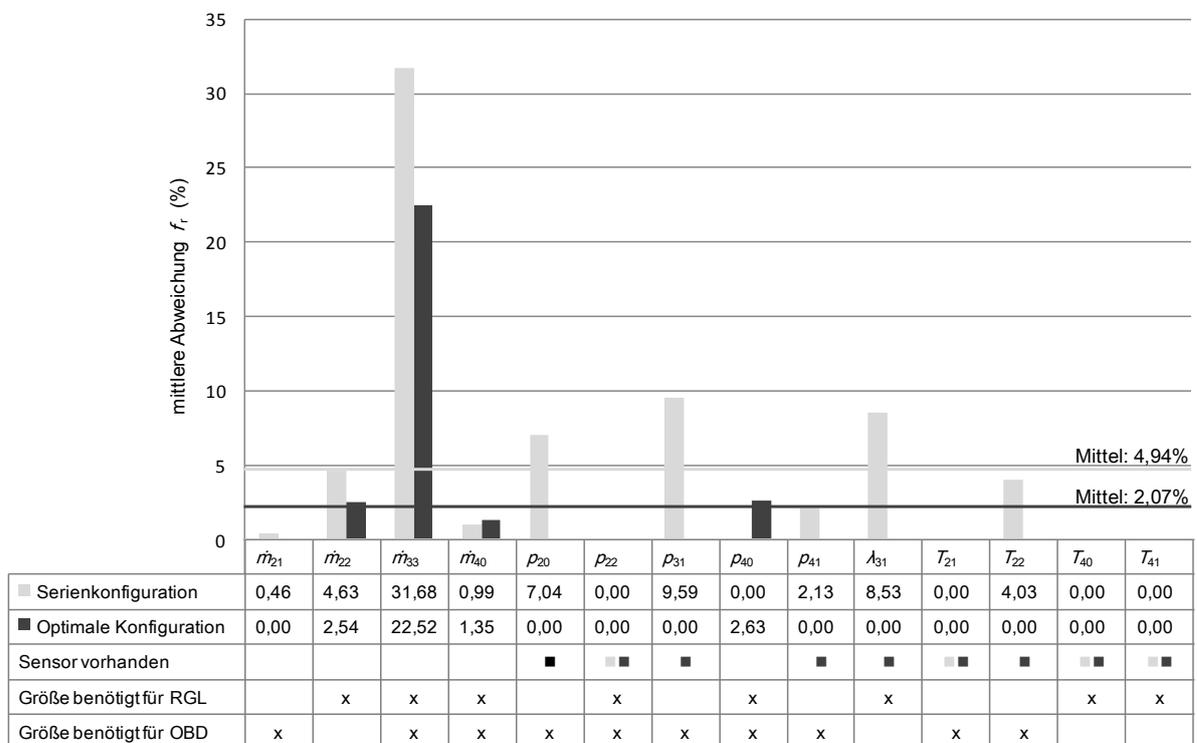


Abbildung 7.7: Vergleich der Ergebnisse von Seriensensorkonfiguration und optimaler Konfiguration.

8 Anwendungsbeispiele

Die Anwendungsbeispiele zeigen, wie die neue Methodik in praktischen Anwendungen genutzt werden kann. Sie veranschaulichen die Vorgehensweise und demonstrieren das Potenzial, das diese zur Optimierung der Sensorik bei gleichberechtigter Betrachtung von Regel- und Diagnoseaspekten sowie zur optimalen Integration neuartiger Sensoren bietet.

8.1 Kostenneutrale optimale Sensorkonfiguration

Der Algorithmus zur Optimierung der Sensorkonfiguration erlaubt es, unter gesamtheitlicher Betrachtung der Regel- und Diagnosebelange des Systems Verbrennungsmotor, die Sensoren bestmöglich auszuwählen und zu platzieren. Dies führt zu der Frage, wie sich eine neue, optimale Sensorkonfiguration von der Konfiguration des Serienmotors unterscheiden würde. Um Vergleichbarkeit herzustellen, wird die Vorgabe gemacht, dass die Kosten der Sensorik gleich sein müssen innerhalb einer zulässigen Abweichung von $\pm 5\%$ vom Preis der Seriensensorik. Die Kriterien von Regelung und Diagnose erhalten dieselbe Bedeutung. Die Gewichtungsfaktoren werden dafür mit $c_{RGL} = 0,485$, $c_{OBD} = 0,485$, $c_{KST} = 0,03$ bestimmt. Tabelle 8.1 zeigt die zehn besten Ergebnisse nach dem Optimierungsdurchlauf.

	y_{OBD}	y_{RGL}	y_{KST}	y_{OPT}	Sensorkonfiguration
1	0,401	0,595	0,877	0,5225	$\dot{m}_{21}, T_{22}, p_{22}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}$
2	0,388	0,595	1,000	0,5240	$\dot{m}_{21}, T_{22}, p_{22}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}, p_{41}$
3	0,388	0,595	1,029	0,5257	$T_{10}, \dot{m}_{21}, T_{22}, p_{22}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}, p_{41}$
4	0,420	0,594	0,848	0,5275	$\dot{m}_{21}, p_{22}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}$
5	0,405	0,595	0,959	0,5282	$\dot{m}_{21}, T_{22}, p_{22}, T_{31}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}$
6	0,420	0,594	0,877	0,5288	$T_{20}, \dot{m}_{21}, p_{22}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}$
7	0,405	0,595	0,988	0,5299	$T_{21}, \dot{m}_{21}, T_{22}, p_{22}, T_{31}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}$
8	0,421	0,591	0,930	0,5303	$\dot{m}_{21}, p_{22}, T_{31}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}$
9	0,393	0,594	1,082	0,5303	$\dot{m}_{21}, T_{22}, p_{22}, T_{31}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}, p_{41}$
10	0,401	0,618	0,795	0,5309	$\dot{m}_{21}, T_{22}, p_{22}, \lambda_{31}, T_{40}$

Tabelle 8.1: Optimierungsergebnisse zum Beispiel „kostenneutrale Konfiguration“.

Die anschließende Sensitivitätsanalyse ergibt das beste Gesamtergebnis für die neunte Konfiguration. Da diese jedoch 8,2% teurer ist als die Seriensensorik wird die zweite Konfiguration ausgewählt, die auch das zweitbeste Gesamtergebnis liefert. Ihre Kosten entsprechen genau dem Serienstand. Die neue Sensorik ist in Abbildung 8.1 im Vergleich zur Serienkonfiguration dargestellt.

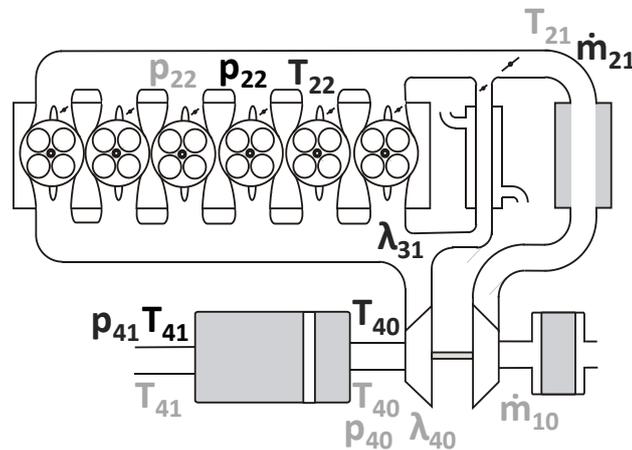


Abbildung 8.1: Sensorkonfiguration für Randbedingung „Kostenneutralität“.

Es fällt auf, dass die gewählten Sensoren in ihrem Typ mit den original verbauten Sensoren übereinstimmen. Sie sind in ihrer Position jedoch näher an die Zylinder gerückt: die Lambda-Messung befindet sich im Krümmer, der Luftmassenmesser ist nach dem Ladeluftkühler positioniert und die Lufttemperatur wird im Sammler genommen. Dies resultiert in einem kürzeren Ansprechverhalten aufgrund kürzerer Gaslaufzeiten (Lambda, Luftmasse) und ergibt zusätzliche Information in Betriebspunkten, an denen Abgas rückgeführt wird (Ladelufttemperatur). Die Sensorik des Partikelfilters bleibt weitgehend identisch und beschränkt sich auf die Verlegung des Drucksensors.

Dass die Konfiguration nicht ausschließlich die angesprochenen Verbesserungen für die Regel- und Steuerfunktion erbringt, sondern sich auch positiv auf die für die Diagnose benötigten Prozessgrößen auswirkt, ist in Abbildung 8.2 gezeigt. Die mittlere normierte Abweichung der simulierten Prozessgrößen sinkt um 14% von 4,94% auf 4,32%. Dies kommt auch den Diagnosefunktionen zu Gute, da die Residuen im Nominalfall kleiner werden und folglich die Erkennung des Fehlerfalls mit höherer Zuverlässigkeit erfolgen kann.

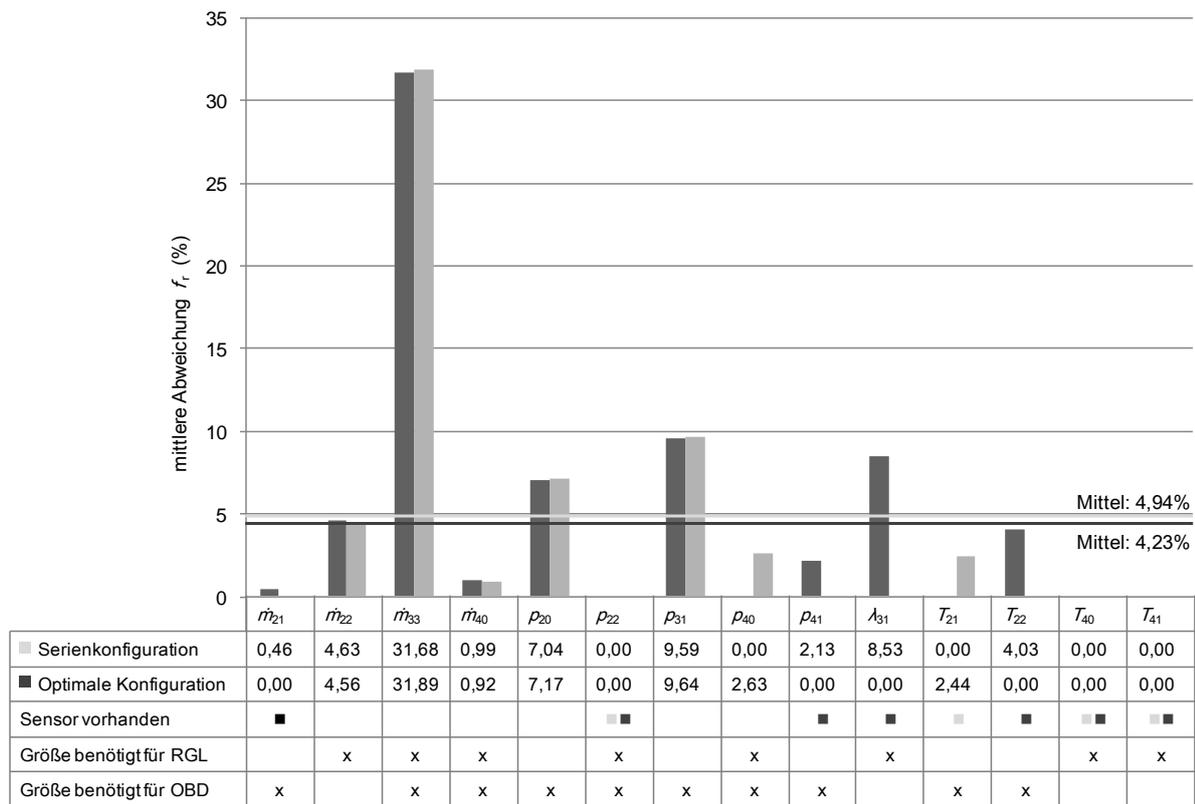


Abbildung 8.2: Vergleich der Ergebnisse von Seriensensorkonfiguration und optimaler Konfiguration für die Randbedingung „Kostenneutralität“.

8.2 Integration eines Abgasmassenstromsensors

Die in Abbildung 8.2 gezeigten mittleren normierten Fehler ergeben für den rückgeführten Abgasmassenstrom sehr hohe Werte. Dies ist einerseits darauf zurückzuführen, dass es sich hierbei um kleine Massenströme handelt und schon geringe Abweichungen zu großen normierten Fehlern führen. Andererseits ist die genaue Bestimmung der rückgeführten Abgasmenge von großer Wichtigkeit, da sie das Emissionsverhalten des Motors maßgeblich beeinflusst. Zudem wirkt sich die unpräzise Bestimmung des AGR-Massenstroms auf die Berechnung anderer Prozessgrößen aus, wie beispielsweise die Bestimmung des Verbrennungsluftverhältnisses im Luftsammler.

Ein großer Vorteil wäre daher die direkte Messung des AGR-Massenstroms um die Einflüsse des Systems oder der Umgebung auszuschließen (MOOS et al., 2006). Alternativ könnte die Messung des unverzweigten Ladungsmassenstroms, beispielsweise vor Luftsammler oder nach Abgaskrümmer erfolgen, sodass die AGR-Menge aus der Differenz des Frischluftmassenstroms und dem Ladungsmassenstrom berechnet wird. Der Sauerstoffgehalt im Zylinder kann mit Einsatz des Abgasmassenstromsensors folglich mit höherer Genauigkeit bestimmt werden. Simulationen zeigen eine deutlich verringerte Streuung der Emissionen, was bedeutet, dass der Motor in einem kleineren Toleranzfenster betrieben werden kann (GRIMM et al., 2010). Der Abgasmassenstromsensor erlaubt verbesserte Strategien zur Luftpfadregelung, Emissionsgrenzwerte können so leichter eingehalten werden.

Herkömmliche Luftmassenmesser sind für eine solche Aufgabe nicht geeignet, da sie temperatur-empfindlich sind und sich im partikelführenden Abgas schnell zusetzen. GRIMM et al., 2010 stellen in ihrer Veröffentlichung einen neuartigen Abgasmassenstromsensor vor. Dieser funktioniert nach demselben Messprinzip wie der Luftmassenmesser, der Heißfilmanemometrie. Aufgrund dieser Bauart liefert der Sensor gleichzeitig die Abgastemperatur. Er erlaubt Betriebstemperaturen von bis zu 650°C und den Einsatz im partikelführenden Diesellabgas. Die Ablagerung von Partikeln wird zum einen durch Ausnutzung thermophoretischer Effekte vermieden, indem die Sensorelemente ständig auf die Mindesttemperatur von 250°C beheizt werden. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, durch zyklisches Abbrennen die Rußablagerung zu entfernen. Wichtige spezifische Sensoreigenschaften sind in Tabelle 8.2 dargestellt.

<i>Eigenschaft</i>	<i>Menge</i>
Gastemperatur	0...650 °C
Messbereich (Rohr-Ø 44mm)	0...500 kg/h
Ansprechzeit T_{63}	60 ms
Messfehler	3%

Tabelle 8.2: Eigenschaften des Abgasmassenstromsensors (GRIMM et al., 2010) .

Mit Hilfe des Algorithmus zur Optimierung der Sensorkonfiguration können wichtige Fragestellungen zur Platzierung des Abgasmassenstromsensors beantwortet werden:

- An welcher Position muss der Sensor verbaut werden? Denkbare Stellen sind im Luftsammler, in der AGR-Strecke oder im Abgasmassenstrom nach AGR-Verzweigung.
- Welchen quantifizierbaren Nutzen bringt der Massenstromsensor?

Es wird die Annahme getroffen, dass die Kosten für Abgas- und Frischluftmassenstromsensor gleich sind. Zudem soll sich der Preis für die gesamte Sensorik im Bereich der Seriensensorik befinden. Aus dieser Vorgabe ergeben sich die Gewichtungsfaktoren zu: $c_{RGL}=0,48$, $c_{OBD}=0,48$, $c_{KST}=0,04$. Die Ergebnisse des Algorithmus vor der Sensitivitätsanalyse sind in Tabelle 8.3 gegeben.

	y_{OBD}	y_{RGL}	y_{KST}	y_{OPT}	<i>Sensorkonfiguration</i>
1	0,264	0,433	0,947	0,3993	$\dot{m}_{21}, T_{22}, \lambda_{31}, T_{40}, \dot{m}_{33}$
2	0,264	0,433	0,977	0,4021	$T_{21}, \dot{m}_{21}, T_{22}, \lambda_{31}, T_{40}, \dot{m}_{33}$
3	0,260	0,447	0,918	0,4025	$\dot{m}_{21}, \lambda_{31}, T_{40}, \dot{m}_{33}$
4	0,257	0,422	1,070	0,4037	$\dot{m}_{21}, T_{22}, \lambda_{31}, T_{40}, p_{41}, \dot{m}_{33}$
5	0,243	0,433	1,058	0,4040	$T_{10}, \dot{m}_{21}, T_{22}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}, \dot{m}_{33}$
6	0,231	0,440	1,058	0,4045	$\dot{m}_{21}, p_{22}, \lambda_{31}, T_{40}, \dot{m}_{33}$
7	0,234	0,428	1,117	0,4050	$T_{21}, \dot{m}_{21}, T_{22}, p_{22}, \lambda_{31}, T_{40}, \dot{m}_{33}$
8	0,253	0,436	1,041	0,4064	$\dot{m}_{21}, \lambda_{31}, T_{40}, p_{41}, \dot{m}_{33}$
9	0,257	0,422	1,099	0,4068	$T_{10}, \dot{m}_{21}, T_{22}, \lambda_{31}, T_{40}, p_{41}, \dot{m}_{33}$
10	0,239	0,447	1,029	0,4069	$T_{20}, \dot{m}_{21}, \lambda_{31}, T_{40}, T_{41}, \dot{m}_{33}$

Tabelle 8.3: Optimierungsergebnisse für die Gewichtung $c_{RGL}=0.48$, $c_{OBD}=0.48$, $c_{KST}=0.04$.

Die Sensitivitätsanalyse ergibt als bestes Gesamtergebnis die vierte Sensorkonfiguration in Tabelle 8.3. Sie ist in Abbildung 8.3 im Vergleich zur Seriensensorik dargestellt. Die Kosten liegen mit 107% leicht über dem Preis der Berechnungsbasis.

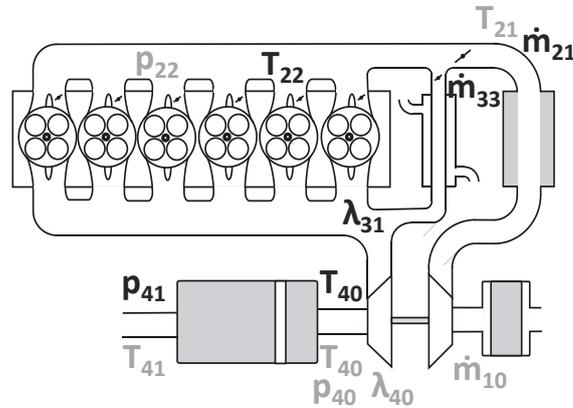


Abbildung 8.3: optimale Sensorkonfiguration mit einem Abgasmassenstromsensor.

Das Ergebnis zeigt, dass die optimale Position des Abgasmassenstromsensors in der AGR-Strecke liegt, also die AGR-Menge direkt gemessen wird. Trotz der aufgrund der Kostenbedingung wegfallenden Sensoren wie beispielsweise für Ladedruck, ergibt sich eine um 43% verringerte normierte mittlere Abweichung der simulierten Prozessgrößen im Vergleich zur Serienkonfiguration (Abbildung 8.4).

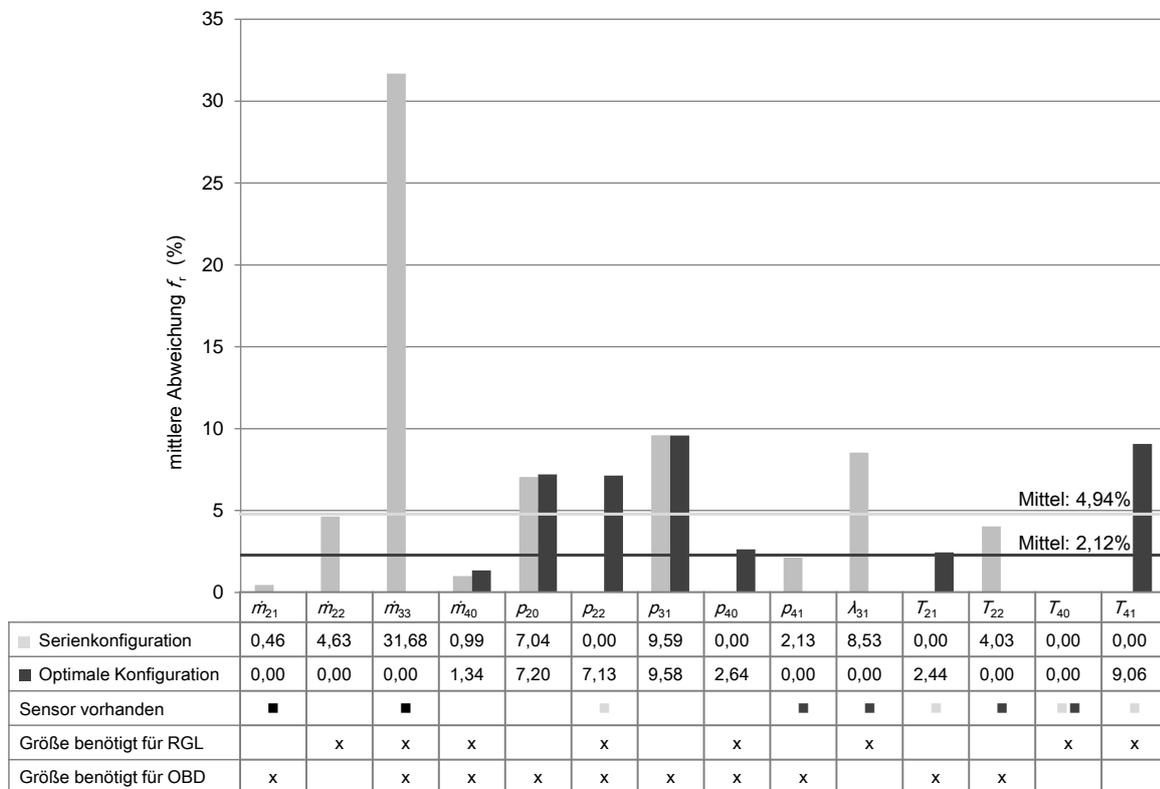


Abbildung 8.4: Vergleich der Ergebnisse von Seriensensorik und optimaler Konfiguration für die Randbedingung „Kostenneutralität“.

In Abbildung 8.5 sind Simulationsergebnisse von Prozessgrößen der Seriensensorkonfiguration den berechneten Größen der optimierten Sensorik mit Abgasmassenstromsensor gegenübergestellt. Dafür wurden der Luftmassenstrom durch den Sammler \dot{m}_{22} sowie das Verbrennungsluftverhältnis λ_{22} an derselben Position exemplarisch ausgewählt. Der Luftmassenstrom ergibt sich aus der Addition des Frischluftmassenstroms und des AGR-Massenstroms und kann daher mit der optimierten Konfiguration innerhalb der Messtoleranz der Sensoren fehlerfrei bestimmt werden. Dies wirkt sich ebenfalls positiv auf die Berechnung des Verbrennungsluftverhältnisses im Sammler aus, wie aus dem rechten unteren Diagramm von Abbildung 8.5 ersichtlich wird. Daher können Zylindermasse und -sauerstoffgehalt nun mit deutlich verbesserter Genauigkeit bestimmt werden, was sich positiv auf das Emissionsverhalten, insbesondere im dynamischen Betrieb, auswirkt.

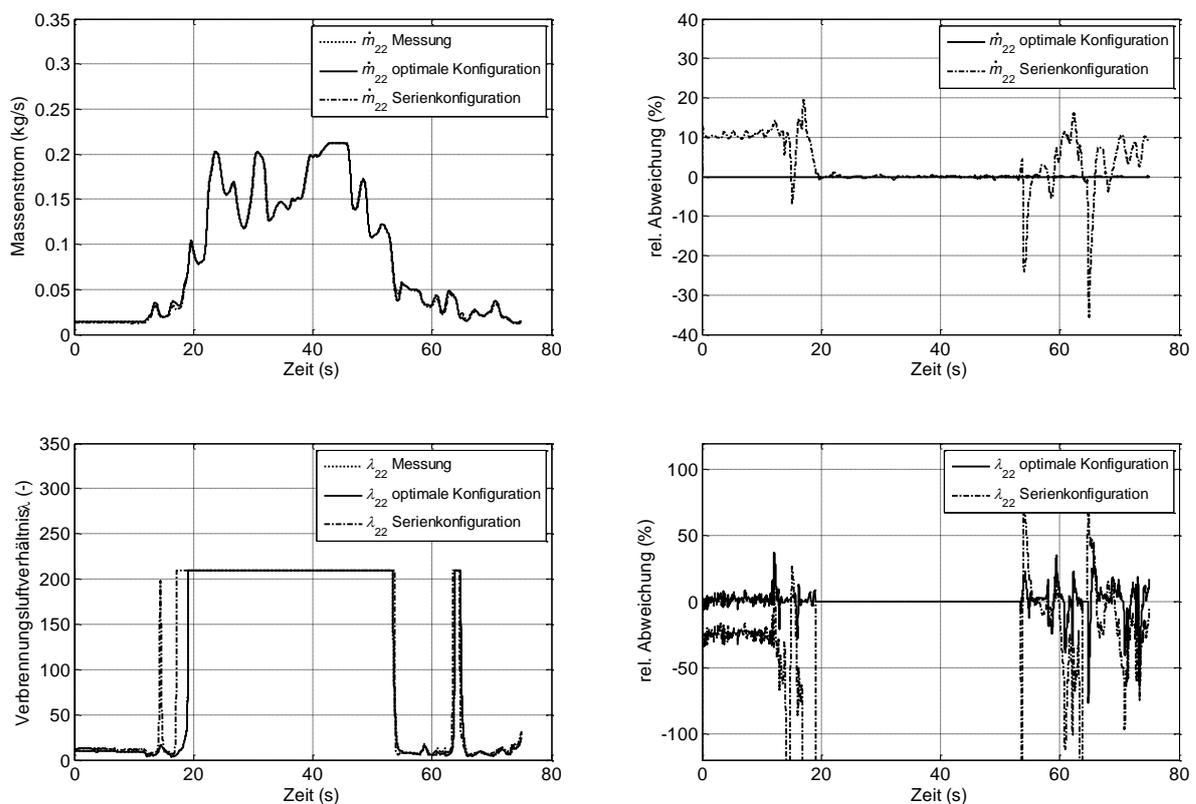


Abbildung 8.5: Simulationsergebnisse der Seriensensorkonfiguration im Vergleich zur optimierten Sensorik mit Abgasmassenstromsensor.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit entwickelt eine methodische und modellbasierte Vorgehensweise zur Optimierung der verbrennungsmotorischen Sensorik. Sie erarbeitet exemplarisch am Luftpfad eines Dieselmotors die Kriterien, die für die Auswahl und Platzierung der Sensorik bestimmend sind. Diese sind namentlich die Regel- und Steuerfunktionen, die OBD-Funktionen und die Kosten. Die entwickelte Methodik setzt eine modellbasierte Motorsteuerung voraus. Dies bedeutet, dass wichtige Prozessgrößen für die Regel- und Diagnosefunktionen mittels eines auf dem Motorsteuergerät hinterlegten Modells berechnet werden. Die Simulation dieses Modells erfolgt in Echtzeit, also synchron zum realen Motorprozess. Das aufgrund der beschränkten Rechenkapazität eines Motorsteuergeräts verwendete Mittelwertmodell zur Berechnung der Modellgrößen bietet einen guten Kompromiss aus Rechenbedarf und Ergebnisqualität. Es simuliert die Größen gemittelt über mindestens ein Arbeitsspiel und nutzt dafür physikalische Zusammenhänge, was ihm eine gute Nachvollziehbarkeit verleiht und den Parametrierungsaufwand gering hält. Das Modell bekommt die Messwerte der Sensorik als Eingangsgrößen und berechnet auf dieser Basis die für Regelung und Diagnose notwendigen Prozessgrößen. Zur Validierung der Methodik wird ein Mittelwertmodell des Luftpfads eines modernen Dieselmotors der Abgaseinstufung Euro 4 erstellt.

Die neue Methodik basiert auf der Tatsache, dass die Prozessgrößen mit höherer Genauigkeit berechnet werden können, wenn mehr Sensoren als Modelleingangswerte zur Verfügung stehen. Diesem Anspruch stehen die Kosten gegenüber, die mit wachsender Sensorzahl steigen. Aus diesen Feststellungen ergibt sich, dass eine optimale Sensorkonfiguration existiert, die den bestmöglichen Kompromiss darstellt. Die Suche nach dieser Sensorkonfiguration erfolgt mittels eines mathematischen Optimierungsverfahrens. Da die Sensoren vereinfachend an diskreten Orten verbaut werden – eine exakte räumlich optimierte Positionierung findet also nicht statt – wird ein genetischer Algorithmus für ganzzahlige Probleme genutzt. Die Zielfunktion setzt sich zusammen aus Kriterien für die Regel- und Diagnosefunktionen sowie für die Kosten. Betrachtet werden nicht die Funktionen selbst, sondern die Prozessgrößen, die als Eingangsgrößen benötigt werden. Die Regel- und Diagnosekriterien berechnen sich aus den zeitlich gemittelten Abweichungen von simulierten Größen und dem realen Phänomen in Form von Prüfstandsmessungen. Das Kostenkriterium wird aus den Kosten für die neue Sensorkonfiguration in Bezug zur Konfiguration des Serienmotors ermittelt. Die drei Kriterien werden gewichtet und zu einem Rückgabewert für den Optimierungsalgorithmus addiert. Der Optimierung geht eine Stabilitätsanalyse voraus, die die Regelbarkeit des Systems überprüft. Da die Messfehler der Sensoren aufgrund der Fehlerfortpflanzung durch das Modell großen Einfluss auf die Simulationsergebnisse haben können, folgt auf den Optimierungsalgorithmus eine Sensitivitätsanalyse, die die besten Ergebnisse hinsichtlich des Messfehlereinflusses neu bewertet.

In Anwendungsbeispielen wird das neue Verfahren demonstriert und die Ergebnisse hinsichtlich Plausibilität untersucht. Ein Anwendungsbeispiel zeigt, dass unter der Randbedingung identischer Kosten eine von der Serienkonfiguration des Motors abweichende Sensorik als optimale Sensorkonfiguration gefunden wird. Die genutzten Sensortypen bleiben gleich, die einzelnen Messaufnehmer rücken aber näher an die Zylinder, um durch kürzere Gaslaufzeiten ein besseres Ansprechverhalten zu erzielen. Durch die verbesserte Sensorpositionierung können die für Regelung und Diagnose benötigten Größen im Mittel mit höherer Genauigkeit berechnet werden. Ein weiteres Anwendungsbeispiel untersucht die Möglichkeiten eines neuartigen Abgasmassenstromsensors. Es wird gezeigt, dass durch die Platzierung in der AGR-Strecke die Genauigkeit, mit der Zylindermasse- und Sauerstoffgehalt berechnet werden, deutlich erhöht werden kann. Dies wirkt sich positiv auf das Emissionsverhalten des Motors aus.

Das in dieser Arbeit entwickelte Verfahren zur Optimierung der Sensorkonfiguration eines Verbrennungsmotors stützt sich momentan auf die Verwendung „klassischer“ Sensoren für Temperatur, Druck, Luftmassenstrom und Sauerstoffgehalt. Laufende Entwicklungen, insbesondere im Dieselmotorenbereich, setzen auf die Nutzung neuer Sensoren zur direkten Messung von Abgaskomponenten wie Ruß oder Stickoxide. Diese werden benötigt, um Abgasnachbehandlungssysteme wie Stickoxidkatalysatoren zu betreiben bzw. erlauben verbesserte Regelstrategien, um die verschärften Emissionsgrenzwerte einzuhalten. Zukünftige Arbeiten auf dem Gebiet „optimale Sensorkonfiguration“ sollten diese Sensoren ebenfalls in Betracht ziehen. Voraussetzung dafür ist die Schaffung von Modellen, die die Emissionen und Abgasnachbehandlungssysteme in ausreichender Genauigkeit simulieren und in für Steuergeräteanwendungen genügender Effizienz berechnet werden können. Ansätze dafür sind Gegenstand laufender Forschungstätigkeit (z.B. KIRCHEN, BOULOCHOS, 2008). Weitere Möglichkeit zur Anwendung und Erweiterung des neuen Verfahrens ist die Einbeziehung von Wegaufnehmern, wie sie zunehmend zur Positionsrückmeldung von Aktuatoren wie dem AGR-Ventil oder dem VTG-Steller verbaut werden. Die vorgestellte Methodik zur Optimierung der Sensorkonfiguration bietet also die Grundlage für zukünftige anspruchsvolle Forschungstätigkeiten auf diesem Gebiet.

10 Literaturverzeichnis

- ABU-QUDAIS, M. 1997. Instantaneous Exhaust-Gas Temperature and Velocity for a Diesel Engine. *Applied Energy*, 56 (1), S. 59–70.
- AISTLEITNER, K., GRIMM, M., HONEDER, J. & LANDERL, C. 1999. Die Auflade- und Abgasrückführregelung des neuen V8-Dieselmotors mit Direkteinspritzung von BMW. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, 60 (9), S. 560–567.
- ALLMENDINGER, K. 2002. *Modellbildung und modellbasierte Estimation thermodynamischer Prozessgrößen am Beispiel eines Dieselmotors* [Dissertation]. Fachbereich Elektrotechnik und Informatik. Universität-Gesamthochschule Siegen.
- ARMSTRONG, B. & DE WIT, C. CARLOS. 1996. Friction Modeling and Compensation. In: LEVINE, W. S., (Hrsg.). *The control handbook*. Boca Raton: CRC Press, S. 1369–1382.
- AUDI AG. 2005. *Audi 4.2 l V8 TDI with Common Rail Injection System*. Selbststudienprogramm Nr. 365. Neckarsulm.
- BAUER, H. 2002. *Dieselmotor-Management*. Braunschweig: Vieweg.
- BECKER, C., REINSCH, B., STROBEL, M., FRISSE, H.-P. & FRISCH, A. 2008. Dieselpartikelfilter aus Cordierit. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, 69 (6), S. 494–501.
- BEISEL, E.-P. 2006. *Operations Research: Diskrete Optimierung* [Vorlesungsskript]. Fachbereich Mathematik. Bergische Universität Wuppertal.
- BENKER, H. 2003. *Mathematische Optimierung mit Computeralgebrasystemen*. Berlin: Springer.
- BERNHARD, F., (Hrsg.). 2004. *Technische Temperaturmessung*. Berlin: Springer.
- BOGDANIC, M. 2007. *Simulation von Autoabgasanlagen* [Dissertation]. Institut für Energietechnik. Technische Universität Berlin.
- BRUSCO, M. J. & STAHL, S. 2005. *Branch-and-Bound Applications in Combinatorial Data Analysis*. New York: Springer.
- BUTTELMANN, M. & LOHMANN, B. 2004. Optimierung mit Genetischen Algorithmen und eine Anwendung zur Modellreduktion. *at – Automatisierungstechnik*, 52 (4), S. 151–161.
- CANOVA, M., FIORANI, P., GAMBAROTTA, A. & TONETTI, M. 2005. *A real-time model of a small turbocharged Multijet Diesel engine: application and validation*. SAE Technical Paper Nr. 2005-24-065.
- CHMIELEWSKI, D. J., PALMER, T. & MANOUSIOUTHAKIS, V. 2002. On the Theory of Optimal Sensor Placement. *American Institute of Chemical Engineering Journal*, Vol. 48 (No. 5), S. 1001–1012.
- CHONG, E. KAH PIN & ZAK, S. H. 2008. *An introduction to optimization*. Hoboken: Wiley.
- CHUNG, T. J. 2003. *Computational fluid dynamics*. Cambridge: Cambridge University Press.

- COMMAULT, C., DION, J.-M. & AGHA, S. YACOUB. 2008. Structural analysis for the sensor location problem in fault detection and isolation. *Automatica*, 44, S. 2074–2080.
- CUKIER, R. I., FORTUIN, C. M., SHULER, K. E., PETSCHKE, A. G. & SCHAIBLY, J. H. 1973. Study of the Sensitivity of Coupled Reaction Systems to Uncertainties in Rate Coefficients. *The Journal of Chemical Physics*, 59 (8), S. 3873–3878.
- D'ERRICO, J. 2006. *Understanding Gridfit*. MATLAB Central File Exchange. <http://www.mathworks.com>. (Letzter Zugriff: 18. Mai 2010).
- DEBOUK, R., LAFORTUNE, S. & TENEKETZIS, D. 2002. On an Optimization Problem in Sensor Selection. *Discrete Event Dynamic Systems*, 12 (4), S. 417–445.
- DITTMAR, R. & PFEIFFER, B.-M. 2004. *Modellbasierte prädiktive Regelung*. München, Wien: Oldenbourg.
- EKSTRÖM, P.-A. 2005. *Eikos: A Simulation Toolbox for Sensitivity Analysis*. UPTEC Report Nr. IT 05 015: Uppsala Universitet.
- ERIKSSON, L. 2002. *Mean Value Models for Exhaust System Temperatures*. SAE Technical Paper Nr. 2002-01-0374.
- Europäisches Parlament und der Rat der europäischen Union. 1998. Richtlinie 98/69/EG des europäischen Parlaments und des Rates über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen und zu Änderung der Richtlinie 70/220/EWG des Rates.
- FARACH, J. E., GRADY, W. M. & ARAPOSTATHIS, A. 1993. An optimal procedure for placing sensors and estimating the locations of harmonic sources in power systems. *IEEE transactions on Power Delivery*, 8 (3), S. 1303–1310.
- FISCHER, R. 2007. *Motorentchnik Diesel - Die Technik der BMW Dieselmotoren*. St. Pölten. Unterlagen zum Vortrag am 17. April.
- FLEMING, W. J. 2001. Overview of Automotive Sensors. *IEEE Sensors Journal*, 1 (4), S. 296–308.
- FONS, M., MULLER, M., CHEVALIER, A., VIGILD, C., HENDRICKS, E. & SORENSON, S. C. 1999. *Mean Value Engine Modelling of an SI Engine with EGR*. SAE Technical Paper Nr. 1999-01-0909.
- FREUND, R. W. & HOPPE, R. H. W. 2007. *Stoer/Bulirsch: Numerische Mathematik I*. Berlin, Heidelberg: Springer.
- FRISK, E. & KRYSANDER, M. 2007. Sensor placement for maximum fault isolability. *Proceedings of 18th International Workshop on Principles of Diagnosis*, S. 106–113.
- GEHRHARDT, J., HÖNNIGER, H. & BISCHOF, H. 1998. *A New Approach to Functional and Software Structure for Engine Management Systems - BOSCH ME7*. SAE Technical Paper Nr. 98P-178 (49).
- GHEORGHIU, V. 1996. *Modelle für die Echtzeitsimulation von Ottomotoren*. Essen. Unterlagen zum Vortrag am 13. November.
- GRIMM, K., NIGRIN, S., TÖNNESMANN, A. & DISMON, H. 2010. Abgasmassenstromsensor für Pkw- und Nfz-Anwendungen. *MTZ extra, 100 Jahre Pierburg*, S. 34–43.
- GRUNDMANN, W. 2002. *Operations Research*. Stuttgart: Teubner.
- GUZZELLA, L. & AMSTUTZ, A. 1998. Control of Diesel Engines. *IEEE Control Systems Magazine*, 18 (5), S. 53–71.
- HEIMANN, B., GERTH, W. & POPP, K. 2007. *Mechatronik*. München: Fachbuchverlag Leipzig.

- HELLER, S. & WACHTMEISTER, G. 2007. *Analysis and modeling of heat transfer in the SI engine exhaust system during warm-up*. SAE Technical Paper Nr. 2007-01-1092.
- HEMKER, T. 2009. *Derivative free surrogate optimization for mixed-integer nonlinear black box problems in engineering*. Düsseldorf: VDI-Verlag.
- HENDRICKS, E. & SORENSON, S. 1990. *Mean Value Modelling of Spark Ignition Engines*. SAE Technical Paper Nr. 900616.
- HENDRICKS, E. & SORENSON, S. C. 1991. *SI Engine Controls and Mean Value Engine Modeling*. SAE Technical Paper Nr. 910258.
- HUANG, S., TAN, K. KIONG & LEE, T. H. 2002. *Applied predictive control*. London: Springer.
- ISERMANN, R. 2003. *Modellgestützte Steuerung, Regelung und Diagnose von Verbrennungsmotoren*. Berlin: Springer.
- ISERMANN, R. 2010. Mechatronische Fahrzeugantriebe. In: ISERMANN, R., (Hrsg.). *Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe*. Wiesbaden: Vieweg, S. 1–35.
- JENSEN, J.-P., KRISTENSEN, A. F., SORENSON, S. C., HOUBAK, N. & HENDRICKS, E. 1991. *Mean Value Modeling of a Small Turbocharged Diesel Engine*. SAE Technical Paper Nr. 910070.
- JUSTI, E. 1938. *Spezifische Wärme, Enthalpie, Entropie und Dissoziation technischer Gase*. Berlin: Springer.
- KAHLERT, J. 2004. *Simulation technischer Systeme*. Wiesbaden: Vieweg.
- KAR, K., ROBERTS, S., STONE, R., OLDFIELD, M. & FRENCH, B. 2004. *Instantaneous Exhaust Temperature Measurements Using Thermocouple Compensation Techniques*. SAE Technical Paper Nr. 2004-01-1418.
- KARLSSON, J. & FREDRIKSSON, J. 1998. *Cylinder-by-Cylinder Engine Models Vs Mean Value Engine Models for use in Powertrain Control Applications*. SAE Technical Paper Nr. 99P-174.
- KIRCHEN, P. & BOULOUCHOS, K. 2008. Phänomenologisches Mittelwertmodell für Ruß in transientem Motorbetrieb. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, 69 (7), S. 624–631.
- KRYSANDER, M. & FRISK, E. 2008. Sensor Placement for Fault Diagnosis. *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics, Part A: Systems and Humans*, 38 (6), S. 1398–1410.
- KUCHLING, H. 1999. *Taschenbuch der Physik*. Leipzig: Fachbuchverlag Leipzig.
- LANDSMANN, G. 2010. Steuerung und Regelung Pkw-Dieselmotoren - Stand und zukünftige Anforderungen. In: ISERMANN, R., (Hrsg.). *Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe*. Wiesbaden: Vieweg, S. 67–85.
- LINDEMANN, U. 2009. *Methodische Entwicklung technischer Produkte*. Dordrecht: Springer.
- LIST, H., EICHLSEDER, H. & PIOCK, W. F. 2008. *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*. Heidelberg: Springer.
- LUENBERGER, D. G. 1964. Observing the State of a Linear System. *IEEE Transactions on Military Electronics*, 8 (2), S. 74–80.
- LUNZE, J. 2008. *Automatisierungstechnik*. München: Oldenbourg.
- LUNZE, J. 2010. *Regelungstechnik 2*. Berlin, Heidelberg: Springer.
- LUONG, M., MAQUIN, D., HUYNH, C. TRUNG, RAGOT, J. & LUONG, M. 1994. Observability, Redundancy, Reliability And Integrated Design Of Measurement Systems. *Proceedings of the 2nd IFAC Symposium on intelligent Components and Instruments for Control Applications, SICICA'94*, S. 8–10.

- MADRON, F. & VEVERKA, V. 1992. Optimal Selection of Measuring Points in Complex Plants by Linear Models. *AIChE Journal*, 38 (2), S. 227–236.
- MANN, H., SCHIFFELGEN, H. & FRORIEP, R. 2003. *Einführung in die Regelungstechnik*. München: Hanser.
- MARKUS, E., RANDOL, H. & KNAUER, M. 2006. Aktuelle Entwicklungen bei Motorsteuerungen. *ATZ elektronik* (1/2006), S. 8–15.
- MATTHIES, M. 2002. *Einführung in die Systemwissenschaft* [Vorlesungsskript]. Institut für Umweltsystemforschung. Universität Osnabrück.
- MAUL, W. A., KOPASAKIS, G., SANTI, L. M., SOWERS, T. S. & CHICATELLI, A. 2007. *Sensor Selection and Optimization for Health Assessment of Aerospace Systems*. NASA Technical Memorandum Nr. 2007-214822. Cleveland: National Aeronautics and Space Administration (NASA).
- MEDER, G., MITTERER, A., KONRAD, H., KRÄMER, G. & SIEGL, N. 2007. Entwicklung und Applikation von modellbasierten Steuergerätefunktionen am Beispiel eines Sechszylindermotors mit vollvariablen Ventiltrieb. *at – Automatisierungstechnik*, 55 (7), S. 339–345.
- MERKER, G., SCHWARZ, C., STIESCH, G. & OTTO, F. 2006. *Verbrennungsmotoren*. Wiesbaden: Teubner.
- MERKER, G. P. & SCHWARZ, C. 2001. *Technische Verbrennung - Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse*. Stuttgart u.a.: Teubner.
- MOOS, R. ET AL. 2006. Sensor for directly determining the exhaust gas recirculation rate-EGR sensor. *Sensors and Actuators B: Chemical*, 119 (1), S. 57–63.
- MORAAL, P. & KOLMANOVSKY, I. 1999. *Turbocharger Modeling for Automotive Control Applications*. SAE Technical Paper Nr. 1999-01-0908.
- MUSHINI, R. & SIMON, D. 2005. On Optimization of Sensor Selection for Aircraft Gas Turbine Engines. In: IEEE COMPUTER SOCIETY, (Hrsg.). *Proceedings of the 18th International Conference on Systems Engineering*. Washington DC (USA), S. 9–14.
- NAGAHIRO, K., ABE, T., OKAWARA, K., YAMAZAKI, M. & HARA, I. 2005. Die Entwicklung der Dieselmotorreihe i-CTDi von Honda. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, 66 (7-8), S. 546–550.
- Normenstelle Luftfahrt im DIN Deutsches Institut für Normung e.V. Nr. DIN ISO 2533. 1979. *Normatmosphäre*.
- ODENDALL, B. 2003. Fehlerbetrachtung bei der Messung von Gastemperaturen. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, 64 (3), S. 196–199.
- PAPULA, L. 1998. *Mathematische Formelsammlung für Ingenieure und Naturwissenschaftler*. Braunschweig: Vieweg.
- PECK, R. STEFAN. 2007. *Experimentelle Untersuchung und dynamische Simulation von Oxidationskatalysatoren und Diesel-Partikelfiltern* [Dissertation]. Institut für Chemische Verfahrenstechnik. Universität Stuttgart.
- PICARDI, C., BRAY, R., CASCIO, F., CONSOLE, L., DRESSLER, O., MILLET, D., REHFUS, B., STRUSS, P. & VALLEE, C. 2002. IDD: Integrating Diagnosis in the Design of Automotive Systems. In: VAN HARMELEN, F., (Hrsg.). *Proceedings of the 15th European Conference on Artificial Intelligence*. Amsterdam: IOS Press, S. 628–632.
- POHLHEIM, H. 2000. *Evolutionäre Algorithmen*. Berlin: Springer.

- POLIFKE, W. 2003. *Arbeitsunterlagen zu den Vorlesungen Wärmetransportphänomene und Wärme- und Stoffübertragung* [Formelsammlung]. Lehrstuhl für Thermodynamik. Technische Universität München.
- POLIFKE, W. 2004. *Skriptum zur Vorlesung Wärmetransportphänomene* [Vorlesungsskript]. Lehrstuhl für Thermodynamik. Technische Universität München.
- POWELL, D. J., FEKETE, N. P. & CHANG, C.-F. 1998. Observer-based air fuel ratio control. *IEEE Control Systems Magazine*, 18 (5), S. 72–83.
- REIF, K. 2006. *Automobilelektronik*. Wiesbaden: Vieweg.
- REIF, K. 2010. *Sensoren im Kraftfahrzeug*. Wiesbaden: Vieweg.
- ROBERT BOSCH GMBH. 2001. *Planare Breitband Lambdasonde LSU 4.2*. Technische Kundenunterlage Nr. Y 258 K01 005-000.
- ROBERT BOSCH GMBH. 2004. *Dieselmotor-Management*. Wiesbaden: Vieweg.
- ROBERT BOSCH GMBH. 2010a. *Absolutdrucksensoren*. Produktdatenblatt.
- ROBERT BOSCH GMBH. 2010b. *Heißfilm-Luftmassenmesser, Typ HFM 6*. Produktdatenblatt.
- RÜCKERT, J., KINOO, B., KRÜGER, M., SCHLOßER, A., RAKE, H. & PISCHINGER, S. 2001. Simultane Regelung von Ladedruck und AGR-Rate beim Pkw-Dieselmotor. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, 62 (11), S. 956–965.
- RÜCKERT, J., RICHERT, F., ABEL, D., HERRMANN, O. E., PFEIFER, A., SCHLOßER, A. & PISCHINGER, S. 2005. Ein Modellgestützter Prädiktiver Ansatz zur Regelung von Ladedruck und AGR-Rate beim Nutzfahrzeug-Dieselmotor. *at – Automatisierungstechnik*, 53 (02/2005), S. 79–86.
- SANTI, L. MICHAEL, SOWERS, S. T. & AGUILAR, R. B. 2005. *Optimal Sensor Selection for Health Monitoring Systems*. NASA Technical Memorandum Nr. 2005-213955. Cleveland: National Aeronautics and Space Administration (NASA).
- SCADRON, M. & WARSHASKY, I. 1952. *Experimental determination of time constants and Nusselt numbers for bare-wire thermocouples in high-velocity air streams and analytic approximation of conduction and radiation errors*. NACA Technical Note Nr. 2599. Cleveland: Lewis Flight Propulsion Laboratory.
- SCHARPF, J., HILLYARD, J. & HÖPLER, R. IM DRUCK. Automotive Real-Time Simulation – Modeling and Applications. In: MOSTERMAN, P. J., (Hrsg.). *Computational Analysis, Synthesis and Design of Dynamic Systems*. Boca Raton: CRC Press.
- SCHWIEGER, V. 2005. *Nicht-lineare Sensitivitätsanalyse gezeigt an Beispielen zu bewegten Objekten*. München: Beck.
- SIEBERTZ, K., BEBBER, D. VAN & HOCHKIRCHEN, T. 2010. *Statistische Versuchsplanung*. Heidelberg: Springer.
- SKOGTJÄRN, P. 2002. *Modelling of the Exhaust Gas Temperature for Diesel Engines* [Master Thesis]. Department of Electrical Engineering. Linköpings Universitet.
- SORENSEN, S. C., HENDRICKS, E., MAGNUSSON, S. & BERTELSEN, A. 2005. *Compact and Accurate Turbocharger Modelling for Engine Control*. SAE Technical Paper Nr. 2005-01-1942.
- SOWERS, S. T., KOPASAKIS, G. & SIMON, D. L. 2008. *Application of the Systematic Sensor Selection Strategy for Turbofan Engine Diagnostics*. NASA Technical Memorandum Nr. 2008-215200. Cleveland: National Aeronautics and Space Administration (NASA).

- SPANACHE, S., ESCOBET, T. & TRAVÉ-MASSUYÈS, L. 2004. Sensor Placement Optimisation Using Genetic Algorithms. *Proceedings of the 15th International Workshop on Principles of Diagnosis (DX-04)*. Carcassonne, S. 179–183.
- STANLEY, G. M. & MAH, R. S. H. 1981. Observability and Redundancy in Process Data Estimation. *Chemical Engineering Science*, 36, S. 259–272.
- STRUSS, P. & PRICE, C. 2004. Model-based systems in the automotive industry. *AI Magazine*, 24, S. 17–34.
- STUHLER, H., RICKEN, V. & DIENER, R. 2010. Aufbau und Anpassung der Motorsteuerungs-Software für Otto- und Dieselmotoren. In: ISERMANN, R., (Hrsg.). *Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe*. Wiesbaden: Vieweg, S. 38–66.
- SUARD, R., CHRISTOPHER, O. H. & GUZZELLA, L. 2008. *Optimal Sensor Selection and Configuration, Case Study Spark Ignited Engine*. SAE Technical Paper Nr. 2008-01-0991.
- TAGAWA, M. 2005. Response compensation of fine-wire temperature sensors. *Review of Scientific Instruments*, 76 (9).
- THE MATHWORKS INC. 2010. *Simulink 7 User's Guide*.
- TITTMANN, P. 2003. *Graphentheorie*. München: Fachbuchverlag Leipzig.
- TRAICHEL, A. 2004. *Neue Verfahren zur Modellierung nichtlinearer thermodynamischer Prozesse in einem Druckbehälter mit siedendem Wasser-Dampf-Gemisch bei negativen Drucktransienten*. Karlsruhe: Universitätsverlag.
- TRAVÉ-MASSUYÈS, L., ESCOBET, T. & MILNE, R. 2001. Model-based diagnosability and sensor placement. Application to a frame 6 gas turbine subsystem. In: MORGAN KAUFMANN PUBLISHERS INC., (Hrsg.). *Proceedings of the 17th international joint conference on Artificial intelligence*. San Francisco, S. 551–556.
- TRAVÉ-MASSUYÈS, L., ESCOBET, T. & SPANACHE, S. 2003. Diagnosability Analysis Based on Component-Supported Analytical Redundancy Relations. In: INTERNATIONAL FEDERATION OF AUTOMATIC CONTROL, (Hrsg.). *Proceedings of the IFAC 2003 SAFEPROCESS*. Washington DC, S. 897–902.
- VÁCLAVEK, V. & LOUCKA, M. 1976. Selection of Measurements necessary to achieve multi-component mass balances in chemical plant. *Chemical Engineering Science*, 31, S. 1199–1205.
- VAN DEN BOS, A. 2007. *Parameter estimation for scientists and engineers*. Hoboken: Wiley.
- VDI-GESELLSCHAFT VERFAHRENSTECHNIK UND CHEMIEINGENIEURWESEN, (Hrsg.). 2002. *VDI-Wärmeatlas*. Berlin: Springer.
- VENKATASUBRAMANIAN, V., RENGASWAMY, R., YIN, K. & KAVURI, S. N. 2003. A review of process fault detection and diagnosis. Part I: Quantitative model-based methods. *Computers and Chemical Engineering*, 27 (3), S. 293–311.
- VOLKSWAGEN AG. 2003. *European On-Board Diagnosis for Diesel Engines*. Selbststudienprogramm Nr. 315. Wolfsburg.
- WACHTMEISTER, G. 2006. *Skriptum zur Vorlesung Verbrennungsmotoren* [Vorlesungsskript]. Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen. Technische Universität München.
- WALLENTOWITZ, H. & REIF, K. 2006. *Handbuch Kraftfahrzeugelektronik*. Wiesbaden: Vieweg.
- YAO, L., SETHARES, W. A. & KAMMER, D. C. 1992. *Sensor placement for on-orbit modal identification of large space structure via a genetic algorithm*. Kobe. Unterlagen zum Vortrag am 17. September.

- YASSINE, A. ALRAHIM, PLOIX, S. & FLAUS, J.-M. 2008. A method for sensor placement taking into account diagnosability criteria. *International Journal of Applied Mathematics and Computer Science*, 18 (4), S. 497–512.
- ZACHARIAS, F. 1966. *Analytische Darstellung der thermodynamischen Eigenschaften von Verbrennungsgasen* [Dissertation]. Institut für Land- und Seeverkehr. Technische Universität Berlin.
- ZAHN, S. & ISERMANN, R. 2007. Entwicklung eines kurbelwinkelsynchronen Motormodells für die Echtzeitsimulation. In: PUCHER, H. & KAHRSTEDT, J., (Hrsg.). *Motorprozesssimulation und Aufladung II*. Renningen: Expert, S. 255–279.