



Martin Strickner, BSc

Abstimmung der Motorsteuerung an einem 150 cm³ Motorradmotor

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades
Diplomingenieur
Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Institutsvorstand und Betreuer

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Zweitbetreuer

Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Roland Kirchberger
Dipl.-Ing. Jürgen Tromayer
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Graz, November 2015

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am
.....
(Unterschrift)

Statutory Declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
place and date
.....
(signature)

Vorwort

Nach Beendigung meiner Bachelorarbeit am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, bot sich mir seitens des Institutes die Möglichkeit an der Neuentwicklung eines Motorradmotors mitzuwirken. Dabei ging es zunächst um Voruntersuchungen und die Studie vergleichbarer Serienmotoren, gefolgt von der Vorauslegung der mechanischen Komponenten und der Erstellung des Grundkonzeptes. Im Anschluss daran folgte die Konstruktionsphase, welche mit der Übergabe der Fertigungszeichnungen an den Prototypenhersteller abgeschlossen wurde.

Im Rahmen der Erprobung des Prototypenmotors in der Prüfstandsphase ergab sich schließlich ein interessantes Thema mit Schwerpunktlegung hinsichtlich der Motorapplikation sowie der Emissions- und Fahrbarkeitsoptimierung. Dieses Thema wurde im Rahmen dieser Masterarbeit bearbeitet und abgehandelt.

Der Umfang und die Dauer dieses Projektes im Allgemeinen und besonders die vielfältigen Aufgabengebiete und Tätigkeiten ermöglichten es mir wertvolle Erfahrungen zu sammeln und einen umfassenden Einblick in die Praxis der Motorenentwicklung und des Prüfstandsbetriebs zu erhalten.

Mein besonderer Dank gebührt daher in erster Linie dem Vorstand des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichseder und dem Leiter des Fachbereiches Konstruktion und Auslegung Herrn Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Roland Kirchberger für die Ermöglichung der Mitarbeit an diesem Projekt und die Möglichkeit in diesem Rahmen meine Masterarbeit verfassen zu können. Weiters möchte ich mich auf diesem Wege besonders bei meinen Betreuern Herrn Dipl.-Ing. Jürgen Tromayer und Herrn Dipl.-Ing. Gerd Neumann für ihre engagierte Unterstützung und Motivation bedanken. Außerdem möchte ich mich bei allen Mitarbeitern des Institutes, besonders des Fachbereiches Konstruktion und Auslegung, für die kollegiale Zusammenarbeit und das angenehme Arbeitsklima bedanken.

Zum Abschluss möchte ich noch ganz besonders jenen Menschen danken, die mir diese Ausbildung überhaupt erst ermöglichten: meinen Eltern. Sie waren es, die mir stets zur Seite standen und mich wo es nur ging unterstützten. Vielen Dank!

Graz, November 2015

Kurzfassung

Die vorliegende Masterarbeit entstand im Rahmen eines Industrieprojektes am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz. Das vom Forschungsbereich Konstruktion und Auslegung durchgeführte Projekt umfasst die vollständige Entwicklung, Konstruktion und Erprobung eines Einzylinder-Motorradmotors.

Wie der Titel dieser Arbeit bereits verrät, konzentriert sich diese auf die Abstimmung und Applikation des entwickelten Prototypenmotors im Rahmen der Prüfstandsphase. Dabei liegt besonderes Augenmerk auf Aspekten der Sicherstellung eines zuverlässigen Motorbetriebes und der Fahrbarkeit sowie auf der Erreichung der „Euro 4“-Abgasgesetzgebung. Die entsprechenden Untersuchungen werden zum einen am Zweirad-Rollenprüfstand und zum anderen im realen Straßenverkehr durchgeführt. Dazu wird zunächst ein funktionsfähiger Versuchsträger aufgebaut und sichergestellt, dass die mechanischen Komponenten des Systems Motor/Fahrzeug einwandfrei funktionieren. Aufbauend auf dieser Basis, unter Berücksichtigung der Entwicklungsergebnisse des Motorprüfstandes sowie von Voruntersuchungen, wird eine Basisbedatung des Motorsteuergerätes vorgenommen. Anschließend wird der Motor hinsichtlich der Einhaltung der geforderten Emissionslimits mit einem entsprechenden Abgasnachbehandlungssystem ausgestattet. Dazu wird ein geeigneter Dreiwegekatalysator ausgewählt. Anhand der so erhaltenen Endkonfiguration des Abgasnachbehandlungssystems kann die detaillierte Abstimmung des Motorsteuergerätes hinsichtlich des Emissionsverhaltens vorgenommen werden. Auf dem erreichten Entwicklungsstand am Ende dieser Arbeit soll anschließend der Fahrzeugdauerlauf im Straßenverkehr durchgeführt werden.

Abstract

This master thesis was issued at the Institute of Internal Combustion Engines and Thermodynamics at Graz University of Technology. It was part of a project which was outsourced by an Asian motorcycle manufacturer. The scope of this project was the development, design and testing of a single-cylinder motorcycle engine.

The content of this thesis is focused on the development and calibration of the engine within the framework of the testbench development phase. Its basic objectives are targeting optimizations concerning general reliability and drivability issues as well as the fulfillment of the „Euro 4“ emission legislation.

The testing is mainly carried out on chassis dyno test bench but also on-road investigations are performed. Initially, a working test carrier is set up and it is assured that all mechanical components are working properly. Working on this basis, also taking into account the development outputs from engine test bench and pre-studies, a first calibration of the engine control unit is carried out. Subsequently, exhaust gas emissions can be measured and an appropriate exhaust gas aftertreatment system which is capable of meeting the „Euro 4“-limits is provided. For this purpose a suitable three-way catalyst is selected. For the final configuration of the exhaust gas aftertreatment system, a refinement in calibration of the engine control unit can be performed in order to obtain further emission reduction. Finally, the on-road vehicle endurance test is to be carried out on the achieved state of development.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Aufgabenstellung	3
1.2	Ausgangssituation	4
2	Grundlagen	5
2.1	Arbeitsverfahren Viertakt-Ottomotor	5
2.2	Motorkenngrößen	7
2.2.1	Hubvolumen	7
2.2.2	Verdichtungsverhältnis	7
2.2.3	Mitteldruck (spezifische Arbeit)	8
2.2.4	Leistung und Drehmoment	10
2.2.5	Wirkungsgrad und spezifischer Kraftstoffverbrauch	11
2.3	Ladungswechselkenngrößen [1]	12
2.3.1	Luftaufwand	13
2.3.2	Liefergrad	14
2.3.3	Fanggrad	14
2.3.4	Spülgrad	14
2.3.5	Restgasanteil	14
2.4	Luftbedarf und Luftverhältnis	14
2.5	Gemischheizwert	16
2.6	Idealisierte Motorprozesse	17
2.6.1	Vereinfachter Vergleichsprozess	17
2.6.2	Vollkommener Motor	23
2.7	Schadstoffbildung	25
2.7.1	Zusammensetzung des Verbrennungsgases	25
2.7.2	Schadstoffe	30
2.7.3	Innere motorische Emissionsreduktion [2]	35
2.7.4	Abgasnachbehandlung	37

3	Rahmenbedingungen der Untersuchungen	45
3.1	Versuchsträger	45
3.1.1	Motor	46
3.1.2	Fahrzeug und Antriebsstrang	52
3.1.3	Motormanagementsystem	54
3.2	Zweirad-Rollenprüfstand	62
3.2.1	Technische Daten des Rollenprüfstandes	63
3.2.2	Betriebsmöglichkeiten	63
3.2.3	Messtechnik	63
3.2.4	Aufbau des Versuchsträgers und Inbetriebnahme	66
4	Basisbedatung der Motorsteuerung	69
4.1	Allgemeine Information	69
4.2	Erstellung der Erstkalibrierung	70
4.2.1	Stöchiometrischer Faktor	70
4.2.2	Injektorkonstante	71
4.2.3	Drehzahllimit	72
4.2.4	Grundeinstellungen für den Motorstart	73
4.3	Drosselklappengrundstellung	77
4.3.1	Luftbypassventil (ABV)	78
4.3.2	Leerlaufstrategie	79
4.3.3	Voreinstellungen	80
4.3.4	Durchführung der Drosselklappeneinstellung	81
4.3.5	Einstellungen für den Motorleerlauf	84
4.3.6	Überprüfung von Motorkaltstart und kaltem Leerlauf	87
4.4	Motorbasiskennfelder	88
4.4.1	Füllungserfassung	88
4.4.2	Modelle zur Füllungserfassung	89
4.4.3	Applikation des Basiskennfeldes zur Füllungserfassung	94
4.4.4	Applikation des α - n - Kennfeldes	104
4.4.5	Übergang von zyklischer Luftmasse zu Einspritzzeit	105
4.4.6	Abstimmung des Einspritzzeitpunktes	106

4.4.7	Applikation des Zündkennfeldes	107
5	Erweiterte Bedatung der Motorsteuerung	110
5.1	Optimierung des Motorstarts	110
5.2	Abstimmung der Fahrbarkeit	112
5.2.1	Anpassung des Zündkennfeldes	112
5.2.2	Anpassung der Wandfilmkompensation	114
6	Emissionsentwicklung	116
6.1	Ausgangssituation	116
6.2	Abgasgesetzgebung	117
6.2.1	Fahrzeugkategorien der L-Klasse	117
6.2.2	Fahrzyklus	118
6.2.3	Evaluierung der Schadstoffemissionen	118
6.3	Emissionsmessungen am Rollenprüfstand	120
6.3.1	Definition der Rollenparameter	120
6.3.2	Definition der Schaltzeitpunkte	121
6.3.3	Messablauf	122
6.4	Katalysatorauswahl	125
6.5	Basisvermessung - Emissionsniveau	126
6.6	Kalibrierungsabstimmung hinsichtlich Emissionsreduktion	127
6.6.1	Anpassung des Zündwinkels	128
6.6.2	Anpassung des Luftverhältnisses	132
7	Zusammenfassung	137
A	Appendix	147
A.1	Abkürzungen für M3A-Systemvariablen	147
A.2	Injektordatenblatt	151

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Formelzeichen

Symbol	Bezeichnung	Einheit
a	Rollwiderstand des Vorderrads	N
b	Luftwiderstandskoeffizient	$\text{N}/(\text{km}/\text{h})^2$
b_e	effektiver spez. Kraftstoffverbrauch	g/kWh
b_i	indizierter spez. Kraftstoffverbrauch	g/kWh
c_p	spez. Wärmekapazität bei $p = \text{konst.}$	J/kgK
c_v	spez. Wärmekapazität bei $v = \text{konst.}$	J/kgK
d_k	Kolbendurchmesser	cm
H_u	unterer Heizwert	kJ/kg
H_G, \bar{H}_G	Gemischheizwert	MJ/m^3
K_p	Gleichgewichtskonstante	-
L	tatsächliche Luftmenge	kgL/kgB
L_{st}	stöchiometrischer Luftbedarf	kgL/kgB
m	Masse	kg
m_i	äquivalente Schwungmasse	kg
m_K	Brennstoffmasse (Kraftstoffmasse)	kg
\dot{m}_K	Brennstoffmassenstrom	kg/s
m_{ref}	Fahrzeugreferenzmasse	kg
M	Drehmoment	Nm
n	Drehzahl	min^{-1}
O_{2st}	stöchiometrischer Sauerstoffbedarf	kgO_2/kgB
p	Druck	bar
p_0	Umgebungsdruck	bar
pdV	Volumenänderungsarbeit	$\text{J}/^\circ\text{KW}$
p_e	effektiver Mitteldruck	bar
p_i	innerer (indizierter) Mitteldruck	bar
p_r	Reibungsmitteldruck	bar
p_Z	Zylinder- beziehungsweise Brennraumdruck	bar
P	Leistung	kW
q	spezifische transportierte Wärme	kJ/kg
q^*	dimensionslose Wärmezufuhr	-
Q_K	Kraftstoffenergie	kJ
R	spezifische Gaskonstante	J/kgK
s	Kolbenhub („Stroke“)	cm
t	Zeit	s
T	Temperatur	K
v	spezifisches Volumen	m^3/kg
V_h	Hubvolumen eines Zylinders	cm^3
V_H	Gesamthubvolumen	cm^3
V_K	Kompressions- oder Totvolumen	cm^3
V_{max}	Maximales Zylindervolumen	cm^3
V_{min}	Minimales Zylindervolumen	cm^3
W	Arbeit	J
w	spezifische Arbeit	kJ/dm^3
x_r	Restgasanteil	-
z	Zylinderanzahl	-

Griechische Formelzeichen

Symbol	Bezeichnung	Einheit
ε	Verdichtungsverhältnis	-
η	Wirkungsgrad	-
κ	Isentropenexponent	-
λ	Luftverhältnis	-
λ_a	Luftaufwand	-
λ_l	Liefergrad	-
λ_f	Fanggrad	-
λ_s	Spülgrad	-
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s
ρ_G	Dichte des Gemisches	kg/m ³
ρ_K	Dichte des Brennstoffes	kg/m ³
ρ_L	Dichte der Luft	kg/m ³

Indizes

Index	Erläuterung
ab	abgeführt
B	Brennstoff
e	effektiv
G	Gemisch
i	indiziert
K	Kraftstoff
L	Luft
m	mechanisch
st	stöchiometrisch
zu	zugeführt

Abkürzungen

Abkürzung	Erläuterung
3D	3-dimensional
AGD	Ansauggeräuschkämpfer
AGR	Abgasrückführung
Al ₂ O ₃	Aluminiumoxid
AÖ	Auslass öffnet
AS	Auslass schließt
B	Brennstoff
C	Kohlenstoff
CAD	Computer Aided Design
CAN	Controller Area Network
CCP	CAN Calibration Protocol
Ce	Cer
CH ₄	Methan
CO ₂	Kohlendioxid
COM	Component Object Model
CPSI	Cells Per Square Inch
CVS	Constant Volume Sampling

DIN	Deutsches Institut für Normung
DOHC	Double Overhead Camshaft
ECU	Engine Control Unit
EMS	Engine Management System
EÖ	Einlass öffnet
ES	Einlass schließt
EU	Europäische Union
H	Wasserstoff (Element)
H ₂ O	Wasser
H ₂ S	Schwefelsulfit
HFM	Heißfilm-Luftmassenmesser
INCA	Integrated Calibration and Application Tool
LL	Leerlauf
N	Stickstoff (Element)
N ₂	Stickstoff (Molekül)
NH ₃	Ammoniak
NO _x	Stickoxide
NTC	Negative Temperature Coefficient
O	Sauerstoff (Element)
O ₂	Sauerstoff (Molekül)
OBD	On Board Diagnose
OT	Oberer Totpunkt
PAK	Polyzyklische Aromatische Kohlenwasserstoffe
PI	proportional-integral
PKW	Personenkraftwagen
ROZ	Researched Oktanzahl
ST	Start
UT	Unterer Totpunkt
WOT	Wide Open Throttle
ZOT	Zünd-OT
ZZP	Zündzeitpunkt

1 Einleitung

Zu Beginn wird kurz das Projekt beschrieben, in dessen Rahmen diese Masterarbeit abgehandelt wurde, um die Randbedingungen für die durchgeführten Tätigkeiten und deren chronologische Zuordnung zu verdeutlichen.

Das Hauptziel des Projektes, welches am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik im Auftrag eines Industriepartners bearbeitet wurde, war die Entwicklung und Konstruktion eines leistungsstarken und robusten Einzylindermotors für den Einsatz in einem Kleinmotorrad im asiatischen Raum, wo Motorräder nach wie vor als Alltagsfahrzeuge dienen. Zusammen mit Mitarbeitern des Auftraggebers, eines asiatischen Motorradherstellers, sollte ein Motor entwickelt werden, welcher maßgeschneidert für das designierte Marktsegment ist und sowohl auf Kundenanforderungen, als auch auf die Fertigungsmöglichkeiten des zukünftigen Herstellers Rücksicht nimmt.

Der Projektumfang war sehr weitreichend und umfasste den gesamten Motorentwicklungsprozess beginnend vom weißen Blatt Papier.

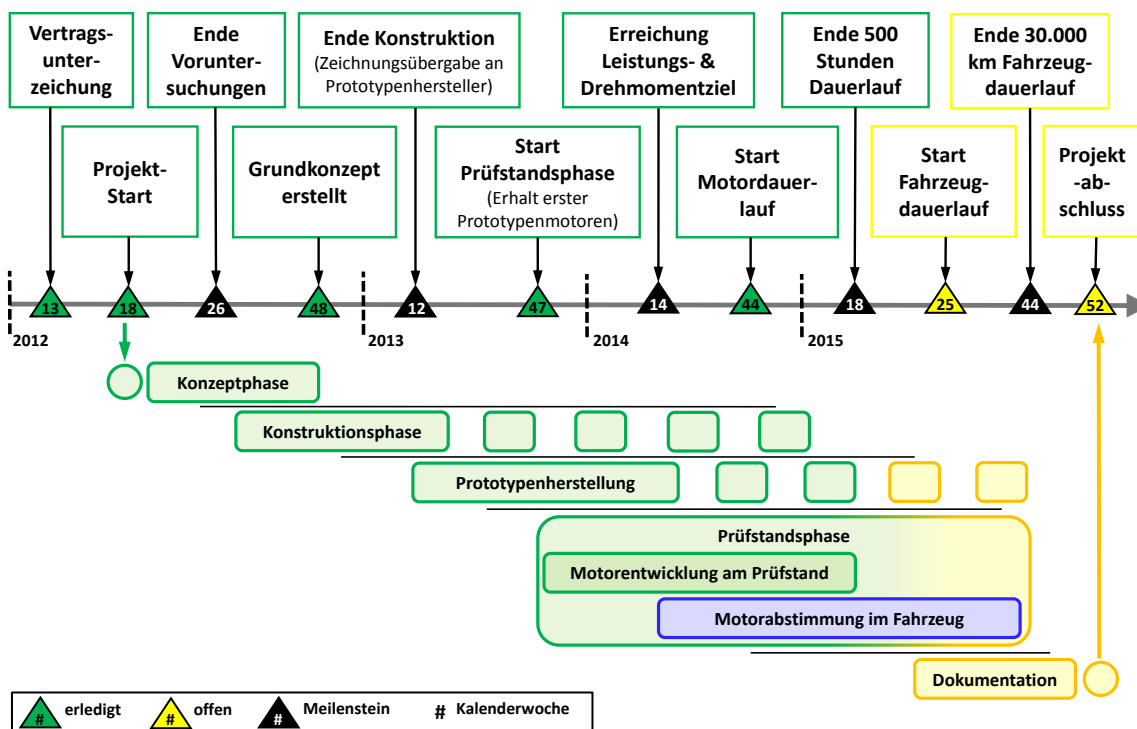


Abbildung 1.1: Übersicht Projektzeitplan und Projektphasen

Abbildung 1.1 stellt den Ablauf des Gesamtprojektes dar und zeigt, zu welchem Zeitpunkt die Tätigkeiten dieser Masterarbeit (blau hervorgehoben) durchgeführt wurden.

Als Grundlage für die Untersuchung der im Lastenheft definierten Anforderungen des Auftraggebers und die Beurteilung ihrer technischen Umsetzbarkeit, wurden im Rahmen der Konzeptphase (siehe Abbildung 1.1) zunächst intensive Voruntersuchungen und Analysen an vergleichbaren, sogenannten „Benchmarkmotoren“, unter anderem am Motorprüfstand, durchgeführt. Daraufhin erfolgte die rechnerische Vorauslegung der mechanischen Komponenten, die thermodynamische Auslegung des Motors und die anschließende Zusammenführung der Ergebnisse in Form des Grundkonzeptes. Die konstruktive Ausarbeitung des Konzeptes, inklusive Detailkonstruktion aller Komponenten, sowie der äußeren Formgebung (Design), erfolgte in der Konstruktionsphase, welche mit der Übergabe der Fertigungszeichnungen an den Prototypenhersteller abgeschlossen wurde. In Abbildung 1.2 ist eine gerenderte Darstellung des Motors am Ende der Konstruktionsphase zu sehen.

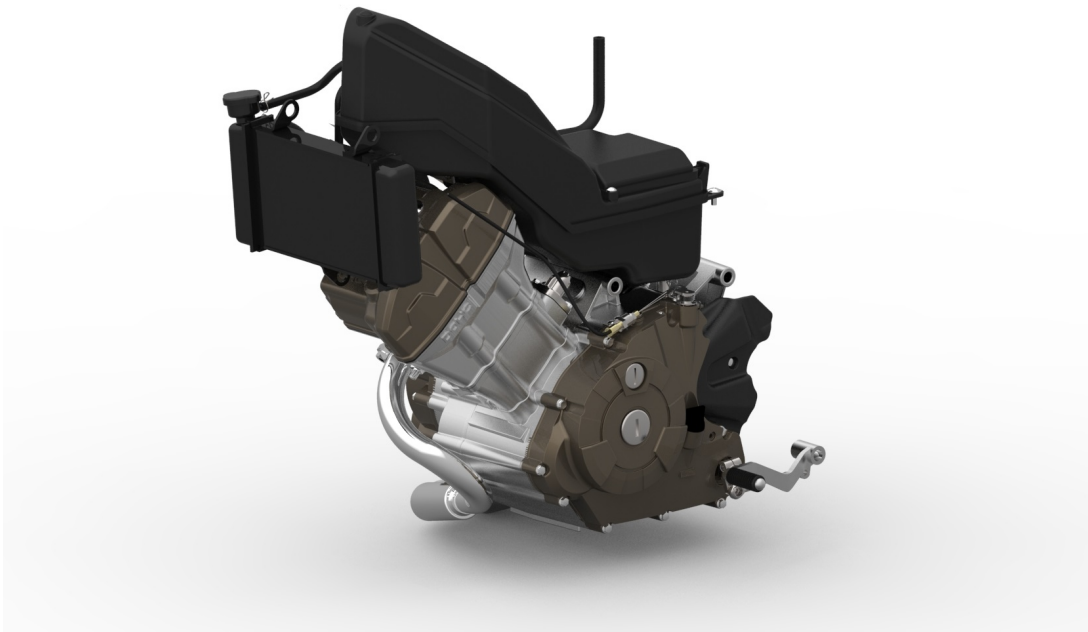


Abbildung 1.2: CAD-Rendering des Prototypenmotors

Im Rahmen der Prüfstandsphase wurde der Prototypenmotor zunächst am Motorprüfstand in Betrieb genommen und hinsichtlich mechanischer Haltbarkeit sowie Erfüllung der geforderten Leistungsziele optimiert. Die Ergebnisse dieses Projektabschnittes wurden in einer vorangegangenen Masterarbeit mit dem Titel „*Leistungsentwicklung, Baugruppenprobung und -optimierung an einem 150 cm³ Viertaktprototypenmotor*“ von Tobias Mair [3] aufgearbeitet und dokumentiert.

Parallel dazu wurden bereits erste Versuche des Motors im Prototypenfahrzeug durchgeführt, um frühzeitig Informationen hinsichtlich des realen Motorbetriebs im Fahrzeug und besonders bezüglich des Abgasemissionsniveaus zu erhalten. Zu diesem Zeitpunkt wurden erste Teile dieser Masterarbeit, wie beispielsweise der Aufbau und die Inbetriebnahme des

Prototypenfahrzeuges, die Funktionsüberprüfung der mechanischen Komponenten sowie die Durchführung erster Emissionsmessungen, erarbeitet. Die resultierenden Ergebnisse sind wiederum in die Entwicklung am Motorprüfstand eingeflossen.

Basierend auf dem finalisierten Entwicklungsstand nach Abschluss der Untersuchungen am Motorprüfstand konnte mit der detaillierten Abstimmung des Motors im Fahrzeug fortgefahren werden. Der Fokus wurde hierbei, wie bereits erwähnt, auf die Applikation der Motorsteuerung, sowie auf die Emissions- und Fahrbarkeitsoptimierung gelegt. Dieser Teilprojektabschnitt, in Abbildung 1.1 blau gekennzeichnet, stellt den Abschluss der Prüfstandsphase dar und beinhaltet den Aufgabenumfang, der im Rahmen der vorliegenden Masterarbeit bearbeitet und abgehandelt wurde.

1.1 Aufgabenstellung

Das Ziel der vorliegenden Masterarbeit mit dem Titel „*Abstimmung der Motorsteuerung an einem 150 cm³ Motorradmotor*“, ist es, den nach abgeschlossener Motorprüfstandsphase vorliegenden Prototypenmotor hinsichtlich eines zuverlässigen Motorbetriebes unter verschiedensten Betriebsbedingungen zu optimieren. Dazu zählen zum einen ein gutes Start- und Leerlaufverhalten sowie ein solides Ansprech- und Fahrverhalten und zum anderen auch die Fähigkeit das vom Auftraggeber geforderte Abgasemissionsniveau der „Euro 4“-Gesetzgebung einzuhalten.

Die Aufgabenstellung unterteilt sich somit in folgende Unterpunkte:

- Aufbau des Versuchsträgers – Fahrzeugintegration des Motors, Installation des Kabelbaums, Vorbereitung des Motorsteuergerätes (ECU ... Engine Control Unit) mit Erstkalibrierung (Ausgangsdatenstand)
- Inbetriebnahme des Versuchsträgers am Rollenprüfstand – Funktionsüberprüfung mechanischer Komponenten
- Basisbedatung des Motorsteuergerätes – Abstimmung des Motorstarts und des Leerlaufverhaltens, Bedatung von Zünd- und Luftpfadkennfeld sowie der Temperaturkorrektur, Anpassung der Lambdabetriebsstrategie hinsichtlich Emissionszyklus
- Bestimmung des Abgasemissionsniveaus unter Verwendung eines geeigneten Dreiwegekatalysators
- Definition der finalen Lambdabetriebsstrategie für das definierte Abgasnachbehandlungssystem inklusive anschließender Vermessung des erreichbaren Abgasemissionsniveaus
- Fahrbarkeitsoptimierung am Rollenprüfstand sowie im realen Straßenverkehr

1.2 Ausgangssituation

In diesem Abschnitt wird die vorangegangene Beschreibung der Aufgabenstellung noch etwas erweitert, um die Ausgangssituation inklusive der vorliegenden limitierenden Parameter sowie die zu erreichenden Ziele noch einmal zusammenhängend darzustellen.

Im Rahmen der definierten Projektziele sind Änderungen am Motorsetup zu diesem Zeitpunkt nicht mehr ohne Weiteres möglich, da diese eine erneute Untersuchung des Motors am Motorprüfstand erfordern könnten. Daher sind einige Einschränkungen zu berücksichtigen, welche in Abbildung 1.3 angeführt sind.

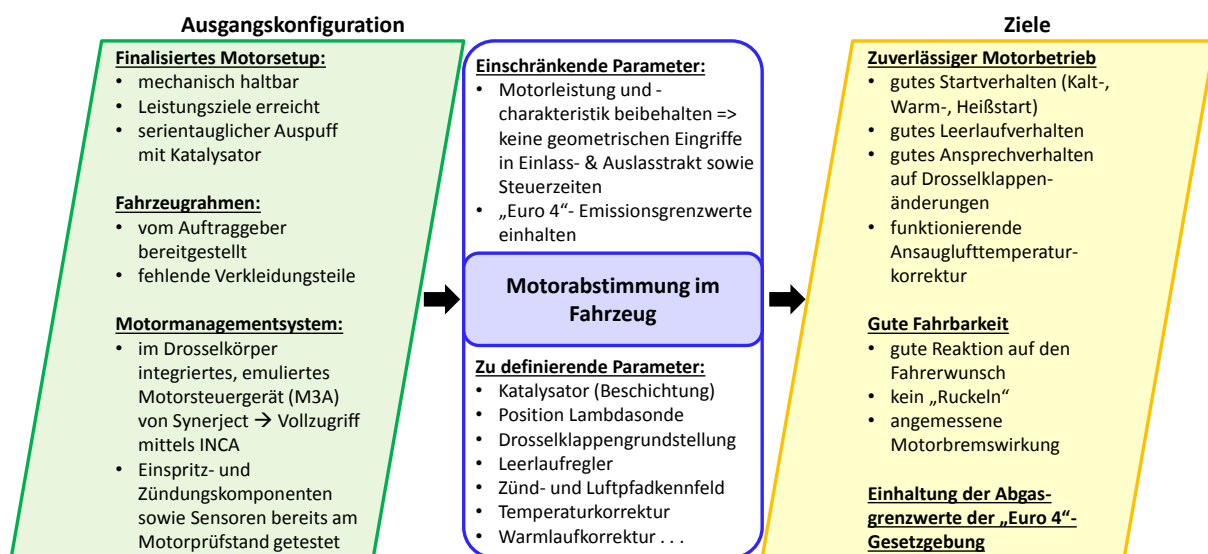


Abbildung 1.3: Übersicht bezüglich Ausgangssituation, Einschränkungen und Projektzielen

Die Grundanforderung bezüglich der Motorleistung liegt bei $12 \text{ kW} \pm 5 \%$. Dahingehend wurde der Motor während der Entwicklung am Motorprüfstand abgestimmt, was bedeutet, dass die Motorkonfiguration nach Möglichkeit nicht mehr verändert werden sollte. Das heißt, dass geometrische Veränderungen des Einlass- und des Auslasstrakts des Motors sowie Veränderungen hinsichtlich der Ventilsteuerzeiten nicht mehr möglich sind. Außerdem sind, wie bereits erwähnt, die Grenzwerte der europäischen Abgasgesetzgebung „Euro 4“ entsprechend den Anforderungen des Auftraggebers unbedingt einzuhalten und nachzuweisen. Eine detaillierte Betrachtung der „Euro 4“-Abgasnorm wird in Kapitel 6.2 vorgenommen.

Auf die in Abbildung 1.3 dargestellte Ausgangskonfiguration wird ebenfalls zu einem späteren Zeitpunkt im Rahmen der Beschreibung des Versuchsträgers in Kapitel 3.1 noch genauer eingegangen. Die Auflistung der zu erreichenden Ziele entspricht im Wesentlichen den Unterpunkten der Aufgabenstellung in Kapitel 1.1.

2 Grundlagen

Neben der Erklärung der wesentlichen Motor- und Ladungswechselkenngrößen sowie der idealisierten Motorprozesse, soll in diesem Kapitel vor allem auf die Grundlagen der Schadstoffbildung und die Möglichkeiten der Schadstoffminimierung eingegangen werden. Es wird versucht, die Ausführungen auf die für einen freisaugenden Viertakt-Ottomotor mit äußerer Gemischbildung relevanten Aspekte zu beschränken.

2.1 Arbeitsverfahren Viertakt-Ottomotor

Verbrennungskraftmaschinen sind Kraftmaschinen, welche die in Form eines Kraftstoffes (Brennstoffes) chemisch gebundene Energie durch Verbrennung in nutzbare mechanische Energie (Arbeit) umsetzen. Diese Umsetzung erfolgt entsprechend eines Arbeitsverfahrens. Beim Zweitakt-Arbeitsverfahren unterteilt sich ein Arbeitszyklus in zwei Takte innerhalb einer Kurbelwellenumdrehung, während sich der Viertakt-Arbeitszyklus aus vier Takten innerhalb von zwei vollen Kurbelwellenumdrehungen zusammensetzt.

Ausgehend von der Kolbenstellung in der obersten Position (OT ... oberer Totpunkt) beginnt der *Ansaugtakt*. Dabei betätigt die über die Kurbelwelle angetriebene Nockenwelle das Einlassventil und öffnet somit den Einlasskanal. Dadurch wird bei der Abwärtsbewegung des Kolbens ein zündfähiges Luft-Kraftstoff-Gemisch¹ (Frischladung) in den Zylinder gesaugt. Dieser Vorgang ist in Abbildung 2.1 auf Seite 6 links oben dargestellt.

In etwa bei Erreichen der untersten Position des Kolben (UT ... unterer Totpunkt) schließt das Einlassventil und es beginnt der *Verdichtungstakt*. Hierbei komprimiert der Kolben während seiner Aufwärtsbewegung das zuvor angesaugte Gasgemisch. Abgeschlossen wird der Verdichtungstakt durch den Zündvorgang², welcher meist einige Grad Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt durch die Entladung eines Hochspannungsfunkens an der Zündkerze ausgelöst wird.

Während der Dauer des Zündverzuges und der einsetzenden Verbrennung dreht sich die Kurbelwelle weiter und der Kolben durchläuft den oberen Totpunkt. Die Verbrennung läuft dabei so schnell ab, dass im Idealfall bei etwa acht Grad Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt bereits 50 % der Ladung im Brennraum verbrannt sind. Der durch die rasche Verbrennung hervorgerufene hohe Gasdruck wirkt während der Abwärtsbewegung über den Kolben auf das Pleuel und es wird mechanische Arbeit an die Kurbelwelle abgegeben. Daher wird dieser Takt als *Arbeitstakt* beziehungsweise als *Expansionstakt* bezeichnet (siehe Abbildung 2.1).

¹ im Fall eines Ottomotors mit äußerer Gemischbildung

² beim Ottomotor in der Regel durch Fremdzündung

2.2 Motorkenngrößen

2.2.1 Hubvolumen

Das Hubvolumen eines Zylinders entspricht jenem Zylindervolumen, welches der Kolben in einer vollen Bewegung vom unteren zum oberen Totpunkt durchläuft, [2]. Für Motorradmotoren wird das Hubvolumen (der Hubraum) im Allgemeinen in der Einheit Kubikzentimeter (cm³) angegeben.

$$V_h = \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \cdot s \quad (2.1)$$

V_h	=	Hubvolumen eines Zylinders	[cm ³]
d_k	=	Kolben- beziehungsweise Zylinderdurchmesser	[cm]
s	=	Kolbenhub („Stroke“)	[cm]

Das Gesamthubvolumen eines Mehrzylindermotors erhält man durch Multiplikation des Hubvolumens eines Zylinders mit der Zylinderanzahl.

$$V_H = V_h \cdot z \quad (2.2)$$

V_H	=	Gesamthubvolumen	[cm ³]
z	=	Zylinderanzahl	[-]

2.2.2 Verdichtungsverhältnis

Das Verdichtungsverhältnis stellt eine wesentliche geometrische Kenngröße der Verbrennungskraftmaschine dar. Definiert ist es als der Quotient aus maximalem und minimalem Zylindervolumen. Dabei setzt sich das maximale Zylindervolumen (Kolben im unteren Totpunkt) zusammen aus Hubvolumen und Kompressionsvolumen und das minimale Zylindervolumen (Kolben im oberen Totpunkt) entspricht dem Kompressionsvolumen, [2].

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_h + V_K}{V_K} \quad (2.3)$$

V_{min}	=	V_K	=	Kompressions- oder Totvolumen	[cm ³]
-----------	---	-------	---	-------------------------------	--------------------

Im, in Abbildung 2.2 dargestellten, pV-Diagramm eines Viertaktmotors, sind die in Gleichung (2.3) verwendeten Volumina V_h und V_K schematisch dargestellt.

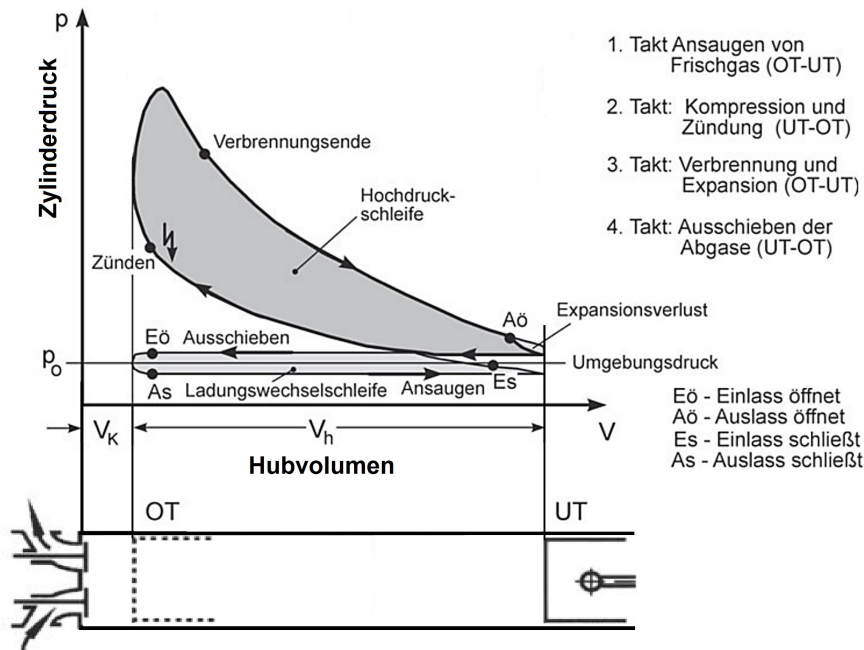


Abbildung 2.2: pV-Diagramm Viertaktmotor; adaptiert von [2]

Im pV-Diagramm (Abbildung 2.2) ist für einen Viertakt-Arbeitszyklus der Zylinderdruck über dem Hubvolumen aufgetragen. Anhand dieser Darstellung können die inneren Arbeiten der Kreisprozesse als Flächen innerhalb der entstehenden Kurven grafisch dargestellt werden. Dabei weist die eingeschlossene Fläche der Ladungswechselschleife (meist) eine negative innere Arbeit auf (linksläufig), wohingegen die eingeschlossene Fläche der Hochdruckschleife eine positive innere Arbeit darstellt (rechtsläufig). Die Summe aus positiver und negativer innerer Arbeit ergibt die innere Arbeit W_i des Gesamtprozesses. Rechnerisch ergibt sich die innere Arbeit also als Integral über den Zylinderdruck p und die zugehörige Volumenänderung dV während eines gesamten Arbeitsspiels.

$$W_i = \oint p \, dV \quad (2.4)$$

Die innere Arbeit W_i wird im folgenden Kapitel zur Ermittlung des indizierten (inneren) Mitteldrucks benötigt.

2.2.3 Mitteldruck (spezifische Arbeit)

Um eine Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Motoren mit unterschiedlichen Hubräumen herzustellen, wird die über ein Arbeitsspiel abgegebene Arbeit W_n auf das Hubvo-

lumen V_h bezogen. Die sich ergebende spezifische Arbeit hat die Dimension eines Drucks und wird daher als Mitteldruck p_n bezeichnet.

$$p_n = \frac{W_n}{V_h} = \frac{\text{Arbeit je Arbeitsspiel}}{\text{Hubvolumen}} \quad (2.5)$$

Da zwischen innerem Mitteldruck p_i und effektivem Mitteldruck p_e sowie dem Reibungsmitteldruck p_r unterschieden wird, symbolisiert der Index n in Gleichung (2.5) deren Gültigkeit für alle drei Mitteldrücke.

Als SI-Einheit des Mitteldrucks würde sich aus J/m^3 die Einheit N/m^2 ergeben, was der Einheit Pascal (Pa) entspricht. Allerdings wird der Mitteldruck meist in bar angegeben. Der direkte Zusammenhang zwischen Mitteldruck p_n in bar und spezifischer Arbeit w_n in kJ/dm^3 ergibt sich also zu:

$$p_n = 10 \cdot w_n \quad (2.6)$$

und ist auf den Unterschied der Einheiten zurückzuführen, [1].

Innerer (indizierter) Mitteldruck

Die in Gleichung (2.4) berechnete innere (indizierte) Arbeit wird durch die Verbrennung und den so entstehenden Zylinderdruck an den Kolben abgegeben. Diese Arbeit W_i bezogen auf das Hubvolumen V_h ergibt den inneren (indizierten) Mitteldruck p_i , [1].

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} = \frac{\text{innere Arbeit je Arbeitsspiel}}{\text{Hubvolumen}} \quad (2.7)$$

Effektiver Mitteldruck

Der effektive Mitteldruck p_e ist definiert als der Quotient aus der tatsächlich (effektiv) abgegebenen Motorarbeit W_e ¹ und dem Hubvolumen, [1].

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} = \frac{\text{effektive Arbeit je Arbeitsspiel}}{\text{Hubvolumen}} \quad (2.8)$$

Reibungsmitteldruck

Als Differenz zwischen dem indizierten Mitteldruck p_i und dem effektiven Mitteldruck p_e ergibt sich der Reibungsmitteldruck p_r . Der Ausdruck „Reibungsmitteldruck“ resultiert daraus, dass diese Kenngröße als direktes Maß für die mechanischen Verluste eines Verbrennungsmotors herangezogen werden kann.

$$p_r = p_i - p_e \quad (2.9)$$

¹ gemessen als abgegebenes Drehmoment an der Kurbelwelle

Der Reibmitteldruck kann auch als die Reibungsarbeit W_r bezogen auf das Hubvolumen berechnet werden:

$$p_r = \frac{W_r}{V_h} = \frac{\text{Reibungsarbeit je Arbeitsspiel}}{\text{Hubvolumen}} \quad (2.10)$$

wobei die Reibungsarbeit W_r sich wiederum aus der Differenz zwischen innerer Arbeit W_i und effektiver Arbeit W_e je Arbeitsspiel ergibt, [1].

$$W_r = W_i - W_e \quad (2.11)$$

2.2.4 Leistung und Drehmoment

Die Leistung kann direkt aus dem jeweiligen Mitteldruck berechnet werden. Somit ergibt sich die indizierte Leistung P_i eines Einzylinder-Viertaktmotors zu:

$$P_i = \frac{n}{2} \cdot V_h \cdot p_i \quad (2.12)$$

Dabei entspricht n der Drehzahl, welche für den Viertaktmotor durch den Wert 2 zu dividieren ist, da ein Zyklus zwei volle Umdrehungen benötigt. Um das richtige Ergebnis zu erhalten, sind die jeweiligen Werte in kohärenten Einheiten (SI-Einheiten) einzusetzen, [1].

Analog erfolgt die Berechnung der effektiven Leistung P_e , [1]:

$$P_e = \frac{n}{2} \cdot V_h \cdot p_e \quad (2.13)$$

Da zwischen dem Drehmoment und der Leistung ein direkter Zusammenhang besteht,

$$P = M \cdot \omega \quad (2.14)$$

kann dieses direkt aus der Leistung berechnet werden. ω entspricht dabei der Winkelgeschwindigkeit¹ in rad/s des Motors.

$$M_n = \frac{P_n}{\omega} \quad (2.15)$$

Es ist natürlich auch möglich, das Drehmoment direkt aus dem Mitteldruck auszurechnen.

$$M_n = \frac{V_h \cdot p_n}{4 \cdot \pi} \quad (2.16)$$

¹ $\omega = \frac{n\pi}{30}$

2.2.5 Wirkungsgrad und spezifischer Kraftstoffverbrauch

Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad ist wesentlich für die Beurteilung der Güte einer Verbrennungskraftmaschine. Dabei wird im Allgemeinen das Verhältnis zwischen dem energetischen Nutzen zum energetischen Aufwand betrachtet. Im Fall der Verbrennungskraftmaschine stellt die abgegebene mechanische Arbeit den Nutzen und die zugeführte chemische gebundene Energie (Brennstoff) den Aufwand dar. Der Wirkungsgrad η errechnet sich somit aus dem Quotient von abgegebener Arbeit W_n und eingebrachter Kraftstoffenergie, welche dem Produkt aus Kraftstoffmasse m_K und unterem Heizwert H_u entspricht.

$$\eta_m = \frac{W_n}{Q_K} = \frac{W_n}{m_K \cdot H_u} \quad \text{bzw.} \quad \eta_m = \frac{P_n}{\dot{Q}_K} = \frac{P_n}{\dot{m}_K \cdot H_u} \quad (2.17)$$

Es wird zwischen innerem Wirkungsgrad η_i , effektivem Wirkungsgrad η_e und dem mechanischen Wirkungsgrad η_m unterschieden.

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{m}_K \cdot H_u} \quad (2.18)$$

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_K \cdot H_u} \quad (2.19)$$

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{P_e}{P_i} \quad (2.20)$$

Der mechanische Wirkungsgrad ergibt sich aus dem Quotient von effektivem und innerem Wirkungsgrad und stellt somit direkt das Verhältnis zwischen effektiver und indizierter Leistung dar. Dieser Zusammenhang liefert eine Aussage über die mechanischen Verluste der Verbrennungskraftmaschine, [2].

Spezifischer Kraftstoffverbrauch

Der Kraftstoffverbrauch wird in der Regel als Massenstrom \dot{m}_K beziehungsweise als Volumenstrom \dot{V}_K gemessen und angegeben. Das heißt als Kraftstoffmasse oder als Kraftstoffvolumen pro Zeiteinheit¹ t .

$$\dot{m}_K = \frac{m_K}{t} = \rho_K \cdot \dot{V}_K \quad (2.21)$$

ρ_K entspricht dabei der Kraftstoffdichte.

¹ üblicherweise in Sekunden s

Um den Kraftstoffverbrauch als Kenngröße zur Beurteilung der Motoreffizienz heranziehen zu können, wird dieser auf die indizierte Leistung beziehungsweise effektive Leistung bezogen. Somit ergibt sich der innere spezifische Kraftstoffverbrauch b_i als:

$$b_i = \frac{\dot{m}_K}{P_i} = \frac{1}{\eta_i \cdot H_u} \quad (2.22)$$

Der effektive spezifische Kraftstoffverbrauch b_e wird analog berechnet.

$$b_e = \frac{\dot{m}_K}{P_e} = \frac{1}{\eta_e \cdot H_u} \quad (2.23)$$

Die beiden Gleichungen (2.22) und (2.23) verdeutlichen den Zusammenhang zwischen dem spezifischen Kraftstoffverbrauch und dem Wirkungsgrad, [2].

2.3 Ladungswechselkenngößen [1]

In diesem Abschnitt wird in stark komprimierter Form auf den Ladungswechsel und vor allem auf die wesentlichen, zur Charakterisierung des Ladungswechsels notwendigen, Kenngrößen eingegangen.

Unter dem Begriff Ladungswechsel versteht man das Einströmen beziehungsweise Ansaugen von Frischladung in den Zylinder und das darauffolgende Ausströmen beziehungsweise Ausschleusen des verbrannten Abgases. Dabei ist das Ziel, möglichst viel Frischgas anzusaugen und im Zylinder zu halten („fangen“) sowie das Abgas möglichst vollständig wieder aus dem Zylinder zu entfernen.

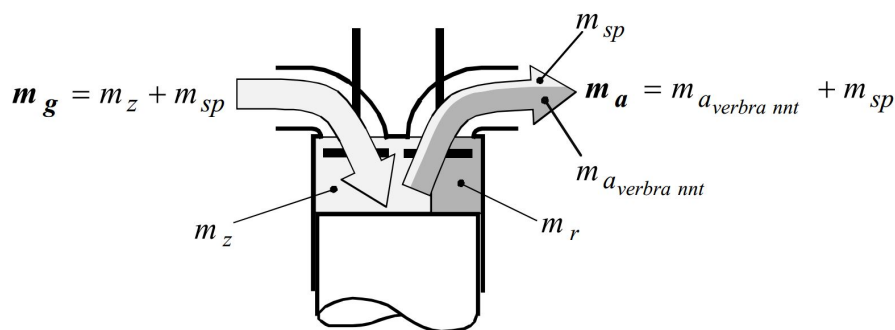


Abbildung 2.3: Massenfluss beim Ladungswechsel eines Viertaktmotors [5]

In Abbildung 2.3 sind die Massenflüsse beim Ladungswechsel eines Viertaktmotors schematisch dargestellt.

m_g entspricht der gesamten, während eines Ladungswechsels geförderten Luft- beziehungsweise Gemischmenge und wird als einströmende Ladungsmasse (Lufteinsatz) bezeichnet. Sie setzt sich zusammen aus der im Zylinderraum verbleibenden Frischladung m_Z und der Spülmasse (Spülverlust) m_{Sp} , die während der Ventilüberschneidungsphase¹ durch den Zylinderraum „gespült“ wird.

$$m_g = m_Z + m_{Sp} \quad (2.24)$$

Die gesamte Zylindermasse m , welche sich zu Beginn des Verdichtungstaktes im Zylinderraum befindet, setzt sich zusammen aus der Frischladung m_Z und dem sogenannten Restgas m_r , welches beim Ausstoßen im Zylinder zurückgeblieben beziehungsweise aus dem Auspuff in den Zylinder zurückgeströmt ist.

$$m = m_Z + m_r \quad (2.25)$$

Aus der Summe der Spülmasse m_{Sp} und der Masse des verbrannten Abgases $m_{a_{verbrannt}}$ ergibt sich die Gesamtmasse m_a , die pro Zyklus in den Auspuff ausgeschoben wird.

$$m_a = m_{Sp} + m_{a_{verbrannt}} \quad (2.26)$$

Die beschriebenen Massenflüsse charakterisieren den Ladungswechsel. Da diese voneinander abhängig sind, ist es zur besseren Vergleichbarkeit sinnvoll dimensionslose Ladungswechselkennzahlen zu definieren.

2.3.1 Luftaufwand

Der Luftaufwand λ_a wird auch als Luftdurchsatz beziehungsweise als Frischgasaufwand bezeichnet. Er kennzeichnet die Güte des Ladungswechsels und ergibt sich aus der gesamten, während eines Ladungswechsels geförderten Luft- beziehungsweise Gemischmenge m_g im Verhältnis zur theoretisch möglichen Ladungsmasse m_{th} .

$$\lambda_a = \frac{m_g}{m_{th}} \quad (2.27)$$

Zur Ermittlung der theoretisch möglichen Ladungsmasse m_{th} gibt es die Möglichkeit der Berechnung der Füllung des Hubvolumens V_h mit Frischladung bei Umgebungszustand (ρ_0, T_0) oder bezogen auf die Bedingungen vor Einlass (ρ_E, T_E) . Dies ist vor allem bei aufgeladenen Motoren zu berücksichtigen.

Der Luftaufwand hat den Vorteil, dass er verhältnismäßig einfach, durch Messen der geförderten Ladungsmenge m_g , ermittelt werden kann und wird daher gerne zu Vergleichszwecken herangezogen.

¹ Einlass- und Auslassventil(e) ist (sind) gleichzeitig geöffnet

2.3.2 Liefergrad

Der Liefergrad λ_l ist im Gegensatz zum Luftaufwand relativ aufwendig zu ermitteln, da dazu die Masse der tatsächlich im Zylinder verbleibenden Frischladung m_Z erfasst werden müsste, um diese anschließend ins Verhältnis zur theoretisch möglichen Ladungsmasse m_{th} zu setzen.

$$\lambda_l = \frac{m_Z}{m_{th}} \quad (2.28)$$

Als Kenngröße gibt der Liefergrad Aufschluss über den Erfolg des Ladungswechsels, dieser wird wesentlich beeinflusst durch Strömungs- beziehungsweise Drosselverluste, Aufheizverluste sowie Spülverluste. Für Saugmotoren ergeben sich daher stets Werte kleiner als eins für den Liefergrad.

2.3.3 Fanggrad

Der Fanggrad λ_f (auch als Ladegrad λ_Z bezeichnet) beschreibt welcher Anteil der gesamten, während eines Zyklus geförderten Luft- beziehungsweise Gemischmenge m_g tatsächlich nach dem Ladungswechsel im Zylinder verbleibt.

$$\lambda_f = \frac{m_Z}{m_g} = \frac{m_Z}{m_Z + m_{Sp}} \quad (2.29)$$

2.3.4 Spülgrad

Um die „Reinheit“ der Ladung zu quantifizieren wird der Spülgrad λ_s herangezogen. Er stellt das Verhältnis der Frischladung m_Z zur gesamten Zylinderladung m (Frischladung m_Z + Restgas m_r) dar.

$$\lambda_s = \frac{m_Z}{m} = \frac{m_Z}{m_Z + m_r} \quad (2.30)$$

2.3.5 Restgasanteil

Der Restgasanteil x_r gibt den Anteil der Restgasmenge m_r an der gesamten Zylinderladung m an.

$$x_r = \frac{m_r}{m} = \frac{m_r}{m_Z + m_r} \quad (2.31)$$

2.4 Luftbedarf und Luftverhältnis

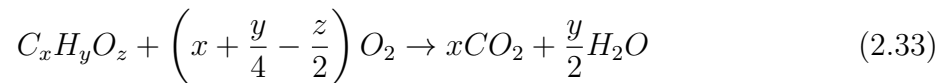
Stöchiometrischer Luftbedarf [1]

Der stöchiometrische Luftbedarf L_{st} quantifiziert die Luftmenge, welche erforderlich ist, um den Sauerstoffbedarf O_{2st} für die stöchiometrische Verbrennung eines Brennstoffes zu

decken. Ist der stöchiometrische Sauerstoffbedarf bekannt, so kann der stöchiometrische Luftbedarf aus der Zusammensetzung der Luft berechnet werden. Der Sauerstoffgehalt der Luft beträgt in etwa 21 %. Vereinfachend kann angenommen werden, dass Luft nur aus Sauerstoff und Stickstoff besteht.

$$L_{st} = \frac{1}{0,21} \cdot O_{2st} = 4,76 \cdot O_{2st} \quad (2.32)$$

Der stöchiometrische Sauerstoffbedarf lässt sich aus der Reaktionsgleichung (Gleichung (2.33)) für die Verbrennung von Kohlenwasserstoffen $C_xH_yO_z$ ermitteln.



Die stöchiometrische Verbrennung ergibt also einen Sauerstoffbedarf von:

$$O_{2st} = \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right) \quad \left[\frac{\text{kmol } O_2}{\text{kmol B}}\right] \quad (2.34)$$

Somit ergibt sich ein stöchiometrischer Luftbedarf von:

$$L_{st} = 4,76 \cdot \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right) \quad \left[\frac{\text{kmol L}}{\text{kmol B}}\right] \quad (2.35)$$

Luftverhältnis [1]

Da bei der Verbrennung die tatsächlich zugeführte Luftmenge L meist vom berechneten stöchiometrischen Luftbedarf abweicht, wird das Luftverhältnis λ definiert. Es errechnet sich aus dem Verhältnis von tatsächlich zugeführter Luftmenge zu stöchiometrischem Luftbedarf.

$$\lambda = \frac{L}{L_{st}} = \frac{O_2}{O_{2st}} \quad (2.36)$$

Das Luftverhältnis stellt somit eine charakteristische Kenngröße für die Beschreibung der Verbrennung dar und liegt für konventionelle Ottomotoren im Bereich zwischen ca. 0,7 bis 1,4. Dabei kommt es bei einem Luftverhältnis $\lambda < 1$ zu einem Sauerstoffmangel, wodurch nicht mehr der gesamte Kraftstoff umgesetzt werden kann. Es kommt zur sogenannten *unvollständigen* Verbrennung.

Zur Bestimmung des Luftverhältnisses gibt es die Möglichkeit der Messung von zugeführter Brennstoffmasse m_B und angesaugter Luftmasse m_L zur anschließenden Berechnung von λ . Dabei ergibt sich das Luftverhältnis bei bekanntem stöchiometrischem Luftbedarf wie folgt:

$$\lambda = \frac{m_L}{L_{st} \cdot m_B} \quad (2.37)$$

Außerdem besteht die Möglichkeit der direkten Messung mittels Breitband-Lambdasonde.

2.5 Gemischheizwert

Die Unterschiede im unteren Heizwert von verschiedenen Brennstoffen sind nicht zu vernachlässigen und führen auf den ersten Blick zum Trugschluss, dass einige Brennstoffe, wie beispielsweise Wasserstoff, sehr viel besser geeignet für den Einsatz in Verbrennungskraftmaschinen wären, als andere (siehe Abbildung 2.4 oben).

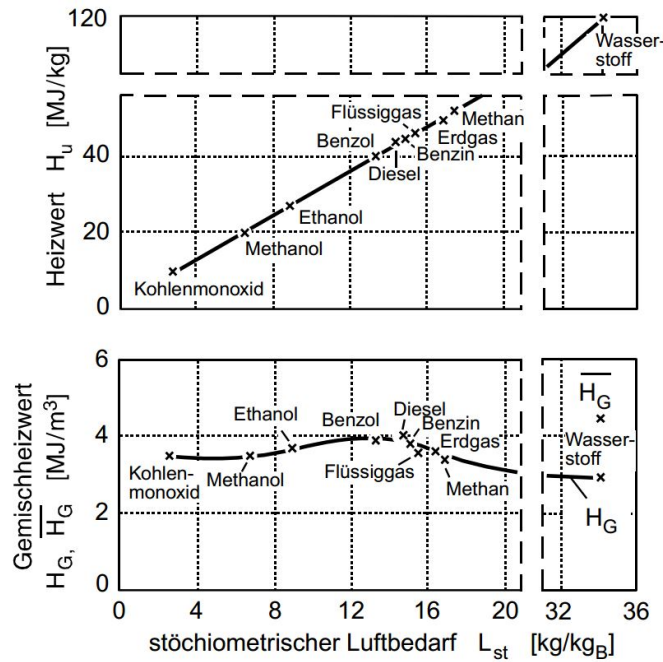


Abbildung 2.4: Heizwert und Gemischheizwert bei $\lambda = 1$ für verschiedene Brennstoffe [1]

Es ist jedoch die in den Zylinder beziehungsweise Brennraum eingebrachte Brennstoffenergie ausschlaggebend für die Leistung und das Drehmoment einer Verbrennungskraftmaschine. Diesen Umstand berücksichtigt der Gemischheizwert H_G . Er gibt an, welche Energie mit 1 m^3 Frischladung – bezogen auf den Außenzustand – in den Zylinder eingebracht wird. Dabei ist zwischen gemischansaugenden und luftansaugenden Motoren zu unterscheiden. Der in Abbildung 2.4 (oben) gezeigte starke Unterschied der Heizwerte relativiert sich durch diese Betrachtungsweise deutlich (siehe Abbildung 2.4 unten), [1].

Gemischheizwert für gemischansaugende Motoren [1]

Bei gemischansaugenden Motoren wird der Gemischheizwert auf 1 m^3 Luft-Kraftstoff-Gemisch bezogen und ergibt sich zu:

$$H_G = \frac{H_u \cdot \rho_G}{\lambda \cdot L_{st} + 1} \quad (2.38)$$

Dabei wird die Dichte ρ_G des Luft-Kraftstoff-Gemischs beim Außenzustand zur Berechnung herangezogen.

Gemischheizwert für luftansaugende Motoren [1]

Bei luftansaugenden Motoren wird der Gemischheizwert auf 1 m³ Luft bezogen und ergibt sich zu:

$$\bar{H}_G = \frac{H_u \cdot \rho_L}{\lambda \cdot L_{st}} \quad (2.39)$$

Dabei wird die Dichte ρ_L der Luft beim Außenzustand zur Berechnung herangezogen.

2.6 Idealisierte Motorprozesse

Der reale Motorprozess setzt sich aus vielen verschiedenen Vorgängen zusammen, welche zum Teil sehr komplex sind, und wird durch verschiedenste Rahmenbedingungen definiert und beeinflusst. Diese Umstände machen es äußerst kompliziert, den realen Motorbetrieb im Detail nachzubilden. Daher wird auf idealisierte beziehungsweise vereinfachte Motorprozesse zurückgegriffen, um grundsätzliche Untersuchungen durchzuführen.

2.6.1 Vereinfachter Vergleichsprozess

Der vereinfachte Vergleichsprozess stellt eine stark vereinfachte Form des Motorprozesses dar und ermöglicht somit die Berechnung motorischer Vorgänge und Kenngrößen bei überschaubarem Aufwand. Dazu sind Annahmen zur Vereinfachung notwendig, welche den Verbrennungsablauf, den Wärmeübergang, den Ladungswechsel sowie die Stoffgrößen betreffen. Als Resultat der Vereinfachungen ergibt sich ein idealisierter Prozess, welcher die Berechnung des pv-Diagramms und des Ts-Diagramms mit relativ moderatem Aufwand zulässt. Es können die wesentlichen Motorkenngrößen, wie zum Beispiel Wirkungsgrad und Mitteldruck, ermittelt werden. Die vereinfachenden Annahmen sind nachfolgend kurz aufgelistet, [1]:

- Die Zylinderladung ist definiert als ideales Gas mit unveränderlichen Stoffgrößen (R, c_p, c_v, κ). Die Stoffgrößen von Luft bei moderater Temperatur ($R = 287 \text{ J/kgK}$; $\kappa = 1,4$) werden meist angenommen.
- Der Verbrennungsablauf folgt einer definierten Gesetzmäßigkeit (Gleichraumprozess, Gleichdruckprozess oder Seiligerprozess beziehungsweise auch ein Vibe-Brennverlauf ist möglich).
- Es herrscht Reibungsfreiheit im Zylinder (Verdichtung und Expansion erfolgen isentrop).
- Die Wandungen sind wärmedicht (adiabat).

- Weder Strömungs- noch Lässigkeitsverlust liegen vor.
- Die Steuerzeiten liegen exakt in den Totpunkten.

Um einen geschlossenen Kreisprozess zu erhalten, wird die Verbrennung bei den idealisierten Prozessen durch eine Wärmezufuhr q_{zu} substituiert und den Ladungswechsel ersetzt eine Wärmeabfuhr q_{ab} . Die zugeführte Wärme q_{zu} (je kg Arbeitsgas) kann aus dem Gemischheizwert aus Abschnitt 2.5 abgeleitet werden und errechnet sich wie folgt, [1]:

für einen **gemischansaugenden Motor** (Ottomotor):

$$q_{zu} = \frac{H_u}{\lambda \cdot L_{st} + 1} \quad (2.40)$$

und für einen **luftansaugenden Motor** (Dieselmotor):

$$q_{zu} = \frac{H_u}{\lambda \cdot L_{st}} \quad (2.41)$$

Der Unterschied dieser beiden Gleichungen kann in den weiteren Betrachtungen vernachlässigt werden. Im Folgenden werden die wichtigsten Verbrennungsabläufe inklusive ihrer Kenngrößen beschrieben.

Gleichraumprozess [1]

Für den Gleichraumprozess wird hier, entsprechend der getroffenen Annahmen für den vereinfachten Vergleichsprozess, der thermodynamische Wirkungsgrad $\eta_{th,v}$ ermittelt. In Abbildung 2.5 sind das pv- und das Ts-Diagramm für einen Gleichraumprozess dargestellt.

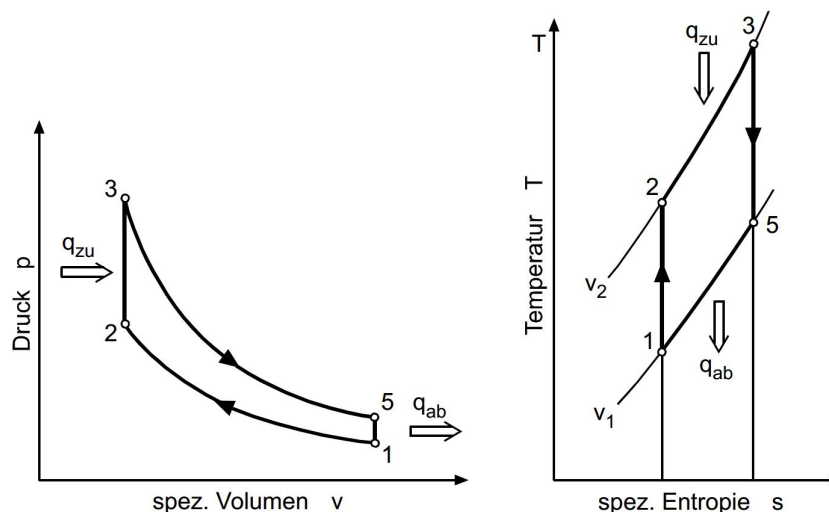


Abbildung 2.5: pv- und Ts-Diagramm des Gleichraumprozesses [1]

Es gilt allgemein für reversible Kreisprozesse:

$$\eta_{th} = \frac{W_i}{Q_{zu}} = \frac{w_i}{q_{zu}} = \frac{q_{zu} - q_{ab}}{q_{zu}} = 1 - \frac{q_{ab}}{q_{zu}} \quad (2.42)$$

Dabei ergeben sich q_{zu} und q_{ab} zu

$$q_{zu} = c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (2.43)$$

und

$$q_{ab} = c_v \cdot (T_5 - T_1) \quad (2.44)$$

Die isentrope Verdichtung und Expansion liefern:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa-1} = \varepsilon^{\kappa-1} \quad (2.45)$$

und

$$\frac{T_3}{T_5} = \left(\frac{v_5}{v_3} \right)^{\kappa-1} = \varepsilon^{\kappa-1} \quad (2.46)$$

Somit ergibt sich der thermodynamische Wirkungsgrad:

$$\eta_{th,v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (2.47)$$

Gleichung 2.47 verdeutlicht, dass der thermodynamische Wirkungsgrad $\eta_{th,v}$ für den Gleichraumprozess bei gegebenem Isentropenexponent κ ausschließlich vom Verdichtungsverhältnis ε abhängig ist (siehe Abbildung 2.6).

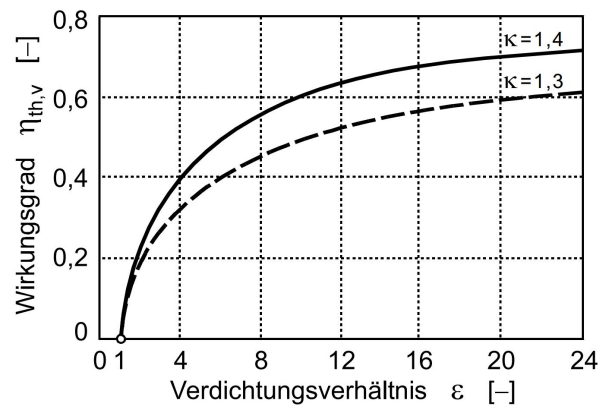


Abbildung 2.6: Thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses für $\kappa = 1,4$ und $\kappa = 1,3$ [1]

Mit steigendem Verdichtungsverhältnis nimmt die Wirkungsgradzunahme sukzessive ab, daher wirkt sich eine Verdichtungserhöhung beim Ottomotor meist mehr aus als beim Dieselmotor, welcher schon im abflachenden Teil der Kurve arbeitet.

Die Verschlechterung des Wirkungsgrades mit abnehmendem Isentropenexponent ist auf dessen Temperaturabhängigkeit zurückzuführen. Bei zunehmender Temperatur des Arbeitsgases sinkt κ , wodurch auch der Wirkungsgrad abnimmt.

Gleichdruckprozess [1]

Analog zum Gleichraumprozess lässt sich auch der Wirkungsgrad $\eta_{th,p}$ des Gleichdruckprozesses aus dem pv- und Ts-Diagramm (Abbildung 2.7) ermitteln.

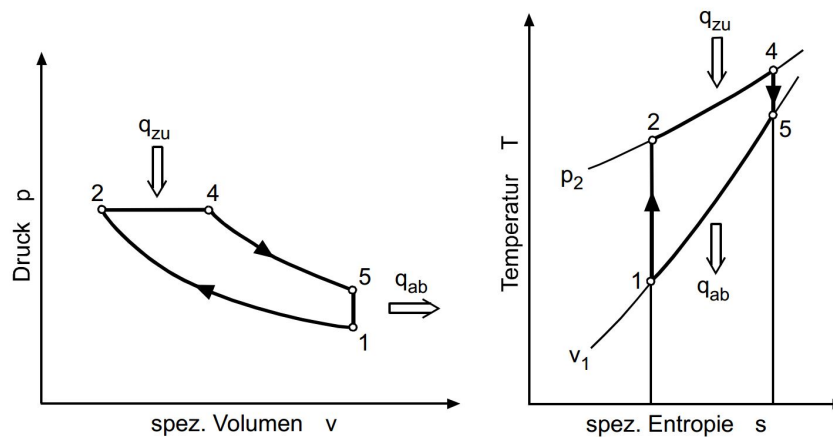


Abbildung 2.7: pv- und Ts-Diagramm des Gleichdruckprozesses [1]

Dabei gelten auch hier die Gleichungen (2.42), (2.44) und (2.45), die Wärmezufuhr erfolgt jedoch isobar:

$$q_{zu} = c_p \cdot (T_4 - T_2) \quad (2.48)$$

Für die Gleichdruckverbrennung gilt:

$$\frac{T_4}{T_2} = \frac{v_4}{v_2} \quad (2.49)$$

und für die Expansion ergibt sich aus der Isentropengleichung:

$$\frac{T_4}{T_5} = \left(\frac{v_5}{v_4} \right)^{\kappa-1} \quad (2.50)$$

Aus diesen Beziehungen kann durch Rückeinsetzen schließlich der thermodynamische Wirkungsgrad für den Gleichdruckprozess bestimmt werden.

$$\eta_{th,p} = 1 - \frac{1}{\kappa \cdot q^*} \cdot \left[\left(\frac{q^*}{\varepsilon^{\kappa-1}} + 1 \right)^\kappa - 1 \right] \quad (2.51)$$

Der Ausdruck q^* definiert die dimensionslose Wärmezufuhr:

$$q^* = \frac{q_{zu}}{c_p \cdot T_1} \quad (2.52)$$

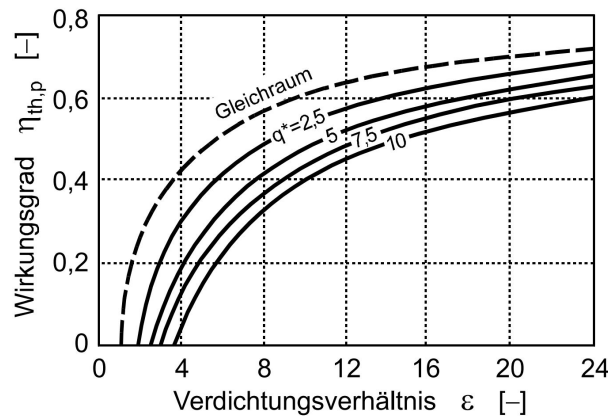


Abbildung 2.8: Thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichdruckprozesses für $\kappa = 1,4$ [1]

Abbildung 2.8 stellt den Verlauf des thermodynamischen Wirkungsgrades über dem Verdichtungsverhältnis für $\kappa = 1,4$ dar. Dabei ist ersichtlich, dass das Wirkungsgradniveau deutlich unter jenem des Gleichraumprozesses liegt und zusätzlich bei niedrigem Verdichtungsverhältnis und hoher Wärmezufuhr verschlechtert wird.

Kombinierter Gleichraum-Gleichdruck-Prozess (Seiliger-Prozess) [1]

Dieser idealisierte Kreisprozess kombiniert die beiden Sonderfälle Gleichraum- und Gleichdruckprozess.

Ist der maximale Druck begrenzt, so erfolgt zuerst eine isochore Wärmezufuhr q_{zu_v} bis zum maximal möglichen Druck und anschließend eine isobare Wärmezufuhr q_{zu_p} bis die gesamte Wärmemenge zugeführt ist (siehe Abbildung 2.9).

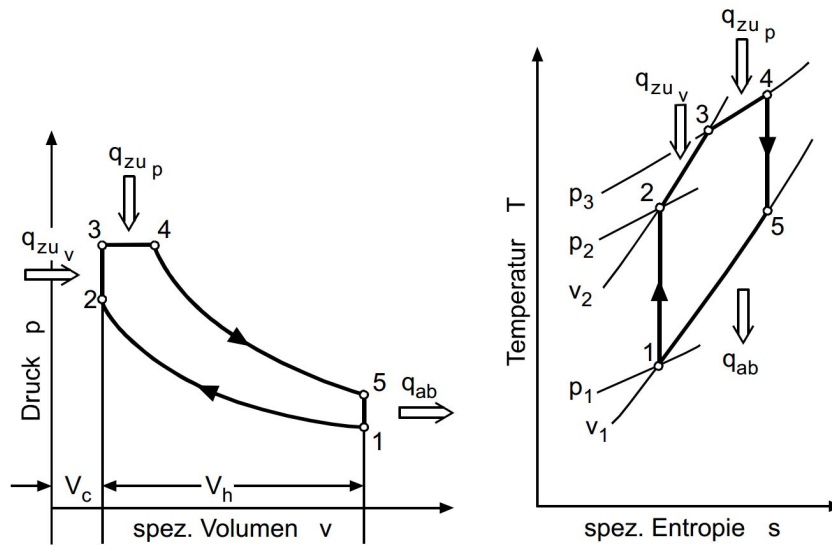


Abbildung 2.9: pv- und Ts-Diagramm des kombinierten Prozesses [1]

Die gesamte Wärmezufuhr setzt sich aus der isochoren und der isobaren Wärmezufuhr zusammen.

$$q_{zu} = q_{23} + q_{34} \quad (2.53)$$

Dabei ist q_{23} die isochor zugeführte Wärme

$$q_{23} = c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (2.54)$$

und q_{34} stellt den isobar zugeführten Anteil dar:

$$q_{34} = c_p \cdot (T_4 - T_3) \quad (2.55)$$

Gleichung (2.45) für die isentrope Verdichtung sowie Gleichung (2.50) für die isentrope Expansion besitzen hier nach wie vor ihre Gültigkeit. Die isochore Zustandsänderung von 2 nach 3 folgt dem Zusammenhang:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} \quad (2.56)$$

und für die isobare Zustandsänderung von 3 nach 4 gilt:

$$\frac{T_4}{T_3} = \frac{v_4}{v_3} \quad (2.57)$$

Unter Berücksichtigung von $v_3 = v_2$ und $v_5 = v_1$ ergibt sich der thermodynamische Wirkungsgrad für den kombinierten Prozess zu:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\left[q^* - \frac{1}{\kappa \varepsilon} \cdot \left(\frac{p_3}{p_1} - \varepsilon^\kappa \right) + \frac{p_3}{p_1 \varepsilon} \right]^\kappa \cdot \left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{\kappa-1} - 1}{\kappa \cdot q^*} \quad (2.58)$$

Die Zusammenhänge in Gleichung (2.58) verdeutlichen die Abhängigkeit des thermodynamischen Wirkungsgrades von der dimensionslosen Wärmezufuhr q^* aus Gleichung (2.52), vom Druckverhältnis $\frac{p_3}{p_1}$ und vom Verdichtungsverhältnis ε .

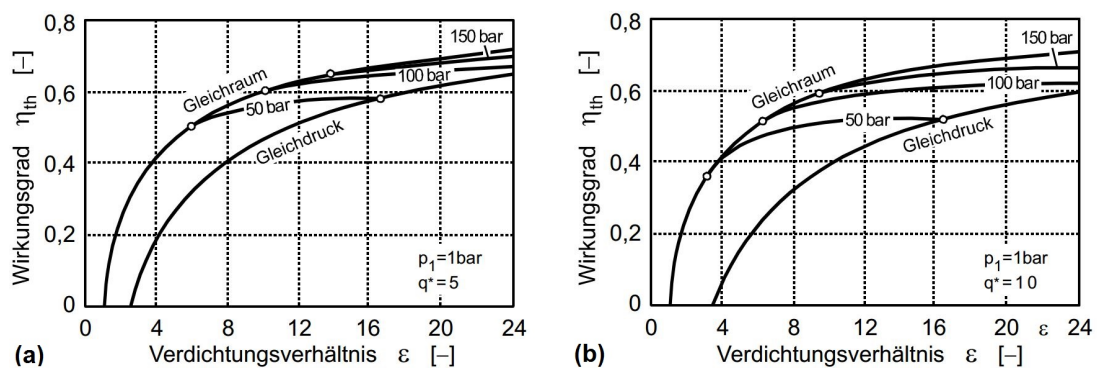


Abbildung 2.10: Thermodynamischer Wirkungsgrad des kombinierten Prozesses für $\kappa = 1,4$ und eine dimensionslose Wärmezufuhr q^* : (a) $q^* = 5$, (b) $q^* = 10$ [1]

Aus Abbildung 2.10 ist ersichtlich, dass der Gleichraum- und der Gleichdruckprozess Sonderfälle des kombinierten Prozesses darstellen. Aus Gleichung (2.58) kann abgeleitet werden, dass ein hohes Verdichtungsverhältnis, ein hoher Maximaldruck p_3 und eine niedrige Wärmezufuhr (ein hohes Luftverhältnis) einen guten Wirkungsgrad ergeben.

2.6.2 Vollkommener Motor

Der vollkommene Motor ist ein weiterer idealisierter Motorprozess, welcher laut DIN 1940 definiert ist als „ein dem wirklichen Motor geometrisch gleicher Motor“. Entsprechend der, zur klareren Definition und einfacheren Berechnung des vollkommenen Motors, gewählten Annahmen und Vereinfachungen, weist der im Folgenden betrachtete Idealprozess in Anlehnung an DIN 1940 folgende Eigenschaften auf, [1]:

- geometrisch gleiche Ausführung wie der reale Motor
- vollständige Zylinderfüllung im UT mit reiner Frischladung (Luft oder Gemisch vom Zustand vor Einlass - Druck und Temperatur wie im Saugrohr ungedrosselt und nach etwaigem Verdichter, kein Restgas)

- gleiches Luftverhältnis wie der reale Motor
- unvollständige Verbrennung bis zum chemischen Gleichgewicht
- idealer Verbrennungsablauf nach einer vorgegebenen Gesetzmäßigkeit (Gleichraumverbrennung, Gleichdruckverbrennung oder kombiniert)
- keine Reibungskräfte im Arbeitsgas
- wärmedichte Wandungen (adiabat) } isentrope Verdichtung und Expansion
- keine Lässigkeitsverluste
- idealer Ladungswechsel in UT (isochorer Austausch der Verbrennungsgase gegen reine Ladung) beziehungsweise ideale Ladungswechselschleife bei aufgeladenen Viertaktmotoren
- Die Ladung wird als Gemisch idealer Gase angenommen, dabei wird die Temperaturabhängigkeit der kalorischen Stoffgrößen berücksichtigt.

Um eine möglichst genaue Berechnung des vollkommenen Motors durchführen zu können, müssen die tatsächlichen Stoffeigenschaften des Arbeitsgases berücksichtigt werden. Dazu zählen die Änderung der Gaszusammensetzung durch die Verbrennung sowie die Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazitäten. Es ist somit in manchen Bereichen erforderlich, die Dissoziation aufgrund des chemischen Gleichgewichts zu berücksichtigen, was eine analytische Lösung unmöglich macht. Die Berechnung muss demnach numerisch erfolgen und liefert unterschiedliche Ergebnisse für luftansaugende und gemischansaugende Motoren. Abbildung 2.11 zeigt beispielhaft die Wirkungsgrade des vollkommenen Motors bei Gleichraumverbrennung und unterscheidet zwischen luftansaugenden und gemischansaugenden Motoren. An dieser Stelle wird jedoch nicht weiter ins Detail gegangen und es wird auf einschlägige Fachliteratur [1] verwiesen.

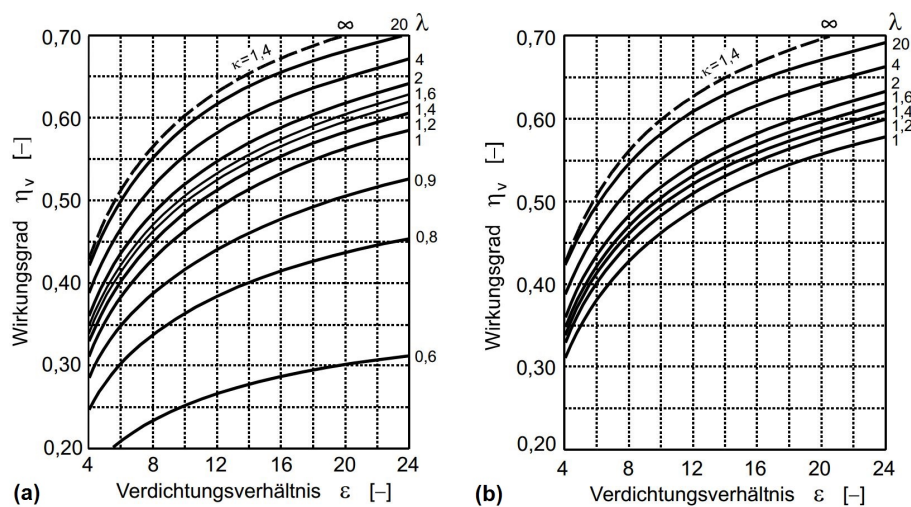


Abbildung 2.11: Wirkungsgrade des vollkommenen Motors: (a) Gleichraumverbrennung gemischansaugend, (b) Gleichraumverbrennung luftansaugend [1]

2.7 Schadstoffbildung

Auf eine detaillierte Beschreibung der thermodynamischen Abläufe im Rahmen der innermotorischen Verbrennung soll hier verzichtet werden. Der Fokus liegt in der Erläuterung der Zusammensetzung des Verbrennungsgases (Abgases) und weiterführend in der Beschreibung der von Verbrennungskraftmaschinen emittierten Luftschadstoffe.

2.7.1 Zusammensetzung des Verbrennungsgases

Das Verbrennungsgas von Verbrennungsmotoren setzt sich aus den Produkten der vollständigen sowie der unvollständigen Verbrennung zusammen und weist in geringer Konzentration weitere Komponenten auf. Abbildung 2.12 zeigt beispielhaft die Zusammensetzung des Abgases eines Ottomotors bei stöchiometrischer Verbrennung.

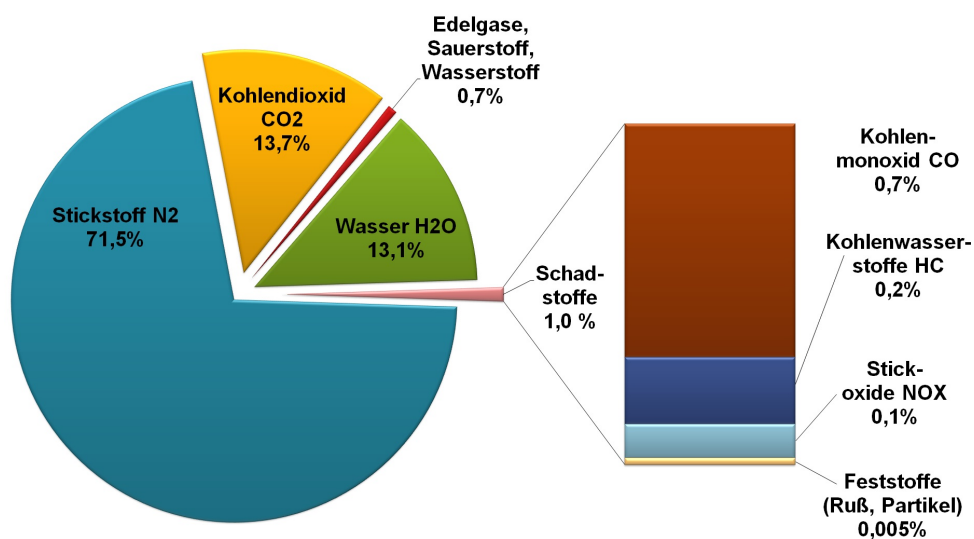
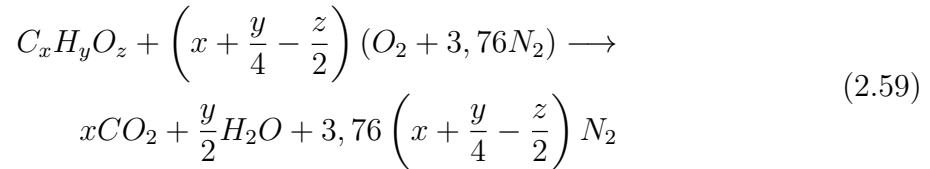


Abbildung 2.12: Abgaszusammensetzung bei Ottomotoren mit $\lambda = 1$; Werte übernommen von [6]

Verbrennungsgas bei vollständiger Verbrennung

Liegt eine vollständige Verbrennung von Kohlenwasserstoffen unter stöchiometrischen Bedingungen (beziehungsweise unter Luftüberschuss) und ohne Dissoziationsvorgängen vor, so kann die chemische Bruttoreaktionsgleichung (siehe Gleichung (2.33)) direkt zur einfachen Bestimmung der Zusammensetzung des Verbrennungsgases herangezogen werden. Für den Fall der stöchiometrischen Verbrennung von 1 kmol eines Kohlenwasserstoffes

$C_xH_yO_z$ mit Luft wird die in Gleichung (2.33) dargestellte Reaktionsgleichung erweitert zu, [1]:



Es können somit der stöchiometrische Luftbedarf und weiters die Molanteile der einzelnen Abgaskomponenten im Verbrennungsgas bestimmt werden. Ist die Zusammensetzung des Verbrennungsgases bekannt, so können auch die Stoffgrößen (spezifische Wärmekapazität und spezifische Gaskonstante) für das Abgas berechnet werden. Für die Verbrennung unter Luftüberschuss erfolgt die Berechnung analog, allerdings muss die überschüssige Luft anteilmäßig in der Zusammensetzung des Verbrennungsgases berücksichtigt werden.

Wie aus Gleichung (2.59) ersichtlich, ergeben sich somit als **Produkte der vollständigen Verbrennung:**

- Stickstoff (N_2)
... ist die Hauptkomponente im Abgas, wird jedoch fast nie gemessen.
- Sauerstoff (O_2)
... tritt bei Luftüberschuss auf und wird messtechnisch erfasst.
- Kohlendioxid (CO_2)
... Der CO_2 -Anteil am Abgas ist von der Kraftstoffzusammensetzung abhängig (Kohlenstoffanteil).
- Wasser (H_2O)
... tritt bei normalen Kraftstoffen in etwa in der Konzentration von CO_2 auf.

Mit den Ansätzen für vollständige Verbrennung ohne Dissoziation können die Stoffgrößen des Verbrennungsgases bei hohem Luftüberschuss (hohes Lambda) (z.B. für Dieselmotoren) in guter Näherung bestimmt werden, [1].

Allgemein werden die Begriffe vollständige und unvollständige sowie vollkommene und unvollkommene Verbrennung unterschieden.

Bei der *vollständigen Verbrennung* für $\lambda \geq 1$ ist genügend Sauerstoff vorhanden, um den Brennstoff theoretisch vollständig zu verbrennen. Dennoch läuft in der Realität auch bei hohen Luftverhältnissen ($\lambda > 1$) die Verbrennung selbst unter idealen Bedingungen maximal bis zum Erreichen des chemischen Gleichgewichts ab. Das bedeutet, dass die Verbrennung immer unvollständig abläuft, was erklärt, weshalb auch bei ausreichendem Sauerstoffangebot immer Produkte der unvollständigen Verbrennung im Abgas vorhanden sind.

Bei $\lambda < 1$ herrscht Sauerstoffmangel, wodurch der Brennstoff nicht vollständig verbrennen und die Verbrennung nur unvollständig und bestenfalls bis zum chemischen Gleichgewicht

ablaufen kann.

Eine *unvollkommene Verbrennung* kann bei allen Luftverhältnissen auftreten, da beispielsweise eine unzureichende Homogenisierung des Luft-Kraftstoff-Gemischs zu einer Verlangsamung bestimmter Reaktionen führt und somit das chemische Gleichgewicht nicht erreicht wird, [7].

Die Abgaszusammensetzung wird also ergänzt durch die **Produkte der unvollständigen Verbrennung:** [1]

- Kohlenmonoxid (CO)
... ist bei Luftmangel jedenfalls zu berücksichtigen und wird bei Ottomotoren gemessen.
- Wasserstoff (H₂)
... ist bei Luftmangel ebenfalls zu berücksichtigen. H₂ wird meist aus dem Wassergleichgewicht oder im Verhältnis zu CO berechnet und wird selten gemessen.
- Kohlenwasserstoffe (HC)
... weisen im Abgas meist eine ähnliche chemische Zusammensetzung wie der Kraftstoff selbst auf, dabei sind teilweise oxidierte und umgewandelte Komponenten häufig enthalten.
- Ruß (C)
... tritt in Dieselabgasen in Partikelform auf. Partikel werden optisch oder gravimetrisch gemessen.

Komplettiert wird die Zusammensetzung des Verbrennungsgases durch, [1]:

- Stickoxide (NO_x)
... entstehen als Produkt einer „überevullständigen“ Verbrennung bei hohen Temperaturen und Sauerstoffüberschuss und werden aufgrund ihrer Umweltrelevanz meist gemessen.
- Schwefelverbindungen
... entstehen durch Oxidation des im Brennstoff enthaltenen Schwefels zu Schwefeldioxid (SO₂).

Diese kurze Auflistung der relevanten Abgaskomponenten soll lediglich als Überblick dienen, in Abschnitt 2.7.2 werden selbige noch im Detail behandelt.

Verbrennungsgas bei Verbrennung bis zum chemischen Gleichgewicht

Vorrangig bei Luftmangel ($\lambda < 1$), aber auch bei hohen Verbrennungstemperaturen ($T > 2000$ K) muss die Dissoziation berücksichtigt werden, um die Zusammensetzung des Verbrennungsgases bei Verbrennung bis zum chemischen Gleichgewicht feststellen zu können.

Dabei werden zunächst aus der Anzahl der relevanten vorkommenden Spezies (Komponenten) n , jene m Spezies ausgewählt, welche nicht durch die chemische Reaktion umgewandelt werden können (meist Elemente), um schließlich für diese Elemente m Erhaltungsgleichungen (Stoffbilanzen) aufstellen zu können. Für alle restlichen Spezies ($n - m$), welche durch chemische Reaktionen gebildet oder verbraucht werden können, wird die chemische Gleichgewichtsbedingung aufgestellt. Ob die Reaktionen wie angenommen ablaufen oder in anderer Weise, ist dabei nicht relevant. Die Zusammensetzung des Verbrennungsgases wird schließlich durch iteratives Lösen des resultierenden nichtlinearen inhomogenen Gleichungssystems mit Hilfe von Computerprogrammen bestimmt, [1].

Wassergasgleichgewicht

Die Wassergasreaktion ist die wichtigste Gleichgewichtsreaktion bei Luftmangel und Dissoziation bei hohen Temperaturen. Ihre Reaktionsgleichung sieht wie folgt aus:



Die Gleichgewichtskonstante K_p errechnet sich zu:

$$K_p = \frac{p_{\text{CO}} p_{\text{H}_2\text{O}}}{p_{\text{CO}_2} p_{\text{H}_2}} \quad (2.61)$$

und ist in Abbildung 2.13 als Funktion über der Temperatur dargestellt.

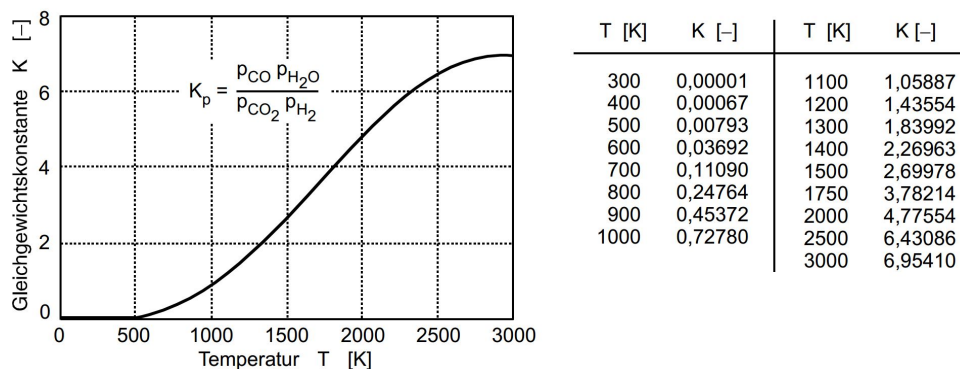


Abbildung 2.13: Gleichgewichtskonstante K_p für Wassergasgleichgewicht als Funktion der Temperatur [1]

Unter der Annahme eines, für einen durchschnittlichen Kraftstoff üblichen, Atomverhältnisses von C:H = 1:2, ergibt sich die Zusammensetzung des Verbrennungsgases mit einer Gleichgewichtskonstante von $K = 3,5$ (bei $T = 1700$ K laut Abbildung 2.13) entsprechend der in Abbildung 2.14 dargestellten Verläufe.

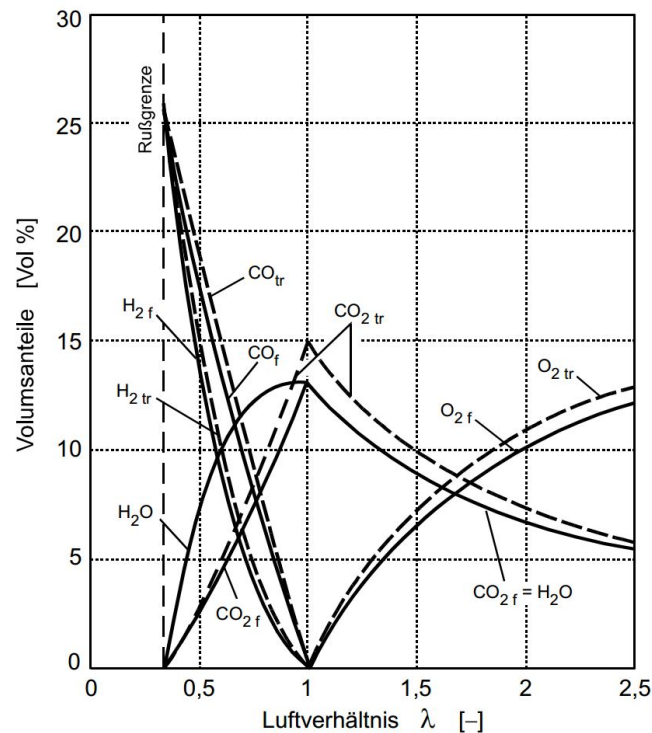


Abbildung 2.14: Zusammensetzung des trockenen und feuchten Verbrennungsgases [1]

Folgende Zusammenhänge werden durch Abbildung 2.14 nochmals verdeutlicht, [1]:

- Die Konzentration der Produkte unvollständiger Verbrennung (CO und H_2) nimmt mit abnehmendem Luftverhältnis ($\lambda < 1$) sehr stark zu.
- Bei der Grenze von $\lambda = 0,33$ wird die Konzentration der Produkte vollständiger Verbrennung (CO_2 und H_2O) zu Null. Der vorhandene Sauerstoff reicht unter $\lambda = 0,33$ nur noch zur teilweisen Oxidation von Kohlenstoff (C) zu Kohlenmonoxid (CO) aus, wodurch es durch den restlichen Kohlenstoff zwangsläufig zur Rußbildung kommen muss.
- Es kann die Abgaszusammensetzung im Luftmangelbereich durch Messung einer einzigen Abgaskomponente (CO oder CO_2) bestimmt werden, da die Sauerstoffkonzentration vernachlässigbar klein wird.

Die reale Verbrennung stellt sich noch um einiges komplexer dar und setzt sich aus einer Vielzahl unterschiedlicher Reaktionen mit verschiedensten Parametern zusammen, welche sich wiederum gegenseitig beeinflussen. In Abhängigkeit von der exakten Kraftstoffzusammensetzung und dem Luftverhältnis ist die reale Verbrennung gekennzeichnet durch eine Vielzahl unvollständiger Reaktionen, wodurch Kohlenstoffoxide, Kohlenwasserstoffe und Stickoxide entstehen, welche für Mensch und Umwelt eine schädigende Wirkung zeigen. Im Folgenden werden die einzelnen Schadstoffe im Abgas analysiert und genauer beschrieben.

2.7.2 Schadstoffe

Kohlendioxid (CO₂)

Bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen in Luft ist eine vollständige Oxidation des Kohlenstoffs zu CO₂ und des Wasserstoffs zu H₂O der gewünschte Idealfall. Es entsteht also bei einer Verbrennung von Kohlenwasserstoffen zwangsläufig CO₂ entsprechend dem Kohlenstoffgehalt des verwendeten Kraftstoffs. Gemäß Abbildung 2.14 auf Seite 29 ist die CO₂-Konzentration im Abgas bei einem Luftverhältnis von $\lambda = 1$ am höchsten.

Kohlendioxid ist ein farb- und geruchloses Gas und ungiftig für den menschlichen Körper. Dennoch gilt es den CO₂-Ausstoß zu reduzieren, da Kohlendioxid als hochwirksames Treibhausgas eingestuft ist und somit mitverantwortlich für den globalen Anstieg der Durchschnittstemperatur an der Erdoberfläche gemacht wird, [1]. Im PKW-Sektor sind daher innerhalb der EU schon Obergrenzen für den CO₂-Ausstoß im Gesamtflottenvergleich angesetzt, welche von den Herstellern einzuhalten sind. Im Motorradsegment sind derartige Reglementierungen für CO₂ derzeit noch nicht gültig, wären aber für die Zukunft denkbar.

Allgemein ist der Kohlendioxidausstoß abhängig vom verwendeten Kraftstoff und vom Kraftstoffverbrauch. Zur CO₂-Reduktion ergeben sich damit folgende Möglichkeiten:

- Verwendung kohlenstoffärmerer Kraftstoffe z.B. Methan (CH₄)
- Wirkungsgraderhöhung der Verbrennungskraftmaschine
- Elektrifizierung von Antrieben und Nutzung erneuerbarer Energien beziehungsweise CO₂-neutraler Energiequellen

Kohlenmonoxid (CO)

Als Produkt der unvollständigen Verbrennung tritt Kohlenmonoxid hauptsächlich bei Verbrennung unter Luftmangel ($\lambda < 1$) auf. Abbildung 2.14 auf Seite 29 zeigt im Luftmangelbereich einen nahezu linearen Zusammenhang zwischen der CO-Konzentration und dem abnehmenden Luftverhältnis. Die minimale Konzentration liegt bei stöchiometrischem Betrieb vor. Bei magerer Verbrennung ($\lambda > 1$) und niedrigerem Temperaturniveau liegt nur eine marginale CO-Konzentration vor, während bei höherer Temperatur durch Dissoziation doch merkliche CO-Emissionen auftreten.

Kohlenmonoxid ist ein farb-, geruch- und geschmackloses, nicht-reizendes Gas. Es weist eine sehr hohe Affinität zum Bluthämoglobin auf, wodurch es eine wesentlich festere Bindung als Sauerstoff und Kohlendioxid mit Hämoglobin eingeht. Dadurch kommt es zu einer Anreicherung von Kohlenmonoxid im Blutkreislauf und die Sauerstoffaufnahme wird reduziert. Dies kann je nach CO-Konzentration bis zum Erstickten führen und macht Kohlenmonoxid zu einem sehr gefährlichen Atemgift.

Die Relevanz hinsichtlich Umwelt- beziehungsweise Klimaschädigung ist, aufgrund der relativ kurzen Lebensdauer, verhältnismäßig gering, [1].

Kohlenwasserstoffe (HC)

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe sind Produkte der unvollständigen Verbrennung und treten sowohl unter Luftmangel, meist aber bei Luftüberschuss und schlechter Gemischbildung auf. Bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen treten jedoch unter Luftüberschuss hinter der Flammenfront keine messbaren Konzentrationen von Kohlenwasserstoffen auf. Dies lässt darauf schließen, dass bestimmte Zonen im Brennraum nicht oder nur teilweise an der Verbrennung beteiligt sind. Somit sind die möglichen Ursachen für die unverbrannten Kohlenwasserstoffe sehr weitreichend und dementsprechend undefiniert ist auch deren Zusammensetzung, die sich aus vollständig unverbrannten und teilweise oxidierten HC-Komponenten ergibt, [7].

Für einen Ottomotor mit äußerer (homogener) Gemischbildung ergeben sich folgende potentielle Quellen für HC-Emissionen, [8]:

- schlechte Verbrennungsbedingungen in der Kaltstart- und Warmlaufphase,
- Auslösen der Flamme durch zu starkes Abkühlen der Flammenfront an der Brennraumwand beziehungsweise innerhalb eines Spaltes im Brennraum,
- Auslösen der Flamme durch zu rasche Abkühlung während der Expansion,
- Adsorption und Desorption von Brennstoff im Ölfilm an der Zylinderbuchse,
- Adsorption und Desorption von Brennstoff in Ablagerungen an den Brennraumwänden,
- flüssiger Kraftstoff im Brennraum durch mangelnde Gemischaufbereitung kann nicht rechtzeitig verdunsten und somit nicht homogenisiert und verbrannt werden,
- Auslösen der Flamme durch zu geringe Flammengeschwindigkeit während der Expansion,
- Auftreten von Verbrennungsaussetzern,
- schlechte Verbrennung nahe der Zündgrenzen (zu mageres oder zu fettes Gemisch),
- Leckage von Luft-Kraftstoff-Gemisch durch die geschlossenen Auslassventile.

Die so entstehenden unverbrannten Kohlenwasserstoffe weisen unzählige verschiedene HC-Verbindungen auf, welche auch unterschiedlich drastische gesundheitliche Auswirkungen zeigen. Alle Verbindungen einzeln zu erfassen und zu beurteilen wäre viel zu aufwendig, daher ist derzeit in der Abgasgesetzgebung die Summe aller Kohlenwasserstoffverbindungen im Abgas limitiert.

Aus gesundheitlicher Sicht sind es vor allem die polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffe (PAK), welche zu vermeiden sind, da zahlreiche davon nachweislich karzinogen (krebserregend) auf den Körper wirken. Andere Kohlenwasserstoffe, wie zum Beispiel Alkane, weisen keine gesundheitsgefährdende Wirkung auf. In Kombination mit Stickoxiden (NO_x) und Sonneneinstrahlung bilden Kohlenwasserstoffe schleimhautreizende (irritierende), organische Verbindungen, welche den Sommersmog bilden, [1].

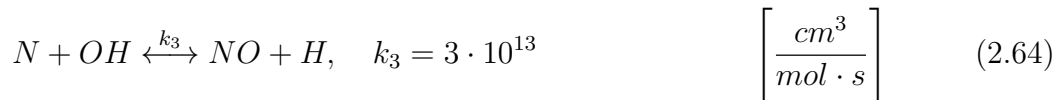
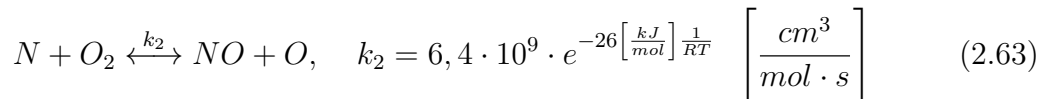
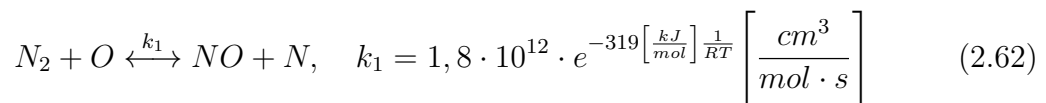
Stickoxide (NO_x)

Unter dem Begriff Stickoxide werden die sieben Oxide NO, NO₂, NO₃, N₂O, N₂O₃, N₂O₄ und N₂O₅ zusammengefasst. Bei sehr hohen Temperaturen während der Verbrennung, in Kombination mit Luftüberschuss, entstehen Stickoxide aus dem in der Luft enthaltenen Stickstoff und Sauerstoff. Am häufigsten treten dabei Stickstoffmonoxid (NO) und Stickstoffdioxid (NO₂) auf. Für die Entstehung von NO bei der motorischen Verbrennung werden drei Quellen unterschieden, [2]:

- Bildung von thermischem NO
... die beeinflussenden Parameter sind: Temperaturniveau, Sauerstoffkonzentration, Luftverhältnis, Verweilzeit und Druck
- Bildung von promptem NO
... aus Nebenreaktionen zwischen OH-Radikalen mit Stickstoffmolekülen in kraftstoffreichen Gebieten der Flammenfront
- NO-Bildung durch stickstoffhaltigen Kraftstoff bei hohen Temperaturen

Thermisches Stickstoffmonoxid (NO)

Verbrennungsreaktionen laufen meist so schnell ab, dass hinter der Flammenfront chemisches Gleichgewicht angenommen werden kann. Laufen Reaktionen langsamer ab, sodass das chemische Gleichgewicht nicht erreicht wird, so muss die Reaktionskinetik betrachtet werden. Derartige „Nachflammenreaktionen“ sind aus energetischer Sicht eher vernachlässigbar, aber für die Schadstoffbildung und vor allem für die Stickstoffbildung essentiell. Die Beschreibung der Bildung von thermischem NO erfolgt entsprechend des erweiterten Zeldovich-Mechanismus, welcher sich im Wesentlichen aus den folgenden drei Reaktionen zusammensetzt, [1]:



Geschwindigkeitsbestimmend für den Gesamtprozess ist die erste Reaktion, welche eine sehr hohen Aktivierungsenergie erfordert, um das Stickstoffmolekül aufzuspalten. Daher kann die Reaktion nur bei sehr hohem Temperaturniveau ablaufen. In etwa bei 2200 K bis 2400 K erreicht die NO-Bildung ihr Maximum und beginnt bei höheren Temperaturen wieder abzunehmen. Unterhalb von 750 K ist eine zu hohe Aktivierungsenergie nötig, um die Reaktion auszulösen. Die Aktivierungsenergie der weiteren Reaktionen beträgt lediglich ein Zehntel der Aktivierungsenergie am Anfang. In Reaktion 2 reagieren die

gebildeten Stickstoffradikale aus Reaktion 1 mit Sauerstoffmolekülen weiter. Reaktion 3 berücksichtigt, dass die verbrennungsbedingten OH-Radikale ebenfalls mit Stickstoffradikalen reagieren, [1].

Promptes Stickstoffmonoxid (NO)

Die Bildung von sogenanntem Prompt-NO erfolgt als Nebenreaktion in der Flammenfront, wo die Bildung weiterer Verbindungen durch die Reaktion von Stickstoffmolekülen mit OH-Radikalen erfolgt. Dieser Vorgang ist wesentlich komplexer als die thermische NO-Bildung und steht im Zusammenhang mit der Bildung von CH-Radikalen während der Verbrennung. Aufgrund der geringeren erforderlichen Aktivierungsenergie tritt promptes NO schon bei geringeren Temperaturen auf, [7].

Brennstoff-Stickstoff

Der Anteil an Stickstoffemissionen, welcher auf den im Kraftstoff gebundenen Stickstoff zurückzuführen ist, ist für die motorische Verbrennung zu vernachlässigen, da heutzutage in Straßenverkehr Kraftstoffe eingesetzt werden, welche keinen gebundenen Stickstoff aufweisen.

Im Rahmen der ottomotorischen Verbrennung entsteht hauptsächlich NO, welches während der kurzen Verweilzeit im Auslasstrakt nicht weiter reagiert. Allerdings oxidiert es bei ausreichender Verweilzeit im Sonnenlicht bei Umgebungstemperatur nahezu vollständig zu NO₂. NO₂ ist bei niedrigen Temperaturen und starker Verdünnung sehr lange beständig, ist weitaus giftiger als NO und kann von der Reizung bis hin zur Schädigung der Atmungsorgane führen. Weiters trägt NO₂ zur Bildung von Ozon in der Troposphäre und damit zur Entstehung von photochemischem Smog bei. Dabei kommt es durch die sogenannte Photolyse zu einer Aufspaltung der NO₂-Bindung durch Absorption von Sonnenlicht.



Das entstehende NO oxidiert dabei sofort wieder zu NO₂ und steht somit wieder für die Photolyse zur Verfügung. Das Sauerstoffatom reagiert mit molekularem Sauerstoff in Anwesenheit eines Stoßpartners M weiter zu Ozon (O₃).



Auch Ozon ist ein Reizgas und dringt tief in die Lunge ein, was unter anderem zu Entzündungen, Husten, Augenreizung, Kopfschmerzen und Lungenfunktionsstörungen führen kann.

Stickoxide zählen allgemein zu den Treibhausgasen, wobei es besonders Lachgas (N₂O) mit seiner 298-mal größeren Treibhauswirksamkeit¹ als CO₂ und seinem indirekten Beitragen zum Ozonabbau in der Stratosphäre zu vermeiden gilt. Neben der Wirkung als

¹ bei einem Zeithorizont von 100 Jahren

Treibhausgas wirken Stickoxide außerdem als Säurebildner und sind somit auch an der Entstehung des sauren Regens beteiligt, [9].



In der Emissionsgesetzgebung für Zweiräder wird derzeit der NO- und der NO₂-Ausstoß zu einem gemeinsamen NO_x-Wert zusammengefasst. Für diesen Wert gilt es, die entsprechenden Grenzwerte einzuhalten, welche von Schadstoffnorm zu Schadstoffnorm immer weiter verschärft werden.

In Abbildung 2.15 sind die wesentlichen Schadstoffkomponenten und ihr Anteil am Rohabgas eines Ottomotors in Abhängigkeit vom Luftverhältnis dargestellt. Die allgemeinen Zusammenhänge sind dabei bei allen Ottomotoren relativ ähnlich, allerdings sind die Absolutwerte der Schadstoffanteile vom jeweils betrachteten Motor abhängig.

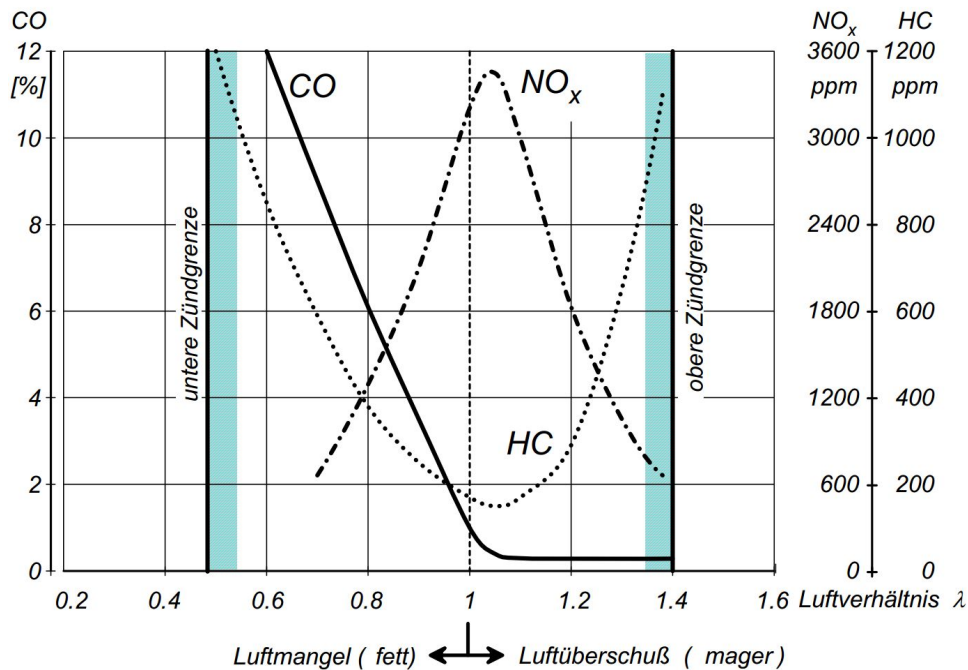


Abbildung 2.15: Abgasverhalten eines Ottomotors in Abhängigkeit vom Luftverhältnis λ [5]

Um den Ausstoß an Schadstoffemissionen zu verringern, bieten sich eine Reihe von in-nermotorischen und außermotorischen Maßnahmen an, welche im Folgenden kurz zusammengefasst werden.

2.7.3 Innermotorische Emissionsreduktion [2]

Die innermotorische Emissionsreduktion folgt dem Bestreben, die Rohemissionen¹ durch Maßnahmen, welche unter anderem Ladungswechsel, Gemischbildung, Verbrennung und Zündung betreffen, zu senken. Dabei besteht das Problem, dass die NO_x-Emissionen dort maximal sind, wo für CO- und HC-Emissionen ein günstiger Bereich wäre. Damit ergibt sich die Notwendigkeit eines Kompromisses zwischen innermotorischen und außermotorischen Maßnahmen.

Gemischbildung

Allgemein ist es erforderlich, eine gute Gemischbildung hinsichtlich ausreichender Verdampfung des Kraftstoffes, geringer Wandfilmbildung und, im Falle äußerer Gemischbildung, einer guten Homogenisierung des Luft-Kraftstoff-Gemisches zu erreichen. Dabei muss besonderes Augenmerk auf die exakte Zumessung von Kraftstoff zum Erreichen des gewünschten Luftverhältnisses (besonders bei Mehrzylindermotoren) gelegt werden.

Anhand des Luftverhältnisses kann Einfluss auf die Schadstoffemissionen genommen werden. Dabei sollte vor allem der Betrieb unter Luftmangel aufgrund hoher CO- und HC-Emissionen vermieden werden. Dies ist häufig nicht möglich, da der Ottomotor um $\lambda = 0,9$ sein maximales Drehmoment abgibt und in diesem λ -Bereich ein stabiler Motorbetrieb für Leerlauf und Kaltstart erreicht werden kann. Bei einem λ -Wert zwischen 1,05 bis 1,1 sind beispielsweise die Emissionen von CO und HC am niedrigsten, die NO_x-Emissionen erreichen hier jedoch ihr Maximum. Also wäre hier ein Kompromiss nötig. Als Beispiel wurde früher versucht, anhand von sogenannten *homogenen Magerkonzepten* die Zündgrenzen durch entsprechende Gemischbildung, Turbulenz im Brennraum und erhöhte Verdichtung zu höheren Werten zu verschieben, um das dort erreichbare geringe Niveau an NO_x- und CO-Emissionen nutzen zu können und in Kombination mit einem Oxidationskatalysator gegen HC-Emissionen niedrige Abgasemissionen zu erreichen. Allerdings weist dieses Konzept Schwächen hinsichtlich Laufruhe und Motorleistung auf, [5].

Brennverlauf und Brennverfahren

Weit bessere Ergebnisse in Vergleich zu homogenen Magerkonzepten werden bei direkt-einspritzenden Motoren mit sogenannten *Schichtladungskonzepten* erreicht. Dabei bietet der Einspritzzeitpunkt einen zusätzlichen Freiheitsgrad. Besonders NO_x-Emissionen und Kraftstoffverbrauch können durch derartige Verfahren reduziert werden, allerdings kann es hierbei durch fette Zonen im Gemisch zur Ruß- und Partikelbildung kommen.

¹ das Schadstoffniveau eines Motors gemessen *ohne* nachgeschaltetem System zur Abgasnachbehandlung

Ventilsteuerung

Variable Ventilsteuerungen ermöglichen weitere Freiheitsgrade, um den Ladungswechsel hinsichtlich Emissionsreduktion zu optimieren. Dabei kann beispielsweise durch Anpassung der Ventilüberschneidung eine innere Abgasrückführung erreicht werden. Weiters ermöglicht eine Entdrosselung in Kombination mit Direkteinspritzung eine weitere Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und somit von CO₂-Emissionen.

Abgasrückführung (AGR)

Um das Temperaturniveau der Verbrennung im Motor zu verringern und somit NO_x-Emissionen zu reduzieren, wird Abgas (nach Möglichkeit gekühlt) aus dem Auslasstrakt in den Ansaugtrakt des Motors zurückgeführt, um einen Teil der Frischladung zu ersetzen. Dadurch ändern sich die Stoffeigenschaften des Gasgemisches, welches somit eine höhere Wärmemenge aufnehmen kann. Abgasrückführraten über 15 % können allerdings zu erhöhten HC-Emissionen und schlechterem Laufverhalten führen.

Verdichtungsverhältnis

Ein hohes Verdichtungsverhältnis erhöht den thermodynamischen Wirkungsgrad des Motors, was die Verbrennungstemperatur und das NO_x-Niveau anhebt. Die HC-Emissionen steigen ebenfalls geringfügig an, allerdings zeigt sich eine abfallende Tendenz der CO-Emissionen.

Brennraumgestaltung

Wesentliche Vorteile für das Emissionsverhalten lassen sich durch die Brennraumgestaltung erzielen. Dabei sind vor allem eine zentrale Position der Zündkerze, ein kompakter Brennraum mit geringem Oberflächen-Volumen-Verhältnis, geringe Spaltvolumen und gut abgestimmte Quetschflächen besonders wirkungsvoll.

Zündung

Die gängigste Art der Fremdzündung ist die elektrische Zündung, welche als Ein- oder Mehrfachzündung via Zündkerze im Brennraum erfolgt. Je nach Ausführung beeinflusst diese mehr oder weniger stark die Ausbildung der Flammenfront und hat somit Einfluss auf die NO_x-Bildung.

Wesentlicher Einfluss auf die Emissionen kann durch Anpassen des Zündzeitpunktes (ZZP) erfolgen. Dabei lassen sich HC- und NO_x-Emissionen durch ein Verstellen des ZZP in Richtung *spät*¹ absenken, was jedoch zu Lasten des spezifischen Kraftstoffverbrauchs

¹ das entspricht einer geringeren Vorzündung (vor Zünd-OT)

und somit der CO_2 -Emissionen geht. Eine Optimierung des Zündzeitpunktes durch adaptive Regelungen ist mit heutigen Motormanagementsystemen möglich, allerdings für das Kleinmotorradssegment derzeit noch nicht erforderlich. Die Forschung geht derzeit in Richtung der sogenannten „Raumzündung“, wo versucht wird, mit Hilfe von Laser- beziehungsweise Plasmazündung das Gemisch an möglichst vielen Stellen im Brennraum gleichzeitig zu entzünden.

Wassereinspritzung

Um NO_x -Emissionen künftig noch weiter reduzieren zu können, ist es nötig die Spitzentemperatur der Verbrennung zu reduzieren. Neben den dazu bereits bekannten Methoden, wie Spätstellung der Zündung, AGR oder Reduzierung von Ansauglufttemperatur und Ladungsbewegung, wäre die Wassereinspritzung eine weitere denkbare Möglichkeit.

2.7.4 Abgasnachbehandlung

Infolge intensiver Forschung und Weiterentwicklung im Bereich der innermotorischen Emissionsreduktion, war es möglich, das Rohemissionsniveau moderner Motoren deutlich zu verbessern. Im Hinblick auf die laufend anspruchsvoller werdenden Abgasgesetzgebungen, reichen diese Fortschritte allerdings nicht mehr zum Erreichen der Emissionslimits aus. Diese können nur mehr unter Verwendung entsprechender Systeme zur Abgasnachbehandlung erreicht werden.

Die Entwicklung ging dabei zunächst über thermische Nachreaktoren, wobei die, über einen späten Zündzeitpunkt erreichten, hohen Abgastemperaturen zur Nachreaktion von CO und HC im Auslasstrakt führen sollten. Aufgrund mangelnder Effizienz derartiger Systeme ging die Entwicklung weiter in Richtung katalytischer Reaktoren, mit denen wesentlich bessere Resultate erreicht werden konnten.

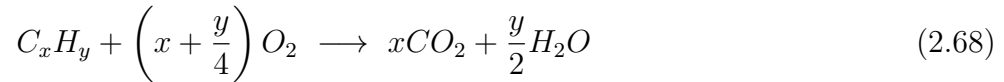
Katalytische Abgasreinigung

Im Allgemeinen versteht man unter einem Katalysator einen Stoff, der chemische Reaktionen begünstigt oder überhaupt erst ermöglicht, ohne selbst aktiv daran teilzunehmen oder verbraucht zu werden.

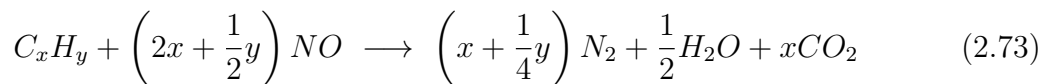
Die Anwesenheit eines katalytischen Stoffes bei einer chemischen Reaktion bewirkt eine drastische Erhöhung der Reaktionsgeschwindigkeit durch Absenkung der nötigen Aktivierungsenergie. Die Hauptaufgabe eines Katalysators zur Abgasnachbehandlung besteht darin die Oxidation von CO und HC zu CO_2 und H_2O sowie die Reduktion von NO_x zu beschleunigen, sodass diese bereits innerhalb des Auslasstraktes erfolgen.

Im Folgenden sind die wesentlichen chemischen Reaktionen aufgelistet:

Oxidation (HC- und CO-Konvertierung):



Reduktion (NO_x-Konvertierung):



Parallel zu den gewünschten Reaktionen laufen zum Teil auch unerwünschte Reaktionen ab, welche unter anderem zur Entstehung von Ammoniak (NH₃) und Schwefelwasserstoff (H₂S) (übel riechend) führen:



Im Folgenden werden die wichtigsten Katalysatorsysteme im Bereich der Abgasnachbehandlung kurz beschrieben.

Einbettkatalysator

Einbettkatalysatoren sind meist als Oxidationskatalysatoren ausgeführt. Bei einem Betrieb bei $\lambda > 1$ ergeben sich recht brauchbare CO- und HC-Emissionen, mit dem Nachteil erhöhter NO_x-Emissionen. Daher wird ein Betrieb bei $\lambda < 1$ bevorzugt, um innermotorisch geringe NO_x zu generieren und mit Hilfe von Sekundärlufteinbringung die Sauerstoffkonzentration vor dem Katalysator zu erhöhen und somit eine Oxidation von CO und HC zu erreichen. Der Vorteil dieses Systems ist, dass keine geregelte Gemischbildung erforderlich ist, was für Vergasermotoren relevant ist. Als Nachteil ergibt sich bei $\lambda < 1$ ein erhöhter Kraftstoffverbrauch.

Doppelbettkatalysator

Bei einem System mit Doppelbettkatalysator wird der Motor fett ($\lambda < 1$) betrieben und zur NO_x -Reduktion bei Sauerstoffmangel zunächst ein Reduktionskatalysator auf Rhodiumbasis (Rh) nachgeschaltet. Im Anschluss folgt ein Oxidationskatalysator mit Sekundärlufteinbringung zur Oxidation von HC und CO.

Nachteilig sind hierbei der Kraftstoffverbrauch, die Systemkosten (zwei Katalysatoren) und die Entstehung von Ammoniak (NH_3). Eine geregelte Gemischbildung ist auch hier nicht erforderlich.

Geregelter Dreiwegekatalysator

Die Schadstoffemissionen moderner Ottomotoren können durch den Einsatz des geregelten Dreiwegekatalysators bedeutend reduziert werden. Für PKW-Ottomotoren ist diese Technologie schon seit Jahren Stand der Technik, für Ottomotoren im Motorrad- und Kleinmotorensegment gewinnt der Dreiwegekatalysator aufgrund zunehmend verschärfter Emissionsgrenzwerte immer mehr an Bedeutung.

Die HC- und CO-Komponenten im Abgas benötigen zur Oxidation Sauerstoff, die NO_x -Komponenten können hingegen mit verschiedenen Abgaskomponenten reduziert werden und geben dabei Sauerstoff ab. Dieses Potential nutzt der Dreiwegekatalysator zur Emissionsminimierung, allerdings ist dazu ein stöchiometrischer Motorbetrieb Voraussetzung, welcher ein Luftverhältnis in einem sehr kleinen Fenster um $\lambda = 1$ gewährleistet.

In Abbildung 2.16 sind die Konvertierungsraten eines Katalysators für HC, CO und NO_x schematisch dargestellt. Dabei wird deutlich, dass zum Erzielen der besten Resultate (Konvertierungsraten größer 90 %) für alle drei Komponenten ein λ -1-Betrieb unabdingbar ist. Um dies zu gewährleisten, erfolgt die Gemischbildung geregelt auf $\lambda = 1$ in einem geschlossenen Regelkreis unter Verwendung von λ -Sonden.

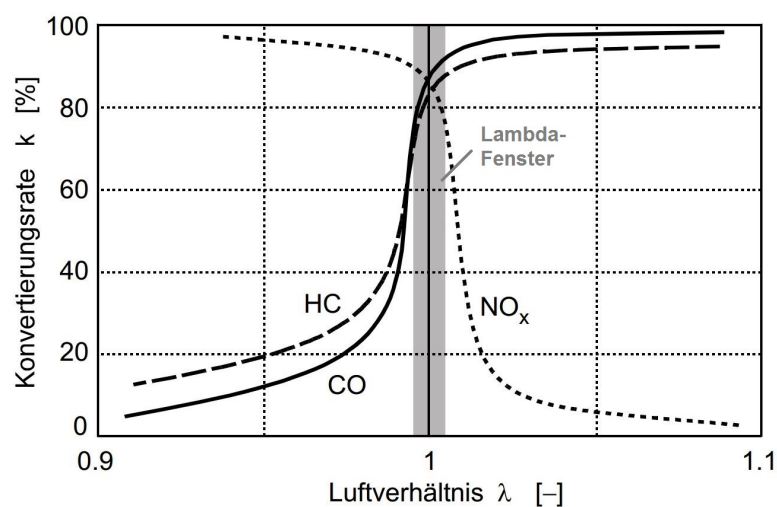


Abbildung 2.16: Schematische Darstellung der Konvertierungsraten eines Katalysators [1]

Um den Katalysator zu aktivieren, ist eine Mindesttemperatur¹ nötig. Die Anspringtemperatur wird üblicherweise als jene Temperatur bezeichnet, bei welcher die Konvertierungsraten des Katalysators 50 % übersteigen. Sie hängt wesentlich von der jeweiligen Schadstoffkomponente und der Zusammensetzung der Katalysatorbeschichtung ab und liegt in etwa bei 250 °C. Außerdem besteht eine Abhängigkeit vom Alterungszustand des Katalysators sowie von der sogenannten Raumgeschwindigkeit (RG). Diese entspricht in etwa dem Kehrwert der Verweilzeit des Abgases im Katalysator und berechnet sich zu, [5]:

$$RG = \frac{\text{Volumenstrom pro Stunde}}{\text{Katalysatorvolumen}} \quad \left[\frac{1}{\text{h}} \right]$$

Die in Abbildung 2.16 dargestellte Konvertierungsrate k beurteilt die Wirksamkeit eines Katalysators, indem die Konzentrationsreduktion im Katalysator mit der Eingangskonzentration verglichen wird.

$$k = \frac{\text{Eingangskonzentration} - \text{Ausgangskonzentration}}{\text{Eingangskonzentration}}$$

Katalysatoraufbau:

Als Trägermaterial für Katalysatoren dienen in der Regel Monolithe aus Keramik beziehungsweise aus Metall.

Der keramische Katalysator verwendet einen Träger aus Keramik. Auf einen wabenförmigen Keramikmonolith wird eine dünne Zwischenschicht, auch als *Washcoat* bezeichnet, meist aus Aluminiumoxid (Al_2O_3) zur Vergrößerung der Oberfläche aufgebracht (siehe Abbildung 2.17).

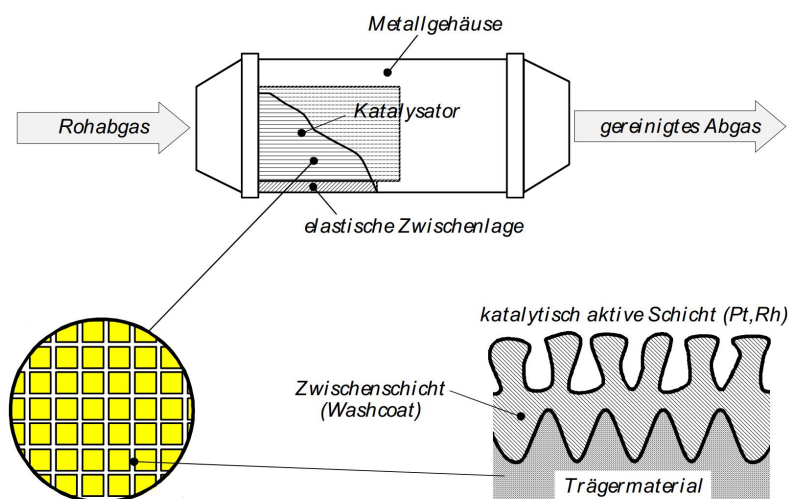


Abbildung 2.17: Aufbau eines keramischen Katalysators [5]

¹ Anspringtemperatur beziehungsweise „Light-Off“-Temperatur

Die Oberfläche kann auf Werte in der Größenordnung von ca. 15.000 m² vergrößert werden. Außerdem enthält die Zwischenschicht Zusätze mit dem Zweck der Sauerstoffspeicherung oder auch der Aktivitätserhöhung. Die katalytische Schicht wird atomar dünn auf die Zwischenschicht aufgetragen und trägt geringe Mengen (ca. 1,5 bis 5 Gramm pro Katalysator) der Edelmetalle Platin (Pt) und/oder Rhodium (Rh) und/oder Paladium (Pd), welche als chemische Katalysatoren wirken. Umhüllt von einer elastischen Zwischenschicht wird der monolithische Wabenkörper in einem Metallgehäuse verbaut, [5].

Der Metallträger-Katalysator verwendet einen Träger aus aufgewickelter, gewelltem Blech. Auf diesem Träger wird, wie beim keramischen Katalysator, wiederum ein Washcoat und die katalytisch aktive Edelmetallschicht aufgetragen. Der Metallträger-Katalysator ist prinzipiell die teurere der beiden Ausführungen, besitzt jedoch die Vorteile einer rascheren Erwärmung (besseres Ansprungsverhalten), einer höheren Zelldichte und einer höheren Temperaturbeständigkeit, was den Einsatz als Vorkatalysator begünstigt. Abbildung 2.18 zeigt den Aufbau eines Metallkatalysators, [5].

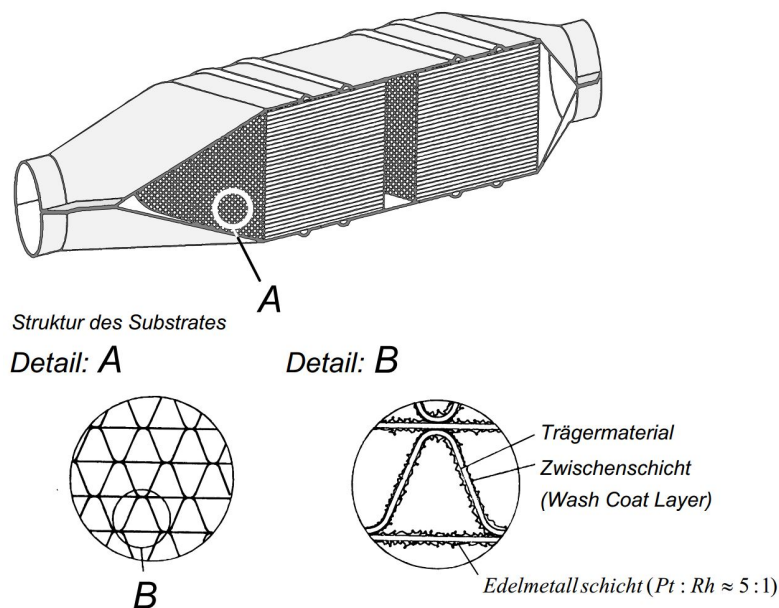


Abbildung 2.18: Aufbau eines Metallträger-Katalysators [5]

Die oben erwähnte λ -Regelung ist kein perfektes System, das heißt es wird eine Abweichung vom Wert $\lambda = 1$ erfasst und darauf reagiert, indem je nach Bedarf mehr oder weniger Kraftstoff zugeführt wird. Daraus ergibt sich im Mittel in etwa ein Wert von $\lambda = 1$. Da es aber im Motorbetrieb vor allem unter transienten Bedingungen kurzzeitig immer wieder zu leicht magerem oder fettem Gemisch kommt, funktioniert der Dreiwegkatalysator nicht optimal. Um diese Effekte zu kompensieren, werden Elemente zur Sauerstoffspeicherung im Washcoat oder in der Katalysatorbeschichtung integriert.

Sauerstoffspeicher:

Durch die abwechselnden Fett- und Magerphasen schwankt das Luftverhältnis stets um den Wert eins. Um den überschüssigen Sauerstoff während einer kurzzeitigen Magerphase zu speichern und bei Bedarf (einer Fettphase) wieder freizusetzen, wird ein Sauerstoffspeicher verwendet. Dazu wird das Element Cer (Ce) in die Katalysatorbeschichtung eingebracht. Durch die ganz speziellen Eigenschaften der Oberflächenchemie dieses Elementes wird die Sauerstoffspeicherung möglich. Der Einsatz im Katalysator für motorische Anwendung erfordert eine stabilisierte Form von Cer, welche durch einen Stabilisator aus Zirkonium (Zr) in Kombination mit Elementen der Seltenen Erden realisiert wird.

Katalysatoralterung (Deaktivierungseffekte) [2]:

Von Alterung eines Katalysators ist dann die Rede, wenn die Konvertierungsraten sich verschlechtern, beziehungsweise eine höhere Temperatur zum Anspringen („Light-Off“) des Katalysators erforderlich ist. Besonders die rauen Umgebungsbedingungen (hohe Abgastemperaturen), denen Katalysatoren im Betrieb ausgesetzt sind, können zur Katalysatoralterung führen. Aber auch andere Effekte, hervorgerufen durch bestimmte Kraftstoffbeziehungsweise Motorölkompontenten, welche ins Abgas gelangen, können sich deaktivierend auf Katalysatoren auswirken.

Bei der *thermisch bedingten Deaktivierung*, auch als thermische Alterung bezeichnet, werden folgende drei Arten unterschieden: Edelmetallsinterung, Trägermaterialsinterung und Edelmetall-Trägeroxid-Wechselwirkung.

Im Idealfall sieht die Verteilung der katalytisch aktiven Edelmetalle am Washcoat aus, wie in Abbildung 2.19 (a) dargestellt. Das Ziel ist, eine optimale Zugänglichkeit der Reaktanten zu den katalytischen Komponenten zu erreichen.

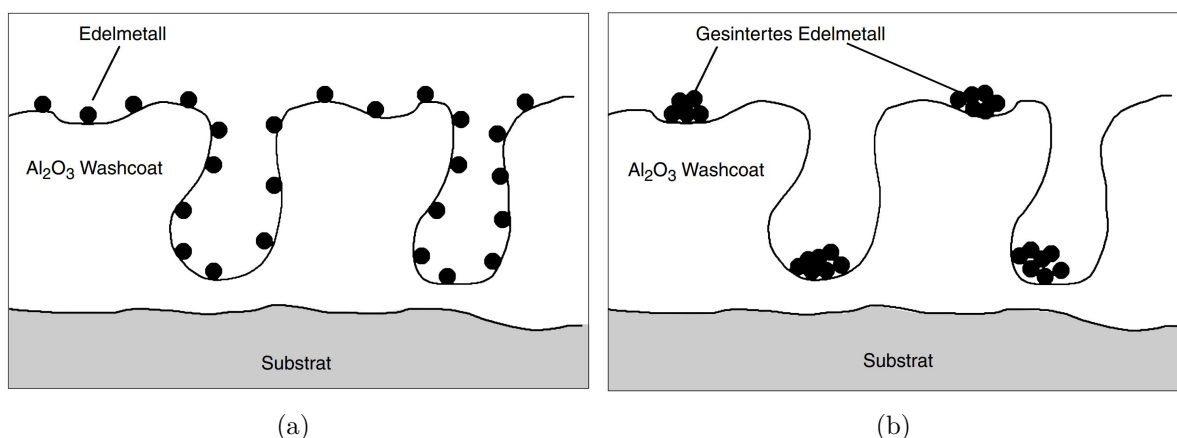


Abbildung 2.19: (a) Prinzipskizze eines ideal dispergierten Katalysators auf einem Aluminiumoxidträger; (b) Prinzipskizze der Edelmetallsinterung auf einem Träger [2]

Infolge einer *Edelmetallsinterung* unter hohen Temperaturen kommt es, durch den hochaktiven und somit extrem instabilen Katalysatoraufbau, sehr leicht zu einem Zusammenwachsen der Edelmetalle zu größeren Kristallen. Dieser Vorgang ist in Abbildung 2.19 (b) schematisch dargestellt. Das Verhältnis von Oberfläche zu Volumen der Edelmetallkristalle ist somit kleiner als in der ursprünglichen Konfiguration, wodurch sich die Konvertierungsrate des Katalysators verschlechtert.

Im Fall einer *Trägermaterialsinterung* kommt es durch die hohen Temperaturen zu einem Sinterungsprozess innerhalb der Kristallstruktur des Washcoat (beispielsweise aus Aluminiumoxid). Dies hat zunächst einen Verlust an aktiver Katalysatoroberfläche zur Folge und kann in drastischen Fällen sogar zum Verschließen der Porenoberfläche führen (siehe Abbildung 2.20). Auch hier kommt es zu einem Verlust an Katalysatoraktivität.

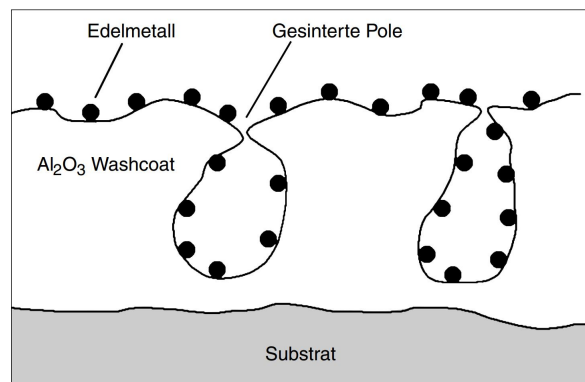


Abbildung 2.20: Prinzipskizze der Trägermaterialsinterung [2]

Bei der *Edelmetall-Trägeroxid-Wechselwirkung*, welche die dritte Möglichkeit der thermischen Alterung darstellt, kommt es zu einer Reaktion zwischen katalytisch aktiver Komponente und Washcoat. Dabei kann eine Deaktivierung auftreten, wenn das entstehende Produkt der Reaktion eine geringere katalytische Aktivität aufweist, als die ursprünglich fein verteilte Spezies.

Bei der sogenannten *Katalysatorvergiftung*, auch als Deaktivierung durch Vergiftungseffekte bezeichnet, kommt es zu einer Verschlechterung des Konvertierungsverhaltens durch schädliche Substanzen aus dem Abgas oder den Fertigungsmaschinen, welche die katalytische Schicht auftragen. Es wird unterschieden zwischen selektiver und nicht-selektiver Vergiftung.

Bei der *selektiven Vergiftung* reagiert eine schädliche chemische Spezies direkt mit den katalytisch aktiven Elementen. *Giftige* Substanzen, wie Blei (Pb), Quecksilber (Hg) und Cadmium (Cd), gehen chemische Verbindungen mit den Edelmetallen ein, wodurch sich katalytisch inaktive Legierungen bilden und eine irreversible Deaktivierung des Katalysators erfolgt. Andere Substanzen, wie etwa Schwefeldioxid (SO_2), lagern sich an katalytischen Komponenten an (Chemisorption) und deaktivieren diese somit für katalytische Reaktionen. Abbildung 2.21 (a) zeigt die selektive Katalysatorvergiftung schematisch.

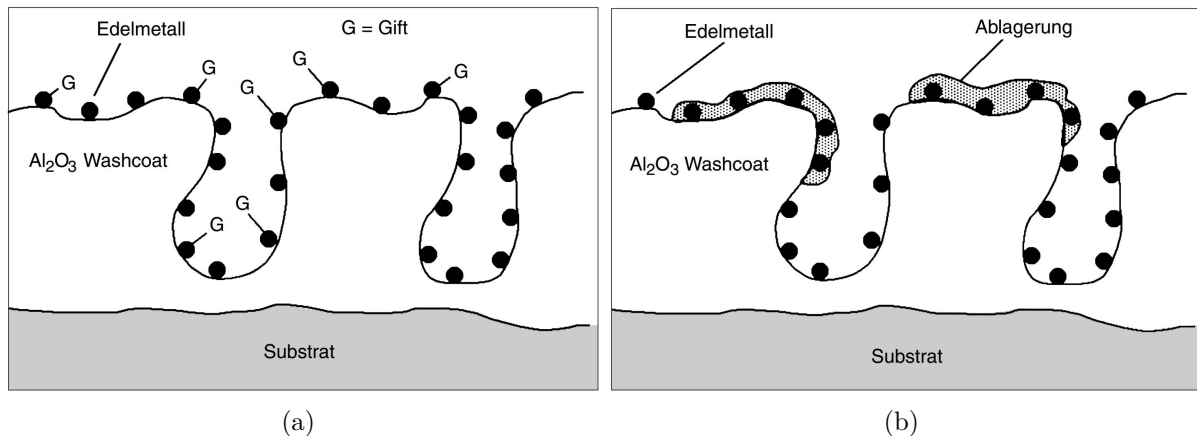


Abbildung 2.21: (a) Prinzipskizze der selektiven Vergiftung von aktiven Zentren; (b) Prinzipskizze der nicht-selektiven Vergiftung von aktiven Zentren [2]

Als *nicht-selektive Vergiftung* wird die Reaktion des Trägermaterials (Washcoat) mit Abgaskomponenten bezeichnet. Es kommt dabei zur Bildung neuer Verbindungen, wie zum Beispiel $\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3$, welche eine Schicht auf dem Trägermaterial bilden und zum Blockieren der Poren führt (siehe Abbildung 2.21 (b)).

NO_x-Speicherkatalysator

Der Vollständigkeit halber wird hier noch der NO_x-Speicherkatalysator angeführt. Aufgrund der Zunahme an direktspritzenden Ottomotoren und Magerkonzepten sind zusätzliche Maßnahmen zur NO_x-Reduktion aufgrund des Betriebes bei Luftüberschuss erforderlich. Der NO_x-Speicherkatalysator speichert NO_x während der Magerphasen (Hauptanteil des Betriebes) und erfasst dabei den Füllzustand des Katalysators. Wird ein bestimmter Füllzustand überschritten, so wechselt die Motorsteuerung kurzzeitig in den fetten Motorbetrieb, wodurch der Speicher katalysator regeneriert wird.

3 Rahmenbedingungen der Untersuchungen

In diesem Abschnitt wird zunächst auf den verwendeten Versuchsträger eingegangen und dessen wesentliche Komponenten sowie Aufbau erläutert. Anschließend wird das verwendete Motormanagementsystem vorgestellt und die zugehörigen Komponenten sowie deren Funktionen beschrieben. Abschließend wird kurz auf den Aufbau des Zweirad-Rollenprüfstandes und die verwendete Messtechnik eingegangen.

3.1 Versuchsträger

Prinzipiell setzt sich das Versuchsfahrzeug aus dem Fahrzeugrahmen, dem Antriebsstrang, dem Prototypenmotor, der elektrischen Versorgung und dem Kabelbaum, sowie den essentiellen Komponenten des elektronischen Motormanagementsystems zusammen.

Um einen Eindruck zu vermitteln, wie die Integration des Motors im Fahrzeug und der Fahrzeugaufbau allgemein ausgeführt sind, ist in Abbildung 3.1 eine 3D-Darstellung des Fahrzeuges mit einigen der zukünftigen Verkleidungsteilen angeführt.

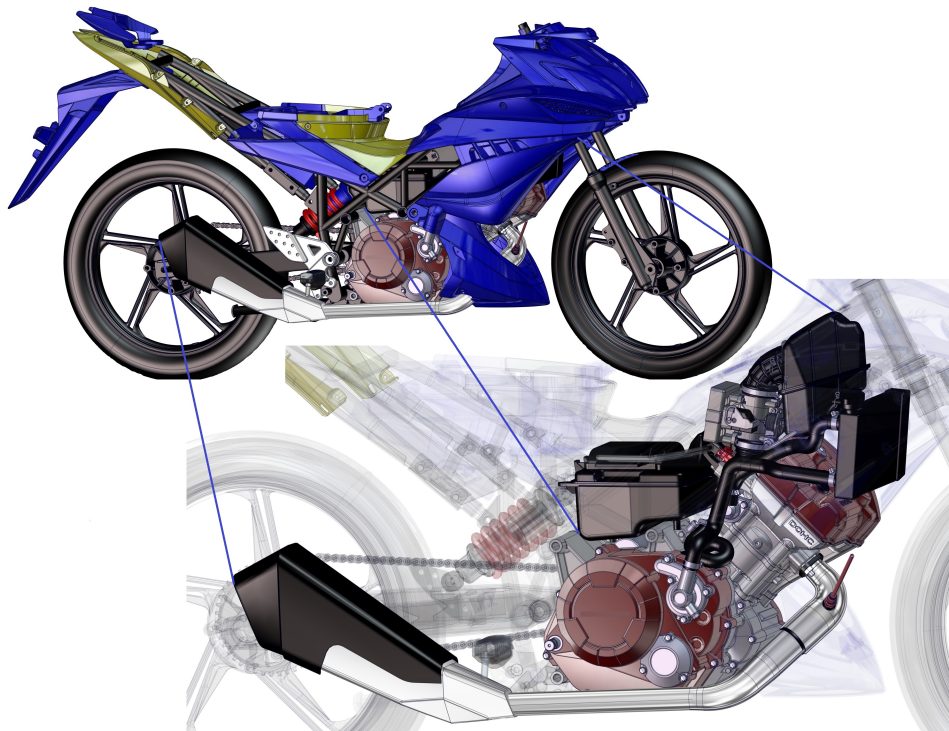


Abbildung 3.1: CAD-Rendering des Fahrzeugaufbaus

In Abbildung 3.1 oben ist das Fahrzeug inklusive Rahmen, Motor und Verkleidungsteilen dargestellt. Allerdings war kein vollständiger Konstruktionsstand für Rahmen und Verkleidungen verfügbar, weshalb hier manche Elemente (Sitzbank, Lenker, Lichter) nicht dargestellt werden konnten. Zur Verdeutlichung der Einbaulage des Motors und dessen Aufbau ist dieser im unteren Teil der Abbildung nochmals hervorgehoben und leicht vergrößert dargestellt. Auf die einzelnen Komponenten wird im Folgenden genauer eingegangen.

3.1.1 Motor

Als Motor wird der Prototypenmotor nach abgeschlossener Entwicklungsarbeit am Motorprüfstand verwendet. Das bedeutet, dass der Motor die Leistungsanforderungen des Kunden erfüllt und dass bereits die Erkenntnisse des Motordauerlaufs bezüglich mechanischer Teilehaltbarkeit mit einfließen. Somit liegt ein Entwicklungsstand vor, welcher im Hinblick auf die zukünftige Serienkonfiguration nur geringfügige Änderungen erwarten lässt und daher geeignet ist, eine Basisbedatung der Motorsteuerung vorzunehmen.

Klassifizierung des Motors

In Anlehnung an DIN 1940 kann der Motor grundsätzlich wie folgt eingestuft werden: Es handelt sich, wie bereits dem Titel der Arbeit entnommen werden kann, um einen Einzylinder-Ottomotor. Dieser ist als Viertakt-Saugmotor ausgeführt und bedient sich einer äußeren Gemischbildung. Dabei wird auf den Einsatz eines Vergasers, aufgrund des anspruchsvollen, zu erreichenden Emissionsniveaus, von vorne herein verzichtet und stattdessen eine Saugrohreinspritzung mit elektronischem Motormanagementsystem verwendet. Die kompakte Brennraumform ermöglicht eine zentrale Lage der Zündkerze durch moderne Vierventiltechnik (siehe Abbildung 3.2). Die Fremdzündung ist als induktive Funkenzündung ausgeführt. Dabei erfolgt die Unterbrechung über einen Transistor und wird vom Motorsteuergerät initiiert.

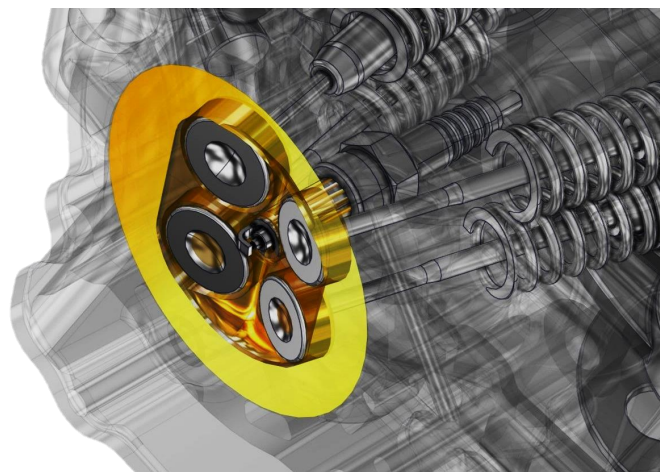


Abbildung 3.2: Brennraumform

Konstruktive Ausführung

Entsprechend dem Verwendungszweck als Motorradmotor beinhaltet der konstruktive Aufbau des Motors gleichzeitig die Komponenten des Schaltgetriebes sowie die Elemente zur Kraftflussunterbrechung. In diesem Motor sind zwei Kupplungen verbaut (siehe Abbildung 3.3), da für die Realisierung eines halbautomatischen Schaltgetriebes sowohl eine standardmäßige Mehrscheiben-Lamellenkupplung für die Schaltvorgänge, als auch eine Fliehkraftkupplung auf der Kurbelwelle für den Anfahrvorgang benötigt wird. Dadurch ist es möglich, dass der Fahrer für einen Gangwechsel lediglich den Schalthebel betätigen, aber nicht manuell auskuppeln muss.

In einem gemeinsamen Gehäuse (Kurbelgehäuse), bestehend aus zwei Hälften, sind zum einen die Kurbelwelle und die Ausgleichswelle, und zum anderen die Getriebewellen inklusive Schaltbetätigung untergebracht. Wie für derartige Motoren üblich, wird also für Motor- und Getriebeschmierung dasselbe Öl verwendet, welches im Nasssumpf angesaugt und via Trochoidenpumpe bereitgestellt wird. Eine zusätzliche Ölkühlung ist dabei nicht vorgesehen.

Die Zylinder- und Kolbenbaugruppe ist auf dem Kurbelgehäuse um einen Winkel von 45 Grad nach vorne geneigt und wird vom Zylinderkopf abgeschlossen. Dieser beinhaltet sowohl Ladungswechsel-, als auch Kühlwasser- und Ölkanäle und dient unter anderem als Aufnahme für Zündkerze, Ventile und Ventiltriebskomponenten. Die Ventilbetätigung erfolgt anhand von Rollenschlepphebeln, welche über zwei obenliegende Nockenwellen angetrieben werden. Der Antrieb der Nockenwellen erfolgt mittels Steuerkette von der Kurbelwelle aus. In Abbildung 3.3 sind der konstruktive Aufbau des Grundmotors dargestellt und die wesentlichen Baugruppen bezeichnet.

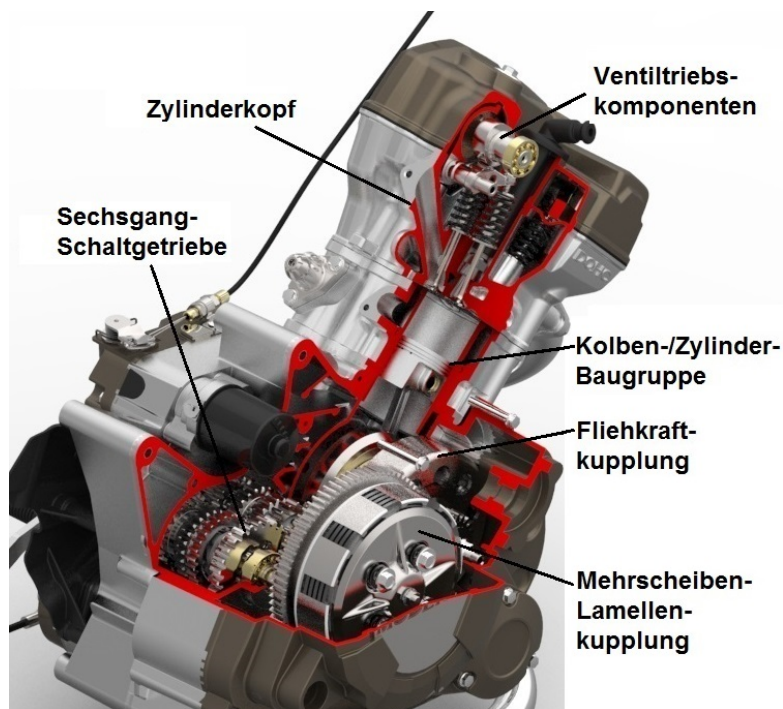


Abbildung 3.3: 3D-Schnittdarstellung des Grundmotors

Auf eine detailliertere Beschreibung der Einzelkomponenten des Grundmotors wird hier verzichtet, da diese im Zusammenhang mit dieser Arbeit nur bedingt relevant sind und deren Rahmen sprengen würden. An dieser Stelle wird nochmals verwiesen auf die Masterarbeit „*Leistungsentwicklung, Baugruppenerprobung und -optimierung an einem 150 cm³ Viertaktprototypenmotor*“ von Tobias Mair [3] sowie auf die Diplomarbeit „*Mechanische Auslegung von Kurbeltrieb und Antriebsstrang eines 150 cm³ Viertaktmotors*“ von Herbert Haas [10]. Diese beiden Arbeiten setzen sich sehr eingehend mit den Einzelkomponenten dieses Motors auseinander.

Im Rahmen der Aufgabenstellung sehr wohl von Interesse sind jedoch die Anbauteile des Motors. Dabei liegt das Hauptaugenmerk auf den Komponenten des Ansaugtraktes sowie des Auslasstraktes, da diese ausschlaggebend sind für die angesaugte Luftmasse und somit für das physikalische Verhalten (die Charakteristik) des Motors.

Ansaugtrakt:

Der Ansaugtrakt setzt sich zusammen aus dem Ansaugeräuschkämpfer (AGD), dem Drosselklappenmodul mit integriertem Motorsteuergerät, dem Ansaugstutzen sowie dem Einlasskanal im Zylinderkopf. In Abbildung 3.4 sind die wesentlichen Komponenten dargestellt.

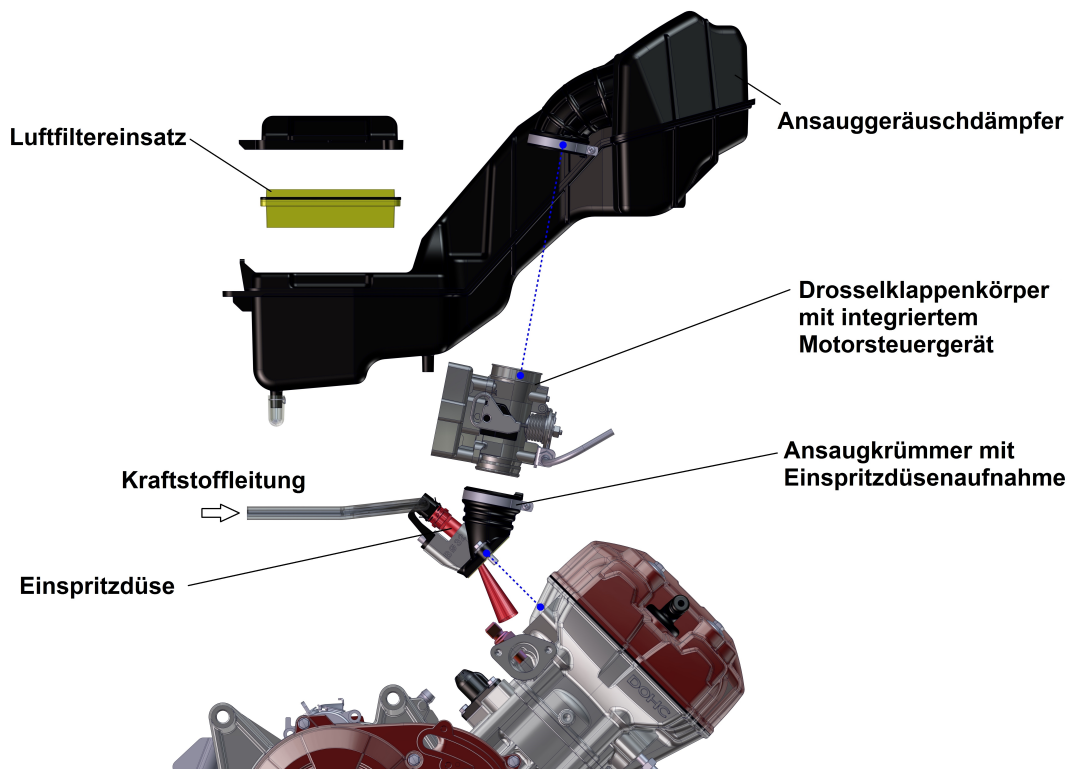


Abbildung 3.4: Komponenten - Ansaugtrakt

Der Ansauggeräuschdämpfer dient als Beruhigungsvolumen für die angesaugte Frischluft. Außerdem dient er als Aufnahme für den Luftfiltereinsatz, bietet einen Anschlussstutzen für die Kurbelgehäuseentlüftung und stellt die Verbindung zum Drosselklappenmodul her. Über das Volumen des AGD, die Strömungswiderstände, die das Luftfilterelement und die Strömungsführung im AGD der Ansaugluft entgegensetzen, sowie über gasdynamische Effekte, welche maßgeblich durch Rohrlängen, Resonanzeffekte und Bauteilsteifigkeiten beeinflusst werden, wird das physikalische Verhalten des Motors stark geprägt.

Auslasstrakt:

Der Auslasskanal im Zylinderkopf, gefolgt vom Auspuffkrümmer, dem Katalysator und dem Auspuffrohr bilden, gemeinsam mit dem abschließenden Endschalldämpfer, den Auslasstrakt. Dieser beeinflusst, ebenso wie der Einlasstrakt, maßgeblich das physikalische Verhalten und vor allem die Drehmomentcharakteristik des Motors. In Abbildung 3.5 sind die Auspuffkomponenten dargestellt.

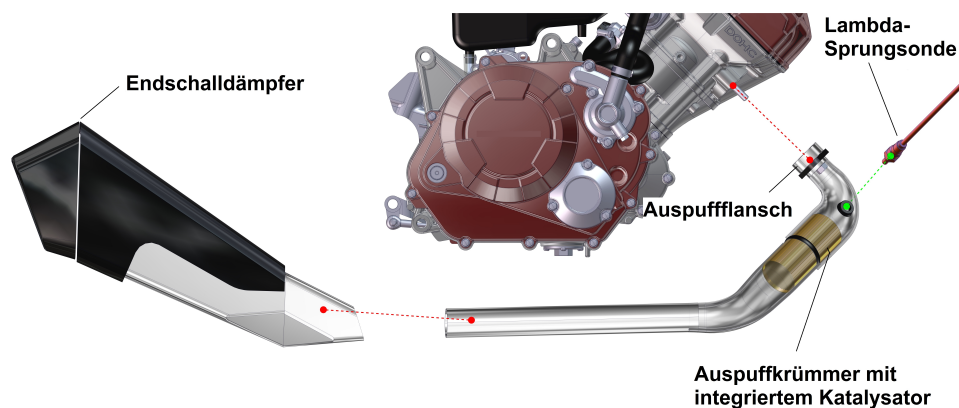


Abbildung 3.5: Komponenten - Auslasstrakt

Über eine entsprechende Abstimmung der Rohrlängen und Rohrdurchmesser sowie des Endschalldämpfers können die Gasdynamik im Auspuff und der Abgasgegendruck angepasst werden, um eine gewünschte Motorcharakteristik und -leistung zu erhalten (siehe Masterarbeit T. Mair [3]). Außerdem beeinflussen die Katalysatorposition und -größe sowie die Zellenanzahl des Katalysators das Motorverhalten und ebenso die Effizienz des Systems zur Abgasnachbehandlung.

Gemeinsam mit den Ventilsteuerzeiten definieren Einlass- und Auslasstrakt das physikalische Verhalten und somit den sogenannten „Luftpfad“ des Motors. Die Erfassung des Luftpfades ist eine wesentliche Aufgabe im Rahmen der Kennfeldbedatung des Steuergerätes, welche in Abschnitt 4.4 detailliert behandelt wird. Es wurden daher die Komponenten des Einlass- und Auslasstrakts hier genauer analysiert, um deren Signifikanz nochmals zu verdeutlichen. Es sei nochmals darauf hingewiesen, dass Änderungen dieser Komponenten zum Zeitpunkt der Bedatung nur mehr bedingt möglich sind und zu einem deutlichen Mehraufwand durch die Notwendigkeit einer Überarbeitung der gesamten Kalibrierung führen würden.

Motorspezifikation

Nach der Klassifizierung des Motors sowie der Beschreibung des konstruktiven Aufbaus und der wesentlichen Komponenten, sollen hier die allgemeinen Motorspezifikationen aufgelistet beziehungsweise zusammengefasst werden.

In Tabelle 3.1 sind die technischen Daten des Motors aufgelistet.

Tabelle 3.1: Technische Motordaten

Motortyp	flüssigkeitsgekühlt, 4-Takt, DOHC, 45° nach vorne geneigter Einzylinder, Aus- lass vorne, 4 Ventile
Kraftstoff	Benzin, ROZ 95
Hubraum	149,5 cm ³
Bohrung x Hub	57,0 mm x 58,6 mm
Hub/Bohrungs-Verhältnis	1,03
Pleuellänge	100 mm
Verdichtungsverhältnis	12,0 : 1
Nennleistung	11,79 kW (15,72 PS) bei 9.500 min ⁻¹
Maximales Drehmoment	13,05 Nm bei 7.500 min ⁻¹
Maximaler effektiver Mitteldruck	10,97 bar bei 7.500 min ⁻¹
Ventilsteuerung	zwei obenliegende Nockenwellen
Steuertrieb	Kette
Schmierung	Nasssumpf
Kupplung	Fliehkraftkupplung und Mehrscheiben- Lamellenkupplung im Ölbad
Gemischaufbereitung	Elektronische Saugrohreinspritzung
Abgasnachbehandlung	Dreiwegekatalysator
Zündung	Transistor (digital)
Startsystem	elektrisch und Kick-Start
Getriebe	Sechsgang, sequentiell
Schaltung	manuell oder halbautomatisch
Ölspezifikation	10W-40

Weitere technische Daten, wie zum Beispiel die Getriebeübersetzungen oder der Sekundärtrieb, könnten bei einem Motorradmotor prinzipiell auch gleich in der obenstehenden Tabelle angeführt werden, da das Getriebe bereits konstruktiv integriert ist. Zur besseren Übersichtlichkeit werden diese Daten aber im Rahmen des nachfolgenden Unterkapitels (Kapitel 3.1.2 *Fahrzeug und Antriebsstrang*) behandelt. Zuvor wird jedoch noch die Vollastcharakteristik des Motors dargestellt.

Motorcharakteristik

In Abbildung 3.6 ist die Charakteristik des Prototypenmotors zum Entwicklungsstand nach der Leistungsentwicklung und nach erfolgtem 500-stündigem Dauerlauf am Motorprüfstand dargestellt. Die zugrundeliegenden Messungen wurden unter Volllast¹ durchgeführt. Dabei wurde im jeweiligen Messpunkt ein Luftverhältnis von $\lambda = 0,9$ konstant gehalten und der Zündzeitpunkt so eingestellt, dass der Verbrennungsschwerpunkt² bei 8 °KW nach dem oberen Totpunkt lag. Die Messergebnisse wurden nach ISO 7293 korrigiert.

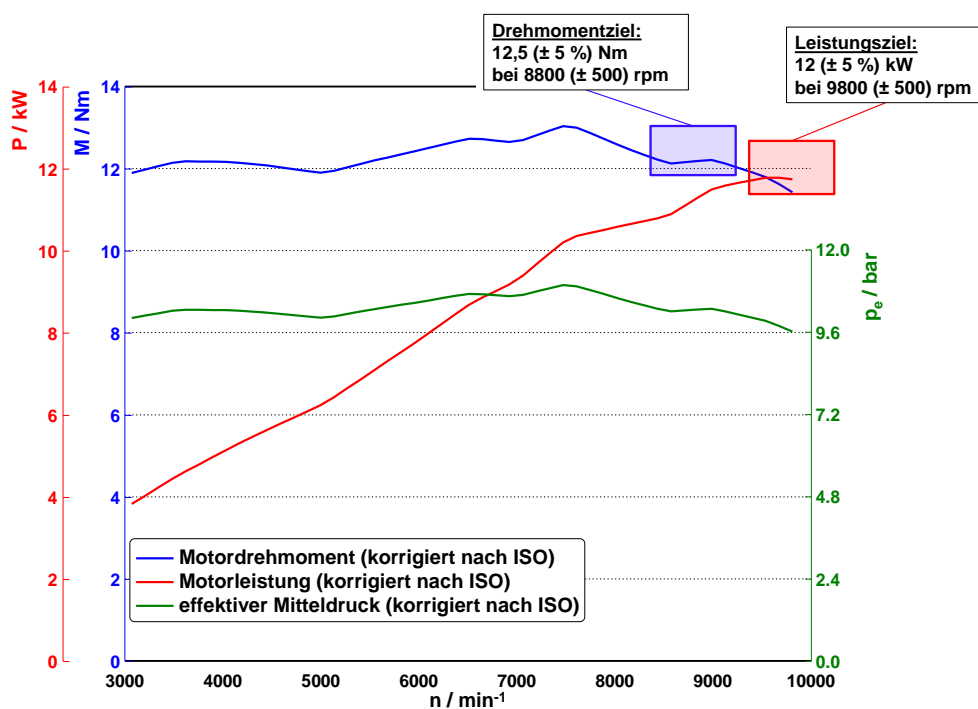


Abbildung 3.6: Motorcharakteristik

In rot ist die Motorleistung in kW und in blau der Drehmomentverlauf in Nm abgebildet. Die maximale Leistung (Nennleistung) von 11,79 kW erreicht der Motor bei einer Drehzahl von 9.500 min^{-1} und das maximale Drehmoment von 13,05 Nm bei einer Drehzahl von 7.500 min^{-1} . Der Verlauf des effektiven Mitteldrucks ist in Grün dargestellt. Dieser erreicht einen Maximalwert von 10,97 bar. Die rot und blau schattierten Rechtecke zeigen die Projektziele hinsichtlich Motorleistung und -drehmoment inklusive Toleranz. Die Motorperformance liegt innerhalb der Toleranz der Projektziele, welche somit als erreicht gelten. Auf diesem Stand kann mit der Applikation des Motors begonnen werden.

¹ vollständig geöffnete Drosselklappe (WOT)

² Kurbenwellenposition in Grad Kurbelwinkel bei der 50 % der eingebrachten Brennstoffmasse verbrannt sind

3.1.2 Fahrzeug und Antriebsstrang

Der grundsätzliche Aufbau des Fahrzeuges wurde bereits in Abbildung 3.1 dargestellt. Da die Fahrzeugkomponenten vom Projektkunden zur Verfügung gestellt wurden, wird hier nur kurz auf den Aufbau eingegangen und eine Zusammenfassung der wesentlichen Fahrzeugdaten angefügt.

Der Fahrzeugrahmen ist als eine Kombination von Gitterrohrrahmen (Fachwerk) und Brückenrahmen ausgeführt (siehe Abbildung 3.7). Dabei wird der Motor von unten in den Rahmen gehängt und an drei Aufhängungspunkten starr eingebunden. Die konstruktive Ausführung des Rahmens erfordert, dass die Motorstruktur mittragend und somit entsprechend robust ausgeführt ist.



Abbildung 3.7: Aufbau des Fahrzeugrahmens

Der Rahmen dient als Träger des Fahrwerks, der Fußrasten und Schaltelemente sowie als Aufnahme der Elemente der Fahrzeugelektrik und der erforderlichen Betriebsmitteltanks. Außerdem sind entsprechende Laschen zur Befestigung der Verkleidungsteile vorgesehen. Das Fahrwerk besteht zum Großteil aus Zukaufteilen. Die Vorderradaufhängung bedient sich einer Teleskopgabel, welche am Steuerkopf drehbar gelagert ist. Die Teleskopgabel trägt auch die Elemente der Scheibenbremse und den Tachowellenantrieb. Die Hinterradaufhängung ist als Schwinge mit zentralem Federbein ausgeführt. Als Hinterbremse dient ebenfalls eine Scheibenbremse. Der Sekundärantrieb¹ ist als Kettentrieb mit Rollenkette ausgeführt.

In der nachfolgenden Tabelle 3.2 sind die wesentlichen Parameter des Fahrzeugs zusammengefasst.

¹ zur Kraftübertragung zwischen Getriebeausgangswelle und Hinterrad

Tabelle 3.2: Fahrzeugdaten

Fahrzeugtyp	„Big-Wheel-Scooter“	
Bauartgeschwindigkeit	113 km/h	
Rahmenbauart	Gitterrohr	
Federung vorne	Teleskopgabel, $\varnothing = 25$ mm	
Federung hinten	Schwinge, Zentralfederbein („mono-shock“)	
Bremse vorne	1 Scheibe, $\varnothing = 260$ mm	
Bremse hinten	1 Scheibe, $\varnothing = 220$ mm	
Reifen vorne	100/70-17	
Reifen hinten	80/90-17	
Gewicht, vollgetankt	115 kg	
Tankinhalt	4 Liter	
Ölvolumen	1 Liter	
Übersetzungsverhältnis Primärtrieb	$i_P = 3,375$	
Zähnezahl Ritzel am Getriebeausgang	14	
Zähnezahl Kettenrad am Hinterrad	40	
Übersetzungsverhältnis Sekundärtrieb	$i_S = 2,857$	
Übersetzungsverhältnisse:	Getriebe	Gesamt
1. Gang	$i_1 = 2,700$	$i_{ges\ 1} = 26,036$
2. Gang	$i_2 = 1,706$	$i_{ges\ 2} = 16,450$
3. Gang	$i_3 = 1,300$	$i_{ges\ 3} = 12,536$
4. Gang	$i_4 = 1,091$	$i_{ges\ 4} = 10,519$
5. Gang	$i_5 = 0,952$	$i_{ges\ 5} = 9,184$
6. Gang	$i_6 = 0,864$	$i_{ges\ 6} = 8,328$

Für die Emissionsmessungen auf dem Zweirad-Rollenprüfstand sind in erster Linie das Hubvolumen und die Bauartgeschwindigkeit relevant, um das Fahrzeug entsprechend klassifizieren und den gültigen Testzyklus auswählen zu können. Zusätzlich sind das Fahrzeuggewicht zur Bestimmung der entsprechenden Fahrwiderstände und die Gesamtübersetzungsverhältnisse zur Bestimmung der Schaltzeitpunkte im Zyklus relevant. Darauf wird im Rahmen der Emissionsentwicklung noch genauer eingegangen. Alle weiteren Fahrzeugdaten sind der Vollständigkeit halber angeführt und dienen dazu einen besseren Gesamtüberblick bezüglich des Fahrzeugaufbaus zu vermitteln.

3.1.3 Motormanagementsystem

Das elektronische Motormanagementsystem (EMS) stellt das Herzstück des Motors dar. Es handelt sich bei dem verwendeten System vereinfacht dargestellt um eine Kombination aus elektronischem Zünd- und Einspritzsystem, welche in einem Steuergerät integriert sind und auf relevante Motorparameter gemeinsam zugreifen können. Allgemein steuert das Motormanagementsystem die Kraftstoffförderung, ermöglicht und unterstützt den Motorstart, erfasst die Motordrehzahl und die Zylinderfüllung und übernimmt die kontinuierliche Anpassung von Gemischbildung und Zündung während des Motorbetriebs. Zusätzlich übernimmt es die Überwachungsfunktion des Motorbetriebs, informiert dabei den Fahrer über auftretende Fehler und speichert diese zusammen mit möglichen Fehlerursachen im Fehlerspeicher ab. Derartige Diagnosefunktionen werden im Motorradsektor künftig hinsichtlich „On Board Diagnose“ (OBD) für abgasrelevante Komponenten durch strengere Abgasgesetzgebungen an Bedeutung gewinnen.

Für den vorliegenden Motor wurde bereits in der Konzeptphase des Projekts ein Anbieter für das Motormanagementsystem und die erforderlichen Komponenten ausgewählt, um das System bestmöglich integrieren und abstimmen zu können. Die Wahl fiel dabei auf den französischen Hersteller „Synerject“. Synerject ist spezialisiert auf elektronische Motorsteuergeräte für den Kleinmotoren- und Zweiradsektor und konnte mit dem „M3A“-Drosselklappenmodul ein geeignetes System anbieten. Dieses System, das speziell für Einzylindermotoren entwickelt wurde, ist in Abbildung 3.8 auf Seite 55 schematisch dargestellt. Um eine kostengünstige Lösung zu erhalten, wird in der dargestellten Ausführung versucht, mit einem Minimum an externen Sensoren auszukommen. Da es bereits ein Vorgängerprojekt zwischen dem Auftraggeber und Synerject gab, konnte auf einige benötigte Komponenten des Systems bereits zurückgegriffen werden, andere Komponenten, wie zum Beispiel die Einspritzdüsen, mussten jedoch im Laufe der Konzeptphase motorspezifisch angepasst und neu entwickelt werden.

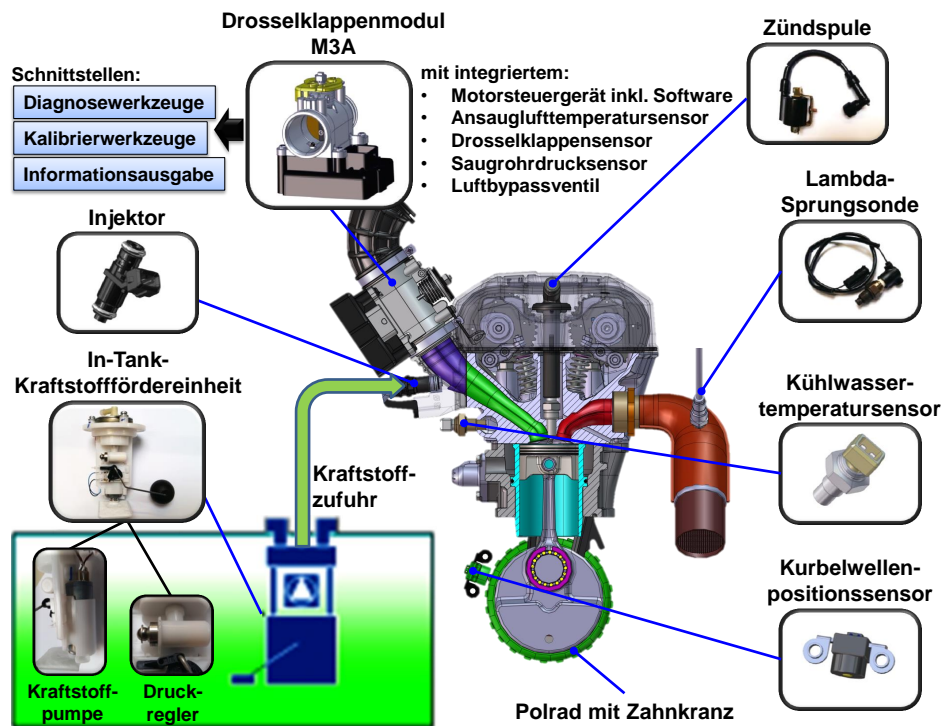


Abbildung 3.8: Schema - Motormanagementsystem; adaptiert von [11]

Im Folgenden wird das verwendete Motormanagementsystem beschrieben und auf die wesentlichen Komponenten näher eingegangen.

Drosselklappenmodul M3A

Beim integrierten Drosselklappenmodul mit der Bezeichnung M3A (siehe Abbildung 3.8) handelt es sich um ein Motorsteuergerät, welches konstruktiv in das Drosselklappengehäuse integriert ist und mit diesem eine kompakte Einheit bildet. Zudem sind ein Sensor zur Erfassung der Drosselklappenöffnung, ein Temperatursensor zum Messen der Ansauglufttemperatur und ein Drucksensor zum Erfassen des Umgebungsdrucks und des Saugrohrdrucks im Drosselklappengehäuse untergebracht. Zur Regelung des Motorleerlaufs ist ein Luftbypassventil vorgesehen, welches vom Steuergerät angesteuert wird und über diskontinuierliche Öffnungsbewegungen die angesaugte Luftmasse im Leerlauf beeinflussen kann.

Dieses System ist für Einzylinder-Viertaktmotoren in den Hubraumklassen von 50 cm^3 bis 250 cm^3 geeignet und bietet Drosselklappendurchmesser von 16 mm bis 34 mm zur Auswahl. Für den vorliegenden Motor fiel die Entscheidung bezüglich der Drosselklappengröße auf einen Durchmesser von 32 mm, um dem Projektkunden die Möglichkeit der für die Zukunft angedachten Weiterentwicklung des Motors in Richtung einer 176 cm^3 Hubraumvariante offen zu lassen.

Für Diagnosezwecke und zur Änderung der Grundprogrammierung des Steuergerätes ist eine K-line-Schnittstelle am 32-poligen Anschlussstecker vorgesehen, welche aber im Rahmen dieser Arbeit nicht von Bedeutung ist. Ebenso wenig relevant sind weitere zur Verfügung stehende Schnittstellen, wie beispielsweise jene für das Armaturenbrett („Dashboard“) des Motorrades.

Als äußerst wichtig und unabdingbar für die Bedatung des Steuergerätes und für Entwicklungszwecke im Rahmen der Motorentwicklung stellt sich allerdings die integrierte CAN-Schnittstelle dar. Diese Schnittstelle funktioniert nur bei sogenannten *emulierten* Entwicklungssteuergeräten und ermöglicht via CCP-Protokoll („CAN Calibration Protocol“) einen vollständigen Schreib-/Lesezugriff auf den Bedatungsstand des Steuergerätes. Auf diese Weise kann mit Hilfe der Software INCA und der entsprechenden Hardware für die CAN-Kommunikation die Kalibrierung der Motorsteuerung vorgenommen werden. Detaillierter wird auf dieses Thema im Abschnitt 4 *Basisbedatung der Motorsteuerung* eingegangen.

Funktionen der Motorsteuerung

Auf die intern verbauten Sensoren wurde zuvor bereits hingewiesen. Nachfolgend werden zunächst deren Aufgaben kurz erläutert und anschließend erfolgt die Beschreibung weiterer wesentlicher Funktionen der Motorsteuerung, welche unter anderem unter Zuhilfenahme der externen Sensoren erfüllt werden.

Erfassung der Motorlast:

Zwei der im Drosselklappenmodul integrierten Sensoren erfüllen unter anderem die Funktion der Lasterfassung beziehungsweise der Füllungserfassung des Motors. Den wichtigeren der beiden Sensoren stellt dabei der Saugrohrdrucksensor dar. Da das Steuergerät ohne Luftmassenmesser auskommen muss und daher als Grundkennfeld ein Druck-Drehzahl-Kennfeld (p-n-Kennfeld) verwendet, ist die kontinuierliche Erfassung des Drucks im Saugrohr essentiell. Dabei misst das Steuergerät anhand des integrierten Drucksensors vor dem Motorstart den vorherrschenden Umgebungsdruck und berechnet während des Betriebs laufend den sogenannten Saugrohrdruckquotienten, welcher dem Druckverhältnis aus Saugrohrdruck und Umgebungsdruck entspricht. Dieser wird zur Lasterfassung des Motors herangezogen. Fällt der Saugrohrdrucksensor aus, so besteht die Möglichkeit, die Motorlast über den momentanen Öffnungswinkel der Drosselklappe zu erfassen. Dazu ist die Drosselklappe mechanisch mit einem Drehpotentiometer verbunden, welches deren aktuelle Winkelposition erfasst. Es ergibt sich ein Kennfeld aus Drosselklappenwinkel und Motordrehzahl (α -n-Kennfeld). Allerdings ist diese Art der Lasterfassung nur als Notlauf-Funktion vorgesehen, um beim Ausfall des Saugrohrdrucksensors das Fahrzeug aus eigener Kraft zur nächsten Werkstatt fahren zu können („limp home“-Funktion). Der Hauptgrund für die Erfassung der Drosselklappenposition ist die bessere und schnellere Abstimmbarkeit des Motors unter transienten Betriebsbedingungen durch die sogenannte Wandfilmkorrektur. Der wesentliche Vorteil ergibt sich dadurch, dass die Drosselklappenposition schneller erfasst werden kann, als der sich langsamer einstellende Saugrohrunterdruck.

Erfassung des Betriebszustandes:

Zudem lassen sich über die Stellung der Drosselklappe die Betriebszustände des Motors erfassen. Bei geschlossener Drosselklappe wird vom Steuergerät je nach Motordrehzahl entweder der Betriebszustand Leerlauf oder Schiebetrieb erkannt. Bei voll geöffneter Drosselklappe wird der Volllastzustand und im mittleren Öffnungsbereich der Teillastzustand des Motors erkannt. Zur Erkennung von Motorstop und Motorstart wird auf das Drehzahlsignal zugegriffen. Entsprechend des erfassten Betriebszustandes des Motors kann das Steuergerät die momentan erforderliche Betriebsstrategie auswählen.

Ansauglufttemperaturerfassung:

Der integrierte Temperaturfühler dient zur Erfassung der Ansauglufttemperatur. Diese wird benötigt, damit das Steuergerät, beispielsweise bei steigender Ansauglufttemperatur, über ein hinterlegtes Temperaturmodell auf die abnehmende angesaugte Luftmasse reagieren kann. Dabei wird die eingespritzte Kraftstoffmenge reduziert, um das gewünschte Luftverhältnis aufrecht zu erhalten.

Kraftstoffförderung:

Die Kraftstoffförderung wird von der In-Tank-Kraftstofffördereinheit übernommen. Diese setzt sich zusammen aus einem feinen Filterelement, der Kraftstoffpumpe, einem Druckregelventil und einem potentiometrischen Füllstandssensor sowie den entsprechenden elektrischen Anschlüssen (siehe Abbildung 3.8). Die Pumpe wird über ein Relais vom Motorsteuergerät aktiviert und saugt Kraftstoff durch das Filterelement an. Der Kraftstoffdruck wird erhöht, über das Druckregelventil bei einem Druck von 2,5 bar konstant gehalten und in diesem Zustand dem Einspritzventil zur Verfügung gestellt. Durch den Einbau der Pumpe im Tank wird diese im Bedarfsfall durch den Kraftstoff gekühlt. Die Füllstandsanzeige erfolgt über ein Drehpotentiometer und einen Schwimmer.

Gemischbildung:

Die Gemischbildung wird vom Einspritzventil (Injektor) übernommen. Dazu wird ein motorspezifisch angepasster „Deka VII“-Injektor der Firma Continental verwendet. Diese Injektorbaureihe zeichnet sich durch eine sehr geringe Trägheit, hohe Linearität und Spraystabilität sowie eine sehr exakte und kurze Ansprechzeit aus. Die Durchflusskonstante liegt dabei bei 1,55 mg/ms. Das Spraybild wurde auf die Kanalgeometrie und die Einbaulage im Motor angepasst und wird durch zwei Düsenlöcher erzeugt, welche im Winkel von 23° geknickt bei einem Kegelwinkel von jeweils 14° in Richtung der beiden Einlassventile sprühen. Die sequentielle Öffnungsdauer des Ventils wird in jedem Betriebspunkt durch das Steuergerät vorgegeben, um das gewünschte Luft-Kraftstoff-Verhältnis zu erhalten.

In Abbildung 3.9 sind der Injektor und die Geometrie der Strahlführung dargestellt.

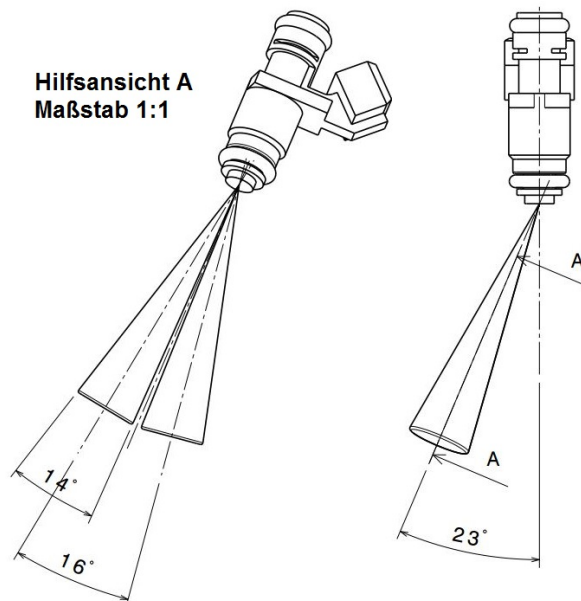


Abbildung 3.9: 2D-Zeichnung - Injektor

Zündung:

Das elektronische Zündsystem ist als klassische Funkenzündung mit induktiver Hochspannungserzeugung ausgeführt. Das System setzt sich zusammen aus der Zündspule, welche mittels Hochspannungskabel und Zündkerzenstecker (mit Entstörwiderstand) mit der Zündkerze verbunden ist. Die Primärseite der Zündspule wird über die Bordbatterie mit Spannung versorgt und über einen Transistor im Steuergerät zum Zündzeitpunkt von der Masse getrennt. Dadurch wird eine Hochspannung in der Sekundärspule induziert. Die Zündkerze ist in zentraler Lage im Brennraum positioniert und initialisiert die Verbrennung via Zündfunken. Der Zündzeitpunkt wird dabei kennfeldabhängig vom Steuergerät berechnet und über den Transistor, welcher als Unterbrecher dient, realisiert.

Lambdaregelung:

Zur Lambdaregelung wird im Motorradsektor aus Kosten- und Platzgründen meist eine unbeheizte Zwei-Punkt-Lambdasonde verwendet. Für das verwendete System ist das unbeheizte Modell OZAS[®]-S6 der Firma NTK (NGK) vorgesehen. Diese Sonde weist den Vorteil einer kompakten Bauweise mit M12x1,25 Gewindeanschluss auf und kommt mit einem einpoligen Anschluss aus. Aufgrund einer „sprungartigen“ Änderung der Sondenspannung bei stöchiometrischem Luft-Kraftstoff-Gemisch ist die Motorsteuerung unter Verwendung eines Zweipunktreglers in der Lage, die Gemischzusammensetzung auf Werte um $\lambda = 1$ zu regeln. Dies ist erforderlich für eine optimale Funktion des Dreiwegekatalysators. Da auf eine elektrische Sondenheizung verzichtet wird, muss die Sonde möglichst nahe am Auslasskanal positioniert sein, um durch das Abgas auf Betriebstemperatur gebracht und gehalten zu werden. Allerdings sind dabei sondenspezifische Maximaltemperaturen zu berücksichtigen, welche im Betrieb nicht überschritten werden dürfen.

Motortemperaturerfassung:

Die Motortemperatur wird anhand der Kühlwassertemperatur vor dem Thermostat erfasst. Dazu wird ein Temperatursensor in den Kühlwasserkanalausgang des Zylinderkopfs eingeschraubt. Als Sensor dient ein robuster NTC-Widerstandstemperatursensor, welcher eine kontinuierliche Temperaturmessung bis zu einem Maximalwert von 120 °C ermöglicht.

Die Motortemperatur stellt eine wesentliche Größe für die Kennfeldbedatung dar, da diese herangezogen wird, um unter anderem den Motorstart und den Motorwarmlauf zu optimieren.

Drehzahlerfassung:

Zur Bestimmung der Motordrehzahl ist am Polrad des Motors ein Zahnkranz (Trigger-Ring) mit 24 minus 1 Zähnen vorgesehen, welcher mit Motordrehzahl rotiert (siehe Abbildung 3.10). In definierter Position zum Zahnkranz ist ein induktiver Sensor positioniert.

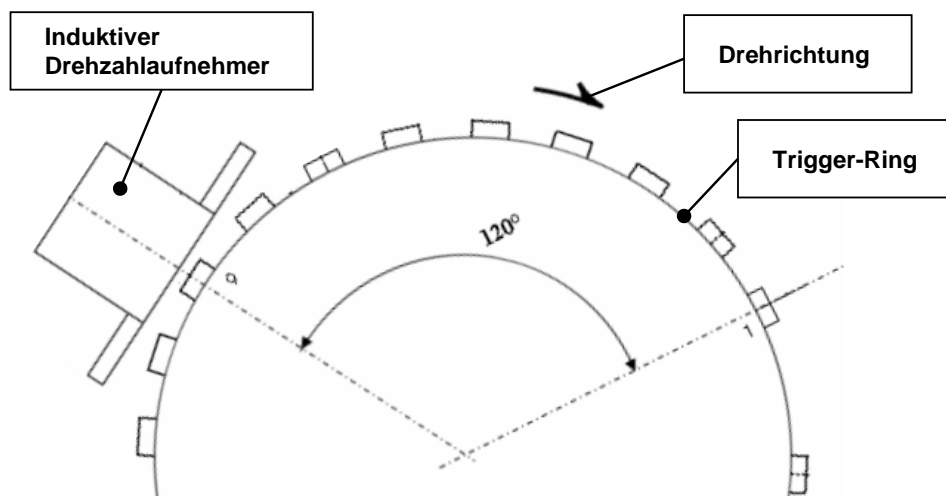


Abbildung 3.10: Schema Drehzahlerfassung

Durch die kontinuierliche Änderung des Luftspalts zwischen induktivem Aufnehmer und Trigger-Ring wird in der Spule des Aufnehmers ein Wechselfeld erzeugt, welches vom Steuergerät in ein Rechtecksignal und weiter in ein Drehzahlsignal umgewandelt wird.

Das entstehende Spannungssignal und das von der Motorsteuerung erfasste Rechtecksignal sind in Abbildung 3.11 dargestellt.

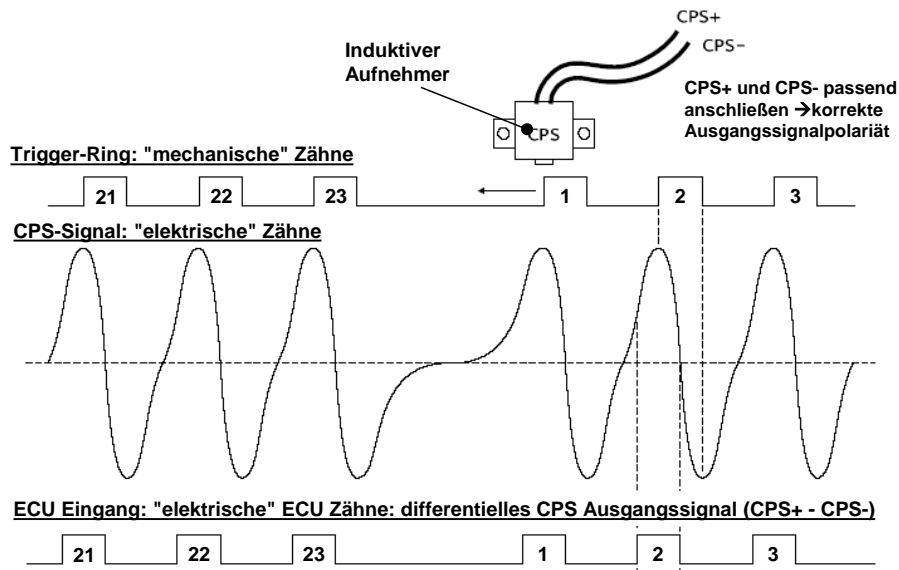


Abbildung 3.11: Spannungssignal und Drehzahlsignal der ECU

Kurbelwinkelerfassung:

Zur Zuordnung der OT-Stellung des Motors ist eine Unregelmäßigkeit am Zahnkranz nötig, welche in Form einer „Zahnlücke“ ausgeführt ist. Anhand dieser erkennt das Steuergerät eine volle Umdrehung, was die Erfassung der Kurbelwellenposition und die OT-Zuordnung ermöglicht.

Der Kurbelwellenposition im Zünd-OT wird der Wert 0°KW (Grad Kurbelwinkel) zugewiesen. In Drehrichtung wird der Kurbelwinkel positiv gezählt und umfasst einen vollen Motorzyklus von 720°KW . Wesentliche Parameter, wie beispielsweise der Einspritzzeitpunkt, werden über den Kurbelwinkel definiert. Der Zündzeitpunkt (Vorzündwinkel) hingegen wird, ausgehend vom Zünd-OT, entgegen der Motordrehrichtung positiv gezählt. In den Ausführungen dieser Arbeit wird der Zündwinkel fortan mit der Einheit $^\circ\text{KW v.OT}$ (Grad Kurbelwinkel vor OT) angegeben. Ein negativer Wert (z.B. -5°KW v.OT) bedeutet somit, dass die Zündung nach dem oberen Totpunkt erfolgt.

Anschlussschema des M3A-Moduls

Die Anbindung der externen Sensoren und die Stromversorgung erfolgt entsprechend dem in Abbildung 3.12 dargestellten Anschlussschema.

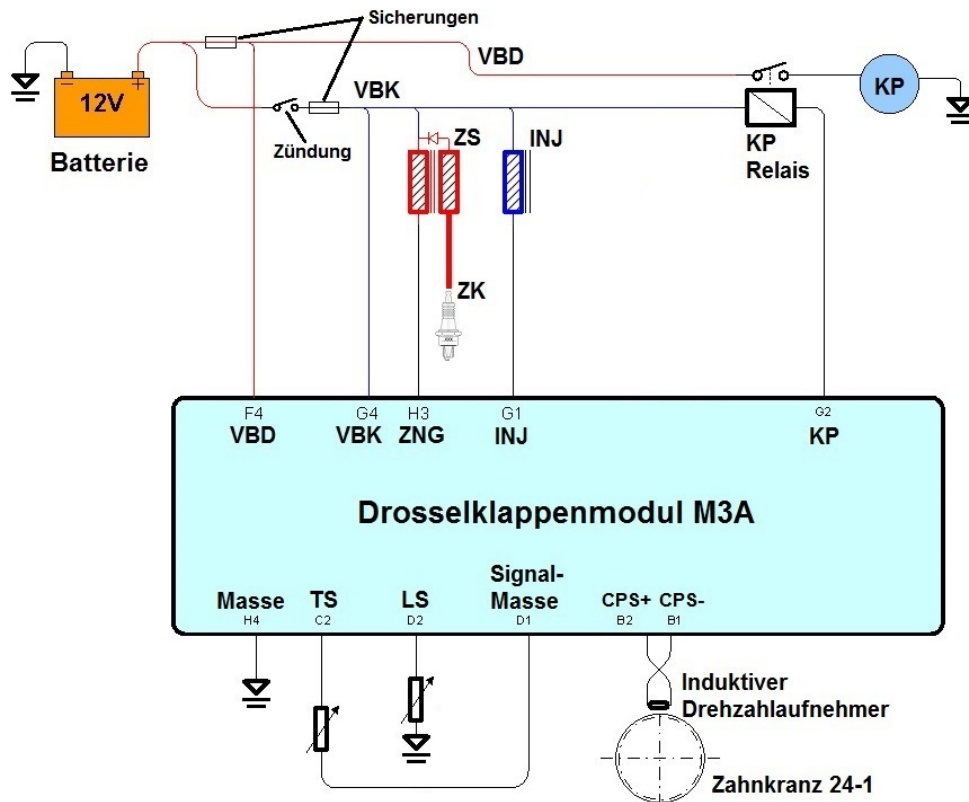


Abbildung 3.12: Anschlussschema des M3A-Moduls

- VBD ... Spannungsvorsorgung - Dauerplus
- VBK ... Spannungsvorsorgung - geschaltet
- ZS ... Zündspule
- ZK ... Zündkerze
- INJ ... Injektor/Einspritzung
- KP ... Kraftstoffpumpe
- ZNG ... Zündung
- TS ... Kühlwassersensoren
- LS ... Lambdasonde

Eckdaten des Motormanagementsystems

Abgeschlossen wird dieses Kapitel mit einer zusammenfassenden Auflistung der wesentlichen Parameter des Motormanagementsystems (siehe Tabelle 3.3).

Tabelle 3.3: Technische Daten des Motormanagementsystems

Systembezeichnung	Integriertes Drosselklappenmodul M3A
Anzahl der Anschlüsse	32-polig
Drosselklappendurchmesser	$\varnothing = 32 \text{ mm}$
Leerlaufregelung	Luftbypassventil
Spannungsversorgung	12 V, Gleichspannung
Injektor	Continental „Deka VII“, split-spray
Lochanzahl	2
Injektorkonstante (nominal)	1,55 mg/ms
Einspritzdruck	2,5 bar
Zündung	digitale Transistor-Spulen-Zündung
Zündkerze	NGK CR8E, entstört 5 kOhm
Zündspule	Chedda N90
Lambdasonde	Sprungsonde, NTK OZAS [®] -S6, unbeheizt
Motortemperatursensor	NTC-Widerstandstemperatursensor
Drehzahlerfassung	induktiv, Trigger-Ring: 24-1 Zähne

3.2 Zweirad-Rollenprüfstand

Am Rollenprüfstand ist die Entwicklung und Erprobung des Gesamtfahrzeugs möglich. Der Prüfstand ist in einer abgeschlossenen Testzelle untergebracht, welche unter anderem mit einer Raumluftkonditionierung, Abgasabsaugung und Kraftstoffversorgung ausgestattet ist. Diese Rahmenbedingungen ermöglichen sowohl Versuche im Fahrzeugstillstand (Motorleerlauf), als auch Fahrten bei konstanter Geschwindigkeit sowie bei transienten Fahrzuständen. Dies wird über eine elektromechanische Leistungsbremse der Rolle ermöglicht, welche sowohl Fahrzeugträgheiten, als auch Fahrwiderstände simulieren kann. Weiters ist der Prüfstand mit einer Vielzahl an Druck- und Temperaturmessstellen ausgestattet, welche zur Fahrzeugüberwachung herangezogen werden können. Alle Messsignale werden über einen zentralen Prüfstandsrechner in der Warte mithilfe der Prüfstandssoftware „Tornado“ der Firma KS verwaltet und weiterverarbeitet. Zur Fahrzeugkühlung wird über ein Gebläse Fahrtwind simuliert, welcher entweder entsprechend der Rollengeschwindigkeit geregelt oder auf Konstantwerte eingestellt werden kann.

3.2.1 Technische Daten des Rollenprüfstandes

Tabelle 3.4: Technische Daten des Rollenprüfstandes

Rollenprüfstand:	
Hersteller	AVL Zöllner
Fabrikat	TS PR 0274
Typ	elektromechanisch (mit Gebläse)
Seriennummer	DFKO 437036.6
Leistung	42 kW bei 90 km/h
max. Tragkraft	350 kg
Höchstgeschwindigkeit	160 km/h
Rollendurchmesser	20 Zoll
Kühlwindgebläse:	
Hersteller	WITT & SOHN
Fabrikat	P-N8L5/V1.5/900/GD/4
Leistung	18,75 kW
max. Luftdurchsatz	48.000 m ³ /h
Luftgeschwindigkeit	±10 % der Rollengeschwindigkeit
max. Luftgeschwindigkeit	160 km/h

3.2.2 Betriebsmöglichkeiten

Die elektromechanische Ausführung des Rollenprüfstandes ermöglicht die Auswahl verschiedener Betriebsmodi. Bei der Straßensimulation wird beispielsweise die Trägheit des Fahrzeuges simuliert, um Beschleunigungen und Verzögerungen abbilden zu können. Ebenso werden die Fahrwiderstände für Konstantfahrten berücksichtigt. Dadurch können Fahrten im realen Straßenverkehr simuliert werden, was für die Realisierung von Emissionsmessungen anhand von vorgegebenen Testzyklen ausschlaggebend ist. Aber auch weitere Betriebsmodi, wie beispielsweise das Bremsen des Fahrzeuges auf einer beliebigen Geschwindigkeit beziehungsweise auch das Schleppen des Fahrzeuges, um einen Schiebetrieb zu simulieren, sind wesentlich und besonders für Applikationstätigkeiten unverzichtbar.

3.2.3 Messtechnik

Zur Messung der vom Fahrzeug emittierten Schadstoffe werden die Auspuffgase mit einer offenen CVS-Anlage (Constant Volume Sampling) abgesaugt. Die Messung und Auswertung der Abgaskomponenten erfolgt anhand eines Emissionsanalysegerätes der Firma AVL. Auf eine genauere Beschreibung der CVS-Anlage sowie der Abgasanalyse wird in Kapitel 6 *Emissionsentwicklung* noch im Detail eingegangen.

Für die durchgeführten Messungen im Rahmen der Applikationstätigkeiten ist in erster Linie die exakte Erfassung des Verbrennungsluftverhältnisses von Bedeutung. Zu diesem Zweck ist im Auspuffsystem des Versuchsträgers stromabwärts vom Katalysator eine Breitband-Lambdasonde installiert. Im Gegensatz zur Lambda-Sprungsonde des Motor-managementsystems ist die Breitbandsonde in der Lage, das vorliegende Luftverhältnis in einem großen Lambdabereich kontinuierlich und exakt zu erfassen. Im Folgenden wird kurz auf die Grundlagen der Zweipunkt-Lambdasonde und der Breitband-Lambdasonde eingegangen.

Zweipunkt-Lambdasonde [12]

Zweipunkt-Lambdasonden werden meist zwischen Auslasskanal und Katalysator verbaut und finden Anwendung für die Zweipunkt-Lambda-Regelung bei Ottomotoren. Dabei können die Sonden sowohl beheizt, als auch unbeheizt ausgeführt sein.

Das Funktionsprinzip der Zweipunkt-Lambdasonde ist auf das Prinzip einer galvanischen Sauerstoff-Konzentrationszelle mit Festkörperelektrolyt (Nernst-Zelle) zurückzuführen. Die Zelle wird ab einer Temperatur von etwa 350 °C aktiviert und somit für Sauerstoffionen leitend. Aufgrund der sprunghaften Änderung des Restsauerstoffgehaltes im Abgas bei $\lambda = 1$ wird im Luftmangel-Bereich eine hohe Sondenspannung zwischen 800 mV und 1000 mV und im Luftüberschuss-Bereich eine niedrige Sondenspannung von in etwa 100 mV an den beiden Grenzflächen der Zelle messbar (siehe Abbildung 3.13 (a)). Auf diese Weise kann über den Sauerstoffgehalt des Abgases auf das Luft-Kraftstoff-Verhältnis geschlossen werden.

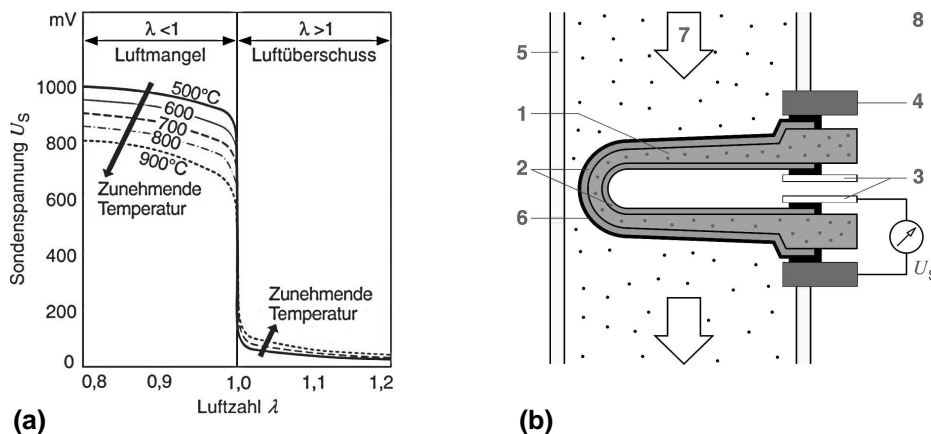


Abbildung 3.13: (a) Spannungskennlinie der Zweipunkt-Lambdasonde für verschiedene Arbeitstemperaturen; (b) Schema der Sprungsonde mit: U_S Sondenspannung, 1 Sondenkeramik, 2 Elektroden, 3 Kontakte, 4 Gehäusekontaktierung, 5 Abgasrohr, 6 keramische Schutzschicht (porös), 7 Abgas, 8 Außenluft [12]

Der sprunghafte Verlauf der Kennlinie begünstigt den Einsatz für die Lambda-Regelung mithilfe eines einfachen Zweipunktreglers. In Abbildung 3.13 (b) ist der Aufbau der Zweipunkt-Lambdasonde schematisch dargestellt.

Breitband-Lambdasonde [12]

Zur Messung des Sauerstoffgehaltes im Abgas und die Bestimmung des Verbrennungsluftverhältnisses über einen weiten Bereich ist der Einsatz einer Breitband-Lambdasonde erforderlich. Diese ermöglicht, in Verbindung mit einer Regelelektronik, eine genaue Messung von Lambdawerten zwischen $\lambda = 0,65$ und $\lambda = \infty$ (entspricht reiner Luft mit 21 % O_2) anhand eines eindeutigen und stetigen elektrischen Signals. Die nicht-lineare Kennlinie des Sondenpumpstromes, welcher als Maß für das Luftverhältnis herangezogen werden kann, ist in Abbildung 3.14 (a) dargestellt.

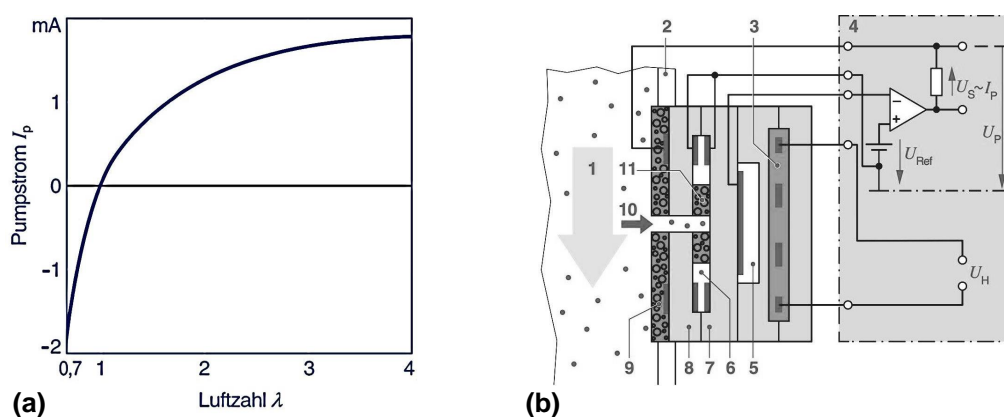


Abbildung 3.14: (a) Pumpstrom I_P einer Breitband-Lambdasonde in Abhängigkeit vom Luftverhältnis λ des Abgases; (b) schematischer Aufbau der Messzelle und Andordnung im Abgasrohr mit: 1 Abgas, 2 Abgasrohr, 3 Heizer, 4 Regelelektronik, 5 Referenzzelle mit Referenzluftkanal, 6 Diffusionsspalt, 7 Nernst-Konzentrationszelle mit Nernst-Messelektrode (auf Seite des Diffusionsspalts) und Referenzelektrode (auf Seite der Referenzzelle), 8 Sauerstoff-Pumpzelle mit Pumpelektrode, 9 poröse Schutzschicht, 10 Gaszutrittsloch, 11 poröse Diffusionsbarriere, I_P Pumpstrom, U_P Pumpspannung, U_H Heizspannung, U_{Ref} Referenzspannung (450 mV, entspricht $\lambda = 1$) und U_S Sondenspannung [12]

Den schematischen Aufbau der Breitband-Lambdasonde zeigt Abbildung 3.14 (b). Abgas gelangt durch das Gaszutrittsloch (10) zur porösen Diffusionsbarriere (11) und weiter in den Messraum der Nernst-Konzentrationszelle (7). Der Messraum ist ein etwa $10 \mu\text{m}$ bis $50 \mu\text{m}$ breiter Diffusionsspalt (6). Dort findet ein Vergleich zwischen dem Abgas im Diffusionsspalt und der Umgebungsluft im Referenzluftkanal (5) durch die Nernst-Konzentrationszelle statt. Eine elektronische Schaltung bewirkt durch Anlegen einer entsprechenden Pumpspannung (U_P) an den Platinelektroden der Sauerstoffpumpzelle, dass Sauerstoff über die Diffusionsbarriere gepumpt wird. Ziel der Regelung ist eine stöchiometrische Gaszusammensetzung ($\lambda = 1$) im Diffusionsspalt zu erhalten, wodurch, je nach Abgaszusammensetzung, entweder eine Sauerstoffförderung in den Diffusionsspalt hinein oder aus dem Diffusionsspalt heraus statt findet. Daraus resultiert die charakteristische Kennlinie für den Pumpstrom (I_P) (siehe Abbildung 3.14 (a)), welcher folglich für $\lambda = 1$ zu Null wird und als Maß für das Luftverhältnis herangezogen werden kann. Ein elektrischer Heizer bringt die Sonde auf Betriebstemperatur (zwischen $650 \text{ }^\circ\text{C}$ und $900 \text{ }^\circ\text{C}$) und

erhält diese aufrecht, wodurch die Sondenaktivität unabhängig von der Abgastemperatur ist.

Neben dem Einsatz in Lambda-Regelungen für stöchiometrischen Motorbetrieb sowie für Diagnosefunktionen und zur Lambdamessung in der Entwicklung, sind Breitband-Lambdasonden besonders für Lambdaregelungen, welche im Luftmangel- oder Luftüberschussbereich¹ arbeiten, geeignet.

Die Erfassung des Luftverhältnisses im Rahmen der nachfolgenden Messungen erfolgt unter Verwendung einer planaren Breitband-Lambdasonde „LSU 4.9“ der Firma Bosch. Diese wird in Kombination mit einer Auswerteeinheit, dem sogenannten „Lambdameister“, der Firma ETAS verwendet. In Tabelle 3.5 sind die wesentlichen Eigenschaften der Lambdasonde aufgelistet.

Tabelle 3.5: Systemparameter Breitband-Lambdasonde

Hersteller	Bosch
Typ	LSU 4.9
Sensorelement	ZrO ₂
max. Temperatur am Sensorelement	930 °C
Heizleistung	7,5 W
Lambda Messbereich	0,65 bis ∞

3.2.4 Aufbau des Versuchsträgers und Inbetriebnahme

Nach dem Zusammenbau einer kompletten Einheit des Prototypenmotors, dessen Integration in den Fahrzeugrahmen und der Anbindung aller mechanischen Schaltelemente war die Installation und Anpassung eines Kabelbaums für die Motorsteuerung und die Fahrzeugelektrik erforderlich. Des Weiteren wurde der Motor mit mehreren Temperaturmessstellen, wie zum Beispiel für Öltemperatur (T_Öl), Kerzensitztemperatur (T_Ks) und Kühlwassertemperatur (T_Kw), zur Überwachung während des Prüfstandsbetriebs ausgestattet, um Motorschäden durch thermische Überbeanspruchung zu vermeiden. Anschließend wurde das Fahrzeug am Rollenprüfstand aufgebaut und die Messtechnik angeschlossen und kalibriert. Abbildung 3.15 zeigt den Aufbau des Fahrzeugs² auf dem Rollenprüfstand.

¹ Magerkonzepte

² zu diesem Zeitpunkt noch ohne Verkleidungs- und Beleuchtungsteile

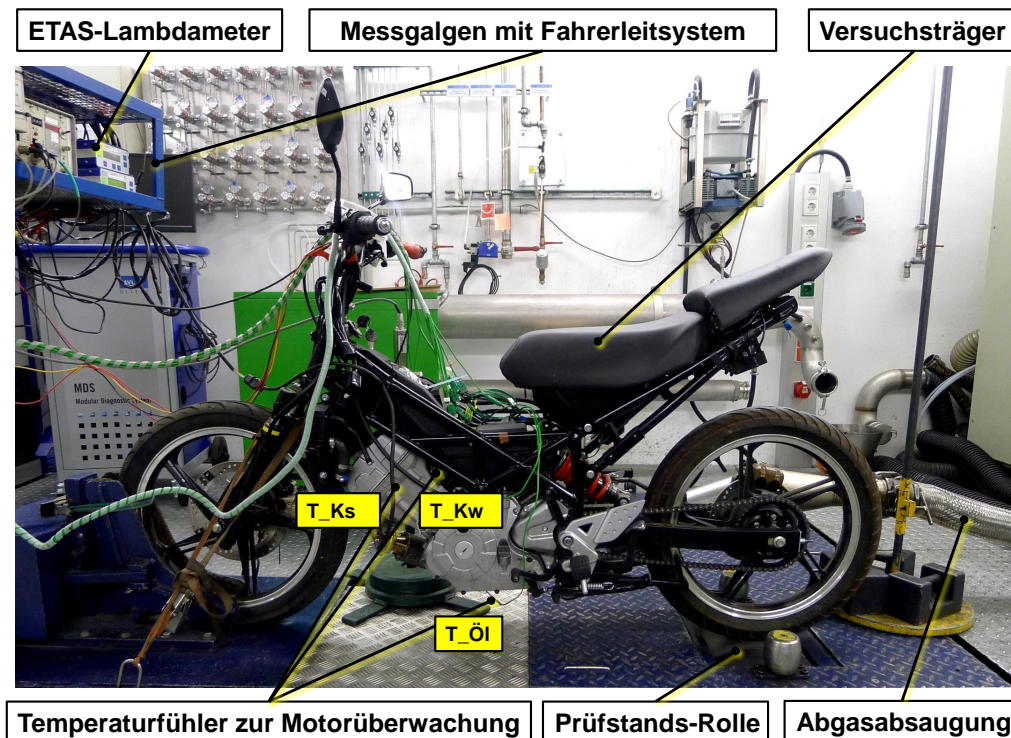


Abbildung 3.15: Fahrzeugaufbau am Rollenprüfstand

Nach der Fertigstellung des Aufbaus und dem Befüllen der entsprechenden Betriebsmittel konnte der Motor im Fahrzeug in Betrieb genommen werden. Dazu wurde eine Einheit des Steuergerätes M3A mit einer Erstkalibrierung verwendet. Diese basiert auf einer Ausgangskalibrierung, welche in einer vorangegangenen Diplomarbeit von Michael Minichberger mit dem Titel „*Abstimmung und Applikation eines 150 ccm Viertakt-Motorradmotors im Hinblick auf die künftige EURO IV Abgasgesetzgebung*“ [13] erarbeitet worden ist. Die Grundüberlegung bei dieser Arbeit war, einen vergleichbaren Motor mit gleichem Hubraum heranzuziehen, diesen mit dem verwendeten Motormanagementsystem (M3A) auszustatten und somit bereits im Vorfeld Applikationstätigkeiten und Untersuchungen bezüglich der Emissionsreduktion durchführen zu können. Damit war man nicht auf den Prototypenmotor angewiesen, welcher sich zu diesem Zeitpunkt noch in Produktion befand.

Nach einer geringfügigen Anpassung der Zünd- und Einspritzwerte für den Motorstart sowie einer Anpassung der Luftmassenwerte im Leerlaufbereich war ein erstes Anspringen des Motors, gefolgt von einem leicht holprigen Leerlauf möglich. Bei aktivierter Lambda-reglung waren auch erste Fahrversuche bei vorsichtiger Änderung der Drosselklappenstellung möglich. Der Versuchsträger war also weitgehend einsatzbereit und die Ausgangskalibrierung ermöglichte bereits den Motorstart sowie einen vorsichtigen Betrieb, was eine gute Ausgangssituation für die durchzuführende Abstimmung der Kalibrierung darstellte.

Da der Motor und das Getriebe bereits während der Motorprüfstandsphase und vor allem im Zuge des 500-stündigen Dauerlaufes intensiv hinsichtlich mechanischer und thermischer Haltbarkeit erprobt und optimiert wurden, war der Entwicklungsstand soweit fortgeschritten, dass zu diesem Zeitpunkt keine mechanischen Probleme mehr zu erwarten waren. Allerdings waren Untersuchungen und Anpassungen der Kupplung, der Kupplungsbetätigung, des Schaltmechanismus¹, sowie des Dekompressormechanismus notwendig, da diese Komponenten im Rahmen der Motorprüfstandsphase noch nicht hinsichtlich ihrer Funktion untersucht werden konnten. Auf eine detailliertere Ausführung dieser Untersuchungen wird hier aber verzichtet, da der Schwerpunkt dieser Arbeit die Kalibrierung ist.

¹ vor allem für den halb-automatischen Gangwechsel

4 Basisbedatung der Motorsteuerung

In diesem Kapitel wird die Bedatung der wesentlichen Kennfelder, Kennlinien und Parameter der Motorsteuerung sowie die Anpassung der erforderlichen Grundeinstellungen vorgenommen. Die Ziele dieser Applikationstätigkeiten wurden einführend bereits im Kapitel 1.2 *Ausgangssituation* beschrieben und in Abbildung 1.3 dargestellt.

Im Wesentlichen geht es darum, einen zuverlässig funktionierenden Motorbetrieb zu erreichen, welcher ein gutes Startvermögen, Leerlaufverhalten und Ansprechverhalten sowie ein gut abgestimmtes Verbrennungsluftverhältnis in allen Betriebspunkten voraussetzt. Die erhaltene Kalibrierung soll auf einem Entwicklungsstand sein, welcher für die Durchführung von Emissionsmessungen geeignet ist und eine Entwicklung des Emissionsniveaus hinsichtlich der einzuhaltenden Abgasgesetzgebung zulässt. Am Ende der Applikationstätigkeiten soll der Kalibrierungsstand an den Projektpartner Synerject übergeben werden, welcher die Detailkalibrierung in Richtung einer serientauglichen Lösung vornimmt.

Die Vorgehensweise bei der Aufarbeitung der folgenden Punkte gestaltet sich wie folgt: Es wird zunächst die Problemstellung allgemein und theoretisch erläutert und im Anschluss die durchgeführten Messungen inklusive deren Ergebnisse beschrieben. Bei der Beschreibung von Versuch und Ergebnis wird etwas mehr ins Detail gegangen und auch mit systeminternen, steuengerätespezifischen Variablen und Parametern gearbeitet, um durch diese Dokumentation eine Art „Nachschlagewerk“ für etwaige Folgeprojekte mit ähnlichem Arbeitsumfang und dem selben Motormanagementsystem zu erstellen.

Die entsprechenden Systemvariablen werden dabei immer in Großbuchstaben und mit Unterstrich als Trennzeichen, wie zum Beispiel: TI_HOM_1 ... Einspritzzeit für homogene Ladung, dargestellt. Zur Erläuterung der Bedeutung der jeweiligen Variablenbezeichnung im Detail wurde eine Tabelle mit allen relevanten Abkürzungen inklusive englischer und deutscher Bezeichnung dem Anhang (A.1) beigelegt.

4.1 Allgemeine Information

Zur Durchführung der Basiskalibrierung wird auf der Software-Version „QM0110“ des Steuergerätes gearbeitet. Diese Software ist konzipiert für M3A-Module mit Luftbypassventil (ABV). Für die Serienanwendung sind einige Erweiterungen des Softwarepaketes vorgesehen, welche unter anderem Zusatzfunktionen hinsichtlich „Euro 4“-Schadstoffnorm und On-Bord Diagnose (OBD 1) enthalten. Durch diese Änderungen ist jedoch kein Einfluss auf die Basiskalibrierung zu erwarten.

Als Werkzeug für die Kalibrierung wird das Software-Paket „INCA“ der Firma ETAS verwendet. Dabei wird auf der „INCA 7“-Plattform unter Verwendung der Version 7.1.8 gearbeitet. Die Kommunikation via CCP-Protokoll wird durch die Verbindung des Steuergerätes mit INCA über eine CAN-Schnittstelle ermöglicht. Diese wird durch das USB-CAN-Bus-Modul „ES581.3“ der Firma ETAS bereitgestellt. Zur Einbindung des gemessenen

Luftverhältnisses (λ) wird eine Verbindung des Lambdameters mit dem INCA-Rechner über eine COM-Schnittstelle vorgenommen.

4.2 Erstellung der Erstkalibrierung

Bei der Kalibrierung der Motorsteuerung eines neuen Motors wird meist, wie auch in diesem Fall, auf eine bereits bestehende Kalibrierung eines vergleichbaren Referenzmotors als Ausgangsdatenstand zurückgegriffen. Dabei können viele Einstellungen direkt übernommen werden, einige sind jedoch im Rahmen der Erstkalibrierung individuell anzupassen. Diese Arbeiten können „offline“, also am Schreibtisch, erfolgen. Einige wesentliche Einstellungen werden im Folgenden erläutert.

4.2.1 Stöchiometrischer Faktor

Die Berechnung des stöchiometrischen Luftbedarfs wurde in den Grundlagen unter Kapitel 2.4 in Gleichung 2.35 beschrieben.

Tabelle 4.1: Zusammensetzung - trockene Luft

Komponente		Volumsanteil [Vol %]	Molare Masse [g/mol]
Stickstoff	N ₂	78,084	28,011
Sauerstoff	O ₂	20,942	31,999
Kohlendioxid	CO ₂	0,040	44,010
Argon	Ar	0,934	39,949

Unter Verwendung des exakten Volumsanteils (aus Tabelle 4.1) von Sauerstoff an trockener Luft, ergibt sich die Berechnung des stöchiometrischen Luftbedarfs für einen flüssigen Kraftstoff zu:

$$L_{st} = 4,7751 \cdot \left(\frac{c}{12,011} + \frac{h}{4,032} + \frac{s}{32,064} + \frac{o}{32,000} \right) \left[\frac{\text{kmol L}}{\text{kg B}} \right] \quad (4.1)$$

wobei c, h, s und o die Massenanteile von Kohlenstoff, Wasserstoff, Schwefel und Sauerstoff am Kraftstoff darstellen. Diese Massenanteile gehen aus der Kraftstoffanalyse hervor (siehe Tabelle 4.2).

Tabelle 4.2: Ergebnisse - Kraftstoffanalyse

Kraftstoffanalyse			
Dichte	ρ	740,400	kg/m ³
unterer Heizwert	H_u	42,240	MJ/kg
Massenanteile			
Kohlenstoff	C	83,680	%
Wasserstoff	H	12,380	%
Schwefel	S	0,000	%
Sauerstoff	O	2,940	%

Setzt man die entsprechenden Massenanteile in Gleichung 4.1 ein und multipliziert die gesamte Gleichung mit der molaren Masse der trockenen Luft, so ergibt sich ein stöchiometrischer Luftbedarf von:

$$L_{st} = 14,0984 \quad \left[\frac{\text{kg L}}{\text{kg B}} \right] \quad (4.2)$$

Im Steuergerät wird der Kehrwert des stöchiometrischen Luftbedarfs als stöchiometrischer Faktor in Form einer Systemvariable berücksichtigt und ist entsprechend dem verwendeten Kraftstoff zu definieren.

$$C_MFF_FAC = \frac{1}{L_{st}} = \frac{1}{14,0984} = 0,07093 \quad \left[\frac{\text{kg B}}{\text{kg L}} \right] \quad (4.3)$$

Dieser Wert wird für den Einsatz des Fahrzeuges in einem anderen Land bei unterschiedlicher Kraftstoffzusammensetzung entsprechend angepasst.

4.2.2 Injektorkonstante

Die Injektorkonstante definiert die erforderliche Öffnungsdauer der Einspritzdüse für eine Einspritzmenge von einem Milligramm und entspricht somit im Wesentlichen der statischen Injektorcharakteristik.

Diese Konstante muss dem verwendeten Injektor entsprechend eingestellt werden und wird vom Injektorhersteller experimentell ermittelt. Dabei wird bei einem standardisierten Druckgefälle und bei standardisierter Temperatur der statische Durchfluss des Injektors getestet. Der für die Bedatung verwendete Injektor weist einen statischen Durchfluss von 1,553 mg/ms auf. Im Steuergerät wird die Injektorkonstante als der Kehrwert vom sta-

tischen Durchfluss definiert und in zwei Variablen berücksichtigt, welche beide denselben Wert aufweisen müssen (Gleichung 4.4).

$$\begin{aligned} C_FAC_MFF_TI_STND_1 = \\ C_FAC_MFF_TI_STND_2 = \frac{1}{1,553} = 0,643915 \quad \left[\frac{\text{ms}}{\text{mg}} \right] \end{aligned} \quad (4.4)$$

Für die spätere Serienkalibrierung wird der Nominalwert des statischen Durchflusses von 1,55 mg/ms herangezogen, um die Injektorkonstante zu definieren. Der Injektorhersteller ist dafür verantwortlich, dass die Serieninjektoren innerhalb einer bestimmten Toleranz dem Nominalwert entsprechen. Das Datenblatt der vom Hersteller vermessenen Prototypeninjektoren ist dem Anhang (A.2) beigelegt.

4.2.3 Drehzahllimit

Zur Begrenzung der maximalen Motordrehzahl aus Gründen des Motorschutzes muss die Abregeldrehzahl festgelegt werden. Die Maximaldrehzahl des Motors wird schon in der Entwicklungsphase des Motors definiert und unter anderem bei der Ventiltriebsauslegung berechnet.

Für den vorliegenden Motor wurde eine theoretische Maximaldrehzahl von 11.500 min⁻¹ berechnet. Unter Berücksichtigung einer ausreichenden Sicherheit gegen Überdrehen des Motors und der Maximalleistungsdrehzahl bei 9.500 min⁻¹ wird eine Abregeldrehzahl von 10.000 min⁻¹ gewählt. Diese wird im Motorsteuergerät durch mehrere Grenzwerte abgesichert. Eine laufende Berechnung überprüft die definierten Grenzwerte und wählt je nach Betriebszustand des Motors die momentan gültige Maximaldrehzahl aus. Zur Vermeidung eines Überschreitens dieser Maximaldrehzahl wird durch Unterbrechen der Kraftstoffeinspritzung ein weiteres Hochdrehen des Motors verhindert und somit die Drehzahl begrenzt. Nachfolgend sind die wichtigsten Variablen zur Motordrehzahlbegrenzung und ihre zugewiesenen Werte kurz zusammengefasst.

Drehzahlgrenzwert für normalen Motorbetrieb:

$$C_N_MAX_THD = 10.000 \text{ min}^{-1} \quad (4.5)$$

Drehzahlgrenzwert für Motornotlauf bei defektem Saugrohrdrucksensor:

$$C_N_MAX_MAP = 8.000 \text{ min}^{-1} \quad (4.6)$$

Drehzahlgrenzwert für nicht-synchronisierten Motorbetrieb:
(Kurbelwellenposition nicht erfasst)

$$C_N_MAX_MOD_IGA = 9.000 \text{ min}^{-1} \quad (4.7)$$

4.2.4 Grundeinstellungen für den Motorstart

Der Motorstart erfolgt durch das Anschleppen des Motors in seine Drehrichtung wahlweise durch Elektrostarter oder Kickstarter. Die wesentlichen Vorgänge beim Motorstart sind in Abbildung 4.1 dargestellt.

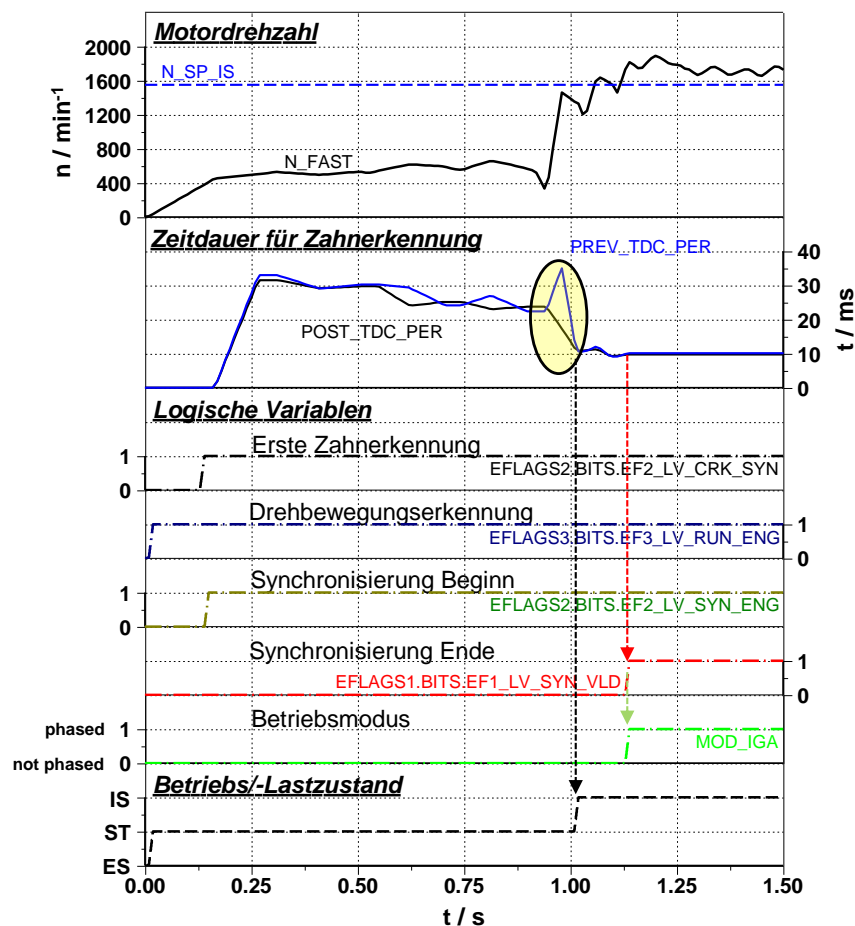


Abbildung 4.1: Motorstartvorgang - ZOT-Synchronisation

Bei aktivierter Zündung wird eine Motordrehbewegung über den induktiven Drehzahl-aufnehmer vom Steuergerät erfasst. Die logische Variable der Drehbewegungserkennung wird auf 1 gesetzt, der Betriebszustand auf Start (ST) und die schnelle Erfassung der Drehzahl (N_FAST) beginnt. Innerhalb der ersten Umdrehung erfolgt die Erkennung der Zahn-lücke, wodurch die OT-Lage des Kolbens erkannt wird. Da jedoch kein Sensor zur Erkennung der Nockenwellenposition in diesem System vorhanden ist, kann auf Basis dieser Information noch keine exakte Zuordnung der Lage des Zünd-OT (ZOT) erfolgen. Es beginnt also die Synchronisation der OT-Lage während der Betriebsmodus „not phas-ed“ aktiv bleibt. Ist dieser Modus aktiv, so wird pro Kurbelwellenumdrehung jeweils nur die Hälfte der vorgesehenen Kraftstoffmenge eingespritzt und die Zündung erfolgt bei jeder Umdrehung. Gleichzeitig wird die Zeitdauer zur Erkennung einer definierten

Anzahl an Zähnen ($NC_NR_TOOTH_BEF_TDC$) jeweils exakt vor dem Durchlaufen der OT-Lage ($PREV_TDC_PER$) und nach nach dem Durchlaufen der OT-Lage ($POST_TDC_PER$) durch eine hohe Abtastrate des induktiven Drehzahlsensors erfasst (siehe Abbildung 4.1).

Vereinfacht dargestellt erfolgt durch Vergleichen der erfassten Zeitdauern der Zahnerkennung das Detektieren eines starken Drehzahlgradienten durch einen Zündvorgang und die darauffolgende Verkürzung der Zeitdauer für die Zahnerfassung. Dieses Ereignis ist in Abbildung 4.1 gelb hervorgehoben dargestellt. Gleichzeitig wird ein Anstieg der Motordrehzahl registriert und der Betriebszustand wird im selben Moment auf Leerlauf (IS) gesetzt. Allerdings läuft die Synchronisation selbst noch einige Zyklen weiter, um die getroffene Zuordnung des Zünd-OT zu überprüfen. Anschließend wird die logische Variable LV_SYN_VLD auf 1 gesetzt. Damit wird eine unmissverständlich korrekte Zuordnung des Zünd-OT signalisiert und die Synchronisation beendet. Der Betriebsmodus wird auf „phased“ umgestellt, wodurch die Einspritzung und die Zündung einmal pro Zyklus erfolgen und sich der Motor im Normalbetrieb befindet.

Um beim Motorstart möglichst rasch ein zündfähiges Gemisch im Brennraum zu erzielen und den Startvorgang durch einen angepassten Start-Zündwinkel zu erleichtern, sind eine extra Variable für die Start-Einspritzmenge sowie ein Start-Zündkennfeld in der Motorsteuerung berücksichtigt.

Start-Einspritzmenge

Vor allem beim Kaltstart des Motors, aber auch generell beim Startvorgang, schlägt sich der eingespritzte Kraftstoff zunächst an den kalten Saugrohr- und Zylinderwandungen nieder, da erst der sogenannte Wandfilm aufgebaut werden muss. Dieser Vorgang ist vereinfacht in Abbildung 4.2 dargestellt.

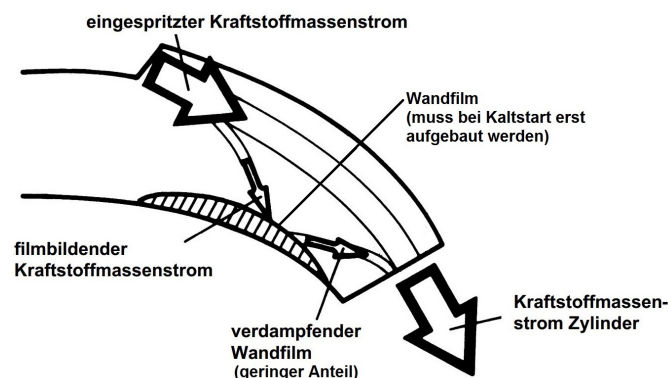


Abbildung 4.2: Vereinfachtes Wandfilmmodell; adaptiert von [14]

Als zusätzlich erschwerende Startbedingungen kommen die physikalischen Verdampfungseigenschaften des Kraftstoffs, welche besonders im kalten Zustand schlecht sind, sowie die erhöhte zu überwindende Motorreibung durch kaltes und somit zähes Motoröl hinzu. In

Abbildung 4.3 ist der typische Siedeverlauf für einen Ottokraftstoff dargestellt und dessen Einfluss auf den Motorbetrieb in einigen Bereichen gekennzeichnet.

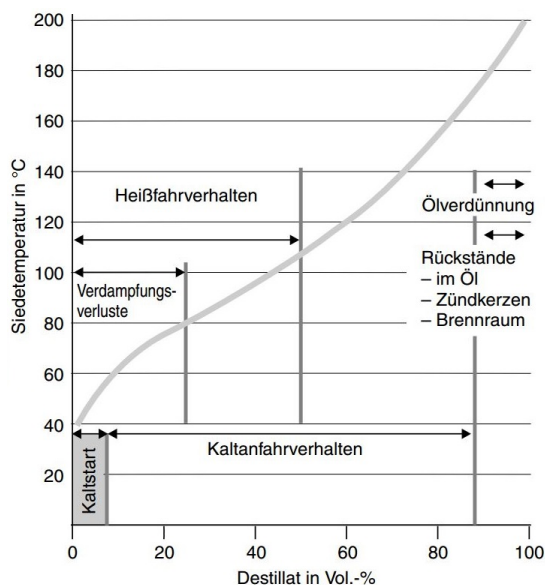


Abbildung 4.3: Siedeverlauf und dessen Einfluss auf das motorische Verhalten [15]

Die charakteristische Siedelinie ergibt sich durch die Zusammensetzung von Ottokraftstoff aus vielen verschiedenen Kohlenwasserstoffen mit unterschiedlicher Verdampfungsneigung. Über eine gezielte Abstimmung der Kraftstoffzusammensetzung kann das Siedeverhalten, zum Beispiel für Winter- beziehungsweise Sommerbetrieb, geringfügig angepasst werden.

Es ist ersichtlich, dass für den Startvorgang zum Wandfilmaufbau und zur Kompensation der schlechten Verdampfung sowie der erhöhten Reibung unter Berücksichtigung der Motortemperatur eine erhöhte Einspritzmenge eingestellt werden muss. Man spricht von der sogenannten Kaltstartanreicherung. Die Einspritzmenge für den Motorstart ist frei applizierbar und wird von der Motorsteuerung anhand der Variable `MFF_CST` berücksichtigt. Diese berechnet sich in Abhängigkeit von der Motortemperatur (`TCO`) und der Motordrehzahl (`N_64`) aus dem interpolierten Kennfeldwert für die Starteinspritzmenge (`IP_MFF_CST__N_64__TCO`) multipliziert mit einem Abkling- beziehungsweise Deaktivierungsfaktor, welcher mit fortschreitender Zyklenanzahl (`CYC_CAST`) abnimmt. Die abnehmende Charakteristik des Deaktivierungsfaktors wird durch die Kennlinie `ID_MFF_CST_DEAC__CYC_CAST` definiert.

$$\text{MFF_CST} = \text{IP_MFF_CST_N_64_TCO} \cdot \text{ID_MFF_CST_DEAC_CYC_CAST} \left[\frac{\text{mg}}{\text{Zyklus}} \right] \quad (4.8)$$

Der Deaktivierungsfaktor dient dazu ein mögliches „Absaufen“ des Motors durch eine zu hohe Kraftstoffzufuhr beim Startversuch zu verhindern und erhöht die Chancen für einen erfolgreichen Motorstart bei zu hoher Starteinspritzmenge.

Eine detaillierte Kaltstartkalibrierung macht zu diesem Zeitpunkt noch wenig Sinn, da zuvor die Einstellung der Drosselklappengrundstellung (siehe Kapitel 4.3) und des Motorleerlaufs sowie die Bedatung der Grundkennfelder für die Füllungserfassung erfolgen muss. Daher wurde zu Beginn der Applikationstätigkeit das Kennfeld für die Starteinspritzmenge im Vergleich zur Ausgangskalibrierung leicht modifiziert. Im Bereich der Startdrehzahl und für kalte Motortemperaturen wurde die Einspritzmenge leicht angehoben, um einen erfolgreichen Motorstart zu erreichen. In Abbildung 4.4 sind die angepassten Grundeinstellungen für das Kennfeld der Start-Einspritzmenge und des Deaktivierungsfaktors dargestellt. Eine genauere Abstimmung des Motorstarts erfolgt in Kapitel 5.1.

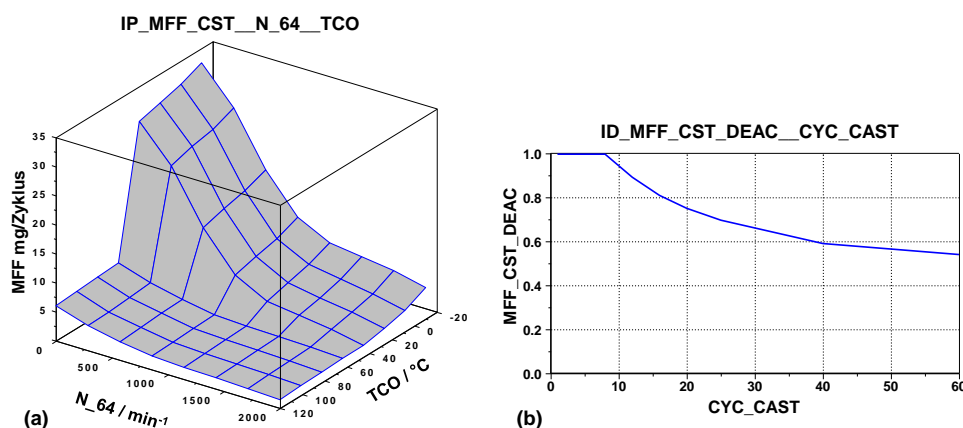


Abbildung 4.4: Grundeinstellung für (a) Kennfeld der Start-Einspritzmenge und (b) Kennlinie des Deaktivierungsfaktors mit Zykluszähler `CYC_CAST`

Start-Zündwinkel

Die Zündung ist hinsichtlich ihrer Einstellung für den Startvorgang wenig anspruchsvoll. Sie wird meist auf einen festen Zündwinkel im Bereich von 5 °KW vor OT eingestellt.

Im M3A-Steuergerät wird der Start-Zündwinkel über die Variable `IGA_ST` definiert. Diese berechnet sich, abhängig von der Motortemperatur und der Motordrehzahl, aus dem Kennfeld `IP_IGA_ST__N_64__TCO` mit 8 x 8 Stützstellen. Der Start-Zündwinkel wird ausschließlich für den Motorstart (logische Variable für Start: `LV_ST = 1`) verwendet.

In der Grundeinstellung für den Motorstart wurde das Zündkennfeld im Bereich der Startdrehzahl des Motors und bei Umgebungstemperatur auf den Wert 5 °KW vor OT angepasst und ein leichter Gradient in Richtung späterer Zündwinkel für höhere Startdrehzahlen und Starttemperaturen überlagert.

In Abbildung 4.5 ist das resultierende Kennfeld grafisch dargestellt.

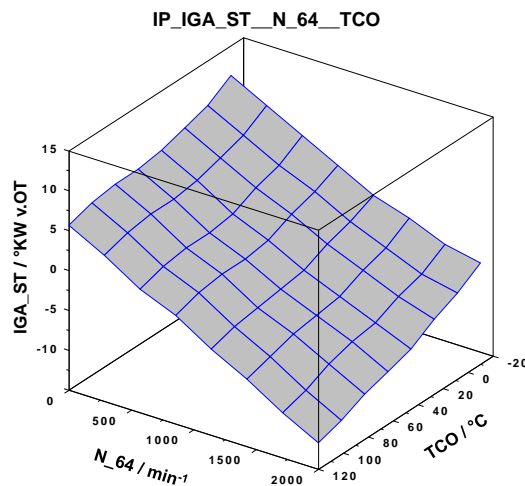


Abbildung 4.5: Grundeinstellung für den Start-Zündwinkel

Sind die wesentlichen Grundeinstellungen kontrolliert und angepasst, so ist die Erstkali-
brierung abgeschlossen und es kann mit den Applikationstätigkeiten am Versuchsträger
begonnen werden.

4.3 Drosselklappengrundstellung

Die Einstellung der Drosselklappengrundstellung ist ein wesentlicher Bestandteil der Ka-
librierung des M3A-Steuergerätes. Sie hat idealerweise bereits in der initialen Phase der
Applikationstätigkeiten zu erfolgen, da sie Einfluss auf mehrere Bereiche der Kalibrierung
zeigt.

Im Wesentlichen handelt es sich um die exakte Einstellung des Drosselspaltes zwischen
geschlossener Drosselklappe und der Wand des Drosselklappengehäuses (siehe Abbil-
dung 4.6).

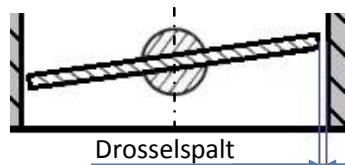


Abbildung 4.6: Drosselklappenspalt

Diese Einstellung ist deshalb von zentraler Bedeutung, da dadurch der Arbeitsbereich des
Luftbypassventils (ABV) für die Leerlaufregelung festgelegt wird.

4.3.1 Luftbypassventil (ABV)

Das ABV („Air Bypass Valve“), oder auch als ISA („Idle Speed Actuator“) bezeichnet, stellt das zentrale Element der Leerlaufregelung des Systems dar. Es handelt sich dabei um ein elektromagnetisches Ventil, welches in das Drosselklappenmodul integriert ist und dazu dient, einen Luftbypass um die Drosselklappe bedarfsgerecht freizugeben oder zu schließen. In Abbildung 4.7 ist die Position des ABV ersichtlich.

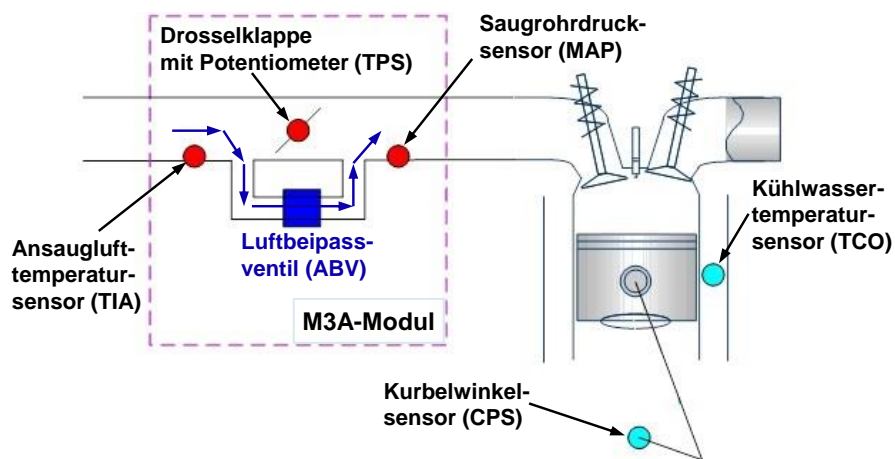


Abbildung 4.7: Vereinfachtes M3A-Schema mit ABV; adaptiert von [16]

Die Ansteuerung des ABV erfolgt sequentiell (getaktet), wodurch die zugeführte Bypassluft über die Öffnungsdauer des Ventils (in Grad Kurbelwinkel) vorgegeben wird. Es stehen dem ABV somit maximal 720 °KW Öffnungsdauer zur Verfügung, um Bypassluft zuzuführen. Allerdings sind nicht die gesamten 720 °KW effektiv nutzbar, da die Wirksamkeit vorwiegend im Ansaugtakt bei geöffneten Einlassventilen gegeben ist (siehe MAF_ISA-Verlauf in Abbildung 4.9 auf Seite 82).

Die Leerlaufregelung berechnet die Abweichung der Motordrehzahl von der Leerlauf-Solldrehzahl. Je nachdem, ob die Motordrehzahl zu niedrig oder zu hoch ist, wird dann über eine zyklussynchrone Anpassung der ABV-Öffnungsdauer entweder mehr oder weniger Luft für den Leerlauf zur Verfügung gestellt und dieser somit auf dem gewünschten Drehzahlniveau gehalten.

Damit diese Regelung einwandfrei funktionieren kann, muss das ABV über den Luftbypass unter allen Betriebsbedingungen ausreichend Luft zugeben beziehungsweise entfernen können. Ist die Drosselklappe in ihrer Grundstellung zu weit geöffnet, so verliert das ABV seinen Einfluss als Stellglied. Dies rührt daher, dass der Luftmassenanteil, welcher über den Drosselspalt fließt, viel größer ist, als jener den das ABV bereitstellt. Ist die Drosselklappe im Gegenteil zu weit geschlossen, so reicht unter Umständen selbst die maximale Öffnungsdauer des ABV nicht aus, um die erforderliche Luftmasse für den Motorleerlauf bereitzustellen. Eine Feinabstimmung der Drosselklappengrundstellung ist also unumgänglich.

4.3.2 Leerlaufstrategie

Eine „richtige“ Einstellung der Drosselklappen Grundstellung im Allgemeinen kann explizit nicht definiert werden, da sich die korrekte Einstellung immer als Resultat der, entsprechend der verfolgten Leerlaufstrategie, gewählten Zielparameter ergibt.

In Abbildung 4.8 sind einige Parameter aufgelistet, welche die Wahl der Drosselklappen Grundstellung beeinflussen beziehungsweise von dieser beeinflusst werden.

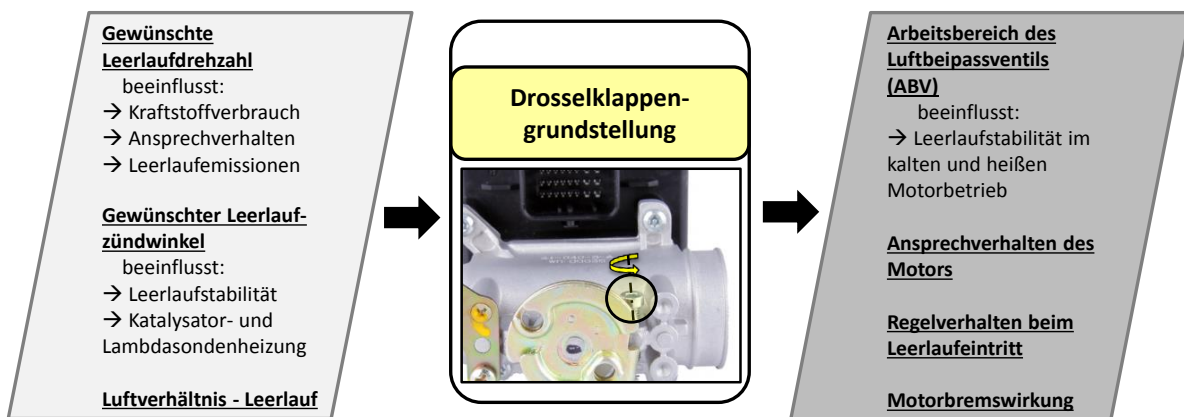


Abbildung 4.8: Einflussparameter - Drosselklappen Grundstellung

Bevor also die Einstellung vorgenommen werden kann, gilt es hinsichtlich der verfolgten Strategie die entsprechenden Zielparameter zu definieren.

Für das vorliegende Fahrzeugkonzept wurde eine Strategie zur Erreichung eines möglichst geringen Emissionsniveaus bei akzeptablem Kraftstoffverbrauch im Leerlauf sowie eines akzeptablen Ansprechverhaltens des Motors aus dem Leerlaufzustand verfolgt. Der Motor weist aufgrund der verbauten Fliehkraftkupplung auf der Kurbelwelle sowie seines massiven Polrades ein verhältnismäßig hohes Massenträgheitsmoment auf. In diesem Fall wäre eine Absenkung der Leerlaufdrehzahl auf bis zu 1.000 min^{-1} möglich, was für einen Einzylindermotor in dieser Hubraumklasse einen äußerst niedrigen Wert darstellt. Allerdings musste ein Kompromiss hinsichtlich des Ansprechverhaltens eingegangen werden. Daher wurde ein Zielwert für die Leerlaufdrehzahl im warmen Motorzustand von 1.500 min^{-1} gewählt. Zusätzlich wurde auf einen möglichst spät eingestellten Leerlauf-Zündwinkel abgezielt, um einen positiven Effekt hinsichtlich Katalysator- und Lambdasondenheizung zu erzielen. Somit kann einer Deaktivierung von Katalysator und Lambdasonde durch Abkühlen bei längeren Leerlaufphasen entgegengewirkt werden. Der Wahl des Zündwinkels werden hier durch den Kraftstoffverbrauch und die Leerlaufstabilität Grenzen gesetzt. Der Zielwert für den Leerlaufzündwinkel im warmen Motorzustand wurde daher mit -5°KW v.OT festgelegt. Für die Gemischzusammensetzung im Leerlauf bei warmem Motor wurde zur Emissionsreduzierung ein geregelter Betrieb bei stöchiometrischem Luftverhältnis beabsichtigt.

In Tabelle 4.3 sind die Zielwerte für den Motorleerlauf im warmen Zustand zusammengefasst. Sind die wesentlichen Parameter festgelegt, so kann die Durchführung der Einstellung erfolgen.

Tabelle 4.3: Zielparameter Motorleerlauf

Drehzahl	1.500	min ⁻¹
Zündwinkel	-5	°KW v.OT
Lambda	1	-
Motortemperatur	80 - 90	°C

4.3.3 Voreinstellungen

Um die Funktion der Leerlaufregelung sicherzustellen, sind einige Basiseinstellungen in der übernommenen Ausgangskalibrierung zu überprüfen und gegebenenfalls anzupassen. Im Folgenden werden nur kurz die wesentlichsten Einstellungen angeführt.

Aktivierung des ABV

Die Funktion des ABV muss zunächst durch das Setzen des Steuerbits LC_ISA_EXIST auf den Wert 1 („true“) aktiviert werden. Dabei reicht die reine Änderung der Einstellung im Online-Modus von INCA nicht aus, sondern es muss nach vorgenommener Änderung die gesamte Kalibrierung auf das Steuergerät überschrieben werden.

Definition der Anfangsposition der ABV-Öffnung

Um eine möglichst lineare und stetige Kennlinie des Luftmassenverlaufes des ABV über dem Kurbelwinkel zu erhalten (siehe MAF_ISA-Verlauf in Abbildung 4.9 auf Seite 82), ist die Wahl der Startposition der ABV-Öffnung entscheidend. Diese wird idealerweise so gewählt, dass die ABV-Öffnung kurz vor dem Öffnen des Einlassventils erfolgt. Definiert wird diese Position über das fixe Zuweisen der Öffnungsposition an einen definierten Zahn des Trigger-Ringes nach Erkennung der Zahnlücke. Ein Zähler summiert kontinuierlich die Anzahl der erfassten Zähne nach Erkennung des Zünd-OT für jeden Zyklus auf und setzt die Summe beim nächsten ZOT wieder auf Null zurück. Somit ist es möglich, einen spezifischen Zahn als Konstante für einen zyklussynchronen Vorgang zu wählen. Im Fall der ABV-Betätigung ergibt sich dabei Zahn 31 als günstige Lösung. Im Steuergerät wird diese Einstellung über die Variable C_ISA_TOOTH_NR_ST_EL berücksichtigt.

$$C_ISA_TOOTH_NR_ST_EL = 31 \quad [-] \quad (4.9)$$

4.3.4 Durchführung der Drosselklappeneinstellung

Die Drosselklappeneinstellung erfolgt am Versuchsfahrzeug im Leerlauf bei heißem Motorzustand. Das bedeutet, dass alle Komponenten des Motors aufgeheizt sind und vor allem die Öltemperatur auf einem hohen Niveau (über 70 °C) liegt, um eine niedrige Motorreibung zu erreichen. Die Kühlwassertemperatur (TCO) sollte im Bereich von 110 °C liegen und über die Dauer der Messung konstant bleiben. Durch das hohe Temperaturniveau und die niedrige Reibung kann der Zielwert für die Zündung zusätzlich etwas in Richtung spät verschoben werden, und wurde mit -8 °KW v.OT gewählt. Die Zielwerte für Lambda und Leerlaufdrehzahl entsprechen Tabelle 4.3.

Zusätzlich sind folgende Einstellungen zu berücksichtigen: Die Lambdaregelung muss für den Versuch aktiviert sein, da diese die Durchführung und Auswertung der Messung erleichtert und ohnehin ein stöchiometrischer Betrieb für den Leerlauf vorgesehen ist. Die Drosselklappengrundstellung kann für die erste Messung in der voreingestellten Position belassen werden (sofern diese nicht grob verändert wurde). Die Leerlaufregelung hat lediglich über den Zündungspfad zu erfolgen, der Luftpfadanteil des ABV ist zu deaktivieren.

Messablauf

Zu Beginn der Messung wird die gewünschte mechanische Öffnungsdauer des Luftbypassventils (ISA_ANG_DUR_MEC) manuell, durch Anpassen der Werte der Kennlinie zur Definition der Basisöffnungsdauer (IP_ISA_BAS_ANG_PHASED__TCO), auf null gesetzt. Somit öffnet das ABV nicht und die Leerlaufregelung muss über eine frühe Zündung die Solldrehzahl aufrecht erhalten. Hat sich die Drehzahl im Bereich der Solldrehzahl stabilisiert, so kann die erste Messung erfolgen. In der Folge wird stufenweise, beispielsweise in 25 °KW - Schritten, die ABV-Öffnungsdauer (ISA_ANG_DUR_MEC) über manuelles Anpassen der Kennlinienwerte sukzessive erhöht und dabei jeweils im eingeschwungenen Zustand eine Messung aufgezeichnet.

Auswertung

Bei jeder Messung werden die Werte für Lambda, Zündwinkel, Einspritzzeit und ABV-Öffnungswinkel aufgezeichnet. Im Rahmen der Auswertung kann für jede Messung von der Einspritzzeit (TI_HOM_1) über die Injektorkonstante (C_FAC_MFF_TI_STND_1), den Lambdawert und das stöchiometrische Luft-Kraftstoff-Verhältnis (C_MFF_FAC) auf einen entsprechenden zyklischen Luftmassenwert (m_L) als Hilfsgröße zurückgerechnet werden.

$$m_L = \frac{TI_HOM_1}{C_FAC_MFF_TI_STND_1} \cdot \frac{1}{C_MFF_FAC} \cdot \lambda \quad \left[\frac{\text{mg}}{\text{Zyklus}} \right] \quad (4.10)$$

Es wird angenommen, dass im Rahmen der ersten Messung (bei geschlossenem ABV) in guter Näherung jene Luftmasse (m_0), welche über den Drosselspalt angesaugt wird, be-

rechnet werden kann. Somit kann aus der berechneten Luftmasse der weiteren Messungen, unter Abzug der berechneten Luftmasse für den Drosselspalt, die zugeführte Luftmasse des Luftbypassventils (MAF_ISA) bei der jeweiligen Öffnungsdauer berechnet werden.

$$\text{MAF_ISA} = m_L - m_0 \left[\frac{\text{mg}}{\text{Zyklus}} \right] \quad (4.11)$$

Wird diese Auswertung für alle Messungen (ABV-Öffnungswinkel) durchgeführt und die Ergebnisse in einer Liste zusammengefasst, so können die Verläufe der Messergebnisse über der ABV-Öffnungsdauer aufgetragen und analysiert werden. Die Verläufe von berechneter ABV-Luftmasse (MAF_ISA) und Zündwinkel (IGA_1) über dem ABV-Öffnungswinkel (ISA_ANG_DUR_MEC) sind in Abbildung 4.9 dargestellt. Der abnehmende Wert des Zündwinkels mit zunehmender ABV-Öffnungsdauer ist dabei deutlich zu erkennen. Zusätzlich ist der Verlauf des berechneten Prozentanteils (p_maf_isa) von MAF_ISA an der maximal möglichen ABV-Luftmasse eingezeichnet. Die dargestellten Messwerte entsprechen dem Ergebnis für die finalisierte Drosselklappengrundstellung der vorgenommenen Kalibrierung.

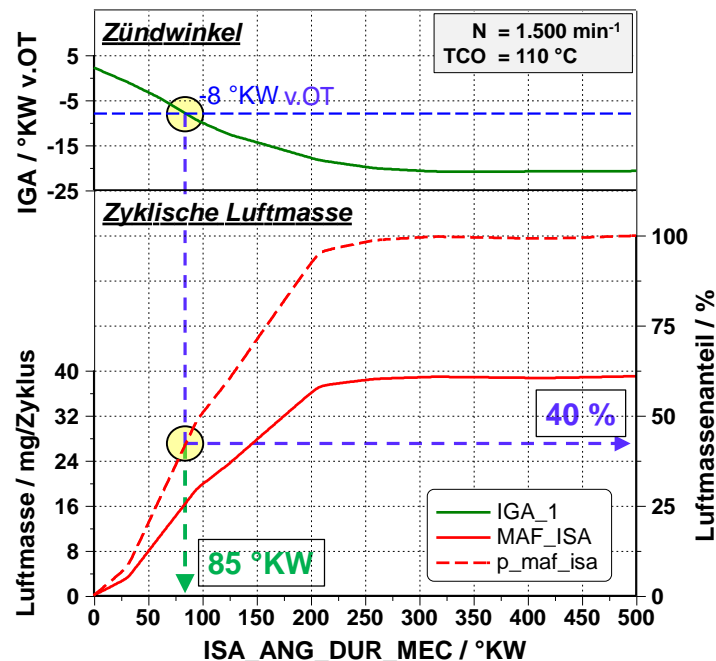


Abbildung 4.9: Messergebnis der übernommenen Drosselklappengrundstellung

Um zu überprüfen, ob eine geeignete Drosselklappengrundstellung vorliegt, wird für den definierten Zielwert des Zündwinkels ($-8 \text{ }^\circ\text{KW v.OT}$) der entsprechende Prozentsatz der ABV-Luftmasse ($p_{\text{maf_isa}}$) untersucht.

Um eine einwandfreie Funktion des ABV zu gewährleisten, sollte dieser Wert im heißen Leerlaufzustand beim gewählten Zielzündwinkel zwischen 20 und 40 % liegen. Dadurch soll einerseits sichergestellt werden, dass das ABV bei heißem Motor noch eine ausreichende Regelreserve besitzt, um den Motor auf Leerlaufdrehzahl zu halten. Andererseits soll eine ausreichende Regelreserve zum Öffnen des ABV vorhanden sein, welche für die Leerlaufregelung bei kaltem Motor sowie für das Bereitstellen zusätzlicher Luftmasse für den Kaltstart nötig ist. Zusätzlich dienen die obere und untere Regelreserve dazu, im Rahmen einer Serienapplikation auftretende Streuungen an den Motoren sowie auch die zwangsläufig vorhandene Streuung der Drosselklappen Grundstellung kompensieren zu können. Eine schematische Darstellung dieser Zusammenhänge ist in Abbildung 4.10 dargestellt.

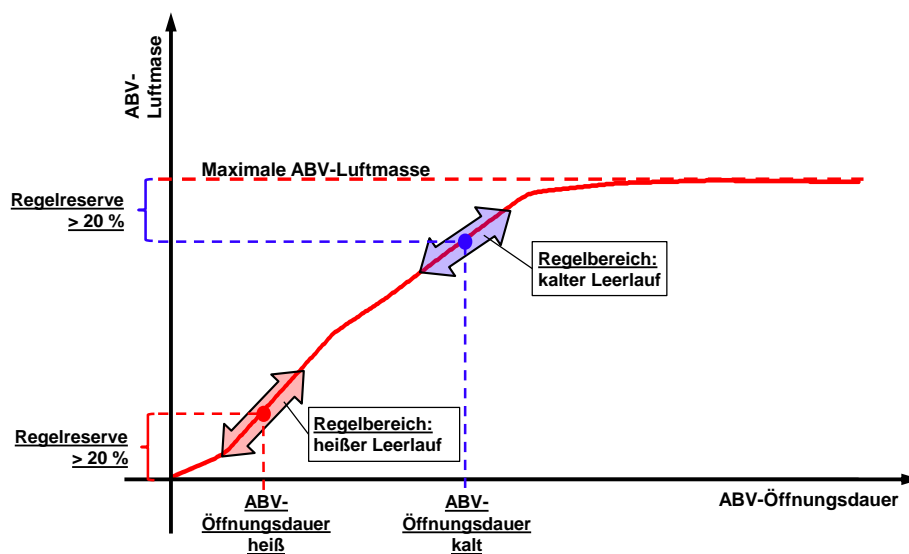


Abbildung 4.10: ABV-Einstellschema

Die Regelreserve im kalten Leerlauf und die Funktion der Leerlaufregelung im Kaltstart ist in einem gesonderten Versuch zu überprüfen.

Bei der gewählten Einstellung von Abbildung 4.9 ergibt sich ein Wert von 40 % der maximalen ABV-Luftmasse, was durch den relativ spät gewählten Zündwinkel zu begründen ist. Da die gewählte Einstellung ohnehin hinsichtlich des Kaltstartvermögens zu untersuchen ist, kann diese vorerst so übernommen werden. Für den Fall einer zu groß gewählten Drosselklappen Grundöffnung würde bei einem Zündwinkel von -8°KW v.OT , aufgrund des hohen Luftmassenangebotes durch die Drosselklappe, keine oder nur eine sehr geringe ABV-Luftmasse erforderlich sein ($< 20\%$), um den Motor auf Leerlaufdrehzahl zu betreiben. Im umgekehrten Fall wäre hingegen eine zu große ABV-Luftmasse ($> 40\%$) nötig, um einen zu klein eingestellten Drosselspalt zu kompensieren. Liegt das Resultat außerhalb des Bereichs von 20 bis 40 %, so ist die Grundeinstellung der Drosselklappe entsprechend anzupassen und die Messung iterativ zu wiederholen bis eine akzeptable Lösung erreicht wird.

Nach erfolgter Einstellung der Drosselklappengrundstellung können die Grundeinstellungen für den Motorleerlauf vorgenommen werden.

4.3.5 Einstellungen für den Motorleerlauf

Zunächst sind die Einstellungen der Leerlaufregelung, welche für die Durchführung der Drosselklappeneinstellung geändert wurden, wieder rückgängig zu machen. Die Leerlaufregelung erfolgt über einen PI-Regler. Der Integralanteil dient dabei zur Regelung der ABV-Öffnungsdauer und der Proportionalanteil wirkt auf den Zündwinkel.

Integralterm der Leerlaufregelung

Der Integralanteil der Leerlaufregelung wird anhand der Kennlinie `IP_ISA_I_IS__N_DIF` abhängig von der Drehzahldifferenz (`N_DIF`) definiert. Die Drehzahldifferenz entspricht dabei wiederum der Abweichung der Ist-Drehzahl von der Leerlauf-Solldrehzahl. Da der Integralanteil durch Anpassung der ABV-Öffnungsdauer auf den langsameren „Luftpfad“ wirkt, sollte dieser keine zu starken Eingriffe der Regelung zulassen, um ein Aufschwingen des Systems zu vermeiden. Ziel ist es, kontinuierlich, ohne starke Schwankungen, die benötigte Luftmasse bereitzustellen. Die definierten Parameter für den Integralanteil sind in Tabelle 4.4 dargestellt.

Tabelle 4.4: Integralterm der Leerlaufregelung

<code>N_DIF / min⁻¹</code> →					
-300	-50	50	300	450	600
-2,0	-0,5	0,5	2,0	2,0	2,0
<code>IP_ISA_I_IS__N_DIF / -</code> →					

Der maximal mögliche Eingriff der Leerlaufregelung auf die ABV-Öffnungsdauer in positive und negative Richtung wird anhand von Grenzwerten definiert. Der Grenzwert für die maximale zusätzliche ABV-Öffnung wird abhängig von der Motortemperatur (TCO) anhand der Kennlinie `IP_ISA_I_IS__MAX__TCO` definiert. Die maximal zulässige Verkürzung der ABV-Öffnungsdauer wird analog mit der Kennlinie `IP_ISA_I_IS__MIN__TCO` festgelegt.

Proportionalterm der Leerlaufregelung

Der Proportionalanteil der Leerlaufregelung wird analog zum Integralanteil anhand der Kennlinie `IP_IGA_P_IS__N_DIF` definiert. Der Proportionalanteil wirkt über den schnellen Zündpfad und ist daher gut geeignet, um die Leerlaufdrehzahl durch schnelle Regeleingriffe auf Solldrehzahl zu halten. Die definierten Parameter für den Proportionalanteil sind in Tabelle 4.5 dargestellt.

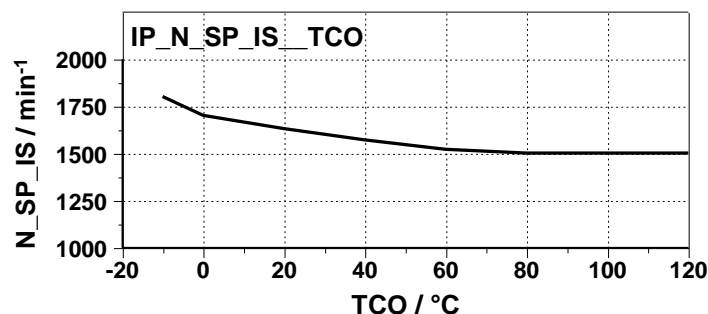
Tabelle 4.5: Proportionalterm der Leerlaufregelung

$N_DIF / \text{min}^{-1} \longrightarrow$					
-300	-50	50	300	450	600
-5,63	-1,88	-0,94	3,75	7,50	11,25
$IP_IGA_P_IS_N_DIF / - \longrightarrow$					

Der Integralregler für den Zündwinkel ($IP_IGA_I_IS_N_DIF$) und der Proportionalregler für die ABV-Öffnungsdauer ($IP_ISA_P_IS_N_DIF$) sind durch Null-Setzen der Kennlinienwerte zu deaktivieren, um einen stabilen Leerlauf zu gewährleisten.

Leerlaufdrehzahl

Zur Definition der Leerlauf-Solldrehzahl wird der Verlauf des gewünschten Drehzahlswertes über der Motortemperatur anhand einer Kennlinie festgelegt. Dabei wird in der Regel für den kalten Motorbetrieb eine etwas erhöhte Drehzahl für einen stabileren Leerlauf und ein schnelleres Aufwärmen des Motors gewählt. Im Leerlaufzustand wird entsprechend der aktuellen Motortemperatur (TCO) der momentane Solldrehzahlwert (N_SP_IS) aus der Kennlinie $IP_N_SP_IS_TCO$ durch Interpolation ermittelt. Die entsprechende Sollwertvorgabe ist in Abbildung 4.11 dargestellt.

**Abbildung 4.11:** Sollwertverlauf - Leerlaufdrehzahl

Leerlaufzündwinkel

Analog zur Leerlaufdrehzahl erfolgt auch die Vorgabe des Sollzündwinkels. Dieser wird ebenfalls als Verlauf über der Motortemperatur definiert, wobei hier zur Erleichterung und Stabilisierung des Leerlaufs bei kalten Temperaturen tendenziell etwas frühere Zündwinkel gewählt werden. Hinsichtlich Katalysator- und Lambdasondenheizung wird allgemein jedoch versucht, den Zündwinkel so spät wie möglich zu wählen. Bei der Einstellung wurden daher die Zielzündwinkel für warmen und heißen Leerlauf als Fixpunkte der Kennlinie eingetragen und davon ausgehend ein leicht ansteigender Gradient in Richtung niedrigerer Motortemperaturen gewählt (siehe Abbildung 4.12).

Die Berechnung des Leerlaufzündwinkels (IGA_IS) im Steuergerät erfolgt wiederum abhängig von der aktuellen Motortemperatur (TCO) durch Interpolation aus der Kennlinie IP_IGA_IS__TCO. Der vorgegebene Zündwinkel wird bei Bedarf durch geringfügige Eingriffe der Leerlaufregelung zur Stabilisierung der Leerlaufdrehzahl angepasst. Die entsprechende Sollwertvorgabe ist in Abbildung 4.12 dargestellt.

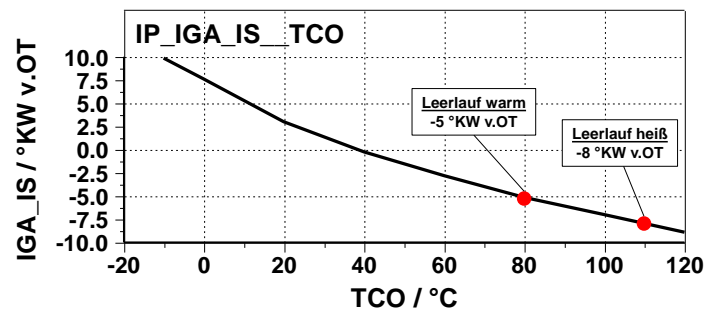


Abbildung 4.12: Sollwertverlauf - Leerlaufzündwinkel

Basiseinstellung der ABV-Öffnungsdauer

Aus dem Messergebnis in Abbildung 4.9 geht noch ein weiterer Wert hervor, welcher für die Leerlaufeinstellungen übernommen werden kann, und zwar der ABV-Öffnungswinkel von 85 °KW. Dieser kann als Fixwert zur Kennliniendefinition der Basisöffnungsdauer des ABV bei 110 °C Motortemperatur vorgegeben werden. Davon ausgehend werden für kältere Motortemperaturen zunehmende Öffnungswinkel gewählt, um mehr Luft zur Verfügung zu stellen. Ausgehend von den definierten Basiswerten, erfolgt eine kontinuierliche Anpassung der erforderlichen Öffnungsdauer durch den Integralanteil der Leerlaufregelung. Um besseres Leerlaufverhalten und eine stabilere Regelung zu gewährleisten, sollte diese Kennlinie möglichst exakt an das Motorverhalten angepasst werden. Dies erfolgt im Zuge von Messungen des Motorwarmlaufs.

Im Steuergerät wird die Kennlinie IP_ISA_BAS_ANG_PHASED__TCO, welche die Basisöffnungsdauer des ABV abhängig von der Motortemperatur (TCO) festlegt, berücksichtigt (siehe Abbildung 4.13).

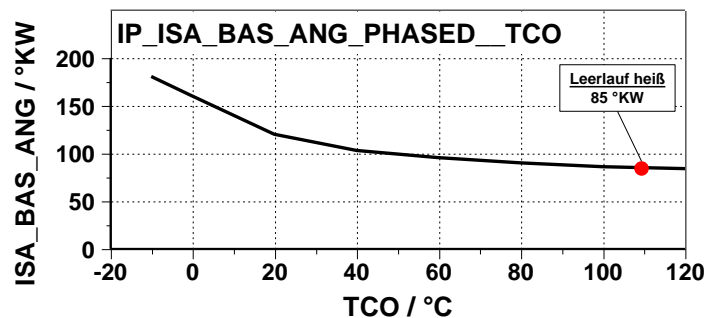


Abbildung 4.13: Sollwertverlauf - ABV-Öffnungsdauer

Sind die wesentlichen Einstellungen für den Leerlauf angepasst, so kann das Kaltstartverhalten sowie das Leerlaufverhalten während des Motorwarmlaufs gemessen werden, um die gewählte Drosselklappengrundstellung zu überprüfen.

4.3.6 Überprüfung von Motorkaltstart und kaltem Leerlauf

Anhand einer Messung des Motorkaltstarts bei $TCO = -5\text{ °C}$ und des anschließenden Motorleerlaufs während des Warmlaufs des Motors wird die Drosselklappengrundstellung überprüft. Dabei wird sichergestellt, dass die Öffnungsreserve des ABV bei kalten Bedingungen immer noch für einen sicheren Motorstart und eine stabile Leerlaufregelung ausreichend ist. In Abbildung 4.14 ist die Auswertung der Kaltstartmessung dargestellt.

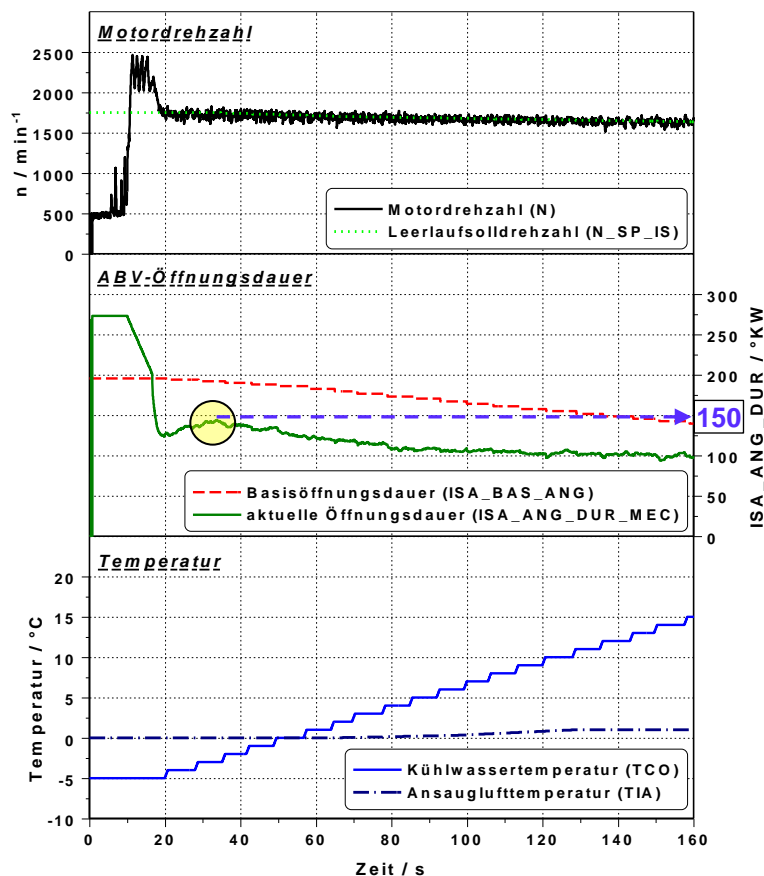


Abbildung 4.14: Überprüfung - Leerlaufeinstellungen und Drosselklappengrundstellung

Aus Abbildung 4.14 ist ersichtlich, dass die maximale ABV-Öffnungsdauer in etwa 150 °KW beträgt, um den Motor im kalten Zustand auf der Leerlauf-Solldrehzahl zu halten. Vergleicht man diesen Wert mit der in Abbildung 4.9 dargestellten Messung, so entspricht diese Öffnungsdauer knapp 75 % der maximal möglichen Luftmasse des ABV. Somit verbleibt eine ausreichende Regelreserve von 25 % zur Regelung des Leerlaufs im kalten Zustand.

Die Abweichung der tatsächlichen ABV-Öffnungsdauer (ISA_ANG_DUR_MEC) von der eingestellten Basisöffnungsdauer (ISA_ANG_BAS) ist anhand der Kennlinie aus Abbildung 4.13 anzupassen.

Im Anschluss an die Einstellung und Überprüfung der Drosselklappengrundstellung wird diese fixiert und während der gesamten Kalibrierung nicht mehr verändert, da sonst eine Überarbeitung der Kalibrierung erforderlich ist. Eine Einheit des Drosselklappenmoduls wird an Synerject übergeben, wo die vorgenommene Einstellung erfasst, dokumentiert und für die Serienkonfiguration übernommen wird.

In weiterer Folge kann mit der Applikation der Motorbasiskennfelder fortgefahren werden.

4.4 Motorbasiskennfelder

Bei den Basiskennfeldern dieser Motorsteuerung handelt es sich im Wesentlichen um drei Kennfelder. Das Hauptkennfeld zur Füllungserfassung ist ein 18 x 14 - Kennfeld (pq - n - Kennfeld) für die Kalibrierung der angesaugten zyklischen Luftmasse abhängig von Motordrehzahl und Saugrohrdruckquotient. Zur Unterstützung der Füllungserfassung bei transientem Betrieb und als Hilfskennfeld bei Ausfall des Hauptkennfeldes dient ein 18 x 18 - Kennfeld (α - n - Kennfeld) der zyklischen Luftmasse abhängig von Motordrehzahl und Drosselklappenwinkel. Über Korrekturparameter und -kennfelder werden die Werte der beiden Kennfelder bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen (Umgebungstemperatur und -druck) angepasst. Das Letzte der drei Basiskennfelder stellt das 18 x 12 - Zündkennfeld dar, welches den Vorzündwinkel in Abhängigkeit von Motordrehzahl und zyklischer Luftmasse festlegt. Auch für das Zündkennfeld gibt es Korrekturparameter, welche beispielsweise eine Anpassung der Zündung für transienten Betrieb ermöglichen.

Im Folgenden wird zunächst die Bedeutung der Füllungserfassung theoretisch erläutert und anschließend die Bedatung der Basiskennfelder beschrieben.

4.4.1 Füllungserfassung

Unter Füllungserfassung versteht man die Erfassung der tatsächlichen Frischluftmenge, welche vom Motor im jeweiligen Betriebspunkt angesaugt wird. Sie ist deshalb von zentraler Bedeutung, da die zugeführte Zylinderfüllung die Haupteinflussgröße auf das abgegebene Drehmoment eines Ottomotors mit Quantitätsregelung darstellt.

Ziel ist es, das physikalische Verhalten des Motors hinsichtlich Zylinderfüllung, man spricht auch vom sogenannten Luftpfad des Motors, möglichst exakt (innerhalb +/- 5 % Abweichung) anhand von Messungen und Modellen abzubilden und der Motorsteuerung als Grundlage zur Einspritzmengenberechnung zur Verfügung zu stellen. Der Luftpfad beginnt an der Ansaugstelle des Ansaugeräuschkämpfers und wird auf der Ansaugseite über Luftfilter, Ansaugeräuschkämpfer, Drosselklappenmodul, Ansaugkrümmer, Einlasskanal sowie die Ventilsteuerzeiten und das Hubvolumen definiert. Auslassseitig sind

hingegen der Auslasskanal und das Auspuffsystem, bestehend aus Krümmer, Katalysator, Auspuffrohr und Endschalldämpfer, die charakterisierenden Komponenten. Zusätzlich beeinflussen Umgebungseinflüsse, wie etwa Umgebungstemperatur und Umgebungsdruck, sowie die Ansauglufttemperatur, den Luftpfad. Zur Verdeutlichung sind der Luftpfad des Motors und die wesentlichen Komponenten, die ihn charakterisieren, in Abbildung 4.15 dargestellt.

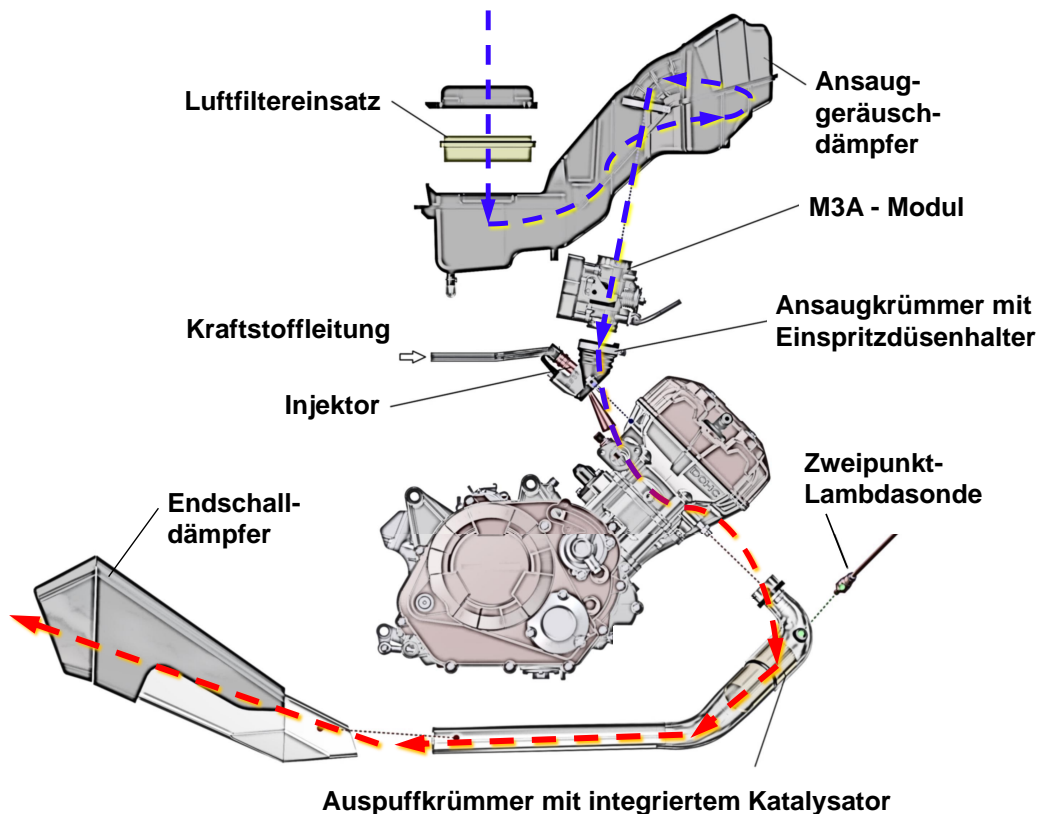


Abbildung 4.15: Luftpfad

4.4.2 Modelle zur Füllungserfassung

Zur Füllungserfassung gibt es viele verschiedene Systeme, welche zum Teil auch kombiniert eingesetzt werden. Dazu zählen unter anderem die Füllungserfassung durch Luftmassenmessung mittels Heißfilm-Luftmassenmesser (HFM) beziehungsweise mittels Stauklappe, die Abschätzung der Luftmasse durch Messung von Saugrohrdruck und Drehzahl beziehungsweise von Drosselklappenwinkel und Drehzahl oder die Füllungserfassung anhand modellbasierter Systeme.

Wie in Abschnitt 3.1.3 *Motormanagementsystem* beschrieben, muss das M3A-System ohne Luftmassenmesser auskommen. Daher werden in diesem System zur Erfassung be-

ziehungswise Abschätzung der Zylinderfüllung folgende zwei kennfeld-basierten Modelle verwendet:

- Saugrohrdruck-Drehzahl-Modell:

Vereinfacht dargestellt stellen die Motordrehzahl (N) und der Saugrohrdruck (MAP) die wesentlichen Eingangsparameter für das Kennfeld zur Ermittlung der Luftmasse (MAF_MAP) dar (siehe Abbildung 4.16).

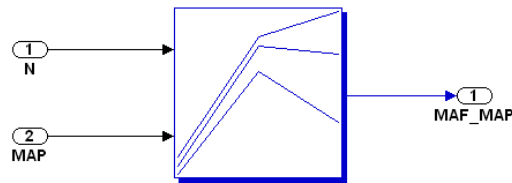


Abbildung 4.16: Vereinfachtes Schema: Saugrohrdruck-Drehzahl-Modell [16]

- Drosselklappenwinkel-Drehzahl-Modell:

In diesem Modell stellen die Motordrehzahl (N) und der Drosselklappenwinkel (TPS) die wesentlichen Eingangsparameter für das Kennfeld zur Ermittlung der Luftmasse (MAF_THR) dar (siehe Abbildung 4.17).

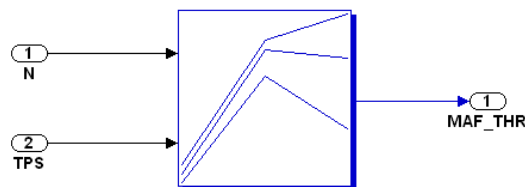


Abbildung 4.17: Vereinfachtes Schema: Drosselklappenwinkel-Drehzahl-Modell [16]

Basiskennfeld: Saugrohrdruck-Drehzahl-Modell

Betrachtet man dieses Modell im Detail, so erkennt man, dass wesentlich mehr Eingangsgrößen herangezogen werden, um dieses abzustimmen (siehe Abbildung 4.18).

Die Vorteile dieses Modells gegenüber dem Drosselklappenwinkel-Drehzahl-Modell sind:

- feinere Abstimbarkeit bei kleinen Drosselklappenöffnungen
- geringe Anfälligkeit bezüglich Ablagerungen auf der Drosselklappe
- robuste Höhenkorrektur
- gute Eignung für langsame transiente Laständerungen

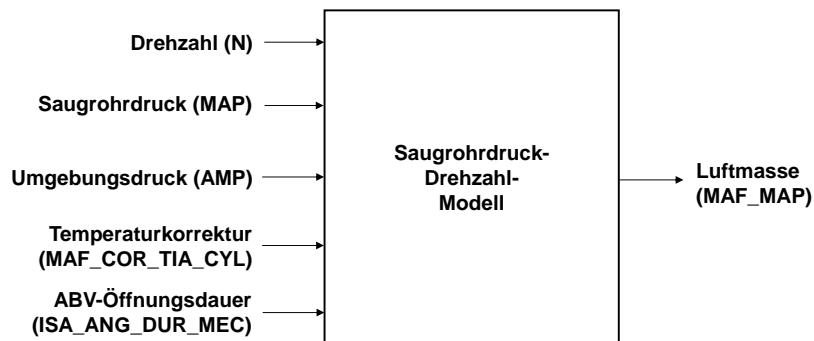


Abbildung 4.18: Eingangsgrößen - Saugrohrdruck-Drehzahl-Modell [16]

Die Messung des Umgebungsdrucks (AMP) erfolgt unter Verwendung des integrierten Saugrohrdrucksensors bei aktivierter Zündung vor dem Motorstart. Im Betrieb wird der Umgebungsdruck nur dann gemessen, wenn die Drosselklappe über einen definierten Grenzwert geöffnet ist. Der Saugrohrdruck (MAP) wird pro Zyklus einmal erfasst und zwar am Ende des Ansaugtakts im UT bei 540 °KW. Aus diesen beiden Parametern wird laufend der Saugrohrdruckquotient (PQ_AMP) berechnet (siehe Abbildung 4.20). Die Saugrohrdruckerfassung ist in Abbildung 4.19 schematisch dargestellt.

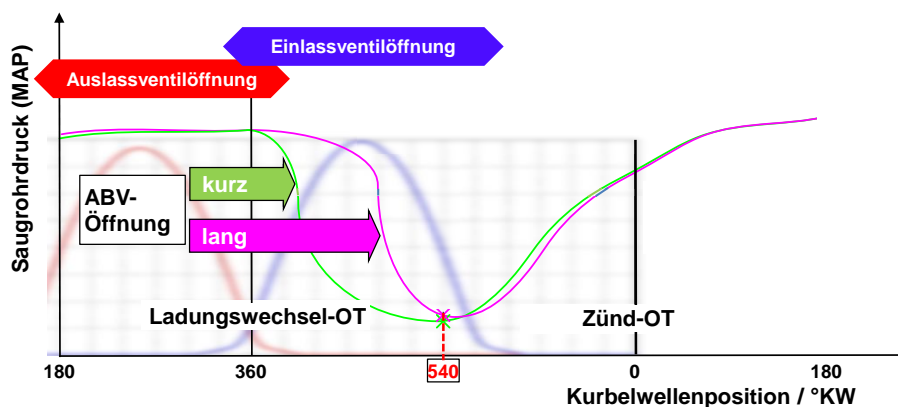


Abbildung 4.19: Saugrohrdruckerfassung; adaptiert von [16]

Da die Messung des Saugrohrdrucks nur einmal pro Zyklus erfolgt, kann der Einfluss des ABV auf die angesaugte Luftmasse nicht erfasst werden. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 4.19 anhand der Saugrohrdruckverläufe für kurze und lange ABV-Öffnungsdauer dargestellt. Trotz der zu erwartenden, höheren angesaugten Luftmasse bei langer ABV-Öffnungsdauer, erfasst der Saugrohrdrucksensor für beide Öffnungsdauern nahezu denselben Saugrohrdruck. Daher muss der berechnete Wert für den Saugrohrdruckquotienten (PQ_AMP), im Bereich des Kennfeldes wo das ABV aktiv ist, über den Korrekturwert PQ_COR_ISA, welcher aus einem eigenen Kennfeld stammt, zu PQ_AMP_COR kor-

rigiert werden. Diese Korrektur kann für die Basiskalibrierung bei deaktiviertem ABV vernachlässigt werden, ist aber später im Rahmen der Serienkalibrierung von Bedeutung.

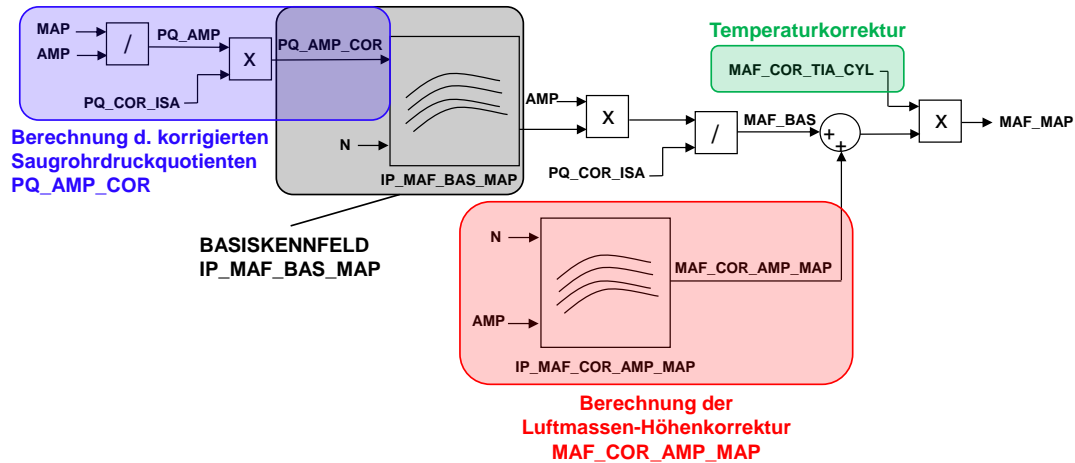


Abbildung 4.20: Füllungserfassung mittels Saugrohrdruck-Drehzahl-Modell [16]

Der korrigierte Saugrohrdruckquotient (PQ_AMP_COR) wird gemeinsam mit der Motordrehzahl (N) herangezogen, um aus dem Basiskennfeld für den jeweiligen Betriebspunkt den entsprechenden Luftmassenwert zu berechnen. Die Kennfeldwerte des Basiskennfeldes werden bei der Kalibrierung durch den Luftdruck dividiert, wodurch sie die Einheit Milligramm (Luft) pro Zyklus pro Millibar (mg/Zyklus/mbar) aufweisen. Durch die Multiplikation der Kennfeldwerte mit dem aktuellen Umgebungsdruck (AMP) wird somit eine Dichte- bzw Umgebungsdruckkorrektur implementiert. Die in Abbildung 4.20 rot hervorgehobene Höhenkorrektur kann bei Bedarf zusätzlich zur Feinabstimmung für extreme Höhenlagen herangezogen werden, wird aber für die Basiskalibrierung deaktiviert. Um unterschiedliche Temperatureinflüsse zu kompensieren, wird der berechnete Basis-Luftmassenwert (MAF_BAS) noch durch die Temperaturkorrektur (MAF_COR_TIA_CYL) korrigiert. Somit erhält die Motorsteuerung den aktuellen Luftmassenwert (MAF_MAP), welcher im Normalbetrieb zur Berechnung der Einspritzmenge beziehungsweise Einspritzdauer herangezogen wird.

Drosselklappenwinkel-Drehzahl-Modell

Das Drosselklappenwinkel-Drehzahl-Modell, welches für den Transientbetrieb des Motors und die „Limp-Home“-Funktion relevant ist, gestaltet sich etwas einfacher. Als Eingangsgrößen für das Kennfeld zur Luftmassenberechnung werden direkt die gemessenen Werte der Drehzahl (N) und des Drosselklappenwinkels (TPS) verwendet (siehe Abbildung 4.21).

Zur Berechnung der Basisluftmasse (MAF_THR_BAS) muss der Kennfeldwert mit dem Umgebungsdruck (AMP) multipliziert werden. Nach dem Hinzufügen der Luftmasse des ABV (MAF_ISA), erfolgt wiederum die Berücksichtigung der Temperaturkorrektur, um

anschließend den zyklischen Luftmassenwert (MAF_THR) zu erhalten. Die Korrektur des ABV-Einflusses erfolgt anhand eines zusätzlichen Kennfeldes, welches durch Messungen, wie jene die in Kapitel 4.3 zur Einstellung der Drosselklappengrundstellung beschrieben wurden, bedatet werden kann. Allerdings kann auf diese Kalibrierung zunächst verzichtet werden.

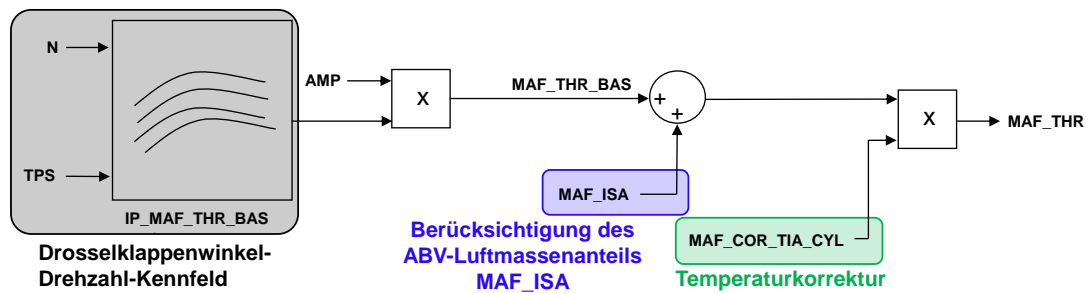


Abbildung 4.21: Füllungserfassung mittels Drosselklappenwinkel-Drehzahl-Modell [16]

Die Temperaturkorrektur hingegen wird für beide Modelle zur Füllungserfassung gleichermaßen benötigt und wird im Folgenden kurz beschrieben.

Temperaturmodell

Die Temperaturkorrektur berücksichtigt den Einfluss von Ansauglufttemperatur und Motortemperatur auf die Dichte der Frischladung und somit auf den Absolutwert der angesaugten Luftmasse. Zum Abbilden dieses Einflusses bedient sich das Steuergerät eines Temperaturmodells. Dabei wird die Temperatur der Frischladung im Zylinder herangezogen und anhand dieser ein Korrekturfaktor berechnet, welcher den berechneten Basisluftmassenwert entsprechend korrigiert.

Da die Temperatur der Ladung im Zylinder nicht direkt gemessen werden kann, wird diese anhand eines Modells abgeschätzt. Dazu wird ein Kennfeld definiert, welches, aus der Temperaturdifferenz ($TEMP_DIF$) von Motortemperatur (TCO) und Ansauglufttemperatur (TIA) und dem berechneten Mittelwert des momentanen Luftmassenflusses (MAF_KGH_MMV) in kg/h, die Aufheizung der Frischladung von der Position der Ansauglufttemperaturmessung bis in den Zylinder abbildet (siehe Abbildung 4.22).

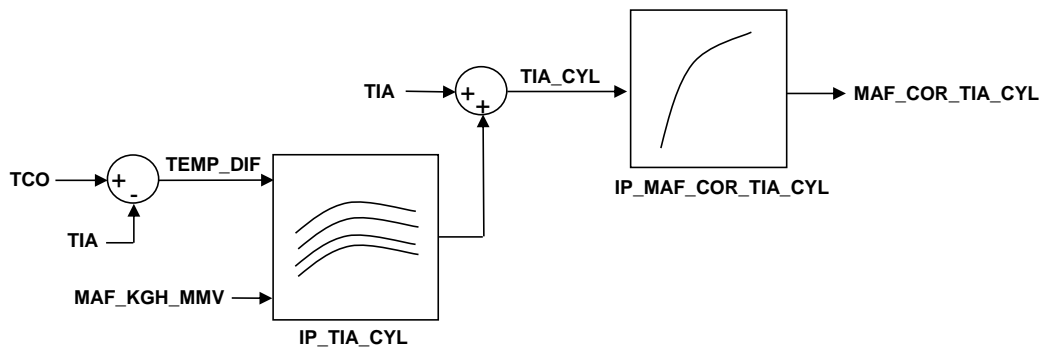


Abbildung 4.22: Temperaturmodell [16]

Die Aufheizung aus IP_TIA_CYL zur Ansauglufttemperatur (TIA) addiert, ergibt die abgeschätzte Temperatur der Zylinderladung TIA_CYL. Anhand dieser Temperatur kann anschließend aus einer definierten Kennlinie (IP_MAF_COR_TIA_CYL) der Faktor für die Temperaturkorrektur (MAF_COR_TIA_CYL) ermittelt werden.

4.4.3 Applikation des Basiskennfeldes zur Füllungserfassung

Im Rahmen der Applikation des Basiskennfeldes (*Luftpfad-Kalibrierung*) wird die tatsächlich angesaugte Luftmasse des Motors erfasst, um diese im Saugrohrdruck-Drehzahl-Kennfeld der Motorsteuerung zu hinterlegen. Dadurch wird das Modell zur Füllungserfassung auf den Motor abgestimmt. Es werden dazu die vernachlässigbaren Korrekturparameter deaktiviert, wodurch sich ein vereinfachtes Modell entsprechend Abbildung 4.23 ergibt.

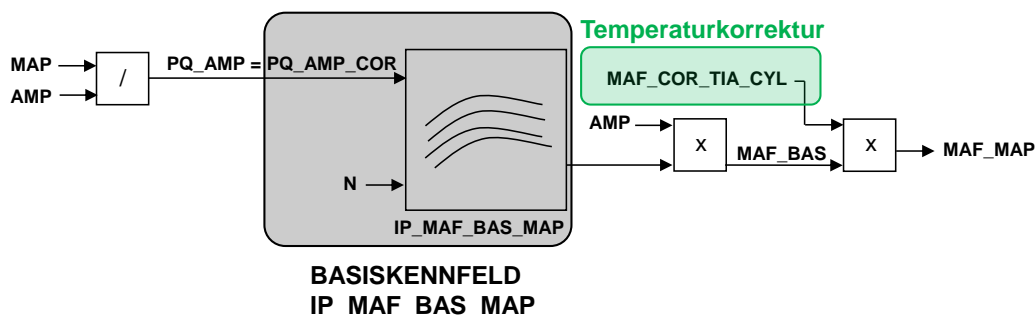


Abbildung 4.23: Luftpfadkalibrierung - Basiskennfeld (vereinfachtes Modell)

Es gilt also das Basiskennfeld sowie das Kennfeld und die Kennlinie des Temperaturmodells zu kalibrieren.

Definition der Kennfeldstützstellen

Wie bereits bei der Beschreibung der Modelle zur Füllungserfassung erläutert, wird das Basiskennfeld über die Motordrehzahl (N) und den korrigierten Saugrohrdruckquotienten (PQ_AMP_COR) aufgespannt. Die Kennfeldstützstellen für den Saugrohrdruckquotient können dabei von der Erstkalibrierung übernommen werden. Die Drehzahlstützstellen müssen jedoch an die Luftmassencharakteristik des Motors bei Volllast angepasst werden. Dadurch soll eine höhere Genauigkeit bei der Kennfeldinterpolation (linear), insbesondere für die Ermittlung der Luftmassenwerte von Betriebspunkten zwischen den Stützstellenwerten, erreicht werden.

Messablauf:

Der Versuchsträger wird im betriebswarmen Zustand auf dem Rollenprüfstand auf einer möglichst niedrigen, konstanten Anfangsdrehzahl (in der Nähe der Leerlaufdrehzahl) gehalten. Dabei sollte sichergestellt sein, dass sich die Werte von Motor- und Ansauglufttemperatur in einem eingeschwungenen Zustand befinden und dass alle unerwünschten Einflüsse, wie beispielsweise Transient- und Warmlaufkorrekturen, deaktiviert sind. Unter Volllast (Drosselklappe vollständig geöffnet) wird anschließend ausreichend langsam (Gradient kleiner $2.000 \text{ min}^{-1}/\text{min}$) die Motordrehzahl bis zum Erreichen der Maximaldrehzahl erhöht, während die aktive Lambdaregelung die Einspritzzeit für ein Luftverhältnis von 1 anpasst. Dabei werden die Werte für den Saugrohrdruckquotienten (PQ_AMP_COR), den Umgebungsdruck (AMP), die Drehzahl (N), die Einspritzzeit (TI_HOM_1) und Lambda mit INCA aufgezeichnet.

Auswertung:

Aus den aufgezeichneten Werten wird die angesaugte zyklische Luftmasse (m_L) bezogen auf den Umgebungsdruck berechnet. Dazu wird die bereits bekannte Formel zur Berechnung der zyklischen Luftmasse durch den gemessenen Umgebungsdruck (AMP) dividiert (siehe Gleichung 4.12).

$$m_L = \frac{TI_HOM_1}{C_FAC_MFF_TI_STND_1} \cdot \frac{1}{C_MFF_FAC} \cdot \lambda \cdot \frac{1}{AMP} \left[\frac{\frac{\text{mg}}{\text{Zyklus}}}{\text{mbar}} \right] \quad (4.12)$$

Bei Betrachtung der zyklischen Luftmasse, aufgetragen über der Motordrehzahl, kann die Luftmassencharakteristik des Motors an der Volllast dargestellt werden. Der entsprechende Verlauf ist in Abbildung 4.24 anhand der dünnen, grauen Volllinie dargestellt. Dabei sind starke Schwankungen zu erkennen, welche durch die aktive Lambdaregelung verursacht wurden. Bei Drehzahlen über 9.000 min^{-1} sind die Ausschläge deutlich erhöht, was aber für eine erste Anpassung akzeptabel ist.

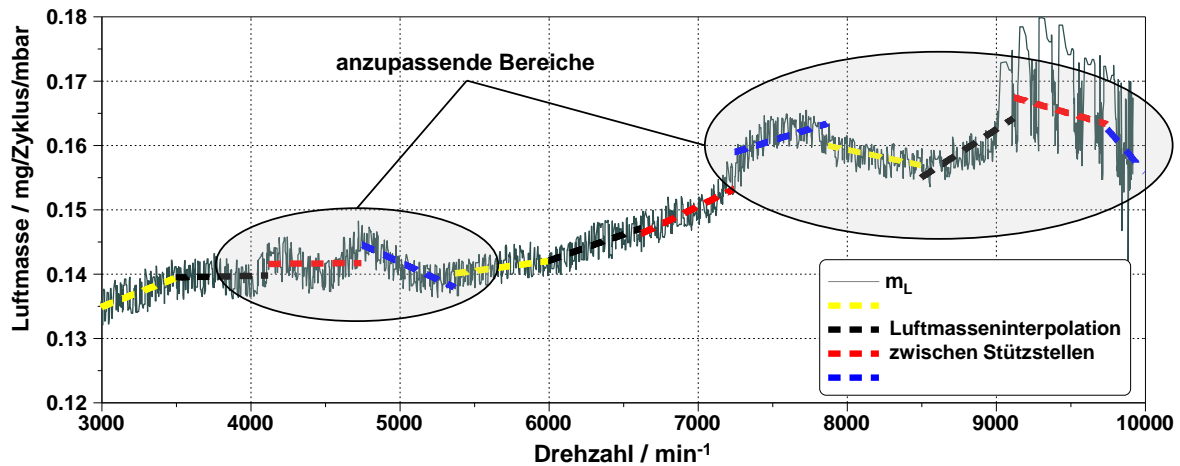


Abbildung 4.24: Drehzahlstützstellen - Luftmassencharakteristik mit alten Stützstellen

Mit einer Trend-Funktion in Excel lassen sich, unter Verwendung der bestehenden Drehzahlstützstellen, lineare Interpolationslinien entsprechend der zyklischen Luftmassenwerte berechnen. Anhand dieser Linien (strichliert dargestellt) lassen sich die vorhandenen Drehzahlstützstellen hinsichtlich ihrer Eignung zur Abbildung der realen Luftmassencharakteristik beurteilen. Dabei sollte die Luftmassencharakteristik möglichst exakt nachgebildet werden und die jeweiligen Endpunkte der Interpolationslinien sollten möglichst nahe beieinander liegen. Bei der ersten Messung, welche in Abbildung 4.24 dargestellt ist, sind dabei vor allem im Bereich zwischen 4.000 min^{-1} und 5.500 min^{-1} sowie oberhalb von 7.000 min^{-1} Anpassungen erforderlich.

Zur Anpassung werden die Drehzahlstützstellen so verschoben, dass lineare Bereiche der Luftmassencharakteristik gut abgebildet werden können. Zusätzlich werden Unstetigkeitsstellen mit Stützstellen belegt, um diese ebenfalls abbilden zu können. Diese Anpassung kann wiederum in Excel erfolgen. Die neuen Stützstellenwerte werden anschließend im Steuergerät in der Tabelle LDPM_N_H (Tabelle 4.6) geändert und somit auch für das Drosselklappenwinkel-Drehzahl-Kennfeld, das Zündkennfeld und einige andere Kennfelder mitgeändert.

Tabelle 4.6: Definierte Drehzahl-Stützstellenwerte

LDPM_N_H																	
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
1000	1350	1500	1650	2150	2700	3300	3900	4500	5100	5700	6300	6900	7500	8100	8700	9300	9750

Drehzahl / min^{-1} \longrightarrow

Außerhalb des gemessenen Drehzahlbereichs gilt es Folgendes zu Beachten: Die Abregeldrehzahl muss nicht mit einer Stützstelle belegt werden, genauso wenig wie der Motorstillstand (Drehzahlwert = 0 min^{-1}). Dafür sollte jedoch die Leerlauf-Solldrehzahl als Stützstelle definiert werden und zwei weitere Stützstellen in etwa 150 min^{-1} unter- und oberhalb der Leerlaufdrehzahl.

Im Anschluss an die Definition der Stützstellen können die berechneten Werte für die Luftmasse an der Volllast, welche aus der durchgeführten Messung hervorgehen, im Basiskennfeld eingetragen werden und die Wahl der Stützstellen anhand einer Wiederholungsmessung ohne Lambdaregelung überprüft werden (siehe Abbildung 4.25).

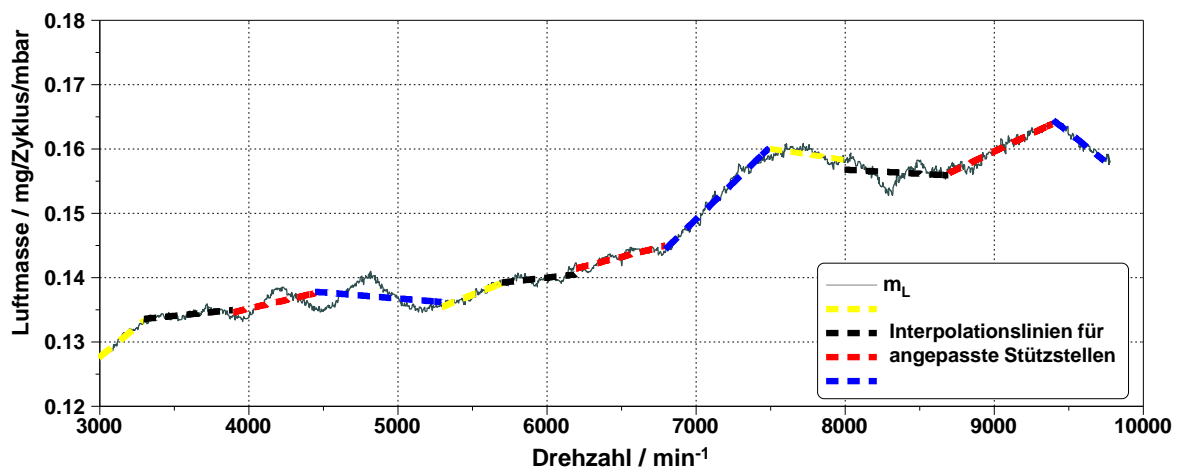


Abbildung 4.25: Drehzahlstützstellen - Luftmassencharakteristik mit angepassten Stützstellen

Im Ergebnis der Messung zur Überprüfung wird der Verlauf der Luftmasse über der Drehzahl sehr gut von den linearen Abschnitten abgebildet. Die Bereiche mit leichten „Ausreißern“ könnten theoretisch genauer abgebildet werden, würden aber Bereiche sehr dicht zusammenliegender Stützstellen ergeben, welche im Kennfeld unter Umständen zu sehr un stetigen Verläufen führen können. Daher werden derartige Abweichungen¹ akzeptiert.

Bedeutung von Basiskennfeld und Temperaturmodell

Sind die Drehzahlstützstellen festgelegt und überprüft, so kann die Bedatung des Basiskennfeldes erfolgen. Da der Einfluss der Temperaturkorrektur auf das Basiskennfeld berücksichtigt werden muss, empfiehlt es sich, das Temperaturmodell gemeinsam mit der Kalibrierung des Basiskennfeldes abzustimmen.

Für die erste Messung wird die Temperaturkorrektur jedoch deaktiviert. Außerdem sind wiederum die Kennfelder für die Wandfilmkorrektur und die Warmlaufkorrektur zu deaktivieren, um störende Einflüsse auszuschließen.

¹ im Diagramm aufgrund der gewählten Ordinatenkalierung überhöht dargestellt

Messablauf:

Der Motor wird am Rollenprüfstand bei konstanter Motortemperatur und Ansauglufttemperatur betrieben. Durch Halten des Motors auf konstanter Drehzahl können die jeweiligen Drehzahlstützstellen einzeln angefahren und Lastschnittmessungen durchgeführt werden. Dazu wird die Drosselklappe langsam von geschlossener Position bis zum Erreichen der Maximalöffnung bewegt. Auch hier werden wieder die Werte für den Saugrohrdruckquotient (PQ_AMP_COR), den Umgebungsdruck (AMP), die Drehzahl (N), die Einspritzzeit (TI_HOM_1) und Lambda mit INCA aufgezeichnet. Zusätzlich wird der Drosselklappenwinkel (TPS) aufgezeichnet.

Auswertung:

Unter Verwendung von Gleichung 4.12 wird aus den Messwerten wieder die angesaugte zyklische Luftmasse (m_L) bezogen auf Umgebungsdruck berechnet. Dabei werden die gemessenen Daten gefiltert, um nur Messdaten innerhalb eines schmalen Bandes ($\pm 50 \text{ min}^{-1}$) um die Stützstellendrehzahl zu berücksichtigen. Es ergibt sich ein Verlauf der Luftmasse, aufgetragen über dem korrigierten Saugrohrdruckquotienten (PQ_AMP_COR), welcher in Abbildung 4.26 für die Drehzahlstützstelle 4.500 min^{-1} exemplarisch dargestellt ist.

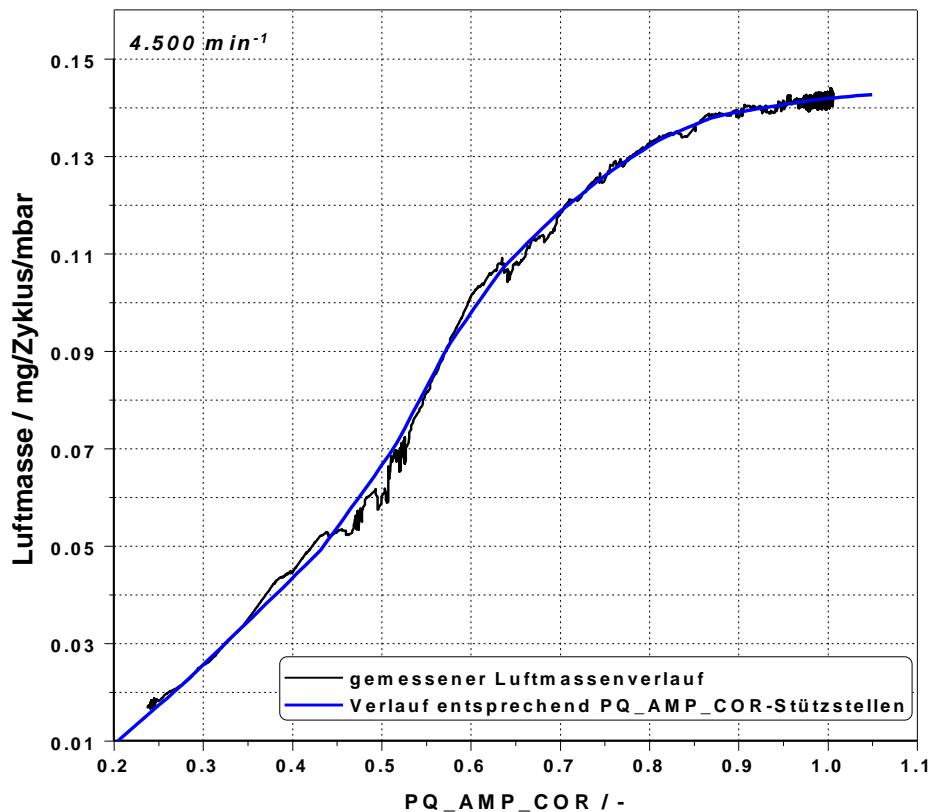


Abbildung 4.26: Luftmassenverlauf über Saugrohrdruckquotient

Um die gemessenen Luftmassenwerte in das Kennfeld übernehmen zu können, wird der Verlauf der Luftmasse (in schwarz dargestellt) durch eine Hilfskurve (in blau dargestellt) angenähert. Dies kann zum Beispiel durch eine Polynomfunktion erfolgen und bietet den Vorteil, dass sich anschließend die entsprechenden Luftmassenwerte für die jeweiligen Kennfeldstützstellen (LDP_PQ_AMP_COR) des Saugrohrdruckquotienten (definiert entsprechend Tabelle 4.7) analytisch berechnen lassen.

Tabelle 4.7: Stützstellenwerte für den Saugrohrdruckquotienten

LDP_PQ_AMP_COR													
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0,20001	0,27999	0,33999	0,39001	0,42999	0,51691	0,57614	0,63538	0,69461	0,75385	0,81308	0,87228	0,99075	1,04999

PQ_AMP_COR / - \longrightarrow

Auf diese Weise lassen sich die Werte der, auf den Umgebungsdruck bezogenen, zyklischen Luftmasse für alle gemessenen Drehzahlstützstellen ermitteln und in das Kennfeld übernehmen. Die resultierenden Verläufe sind in Abbildung 4.27 dargestellt.

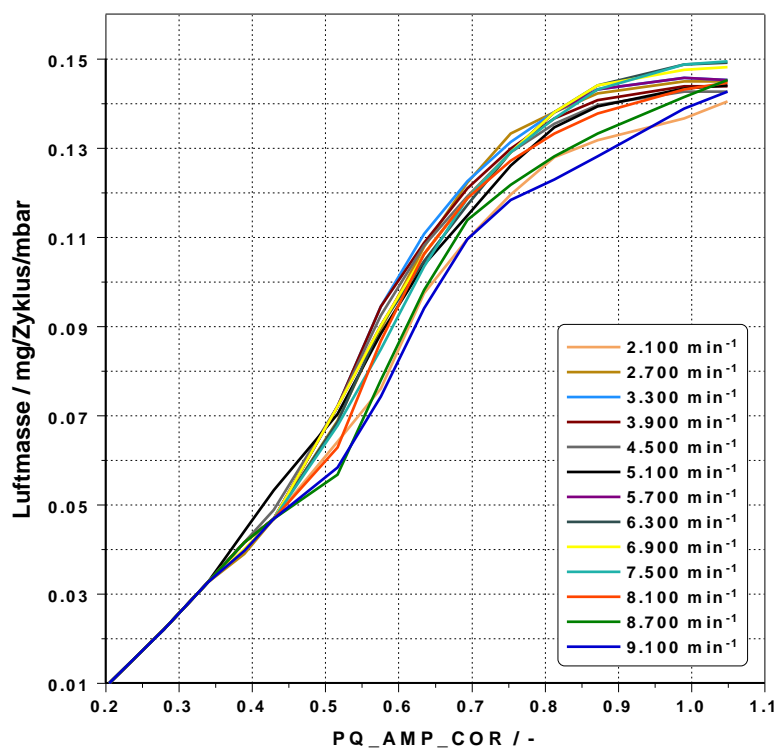


Abbildung 4.27: Lastschnitte - Luftmassenverläufe

Kennfeldbereiche, die dabei nicht erfasst werden, wie beispielsweise ganz geringe Werte für den Saugrohrdruckquotienten¹, aber auch Bereiche sehr niedriger Drehzahlen, lassen

¹ werden auch im realen Betrieb nicht erreicht

sich nur durch Extrapolation beziehungsweise durch Anpassen der vorhandenen Werte der Erstkalibrierung einstellen.

Voreinstellung des Temperaturmodells:

Als nächsten Schritt empfiehlt es sich, eine theoretische Vorabstimmung des Temperaturmodells vorzunehmen.

Dazu wird zunächst das Kennfeld zur Abbildung der Aufheizung der Ansaugluft anhand einiger Annahmen grob vordefiniert. Es wird angenommen, dass die Aufheizung der Ansaugluft intensiver ist, wenn ein geringer Luftmassenstrom angesaugt wird, die Strömungsgeschwindigkeit gering und somit die Verweildauer im Ansaugtrakt lang ist. Daher werden im Kennfeld IP_TIA_CYL für die Stützstelle des mittleren Luftmassenstromes (MAF_KGH_MMV) mit 0 kg/h die Werte der Stützstellen für die Temperaturdifferenz (TEMP_DIF) direkt übernommen. Dies bedeutet, dass die Ansaugluft für sehr geringe Massenströme bis zum Erreichen des Zylinders auf Motortemperatur (TCO) aufgewärmt wird. In Abbildung 4.28 (a) sind die definierten Kennfeldwerte in roter Schrift dargestellt. Im Gegensatz dazu ergibt sich für hohe Luftmassenströme theoretisch nur eine sehr geringe aufheizende Wirkung. Daher werden die Kennfeldwerte für den maximalen mittleren Luftmassenstrom von 50 kg/h mit Null definiert (in Abbildung 4.28 (a) in blauer Schrift dargestellt). Das Modell berücksichtigt somit für diese Punkte keine Aufheizung und die Ladungstemperatur im Zylinder (TIA_CYL) entspricht der Ansauglufttemperatur (TIA).

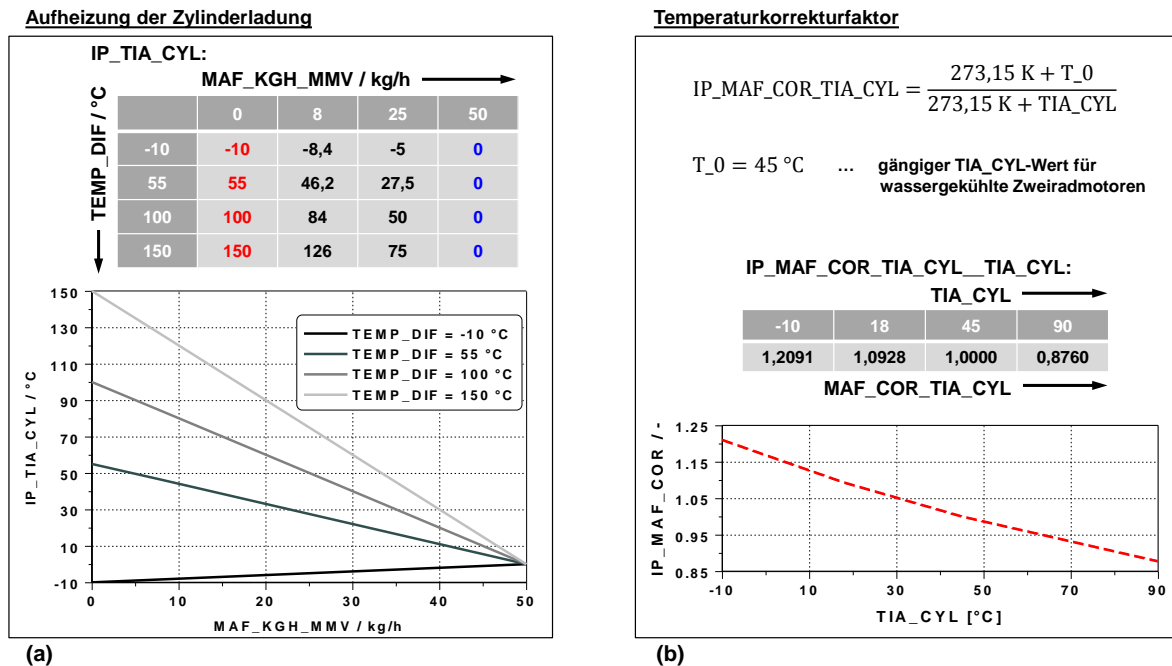


Abbildung 4.28: Voreinstellung für: (a) Aufheizung der Zylinderladung und (b) Temperaturkorrekturfaktor

Wie bereits im Rahmen der Erläuterung des Temperaturmodells erwähnt, errechnet sich die Temperaturdifferenz (TEMP_DIF) aus der Motortemperatur (TCO) abzüglich der Ansauglufttemperatur (TIA).

In weiterer Folge werden die verbleibenden Kennfeldwerte zwischen den definierten Werten durch lineare Interpolation als einfache Geraden definiert (siehe Diagramm in Abbildung 4.28 (a)). Damit wird das Aufheizverhalten der Ansauglufttemperatur anhand einer ersten Näherung abgebildet und muss im Rahmen der nachfolgenden Messungen verfeinert werden.

Zuvor ist aber noch die Kennlinie IP_MAF_COR_TIA_CYL__TIA_CYL zur Definition des Temperaturkorrekturfaktors festzulegen. Anhand der idealen Gasgleichung

$$p \cdot \frac{1}{\rho} = R \cdot T \quad (4.13)$$

lässt sich der Temperatureinfluss auf die Dichte eines Gases bei konstantem Umgebungsdruck berechnen.

$$\frac{\rho_1}{\rho_0} = \frac{T_0}{T_1} \quad (4.14)$$

Dieser Zusammenhang kann genutzt werden, um die Temperaturkorrekturlinie vorab zu definieren und ist in Abbildung 4.28 (b) dargestellt. Zur Berechnung werden die Ladungstemperatur im Zylinder (TIA_CYL) und die Temperatur T_0 herangezogen. T_0 stellt dabei eine gängige durchschnittliche Ladungstemperatur im Zylinder für wassergekühlte Zweiradmotoren unter normalen Betriebsbedingungen dar. Entsprechend der definierten Stützstellenwerte für TIA_CYL ergibt sich ein Verlauf des Temperaturkorrekturfaktors wie in Abbildung 4.28 (b) im Diagramm dargestellt.

Das vordefinierte Temperaturmodell kann direkt für den Datenstand der Motorsteuerung übernommen werden. Die Werte des zuvor definierten Basiskennfeldes, welche bei deaktiviertem Temperaturmodell ermittelt wurden, müssen nun allerdings entsprechend des vordefinierten Temperaturmodells zurückgerechnet und somit korrigiert werden. Dadurch wird zwar das Basiskennfeld etwas verfälscht, da es dann nicht mehr exakt dem realen Luftpfad entspricht, aber diese Vorgehensweise erleichtert die Abstimmung des Temperaturmodells, welches im Betrieb die Berechnung der „tatsächlichen“ Luftmassenwerte sicherstellt.

Abstimmung des Temperaturmodells:

Nun wird das vordefinierte Temperaturmodell auf das tatsächliche Motorverhalten angepasst. Dazu gibt es verschiedene Ansätze, die alle eines gemeinsam haben: Es müssen am Prüfstand Umgebungsbedingungen simuliert werden, welche außerhalb des normalen Motorbetriebsbereiches liegen, um das Verhalten des Motors erfassen und anhand des Modells korrigieren zu können. Dazu ist in jedem Fall eine Ansaugluftkonditionierung erforderlich,

um Messungen bei unterschiedlichem, aber möglichst konstantem Niveau der Ansauglufttemperatur durchführen zu können. Trotz Ansauglufttemperaturkonditionierung ergibt sich meist das Problem, dass nicht alle Kennfeldpunkte des Temperaturmodells eingestellt werden können (siehe Abbildung 4.29).

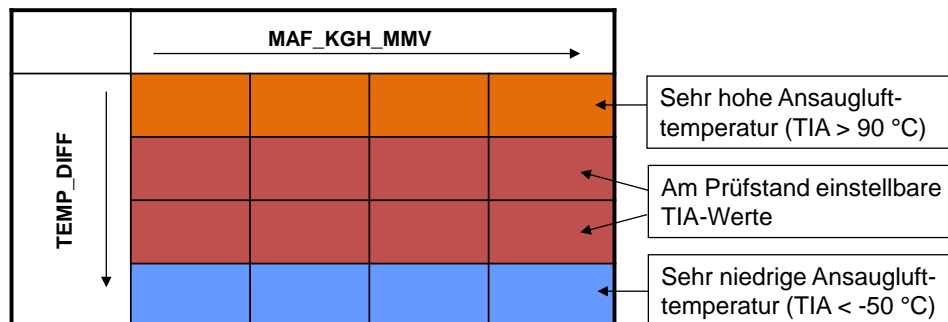


Abbildung 4.29: Temperaturmodell - Ansauglufttemperaturbereiche; adaptiert von [16]

Für extrem heiße und kalte Ansauglufttemperaturen sind daher Versuche im realen Betrieb bei heißen und/oder kalten Außenbedingungen zur Validierung und Feinabstimmung des Temperaturmodells nötig.

Zur Abstimmung am Rollenprüfstand werden Punkte im Kennfeld des Temperaturmodells durch Einstellen einer konstanten Temperaturdifferenz ($TEMP_DIF$) mittels Ansauglufttemperaturkonditionierung und eines konstanten, mittleren Luftmassenstromes (MAF_KGH_MMV) über die Anpassung von Drehzahl und Drosselklappenstellung angefahren. Im eingeschwungenen Zustand wird anschließend für jeden Punkt eine Messung aufgezeichnet. Durch den Vergleich der berechneten, realen zyklischen Luftmasse mit dem gemessenen Wert der Luftmasse des Basiskennfeldes (MAF_BAS) kann der erforderliche Faktor für die Temperaturkorrektur ermittelt werden. Wird der voreingestellte Verlauf des Korrekturfaktors ($MAF_COR_TIA_CYL$) (siehe Abbildung 4.28 b)) dazu zunächst als fixiert angenommen, so kann daraus der entsprechende Wert für die Ladungstemperatur im Zylinder (TIA_CYL) abgeleitet werden. Unter Berücksichtigung der gemessenen Ansauglufttemperatur (TIA) kann somit der Kennfeldwert für die Aufheizung (IP_TIA_CYL) im jeweiligen Messpunkt ermittelt werden. Diese Vorgehensweise entspricht im Prinzip einer Anwendung des Temperaturmodells (siehe Abbildung 4.22 auf Seite 94) in entgegengesetzter Richtung.

Im Anschluss an die Anpassung des Temperaturmodells ist das anfangs vermessene Basiskennfeld, unter Berücksichtigung der neuen Temperaturkorrektur, zu berechnen.

An dieser Stelle sei angemerkt, dass die Kalibrierung des Basiskennfeldes in Kombination mit der Abstimmung des Temperaturmodells nicht, wie es hier zusammengefasst erscheint, im Rahmen einer einmaligen Durchführung der genannten Arbeitsschritte abgehandelt werden kann. Um schlussendlich eine gut abgestimmte Kalibrierung (Lambda-Abweichung kleiner $\pm 5\%$ des Sollwertes) für alle Umgebungsbedingungen zu erhalten,

sind meist mehrere iterative Durchläufe und Anpassungen nötig.

Ergebnis der Luftpfadkalibrierung:

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Luftpfadkalibrierung kurz anhand von Diagrammen dargestellt.

Das Basiskennfeld wird am Ende der Kalibrierung (falls nötig) noch etwas geglättet, um konsistente, kontinuierliche Verläufe zu erhalten. In der finalen Ausführung sieht dieses aus, wie in Abbildung 4.30 dargestellt:

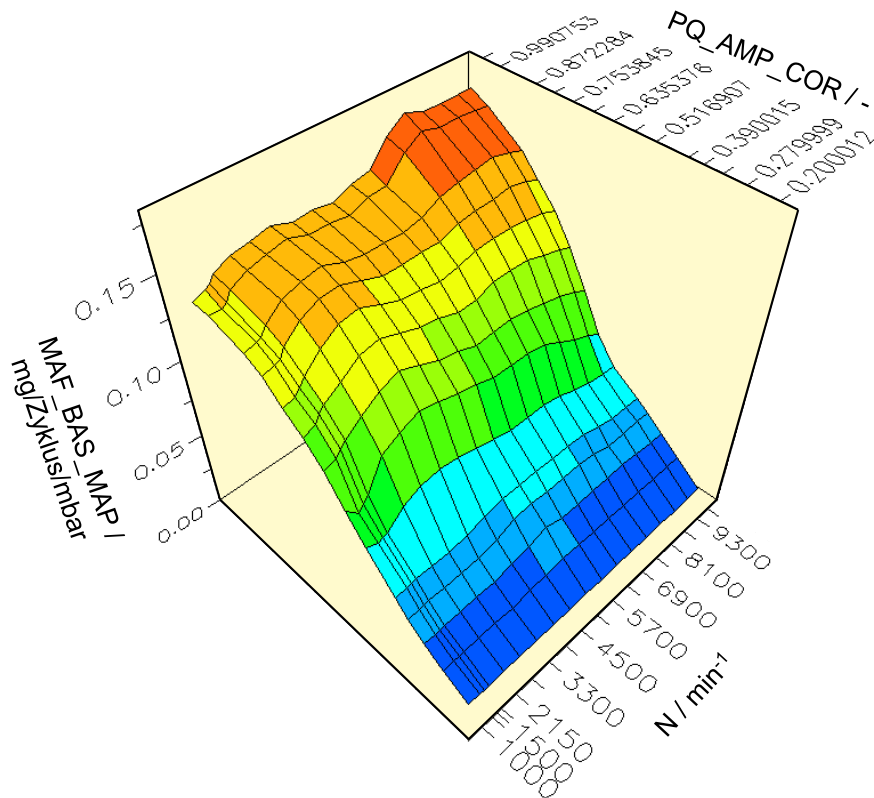


Abbildung 4.30: Basiskennfeld - IP_MAF_BAS_MAP__N__PQ_AMP_COR

Dabei kann die geglättete Luftmassecharakteristik des Motors im Verlauf über die Drehzahl sehr gut erkannt werden. Außerdem ist die zunehmende zyklische Luftmasse in Richtung höherer Lasten (höhere PQ_AMP_COR-Werte) erkennbar.

Das Temperaturmodell weicht nach der Abstimmung doch deutlich von der anfangs gewählten Voreinstellung ab. Die Einstellungen des abgestimmten Temperaturmodells zeigt Abbildung 4.31:

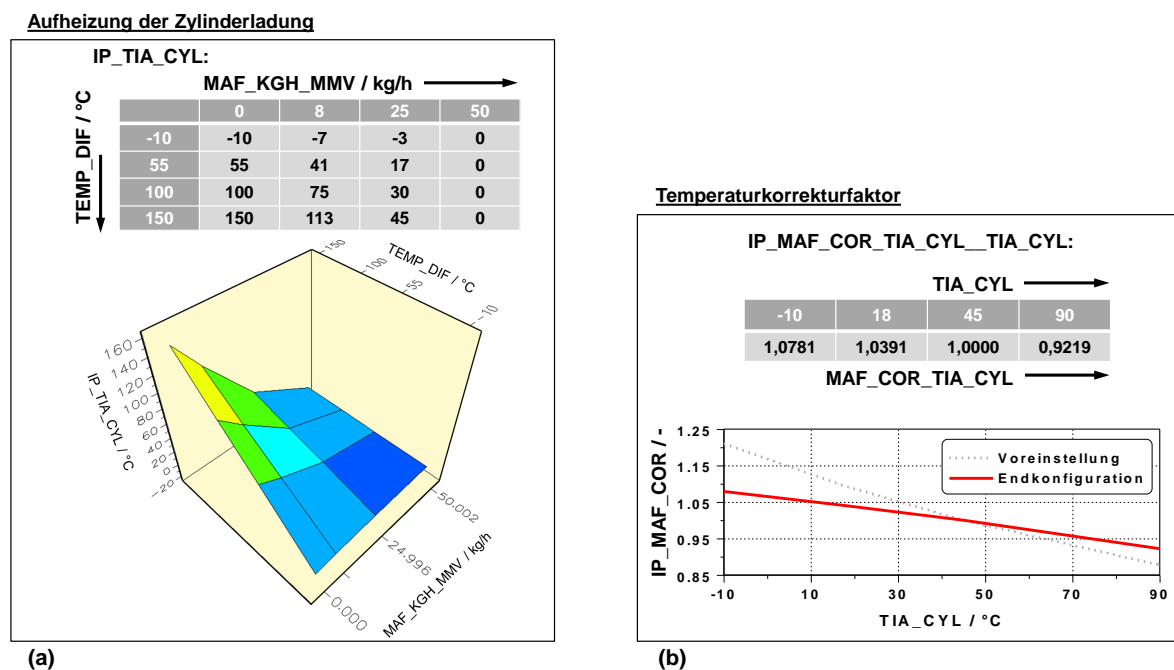


Abbildung 4.31: Endkonfiguration für: (a) Aufheizung der Zylinderladung und (b) Temperaturkorrekturfaktor

4.4.4 Applikation des α - n - Kennfeldes

Die Applikation des Drosselklappenwinkel - Drehzahl - Kennfeldes erfolgt analog zu jener des Basiskennfeldes. Aus den Lastschnitt-Messungen des Basiskennfeldes kann dabei, unter Verwendung von Gleichung 4.12, wieder die angesaugte zyklische Luftmasse (m_L) bezogen auf Umgebungsdruck berechnet werden. Auch hier werden die gemessenen Daten gefiltert, um nur relevante Messdaten nahe der Stützstellendrehzahl zu berücksichtigen. Der Unterschied besteht lediglich in der Verwendung des Drosselklappenwinkels (TPS) anstatt des Saugrohrdruckquotienten (PQ_AMP_COR), um die Luftmassenwerte entsprechend zuzuordnen und anschließend in das Kennfeld zu übernehmen. Da auch dieses Kennfeld von der Temperaturkorrektur beeinflusst wird, ist es abschließend analog zum Basiskennfeld entsprechend zurück zu rechnen.

Das Ergebnis des Drosselklappenwinkel - Drehzahl - Kennfeldes ist in Abbildung 4.32 grafisch dargestellt:

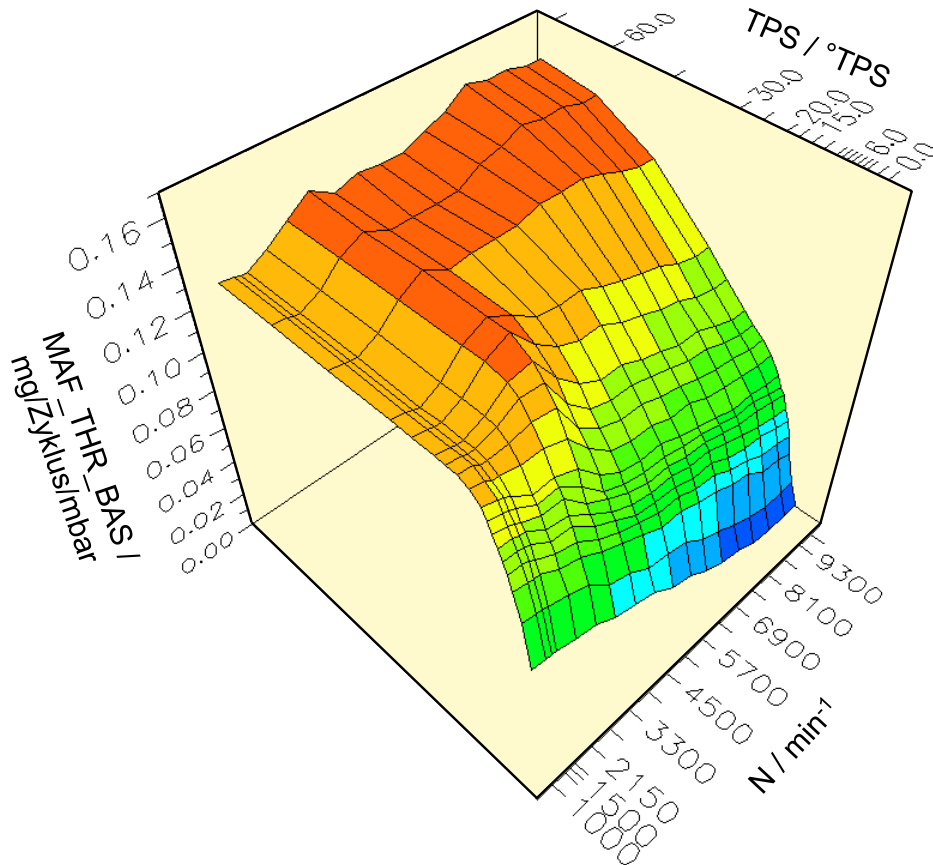


Abbildung 4.32: Basiskennfeld - IP_MAF_THR_BAS__N__TPS_MAF_THR

4.4.5 Übergang von zyklischer Luftmasse zu Einspritzzeit

Im Rahmen der Luftpfadkalibrierung wird ausschließlich mit zyklischen Luftmassenwerten (MAF) gearbeitet, um das physikalische Verhalten des Motors abzubilden. Im Steuergerät werden diese Werte unter Verwendung des stöchiometrischen Faktors (C_MFF_FAC) zunächst in entsprechende Kraftstoffmassenwerte (MFF_BAS) für stöchiometrischen Betrieb umgerechnet.

$$\text{MFF_BAS} = \text{C_MFF_FAC} \cdot \text{MAF} \quad \left[\frac{\text{mg}}{\text{Zyklus}} \right] \quad (4.15)$$

Auf Basis von Kraftstoffmassenwerten erfolgt die Berechnung der erforderlichen Kraftstoffmasse für den jeweiligen Betriebspunkt. Dabei werden alle definierten Korrekturen, wie beispielsweise die Kalt-Nach-Start- und Warmlaufkorrektur, der Lambda-Sollwert,

der Einfluss der Lambdaregelung und die Wandfilmkorrektur für Transientbetrieb, berücksichtigt.

Der berechnete Wert für die Kraftstoffmasse wird anhand der Injektorkonstante in eine erforderliche Einspritzzeit umgerechnet.

4.4.6 Abstimmung des Einspritzzeitpunktes

Zur Einspritzung der gewünschten Kraftstoffmasse stehen zwei volle Kurbelwellenumdrehungen, also ein Zyklus, zur Verfügung. Bei der Auslegung des Injektors muss daher bereits überprüft werden, ob dieser in der Lage ist, die Vollasteinspritzmenge innerhalb von maximal einem Zyklus zu fördern.

Das Einspritztiming wird durch die Definition des Einspritzzeitpunktes beziehungsweise Einspritzbeginnwinkels (SOI) in Grad Kurbelwinkel definiert. Hinsichtlich der Wahl des Einspritzzeitpunktes bei einer Saugrohreinspritzung gibt es verschiedene Strategien. Für die Teillast wird das Gemisch meist vorgelagert, das heißt die Einspritzung erfolgt während die Einlassventile noch geschlossen sind. Dies bietet den Vorteil einer besseren Gemischhomogenisierung durch die Verlängerung der Zeitdauer zur Kraftstoffverdampfung. Außerdem werden hohe HC-Emissionen, welche bei der Einspritzung direkt in die offenen Einspritzventile vermehrt entstehen, vermieden. Die Gemischvorlagerung ist in Abbildung 4.33 anhand des grauen Balkens dargestellt.

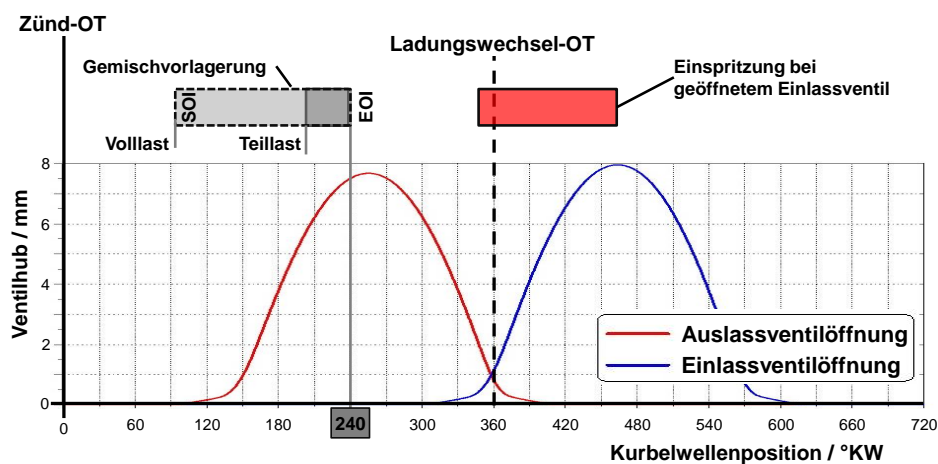


Abbildung 4.33: Schema - Einspritzzeitpunkt

An der Vollast dagegen wird häufig versucht ohne Vorlagerung, direkt in die geöffneten Einlassventile einzuspritzen. Dadurch kann der Kühleffekt durch Kraftstoffverdampfung optimal ausgenutzt werden, um durch die erhöhte Ladungsdichte hohe Drehmoment- und Leistungswerte zu erreichen (siehe Abbildung 4.33 roter Balken).

Im Zuge der Leistungsoptimierung am Motorprüfstand konnte für den vorliegenden Motor keine nachweisliche Drehmomenterhöhung durch das Einspritzen bei geöffneten Einlassventilen festgestellt werden.

Die Festlegung der Einspritzstrategie erfolgte im Rahmen der simulatorischen Abbildung der Gemischaufbereitung, welche in der Diplomarbeit mit dem Titel „*Simulatorische Untersuchung von Ladungswechsel und Gemischaufbereitung an einem 150 cm³-Viertaktmotor mittels 3D-CFD*“ von Radu Adam [17] abgehandelt wurde. Die benötigte Zeit, bis der gesamte Kraftstoff am Einlassventil ist und im Zuge der Ventilöffnung vollständig eingesaugt werden kann, hängt von folgenden Parametern ab: dem Abstand des Injektors von den Einlassventilen, der Strömungsgeschwindigkeit und speziell dem Einspritzdruck. Die Simulationsergebnisse haben gezeigt, dass für diese Anwendung ein Einspritzende (EOI) bei 240 °KW einen geeigneten Wert darstellt. Die Werte des Kennfeldes für den Einspritzbeginn (IP_SOI__N_64__TI_HOM_1) wurden deshalb so definiert, dass sich für das Einspritzende der genannte Zielwert von 240 °KW einstellt. Das bedeutet, dass der Einspritzvorgang bereits deutlich vor dem Öffnen des Einlassventils beendet ist (siehe Abbildung 4.33). Unter Berücksichtigung des frühestmöglichen Beginns der Einspritzung von -180 °KW ergibt sich für den Einspritzzeitpunkt das in Abbildung 4.34 dargestellte Kennfeld.

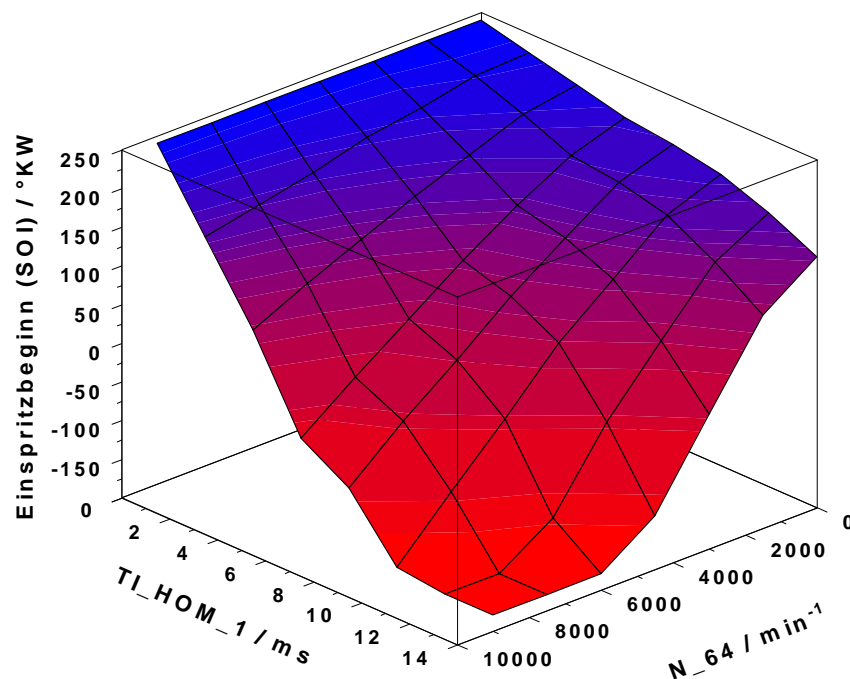


Abbildung 4.34: Einspritzbeginn - IP_SOI__N_64__TI_HOM_1

4.4.7 Applikation des Zündkennfeldes

Das Zündkennfeld ist ein wesentlicher Teil der Basiskalibrierung. Im normalen Motorbetrieb wird der gewünschte Zündwinkel für den jeweiligen Betriebspunkt anhand des

Zündkennfeldes vorgegeben. Dabei wird sowohl eine Drehzahl-, als auch eine Lastabhängigkeit des Zündwinkels berücksichtigt. In Abbildung 4.35 ist das Schema des Zündkennfeldes mit den Eingangsparametern Motordrehzahl (N) und zyklischer Luftmasse (MAF) dargestellt.

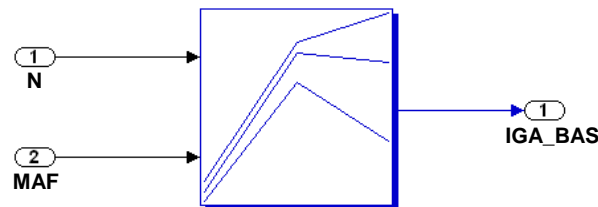


Abbildung 4.35: Schema: Zündkennfeld [16]

Der aus dem Kennfeld resultierende Basiszündwinkel kann beispielsweise für hohe Ansauglufttemperaturen und für den transienten Betrieb durch Korrekturparameter optimiert werden. Diese Möglichkeiten dienen aber zur Feinabstimmung und werden hier nicht behandelt.

Die Abstimmung des Zündwinkels beeinflusst den Motorbetrieb in vielen Gesichtspunkten. Dazu zählen unter anderem das abgegebene Drehmoment im jeweiligen Betriebspunkt, das Verbrennungsgeräusch, die Fahrbarkeit und das Emissionsniveau. Es besteht also die Möglichkeit, den Motorbetrieb durch Anpassung des Zündkennfeldes hinsichtlich verschiedenster Kriterien zu optimieren.

Im Rahmen der Entwicklung des Motors am Motorprüfstand erfolgte bereits die Abstimmung des Zündkennfeldes hinsichtlich einer Optimierung des abgegebenen Drehmoments bei gleichzeitigem Bauteilschutz. Dazu ist die Anwendung einer Zylinderdruckindizierung unverzichtbar. Auf eine detaillierte Darstellung des Prüfstandsbaus und der verwendeten Messtechnik wird hier allerdings verzichtet. Die prinzipielle Vorgehensweise bei der Zündwinkeloptimierung gestaltet sich wie folgt:

Für konstante Betriebspunkte können sogenannte „Zündwinkelschleifen“ beziehungsweise „Zündhaken“ durch Variation des Zündwinkels vermessen werden. Als Grenzwerte für die untersuchten Zündwinkel können dazu verschiedene Kriterien, wie beispielsweise eine Spitzendruckbegrenzung für den Zylinderdruck, eine maximale Laufunruhe oder eine maximale Abgastemperatur, definiert werden. Der Wert für den optimalen Zündwinkel stellt sich bei Ottomotoren dann ein, wenn sich die Schwerpunktslage der Verbrennung¹ im Bereich von 8 °KW nach OT befindet. In diesem Punkt ergibt sich der maximale effektive Mitteldruck bei minimalem spezifischen Verbrauch. An der Vollast und ebenso im Teillastbereich wird also versucht, das Zündkennfeld hinsichtlich eines Verbrennungsschwerpunktes von 8 °KW nach OT anzupassen. In der unteren Teillast funktioniert diese Abstimmung aufgrund einer schlechten Verbrennung und der resultierenden, verlängerten Brenndauer nicht mehr einwandfrei. In diesem Bereich ist es einfacher, den Zündwinkel hinsichtlich der Position des maximalen Zylinderdruckes zu optimieren. Dabei stellen

¹ Position in °KW an der 50 % der eingebrachten Kraftstoffmasse umgesetzt worden sind

Werte für die Position des Zylinderspitzendruckes im Bereich von 15 °KW nach OT geeignete Zielwerte für die Zündwinkelabstimmung dar. Das resultierende Zündkennfeld ist in Abbildung 4.36 dargestellt.

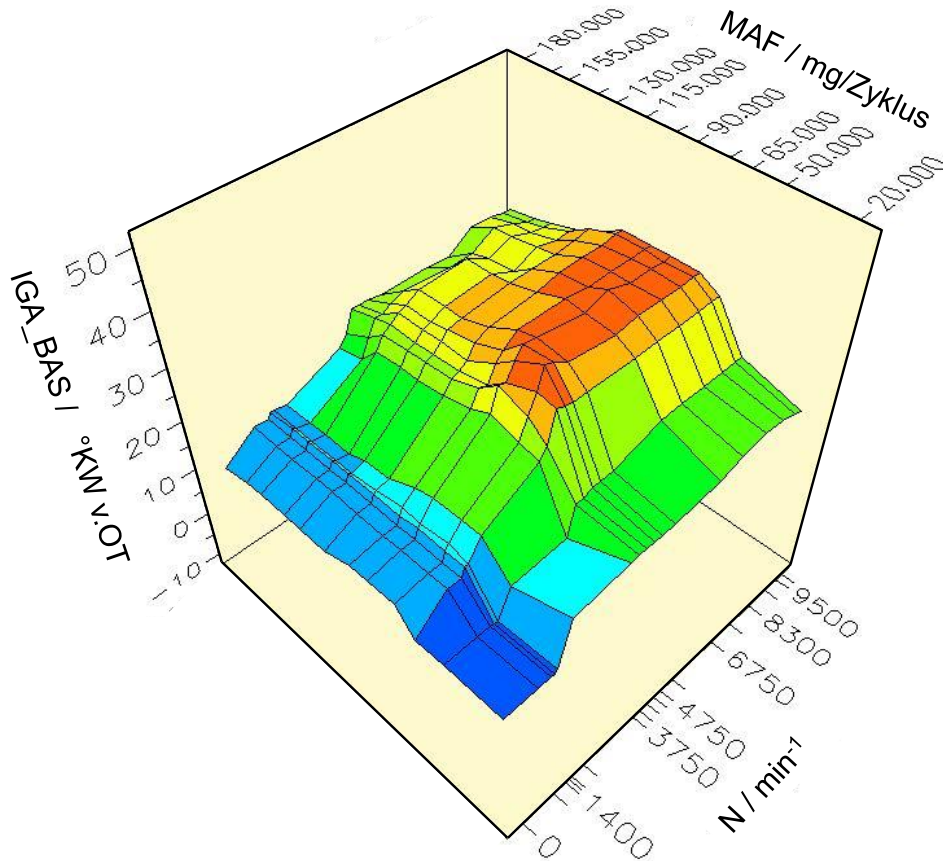


Abbildung 4.36: Zündkennfeld - IP_IGA_BAS__N__MAF

Das am Motorprüfstand erhaltene Zündkennfeld dient als Grundlage für die weitere Abstimmung der Zündung. Die Werte des Kennfeldes sind dabei als maximal zulässige Vorzündwinkel zu betrachten und sollten im Zuge von Anpassungen in weiterer Folge aus Gründen des Motorschutzes im Voll- und Teillastbereich in keinem Fall erhöht werden. Die Auslegung des Motors im Allgemeinen muss eine Sicherheit gegen klopfenden Motorbetrieb durch die Wahl des Verdichtungsverhältnisses und Kraftstoffes berücksichtigen, da in diesem System keine Klopfregelung vorgesehen ist.

Im Rahmen der Fahrbarkeitsoptimierung und der Emissionsentwicklung sind Anpassungen des Zündkennfeldes ein wesentliches Werkzeug zur Erreichung der Applikationsziele.

5 Erweiterte Bedatung der Motorsteuerung

Nach erfolgter Basiskalibrierung kann in einer erweiterten Bedatung die Feinabstimmung der Kalibrierung durchgeführt werden. Ziel dabei ist es, den Motorbetrieb zu optimieren und die Zuverlässigkeit zu erhöhen. Zusätzlich wird auf eine Verbesserung der Fahrbarkeit abgezielt.

5.1 Optimierung des Motorstarts

Wie bereits in Kapitel 4.2 unter dem Punkt *Grundeinstellungen für den Motorstart* erwähnt, ist nach erfolgter Basiskalibrierung eine Anpassung der Motorstarts für alle Temperaturbereiche möglich.

Diese Abstimmung erfolgt durch die Anpassung der Einspritzmenge für den Motorstart anhand des Kennfeldes `IP_MFF_CST__N_64__TCO`. Die nötige Kaltstartanreicherung ist unter anderem abhängig vom jeweiligen Motorkonzept (der Saugrohrgestaltung, der Ventilanzahl sowie der Injektorposition) und muss anhand von Startversuchen bei unterschiedlichen Temperaturen experimentell ermittelt werden. Dabei gilt es in erster Linie reproduzierbare Starttemperaturen einzustellen, eine ausreichend lange Abkühlphase des Fahrzeuges vorzusehen und eine möglichst auspuffnahe Erfassung des Luftverhältnisses sicherzustellen.

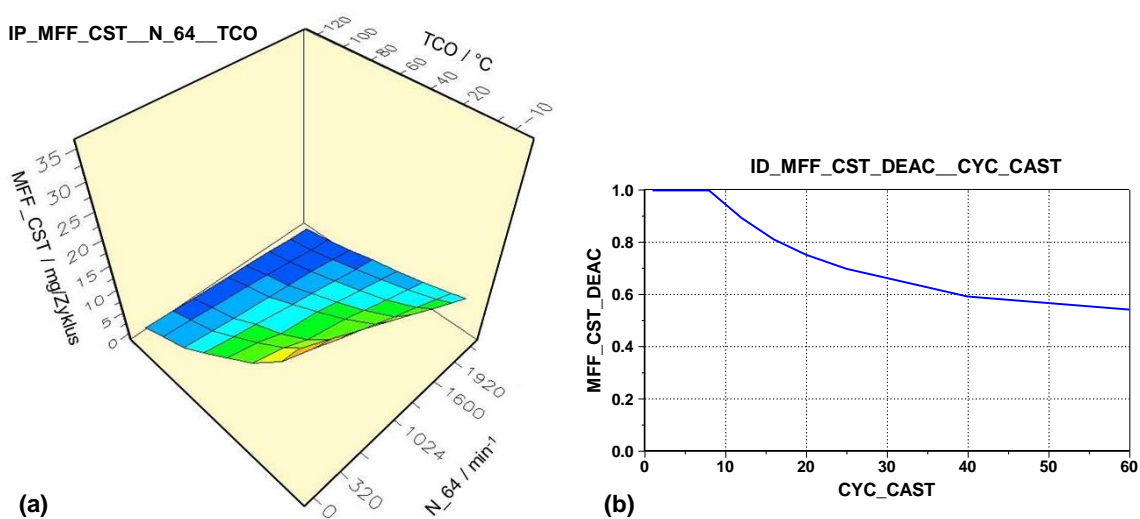


Abbildung 5.1: Endkonfiguration für (a) Kennfeld der Start-Einspritzmenge und (b) Kennlinie des Deaktivierungsfaktors mit Zykluszähler `CYC_CAST`

Das Ziel des Kaltstarts ist laut Lastenheft definiert, als ein zuverlässiges Anspringen des Motors unter maximal zwei Startversuchen bei 5 °C und bei möglichst geringer Startdauer. Zur Erreichung der Emissionziele ist aber vor allem ein nicht zu fett abgestimmtes Verbrennungsluftverhältnis anzustreben, um unnötig hohe Kaltstartemissionen zu vermeiden. Abbildung 5.1 zeigt die angepassten Einstellungen für die Starteinspritzmenge.

In Abbildung 5.2 ist der Vergleich von zwei Kaltstartmessungen bei -5 °C dargestellt. Dabei ist die blau dargestellte Messung mit optimierter Starteinspritzmenge erfolgt. Es ist zu erkennen, dass durch die Anpassung der Starteinspritzmenge das Luftverhältnis weniger stark unter den Lambda-Sollwert schwingt.

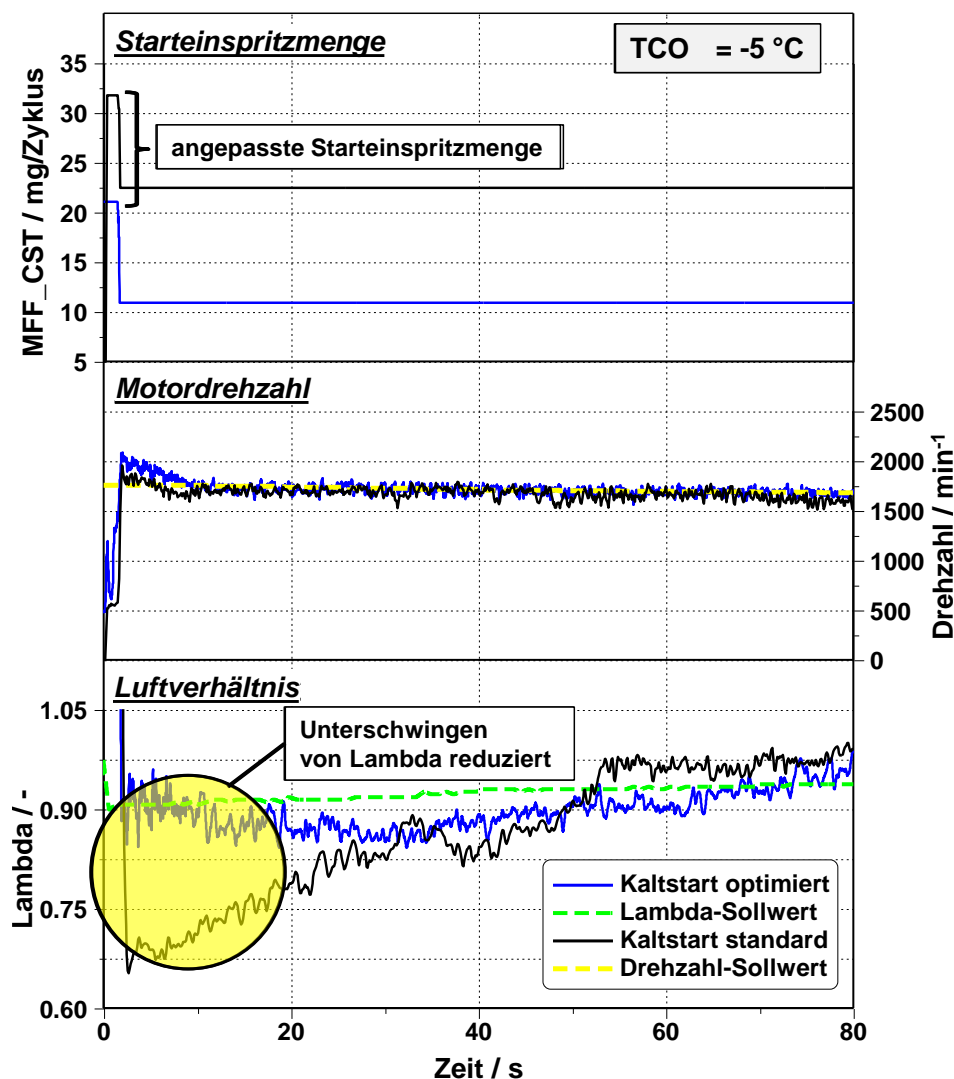


Abbildung 5.2: Optimierter Kaltstart bei -5 °C

Durch die Warmlaufkorrektur wird die Einspritzmenge beim Motorwarmlauf über mehrere Korrekturparameter adaptiert, um den gewünschten Lambda-Sollwert zu erreichen.

Für den optimierten Startvorgang in Abbildung 5.2 wurde die Warmlaufkorrektur geringfügig angepasst. Das gemessene Luftverhältnis liegt daher näher am definierten Lambda-Sollwert.

Auf eine detaillierte Beschreibung der Warmlaufkorrektur wird hier jedoch verzichtet. Diese konnte mit geringfügigen Anpassungen von der verwendeten Ausgangskalibrierung übernommen werden, da die beiden Motoren sehr ähnlich ausgeführt sind und daher ein ähnliches Aufwärmverhalten zeigen. Für die Theorie zur Warmlaufkorrektur wird an dieser Stelle noch einmal auf die Diplomarbeit von Michael Minichberger [13] verwiesen.

5.2 Abstimmung der Fahrbarkeit

Bevor erste Emissionzyklen auf dem Rollenprüfstand gemessen werden können, ist noch die Fahrbarkeit des Motors abzustimmen. Wesentlichen Einfluss auf die Fahrbarkeit zeigen die definierten Vorzündwinkel des Zündkennfeldes. Hinsichtlich der Gemischbildung gilt es, die Wandfilmbildung anhand der Wandfilmkompensation zu optimieren, um das Verbrennungsluftverhältnis im transienten Betrieb auf dem gewünschten Sollwert halten zu können.

5.2.1 Anpassung des Zündkennfeldes

Das in Abbildung 4.36 dargestellte Zündkennfeld, welches aus der Zündwinkeloptimierung am Motorprüfstand stammt, weist einen sehr eckigen Verlauf auf, ist im Bereich der Leerlaufdrehzahl nicht abgestimmt und zeigt zum Teil sehr steile Gradienten über der Drehzahl. Diese Zusammenhänge sind für konstante Luftmassenwerte in Abbildung 5.3 verdeutlicht.

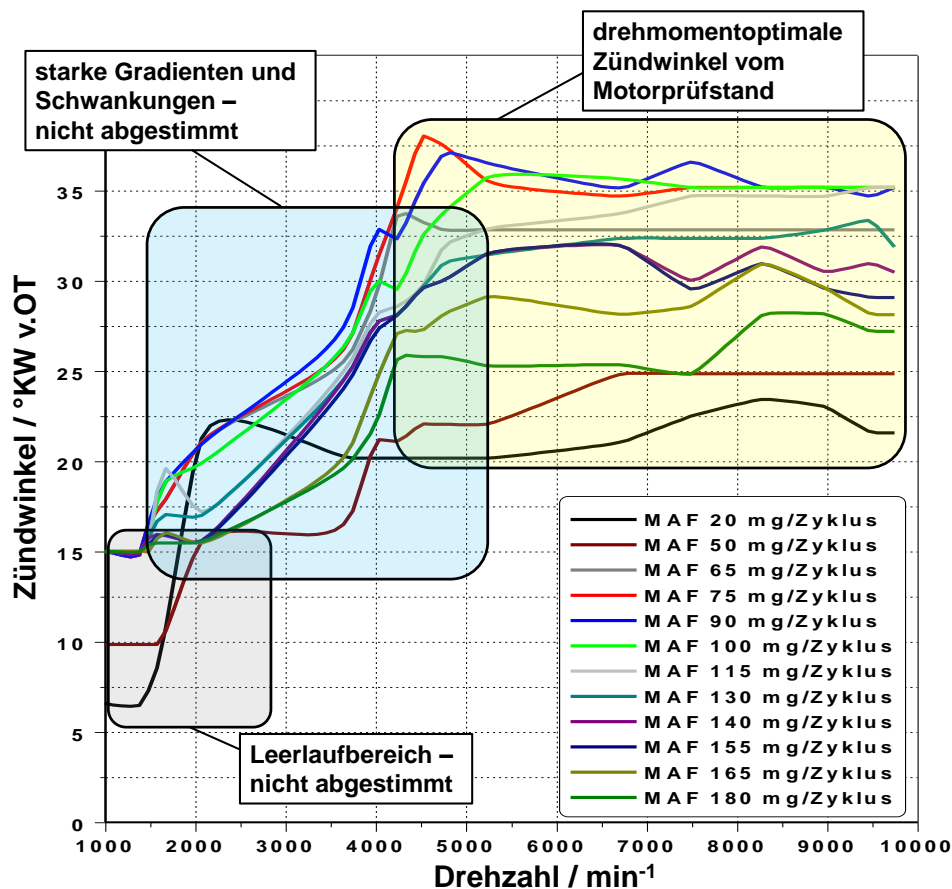


Abbildung 5.3: Zündkennfeld - Zündwinkel für konstante Luftmasse (MAF)

Ein derartiges Zündkennfeld führt im Betrieb zu sehr starken Drehmomentsprüngen und zum Ruckeln des Fahrzeuges, bedingt durch starke Zündwinkelsprünge bei nur sehr geringen Drosselklappenänderungen. Besonders stark bemerkbar ist dieser Effekt bei niedrigen Drehzahlen, beispielsweise beim Anfahrvorgang oder auch beim Wenden. Außerdem ergeben sich durch zu starke Zündwinkelgradienten Schwierigkeiten beim Konstanthalten der Fahrzeuggeschwindigkeit.

Zur Abstimmung des Zündkennfeldes werden zunächst die Zündwinkel im Leerlaufbereich auf den gewählten Leerlaufzündwinkel von -5°KW v.OT (siehe Tabelle 4.3) angepasst. Anschließend werden die Verläufe der Zündwinkel über der Drehzahl, ausgehend von der Leerlaufdrehzahl, hin zu höheren Drehzahlen, anhand sanfter Gradienten in Richtung der optimalen Zündwinkel angepasst. Eine abschließende Glättung der Verläufe soll sprungartige Zündwinkeländerungen vermeiden.

Das resultierende Zündkennfeld ist in Abbildung 5.4 dargestellt.

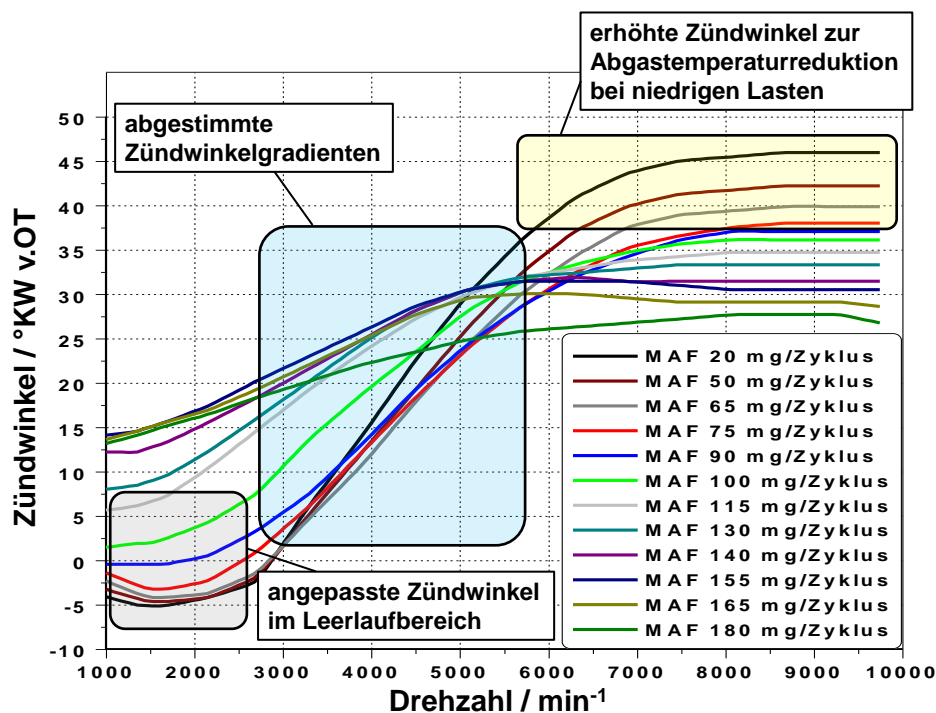


Abbildung 5.4: Abgestimmtes Zündkennfeld - Zündwinkel für konstante Luftmasse (MAF)

Durch die Glättung des Kennfeldes entsprechen die Zündwinkel in manchen Bereichen nicht mehr den optimalen Werten für maximales Drehmoment. Es wird jedoch versucht, besonders im Volllastbereich, die optimalen Zündwinkel beizubehalten und im restlichen Kennfeld die Abweichungen so gering wie möglich zu halten.

Die Feinabstimmung des Zündkennfeldes erfolgt im Rahmen der Emissionsentwicklung und bei Testfahrten im realen Betrieb im Straßenverkehr.

5.2.2 Anpassung der Wandfilmkompensation

Der Vollständigkeit halber sei hier noch die Wandfilmkompensation angeführt. Dabei handelt es sich um die Anpassung der Einspritzmenge für langsame und schnelle Lastwechselvorgänge beziehungsweise Drosselklappensprünge bei instationärem Betrieb.

Zur Wandfilmbildung kommt es vor allem bei niedrigen Temperaturen und hohen Drücken, da dadurch erschwerte Bedingungen für die Kraftstoffverdampfung vorliegen. Sie wirkt sich somit vorrangig bei Lastwechselvorgängen aus, da es dabei zu Druckänderungen im Saugrohr kommt. Wird also die Drosselklappe schlagartig geöffnet, so steigt der Druck im Saugrohr an und es kommt zu einem Niederschlag von Kraftstoff an der Saugrohrwand (Wandfilmbildung), wodurch es zu einem Kraftstoffmangel im Brennraum kommt (kurzzeitig mageres Gemisch). Im gegenteiligen Fall eines raschen Schließens der Drosselklappe sinkt der Druck im Saugrohr, wodurch es zur Kraftstoffverdampfung von der Saugrohrwand und somit kurzzeitig zu einem fetteren Gemisch im Brennraum kommt. In

Abbildung 5.5 ist die Sprungantwort des Luftverhältnisses λ für den Fall der Füllungserfassung anhand eines Saugrohrdruck-Drehzahl-Modells dargestellt.

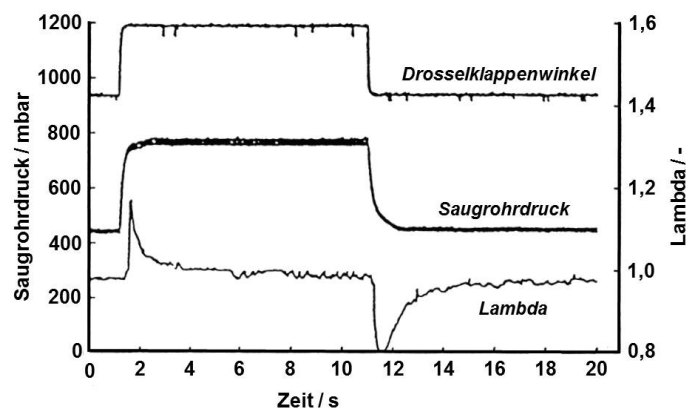


Abbildung 5.5: Einfluss der Wandfilmbildung bei Lastwechselvorgängen auf λ [18]

Aus Abbildung 5.5 geht deutlich der Nachteil des Saugrohrdruck-Drehzahl-Modells hinsichtlich instationärem Motorbetrieb hervor. Daher erfolgt die Wandfilmkorrektur unter Verwendung des Drosselklappenwinkel-Drehzahl-Modells, da dieses ein schnelleres Reagieren auf Lastwechselvorgänge ermöglicht. Es wird dazu im M3A-Steuergerät eine schnelle und eine langsame Wandfilmkorrektur berücksichtigt. Durch die Erfassung des Gradienten der Drosselklappenänderung kann die eingespritzte Kraftstoffmasse für Lastwechselvorgänge je nach Bedarf erhöht oder reduziert werden.

Für den vorliegenden Versuchsträger konnte für leichte Laständerungen, wie sie beispielsweise zum Durchfahren eines Emissionszyklus erforderlich sind, kaum ein Einfluss der Wandfilmbildung registriert werden. Dies kann durch die einlassnahe Position des Injektors und die sehr geradlinige Kanalführung begründet werden. Somit wurde auf eine detaillierte Wandfilmkorrektur verzichtet.

6 Emissionsentwicklung

Sind die bisher beschriebenen Applikationstätigkeiten abgeschlossen, sollte die Grundkalibrierung des Steuergerätes einen Stand erreicht haben, auf dem es möglich ist und Sinn macht, eine Optimierung des Schadstoffniveaus des Fahrzeuges vorzunehmen. Diese Optimierung ist auf die Erreichung der europäischen „Euro 4“-Schadstoffnorm ausgerichtet, welche als Projektziel im Lastenheft verankert ist.

Auf Basis der Vorarbeit und Ergebnisse einer vorangegangenen Diplomarbeit [13], kann ein entsprechendes Abgasnachbehandlungssystem definiert werden. Dazu wird anhand der Ergebnisse von Katalysatoruntersuchungen eine geeignete Katalysatorauswahl getroffen. Anschließend kann das System zur Abgasnachbehandlung finalisiert werden und eine weitere Absenkung des Emissionsniveaus durch die Feinabstimmung der Kalibrierung erfolgen.

6.1 Ausgangssituation

Die Ausgangssituation für die Emissionsentwicklung wird an dieser Stelle kurz festgehalten. Auf Basis der Ergebnisse der Diplomarbeit „*Abstimmung und Applikation eines 150 ccm Viertakt-Motorradmotors im Hinblick auf die künftige EURO IV Abgasgesetzgebung*“ [13] von Michael Minichberger konnte zunächst ein Grobkonzept für die Gestaltung des Abgassystems erstellt werden. Wesentliche Eingangsparameter stellen dabei die Katalysatorgröße und -zellichte, die Position des Katalysators (Entfernung zu den Auslassventilen) sowie die Position der Zweipunkt-Lambdasonde (Entfernung zu den Auslassventilen) dar. Diese Parameter stammen aus den Ergebnissen von Versuchen zur Reduzierung der Kaltstartemissionen, deren Ziel es war, die Zeitdauer bis zum Anspringen des Katalysators zu optimieren/verkürzen.

Anhand des definierten Abgassystems konnte eine erste Emissionsmessung durchgeführt werden, um Anhaltswerte für das Emissionsniveau zu erhalten. Da das Ergebnis dieser Messung, wie zu erwarten, deutlich über den zu erreichenden Grenzwerten für die „Euro 4“-Gesetzgebung lag, waren weitere Untersuchungen und Optimierungen des Abgasnachbehandlungssystems und der Basiskalibrierung zur Erreichung der Emissionsziele erforderlich. Die durchgeführten Untersuchungen und Anpassungen werden im Rahmen der folgenden Punkte bearbeitet.

Zunächst wird jedoch kurz auf die zu erfüllende Abgasgesetzgebung, den verwendeten Testzyklus sowie die Abgasemissionmessung eingegangen.

6.2 Abgasgesetzgebung

Die „DELEGIERTE VERORDNUNG (EU) Nr. 134/2014 DER KOMMISSION vom 16. Dezember 2013 zur Ergänzung der Verordnung (EU) Nr. 168/2013 des Europäischen Parlaments und des Rates in Bezug auf die Anforderungen an die Umweltverträglichkeit und die Leistung der Antriebseinheit sowie zur Änderung ihres Anhangs V“ [19] definiert die aktuelle Gesetzeslage in der Europäischen Union hinsichtlich der Genehmigung (Typprüfung) und Marktüberwachung von Fahrzeugen der „Klasse L“. Dabei handelt es sich um zwei- und dreirädrige, beziehungsweise auch um leichte vierrädrige Fahrzeuge. Unter anderem definiert diese Verordnung die zulässigen Abgasemissionsniveaus, Prüfzyklen sowie die Vorgehensweise zur Emissionmessung für die zukünftigen Abgasgesetzgebungen „Euro 4“ und „Euro 5“. Die, für die Emissionsentwicklung im Rahmen dieser Arbeit, relevanten Abschnitte der Gesetzgebung werden im Folgenden behandelt.

6.2.1 Fahrzeugkategorien der L-Klasse

Wie bereits erwähnt, besitzt die oben angeführte Gesetzgebung Gültigkeit für Fahrzeuge der Klasse L. Innerhalb dieser Klasse wird eine Unterteilung in weitere Kategorien und Unterkategorien, abhängig von der Bauartgeschwindigkeit des Fahrzeuges und dem Hubvolumen des Motors, vorgenommen. Entsprechend der jeweiligen Kategorien sind unterschiedliche Zusammensetzungen des Testzyklus und unterschiedliche Grenzwerte für die Emissionsmessung heranzuziehen. Die Einteilung der Fahrzeugkategorien ist in Abbildung 6.1 dargestellt.

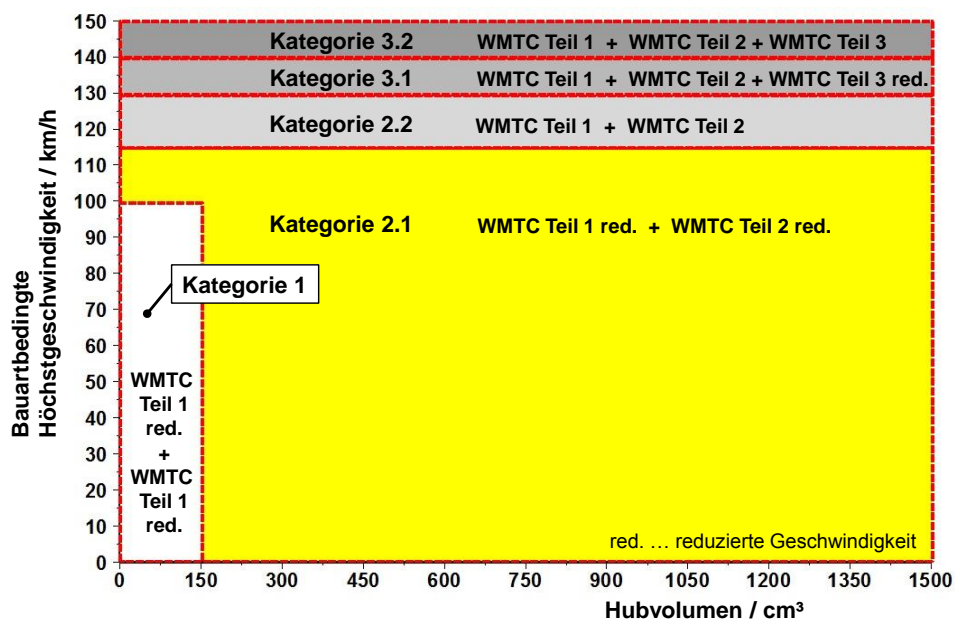


Abbildung 6.1: Fahrzeugklassifizierung

Entsprechend Tabelle 3.2 „Fahrzeugdaten“ auf Seite 53 ist das Versuchsfahrzeug mit einer Bauartgeschwindigkeit von 113 km/h gerade noch in Kategorie 2.1 einzuordnen (gelb gekennzeichnete Bereich in Abbildung 6.1). Dies bedeutet, dass für Emissionmessungen nur die ersten beiden Teile des dreiteiligen WMTC-Testzyklus („World harmonized Motorcycle Test Cycle“) gefahren werden müssen. Dadurch, dass die Grenze von 115 km/h für die Bauartgeschwindigkeit nicht überschritten wird, sind die beiden Teile des WMTC-Zyklus jeweils mit reduzierter Geschwindigkeit zu fahren.

6.2.2 Fahrzyklus

Wie bereits erwähnt, gliedert sich der gesamte WMTC-Testzyklus in drei Teile. Je nach Fahrzeugkategorie sind dabei unterschiedliche Zusammensetzungen der Teilzyklen zu durchlaufen. Alle Konfigurationen haben gemeinsam, dass sie immer aus mindestens zwei Teilzyklen bestehen. Von diesen Teilzyklen ist der Erste aus dem kalten Motorzustand zu starten und der Zweite (beziehungsweise auch der Dritte) ist unmittelbar darauffolgend bei warmem Motorzustand zu fahren. Welcher Testzyklus für welche Fahrzeugkategorie zu wählen ist, kann Abbildung 6.1 entnommen werden.

Die Geschwindigkeitsverläufe von Teil 1 und Teil 2 des WMTC-Testzyklus sind in Abbildung 6.2 dargestellt. Der dritte Teil des Zyklus wird bewusst nicht angeführt, da für die nachfolgenden Emissionsmessungen lediglich die ersten beiden Teile relevant sind. Es sind aber jeweils die Geschwindigkeitsverläufe für normale und reduzierte Geschwindigkeit dargestellt, um den Unterschied in den Bereichen hoher Geschwindigkeiten sowie steiler Beschleunigungsgradienten zu verdeutlichen.

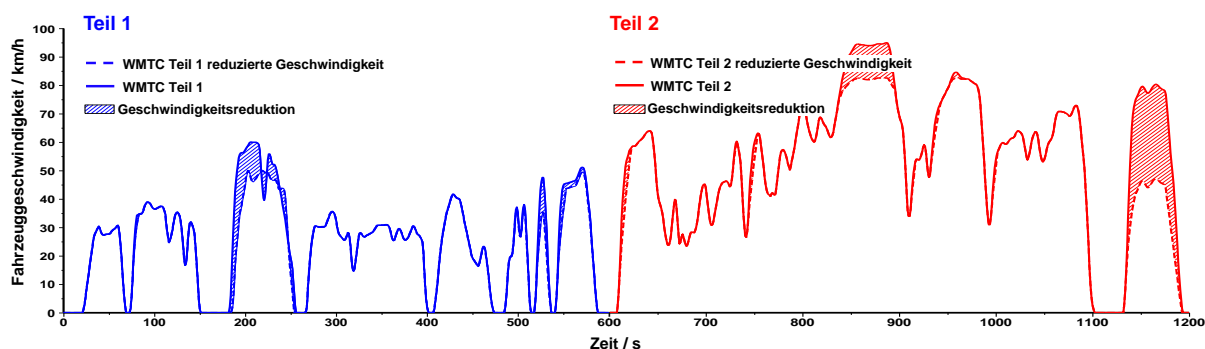


Abbildung 6.2: WMTC-Testzyklus - Teil 1 und Teil 2

6.2.3 Evaluierung der Schadstoffemissionen

Für die Dauer des gesamten Testzyklus sind die Abgasemissionen anhand einer CVS-Anlage („Constant Volume Sampling“) zu erfassen. Dazu wird das ausgestoßene Abgas für jeden der zwei (beziehungsweise drei) Teilzyklen in getrennten Beuteln gesammelt und im Anschluss an die Messung ausgewertet. Durch dieses Verfahren lassen sich die

Gesamtemissionen pro Teilzyklus erfassen und auf die gefahrene Wegstrecke beziehen. Somit ergibt sich ein Schadstoffausstoß je Abgaskomponente in Milligramm pro Kilometer.

Gewichtung

Zur Berechnung der Schadstoffemissionen für den Gesamtzyklus werden sogenannte Gewichtungsfaktoren herangezogen, anhand jener die Teilzyklen unterschiedlich stark gewichtet werden. In Tabelle 6.1 sind die Gewichtungsfaktoren für die „Euro 4“-Gesetzgebung angeführt.

Tabelle 6.1: Euro 4 - Gewichtungsfaktoren

Kategorie	Testzyklus	Gewichtungsfaktor [-]
Kategorie 1	WMTC Teil 1	0,3
Kategorie 2.1	WMTC Teil 1/2	0,7
Kategorie 2.2		
Kategorie 3.1	WMTC Teil 1	0,25
Kategorie 3.2	WMTC Teil 2	0,5
	WMTC Teil 3	0,25

Nach erfolgter Gewichtung können die erhaltenen Emissionswerte für jede Komponente mit den vorgegebenen Grenzwerten verglichen werden.

Schadstoff-Emissionsgrenzwerte

In Tabelle 6.2 sind die Emissionsgrenzwerte für den Schadstoffausstoß der „Euro 4“-Gesetzgebung dargestellt. Unter THC sind dabei die Gesamt-Kohlenwasserstoffemissionen zusammengefasst, das heißt es wird keine Unterscheidung zwischen methanhaltigen und nicht-methanhaltigen Kohlenwasserstoffen vorgenommen.

Tabelle 6.2: Euro 4 - Grenzwerte

Kategorie	Abgaskomponente	Grenzwert [mg/km]
Kategorie 1	CO	1140
Kategorie 2.1	THC	380
Kategorie 2.2	NO _x	70
Kategorie 3.1	CO	1140
Kategorie 3.2	THC	170
	NO _x	90

Verschlechterungsfaktoren

In der Gesetzgebung ist zum Nachweis der Haltbarkeit emissionrelevanter Komponenten ein Versuch vorgesehen, bei dem unter definierten Rahmenbedingungen eine bestimmte Anzahl an Kilometern zu absolvieren ist. Das im Anschluss daran gemessene Emissionsniveau muss für ein positives Resultat noch immer unter den Emissionsgrenzwerten liegen. Wird dieser Nachweis vom Hersteller nicht erbracht, so werden auf die gemessenen Emissionwerte zusätzlich Verschlechterungsfaktoren angewandt, um eine Alterung des Abgasnachbehandlungssystems einzukalkulieren. Durch Multiplikation der im Zyklus gemessenen Emissionswerte mit den Verschlechterungsfaktoren wird eine Verschlechterung von bis zu 30 % Prozent berücksichtigt. Die rechnerisch erhöhten Emissionswerte müssen für ein positives Testresultat unterhalb der Grenzwerte liegen. In Tabelle 6.3 sind die Verschlechterungsfaktoren zusammengefasst.

Tabelle 6.3: Euro 4 - Verschlechterungsfaktoren

Abgaskomponente	Verschlechterungsfaktor [-]
CO	1,3
THC	1,2
NOx	1,2

6.3 Emissionsmessungen am Rollenprüfstand

Zur Durchführung von Emissionsmessungen wird das Versuchsfahrzeug am Rollenprüfstand in Betrieb genommen. Um aussagekräftige und reproduzierbare Messergebnisse zu erhalten, sind dabei einige wesentliche Punkte zu berücksichtigen.

6.3.1 Definition der Rollenparameter

Um möglichst vergleichbare Testbedingungen für verschiedene Versuchsträger zu gewährleisten, sind in der Abgasgesetzgebung definierte Werte der äquivalenten Schwungmasse und des Fahrwiderstandes in Tabellen festgelegt. Wird also nicht eigens ein Ausrollversuch (nach gesetzlichen Vorgaben) durchgeführt, um die exakten, fahrzeugspezifischen Fahrwiderstände zu ermitteln, so sind die Tabellenwerte heranzuziehen.

Dabei handelt es sich um drei Werte, welche entsprechend der Referenzmasse (m_{ref}) des Versuchsträgers ausgewählt werden. m_{ref} errechnet sich dabei aus der Masse des Fahrzeugs im fahrbereiten Zustand zuzüglich der Masse des Fahrers (75 kg). Die drei Einstellparameter sind die äquivalente Schwungmasse (m_i) in kg, der Rollwiderstand des Vorderrads (a) in N und der Luftwiderstandskoeffizient (b) in $\text{N}/(\text{km}/\text{h})^2$.

Für den Versuchsträger mit einer Referenzmasse von $115 + 75$ kg ergeben sich die Fahrwiderstandsparameter entsprechend Tabelle 6.4.

Tabelle 6.4: Fahrwiderstandsparameter

Parameter		Wert	Einheit
m_i	=	190	kg
a	=	16,7	N
b	=	0,0229	$\text{N}/(\text{km}/\text{h})^2$

Um sicherzustellen, dass die Fahrwiderstände am Rollenprüfstand nicht zu sehr verfälscht werden, ist vor dem Betrieb der Reifendruck zu kontrollieren.

6.3.2 Definition der Schaltzeitpunkte

Durch die Vorgabe der Zeitpunkte für Schaltvorgänge bei Fahrzeugen mit Schaltgetriebe, soll eine bessere Vergleichbarkeit der Emissionmessungen erreicht werden, da dadurch der Drehzahl- und Lastbereich im Zyklus angepasst wird. Die Vorgabe der Schaltzeitpunkte erfolgt anhand definierter Schaltdrehzahlen für das Hochschalten in Beschleunigungsphasen und in der „Cruise“-Phase sowie für das Runterschalten in Verzögerungsphasen. Außerdem wird definiert, bei welcher Drehzahl beim Leerlaufeintritt die Kupplung zu betätigen ist.

Auf die Beschreibung der Vorgehensweise bei der Ermittlung der Schaltzeitpunkte wird hier verzichtet. Die berechneten Schaltzeitpunkte sind in Tabelle 6.5 zusammengefasst.

Tabelle 6.5: Schaltdrehzahlen

	Gang	v km/h	N_S min ⁻¹	N_N min ⁻¹
Hochschalten (Beschleunigungsphase)	1. auf 2.	20,3	4996	3156
	2. auf 3.	37,6	5846	4455
	3. auf 4.	49,4	5846	4906
	4. auf 5.	58,9	5846	5103
	5. auf 6.	67,4	5846	5301
Hochschalten („Cruise“-Phase)	1. auf 2.	11,3	2778	1755
	2. auf 3.	20,3	3156	2405
	3. auf 4.	37,6	4455	3738
	4. auf 5.	49,4	4906	4283
	5. auf 6.	58,9	5103	4628
Auskuppeln (Leerlaufeintritt)	1. in Leerlauf	7,1	1755	1500
	2. in Leerlauf	11,3	1755	1500
	3. in Leerlauf	14,8	1755	1500
Runterschalten (Verzögerungsphase)	2. auf 1.	11,3	1755	2778
	3. auf 2.	20,3	2405	3156
	4. auf 3.	37,6	3738	4455
	5. auf 4.	49,4	4283	4906
	6. auf 5.	58,9	4628	5103

v ... Fahrgeschwindigkeit, N_S ... Schaltdrehzahl, N_N ... Drehzahl im nächsten Gang

Über die definierten Schaltdrehzahlen wird dem Prüfstandsfahrer während des Zyklus über das Fahrerleitsystem der Soll-Schaltzeitpunkt signalisiert.

6.3.3 Messablauf

Bei der Durchführung der Emissionsmessungen müssen einige Vorgaben hinsichtlich Umgebungsbedingungen, Fahrzeugtemperatur und den Bedingungen in der Prüfwelle eingehalten werden. Auf detailliertere Informationen wird hier jedoch auf die Abgasgesetzgebung verwiesen [19].

Allgemein wird sichergestellt, dass das Versuchsfahrzeug vor Beginn der Messung auf Umgebungstemperatur abgekühlt ist, da der erste Teilzyklus aus dem Kaltstart zu fahren ist. Weiters muss sichergestellt werden, dass nur eine geringe Hintergrundkonzentration an Schadstoffen in der Testzelle vorhanden ist. Anschließend wird das Fahrerleitsystem, welches den entsprechenden Testzyklus vorgibt, aktiviert, das Fahrzeug gestartet und der Geschwindigkeitsverlauf des Testzyklus möglichst exakt ($\pm 3,2$ km/h) nachgefahren.

Während des gesamten Zyklus werden die produzierten Abgase durch die CVS-Anlage abgesaugt.

Offene CVS-Anlage

Ein Roots-Gebläse saugt während des gesamten Emissionszyklus die Abgase des Versuchsträgers mit einem konstanten Volumenstrom von 4.000 l/min ab. Dabei wird das Abgas beim „offenen“ Typ der CVS-Anlage mit der angesaugten Umgebungsluft verdünnt und im Verdünnungstunnel vermischt. Im Anschluss an den Verdünnungstunnel folgt eine Abgasentnahmestelle. An dieser Stelle wird mit einem konstanten Volumenstrom von 8 l/min kontinuierlich verdünntes Abgas entnommen und über einen Filter dem Abgasbeutel für den jeweiligen Teilzyklus zugeführt. Gleichzeitig wird in einem zweiten Beutel (Referenzluftbeutel) Umgebungsluft ebenfalls mit 8 l/min gesammelt. Anhand der Referenzluft lässt sich die Hintergrundkonzentration von Schadstoffen in der Testzelle kompensieren. In Abbildung 6.3 ist der schematische Aufbau der offenen CVS-Anlage dargestellt.

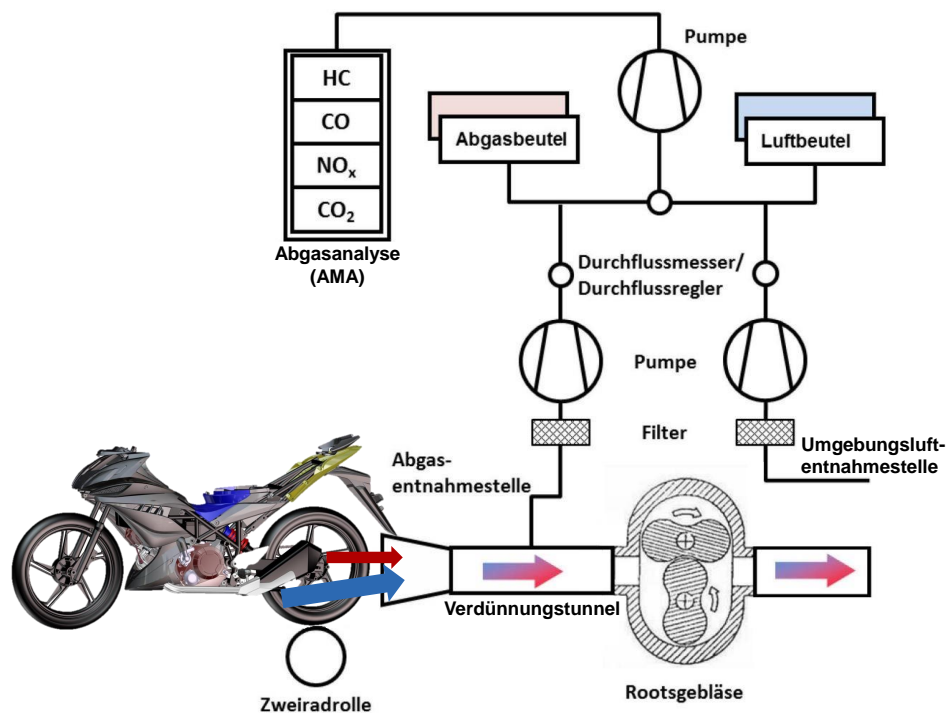


Abbildung 6.3: Aufbauschema - offene CVS-Anlage; adaptiert von [13]

Die Auswertung der gesammelten Schadstoffe erfolgt im Anschluss an die Zyklusmessung. Dazu werden die Beutelinhalte nacheinander mit Hilfe der Abgasanalyse analysiert.

Abgasanalyse (AMA) [20]

Das „Emission Test System“ AMA i60 der Firma AVL ist konzipiert für die Messung von verdünntem Abgas und dient zur Bestimmung der Konzentration der Komponenten HC, CO, CO₂ und NO_x. Dazu beinhaltet das System folgende Analysatoren:

Der AVL FID i60 CUTTER LCD dient zur Messung von Kohlenwasserstoffemissionen. Dabei handelt es sich um einen 2-Kanal Flammenionisationsdetektor (FID), welcher die Messung von THC und CH₄ in niedriger Konzentration in kaltem Abgas ermöglicht. Der Flammenionisationsdetektor arbeitet dazu mit einer Wasserstoffdiffusionsflamme unter Verwendung von kohlenwasserstofffreier, synthetischer Luft als Brennluft. Durch Anlegen eines elektrischen Feldes an eine Wasserstoffdiffusionsflamme entsteht ein Ionenstrom. Dieser Ionenstrom ändert sich durch die Verbrennung von Kohlenwasserstoffen aus dem Messgas an der Wasserstoffdiffusionsflamme. Die Änderung des Ionenstroms ist proportional der Anzahl an Kohlenwasserstoffatomen im Messgas.

Zur Messung von CO- und CO₂-Emissionen in geringen Konzentrationen wird der AVL IRD CO₂L/COL, ein nicht-dispersiver Infrarot-Absorptionsanalysator (NDIR), verwendet. Die Messung von CO und CO₂ im Messgas wird ermöglicht durch die Absorption eines nicht-dispersiven (nicht spektral auflösenden) Infrarotstrahles in einer Messzelle, welche mit Messgas gefüllt ist, im Vergleich zu einer Referenzzelle, welche mit einem Inertgas gefüllt ist und somit ohne Absorption durchlaufen wird.

Der Chemolumineszenz-Detektor AVL CLD i60 LC dient der NO_x-Messung in geringen Konzentrationen in kaltem Abgas. Dabei wird die fluoreszierende Strahlung, die bei der Spontanreaktion von NO zu O₃ (Ozon) entsteht, detektiert. Außerdem führt diese Spontanreaktion zur NO₂-Bildung, wodurch nach der Reaktion etwa 10 % des gebildeten Stickoxides einen energetisch angeregten Zustand (erhöhtes Energieniveau) einnimmt. Dieser Zustand ist jedoch nicht stabil, wodurch beim Zurückfallen in den energieärmeren Zustand eine fluoreszierende Strahlung emittiert wird. Diese Strahlung kann anhand einer photoelektrischen Zelle erfasst und als Messgröße für die NO-Konzentration genutzt werden.

Auswertung

Sind die gemessenen Schadstoffkonzentrationen für die Beutelinhalte bekannt, so kann unter Verwendung des gemessenen Beutelvolumens, der Umgebungstemperatur, des Umgebungsdrucks sowie der Luftfeuchte die emittierte Schadstoffmasse je Komponente für den jeweiligen Teilzyklus berechnet werden. Wird die Schadstoffmasse anschließend auf die zurückgelegte Wegstrecke im Teilzyklus bezogen, so erhält man den Schadstoffausstoß in Milligramm pro Kilometer für jede Schadstoffkomponente. Unter Berücksichtigung der Gewichtungsfaktoren errechnet sich abschließend das Resultat für den Gesamtzyklus.

Diese Art der Emissionsmessung entspricht der gesetzlich vorgeschriebenen Vorgehensweise zur Ermittlung der Schadstoffemissionen während des Testzyklus. Dadurch erhält man ein vergleichbares Gesamtergebnis, aber keine Aussage über die zeitliche Entstehung von Emissionen. Um zusätzliche Informationen bezüglich der Schadstoffentstehung während des Zyklus zu erhalten, wird die Schadstoffkonzentration im entnommenen Abgasteilstrom kontinuierlich gemessen und aufgezeichnet.

6.4 Katalysatorauswahl

Um das Abgasnachbehandlungssystem zu finalisieren und einen geeigneten Katalysator auswählen zu können, wurde auf die Ergebnisse von Katalysatoruntersuchungen zurückgegriffen, welche zu einem früheren Zeitpunkt im Projekt durchgeführt worden sind. Im Rahmen dieser Untersuchungen wurden in Zusammenarbeit mit der Firma „Heraeus Precious Metals GmbH und CO KG“ Emissionsmessungen zum Vergleich verschiedener Katalysatoren hinsichtlich ihrer Effizienz vorgenommen. Die Ergebnisse der Untersuchungen wurden anschließend in einer Veröffentlichung im Rahmen der SETC-Konferenz („Small Engine Technology Conference“) abgehandelt.

Der Fokus der Veröffentlichung mit dem Titel „Strategies for emission reduction on small capacity two-wheelers with regard to future legislative limits“ [21] von Dipl.-Ing. Jürgen Tromayer lag im Wesentlichen auf der Untersuchung unterschiedlicher Katalysatorbeschichtungen. Dazu wurden von der Firma Heraeus mehrere Metallwaben-Katalysatoren mit unterschiedlichen Washcoat- und Edelmetallanteilen sowie verbessertem HC- beziehungsweise Sauerstoffspeicher aus deren aktuellen Entwicklungsreihen zur Verfügung gestellt. Im Hinblick auf die „Euro 4“-Gesetzgebung wurden Katalysatoren mit einer Zelldichte von 400 cpsi („cells per square inch“) bei einem Durchmesser von 45 mm und einer Länge von 90 mm untersucht. Für nähere Informationen wird jedoch auf die genannte Veröffentlichung [21] verwiesen.

Zur endgültigen Definition des Abgasnachbehandlungssystems wurde, entsprechend den Ergebnissen aus den oben genannten Untersuchungen, ein Katalysator ausgewählt, welcher allgemein hohe Konvertierungsraten aufweist und besonders für die Reduktion von Stickoxiden gut geeignet ist. Die Spezifikationen des gewählten Katalysators sind in Tabelle 6.6 zusammengefasst. Hier ist anzumerken, dass die angegebenen Informationen bezüglich der Washcoat-Zusammensetzung und Edelmetallbeschichtung nicht detaillierter vorliegen, da es sich dabei um sensitive Daten des Herstellers handelt, die der Geheimhaltung unterliegen.

Tabelle 6.6: Katalysatorspezifikationen

Abmessungen	Zelldichte	Washcoat	Edelmetallgehalt
∅ = 45 mm L = 90 mm	400 cpsi	Standard-Washcoat + 50 % Washcoat-Anteil	37,5 g/ft ³ Pt:Rh = 1:1

6.5 Basisvermessung - Emissionsniveau

Mit dem gewählten Katalysator kann nun eine erste Vermessung des Emissionsniveaus durchgeführt werden. Dazu wird ein WMTC-2.1-Zyklus mit aktivierter Lambda-regelung gefahren. Zu diesem Zweck wird der Lambda-Sollwert im gesamten Kennfeld (IP_LAMB_BAS__N__MAF) auf 1 gesetzt. Die Ergebnisse der akkumulierten Emissionen (HC, CO und NO_x) für den gesamten Zyklus sind in Abbildung 6.4 dargestellt.

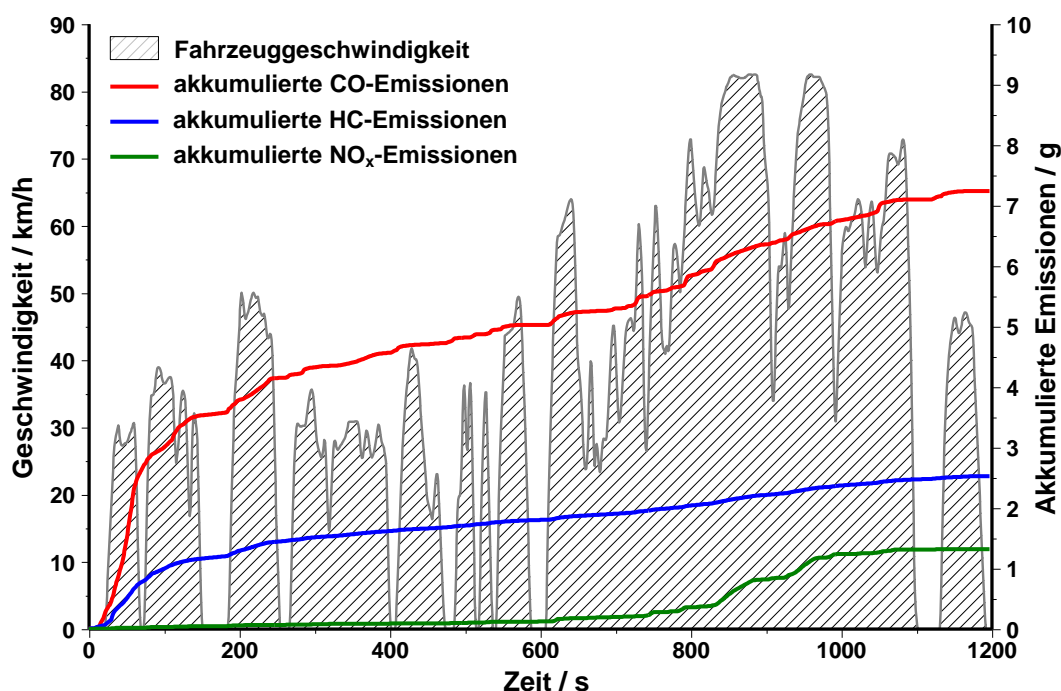


Abbildung 6.4: Akkumulierte Emissionen - Basisvermessung

Anhand von Abbildung 6.4 kann gut erkannt werden, dass mehr als 50 % der HC- und CO-Emissionen im ersten Teil des Zyklus und dabei vor allem in der Kaltstartphase bei inaktivem Katalysator entstehen. Die Anspringzeit für den Katalysator im Zyklus liegt in etwa bei 80 s, was für ein System ohne externe Zusatzheizung nicht schlecht ist, aber trotzdem noch Optimierungspotential bietet. Die Entstehung der NO_x-Emissionen beschränkt sich zum Großteil auf den zweiten Teil des Zyklus, wo höhere Geschwindigkeiten zu fahren sind, zu deren Erreichen höhere Motorlasten benötigt werden.

Vergleicht man die gemessenen Emissionen mit den Grenzwerten der „Euro 4“-Gesetzgebung, so wird deutlich, dass die NO_x-Emissionen bei reinem $\lambda = 1$ - Betrieb die kritische Komponente darstellen. Dies ist auf die hohen Verbrennungstemperaturen der stöchiometrischen Verbrennung bei hohen Lasten zurückzuführen. In Abbildung 6.5 sind die Ergebnisse der Beutelmessung bezogen auf den jeweils zulässigen Grenzwert dargestellt, wobei

die schraffierten Balken die Emissionsniveaus unter Berücksichtigung der Verschlechterungsfaktoren symbolisieren.

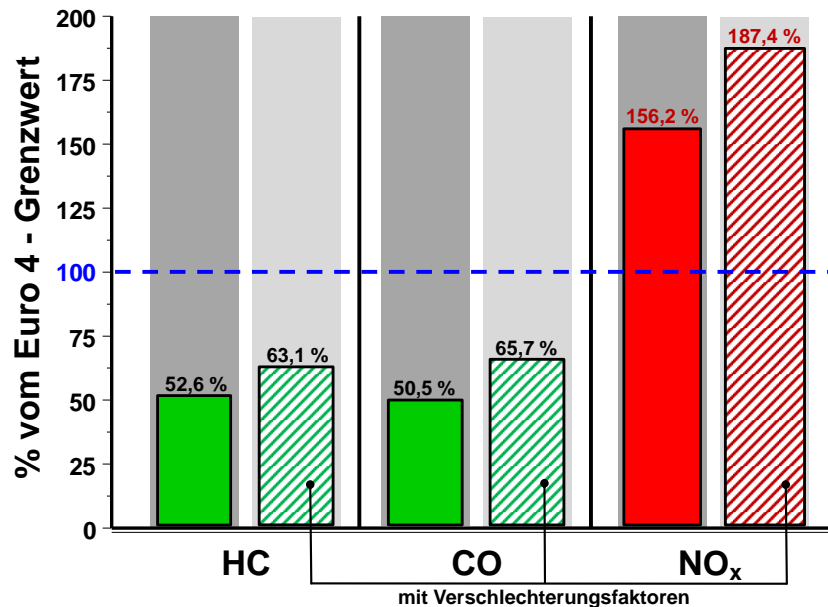


Abbildung 6.5: Ergebnisse der Beutelmessung - Basisvermessung

Es gilt also, das Emissionsniveau, ohne Änderungen am Abgasnachbehandlungssystem vorzunehmen, zu optimieren. Die naheliegendste Herangehensweise führt dabei über eine Anpassung der Kalibrierung.

6.6 Kalibrierungsabstimmung hinsichtlich Emissionsreduktion

Das Steuergerät bietet im Wesentlichen zwei Parameter, mit deren Hilfe Einfluss auf das Motorverhalten sowie die Entstehung und katalytische Konvertierung der Emissionen genommen werden kann. Dabei handelt es sich um den Zündwinkel und die Einspritzmenge. Im Rahmen der nachfolgenden Untersuchungen wird daher versucht, die NO_x-Entstehung im zweiten Teil des Testzyklus durch entsprechende Eingriffe in die Motorkalibrierung zu verringern.

Als erster Schritt wird dazu ein Emissionszyklus gefahren und dabei mittels INCA wesentliche Werte, wie Motordrehzahl (N), zyklische Luftmasse (MAF), Last (TPS und PQ_AMP_COR) sowie der Zündwinkel (IGA_1), gemessen. Dadurch kann untersucht werden, in welchem Kennfeldbereich der Motor während des höherlastigen Teilzyklus gefahren wird, um anschließend Anpassungen vornehmen zu können.

6.6.1 Anpassung des Zündwinkels

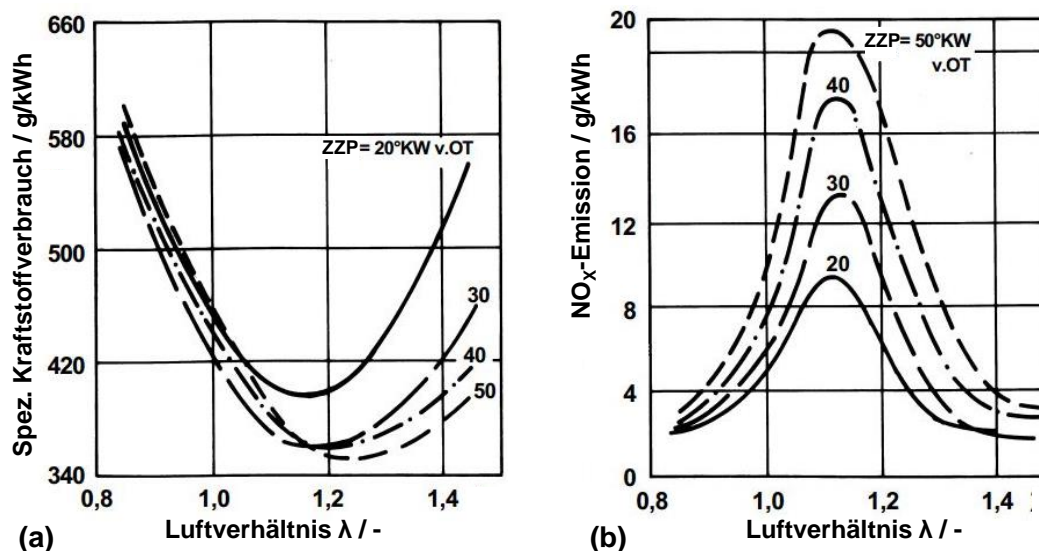


Abbildung 6.6: Einfluss des Zündzeitpunktes (ZZP) bei Teillast; adaptiert von [14]

Betrachtet man den in Abbildung 6.6 (b) dargestellten Einfluss des Zündzeitpunktes auf das Niveau der Stickoxid-Rohemissionen, so zeigt eine Verringerung des Vorzündwinkels einen positiven Einfluss hinsichtlich Emissionsreduktion. Es ist jedoch ein Anstieg des spezifischen Kraftstoffverbrauchs zu erwarten (siehe Abbildung 6.6 (a)).

Zur Anpassung des Zündwinkels wird in mehreren Variationsschritten die Vorzündung im, für den zweiten Teilzyklus relevanten, Kennfeldbereich reduziert und der Einfluss auf die NO_x -Emissionen untersucht. Von besonderem Interesse sind dabei die Zyklusbereiche erhöhter Geschwindigkeit, zu deren Erreichen erhöhte Motorlasten erforderlich sind, welche aufgrund der angehobenen Verbrennungstemperaturen die Bildung von NO_x -Emissionen begünstigen. Zur besseren Vergleichbarkeit erfolgt die Gemischbildung, wie bei der Basisvermessung, im gesamten Zyklus bei stöchiometrischem Luftverhältnis ($\lambda = 1$, „closed-loop“).

Das angepasste Zündkennfeld ist in Abbildung 6.7 dargestellt. Es können die Bereiche mit reduziertem Zündwinkel anhand der Senke in der Mitte des Kennfeldes sehr gut erkannt werden.

Zur Auswertung der Ergebnisse werden die akkumulierten Emissionen des zweiten Teilzyklus betrachtet und untereinander verglichen. In Abbildung 6.8 ist der Einfluss der Vorzündungsreduktion von 32 °KW v.OT auf 20 °KW v.OT auf die NO_x -Emissionen dargestellt.

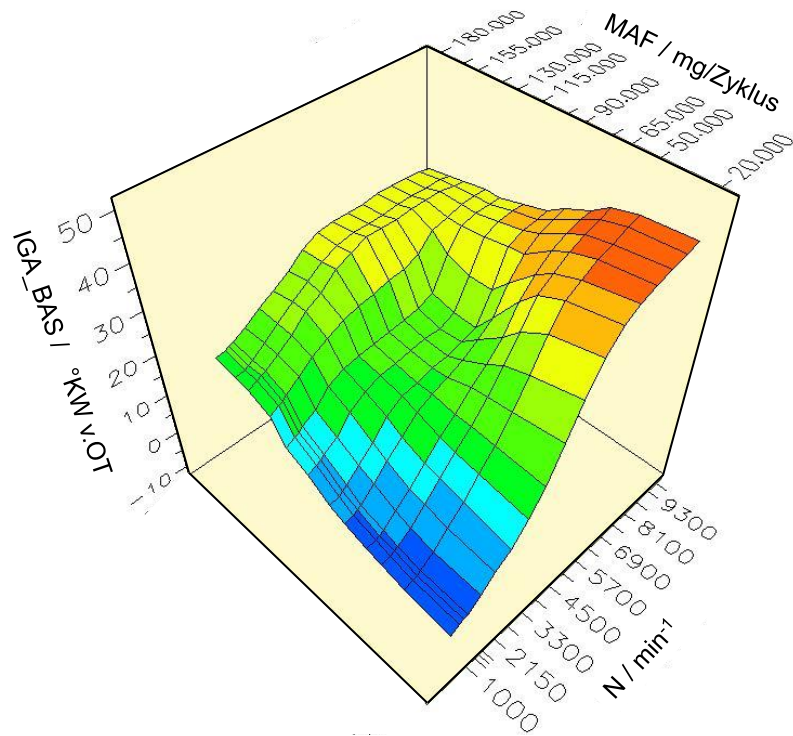
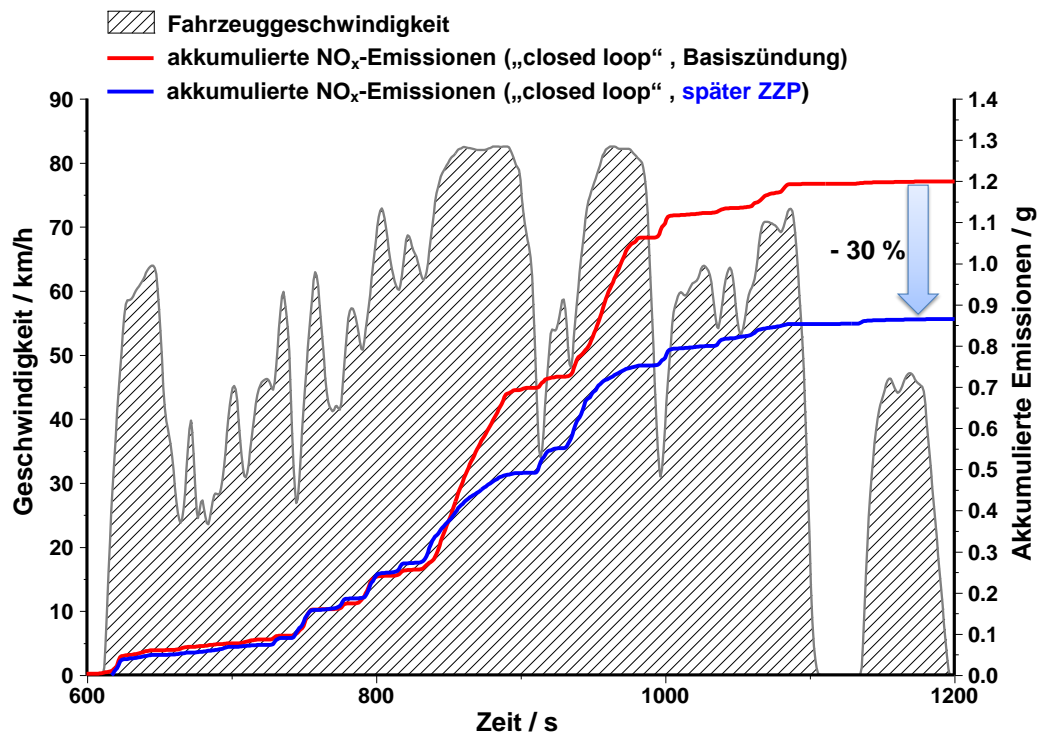


Abbildung 6.7: Angepasstes Zündkennfeld - IP_IGA_BAS__N__MAF

Abbildung 6.8: Akkumulierte NO_x-Emissionen - Zündwinkelreduktion auf 20 °KW v.OT

Durch die Rücknahme der Vorzündung kann eine Reduzierung der NO_x -Emissionen von 30 % im Vergleich zur Basisvermessung erreicht werden, ohne die HC- und CO-Emissionen negativ zu beeinflussen. Der spätere Zündzeitpunkt wirkt sich ebenso positiv auf die HC-Emissionen aus, da es durch die erhöhte Abgastemperatur zu einer verbesserten HC-Oxidation im Auslasstrakt kommt (siehe Abbildung 6.9).

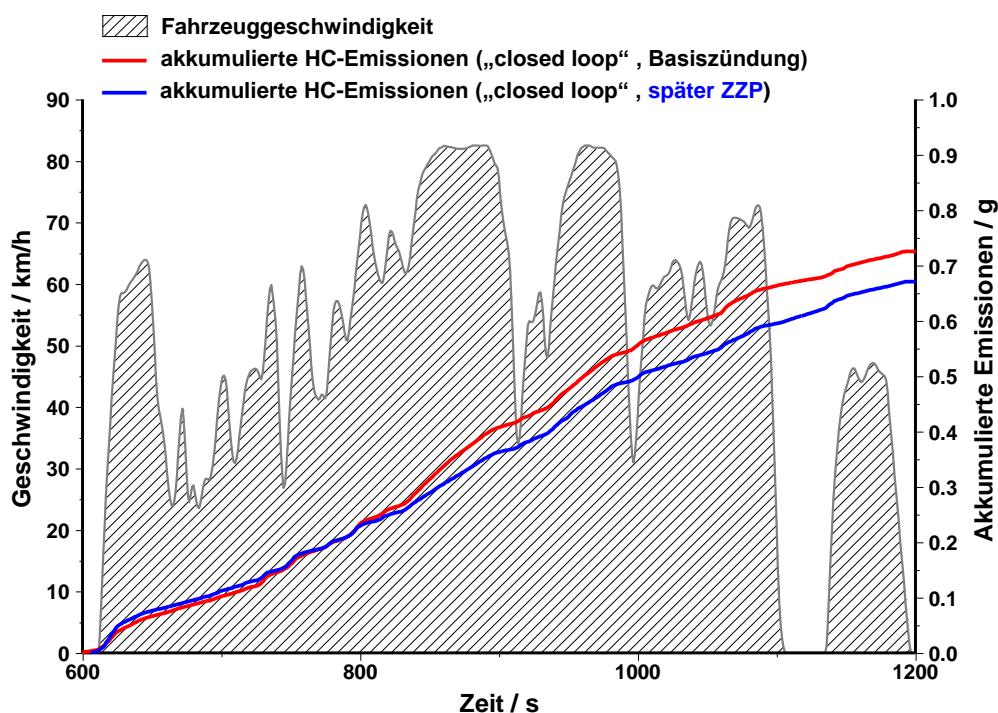


Abbildung 6.9: Akkumulierte HC-Emissionen - Zündwinkelreduktion auf 20 °KW v.OT

Für die CO-Emissionen ist prinzipiell kein nennenswerter Einfluss durch den späteren Zündzeitpunkt zu erwarten. Betrachtet man die akkumulierten CO-Emissionen der beiden Messungen in Abbildung 6.10, so zeigen diese nahezu deckungsgleiche Verläufe.

Trotz des angepassten Zündwinkels wird der Grenzwert für NO_x im zweiten Teilzyklus immer noch deutlich überschritten. Daher sind weitere Eingriffe in die Kalibrierung notwendig, um das vorhandene Emissionsniveau der Stickoxide weiter zu senken.

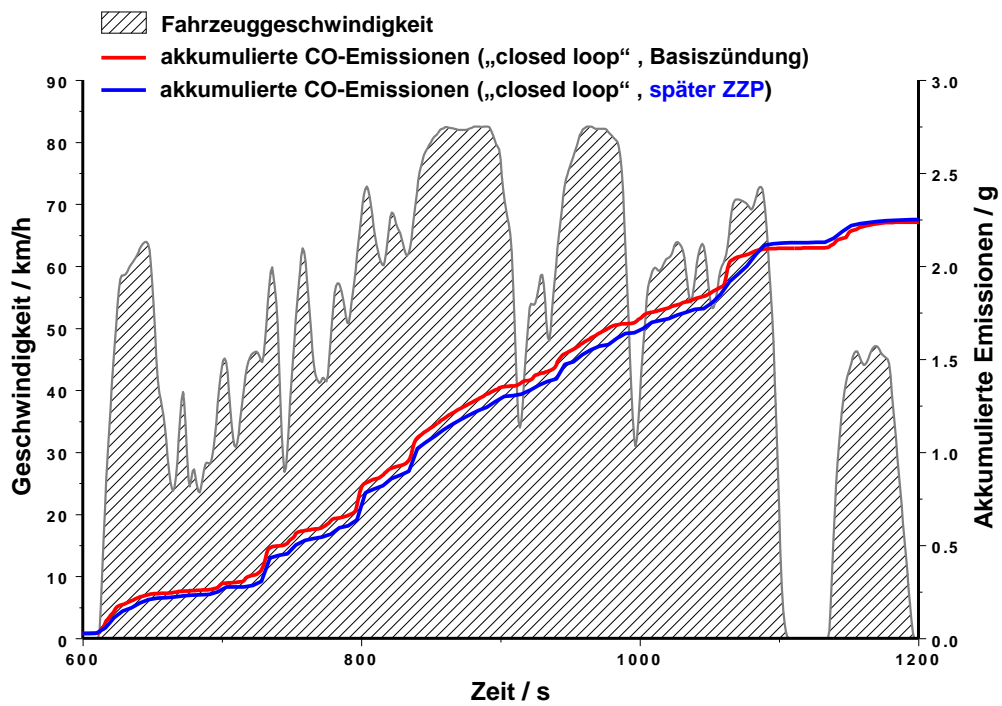


Abbildung 6.10: Akkumulierte CO-Emissionen - Zündwinkelreduktion auf 20 °KW v.OT

6.6.2 Anpassung des Luftverhältnisses

Um den Einfluss des Luftverhältnisses auf das Emissionsverhalten eines Ottomotors zu verdeutlichen, wird an dieser Stelle noch einmal die schematische Darstellung der Abgasentstehung (Abbildung 6.11 (a)) und der Abgaskonvertierung (Abbildung 6.11 (b)) angeführt.

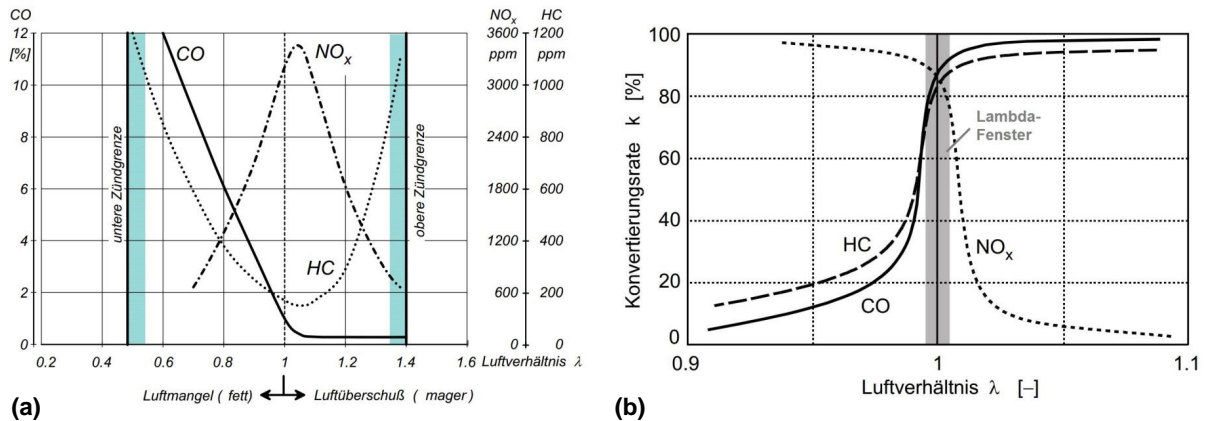


Abbildung 6.11: Schematische Darstellung der (a) Abgasentstehung [5] und (b) Abgaskonvertierung [1] in Abhängigkeit vom Luftverhältnis λ

Betrachtet man den Bereich um $\lambda = 1$, so ist zu erkennen, dass sich durch eine geringfügige Absenkung des Luftverhältnisses unter den stöchiometrischen Wert zum einen der Vorteil einer geringeren innermotorischen NO_x-Produktion ergibt und zum anderen werden im Dreiwegekatalysator höhere Konvertierungsraten erreicht. Diese Effekte können zur weiteren Absenkung der Stickoxidemissionen genutzt werden.

Durch eine Anpassung von λ in Kennfeldbereichen hoher Motorlast soll der Stickoxidausstoß im zweiten Teilzyklus weiter reduziert werden. Zu diesem Zweck muss der λ -Wert geringfügig in den fetten Bereich verschoben werden. Das bedingt, dass bei einem System mit einer Lambdaregelung basierend auf einer Zweipunkt-Lambdasonde, die Regelung für die entsprechenden Kennfeldbereiche zu deaktivieren ist („open loop“).

Ziel der Applikation ist es, die Lambdaregelung für die gleichen Kennfeldbereiche in denen die Vorzündung reduziert wurde, zu deaktivieren. In den Bereichen deaktivierter Lambdaregelung wird anschließend das Basiskennfeld der Füllungserfassung optimiert, um Lambda-Zielwerte zwischen $\lambda = 0,98$ bis $\lambda = 0,999$ erreichen zu können. Diese Abstimmung ist sehr sensibel, da zu niedrige λ -Werte sofort einen deutlichen Anstieg an CO-Emissionen verursachen.

Der positive Effekt einer geringfügigen λ -Absenkung zur Verringerung der NO_x-Emissionen ist in Abbildung 6.12 dargestellt. In der gewählten Darstellung werden die Ergebnisse im zweiten Teilzyklus für die Basisvermessung, die Zündwinkelreduzierung und die teilweise

deaktivierte Lambdaregelung verglichen. Dabei kann eine weitere Reduktion der Stickoxidemissionen von 40 % im Vergleich zur reinen Spätstellung der Zündung erreicht werden.

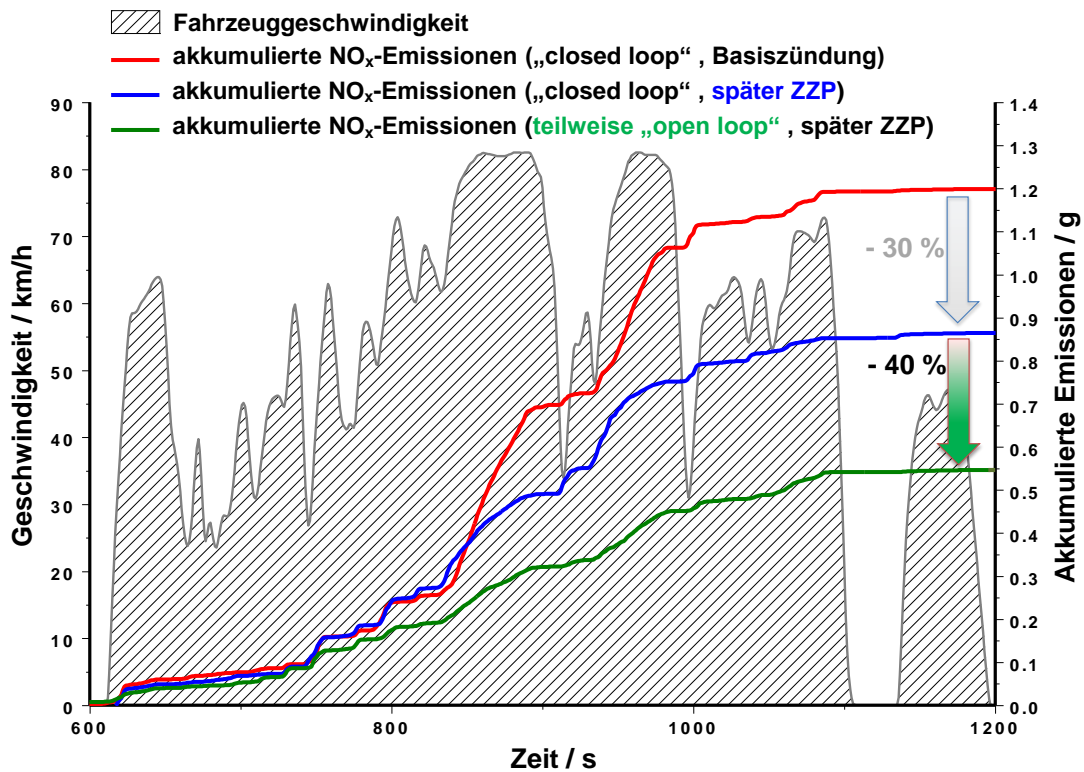


Abbildung 6.12: Akkumulierte NO_x-Emissionen - Vergleich: Basisvermessung, späterer Zündzeitpunkt und teilweise deaktivierte Lambdaregelung (bei spätem Zündzeitpunkt)

In Abbildung 6.13 ist der Verlauf des gemessenen Lambda-Wertes während eines hochlastigen Bereiches des Zyklus dargestellt. Zusätzlich ist der λ - Zielbereich für diesen Abschnitt eingezeichnet. Da die Gemischbildung hier nicht geregelt erfolgt, ist es schwierig, im gesamten Bereich innerhalb der Sollwerte für das Luftverhältnis zu bleiben.

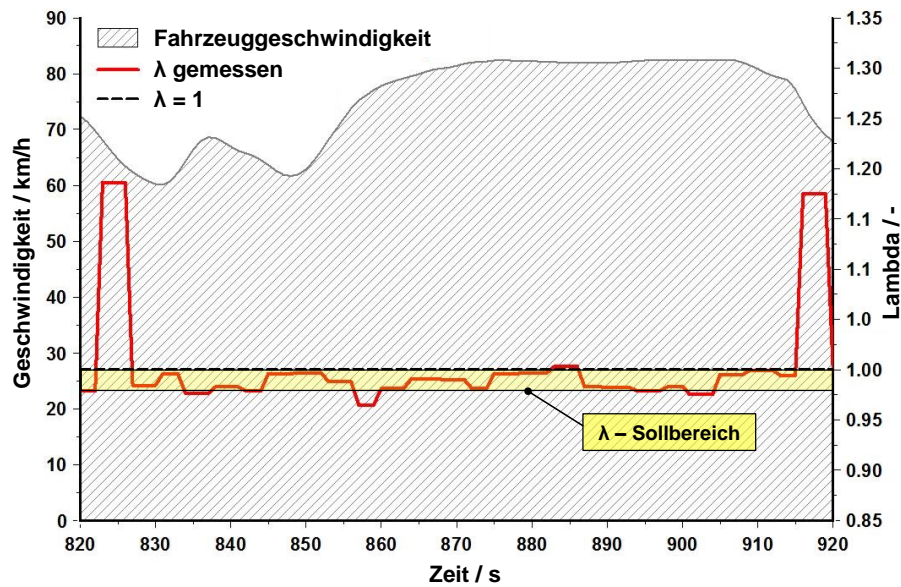


Abbildung 6.13: Zyklusausschnitt - Lambdaverlauf

Der Vollständigkeit halber sind nachfolgend für die drei Versuche auch die Vergleiche der HC- und CO-Emissionen für den zweiten Teilzyklus dargestellt.

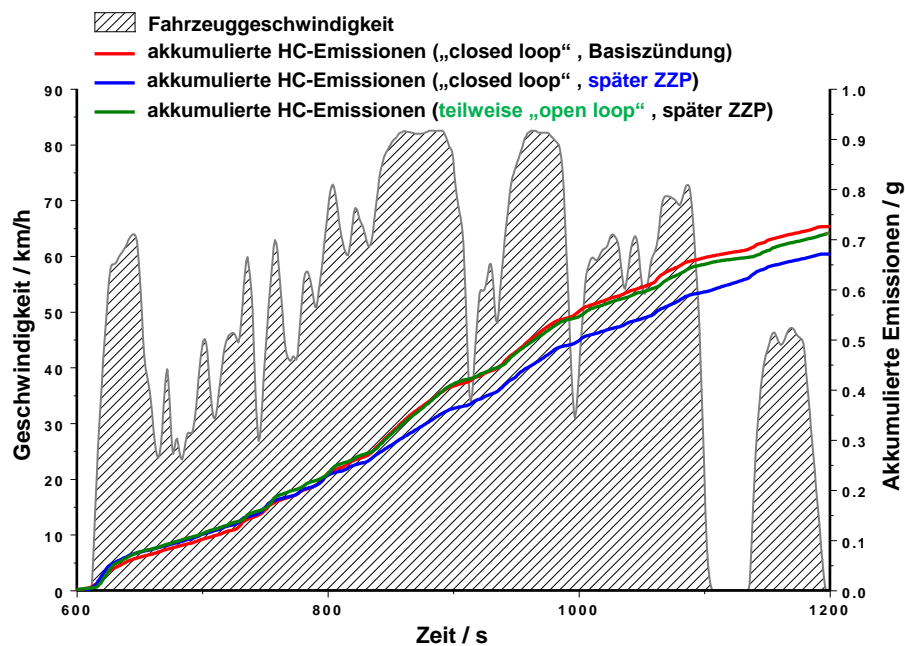


Abbildung 6.14: Akkumulierte HC-Emissionen - Vergleich: Basisvermessung, später Zündzeitpunkt und teilweise deaktivierte Lambda-Regelung (bei spätem Zündzeitpunkt)

Die HC-Emissionen reagieren kaum auf die vorgenommenen Eingriffe in die Kalibrierung und zeigen annähernd konstante Verläufe (siehe Abbildung 6.14). Im Vergleich zur reinen Spätstellung der Zündung steigt HC jedoch durch das leicht fette Luftverhältnis etwas an.

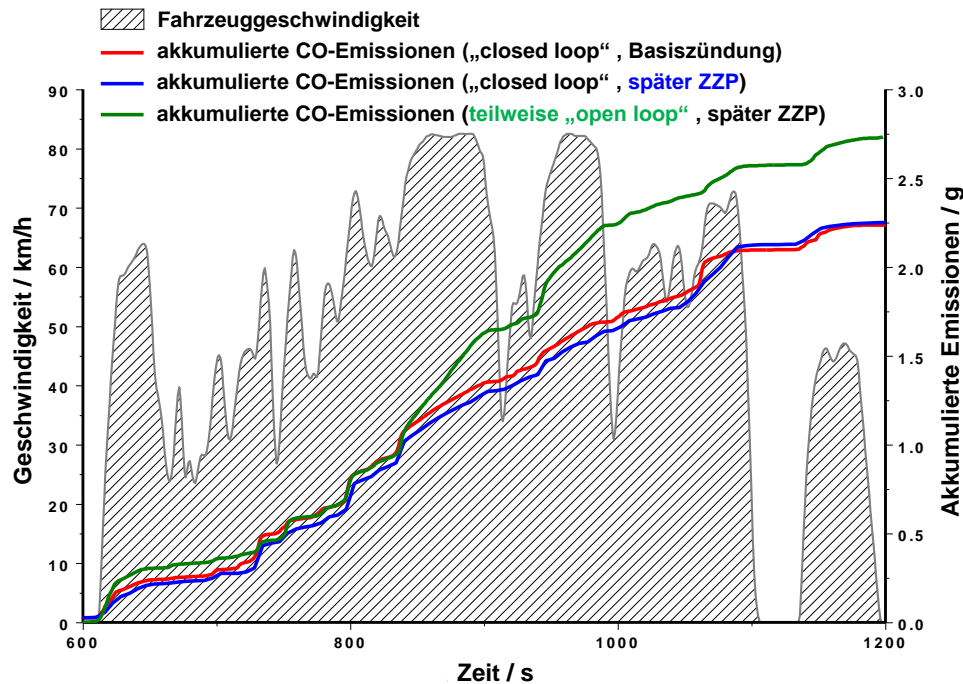


Abbildung 6.15: Akkumulierte CO-Emissionen - Vergleich: Basisvermessung, späterer Zündzeitpunkt und teilweise deaktivierte Lambdaregelung (bei spätem Zündzeitpunkt)

Die CO-Emissionen hingegen reagieren sehr sensibel auf ein Luftverhältnis unterhalb des stöchiometrischen Wertes und steigen dementsprechend an (siehe Abbildung 6.15).

Allgemein kann somit die Aussage getroffen werden, dass die Einstellung von λ -Werten geringfügig unterhalb von $\lambda = 1$ eine geeignete Möglichkeit darstellt, um NO_x -Emissionen anhand von Eingriffen in die Kalibrierung zu reduzieren. Allerdings ist dabei darauf zu achten, dass die Lambda-Werte nicht zu weit in den fetten Bereich abdriften, da sonst ein starker Anstieg bei den CO-Emissionen zu erwarten ist. Dies beruht auf der erhöhten motorischen Produktion von Kohlenmonoxid (siehe Abbildung 6.11 (a)) sowie der Verschlechterung der Oxidationsbedingungen im Katalysator aufgrund des verringerten Sauerstoffangebotes (siehe Abbildung 6.11 (b)).

Abschließend wird das Ergebnis der Beutelmessung für den gesamten WMTC-2.1-Zyklus unter Verwendung der optimierten Kalibrierung (teilweise Deaktivierung der Lambdaregelung in Kombination mit einem späten Zündzeitpunkt) dargestellt (siehe Abbildung 6.16).

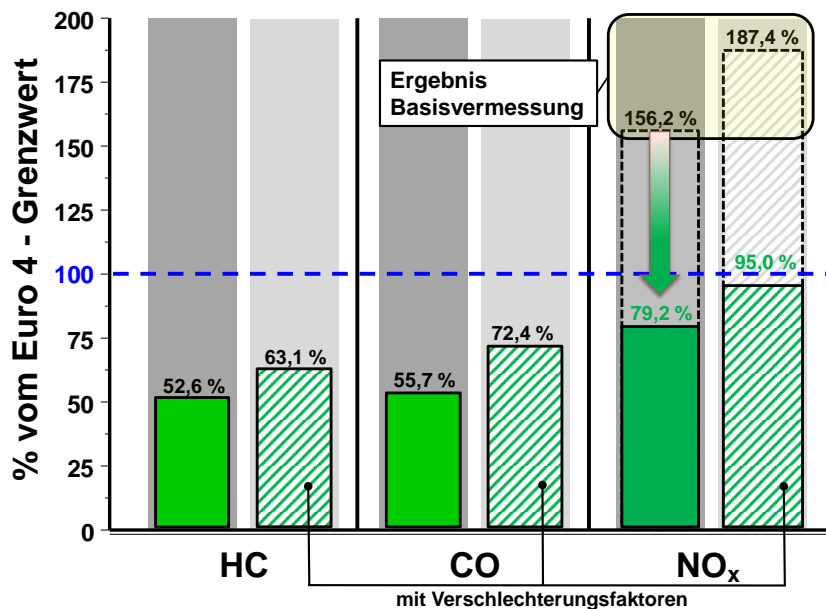


Abbildung 6.16: Ergebnisse der Beutelmessung - Optimierte Kalibrierung

Anhand der vorgenommenen Anpassungen kann das Niveau der NO_x-Emissionen auf knapp die Hälfte des Wertes der Basisvermessung verringert werden. Dabei kommt es zu keiner Verschlechterung der HC-Emissionen und bei exakter Abstimmung nur zu einem geringen Anstieg der CO-Emissionen.

Auf diesem Stand ist der Versuchsträger in der Lage, die „Euro 4“-Gesetzgebung zu erfüllen. Dies ist im Prototypenstatus zum prinzipiellen Nachweis der Homologierbarkeit des Fahrzeuges als ausreichend zu erachten. Da im Zuge des Schrittes hin zu Vorserienprototypen geringfügige Änderungen des Motorverhaltens, aber auch der Charakteristik des Abgasnachbehandlungssystems zu erwarten sind, ist eine detailliertere Kalibrierung zu diesem Zeitpunkt nicht sinnvoll.

7 Zusammenfassung

Im Rahmen der Neuentwicklung eines Motorradmotors wurde die Abstimmung und Applikation des Prototypen in der Prüfstandsphase durchgeführt und anhand der vorliegenden Masterarbeit abgehandelt.

Zunächst wurde eine Einheit des Motors aufgebaut und in das Prototypenfahrzeug (Versuchsträger) integriert. Zur Inbetriebnahme des Motors wurde zunächst eine Erstkalibrierung des Motorsteuergerätes auf Basis eines Ausgangsdatenstandes erstellt. Unter Verwendung der Erstkalibrierung war ein Start des Motors möglich, woraufhin die Funktion der mechanischen Komponenten überprüft werden konnte.

Auf diesem Stand konnte mit der Basisbedatung der Motorsteuerung begonnen werden. Anhand von Messungen am Zweirad-Rollenprüfstand wurde dabei die Kalibrierung der wesentlichen Kennfelder, Kennlinien und Parameter der Motorsteuerung vorgenommen, um einen zuverlässigen Motorbetrieb zu erhalten. Im Rahmen einer erweiterten Bedatung wurden Kaltstartoptimierungen sowie Optimierungen zur besseren Fahrbarkeit des Versuchsträgers vorgenommen.

Unter Berücksichtigung der Ergebnisse aus vorangegangenen Untersuchungen konnte das Auspuffsystem mit einem geeigneten Dreivegekatalysator ausgestattet und somit für die Vorserie finalisiert werden. Unter Verwendung des vorher festgelegten Systems zur Abgasnachbehandlung konnte das Emissionsniveau des Versuchsträgers ermittelt werden. Dazu wurde eine Emissionsmessung auf Basis des WMTC-Testzyklus durchgeführt. Anschließend wurde im Rahmen der Emissionsentwicklung das anfängliche Problem zu hoher NO_x -Emissionen durch gezielte Anpassungen der Kalibrierung behoben. Dazu wurde in Zyklusbereichen mit erhöhter Motorlast zum einen eine Verringerung des Vorzündwinkels und zum anderen eine Deaktivierung der Lambdaregelung zur geringfügigen Absenkung des Luftverhältnisses vorgenommen. Durch diese Maßnahmen konnten die Emissionsgrenzwerte der „Euro 4“-Gesetzgebung unter Berücksichtigung der gesetzlichen Verschlechterungsfaktoren eingehalten werden.

Auf dem erreichten Entwicklungsstand am Ende dieser Arbeit wurde anschließend als letzter Projektabschnitt ein Fahrzeugdauerlauf über 30.000 km im Straßenverkehr durchgeführt. Das Hauptziel dieses Langzeitversuches bestand darin, die mechanische Haltbarkeit sowie die einwandfreie Funktion des entwickelten Motors im realen Betrieb nachzuweisen. Als Nebenaspekt konnte die Kalibrierung des Motorsteuergerätes sowie das gesamte elektronische Motormanagementsystem hinsichtlich seiner Funktion getestet werden. Dazu wurde eine Vielzahl an Motorparametern laufend anhand eines mobilen Datenerfassungssystems aufgezeichnet und analysiert.

Insbesondere der λ -Wert unter realen Betriebsbedingungen war dabei von Interesse, da daraus eine Aussage bezüglich der Qualität der vorgenommenen Luftpfadkalibrierung gemacht werden konnte. Dabei entsprach der gemessene λ -Wert weitgehend bis auf wenige Prozent Abweichung dem definierten Sollwert. Einen weiteren wesentlichen Punkt während des Fahrzeugdauerlaufs stellte die Überwachung der Maximaltemperaturen an der

Lambda-Sprungsonde im realen Betrieb dar. Dazu wurde eine spezielle Lambdasonde mit vier Thermoelementen verbaut und die Temperaturen laufend mitgemessen. Dadurch konnte sichergestellt werden, dass diese im Betrieb immer mit ausreichender Sicherheit unter den zulässigen Maximalwerten liegen und die Sondenposition somit nicht zu nahe an den Auslassventilen gewählt ist.

Ausblick

Anhand der Emissionsentwicklung auf Basis des finalisierten Prototypenfahrzeuges konnte der positive Einfluss einer teilweisen Deaktivierung der Lambdaregelung zur Reduzierung von NO_x -Emissionen dargestellt werden. Im Hinblick auf eine serientaugliche Lösung ist die Deaktivierung der Lambdaregelung im Betriebsbereich des entsprechenden Fahrzyklus jedoch keine Option, da ohne Lambdaregelung die auftretende Serienstreuung unterschiedlicher Motoren nicht ausgeglichen werden kann. Aus diesem Grund sieht das Software-Update „*QM0200*“ des M3A-Steuergerätes verbesserte und umfangreichere Möglichkeiten zur Abstimmung der Regelparameter der Lambdaregelung vor. Somit soll es ermöglicht werden, die Regelparameter für niedrige und hohe Motordrehzahlen sowie niedrige und hohe Motorlasten anhand von vier „Quadranten“ individuell anzupassen. Dabei wäre eine denkbare Strategie, die Lambdaregelung im niedrigen Drehzahl- und Lastbereich von oben an den Zielwert $\lambda = 1$ heranregeln zu lassen, um dadurch ein geringfügig mageres Gemisch sowie eine verbesserte HC- und CO-Konvertierung zu erzielen. In höherlastigen Bereichen wäre der umgekehrte Fall eines leicht fetten Gemisches erstrebenswert, um die demonstrierte NO_x -Reduktion ausnutzen zu können. Würde sich auf diese Weise eine serientaugliche Lösung und eine zusätzliche Reduktion des Emissionsniveaus ergeben, so wären wiederum frühere Zündwinkel denkbar, um einen Motorbetrieb bei höheren Wirkungsgraden zu erreichen.

Des Weiteren sind die Feinabstimmung der Warmlaufkorrektur sowie die Optimierung des Instationärverhaltens durch Anpassung der Wandfilmkorrektur im Rahmen der Serienüberführung vorzunehmen. Diese Tätigkeiten sind jedoch in jedem Fall auf Vorserienfahrzeugen durchzuführen, um störende Einflüsse von Prototypenkomponenten auszuschließen und einen seriennahen Stand der Kalibrierung zu erhalten.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Übersicht Projektzeitplan und Projektphasen	1
1.2	CAD-Rendering des Prototypenmotors	2
1.3	Übersicht bezüglich Ausgangssituation, Einschränkungen und Projektzielen	4
2.1	Viertakt-Arbeitsprozess beim Ottomotor [4]	6
2.2	pV-Diagramm Viertaktmotor; adaptiert von [2]	8
2.3	Massenfluss beim Ladungswechsel eines Viertaktmotors [5]	12
2.4	Heizwert und Gemischheizwert bei $\lambda = 1$ für verschiedene Brennstoffe [1]	16
2.5	pv- und Ts-Diagramm des Gleichraumprozesses [1]	18
2.6	Thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses für $\kappa = 1,4$ und $\kappa = 1,3$ [1]	19
2.7	pv- und Ts-Diagramm des Gleichdruckprozesses [1]	20
2.8	Thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichdruckprozesses für $\kappa = 1,4$ [1]	21
2.9	pv- und Ts-Diagramm des kombinierten Prozesses [1]	22
2.10	Thermodynamischer Wirkungsgrad des kombinierten Prozesses für $\kappa = 1,4$ und eine dimensionslose Wärmezufuhr q^* : (a) $q^* = 5$, (b) $q^* = 10$ [1] . . .	23
2.11	Wirkungsgrade des vollkommenen Motors: (a) Gleichraumverbrennung ge- mischsaugend, (b) Gleichraumverbrennung luftansaugend [1]	24
2.12	Abgaszusammensetzung bei Ottomotoren mit $\lambda = 1$; Werte übernommen von [6]	25
2.13	Gleichgewichtskonstante K_p für Wassergasgleichgewicht als Funktion der Temperatur [1]	28
2.14	Zusammensetzung des trockenen und feuchten Verbrennungsgases [1] . . .	29
2.15	Abgasverhalten eines Ottomotors in Abhängigkeit vom Luftverhältnis λ [5]	34
2.16	Schematische Darstellung der Konvertierungsraten eines Katalysators [1]	39
2.17	Aufbau eines keramischen Katalysators [5]	40
2.18	Aufbau eines Metallträger-Katalysators [5]	41
2.19	(a) Prinzipskizze eines ideal dispergierten Katalysators auf einem Alumini- umoxidträger; (b) Prinzipskizze der Edelmetallsinterung auf einem Träger [2]	42
2.20	Prinzipskizze der Trägermaterialsinterung [2]	43

2.21	(a) Prinzipskizze der selektiven Vergiftung von aktiven Zentren; (b) Prinzipskizze der nicht-selektiven Vergiftung von aktiven Zentren [2]	44
3.1	CAD-Rendering des Fahrzeugaufbaus	45
3.2	Brennraumform	46
3.3	3D-Schnittdarstellung des Grundmotors	47
3.4	Komponenten - Ansaugtrakt	48
3.5	Komponenten - Auslasstrakt	49
3.6	Motorcharakteristik	51
3.7	Aufbau des Fahrzeugrahmens	52
3.8	Schema - Motormanagementsystem; adaptiert von [11]	55
3.9	2D-Zeichnung - Injektor	58
3.10	Schema Drehzahlerfassung	59
3.11	Spannungssignal und Drehzahlsignal der ECU	60
3.12	Anschlussschema des M3A-Moduls	61
3.13	(a) Spannungskennlinie der Zweipunkt-Lambdasonde für verschiedene Arbeitstemperaturen; (b) Schema der Sprungsonde	64
3.14	(a) Pumpstorm I_P einer Breitband-Lambdasonde in Abhängigkeit vom Luftverhältnis λ des Abgases; (b) schematischer Aufbau der Messzelle und Andordnung im Abgasrohr	65
3.15	Fahrzeugaufbau am Rollenprüfstand	67
4.1	Motorstartvorgang - ZOT-Synchronisation	73
4.2	Vereinfachtes Wandfilmmodell; adaptiert von [14]	74
4.3	Siedeverlauf und dessen Einfluss auf das motorische Verhalten [15]	75
4.4	Grundeinstellung für (a) Kennfeld der Start-Einspritzmenge und (b) Kennlinie des Deaktivierungsfaktors mit Zykluszähler CYC_CAST	76
4.5	Grundeinstellung für den Start-Zündwinkel	77
4.6	Drosselklappenspalt	77
4.7	Vereinfachtes M3A-Schema mit ABV; adaptiert von [16]	78
4.8	Einflussparameter - Drosselklappengrundstellung	79
4.9	Messergebnis der übernommenen Drosselklappengrundstellung	82
4.10	ABV-Einstellschema	83
4.11	Sollwertverlauf - Leerlaufdrehzahl	85

4.12 Sollwertverlauf - Leerlaufzündwinkel	86
4.13 Sollwertverlauf - ABV-Öffnungsdauer	86
4.14 Überprüfung - Leerlaufeinstellungen und Drosselklappengrundstellung . . .	87
4.15 Luftpfad	89
4.16 Vereinfachtes Schema: Saugrohrdruck-Drehzahl-Modell [16]	90
4.17 Vereinfachtes Schema: Drosselklappenwinkel-Drehzahl-Modell [16]	90
4.18 Eingangsgrößen - Saugrohrdruck-Drehzahl-Modell [16]	91
4.19 Saugrohrdruckerfassung; adaptiert von [16]	91
4.20 Füllungserfassung mittels Saugrohrdruck-Drehzahl-Modell [16]	92
4.21 Füllungserfassung mittels Drosselklappenwinkel-Drehzahl-Modell [16] . . .	93
4.22 Temperaturmodell [16]	94
4.23 Luftpfadkalibrierung - Basiskennfeld (vereinfachtes Modell)	94
4.24 Drehzahlstützstellen - Luftmassencharakteristik mit alten Stützstellen . . .	96
4.25 Drehzahlstützstellen - Luftmassencharakteristik mit angepassten Stützstellen	97
4.26 Luftmassenverlauf über Saugrohrdruckquotient	98
4.27 Lastschnitte - Luftmassenverläufe	99
4.28 Voreinstellung für: (a) Aufheizung der Zylinderladung und (b) Tempera- turkorrekturfaktor	100
4.29 Temperaturmodell - Ansauglufttemperaturbereiche; adaptiert von [16] . . .	102
4.30 Basiskennfeld - IP_MAF_BAS_MAP__N__PQ_AMP_COR	103
4.31 Endkonfiguration für: (a) Aufheizung der Zylinderladung und (b) Tempe- raturkorrekturfaktor	104
4.32 Basiskennfeld - IP_MAF_THR_BAS__N__TPS_MAF_THR	105
4.33 Schema - Einspritzzeitpunkt	106
4.34 Einspritzbeginn - IP_SOI__N_64__TI_HOM_1	107
4.35 Schema: Zündkennfeld [16]	108
4.36 Zündkennfeld - IP_IGA_BAS__N__MAF	109
5.1 Endkonfiguration für (a) Kennfeld der Start-Einspritzmenge und (b) Kenn- linie des Deaktivierungsfaktors mit Zykluszähler CYC_CAST	110
5.2 Optimierter Kaltstart bei -5 °C	111
5.3 Zündkennfeld - Zündwinkel für konstante Luftmasse (MAF)	113
5.4 Abgestimmtes Zündkennfeld - Zündwinkel für konstante Luftmasse (MAF)	114

5.5	Einfluss der Wandfilmbildung bei Lastwechsellvorgängen auf λ [18]	115
6.1	Fahrzeugklassifizierung	117
6.2	WMTC-Testzyklus - Teil 1 und Teil 2	118
6.3	Aufbauschema - offene CVS-Anlage; adaptiert von [13]	123
6.4	Akkumulierte Emissionen - Basisvermessung	126
6.5	Ergebnisse der Beutelmessung - Basisvermessung	127
6.6	Einfluss des Zündzeitpunktes (ZZP) bei Teillast; adaptiert von [14]	128
6.7	Angepasstes Zündkennfeld - IP_IGA_BAS__N__MAF	129
6.8	Akkumulierte NO _x -Emissionen - Zündwinkelreduktion auf 20 °KW v.OT .	129
6.9	Akkumulierte HC-Emissionen - Zündwinkelreduktion auf 20 °KW v.OT . .	130
6.10	Akkumulierte CO-Emissionen - Zündwinkelreduktion auf 20 °KW v.OT . .	131
6.11	Schematische Darstellung der (a) Abgasentstehung [5] und (b) Abgaskonvertierung [1] in Abhängigkeit vom Luftverhältnis λ	132
6.12	Akkumulierte NO _x -Emissionen - Vergleich: Basisvermessung, später Zündzeitpunkt und teilweise deaktivierte Lambdaregelung (bei spätem Zündzeitpunkt)	133
6.13	Zyklusausschnitt - Lambdaverlauf	134
6.14	Akkumulierte HC-Emissionen - Vergleich: Basisvermessung, später Zündzeitpunkt und teilweise deaktivierte Lambdaregelung (bei spätem Zündzeitpunkt)	134
6.15	Akkumulierte CO-Emissionen - Vergleich: Basisvermessung, später Zündzeitpunkt und teilweise deaktivierte Lambdaregelung (bei spätem Zündzeitpunkt)	135
6.16	Ergebnisse der Beutelmessung - Optimierte Kalibrierung	136

Tabellenverzeichnis

3.1	Technische Motordaten	50
3.2	Fahrzeugdaten	53
3.3	Technische Daten des Motormanagementsystems	62
3.4	Technische Daten des Rollenprüfstandes	63
3.5	Systemparameter Breitband-Lambdasonde	66
4.1	Zusammensetzung - trockene Luft	70
4.2	Ergebnisse - Kraftstoffanalyse	71
4.3	Zielparameter Motorleerlauf	80
4.4	Integralterm der Leerlaufregelung	84
4.5	Proportionalterm der Leerlaufregelung	85
4.6	Definierte Drehzahl-Stützstellenwerte	96
4.7	Stützstellenwerte für den Saugrohrdruckquotienten	99
6.1	Euro 4 - Gewichtungsfaktoren	119
6.2	Euro 4 - Grenzwerte	119
6.3	Euro 4 - Verschlechterungsfaktoren	120
6.4	Fahrwiderstandsparameter	121
6.5	Schaltdrehzahlen	122
6.6	Katalysatorspezifikationen	125

Literaturverzeichnis

- [1] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, SpringerWienNewYork, 3. Auflage, 2009.
- [2] R. van Basshuysen und F. Schäfer: *Handbuch Verbrennungsmotor*, Springer Vieweg, 7. Auflage, 2015.
- [3] T. Mair: *Leistungsentwicklung, Baugruppenerprobung und -optimierung an einem 150 cm³ Viertaktprototypenmotor*, Masterarbeit, IVT - Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, 2015.
- [4] J. Stoffregen: *Motorradtechnik*, München: Springer Vieweg, 8. Auflage, 2012.
- [5] H. Eichlseder: *Kolbenmaschinen*, Vorlesungsskript, IVT - Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, 2011.
- [6] H. List: *Eröffnungsvortrag.*, 18. Tagung Motor und Umwelt, Graz, 2006.
- [7] G. P. Merker, C. Schwarz und R. Teichmann: *Grundlagen Verbrennungsmotoren*, Vieweg+Teubner Verlag | Springer Fachmedien Wiesbaden, 6. Auflage, 2012.
- [8] W. K. Cheng, D. Hamrin, J. B. Heywood, S. Hochgreb, K. Min und M. Norris: "An Overview of Hydrocarbon Emissions Mechanisms in Spark-Ignition Engines", *SAE paper 932708* 1993.
- [9] Wikipedia: <https://de.wikipedia.org/wiki/Stickoxide>, aufgerufen am 05. September, 2015.
- [10] H. Haas: *Mechanische Auslegung von Kurbeltrieb und Antriebsstrang eines 150 cm³ Viertaktmotors*, Diplomarbeit, IVT - Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, 2014.
- [11] Synerject: <http://www.synerject.com/en/2-3-wheeler/light-motorcycles/m3a-module-system-p11-6>, aufgerufen am 18. September, 2015.
- [12] K. Reif: *Sensoren im Kraftfahrzeug*, Vieweg+Teubner Verlag | Springer Fachmedien Wiesbaden, 1. Auflage, 2010.
- [13] M. Minichberger: *Abstimmung und Applikation eines 150 ccm Viertakt-Motorradmotors im Hinblick auf die künftige EURO IV Abgasgesetzgebung*, Diplomarbeit, IVT - Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, 2014.
- [14] S. Pischinger: *Verbrennungsmotoren - Band II*, Vorlesungsumdruck, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Rheinisch-westfälische technische Hochschule, Aachen, 21. Auflage, 2000.

-
- [15] H.-J. Berner, S. Bohatsch, A. Ferrari, B. Hoffmann und M. Bargende: “Strahlgeführte Erdgas-Direkteinblasung zur Erzielung höchster Prozesswirkungsgrade”, *IAV 3. Tagung Gasfahrzeuge* Berlin, 18. Sept. 2008.
- [16] Synerject: “M3A Air path strategy”, *PowerPoint-Anleitung* Oktober 2009.
- [17] R. B. Adam: *Simulatorische Untersuchung von Ladungswechsel und Gemischbildung an einem 150 cm³-Viertaktmotor mittels 3D-CFD*, Diplomarbeit, IVT - Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, 2014.
- [18] N. F. Benninger: *Modellgestützte Instationärsteuerung von Ottomotoren*, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 150, 12. Intern. Wiener Motorensymposium, 1991.
- [19] E. U. Amtsblatt: “DELEGIERTE VERORDNUNG(EU) Nr. 134/2014 DER KOMMISSION”, *EU-Verordnung* 16. Dezember 2013.
- [20] G. Neumann: *Konzeptentwicklung zur Anwendung von Abgasrückführung an kleinvoolumigen Ottomotoren*, Diplomarbeit, IVT - Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, 2011.
- [21] J. Tromayer, G. Neumann, M. Bonifer und R. Kiemel: *Strategies for Emission Reduction on Small Capacity Two-Wheelers with Regard to Future Legislative Limits*, SAE Technical Paper 2014-32-0031, doi: 10.4271/2014-32-0031, 2014.

A Appendix

A.1 Abkürzungen für M3A-Systemvariablen

Abkürzung	Erläuterung - Englisch	Erläuterung - Deutsch
ADD	additive	additive Korrektur
ADJ	adjustment	Verstellung
AFL	air fuel lean	mageres Gemisch
AFR	air fuel rich	fettes Gemisch
AMP	ambient pressure	Umgebungsdruck
AST	after-start	Phase nach Start
BAS	base	Basis
BDC	bottom dead center	unterer Totpunkt
CAL	calibration	Abstimmung, Kalibrierung
CAN	controller area network	serielles Bussystem
CAST	cold after-start	Phase nach Kaltstart
CLC	calculated	berechnet
CLR	clear	Löschsignal
COM	communication	Kommunikation
COR	correction	Korrektur
CRK	crankshaft / crankshaft angle	Kurbelwelle / Kurbelwellenwinkel
CST	cold start	Kaltstart
CT	closed throttle	geschlossene Drosselklappe
CTL	control	Regelung
CTR	counter	Zähler
CYC	cycle	Zyklus
CYL	cylinder	Zylinder
D	differential part of PID	differentieller Anteil des PID-Reglers
DEAC	deactivation	Deaktivierung
DEC	decrementation	Verringerung
DIF	difference	Differenz
DIG	digital	digital
DLY	delay	Totzeit
DUR	duration	Dauer
DYN	dynamic	dynamisch
ECU	engine control unit	Motorsteuergerät
EDGE	edge	Flanke
EDIT	edit	bearbeiten
EGR	exhaust gas recirculation	Abgasrückführung
EL	electrical	elektrisch
EMS	engine management system	elektronisches Motormanagementsystem
ENG	engine	Motor
EOI	end of injection	Einspritzende
ERR	error	Fehler
ES	engine stop	Motorstillstand

ESS	engine speed signal	Drehzahlsignal
EX	exhaust	Auslass
EXT	external	extern
FAC	factor , coefficient	Faktor
FAST	fast	schnell
FB	feedback	Rückmeldung
FCUT	fuel cutoff	Kraftstoffabschaltung
FL	full load	Vollast
FLOOD	flood	„Absaufen“ des Motors
GND	ground	Masse (elektrischer Minuspol)
GRD	gradient	Gradient
H	high	hoch
HAST	hot after-start	Phase nach Heißstart
HST	hot start	Heißstart
HYS	hysteresis	Hysterese
I	integral part of PID	integraler Anteil des PID-Reglers
IC	integrated circuit	integrierter Schaltkreis
IGA	ignition angle	zylinderindividueller Gesamt- zündwinkel
IGN	ignition	Zündung
IN	intake	Einlass
INC	increase	Erhöhung
INFO	information	Information
INH	inhibition	Hemmung, Sperre
INI	initialization	Initialisierungswert
INJ	injection	Einspritzung
INT	integral	Integral
IS	idle speed	Leerlauf
ISA	idle speed actuator	Leerlauffüllungssteller
ISC	idle speed controler	Leerlaufregler
IT	internal	intern
IV	injection valve	Einspritzventil
JERK	jerking	Ruckeln
KGH	kilogram per hour	Kilogramm pro Stunde
LAM	lambda controler	Lambdaregler
LAMB	lambda	Lambda
LGRD	limitating gradient	Änderungsbegrenzung
LIH	limp home	Notlauf
LIM	limitation	Begrenzung
LOAD	load	Last
LOUT	logical output	logischer Ausgang
LS	lambda sensor	Lambdasonde
LSCL	lamda sensor closed loop	geschlossener Lambda- Regelkreis
LSOL	lambda sensor open loop	offener Lambda-Regelkreis
LST	last	zuletzt, letzter
LTC	load transient correction	Lastschlagdämpfung
MAF	mass air flow	Luftmasse
MAIN	main	hauptsächlich
MAN	manual	manuell
MAP	manifold air pressure	Saugrohrdruck
MASS	mass	Masse
MAX	maximum	Maximum
MEC	mechanic	mechanisch

MFF	mass fuel flow	Kraftstoffmasse
MIL	malfunction indicator light	Motorkontrollleuchte
MIN	minimum	Minimum
MMV	moving mean value	gleitender Mittelwert
MOD	mode	Modus
MV	mean value	Mittelwert
N	engine speed	Motordrehzahl
NEG	negative	negativ
OBD	on board diagnosis	On-board Diagnose
OFF	off	aus
OFS	offset	Versatz
P	proportional part of PID	proportionaler Anteil des PID-Reglers
PAS	passive	passiv
PER	period	Periode
PHA	phase	Phase
PL	part load	Teillast
POST	post	nach
PQ	pressure quotient	Druckquotient
PRED	predicted	abgeschätzt
PRES	present	momentan, aktuell
PREV	previous	vor, vorab
PROG	programming	programmieren
PROP	proportional	proportional
PU	pull	Schub
PUB	pull begin	Schubbeginn
PUC	pull fuel cutoff	Schubabschaltung
PUE	pull end	Schubende
RATE	rate	Rate
RATIO	ratio	Verhältnis
REAC	reactivation	Wiedereinsetzen
READY	readiness identification	Bereitschaftserkennung
REF	reference	Referenz
REL	relative	relativ
REST	restart	Wiederholstart
REV	revolution	Umdrehung
RFL	reactivation full load	Wiedereinsetzen der Vollast
RND	random	zufällig
ROM	read only memory	Festwertspeicher
RST	reset	rücksetzen
RUN	running (working)	laufen
SAMPLE	sample	Abtastwert
SENS	sensor	Sensor
SEQ	sequential	sequentiell
SET	set	einstellen
SF	status flag	Zustandsindikator
SIG	signal	Signal
SLOW	slow	langsam
SOI	start of injection	Einspritzbeginn
SP	setpoint	Sollwert
ST	starting	Start
STALL	stalling	Absterben des Motors
STAT	stationary	stationär
STATE	state	Zustand

STD	standard deviation	Standardabweichung
STEP	step	Stufe
STND	standardization	Normierung
STOP	stop	Stop
T	time	Zeit
TAM	ambient temperature	Umgebungstemperatur
TCO	coolant temperature	Kühlwassertemperatur
TCYL	cylinder air temperature	Lufttemperatur im Zylinder
TD	time dwell	Schließzeit
TDC	top dead center	oberer Totpunkt
TEMP	temperature	Temperatur
THD	threshold	Schwellwert, Grenzwert
THR	throttle	Drosselklappe
TI	injection time	Einspritzzeit
TIA	intake air temperature	Ansauglufttemperatur
TOOTH	tooth	Zahnnummer
TOT	total	gesamt
TPS	throttle position sensor	Drosselklappensensor
TRA	transient	instationär
TRIG	trigger	Trigger
UP	up, upstream	vor, vor der Drosselklappe
V	voltage	Spannung
VLD	valid	gültig
VLS	lambda sensor voltage	Lambdasonden-Spannung
WF	wall flm	Wandfilm
WUP	warm up	Warmlauf

A.2 Injektordatenblatt

 * * CONTINENTAL * *

02-05-2014

DATA FOR INJECTOR TYPE * * Synerject Toulouse Modenas Scooter

DATE	:02-05-2014	TEMPERATURE	: 68.00	[F]
TEST FLUID	:n-HEPTANE	PRESSURE	:250.00	[KPA]
SP GRAVITY	:0.685	VOLTAGE	: 14.00	[V DC]
PART NUMBER	:71510	RESISTANCE	: 12.00	[OHMS]
SPRAY ANGLE	: 16	ORIENTATION	: 0.00	[DEGREE]
DRIVER	:DPS			

STATIC ERROR% LIMITS : 2.0 TO -2.0
 DYNAMIC ERROR% LIMITS : 2.0 TO -2.0

STATIC MEAN	= 1.5320	DYNAMIC MEAN	= 3.4510
STATIC ST. DEV.	= 0.0058	DYNAMIC ST.DEV.	= 0.0242
NOMINAL MEAN	= 1.5500	NOMINAL MEAN	= 3.4720

SERIAL#	STATIC FLOW [g/S]	STATIC ERROR%	DYNAMIC FLOW [mg/pulse]	DYNAMIC ERROR%	LEAKAGE cc/min
67855	1.524	-1.656	3.426	-1.312	0.00
67857	1.533	-1.075	3.443	-0.849	0.02
67858	1.538	-0.753	3.484	0.343	0.15

Dyn. flow @ 2.5 ms pulse width File : e036-16.SRT

COMMENTS : BENT/SPLIT - BENT 23 /SPLIT 16