

Diplomarbeit

Applikation der elektronischen Motorsteuerung eines Zweitaktmotors für handgehaltene Arbeitsgeräte

Verfasser:

Christian Harant

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
Technische Universität Graz

Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder

Betreuender Professor:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder

Betreuende Assistenten:

Dipl.-Ing. Dr.techn. Stephan Schmidt

Dipl.-Ing. Alexander Trattner

Graz, November 2013

INHALT

VORWORT	4
EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG	5
KURZFASSUNG	6
ABSTRACT	6
1 EINLEITUNG	7
2 ZIELE DER DIPLOMARBEIT	9
3 GRUNDLAGEN	10
3.1 BEGRIFFSERKLÄRUNG APPLIKATION	10
3.2 WICHTIGE GRUNDGRÖßEN	11
3.3 BESONDERHEITEN BEI DER ABGASANALYSE VON ZWEITAKTMOTOREN	14
3.3.1 <i>Gemessene Abgaskomponenten</i>	14
3.3.2 <i>Wassergasgleichgewicht</i>	15
3.3.3 <i>Berechnete Abgaskomponenten</i>	17
3.3.4 <i>Globales Luftverhältnis</i>	17
3.3.5 <i>Luftverhältnis im Brennraum</i>	19
3.3.6 <i>Vergleich der verschiedenen Methoden zur Lambdabestimmung</i>	19
3.3.7 <i>Spülvorlagenwirkung</i>	20
3.4 ANFORDERUNGEN AN HANDGEHALTENE ARBEITSGERÄTE	21
3.4.1 <i>Entwicklung der Emissionsgesetze von Arbeitsmaschinen</i>	22
3.5 ÜBERBLICK ÜBER MÖGLICHE MOTORTECHNOLOGIEN FÜR HANDGEHALTENEN ARBEITSGERÄTE	26
3.5.1 <i>Abgasnachbehandlung</i>	26
3.5.2 <i>Resonanzaufladung</i>	28
3.5.3 <i>Compression wave Injection (CWI)</i>	29
3.5.4 <i>Spülvorlage</i>	30
3.5.5 <i>Viertaktmotor</i>	31
3.5.6 <i>Bewertung der verschiedenen Technologien</i>	32
3.5.7 <i>Konzepte mit elektronischem Einspritzsystem</i>	32
4 MESSAUFBAU	37
4.1 VERSUCHSTRÄGER	38
4.2 PRÜFSTANDSMESSTECHNIK	39
4.2.1 <i>Wirbelstrombremse</i>	39
4.2.2 <i>Prüfstandsrechner</i>	40
4.2.3 <i>Indizierrechner</i>	40
4.2.4 <i>Abgasanalyse</i>	41
4.3 KOMPONENTEN DER ELEKTRONISCHEN EINSPRITZUNG	42
4.3.1 <i>Steuergerät</i>	42
4.3.2 <i>Peripherie</i>	42
4.3.3 <i>Applikationsrechner</i>	43
5 REFERENZMOTOR VERGASER MIT SPÜLVORLAGE	44
5.1 REFERENZ KENNFELDER	46
6 VERSUCHSTRÄGER MIT ELEKTRONISCHER EINSPRITZUNG	50
6.1 NIEDERDRUCKDIREKTEINSPRITZUNG (LPDI)	51
6.1.1 <i>Einfluss des Luftverhältnisses</i>	53
6.1.2 <i>Einfluss des Zündzeitpunktes</i>	55

6.1.3	<i>Einfluss des Einspritzzeitpunktes</i>	56
6.1.4	<i>Variante mit seitlichem Injektor</i>	57
6.2	KURBELGEHÄUSEEINSPRITZUNG MIT SPÜLVORLAGE (CCI)	59
6.2.1	<i>Einfluss des Luftverhältnisses</i>	61
6.2.2	<i>Einfluss des Zündzeitpunktes</i>	62
6.2.3	<i>Einfluss des Einspritzzeitpunktes</i>	63
6.2.4	<i>Leerlauf</i>	63
7	KALIBRIERUNG UND ABSTIMMUNG	65
7.1	BESCHREIBUNG DES ZÜND- UND EINSPRITZALGORITHMUS	65
7.2	ABSTIMMUNG DES STATIONÄREN LASTKENNFELDES	68
7.2.1	<i>Drosselklappen Referenzspannung</i>	68
7.2.2	<i>Zielwerte für Luftverhältnis und Schwerpunktlage</i>	68
7.2.3	<i>Festlegen der Stützstellen</i>	68
7.2.4	<i>Vorgehensweise bei der Abstimmung</i>	69
7.3	STARTABSTIMMUNG	71
7.4	WARMLAUFABSTIMMUNG (WUP)	72
7.5	LEERLAUFVERHALTEN	74
7.6	ÜBERSICHT DER ERSTELLTEN KENNFELDER	74
8	SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK	76
	LITERATURVERZEICHNIS	77
	TABELLENVERZEICHNIS	79
	ABBILDUNGSVERZEICHNIS	80
	FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN	83
	ANHANG	I
	KENNFELDER DES REFERENZMOTORS	I
	DOI VARIATION LPDI	II
	IGA VARIATION LPDI	III
	SOI VARIATION LPDI	III
	DOI VARIATION CCI	IV
	IGA VARIATION CCI	IV
	SOI VARIATION CCI	V
	DOI UND IGA VARIATION BEI 6000 MIN ⁻¹ CCI	VI
	DOI UND IGA VARIATION BEI 9500 MIN ⁻¹ CCI	IX
	LEERLAUF MIT WEIT GEÖFFNETER DROSSELKLAPPE CCI	XIII
	KENNFELDER UND KENNLINIE IN TABELLEN	XIV
	KENNFELDER UND KENNLINIEN IN DIAGRAMMEN	XIX

Vorwort

Aufgrund meines großen Interesses an Verbrennungsmotoren und speziell an Motorrädern, bestand für mich bereits zu Anfang des Studiums der Wunsch, meine Diplomarbeit am *Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik*, im Forschungsbereich *Konstruktion und Auslegung* zu schreiben.

So ergab sich für mich im Rahmen des Forschungskonsortiums *ECO-PowerDrive* die Chance, nicht nur die vorliegende Arbeit, sondern ebenso zwei weitere Projektarbeiten zu verfassen.

Darum gilt mein Dank, meinem betreuenden Professor und Institutsvorstand Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder, dem Leiter des Forschungsbereichs *Konstruktion und Auslegung* Dipl.-Ing. Dr.techn. Roland Kirchberger, sowie meinen Betreuer und Leiter des Gesamtprojektes *ECO-PowerDrive* Dipl.-Ing. Dr.techn. Stephan Schmidt, die diese Arbeit ermöglicht haben. Besonderen Dank möchte ich Dipl.-Ing. Alexander Trattner als Betreuer und Leiter des *2-COM* Projektes aussprechen, ohne dessen Geduld und Unterstützung eine derart reibungsfreie Abwicklung nicht möglich gewesen wäre.

Weiters möchte ich mich bei sämtlichen Mitarbeitern des Forschungsbereichs *Konstruktion und Auslegung* für die ausgesprochen kollegiale Zusammenarbeit bedanken.

Mein größter Dank gilt meiner Familie, im speziellen meinen Eltern, meinen Geschwistern und meiner Freundin, die mich nicht nur während meiner Studienzeit stets unterstütz haben.

Christian Harant

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.

Christian Harant

Graz, November 2013

Kurzfassung

Die immer strenger werdenden Abgasgesetze betreffen Verbrennungskraftmaschinen in allen Bereichen. Speziell bei Zweitaktmotoren im handgehaltenen Sektor stellen diese Regulierungen besondere Herausforderungen dar. So gilt es nicht nur die gesetzlichen Vorgaben zu erfüllen, sondern ebenso die Vorteile des Zweitaktmotors, wie etwa geringes Leistungsgewicht und kostengünstige Fertigung, zu wahren.

Die vorliegende Arbeit wurde im Rahmen des 2-COM Projektes des ECO-PowerDrive Konsortiums verfasst. Ziel war die Applikation, also die Abstimmung der elektronischen Motorsteuerung, eines handgehaltenen Motors auf einem Motorprüfstand, um damit weiterführende Versuche wie beispielsweise Felderprobungen, transientes Betriebsverhalten oder auch Magerleerlauf durchführen zu können. Die Applikation beinhaltete neben dem stationären Voll- und Teillastbereich auch Leerlauf-, Start- und Warmlaufabstimmung.

Weiters wurden grundlegende Einflüsse von Luftverhältnis und Zündung von unterschiedlichen Einspritzsystemen und einem Referenzmotor untersucht, und Potential zur Emissions- und Verbrauchoptimierung im Teillast und Leerlauf festgestellt.

Abstract

Emission regulations on internal combustion engines have become more rigorous in all fields. Particularly in the sector of hand-held two-stroke power tools these regulations entail special challenges. Emission limits have to be met without neglecting the established advantages of two-stroke power tools, namely high specific power and low system costs.

This thesis is based on the 2-COM project led by the Research Consortium *ECO-PowerDrive* at Graz University of Technology. The final aim was the application of an electronic engine management system on an engine dynamometer in order to conduct further tests, for instance field trials, transient behaviour or lean idle-speed operations. Beside the stationary full load and part load operation, this application also involves idle-speed, start and warm up operations.

Furthermore, fundamental impacts of air-fuel-ratio and ignition of different injection systems and a carbureted reference engine have been analysed. As a result, potential emission and fuel consumption optimization in full load and part load operation could be observed.

1 Einleitung

Zweitaktmotoren zählen zu den wichtigsten Vertretern für Antriebe von handgehaltenen Arbeitsgeräten, wie z.B. Kettensägen¹. Der Marktanteil betrug 2005 europaweit knapp 90 %² [1]. Die Kombination aus einfachem und somit kostengünstigem Aufbau, aber vor allem das geringe Leistungsgewicht, macht diese Art von Arbeitsmaschinen bei Anwendern sehr beliebt.

Wie auch im Verkehrswesen unterliegen Verbrennungsmotoren für Arbeitsgeräte stetig wachsenden Emissionsanforderungen. Während durch diese Reglementierung bei den nicht-handgehaltenen Arbeitsgeräten (z.B. Rasenmäher) ein Verschwinden des Zweitaktmotors bis zum Jahr 2015 prognostiziert wird, führte sie im handgehaltenen Bereich zu einer deutlichen Weiterentwicklung der Zweitakttechnologie und einem geschätzten Marktanteil von immer noch 75 % im Jahr 2015 [1].

Möglich machen dies, neben anderen, neue Spülstrategien wie das „Spülvorlage“ genannte Schichtladungsverfahren der Firma Stihl, welches auch als „2-Mix-Technik“ vermarktet wird. Hierbei wird beim Ladungswechsel mit reiner Luft „vorgespült“ und so der Spülverlust verringert. Mit diesen Entwicklungen gehen aber auch Mehrkosten für das gesamte System einher. Neben den gesetzlichen Vorgaben sind auch Kundenwünsche wie geringer Kraftstoffverbrauch und Komfort in der Bedienung wesentliche Anforderungen. Selbst moderne Vergaser-Antriebe setzen eine gewisse ottomotorische Grundkenntnis voraus. So ist eine optimale Funktion nur bei korrekt aufeinander eingestellten Gemischdüsen und Leerlaufschrauben gewährleistet. Auch die richtige Verwendung von Heiß- und Kaltstartvorrichtungen sowie des Kraftstoffentlüftungssystems sind ausschlaggebend, ob beispielsweise beim Starten zwei oder zehn Anwerfhübe benötigt werden. So kann der technische Mehraufwand nicht nur der Erfüllung gesetzlicher Vorschriften dienen, sondern auch zur Verbesserung von beispielsweise Bedienkomfort und Verbrauch beitragen, was wiederum zu einer besseren Kundenakzeptanz der höheren Systemkosten führt.

Im Rahmen des 2-COM Projektes, einem Subprojekt des ECO-PowerDrive Konsortiums, werden alternative Brenn- und Gemischbildungsverfahren mit dem Ziel untersucht, den steigenden Anforderungen an Zweitaktmotoren auch in Zukunft gerecht werden zu können. Als vielversprechend haben sich Systeme mit elektronischer Einspritzung gezeigt [2]. Nach der aktuellen Gesetzeslage werden handgehaltene Arbeitsmaschinen gemäß des Prüfzyklus an zwei Lastpunkten überprüft. Emissionswerte der Vollast unterscheiden sich erheblich von den Teillastwerten, vor allem da bei Vergaser die Abstimmungsmöglichkeiten beschränkt sind. Eine elektronische Gemischaufbereitung kann auch hier eine große Verbesserung über den gesamten Betriebsbereich ermöglichen.

Besonders problematisch bei Zweitaktmotoren sind Kohlenwasserstoffemissionen (HC). Einerseits durch die systembedingten Spülverluste beim Ladungswechsel, aber auch durch Verbrennungsaussetzer im Niederlast- und Leerlaufbereich. Dieses sogenannte „Viertakten“ ist typisch für Betrieb mit hohem Restgasanteil und fettem Gemisch. Diese fette Abstimmung ist aber auf Grund der fehlenden Leerlaufregelung und Kompensation von Luftdruck und –temperatur nötig, mit dem Ziel ein stabiles Betriebs- und Ansprechverhalten zu gewährleisten (-40 bis +40 °C und 0 bis 4000 m). Auch hier ist viel Verbesserungspotential durch eine betriebspunktabhängige Luftverhältnisabstimmung vorhanden.

¹ Die genaue Definition von Arbeitsmaschinen ist in Abschnitt 3.4 zu finden

² Im Vergleich zu anderen Verbrennungskraftmaschinen, elektrische Antriebe ausgenommen

Der Hauptteil dieser Arbeit besteht in der Erstellung einer Basiskalibrierung³ für eine handgehaltene Arbeitsmaschine mit elektronischer Motorsteuerung (Engine Management System, EMS), auf deren Basis weiterführende Versuche wie beispielsweise Mager-Leerlauf und Feldversuche durchgeführt werden können.

Als EMS ist ein System der Firma Synerject in Verwendung. Neben einer Vielzahl bereits integrierter Funktionen und Steuerstrategien, bietet die Applikation über INCA⁴ und einer Matlab/Simulink Schnittstelle die Möglichkeit, ohne eine Softwareänderung, beispielsweise neue Regelstrategien auszuprobieren. Aufgrund dieser hohen Flexibilität ist dieses System ausgewählt worden.

Bei den Versuchsträgern handelt es sich um modifizierte Vergasermotoren mit Niederdruck-Direkteinspritzung (Low Pressure Direct Injection, LPDI) und Kurbelgehäuseeinspritzung (Crank Case Injection, CCI). Ebenfalls untersucht wird eine Variante des LPDI mit geänderter Injektorposition sowie als Vergleich ein Referenzmotor mit Vergaser.

Im Kapitel *Grundlagen* wird auf die Ermittlung der für die Kalibrierung nötigen Größen sowie spezielle Definitionen eingegangen. Auf grundlegende Erklärungen des Zweitaktprozesses, wie sie in allgemeiner Fachliteratur zu finden sind, ist weitgehend verzichtet worden. Weiters wird ein Überblick über Emissionsgesetzgebung, Anforderungen und aktuelle Motortechnologien bei handgehaltenen Arbeitsgeräten gegeben.

Der gesamte Aufbau des Prüfstandes inklusive Messtechnik ist im Kapitel *Messaufbau* erörtert. Ebenfalls finden sich hier Beschreibungen zu dem mechanischen Aufbau der Versuchsträger sowie Details zum EMS, wie beispielsweise die notwendige Sensorik und Aktorik.

In den darauffolgenden Abschnitten 5 und 6 sind die Ergebnisse der Referenzmessung des Vergasermotors über den gesamten Betriebsbereich zu finden. Ebenfalls sind die Einflüsse von Lambda- und Zündwinkelvariation, als Basis für die Festlegung der Kalibrierung notwendigen Zielgrößen gezeigt. Außerdem werden die Emissionswerte gemäß dem gesetzlichen Prüfzyklus verglichen.

Im Kapitel *Kalibrierung und Abstimmung* wird neben der Methodik und den Ergebnissen der Arbeit zusätzlich ein Überblick über den EMS-Algorithmus sowie eine Zusammenfassung der zu kalibrierenden Kennfelder und –linien gegeben.

Abschließend folgen eine Schlussfolgerung mit einer Zusammenfassung der gewonnen Erkenntnisse sowie ein Ausblick auf eine mögliche Zukunft.

³ Begriffserklärung für Kalibrierung und Applikation finden sich in Abschnitt 3.1

⁴ Weiterführende Erklärung zum EMS sind in Abschnitt 4.3 gegeben

2 Ziele der Diplomarbeit

Im Rahmen des 2-COM-Projektes des ECO PowerDrive Konsortiums ist für weiterführende Untersuchungen an Einspritzsystemen für Zweitakt Arbeitsgeräte ein Prototyp zum Betrieb für Feldversuche gefordert. Daraus ergeben sich die konkreten Ziele für die vorliegende Arbeit:

- Vergleich verschiedener Gemischbildner hinsichtlich Emissions- und Verbrauchsverhalten sowie erzielbarer Leistung:
Einerseits der beiden ausgewählten Einspritzmotoren mit Niederdruck-Direkteinspritzung (Low Pressure Direct Injection, LPDI) und Kurbelgehäuseeinspritzung (Crank Case Injection, CCI) als auch des Referenzmotors mit Spülvorlage und Membranvergaser
- Grundlegende Untersuchungen zum Einfluss des Luftverhältnisses, der Zündung und der Last auf die Emissionen und den Verbrauch:
Variation von Einspritzmenge, -zeitpunkt und Zündwinkel über den gesamten Lastbereich, sowie Basisvermessung des Referenzmotors ebenfalls über den gesamten Lastbereich.
- Untersuchungen zum Leerlaufverhalten:
Einfluss des Luftverhältnisses und der Zündung auf Emissionen aber auch Laufruhe und Stabilität der Drehzahl.
- Kalibrierung eines ausgewählten Motorkonzeptes in den Bereichen:
 - Start
 - Leerlauf
 - Teillast
 - Volllast
 - Warmlauf
- Vorbereitende Arbeiten für den Einsatz des Prototypenmotors im Gerät

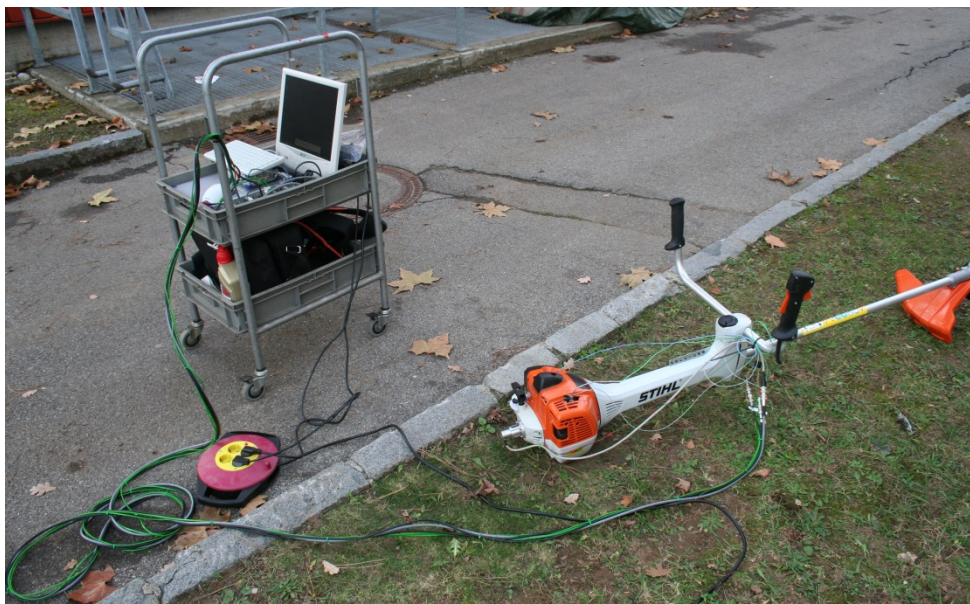


Abbildung 1: Versuchsaufbau des Referenzmotors mit Hochdruckindizierung und Temperaturmessung für Feldversuche

3 Grundlagen

Im Rahmen dieser Arbeit wird im Kapitel Grundlagen nur auf die wesentlichen Kenngrößen, die im Zuge dieser Diplomarbeit verwendet werden, eingegangen. Weiters sind die folgenden Betrachtungen auf kolbengesteuerte Motoren mit Umkehrspülung eingeschränkt. Zu allgemeinen Grundlagen verschiedener Ausführungen von Zweitaktmotoren sei auf die Literatur [3] und [4]. verwiesen.

3.1 Begriffserklärung Applikation

In der vorliegenden Arbeit ist unter *Applikation* das Bedaten eines elektronischen Steuergerätes (ECU) gemeint. Es wird dafür ebenfalls der Begriff *Kalibrierung* verwendet.

Definition: Applikation (engl.: calibration) bezeichnet die Anpassung des Steuergerätes an den Motor durch Bedatung der freien Systemparameter (Kennwerte, -linien, -felder, phys. Modelle).

Bei der Applikation besteht die Aufgabe, die vielen in den Steuergeräten abgelegten Funktionen, Kennlinien und Kennfelder und auch physikalische Modelle so mit den Parametern zu definieren, dass der Motor in jedem Betriebszustand und Betriebspunkt nach vorher festgelegten Kriterien optimal funktioniert. Da der Betrieb des Motors nur in einem geringen Umfang rechnerisch nachvollzogen werden kann, sind dafür umfangreiche Versuche an Prototypmotoren notwendig. [5]

Bei dem Erstellen einer Kalibrierung wird die ECU so bedatet, dass unter bestimmten Eingangsbedingungen (Lastzustand) die Ausgangsgrößen zu bestimmten, am Prüfstand ermittelten, Messgrößen führen.

Der Zusammenhang zwischen Messgrößen und den eigentlich gewünschten Zielgrößen wird durch Variation der Ausgangsgrößen ermittelt. Entsprechende Ergebnisse für die vorliegende Arbeit sind in Kapitel 6 gezeigt.

Aus diesen Ergebnissen können wiederum im Anschluss an der Basiskalibrierung die Ausgangsgrößen so eingestellt werden, dass sich bei bestimmten Lastzuständen die gewünschten Zielgrößen einstellen.

Beispiele für die entsprechenden Größen sind:

Eingangsgrößen (Sensoren)

- Drosselklappenstellung
- Drehzahl
- Motortemperatur

Ausgangsgrößen (Aktoren)

- Zündzeitpunkt
- Kraftstoffmenge
- Einspritzzeitpunkt

Messgrößen (Prüfstand)

- Luftverhältnis
- Schwerpunktlage der Verbrennung

Zielgrößen (Motor)

- Emissionswerte
- Leistung
- Verbrauch

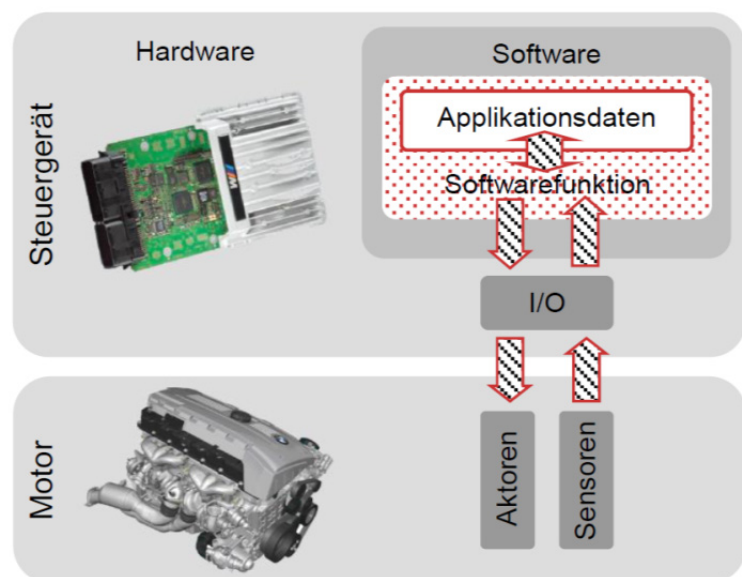


Abbildung 2: Definition Applikation [5]

3.2 Wichtige Grundgrößen

Ein besonderes Augenmerk bei der Umkehrspülung, siehe Abbildung 3, gilt den Spülverlusten. Da während des Einströmens der Frischgasladung in den Brennraum der Auspuffkanal stets offen ist, sind sogenannte Spülverluste nicht vollständig vermeidbar. Dabei geht Kraftstoff direkt durch den Auspuff verloren, was zu sehr hohen Kohlenwasserstoffemissionen (HC) und hohem Verbrauch führt.

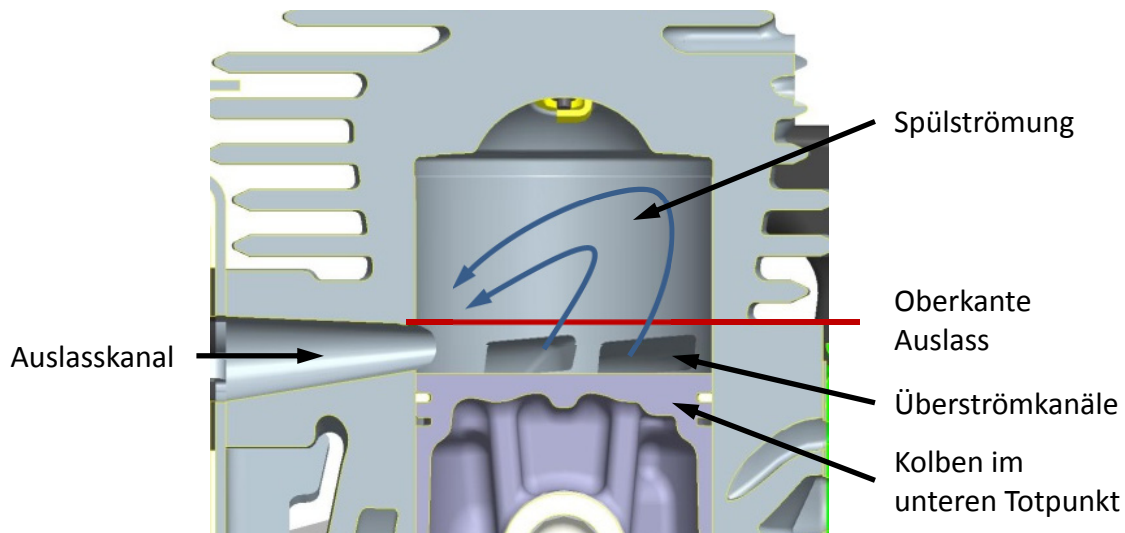


Abbildung 3: Umkehrspülung beim Zweitaktprozess

Die Bedeutsamkeit der einzelnen Emissionen soll in Abbildung 4 gezeigt werden. EU2 stellt den aktuellen Grenzwert dar. Der zuvor gültige Grenzwert EU1 wurde mit konventionellen 2-Taktmotoren und ohne spezielle Verfahren wie beispielsweise Schichtladung erreicht. Es ist zu erkennen, dass die Herausforderung im Wesentlichen bei der Reduktion der HC und NO_x Emissionen liegt, wobei, wie später noch gezeigt wird, der Großteil dieser summierten Emissionen von den Kohlenwasserstoffen verursacht wird. CO spielt dabei in Bezug auf die gesetzlichen Grenzwerte eine untergeordnete Rolle.

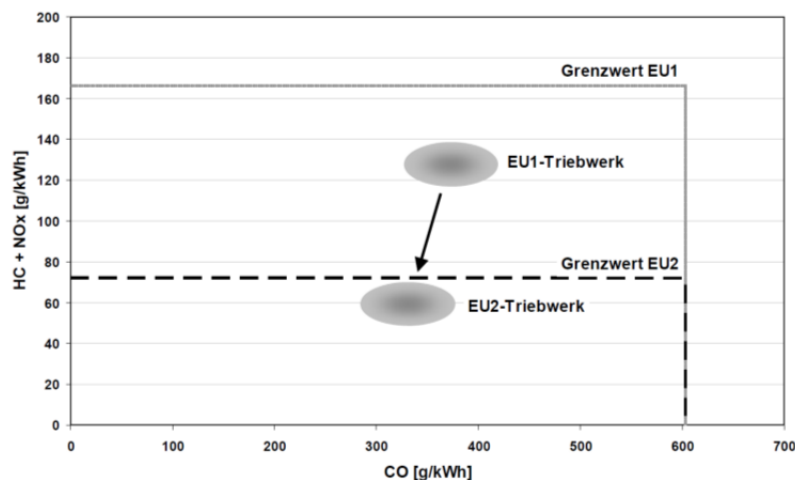


Abbildung 4: Abgasgrenzwerte für handgehaltene Arbeitsgeräte über 50 cm³ [6]

In Abbildung 5 ist in Anlehnung zu [3] und [7] eine vereinfachte Zweitaktspülung mit äußerer Gemischbildung dargestellt.

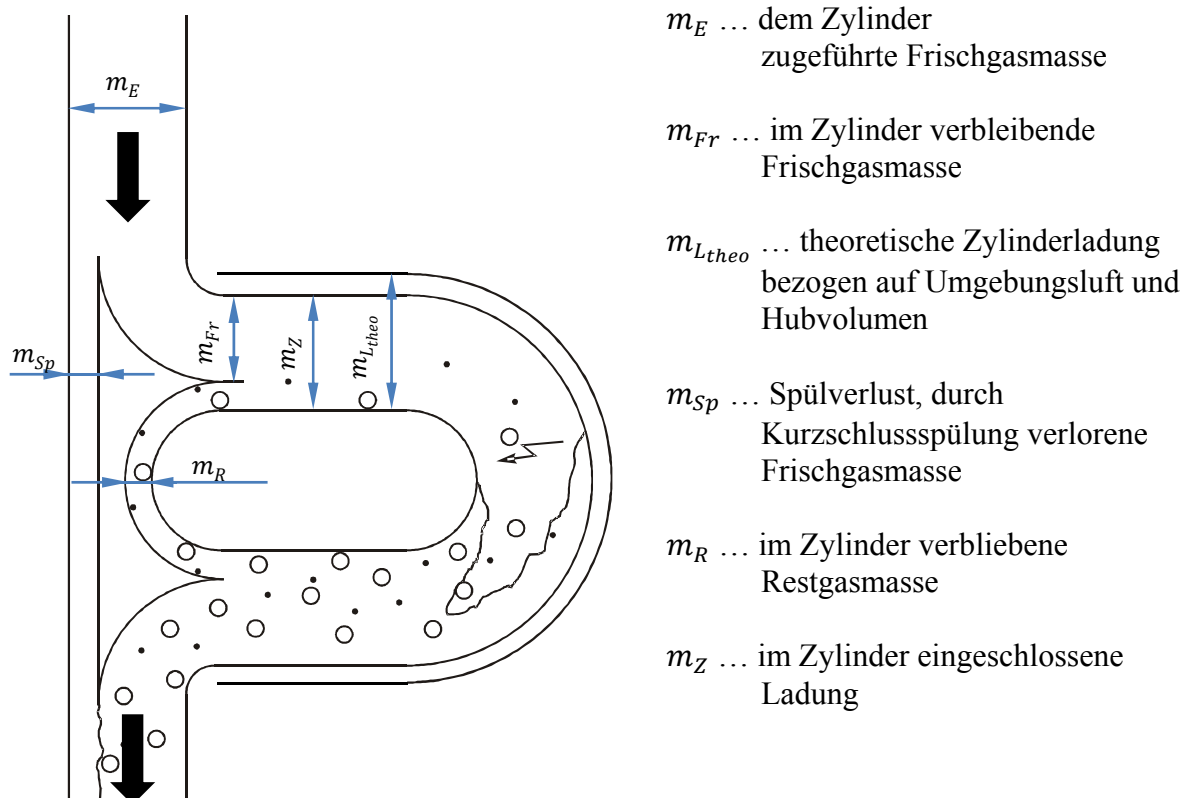


Abbildung 5: Darstellung der Zweitaktspülung [7]

Daraus ergeben sich die dimensionslosen Kenngrößen:

$$LG = \frac{m_{Fr}}{m_{L,theo}} \quad \text{Glg. 3-1}$$

LG ... Liefergrad, ist ein Maß für das im Zylinder verbleibende Frischgas

$$LA = \frac{m_E}{m_{L,theo}} \quad \text{Glg. 3-2}$$

LA ... Luftaufwand, ist ein Maß für das gesamte angesaugte Frischgas

$$FG = \frac{m_{Fr}}{m_E} = \frac{LG}{LA} \quad \text{Glg. 3-3}$$

FG ... Fanggrad, ist ein Maß für den Spülverlust

$$SG = \frac{m_{Fr}}{m_Z} \quad \text{Glg. 3-4}$$

SG ... Spülgrad, ist ein Maß für den Restgasgehalt im Zylinder

Bei Schichtladekonzepten, wie etwa der zeitlich geschichteten Spülvorlage, aber auch bei Verfahren mit innerer Gemischbildung, wird erst mit reiner Frischluft vorgespült. Dadurch ergibt sich, über den gesamten Zyklus betrachtet, für den Spülverlust eine wesentlich magerere Gemischzusammensetzung als für die Frischgasmasse im Zylinder. Daher ist es sinnvoll, den Fanggrad für Luft und Kraftstoff getrennt zu betrachten. Es gilt:

$$FG_{O_2} = \frac{m_{FrLuft}}{m_{ELuft}} \quad \text{Glg. 3-5}$$

FG_{O_2} ... Fanggrad O_2 , ist ein Maß für den Spülverlust der reinen Luft

$$FG_{HC} = \frac{m_{FrKraftstoff}}{m_{EKraftstoff}} \quad \text{Glg. 3-6}$$

FG_{HC} ... Fanggrad HC, ist ein Maß für den Spülverlust von Kraftstoff

Weiters lässt sich eine sogenannte Spülvorlagenwirkung herleiten. Sie gibt die Reduktion der HC-Emissionen im Vergleich zu homogener Spülung an.

$$SPVW = \frac{FG_{HC} - FG_{O_2}}{FG_{HC} \cdot (1 - FG_{O_2})} \quad \text{Glg. 3-7}$$

SPVW ... Spülvorlagenwirkung

Bei homogener Spülung gilt:

$$FG_{O_2} = FG_{HC} = FG \rightarrow SPVW = 0 \quad \text{Glg. 3-8}$$

Abbildung 6 zeigt exemplarisch den Verlauf von FG_{HC} und FG_{O_2} sowie der Spülvorlagenwirkung über der Drehzahl bei Volllast.

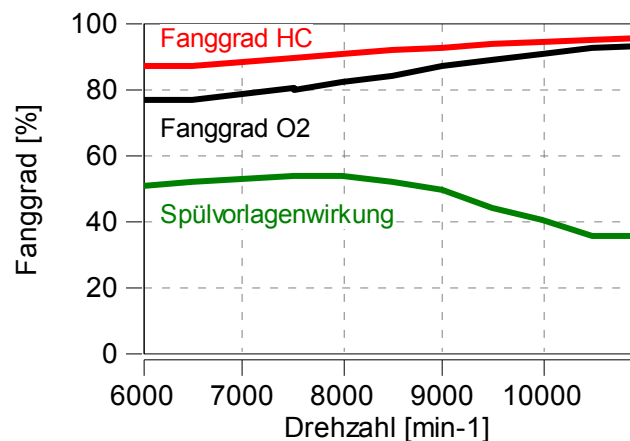


Abbildung 6: Verlauf der Fanggrade über der Drehzahl bei Volllast

Obwohl sich die Fanggrade augenscheinlich nicht viel unterscheiden, zeigt die Darstellung durch die Spülvorlagenwirkung, dass im Nennlastpunkt bei 9500 min^{-1} eine beachtliche Reduktion der Spülverluste um über 40 %, im Vergleich zu einer homogenen Spülung erreicht wird. Der FG_{HC} selbst ist tendenziell ein Maß für HC-Emissionen. Eine Erhöhung des Fanggrades ergibt eine Verbesserung der Emissionswerte. Die Aufteilung der Kohlenwasserstoffe nach der Entstehung (unvollkommene Verbrennung/Spülverlust) ergibt sich beim gemischgespülten Vergaser zu $\sim 1/5$. Bei Spülvorlagenmotoren und Direkteinspritzung steigt dieses Verhältnis wegen des reduzierten Spülverlustes auf $\sim 1/2$ [8]. Die genaue Berechnung der Fanggrade ist in Abschnitt 3.3.7 erläutert.

3.3 Besonderheiten bei der Abgasanalyse von Zweitaktmotoren

Eine wesentliche Besonderheit bei der Kalibrierung besteht in der Bestimmung des Luftverhältnisses λ . Die Möglichkeit zur Verwendung von Breitband-Lambdasonden, wie es bei Viertaktmotoren üblich ist, ist bei Zweitaktmotoren nicht ohne weiteres gegeben. Durch den relativ hohen Anteil an unverbranntem Kraftstoff aus den Spülverlusten ist die Messung des Restsauerstoffes im Abgas für das tatsächliche Luftverhältnis wenig aussagekräftig. Zwar haben Lambdasonden eine katalytisch wirkende Beschichtung, in Folge derer das gemessene Lambda nahe an das tatsächliche herankommt, doch ist diese für eine exakte Bestimmung nicht ausreichend. Zudem würden die Kohlenwasserstoffemissionen in Verbindung mit Zweitaktöl eine Schädigung der Sonden durch Verrußen verursachen.

Neben der direkten Messung von Ansaugluft- und Kraftstoffmassenstrom ist das Vorschalten eines Katalysators vor der Lambdasonde möglich. Dies ist aber oft nicht realisierbar und derartige Modifikationen beeinflussen vor allem bei Kleinmotoren das Betriebsverhalten.

Eine weitere Möglichkeit zur Bestimmung des Luftverhältnisses, welche auch hier zum Einsatz gekommen ist, bietet die Abgasanalyse. Sie wird im Folgenden erklärt. Zur besseren Übersicht sind die Nomenklatur und die wichtigsten Gleichungen zur Lambda- als auch Fanggradberechnung analog der internen Verwendung der Fa. Stihl gewählt.

3.3.1 Gemessene Abgaskomponenten

Die Messung von Kohlenmonoxid (CO), Kohlendioxid (CO_2), Sauerstoff (O_2), der unverbrannten Kohlenwasserstoffe (HC) und der Stickoxide (NO_x) erfolgt mit unterschiedlichen Messgeräten. Grundsätzlich kann zwischen heißer und kalter Messart unterschieden werden. Bei den heißen Verfahren, wie etwa für NO_x und HC Emissionen, erfolgt die Messung bei Temperaturen über dem Siedepunkt von Wasser, sodass Wasserdampf aus der Verbrennung im Messgas enthalten ist. Man spricht daher von *feuchter* Konzentration. Im Gegensatz dazu werden CO , CO_2 und O_2 kalt gemessen. Durch den nicht mehr enthaltenen Wasserdampf sind die Konzentrationen entsprechend höher. Diese Konzentrationen werden als *trocken* gekennzeichnet. Weitere Abgaskomponenten sind Wasserdampf (H_2O) und Wasserstoff (H_2). Diese werden aber nicht gemessen, sondern hergeleitet, siehe dazu Abschnitt 3.3.3.

Zudem sei erwähnt, dass Flammenionisationsdetektoren (FID) die Anzahl der C-Atome messen und diese in äquivalenten Werten ausgeben, zum Beispiel als C_3H_8 (im Folgenden als $HC3$ bezeichnet). Im Allgemeinen werden HC -Emissionen des Abgases (vor allem bei 4-Taktmotoren) aber summarisch als CH_2 angenommen [9]. Diese entsprechen dem dreifachen $HC3$ Wert und sind als $HC1$ angegeben.

3.3.2 Wassergasgleichgewicht

Mit dem Wassergasgleichgewicht, den Bilanzgleichungen für Kohlen-, Wasser- und Sauerstoff, sowie der Kraftstoffzusammensetzung α und β lässt sich für eine bestimmte Wassergaskonstante die Abgaskonzentrationen als Funktion von Lambda errechnen, oder aber auch umgekehrt, aus den Konzentrationen auf das Lambda schließen. Die Wassergasgleichung lautet nach [9]



Die Gleichgewichtskonstante ist im Folgenden mit $KWGS$ bezeichnet

$$KWGS = \frac{CO}{CO_2} \frac{H_2O}{H_2} \quad \text{Glg. 3-10}$$

Die molare Kraftstoffzusammensetzung ergibt sich aus:

$$\alpha = \frac{MM_C \cdot KM_H}{MM_H \cdot KM_C} = \frac{H [Mol]}{C [Mol]} \quad \text{Glg. 3-11}$$

$MM_C = 12,01 \text{ kg/kMol}$... Molare Masse Kohlenstoff

$MM_H = 1,008 \text{ kg/kMol}$... Molare Masse Wasserstoff

KM_H ... Massenanteil Wasserstoff des Kraftstoffes

KM_C ... Massenanteil Kohlenstoff des Kraftstoffes

$$\beta = \frac{MM_C \cdot KM_O}{MM_O \cdot KM_C} = \frac{O [Mol]}{C [Mol]} \quad \text{Glg. 3-12}$$

$MM_O = 16 \text{ kg/kMol}$... Molare Masse Sauerstoff

KM_O ... Massenanteil Sauerstoff des Kraftstoffes

Aus einer chemischen Analyse des verwendeten Super Kraftstoffes ergeben sich hier molare Massenanteile von $\alpha = 1,8191$ und $\beta = 0,0096$.

Die Abhängigkeit der Konstante von der Temperatur ist in Abbildung 7 gezeigt. Im vorliegenden Projekt ist mit $KWGS = 3,4$ gerechnet, was einer Temperatur von ca. 1650°C entspricht.

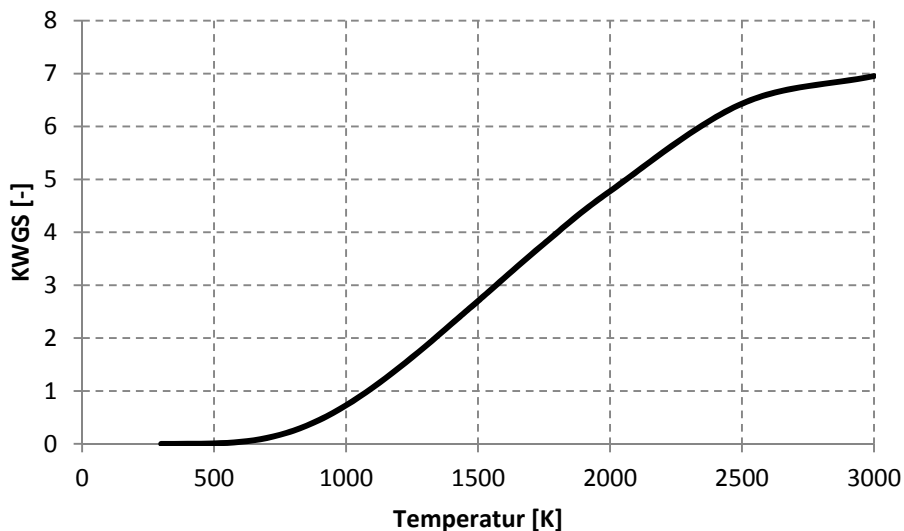


Abbildung 7: Temperaturabhängigkeit der Wassergaskonstante KWGS nach [9]

Die Zusammensetzung eines Verbrennungsgases in Abhängigkeit des Luftverhältnisses ist in Abbildung 8 gezeigt. Hierbei ist der Kraftstoff mit einem molarem H/C-Verhältnis $\alpha = 2$ und ohne Sauerstoffanteil angenommen.

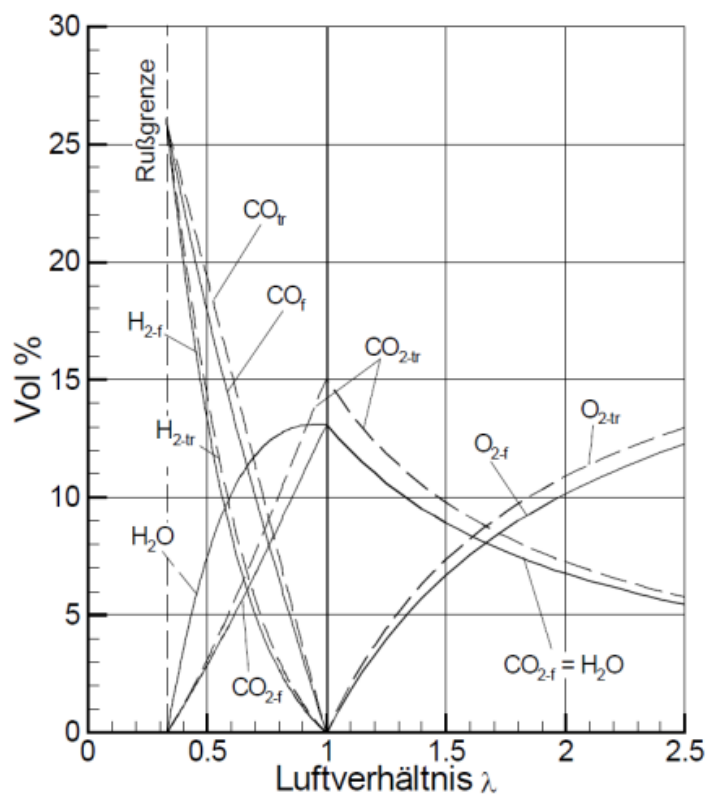


Abbildung 8: Zusammensetzung des trockenen und feuchten Verbrennungsgases als Funktion des Luftverhältnisses λ für einen Brennstoff mit $\alpha = 2$, $\beta = 0$ und $KWGS = 3.5$ [9]

3.3.3 Berechnete Abgaskomponenten

Mithilfe des Wassergasgleichgewichts, lassen sich die noch unbekannt Konzentrationen von Wasserdampf und Wasserstoff im Abgas berechnen.

$$H_{2t} = \frac{0.5\alpha \cdot CO_t \cdot (CO_t + CO_{2t})}{CO_t + 3 \cdot CO_{2t}} \quad \text{Glg. 3-13}$$

$$H_2O_f = 1 - \frac{1}{1 + 0.5\alpha \cdot (CO_t + CO_{2t}) - H_{2t}} \quad \text{Glg. 3-14}$$

3.3.4 Globales Luftverhältnis

Die globalen Luftverhältnisse ergeben sich aus Bilanzanalysen des gemessenen Sauerstoffes und dem stöchiometrischen Sauerstoffbedarf aus dem kohlenstoffhaltigen Abgasen. Die drei beschriebenen Verfahren unterscheiden sich in der Genauigkeit durch unterschiedlich berücksichtigte Emissionskomponenten bzw. Umgebungsbedingungen.

3.3.4.1 Lambdaberechnung nach Spindt

Ein gut geeignetes Verfahren ist jenes nach Spindt [10]. Die Nomenklatur ist der Übersicht der hier verwendeten Bezeichnung angeglichen.

$$\lambda_{sp} = \frac{kMol O_2}{kMol O_{2st}}$$

$$CO_{2f} + \frac{CO_f}{2} + O_{2f} + \left(\frac{\alpha}{4} \cdot \frac{KWGS}{KWGS + \frac{CO_f}{CO_{2f}}} \right) \cdot (CO_{2f} + CO_f)$$

$$= \frac{\quad}{\left(1 + \frac{\alpha}{4} - \frac{\beta}{2} \right) \cdot (CO_{2f} + CO_f + HC1_f)} \quad \text{Glg. 3-15}$$

Zur Berechnung des Luftverhältnisses werden nur die kohlenstoffhaltigen Emissionen, der Restsauerstoff und die Kraftstoffzusammensetzung benötigt. Da der Sauerstoffanteil im Kraftstoff nicht mitberücksichtigt wird, ist diese Rechnung für alkoholhaltige Kraftstoffe wenig geeignet. Des Weiteren werden NO_x nicht berücksichtigt, was vor allem bei magerem Gemisch zu größeren Abweichungen führt.

3.3.4.2 Lambdaberechnung nach Brettschneider

Hier ist λ_{Brett} das Luftverhältnis nach Brettschneider [11], aber ohne den Term zur Berücksichtigung des Wassergehaltes im Kraftstoff, gezeigt. Der erste Term berücksichtigt die Feuchte der angesaugten Luft. Der zweite ist ähnlich der Berechnung nach Spindt, nur werden hier zusätzlich NO_x Emissionen sowie Sauerstoffkonzentration im Kraftstoff berücksichtigt. Analog zu α stellt β das molare Sauerstoff-Kohlenstoff-Verhältnis dar. Die Luftfeuchte x ist in kg Wasserdampf je kg Luft anzugeben.

$$\lambda_{Brett} = \frac{21}{21 + 50 \cdot \frac{MM_{Luft}}{MM_{H_2O}} \cdot x \cdot \frac{\frac{CO_f}{CO_{2f}}}{KWGS + \frac{CO_f}{CO_{2f}}}} \cdot \frac{CO_{2f} + \frac{CO_f}{2} + O_{2f} + \left(\frac{\alpha}{4} \cdot \frac{KWGS}{KWGS + \frac{CO_f}{CO_{2f}}} - \frac{\beta}{2} \right) \cdot (CO_{2f} + CO_f) + \frac{NO_{xf}}{2}}{\left(1 + \frac{\alpha}{4} - \frac{\beta}{2} \right) \cdot (CO_{2f} + CO_f + HC1_f)}$$

Glg. 3-16

3.3.4.3 Globales Lambda im Schalldämpfer

Grundlage für diese Methode ist wieder die Definition für das Luftverhältnis, also das Massenverhältnis aus zugeführtem Sauerstoff O_2 und stöchiometrisch erforderlichen Sauerstoffmenge O_{2st} . Das Massenverhältnis wird aus den Konzentrationen der sauerstoff- und kohlenstoffhaltigen Emissionen errechnet. Im Vergleich zu Spindt müssen zusätzlich NO_x Emissionen gemessen werden. Die Gleichung lautet:

$$\lambda_{SD} = \frac{kg O_2}{kg O_{2st}} = \frac{MM_{O_2} \cdot (CO_{2f} + \frac{1}{2}CO_f + \frac{1}{2}H_2O_f + NO_{xf} + O_{2f})}{(HC1_f + CO_f + CO_{2f}) \cdot MM_F \cdot \left(\frac{MM_{O_2}}{MM_C} \cdot KM_C + \frac{MM_O}{MM_{H_2}} \cdot KM_H - KM_O \right)}$$

Glg. 3-17

$MM_F = 13,998 \text{ kg/kMol}$... Molare Masse des Kraftstoffes

3.3.5 Luftverhältnis im Brennraum

Die vorigen Methoden dienen zur Berechnung des globalen Luftverhältnisses während eines Zyklus. Bei nicht homogen gespülten Verfahren unterscheidet sich jedoch das Luftverhältnis bei der Verbrennung im Brennraum von dem globalen. Mit Hilfe des Wassergasgleichgewichts lässt sich das im Brennraum herrschende Lambda herleiten. Grundlage ist die starke Abhängigkeit von CO und CO_2 bei luftarmer, unvollständiger Verbrennung (vgl. Abbildung 8). Unter Annahme einer Gleichgewichtskonstante lässt sich so auf das Luftverhältnis während der Verbrennung schließen. Somit ist das Verfahren auch nur auf Luftverhältnisse mit $\lambda < 1$ beschränkt. Schon anhand der Gleichung ist ersichtlich, dass $\lambda > 1$ nur mit negativen Konzentrationen möglich wäre.

$$\lambda_{Brenn} = 1 - \left(\frac{\frac{CO_{tr}}{CO_{2tr}}}{2 \cdot \left(1 + \frac{\alpha}{4} - \frac{\beta}{2}\right)} \right) \cdot \left(\frac{1}{1 + \left(\frac{CO_{tr}}{CO_{2tr}}\right)} + \frac{\alpha}{2 \cdot \left(KWGS + \frac{CO_{tr}}{CO_{2tr}}\right)} \right)$$

Glg. 3-18

3.3.6 Vergleich der verschiedenen Methoden zur Lambdabestimmung

Abbildung 9 zeigt einen Vergleich aller Methoden zur Lambdabestimmung, wobei der mittels Kraftstoffwaage ermittelte Kraftstoffmassenstrom in absteigender Reihenfolge (von fett nach mager) aufgetragen ist. Die Messung wurde bei einem konstanten Lastpunkt (6000 min^{-1} und Vollast) durchgeführt. Es ist ersichtlich, dass trotz unterschiedlich genauer Berechnungen der globalen Luftverhältnisse alle drei Methoden praktisch die gleichen Ergebnisse liefern. Somit sind für die vorliegenden Versuche alle drei Verfahren gleich gut geeignet.

Bei der Methode zur Bestimmung des Luftverhältnisses im Brennraum ist im fetten Bereich ein linearer Verlauf erkennbar. Gegen $\lambda_{Brenn} = 1$, welches die theoretische Grenze für dieses Verfahren darstellt, beginnt die Gerade sich zu krümmen. Der praktische Grenzwert liegt ca. bei $\lambda_{Brenn} = 0,97$. Genaue Werte sind nur bei fettem Gemisch $\lambda_{Brenn} < 0,9$ zu erwarten.

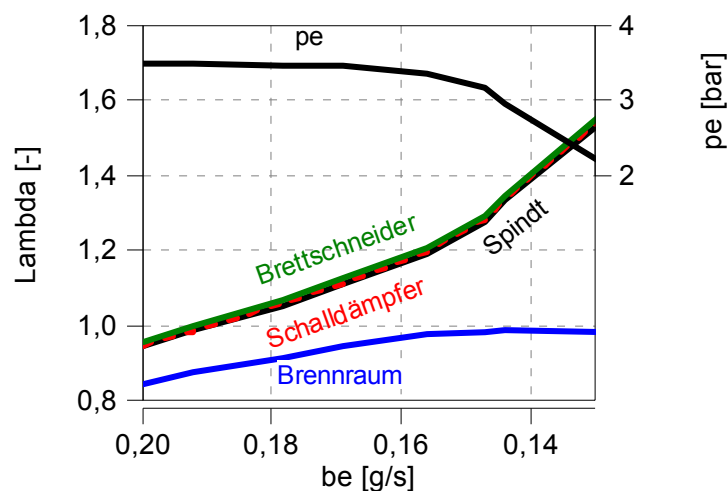


Abbildung 9: Exemplarischer Vergleich der verschiedenen Methoden zur Bestimmung des Luftverhältnisses

3.3.7 Spülvorlagenwirkung

Die Spülvorlagenwirkung nach Glg. 3-7 lautet:

$$SPVW = \frac{FG_{HC} - FG_{O_2}}{FG_{HC} \cdot (1 - FG_{O_2})}$$

und lässt sich mit

$$FG_{O_2} = 1 - \frac{O_{2f}}{CO_{2f} + 0,5 \cdot CO_f + 0,5 \cdot H_2O_f + NO_{Xf} + O_{2f}} \quad \text{Glg. 3-19}$$

FG_{O_2} ... Fanggrad aus Sauerstoffbilanz

und

$$FG_{HC} = 1 - \frac{MM_{HC} \cdot HC1_f}{MM_F \cdot (HC1_f + CO_f + CO_{2f})} \quad \text{Glg. 3-20}$$

FG_{HC} ... Fanggrad aus Kohlenstoffbilanz

$MM_F = 13,998 \text{ kg/kMol}$... Molare Masse des Kraftstoffes

$MM_{HC} = 13,853 \text{ kg/kMol}$... Molare Masse der HC-Emissionen

aus den gemessenen Abgaskonzentrationen errechnen.

3.4 Anforderungen an handgehaltene Arbeitsgeräte

Eine Übersicht über die umfangreichen Anforderungen an handgehaltenen Arbeitsgeräten ist in Abbildung 10 dargestellt. Im Besonderen gelten die Anforderungen des Landmaschinenbaus [12]:

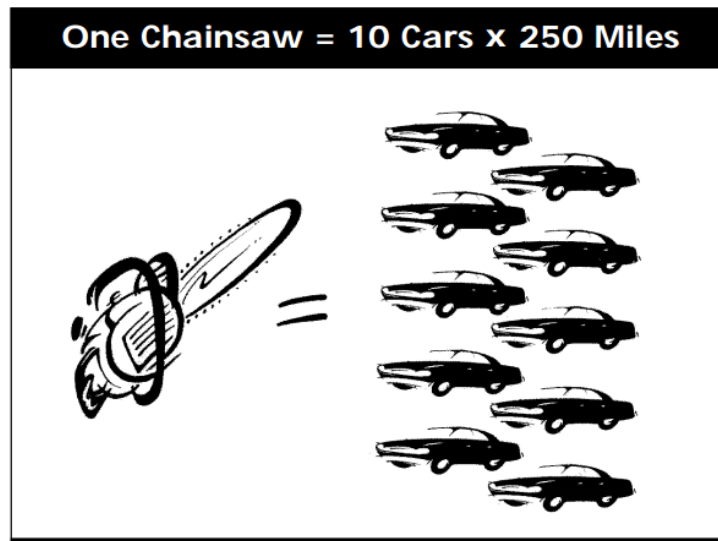
- Geringer Kostenspielraum
- Keine Spezialteile mit engen Toleranzen
- Keine Hilfsenergie an Bord
- Echte Allgентаuglichkeit (auch über Kopf)
- Vor allem müssen diese Produkte vom Endanwender im Feldeinsatz gewartet und ggf. auch repariert werden können



Abbildung 10: Anforderungen an handgehaltene Arbeitsgeräte [2]

Gerade kolbengesteuerte Zweitaktmotoren erfüllen diese Anforderungen hervorragend. Nachteilig bei diesem Konzept sind aber die hohen Spülverluste, welche neben höherem Verbrauch und Geruchsbelästigung außerdem zu hohen Emissionen führen.

War die Reduktion von Verbrauch und Geruchsbelästigung schon immer Ziel der Hersteller, so gewannen sie durch Einführung von gesetzlichen Regulierungen noch mehr an Bedeutung. Im einem *Fact Sheet*, veröffentlicht von der amerikanischen Umweltbehörde CARB (California Air Resources Board), siehe Abbildung 11, wird auf die Problematik der smogbildenden Kohlenwasserstoffemissionen von Zweitaktmotoren hingewiesen.



Using a commercial chain saw—powered by a two-stroke engine—for two hours produces the same amount of smog-forming hydrocarbon emissions as driving ten 1995 cars about 250 miles each.

Abbildung 11: *Fact Sheet* der Umweltbehörde CARB [13]

Dieser Vergleich zeigt die verhältnismäßig hohen Emissionen von Zweitaktmotoren anschaulich. Auch mit aktuellen HC-Grenzwerten von 50 g/kWh für Motorsägen mit einer Leistung von 3 kW verglichen mit 0,1 g/km für ein Euro 6 KFZ, ergibt sich eine Strecke von 3000 km, um die gleichen Emissionen wie eine Motorsäge in zwei Stunden zu emittieren. Hand-held Emissionen sind zudem als kritisch einzustufen, da der Anwender diesen meist direkt ausgesetzt ist.

3.4.1 Entwicklung der Emissionsgesetze von Arbeitsmaschinen

Während in den 90er Jahren in Europa die ersten Abgaslimitierungen für Straßenfahrzeuge eingeführt wurden, unterliegen mobile Arbeitsgeräte mit einer Leistung von weniger oder gleich 19 kW, sogenannte *Small Off-Road Engines* (SORE), seit dem Jahr 2004 Emissionsregulierungen. In den USA begann das *Phase-In* der ersten Stufe der nationalen Umweltbehörde (Environmental Protection Agency, EPA Phase I) bereits 1994 [14].

SORE können in zwei große Hauptgruppen unterteilt werden:

- Handgehalten, darunter fallen beispielsweise Kettensägen, Freischneider, Rasentrimmer und Trennschleifer, also Geräte welche zur Gänze vom Benutzer getragen werden müssen.
- Nicht-Handgehalten, typische Vertreter hierzu sind Stromerzeuger, Pumpen, Rasenmäher sowie auch kleinere Traktoren.

Weiters werden diese Hauptgruppen bezüglich des Hubraumes unterteilt. Eine entsprechende Auflistung sowie aktuelle Abgasgrenzwerte sind Tabelle 1 zu entnehmen. Dabei ist zu beachten, dass für nicht-handgehaltene Geräte, entsprechend ihrer Anwendung, die Emissionen nach bestimmten Prüfzyklen (D, G1, G2; Details dazu siehe [15]) gemessen werden.

Bei handgehaltenen Geräten gilt stets der Prüfzyklus G3. Bei diesem Zweipunktzyklus wird im unteren Leerlauf und im Nennleistungspunkt gemessen. Der gemessene Abgasstrom wird mit 15 % für Leerlauf und 85 % Nennleistungspunkt gewichtet und auf die Nennleistung bezogen.

Mobile Arbeitsmaschinen P < 19 kW (SORE)	Bezeichnung		Hubraum	Euro	EPA	CARB
	EU	US	cm ³	CO/HC+NO _x ⁵ /PM ⁶ in g/kWh		
nicht handgehalten	SN:1	Class I-A	< 66	610/50/-	610/10/-	549/10/-
	SN:2	Class I-B	66 - 100	610/40/-	610/10/-	549/10/-
	SN:3	Class I	100 - 225	610/16,1/-	610/10/-	549/10/-
	SN:4	Class II	> 225	610/12,1/-	610/8/-	549/8/-
handgehalten	SH:1	Class III	< 20	805/50/-	805/50/-	536/50/2
	SH:2	Class IV	20 - 50	805/50/-	805/50/-	536/50/2
	SH:3	Class V	> 50	603/72/-	603/72/-	536/72/2

Tabelle 1: Aktuelle Abgasgrenzwerte für mobile Maschinen und Geräte unter 19 kW in Europa und den USA. Quellen: [15], [16], [17] und [18]

Die Grenzwerte der europäischen Kommission der Stufe 2 (Euro 2) wurden schrittweise für die unterschiedlichen Hubraumklassen zwischen 2004 und 2008 eingeführt. Während das CARB die aktuellen Grenzwerte bereits mit Stufe 1 (Tier I) im Jahr 2000 einführt, glich die EPA 2005 mit Phase II auf ein etwa gleiches Niveau an. Änderungen der darauffolgenden Stufen galten im Wesentlichen nur Motoren mit Leistungen über 19 kW. Zudem führte das CARB 2005 mit Tier II Partikelgrenzwerte, engl.: Particular Matter (PM), ein. Die PM dürfen vereinfacht aus den gewerteten HC-Emissionen und dem verwendeten Benzin-Öl-Gemisch geschätzt werden. Gemäß der Vorschrift [19] gilt:

⁵ In Europa zusätzlich NO_x-Emissionen auf maximal 10 g/kWh beschränkt

⁶ In Kalifornien gilt zusätzlich ein Partikelgrenzwert für Zweitaktmotoren

$$PM = \frac{HC}{FOR}$$

Glg. 3-21

PM ... geschätzte Partikelemission in g/kWh

HC ... gemessene HC-Emission in g/kWh

FOR ... Benzin-Öl-Verhältnis (engl. Fuel-Oil-Ratio) z.B. 50:1

Somit ist auch indirekt das Zweitakt-Gemischverhältnis beschränkt. Ebenfalls müssen die Emissionswerte über eine bestimmte Lebensdauer eingehalten werden. Diese sogenannte Emissions-Dauerhaltbarkeitsperiode (EDP) beträgt je nach Anwendungsbereich zwischen 50 und 300 Stunden für handgehaltenen Maschinen.

Abbildung 12 zeigt eine Gegenüberstellung von Marktanteilen und tatsächlichen HC-Emissionen. Die Daten stammen aus einem Bericht der europäischen Kommission [1] über die *Auswirkungen der Richtlinie 97/68/EG zur Bekämpfung der Emission von gasförmigen Schadstoffen und luftverunreinigenden Partikeln aus Verbrennungsmotoren* [15]. Grundlage ist die Gesamtheit der in Europa im Einsatz befindlichen SORE im Jahr 2005 mit durchschnittlichen, noch unregulierten, Emissionswerten. Als Vergleich dient die Annahme, dass 2015 ein Großteil der am Markt befindlichen Geräte die aktuellen Grenzwerte einhält.

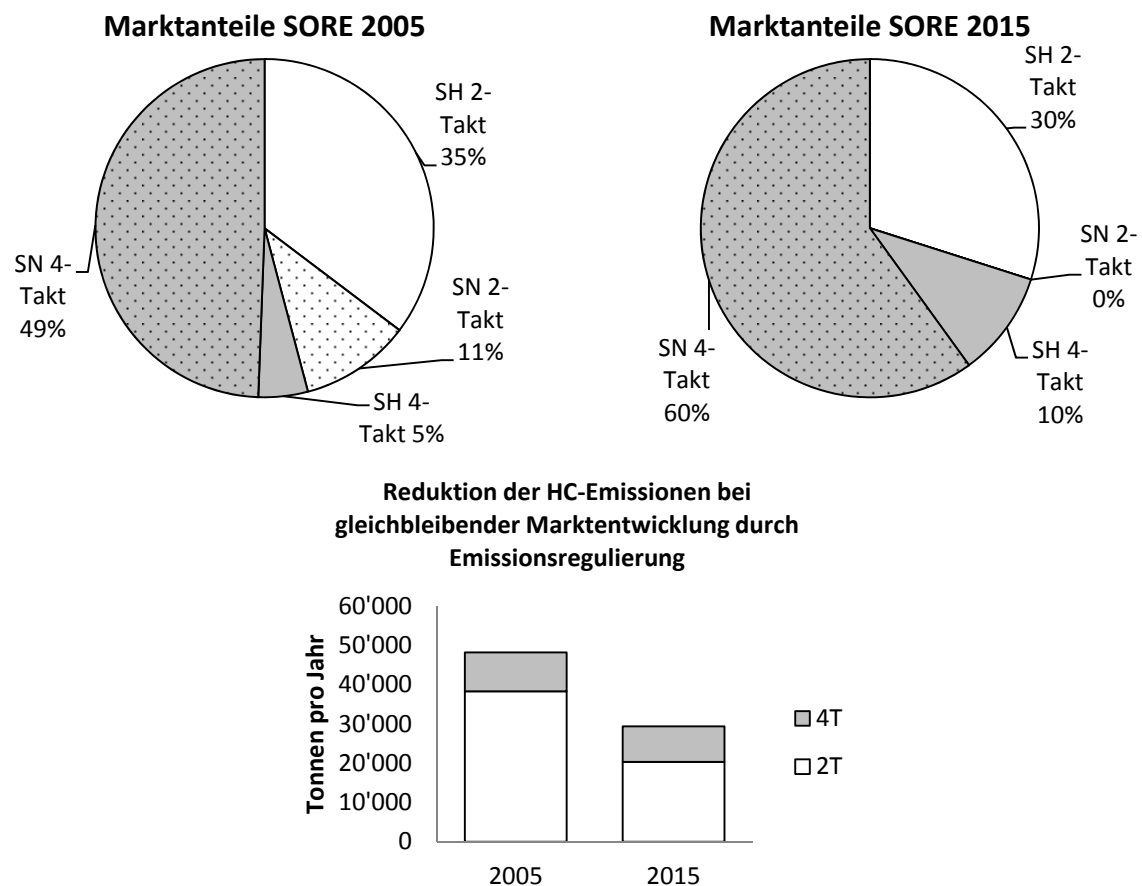


Abbildung 12: Marktanteile und HC-Emissionen von SORE in Europa nach [1]

In den Kreisdiagrammen sind sowohl die Marktanteile von 2-Takt (weiß) und 4-Takt (grau) dargestellt, als auch die handgehaltenen (einfärbig) und nicht-handgehaltenen (punktiert) Anteile. Die Balkendiagramme zeigen die jährlich emittierten Emissionen aller SORE unterteilt in 2-Takt (weiß) und 4-Takt (grau).

Aus diesem Bericht geht einerseits hervor, dass 2005, also vor Emissionsregulierungen, der 2-Takt-Motor mit einem Marktanteil von knapp 90 % den handgehaltenen Sektor dominierte. Ebenfalls ist ersichtlich, dass der 2-Takt-Motor mit einem gesamten Marktanteil von 46 % für etwa 75 % der HC-Emissionen verantwortlich ist. Dies liegt vor allem an den systembedingt hohen Spülverlusten der meist umkehrgespülten Motoren mit Kurbelkastenspülpumpe.

Geht man von einer durchschnittlichen Lebens- und Benützungsdauer aus, so gelten 2015 für den Großteil der am Markt befindlichen Geräte die aktuellen Emissionsvorschriften. Während bei den nicht-handgehaltenen Geräten der Zweitaktmotor vom Viertakter verdrängt worden ist, ist im handgehaltenen Sektor, durch Entwicklung neuer Konzepte, nur von einem Rückgang von 90 auf 75 % auszugehen. Die HC-Emissionen werden dabei um knapp 50 % reduziert.

Der unveränderte HC-Ausstoß bei 4-Takt-Motoren erklärt sich durch die ohnehin niedrigen Emissionen, wodurch diese von den neuen Abgasbestimmungen weniger betroffen sind.

3.5 Überblick über mögliche Motortechnologien für handgehaltenen Arbeitsgeräte

In diesem Abschnitt soll ein kurzer Überblick über mögliche Technologien für handgehaltene Arbeitsgeräte gegeben werden. Im Anschluss ist eine Bewertung zu finden. Für Details sei auf folgende Quellen verwiesen: [12], [16], [20], [21], [22], [23] und [24]

3.5.1 Abgasnachbehandlung

Eine sehr effektive Möglichkeit zur Reduktion von HC-Emissionen ist ein Oxidationskatalysator. Dabei sind Gewicht und Packaging weniger problematisch. Die eigentliche Herausforderung besteht im Handling der entstehenden thermischen Energie, wie in Abbildung 13 dargestellt.

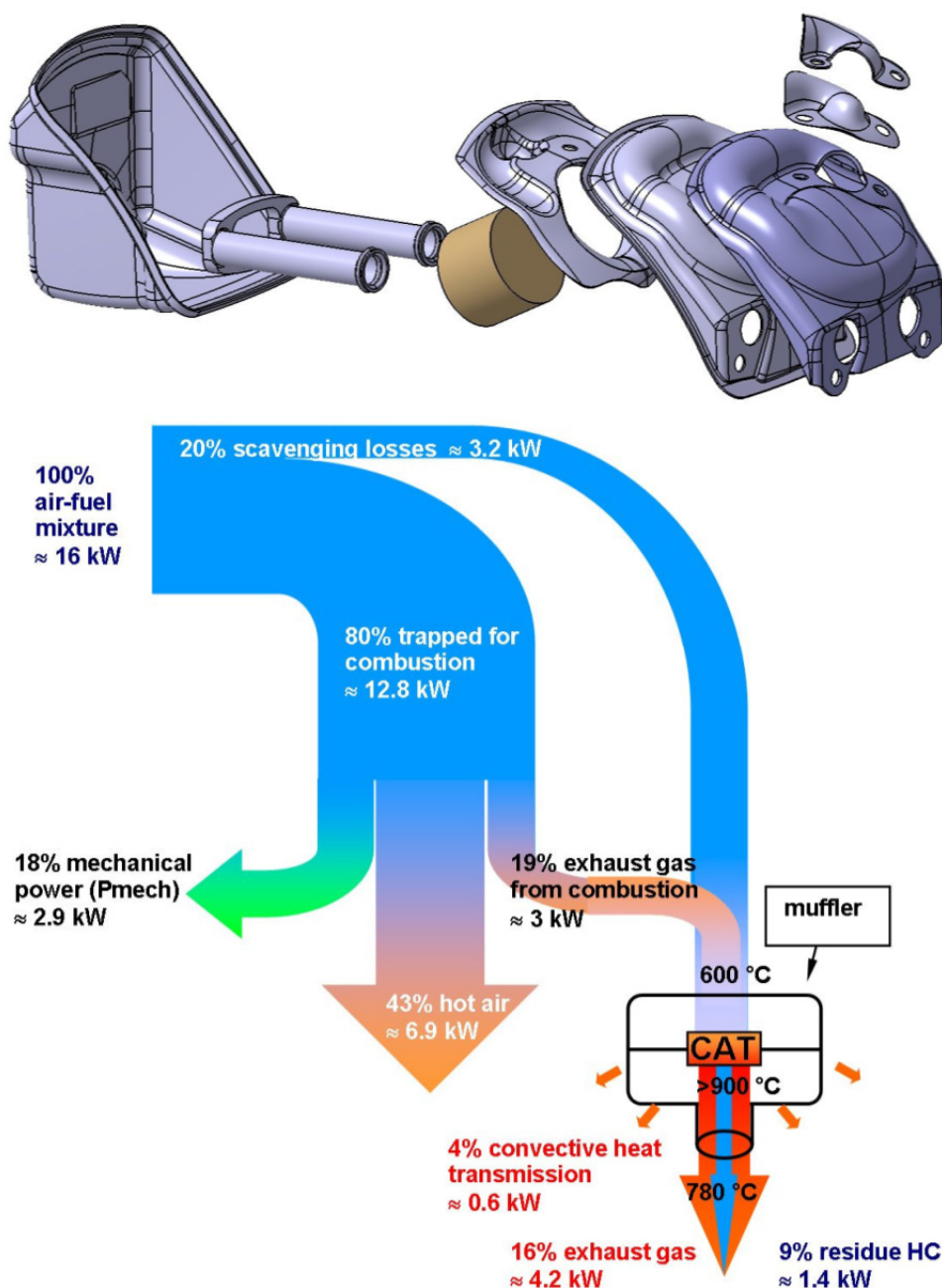


Abbildung 13: Aufbau und thermische Analyse eines 2-Taktmotors mit Katalysator [20]

Daraus ist ersichtlich, dass durch Nachoxidation der Spülverluste die Abgasenergie verdoppelt wird. Dabei steigen sowohl Abgastemperatur als auch Oberflächentemperatur des Auspuffs. Aufgrund von Verletzungs- und Entzündungsgefahr sind hier zusätzliche konstruktive Anpassungen notwendig, um diese Temperaturen zu senken.

Laut [20] sind Rohemissionen von bis zu 100 g HC/kWh beherrschbar. Bei üblichen Werten von etwa 150 g/kWh ist ein Katalysator als alleinige Maßnahme nicht geeignet, sehr wohl jedoch in Kombination mit einem Motor mit bereits reduzierten Rohemissionen. Speziell in Verbindung mit Spülvorlagen dürfte der Katalysator eine vielversprechende Lösung sein.

Weitere Kriterien sind die Lebensdauer durch Fehlzündungen und Ölrückstände, welche die Entwicklung von neuen Beschichtungen notwendig machen. Für eine gute HC-Konvertierung wäre außerdem ein Washcoat mit erhöhter Sauerstoffspeicherfähigkeit besser geeignet [20].

3.5.2 Resonanzaufladung

Durch Reflexion der Druckwelle aus dem Brennraum (Ausschieben des Abgases) an einem offenen Ende kann bei entsprechender Konstruktion des Abgaskrümmers ein „Rückschieben“ der Spülverluste in den Zylinder erreicht werden. Dabei ist zu beachten, dass dieser Effekt nur für einen sehr engen Drehzahlbereich gilt, weil aus Fertigungsgründen der Krümmer weitgehend einen konstanten Durchmesser aufweist, im Gegensatz zu den von Motorrädern bekannten konischen Ausführungen. Außerdem wird der nutzbare Drehzahlbereich stark eingeschränkt wie Abbildung 14 zeigt.

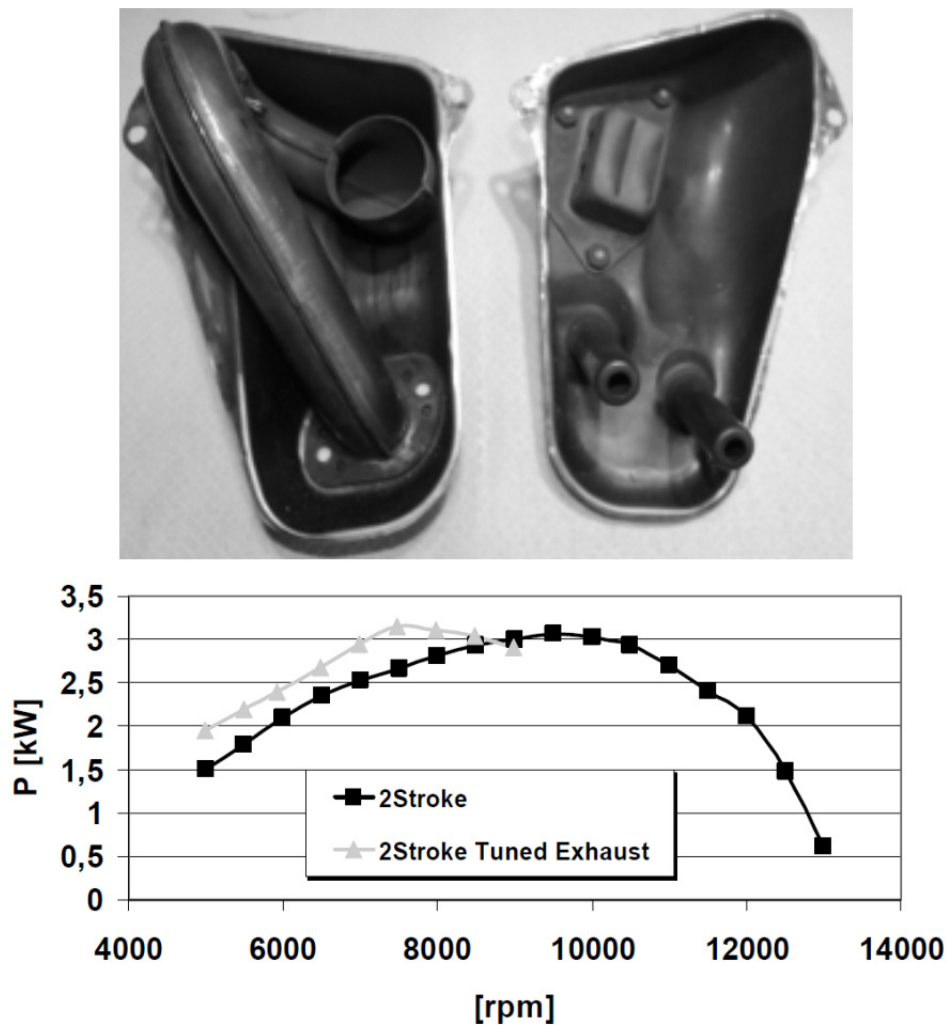


Abbildung 14: Resonanzkrümmer mit konstantem Durchmesser mit Leistungskurve [21]

Weiterer Nachteil ist der relativ große Platzbedarf, welcher diese Technologie nur für wenige Anwendungen nutzbar macht. Zusätzlich ist die HC-Reduktion von ca. 35 % nur in einem sehr kleinen Drehzahlfenster wirksam.

3.5.3 Compression wave Injection (CWI)

Eine vielversprechende Technik zur Reduktion von HC-Emissionen ist die Schichtladung. Eine Möglichkeit, dies zu realisieren, ist die CWI, welche unter Ausnutzung des Druckstoßprinzips Kraftstoff in den Brennraum einspritzt, siehe Abbildung 15.

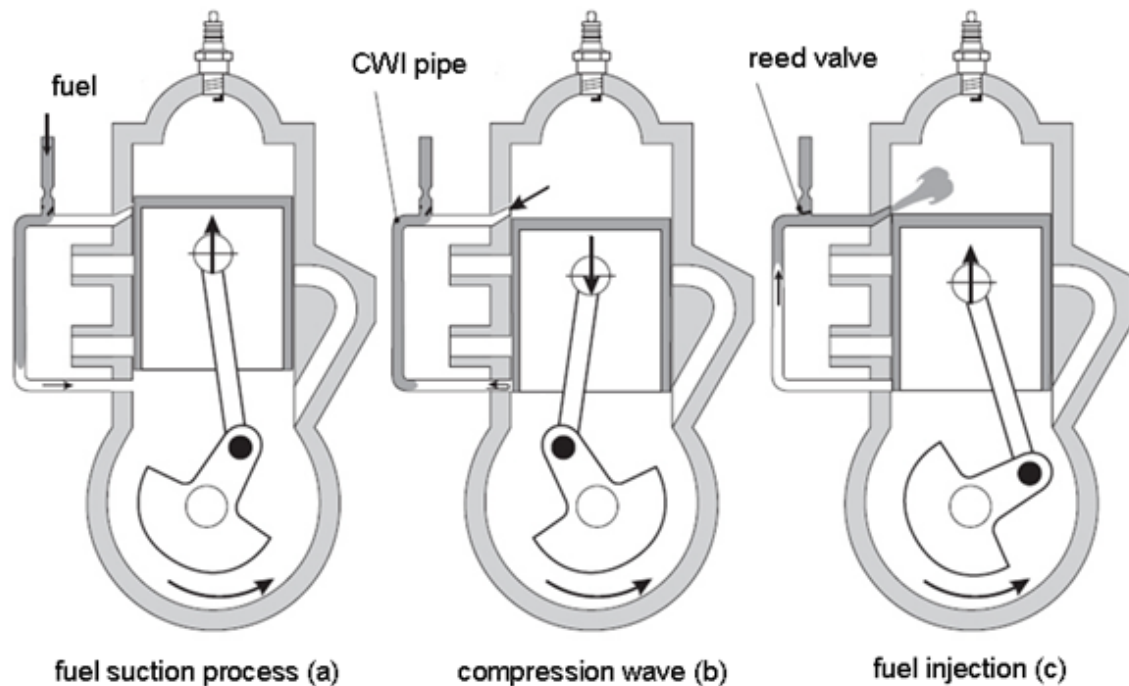


Abbildung 15: Compression Wave Injection (CWI) [21]

Während sich der Pleuellbogen zum oberen Totpunkt (OT) bewegt, wird über den CWI Kanal (CWI pipe) mageres Gemisch in das Pleuellagergehäuse gesaugt (a). Wegen der Schmierung des Pleuellageres muss eine gewisse Menge des Öl-Benzin-Gemisches den Weg durch das Pleuellagergehäuse nehmen.

Bei der Abwärtsbewegung des Pleuellagers, noch bevor der Pleuellagerkanal öffnet, wird der CWI Kanal freigegeben und so eine Druckwelle in den Kanal initiiert. Mittlerweile verschließt die Pleuellagerunterseite den CWI Kanal, was eine Reflektion der Druckwelle ermöglicht (b). Eine Membran (reed valve) verhindert dabei das Rückströmen des Kraftstoffes.

Bis die Druckwelle den Kraftstoff (fuel) schließlich in den Pleuellager drückt, ist der Pleuellagerprozess bereits abgeschlossen und der Pleuellagerkanal wieder durch den Pleuellager verschlossen (c).

Wie auch bei der Resonanzaufladung ist eine gute Funktion nur in einem kleinen Drehzahlband möglich. Ebenfalls sind Laufverhalten, maximale Drehzahl sowie Leistung negativ beeinträchtigt.

HC-Emissionen lassen sich aber dabei im Zweipunktzyklus um über 50 % reduzieren.

3.5.4 Spülvorlage

Eine weitere Möglichkeit zur Realisierung der Schichtladung ist die sogenannte Spülvorlage. Hier werden durch einen eigenen Frischluftkanal und im Kolben eingegossene Taschen die Überströmkanäle mit reiner Luft befüllt, sodass beim eigentlichen Spülvorgang erst mit Luft vorgespült wird und dadurch die Spülverluste des Kraftstoffes verringert werden.

Folgende Erklärung sowie Abbildung 16 sind einem Vortrag von Herrn Christian Möser [6] entnommen:

Ansaugen und Verdichten

Verdichtung der Zylinderladung bei gleichzeitigem Ansaugen von Gemisch in das Kurbelgehäuse durch den Gemischeinlass (1). Währenddessen öffnet der Kolben mit seiner Tasche (4) die Verbindung von Reinluft- (2) und Überströmkanal (3) zur Befüllung mit Luft.

Arbeiten und Vorverdichten

Nach Zündung und Verbrennung folgt die Expansionsphase im Brennraum, der Kolben verrichtet Arbeit an der Kurbelwelle. Reinluft in den Überströmkanälen und Gemisch im Kurbelgehäuse werden vorverdichtet.

Ausstoßen und Spülen

Der Kolben öffnet zuerst den Auslass und dann die Überströmkanäle. Durch den Überdruck im Kurbelgehäuse strömt die Reinluft in den Brennraum und drückt bzw. „spült“ die Abgase aus dem Brennraum. Nachdem das Luftpolster die Abgase aus dem Brennraum gespült hat, strömt Gemisch nach und vermischt sich mit dem noch im Brennraum verbliebenen Rest reiner Luft.

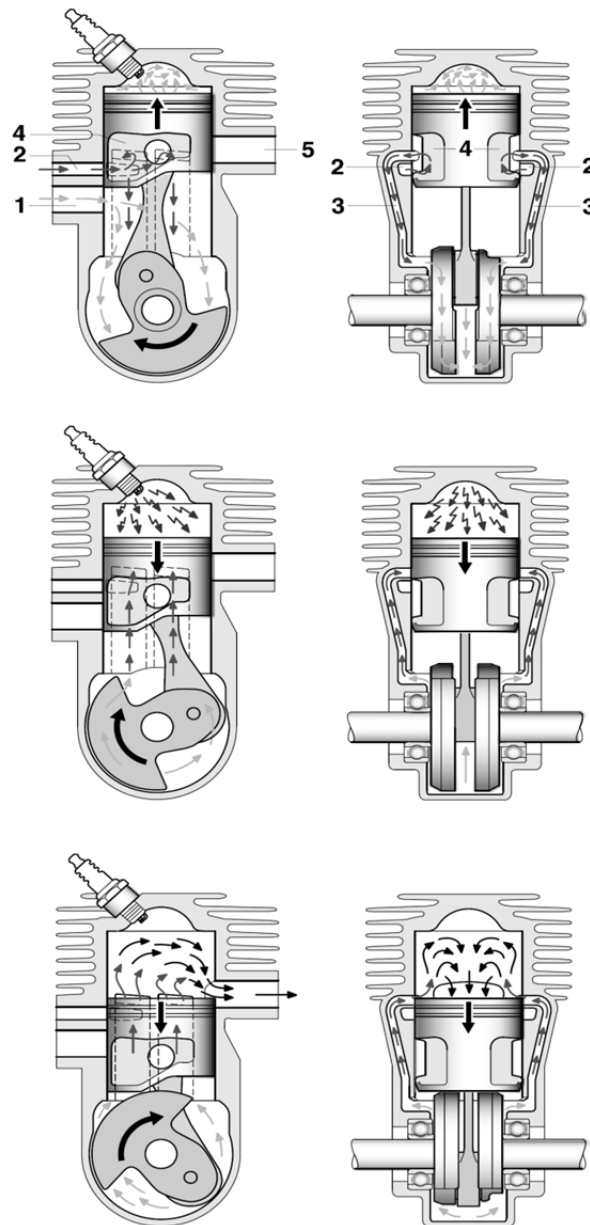


Abbildung 16: Spülvorlage [6]

Die Technik zeichnet sich vor allem dadurch aus, dass Leistung und nutzbares Drehzahlband nur in einem sehr geringen Ausmaß beeinträchtigt werden.

3.5.5 Viertaktmotor

In Bezug auf Emissionen und spezifischem Kraftstoffverbrauch ist der Viertaktmotor allen vorher genannten Techniken überlegen. Aber vor allem wegen des erforderlichen Ventiltriebs und den dadurch zusätzlich bewegten Massen ergibt sich auch eine Reihe von Nachteilen:

- Hohes Leistungsgewicht
- Eingeschränkte Nenndrehzahl
- Erhöhter Wartungsaufwand
- Schlechteres Ansprechverhalten

Eine weitere Problematik stellt die Forderung nach einem sogenannten Alllagenbetrieb (Betrieb in allen Lagen, auch überkopf) dar, aufgrund dessen keine konventionelle Druckumlaufschmierung realisiert werden kann. So arbeiten auch die meisten am Markt erhältlichen Viertaktmotoren in handgehaltenen Arbeitsmaschinen mit Verlustschmierung. Dabei wird der Motor ebenfalls mit Benzin-Öl-Gemisch betrieben, welches über einen Bypass aus dem Einlasskanal ins Kurbelgehäuse geleitet und dadurch, ähnlich dem Zweitaktmotor, durch die Pumpwirkung des Kolbens alle bewegten Teile mit Öl versorgt. Vom Steuerraum aus gelangt das Gemisch zurück in das Ansaugrohr, wobei Entnahme- und Rückführanschlüsse mit Rückschlagventilen ausgestattet sind.

Abbildung 17 zeigt den Schnitt durch eine Motorsäge mit Viertaktmotor. Die beiden Ventile sind zu Gunsten des Brennraums obenliegend positioniert. Um dennoch eine kompakte Bauweise zu erhalten, ist die Nockenwelle untenliegend ausgeführt. Die Betätigung erfolgt über Stößelstangen und Kipphebel.

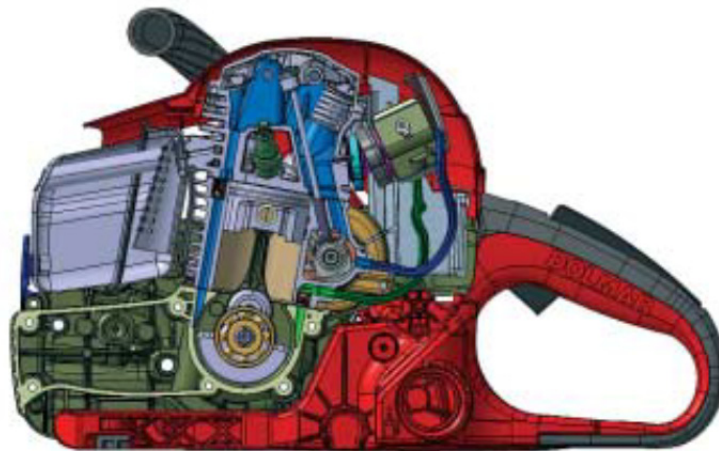


Abbildung 17: Aufbau eines Viertaktmotors einer Motorsäge [23]

Das Besondere bei dem gezeigten Motor der Firma Dolmar ist die Ventilsteuerung, welche je eine separate Nocke für Ein- und Auslass vorsieht, was im handgehaltenen Bereich einzigartig ist.

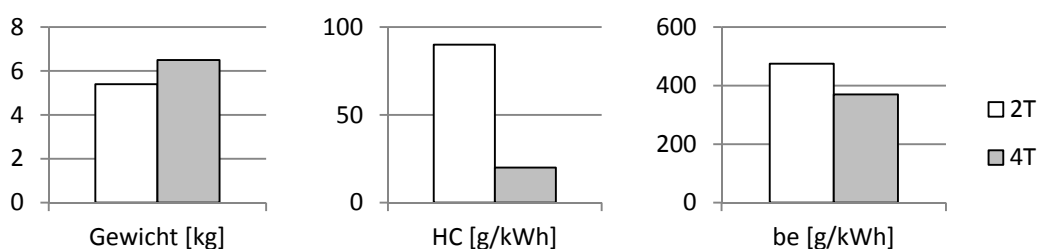


Abbildung 18: Gewicht, HC und Verbrauch eines 4-Taktmotors im Vergleich zu einem konventionellen 2-Taktmotor [23]

3.5.6 Bewertung der verschiedenen Technologien

Eine Bewertung der Technologien ist in untenstehender Tabelle 2 angeführt. Sie zeigt, dass die Spülvorlage als einziges Konzept keine Nachteile gegenüber dem bewährten, konventionellen Zweitaktmotor aufweist.

	2-Takt	2-Takt Kat	2-Takt Resonanz	2-Takt CWI	2-Takt Spülvorlage	4-Takt
Max. Motordrehzahl	++	++	0	0	++	0
Drehzahlbereich	++	++	-	0	++	0
HC-Emissionen	--	+	+	+	+	++
Gewicht	++	+	0	+	+	--
Spez. Leistung	+	+	+	0	++	0
Spez. Kraftstoffverbrauch	--	--	-	+	++	++
Kosten	++	++	0	0	+	--
Laufverhalten	++	++	0	--	++	0
Wartung	++	++	++	++	++	--

Tabelle 2: Bewertung verschiedener Technologien bei handgehaltenen Arbeitsmaschinen [21]

3.5.7 Konzepte mit elektronischem Einspritzsystem

Die Realisierung elektronischer Systeme stellt bei handgehaltenen Arbeitsmaschinen, wegen der eingehend erwähnten Anforderungen des Landmaschinenbaus eine besondere Herausforderung dar und ist deshalb auch wenig verbreitet. Das einzige derzeit am Markt erhältliche Gerät ist ein Trennschleifer der Firma Stihl. Das sogenannte *Stihl Injection System* zählt zu den Kurbelgehäuseeinspritzungen und wird später noch genauer erklärt. Im Folgenden sei ein kurzer Überblick über Zweitakt-Einspritztechnologien gegeben. Für nähere Informationen sei auf [2] verwiesen.

3.5.7.1 Kurbelgehäuseeinspritzung

Bei der Kurbelgehäuseeinspritzung (Crank Case Injection, CCI) wird Kraftstoff-Öl-Gemisch direkt ins Kurbelgehäuse eingebracht. Die Vorteile im Vergleich zum Vergaser sind:

- Bessere Abstimmungsmöglichkeit über den gesamten Betriebsbereich
- In Kombination mit Spülvorlage kein Vermischen der vorgelagerten Reinluft mit Gemisch, da beide Einlasskanäle Reinluft ansaugen.
- Dadurch sind ebenfalls optimierte Kanalführungen möglich, was zu mehr Leistung bei geringeren Emissionen und Verbrauch führt.
- Verdampfung des Kraftstoffes im Kurbelgehäuse und somit geringere thermische Belastung von Gehäuse und Kolben.

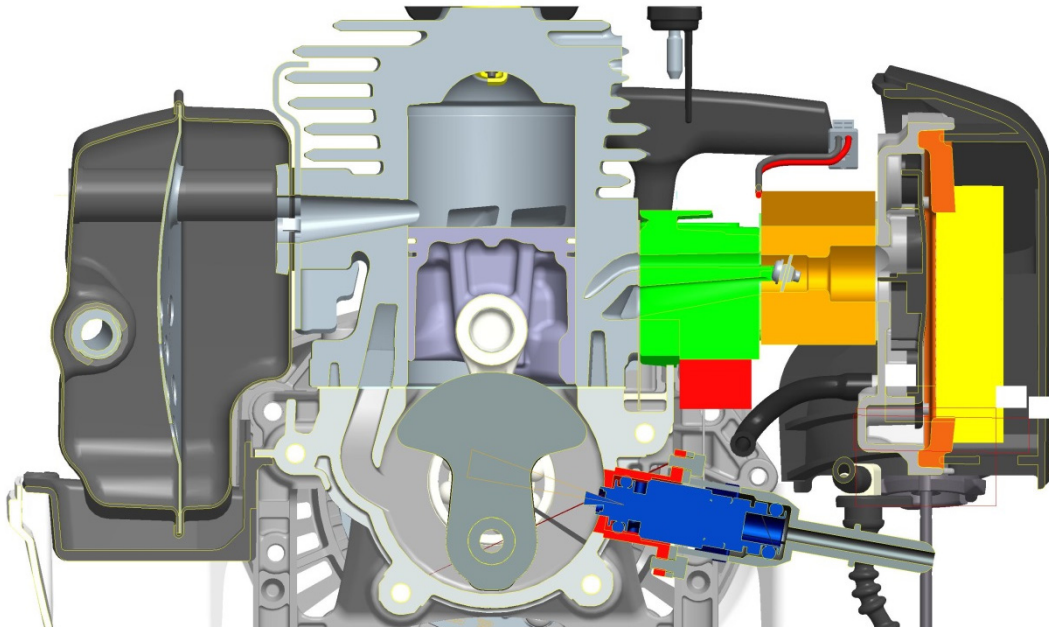


Abbildung 19: Einspritzposition CCI

Abbildung 19 zeigt beispielsweise die Einspritzposition des in dieser Arbeit verwendeten Versuchsträgers. Der Einspritzdruck beträgt 5 bar, wodurch zusätzlich eine entsprechend leistungsstarke Kraftstoffpumpe notwendig ist. Bei den durchgeführten Versuchen stammt die elektrische Energie aus einer externen Stromquelle.

Stihl Injection

Ein bereits am Markt befindliches System ist das sogenannte *Stihl Injection*, welches sich durch einen sehr geringen Systemdruck von nur 100 mbar über Umgebungsdruck auszeichnet. Dadurch ist zwar der mögliche Einspritzbereich eingeschränkt (siehe Abbildung 20), doch kann so durch den geringen elektrischen Leistungsbedarf auf einen zusätzlichen Generator verzichtet werden.

Die Berechnung der angesaugten Luftmasse erfolgt aus den Messgrößen Drehzahl, Kurbelgehäusedruck und -temperatur. So ist das System in der Lage, Temperatur- und Höhenschwankungen zu detektieren und auszugleichen. Durch den Entfall von Vergaserdüsen und Kaltstartvorrichtung ist ein wesentlicher Komfortgewinn gegeben. Für weitere Informationen sei auf [24] und [25] verwiesen.

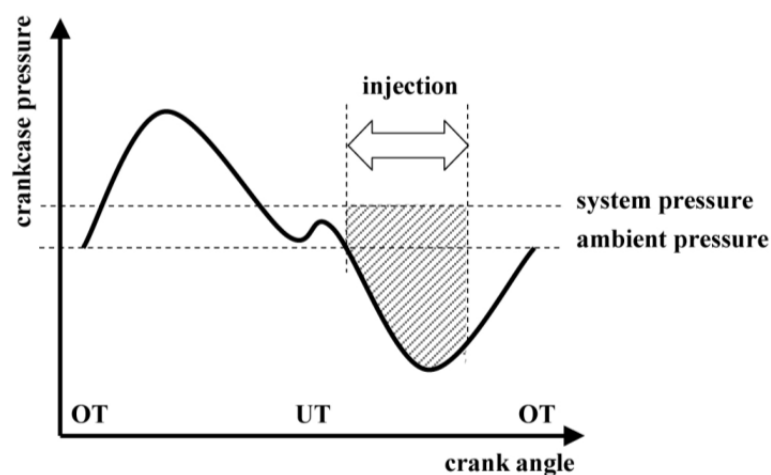


Abbildung 20: Einspritzbereich bei „Stihl Injection“ [25]

3.5.7.2 Niederdruckdirekteinspritzung

Bei der Niederdruckdirekteinspritzung (Low Pressure Direct Injection, LPDI) wird Kraftstoff direkt in den Brennraum eingebracht, weshalb hier eine zusätzliche Ölversorgung notwendig ist. Da die Einspritzöffnung an der unteren Seite des Brennraums liegt, wird diese während der Hochdruckphase vom Kolben verdeckt. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit über Fenster im Kolben eine zusätzliche Einspritzung in das Kurbelgehäuse zu realisieren. Abbildung 21 zeigt beispielsweise die Einspritzposition des untersuchten Versuchsträgers. Der Systemdruck liegt im Bereich um die 5 bar.

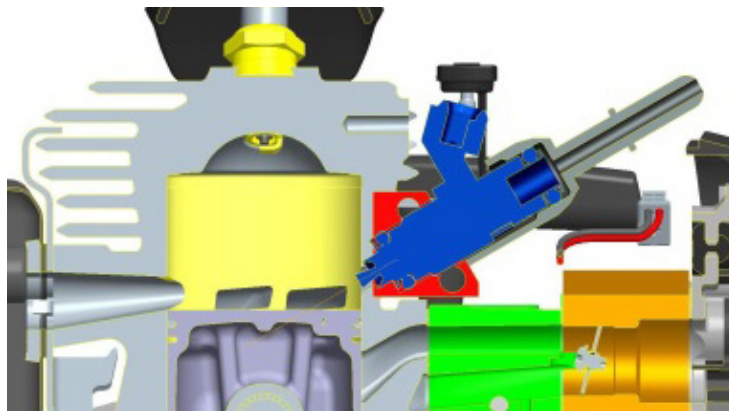


Abbildung 21: Einspritzposition LPDI [2]

Durch die direkte Einspritzung kann der Kraftstoff gegen Ende des Spülvorganges in den Brennraum eingebracht und so die Spülverluste über den gesamten Betriebsbereich reduziert werden. Zwar lassen sich dadurch nicht so hohe Fanggrade wie bei einer Hochdruckdirekteinspritzung erreichen, doch in Bezug auf Kosten und Kundenakzeptanz stellt die LPDI eine gute Alternative dar. Weiters sind geringere Kaltstartemissionen und Spülverluste im Vergleich zum Vergaser möglich und auch die Problematik der Wandfilmbildung ist hier nicht gegeben. Untersuchungen an 50 cm³ Motoren ergaben spezifische HC-Emissionen von ~60 g/kWh und Kraftstoffverbräuche von ~380 g/kWh bei einer Literleistung von 76 kW/l [2].

3.5.7.3 Hochdruckdirekteinspritzung

Hochdruckdirekteinspritzungen (High Pressure Direct Injection, HPDI) mit einem Systemdruck im Bereich von 100 bar und Einspritzung im oberen Teil des Brennraums (vergleiche Abbildung 22) zeichnen sich durch sehr geringe Emissions- und Verbrauchswerte aus [2]. Durch den weiten Einspritzbereich und die Möglichkeit bei geschlossenem Auslasskanal Kraftstoff in den Brennraum einzubringen, sind mit dieser Variante die höchsten Fanggrade erreichbar. Eine vollkommene Vermeidung der Spülverluste ist dennoch nicht möglich, da bei hohen Lastzuständen und Drehzahlen ein Einspritzbeginn während des Spülvorganges nötig ist. Bei Untersuchungen an Motoren mit 500 cm³ Hubraum konnten spezifische HC-Emissionen von ~20 g/kWh und spezifische Verbräuche von ~250 g/kWh bei einer Literleistung von 120 kW/l erreicht werden [2]. Dem gegenüber stehen allerdings sehr hohe Systemkosten und -gewicht, welche bei handgehaltenen Maschinen nicht vertretbar sind.

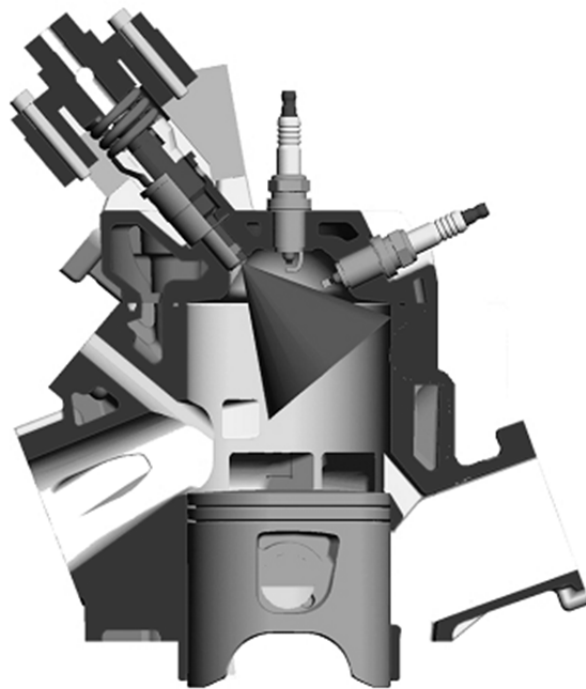


Abbildung 22: Schnittdarstellung eines Versuchsmotors mit HPDI und zwei möglichen Zündkerzenpositionen [26]

3.5.7.4 Indirekte Einspritzung

Bei der indirekten Einspritzung über die Überströmkanäle (Semi Direct Injection, SDI) kann eine Reduktion der Spülverluste erreicht werden. Ein später Einspritzzeitpunkt spielt hierbei eine besondere Rolle. Problematisch ist wieder das beschränkte Zeitfenster für die Kraftstoffeinbringung, weshalb dieses System auch oft mit zwei Injektoren ausgeführt wird [2]. Eine mögliche Ausführung ist in Abbildung 23 gezeigt.

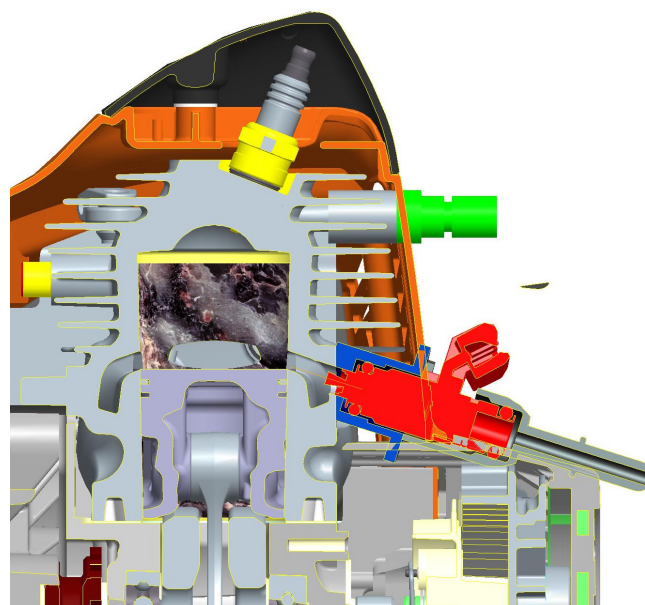


Abbildung 23: Einspritzposition SDI [2]

Einen wesentlichen Einfluss auf die HC-Emissionen haben Einspritzbeginn und –dauer. Mit einem 64 cm^3 Prototyp für eine handgehaltene Anwendung konnten spezifische HC-Emissionen von $\sim 40 \text{ g/kWh}$ erzielt werden [2].

3.5.7.5 Luftunterstützte Direkteinspritzung

Bei der luftunterstützten Direkteinspritzung (Air Assisted Direct Injection, ASDI) wird mit Hilfe von Druckluft die Gemischbildung unterstützt. Dazu wird bereits vorgemischtes Luft-Kraftstoff-Gemisch in den Brennraum eingebracht, um so in der kurzen Zeit, die zur Gemischbildung vorhanden ist, eine gute Homogenisierung zu erreichen. Zur Verminderung der Spülverluste darf auch hier erst nach dem Schließen des Auslasskanales eingespritzt werden. Neben hohen Systemkosten kommt hier noch erhöhter Platzbedarf durch die zusätzlichen Komponenten hinzu. Abbildung 24 zeigt das sogenannte DI-tech System von Aprilia, welches seit Jahren in Scootern erfolgreich Anwendung findet. Gut zu erkennen sind der sehr komplex aufgebaute Injektor auf der linken Seite und der durch eine Exzentrerscheibe (grün) angetriebene Kompressor rechts über der Kurbelwelle.

Mit einem 125 cm^3 Motor konnten HC-Emissionen von $\sim 10 \text{ g/kWh}$ bei Vollast erreicht werden. Jedoch machen die Komplexität und die dadurch hohen Kosten dieses System für handgehaltene Anwendungen wenig geeignet [2].

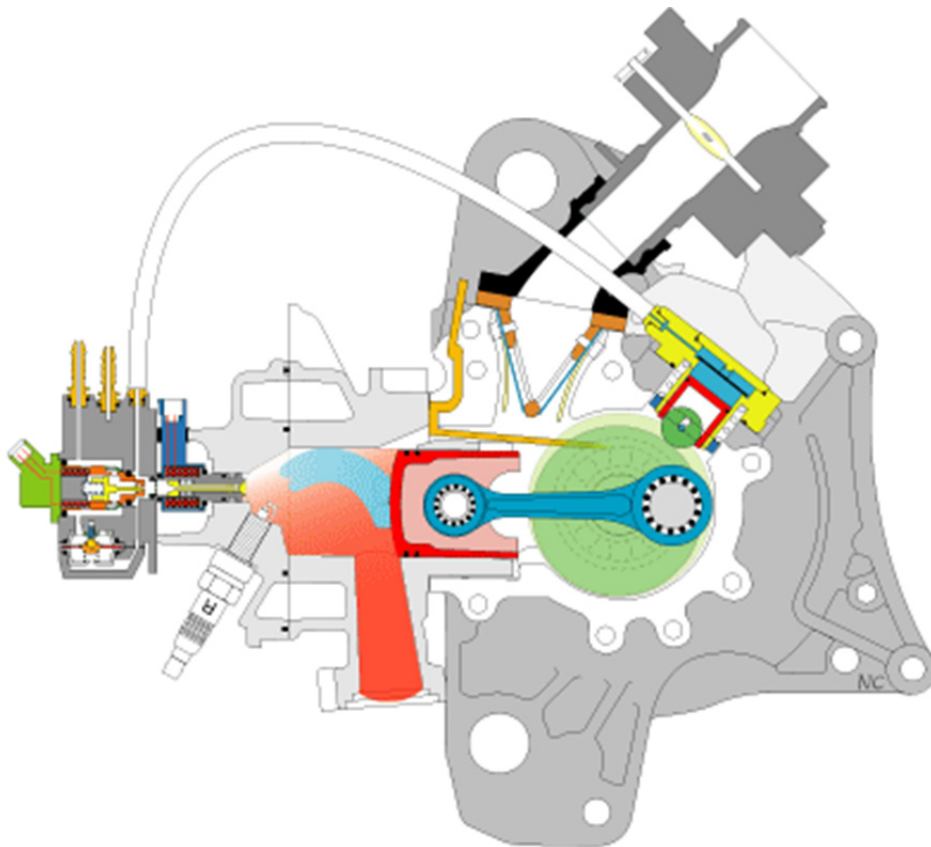


Abbildung 24: Scootermotor mit ASDI [27]

4 Messaufbau

Im Zuge der Diplomarbeit wurden experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Die dabei betrachteten Versuchsträger sind in den Kapiteln 5 und 6 näher erklärt. Im Folgenden ist ein Messaufbau beschrieben, welcher für alle Motoren verwendet wurde.

Der schematische Aufbau des Motorprüfstandes ist in Abbildung 25 dargestellt. In der Mitte befindet sich der Versuchsträger. Links unterhalb sind die Komponenten der elektronischen Einspritzung angedeutet, der Rest ist allgemein unter *Prüfstandsmesstechnik* angeführt.

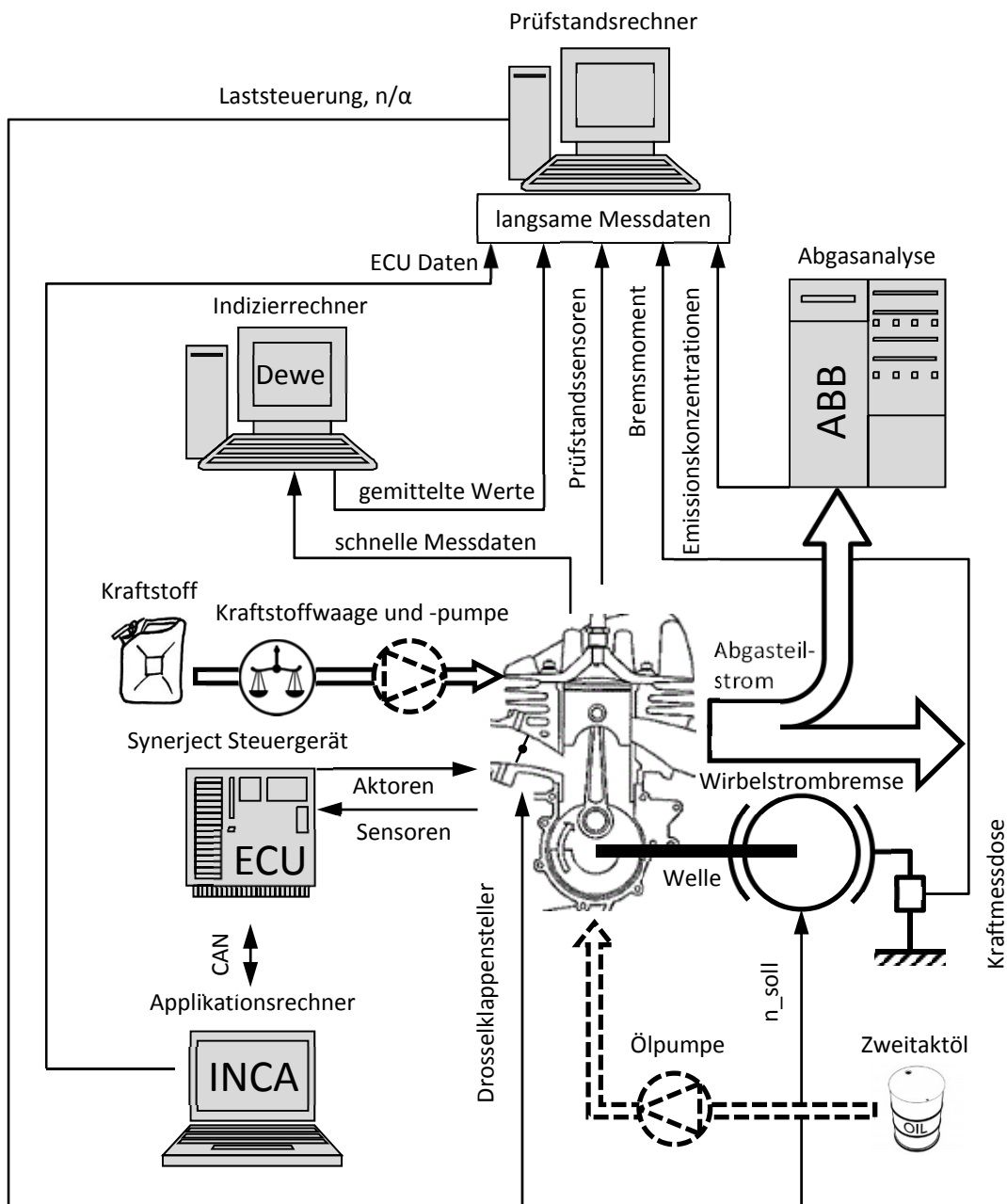


Abbildung 25: Schematischer Prüfstandsaufbau

Für die unterschiedlichen Versuchsträger sind leichte Änderungen am Aufbau nötig. So sind Kraftstoff- und Ölpumpe nicht immer notwendig und deshalb strichliert eingezeichnet.

4.1 Versuchsträger

Insgesamt sind vier Versuchsträger mit unterschiedlicher Gemischaufbereitung untersucht worden. In Bezug auf den Prüfstands Aufbau unterscheiden sie sich in der Kraftstoff- und Öleinbringung wie in Tabelle 3 angeführt. Die in Abbildung 26 dargestellten Versuchsträger sind Vergasermotoren. Die Kraftübertragung zur Wirbelstrombremse erfolgt über die serienmäßige Fliehkraftkupplung und eine Zahnwelle.

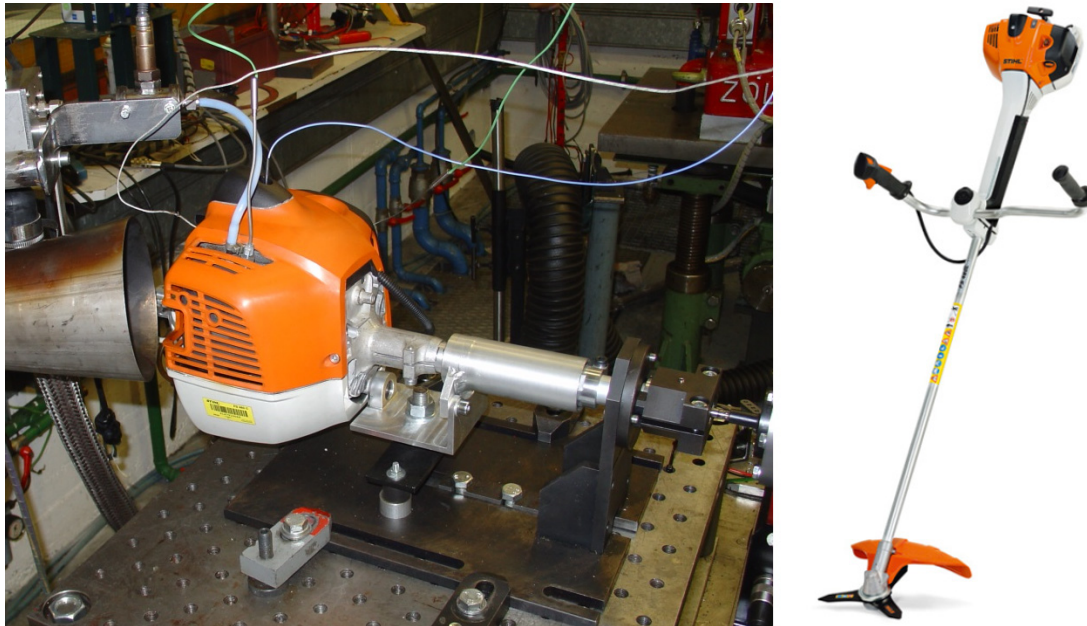


Abbildung 26: Versuchsträger am Prüfstand (links) und eingebaut im Freischneider (rechts)

Betrachtete Versuchsträger:

Versuchsträger	Schmierung	Gemischaufbereitung	Kraftstoffpumpe
Referenzmotor	Gemisch	Membranvergaser	Über Kurbelgehäuse
Kurbelgehäuse-Einspritzung	Gemisch	Konventioneller Injektor für Saugrohreinspritzung	Extern, 5 bar
Niederdruckdirekt-Einspritzung	Getrennt	Konventioneller Injektor für Saugrohreinspritzung	Extern, 5 bar
Niederdruckdirekt-Einspritzung mit seitlichem Injektor	Getrennt	Konventioneller Injektor für Saugrohreinspritzung	Extern, 5 bar

Tabelle 3: Relevante Unterschiede der Versuchsträger für den Prüfstands Aufbau

Alle Motoren haben denselben Grundmotor, welcher aus einem Freischneider der Firma Stihl, Typ FS 460, stammt. Die technischen Daten sind in Tabelle 4 angeführt.

Bohrung	mm	44	Nennleistung	kW	2,2
Hub	mm	29,92	Nenn Drehzahl	min ⁻¹	9.500
Pleuellänge	mm	53	Steuerzeit EL	°KW n OT	122
Verdichtung	-	9,61 : 1	Steuerzeit AL	°KW n OT	110
Hubraum	cm ³	45			

Tabelle 4: Technische Daten Versuchsträger

4.2 Prüfstandsmesstechnik

Die Prüfstandsmesstechnik umfasst Indizier- und Abgasanalyzesystem und misst langsame gemittelte Größen über den Prüfstandsrechner. Das Mittelungsintervall beträgt 20 - 30 s.

Am Prüfstand ermittelte Größen:

- Umgebungstemperatur, –druck und –feuchte
- Zündkerzentemperatur
- Abgastemperatur
- Kurbelgehäusetemperatur
- Bremsendrehzahl
- Motordrehmoment mittels Wirbelstrombremse
- Kraftstoffmasse mittels Kraftstoffwaage
- Gemittelte Größen des Zylinderdruckes
- Abgaskonzentrationen

Stellgrößen:

- Solldrehzahl der Bremse
- Drosselklappenstellung durch Servomotor

4.2.1 Wirbelstrombremse

Die verwendete Wirbelstrombremse der Firma Magtrol Typ 1WB65 ist in Abbildung 27 gezeigt. Im Vordergrund sind der einstellbare Hebel und die Kraftmessdose (horizontal angeschraubt) für die Momentenmessung erkennbar. Die technischen Eckdaten sind:

- Max. Drehzahl: 30.000 min⁻¹
- Max. Moment: 10 Nm
- Max. Leistung: 6 kW (10 Nm bei 5730 min⁻¹)

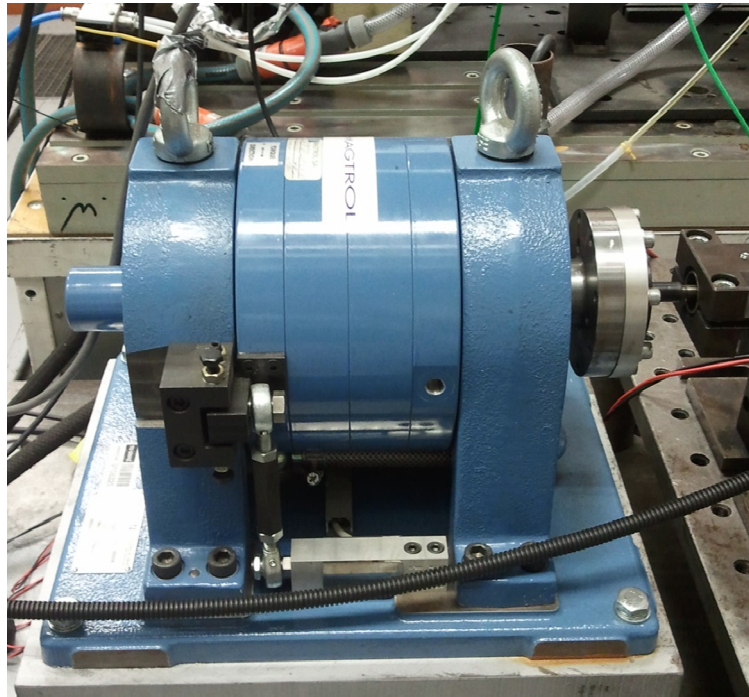


Abbildung 27: Pendelnd gelagerte Wirbelstrombremse mit Kraftmessdose

4.2.2 Prüfstandsrechner

Der Prüfstandsrechner dient als zentrales Mess- und Steuerelement. Von hier aus werden die Lastgrößen, also Drehzahl und Drosselklappenstellung, des Motors gesteuert. Außerdem werden sämtliche Messdaten aus Prüfstandssensoren, Abgasanalyse, Indizierung und digitalen ECU-Daten zentral gespeichert.

Die Messung erfolgt bei konstanten Lastpunkten, wobei die Daten über eine Messdauer von 20 - 30 s gemittelt werden. Für die Auswertung werden diese Rohdaten anschließend mit Hilfe von Concerto auf Ausgabegrößen, wie zum Beispiel Lambdawerte aus Kapitel 3.3, umgerechnet.

4.2.3 Indizierrechner

Mit der Indizierung sollen in erster Linie der Mitteldruck und die Schwerpunktlage der Verbrennung als Vergleichsparameter für die unterschiedlichen Messungen bestimmt werden. Somit ist die Genauigkeitsanforderung an das gesamte Indiziersystem hier wesentlich geringer als beispielsweise für eine Verlustteilung. Es wird außerdem nur der Zylinderdruck indiziert.

Der Kurbelwinkel wird mittels Inkrementalgeber der Firma Baumer, Typ ITD 01 B14, mit einer Auflösung von einem Grad gemessen. Als Druckaufnehmer dient ein ungekühlter, piezoelektrischer Sensor der Firma Kistler vom Typ 6252B. Die Einpassung des oberen Totpunktes erfolgt mit Hilfe eines kapazitiven OT-Sensors.

Das verwendete Indiziersystem DEWE-2010 der Firma Dewetron errechnet aus den schnellen Messdaten in Echtzeit Verbrennungsdaten, wie beispielsweise Schwerpunktlage und indizierten Mitteldruck, und übermittelt diese als Mittelwert aus 100 aufeinanderfolgender Zyklen an den Prüfstandsrechner. Für Leerlaufversuche wird über noch mehr Zyklen gemittelt.

4.2.4 Abgasanalyse

Abgaskonzentrationen werden mit zwei verschiedenen Systemen der Firmen ABB und Eco Physics bestimmt. Ein Abgasteilstrom wird aus dem Schalldämpfer abgesaugt und den Analysatoren zugeführt. Um Kondensation zu verhindern, sind die Leitungen beheizt. Bedingt durch die Leitungslänge von mehreren Metern ergibt sich eine Verzögerung von ~ 20 s. Abbildung 28 zeigt einen stationären Lastpunkt, bei dem die Einspritzzeit sprunghaft variiert wird. Der Zeitversatz des aus den Abgasen errechneten Lambdawertes im Brennraum ist deutlich erkennbar.

Bei der Kalibration der stationären Lastpunkte muss die Messmittelung um diesen Zeitversatz verschoben werden, bzw. wird nach Parameterveränderung die Verzögerungszeit abgewartet bis die Messung beginnt. Bei Kalibrierung des transienten Betriebs oder bei der Warmlaufabstimmung werden die Emissionen fortlaufend mit einer bestimmten Abtastrate aufgezeichnet. Zur Auswertung wird das Signal wieder um die Verzögerungszeit verschoben.

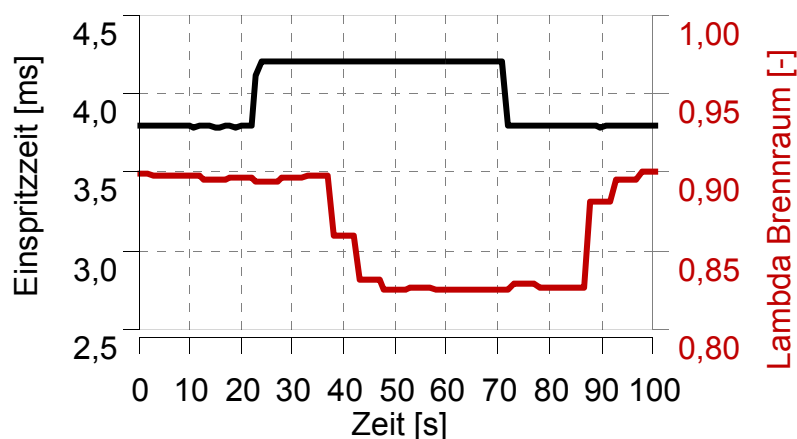


Abbildung 28: Reaktionszeit der Abgasanalyse

Die verwendeten Messgeräte sind im Folgenden aufgelistet:

- Kohlenwasserstoffe (HC) in ppm
ABB, Typ MultiFID 14
- Kohlenmonoxid/-dioxid (CO/CO_2) in Vol%
ABB, Typ URAS 14
- Sauerstoff (O_2) in Vol%
ABB, Typ Magnos 106
- Stickoxide (NO_x) in ppm
Eco Physics, Typ CLD 700 EL ht.

4.3 Komponenten der elektronischen Einspritzung

Dieses Kapitel zeigt einen groben Überblick über die einspritzungsspezifischen Komponenten. Eine genauere Betrachtung der Abstimmung und Kalibrierung ist in Kapitel 7 zu finden.

4.3.1 Steuergerät

Bei dem verwendeten Einspritzsystem handelt es sich um den Typ M3C der Firma Synerject, welches ursprünglich für Ein- und Zweizylinder Viertaktmotoren entwickelt wurde. In Zusammenarbeit mit dem IVT an der TU Graz erfolgt zurzeit die Funktionsentwicklung zur Verwendung an Zweitaktmotoren mit Niederdruckdirekteinspritzung (LPDI).

4.3.2 Peripherie

Die für die Funktion benötigten Sensoren und Aktoren sind untenstehend aufgelistet.

Aktoren:

- Injektor
- Zündspule
- Benzinpumpe
- Ölpumpe

Sensoren:

- Drosselklappenpotentiometer
- Ansauglufttemperatur
- Saugrohrdruck
- Induktiver Drehwinkelgeber (24-2)
- Zylindertemperatur

Verwendet wurden weitgehend Serienbauteile. Lediglich Drosselklappeneinheit und Geberrad wurden speziell für diesen Versuchsträger angefertigt. Abbildung 29 zeigt die Einzelteile der Drosselklappeneinheit mit den integrierten Sensoren.

Eine robuste sowie zuverlässige Drehzahlbestimmung ist essentiell für die Funktionsweise eines elektronischen Einspritzsystems. Für die Bestimmung der Drehzahl und Kurbelwinkelposition ist ein 24-2 Geberrad nötig, also 22 Zähne mit einer Teilung von 15° , was eine Lücke von zwei Zähnen ergibt. Diese in der Lage bestimmte Lücke ist für das Steuergerät nötig, um die genaue Kurbelwinkelposition zu ermitteln.

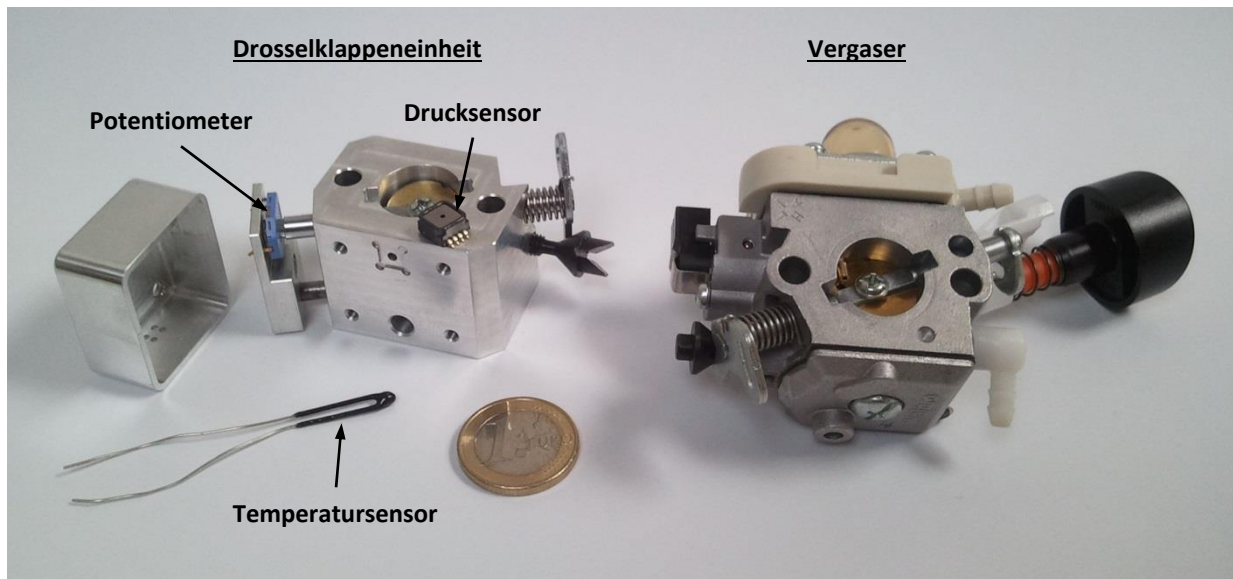


Abbildung 29: Drosselklappeneinheit mit Sensoren im Vergleich zum Vergaser

4.3.3 Applikationsrechner

Die Kalibrierung der Steuergeräte-Software erfolgt über eine CAN-Bus-Leitung mittels externen PCs und der Software INCA. INCA steht für *INtegrated Calibration and Acquisition Systems* und ist ein Tool der Firma ETAS zum Kalibrieren, Messen und Programmieren von Steuergeräten. Über eine direkte Verbindung mit dem Prüfstandsrechner können parallel zu den in Abschnitt 4.2 genannten Messdaten sämtliche ECU-Daten mitgemessen werden. Dazu zählen beispielsweise:

- Start und Ende der Einspritzung in °KW
- Dauer der Einspritzung in ms
- Zylindertemperatur
- Drehzahl
- Zündzeitpunkt
- Ölmenge in cm³/h (bei getrennter Schmierung)
- Drosselklappenposition

INCA verfügt auch über die Möglichkeit einer bidirektionalen Kommunikation mit Matlab. So können beispielsweise verschiedene Leerlaufregel-Strategien getestet werden, ohne die Steuergeräte Software entsprechend zu ändern. Eine Softwareänderung bedingt immer einen entsprechenden Aufwand für den Steuergerätehersteller und kann mehrere Wochen in Anspruch nehmen.

5 Referenzmotor Vergaser mit Spülvorlage

Als Ausgangsbasis und Referenz der Untersuchungen ist ein Motor mit Vergaser und Spülvorlage vermessen worden. Bei dem Grundmotor, welcher bei allen Versuchsträgern gleich ist, handelt es sich um einen Zweitaktmotor mit Kurbelgehäusespülung und Kolbensteuerung.

Das Messraster, die Verteilung der ca. 100 Messpunkte ist in Abbildung 30 dargestellt. Zusätzlich wurde noch im Leerlauf gemessen. Die Einstellung des Vergasers erfolgte nach Herstellerangaben.

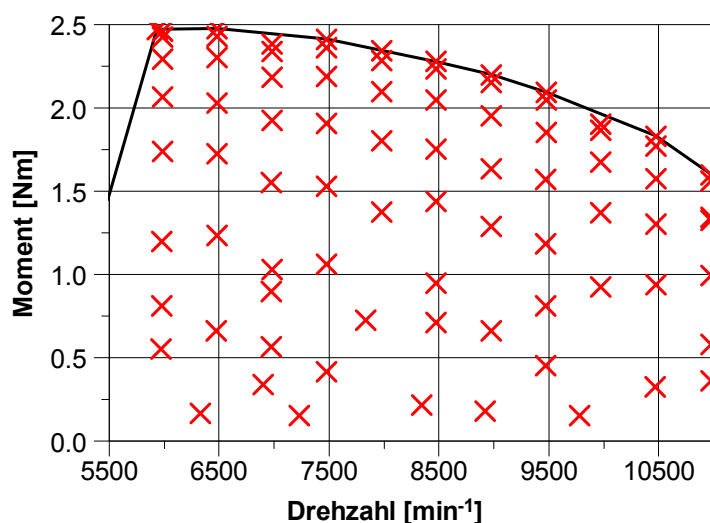


Abbildung 30: Messpunktverteilung des Referenzmotors

Leistung und Moment bei Volllast sind in Abbildung 31 gezeigt. Aufgrund der Einkuppeldrehzahl von 5500 min^{-1} der Fliehkraftkupplung wird ab 6000 min^{-1} gemessen. Zu erkennen ist der für handgehaltene Arbeitsmaschinen typische, stark abfallende Drehmomentenverlauf.

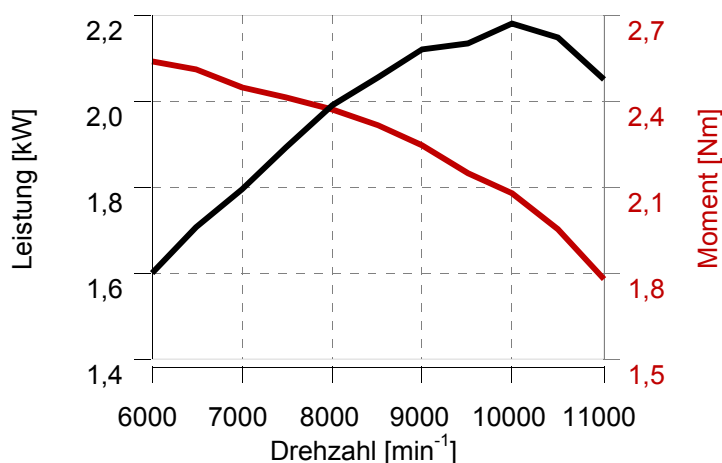


Abbildung 31: Volllastcharakteristik des Referenzmotors

Abbildung 32 zeigt die gewichteten Ergebnisse der Abgasanalyse verglichen mit den aktuellen, gesetzlichen Grenzwerten. Dabei sind gemäß dem Zwei-Punkt-Zyklus für handgehaltene Arbeitsmaschinen die Emissionen im Leerlauf mit 15 % und bei Nennlast mit 85 % gewichtet. Der gemessene Abgasmassenstrom in g/h wird jeweils auf die Nennleistung bezogen.

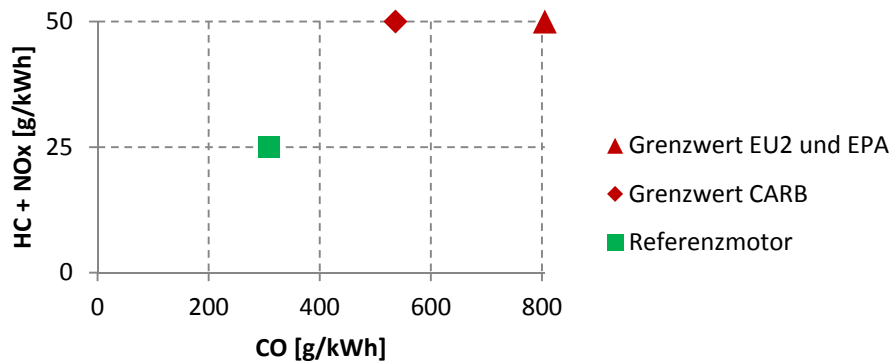


Abbildung 32: Emissionswerte des Referenzmotors und aktuelle Grenzwerte

Eine Aufschlüsselung der Emissionen ist in Abbildung 33 gegeben. Hier ist ersichtlich, dass der Großteil an CO im Nennlastpunkt entsteht, und im Gegensatz dazu das meiste HC im Leerlauf. Durch die Gewichtung ist für das Endergebnis jedoch nur der Nennlastpunkt relevant. NO_x ist wegen des geringen Anteils nicht dargestellt.

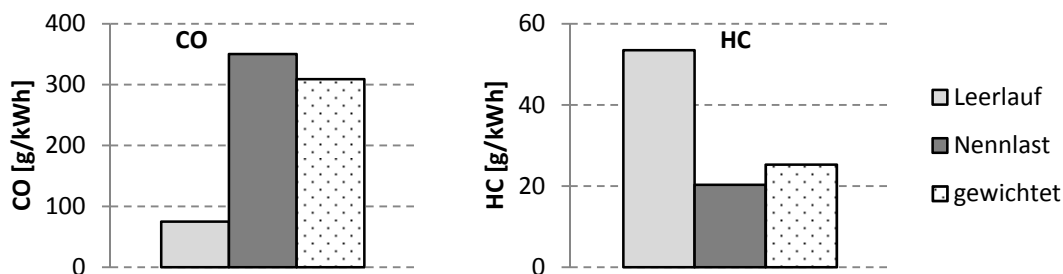


Abbildung 33: Emissionen des Referenzmotors unterteilt in Leerlauf und Nennlast sowie mit gesetzlicher Gewichtung

Die hohen HC -Emissionen im Leerlauf sind die Folge von Aussetzern durch den fetten Leerlaufbetrieb ($\lambda_{\text{Brenn}} \approx 0,75$). Wegen der fehlenden Temperatur- und Druckkompensation ist dieser niedrige Lambdawert notwendig, um auch im kalten Zustand ein akzeptables Ansprechverhalten und einen stabilen Leerlauf zu gewährleisten.

Durch Abmagern des Gemisches könnten HC -Emissionen halbiert werden, was aber den gewichteten Wert nicht wesentlich verbessert, da diese eben nur mit 15 % berücksichtigt sind. Es ist aber denkbar, dass sich diese Wichtung bei zukünftigen Emissionsvorschriften ändert, und somit dem Leerlauf mehr Bedeutung zukommt.

5.1 Referenz Kennfelder

Die Ergebnisse der Referenzmessung sind im Folgenden als Iso-Flächendiagramme über Motormoment und Drehzahl dargestellt.

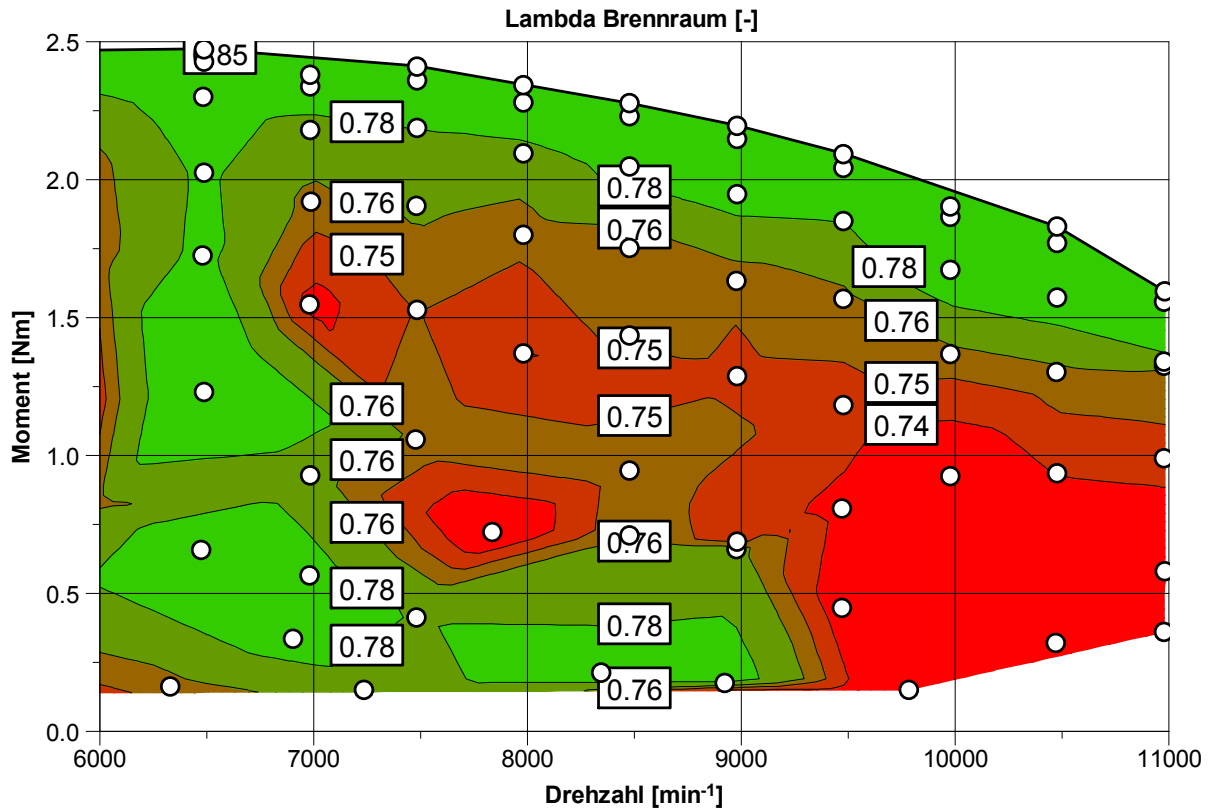


Abbildung 34: Lambda im Brennraum des Referenzmotors

Abbildung 34 zeigt das Luftverhältnis im Brennraum errechnet aus den CO/CO_2 Konzentrationen. Entlang der Vollerlastkurve beträgt Lambda fast konstant 0,85. Es fällt auf, dass im gesamten Teillastbereich das Luftverhältnis stets fetter als bei Vollerlast ist. Dies resultiert aus der begrenzten Abstimmungsmöglichkeit des Vergasers. $\lambda = 0,85$ bei Vollerlast ist durch die maximale Leistung und Dauerhaltbarkeit notwendig.

Die spezifischen Emissionen sind in Abbildung 35 und 36 dargestellt. Die minimalen HC-Emissionen von $\sim 20 \text{ g/kWh}$ werden im Bereich der Nennleistung bei 9500 min^{-1} erreicht und steigen durch die abnehmende Leistung wieder leicht an. Allgemein kann festgestellt werden, dass die HC-Emissionen bei Vollerlast mit steigender Drehzahl abnehmen, während die CO-Emissionen weitgehend konstant bleiben. Dies erklärt sich durch die unterschiedlichen Fanggrade, wie auch Abbildung 37 zeigt. Mit steigendem Fanggrad bei höheren Drehzahlen sinken die HC-Emissionen, während die CO-Emissionen keine derart ausgeprägte Drehzahlabhängigkeit aufweisen.

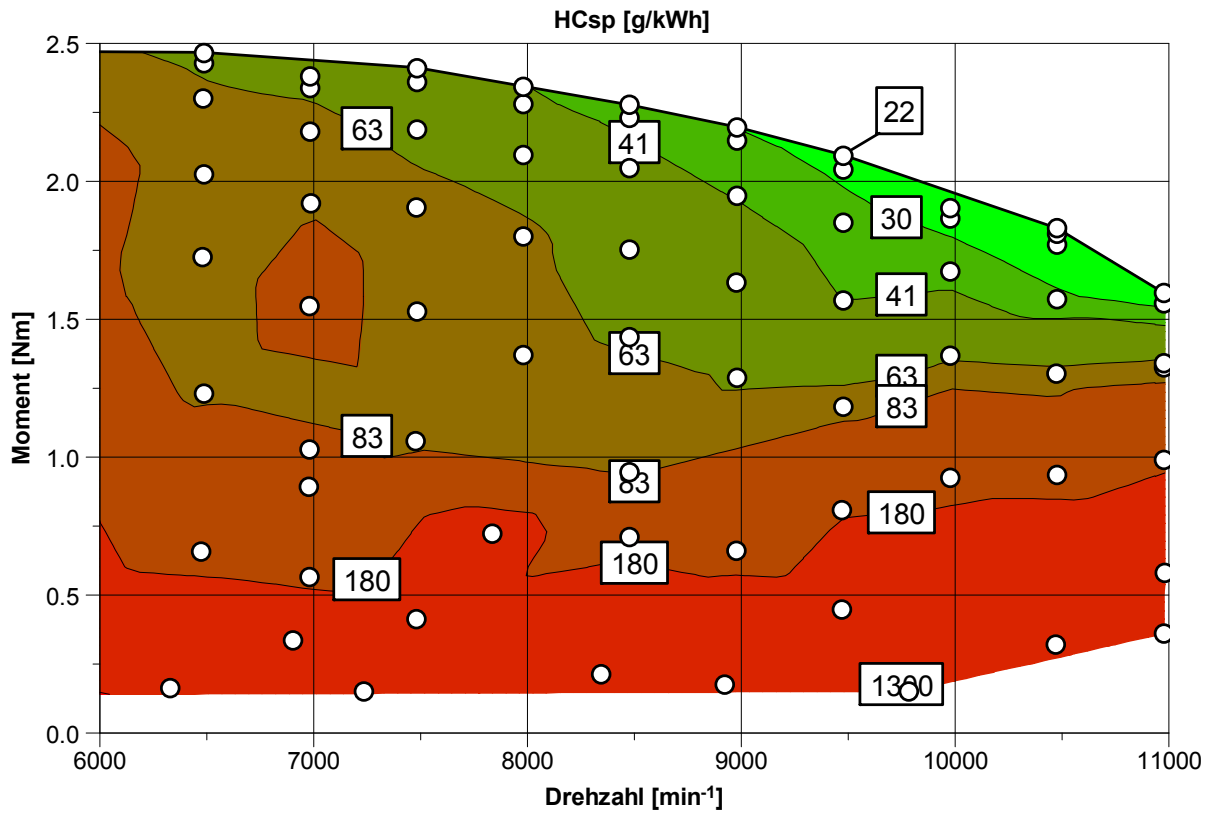


Abbildung 35: Spezifische Kohlenwasserstoffemissionen des Referenzmotors

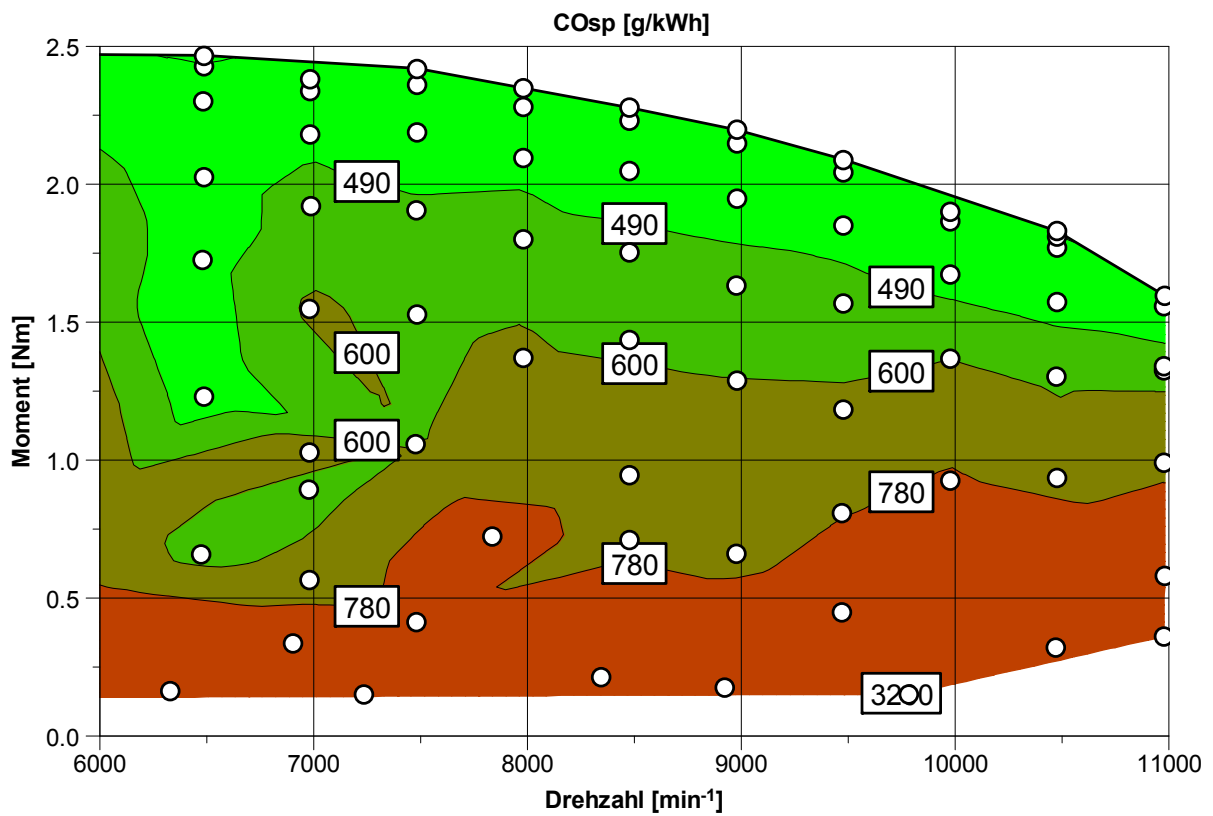


Abbildung 36: Spezifische Kohlenmonoxidemissionen des Referenzmotors

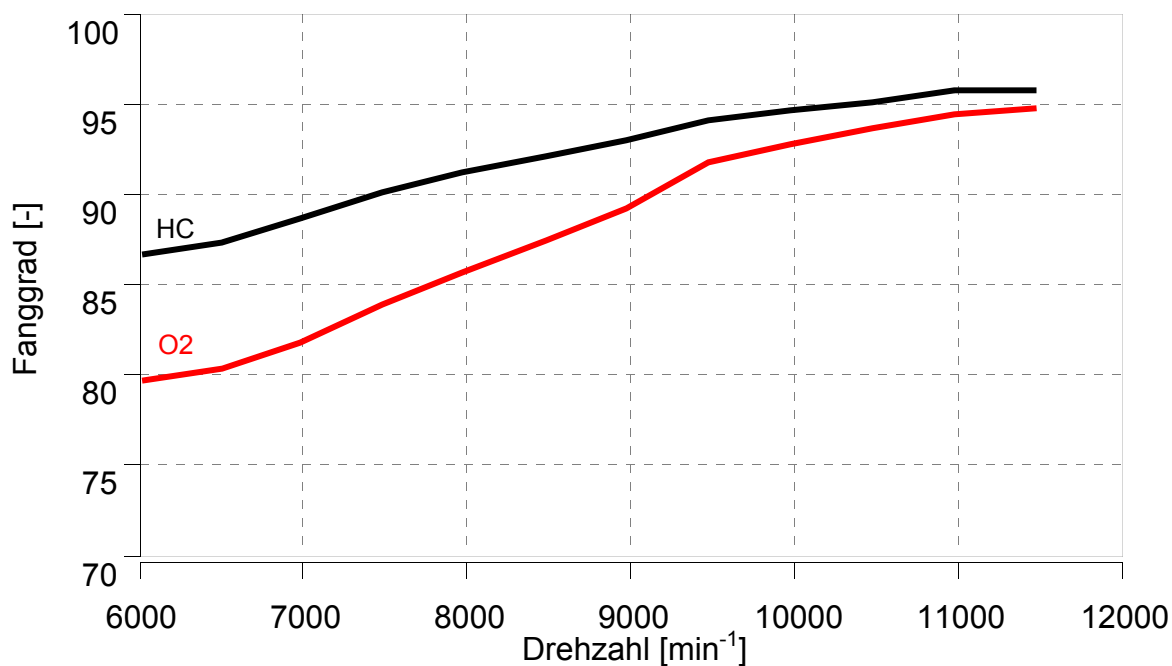


Abbildung 37: Fanggrade des Referenzmotors bei Volllast

Die Fanggrade in Abbildung 37 sind nur bei Volllast dargestellt, da die zunehmenden Aussetzer im Teillastbereich keine Aussage über den Fanggrad erlauben. Durch das Aussetzen einer Verbrennung werden die zusätzlichen HC-Emissionen bei der Auswertung der Abgaskonzentrationen zu den Spülverlusten gezählt, wodurch das Ergebnis verfälscht wird.

In Abbildung 38 und 39 sind der spezifische Kraftstoffverbrauch b_e und die Varianz des indizierten Mitteldrucks (coefficient of variance, COV) dargestellt. Der steigende COV bei geringeren Lasten zeigt die zunehmend aussetzende Verbrennung im Teillastbereich. Durch das Androsseln im Einlass verringert sich der Druck im Kurbelgehäuse und beim Ladungswechsel wird zunehmend Abgas aus dem Auspuff in den Brennraum gesaugt, was den Restgasanteil erhöht und Aussetzer begünstigt. Auch im ansteigenden Kraftstoffverbrauch spiegeln sich Aussetzer und niedriges Luftverhältnis der Teillast wider.

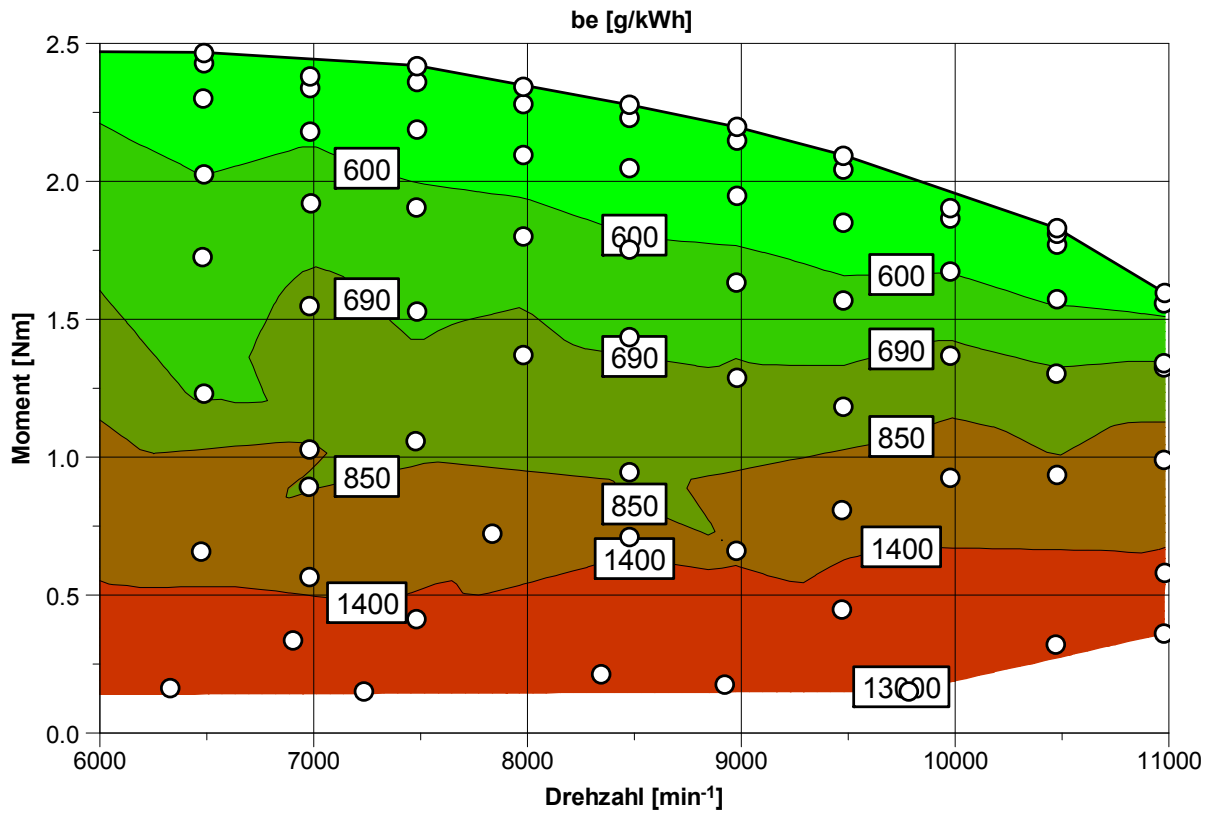


Abbildung 38: Spezifischer Kraftstoffverbrauch des Referenzmotors

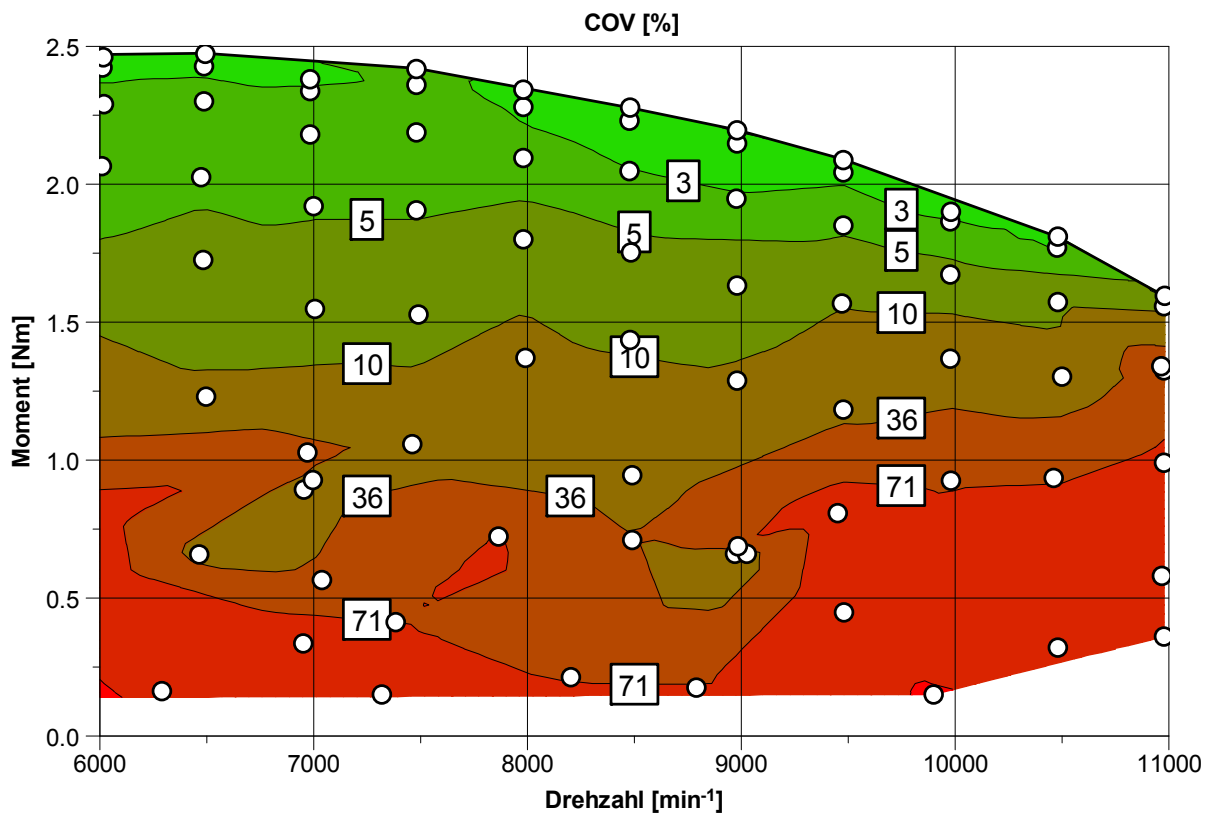


Abbildung 39: Varianz des indizierten Mitteldrucks (COV)

Weitere Kennfelder sind im Anhang unter *Kennfelder des Referenzmotors* zu finden.

6 Versuchsträger mit elektronischer Einspritzung

In Abbildung 40 sind die drei Versuchsträger dargestellt. Links befindet sich das System mit Niederdruckdirekteinspritzung (Low Pressure Direct Injection, LPDI) und rechts das mit Kurbelgehäuseeinspritzung (Crank Case Injection, CCI). Die Variante des LPDI mit einer um 90° um die Zylinderachse verdrehten Injektorposition unterscheidet sich nur durch den Zylinderkopf, welcher unten gezeigt ist. Bilder der beiden LPDI Zylinder sind ebenfalls in Abbildung 52 zu finden.

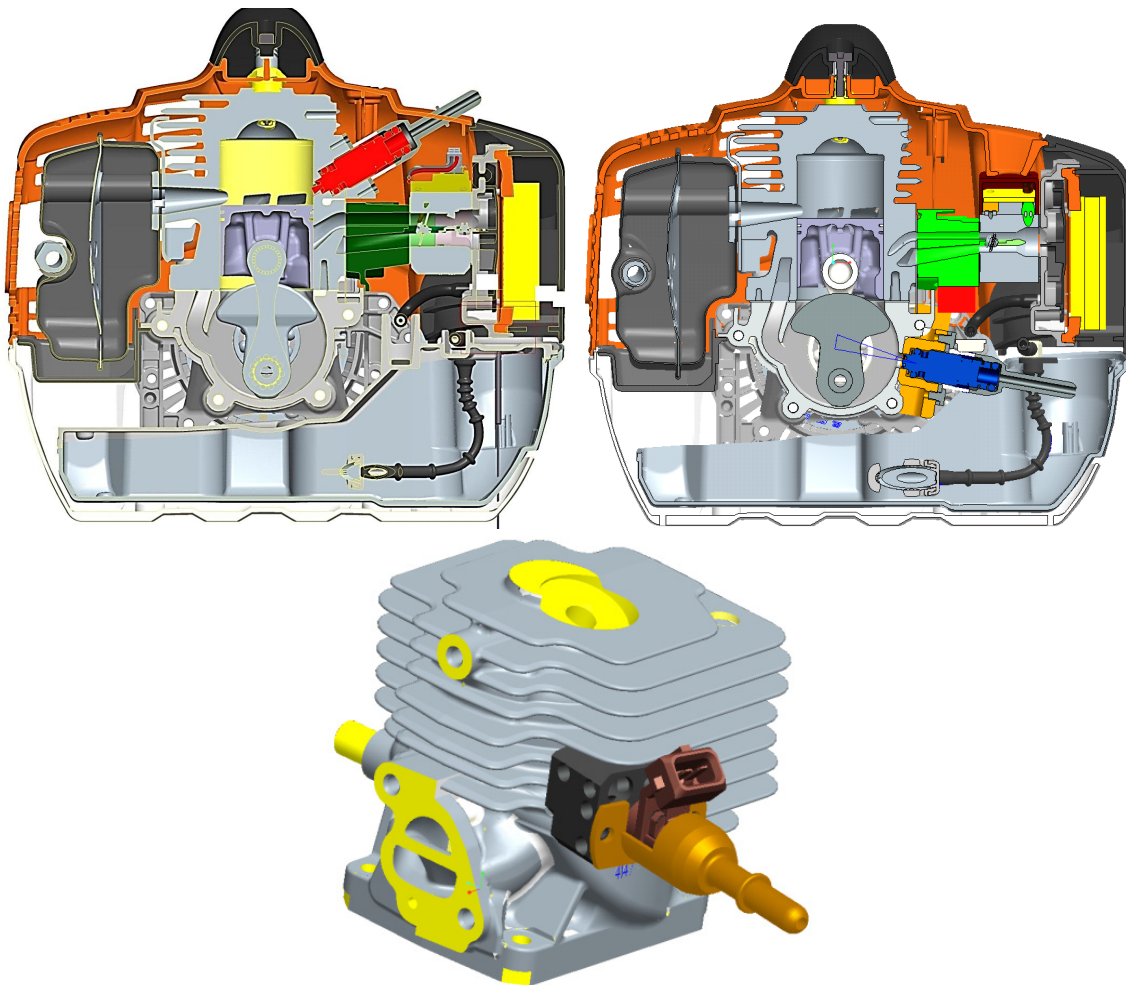


Abbildung 40: Schnittdarstellung mit Injektorposition, rot bei LPDI (links) und blau bei CCI (rechts); Zylinder LPDI Variante mit seitlichem Injektor (unten) [2]

Das Besondere bei den drei Versuchsträgern ist, dass sie alle mit dem gleichen EMS System inklusive Peripherie betrieben werden können. So sind nicht nur Steuergerät, sondern auch Kraftstoffpumpe, Injektor, Zündspule sowie auch sämtliche Sensoren ident. Einzig bei der Schmierung benötigt der LPDI eine zusätzliche Ölpumpe, welche Frischöl in das Kurbelgehäuse einspritzt. Somit ist es möglich, die Basiskalibrierung eines Versuchsträgers auf die anderen zu übertragen. Wenn auch keine perfekte Abstimmung zu erwarten ist, bietet sich zumindest eine lauffähige Ausgangsbasis.

6.1 Niederdruckdirekteinspritzung (LPDI)

Bei diesem System ist die Verwendung eines Niederdruckinjektors für Direkteinspritzung möglich, weil der Injektor in der Hochdruckphase durch den Kolben verdeckt wird. Dies bedingt eine entsprechend tiefe Positionierung im Zylinder. Bei dem verwendeten Versuchsträger liegt der Injektor bei 110 °KW, was ca. der Auslasssteuerzeit entspricht. Somit bietet sich ein Fenster von 140 °KW, entsprechend 2,3 ms bei 10.000 min⁻¹. Dies wiederum macht einen hohen Durchfluss notwendig, um in dieser kurzen Zeit den nötigen Kraftstoff einzubringen.

Zusätzlich ergibt sich in Verbindung mit der praktischen Mindestöffnungszeit des Injektors von 1 ms auch ein Mindestkraftstoffmassenstrom. Der theoretische Durchfluss beträgt 1 mg/ms bei einem Einspritzdruck von 5 bar. Abbildung 41 zeigt die praktische Injektorkennlinie. Die Kraftstoffmasse wird mittels Kraftstoffwaage über 30 s gemessen, die Einspritzzeiten sind Ausgabewerte des Steuergerätes.

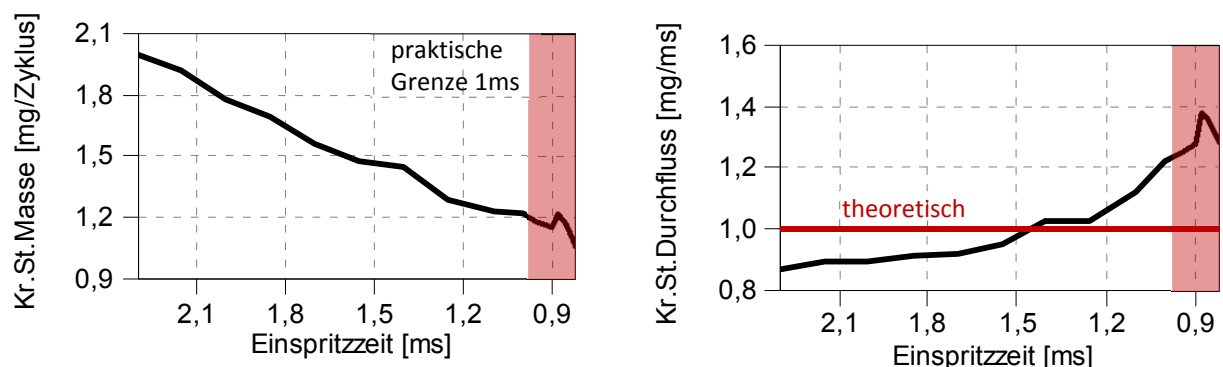


Abbildung 41: Gemessene Kraftstoffmasse und Injektorkennlinie (theoretisch 1mg/ms)

Bei 1 ms ergibt sich so eine praktische Kraftstoffmasse von 1,2 mg. Im Vergleich dazu beträgt der Kraftstoffbedarf des Referenzmotors bei unterer Leerlaufdrehzahl von 2800 min⁻¹ umgerechnet 0,85 mg.

Dadurch ist nur ein sehr fetter Leerlaufbetrieb möglich. Im magersten Leerlaufpunkt beträgt das Luftverhältnis immer noch $\lambda_{Brenn} = 0,70$ im Vergleich zu $\lambda_{Brenn} = 0,75$ beim Referenzmotor. Dennoch sind beim LPDI die HC-Emissionen um 35 % besser, was auf die geringeren Spülverluste bei der sehr kurzen, direkten Einspritzung zurückzuführen ist. Beim höher gewichteten Nennlastpunkt sind die Emissionen jedoch doppelt so hoch, wie in Abbildung 43 zu sehen.

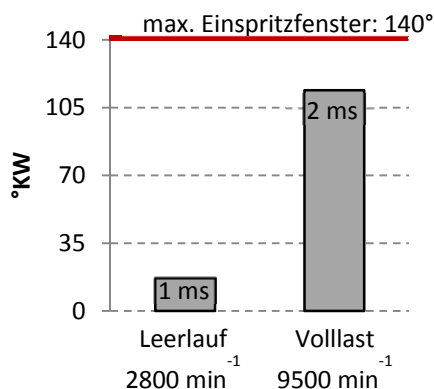


Abbildung 42: Vergleich Einspritzzeit bei LPDI im Leerlauf und bei Nennlast

In Abbildung 42 ist erkennbar, dass im Leerlauf nur 17 °KW für das Einbringen des nötigen Kraftstoffes benötigt werden. Somit lässt sich der Einspritzzeitpunkt sehr spät legen, um dadurch Spülverluste zu vermeiden. Bei Volllast ist durch die hohe Drehzahl die Variation des Einspritzzeitpunktes stark eingeschränkt.

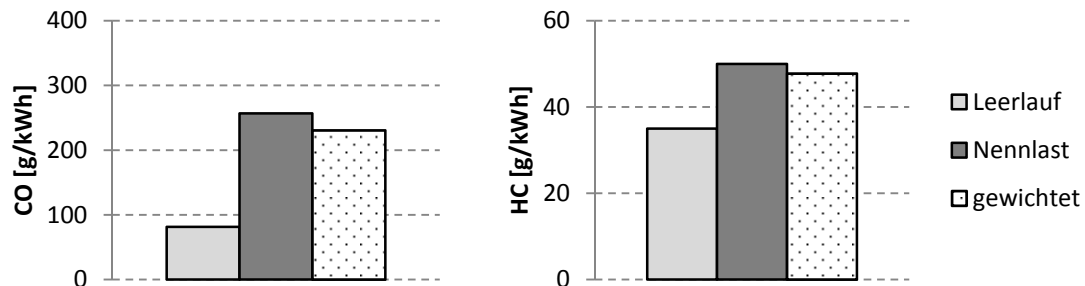


Abbildung 43: Emissionen des LPDI unterteilt in Leerlauf und Nennlast sowie mit gesetzlicher Gewichtung

Theoretisch wären bei Nennlast HC-Emissionen von 30 g/kWh möglich (vergleiche Abbildung 47 bei 9500 min⁻¹). Allerdings wäre dieser Betriebspunkt zu mager, um einen dauerhaften Betrieb zu gewährleisten. Erfahrungsgemäß ist dafür ein Luftverhältnis von $\lambda_{\text{Brenn}} < 0,85$ nötig. Zum Vergleich mit dem Referenzmotor sind daher Emissionswerte bei gleichem Luftverhältnis gewählt, also $\lambda_{\text{Brenn}} = 0,85$ was hier einem globalen Luftverhältnis von etwa 0,95 entspricht.

Der Vergleich mit Referenzmotor und Grenzwerten ist in Abbildung 44 dargestellt. Wieder ist NO_x wegen des geringen Anteils nicht berücksichtigt.

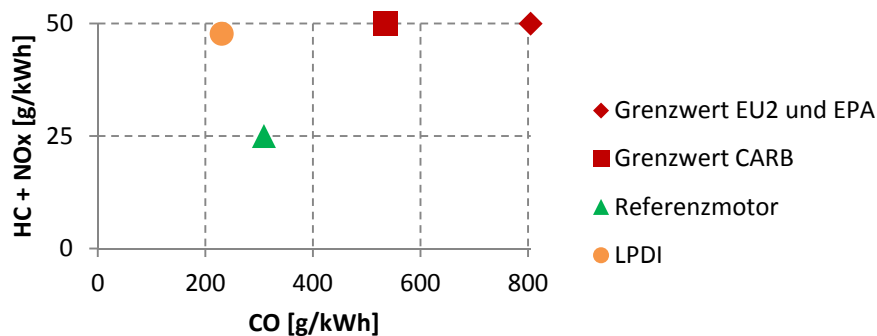


Abbildung 44: Emissionswerte des LPDI-Motors und aktuelle Grenzwerte

6.1.1 Einfluss des Luftverhältnisses

Den Einfluss des Luftverhältnisses zeigen die folgenden Diagramme. Dabei sind die Ergebnisse bei Nenndrehzahl (9500 min^{-1}) und Drehzahl mit maximalem Drehmoment (6000 min^{-1}) dargestellt. Die Zündwinkel sind bei den Variationen konstant auf 30°KW vor OT gehalten, entsprechend einer Schwerpunktlage von 9°KW bei $\lambda_{\text{Brenn}} = 0,85$.

Da bei der Einspritzvariation das Luftverhältnis im Brennraum > 1 wird, und dies wegen der Berechnung von λ_{Brenn} (siehe Abschnitt 3.3.5) nicht dargestellt werden kann, sind die Ergebnisse auf das globale Luftverhältnis bezogen. Wie in Abbildung 45 zu sehen, entspricht $\lambda_{\text{Brenn}} = 0,85$ bei 6000 min^{-1} einem $\lambda_{\text{Global}} = 0,95$ bzw. bei 9500 min^{-1} einem $\lambda_{\text{Global}} = 0,9$. Dieser Unterschied ergibt sich auf Grund des mit der Drehzahl steigenden Fanggrades. Verlängert man gedanklich den Verlauf von λ_{Brenn} über den praktischen Grenzwert von 0,9 hinaus, so ergibt sich ein stöchiometrisches Verhältnis im Brennraum ($\lambda_{\text{Brenn}} = 1$) bei $\lambda_{\text{Global}} = 1,2$ und 6000 min^{-1} , bzw. $\lambda_{\text{Global}} = 1,1$ bei 9500 min^{-1} . Weiters ist die Varianz des indizierten Mitteldruckes (COV) als Maß für die Stabilität der Verbrennung dargestellt. Mit Annäherung an die Magerlaufgrenze bei höheren Lambdawerten steigt COV stark an.

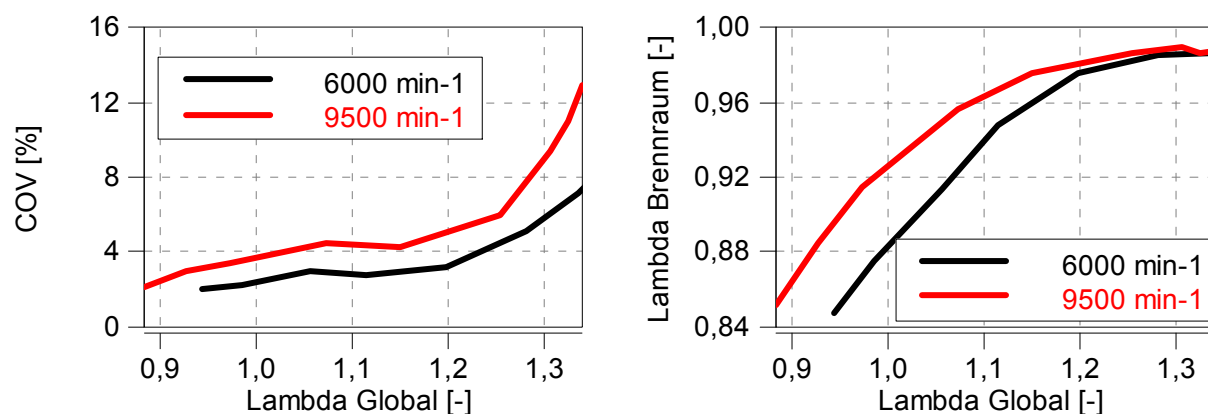


Abbildung 45: LPDI Einfluss von Lambda auf die Varianz des indizierten Mitteldruckes (COV) und Lambda im Brennraum aus CO/CO₂ Brechnung

In Abbildung 47 sind die Abhängigkeiten von Emissionen und Kraftstoffverbrauch b_e vom Luftverhältnis dargestellt. Wie zu erwarten sinken CO und HC sowie b_e mit steigendem Luftverhältnis. Über $\lambda_{\text{Global}} = 1,2$ führen Aussetzer zu einem raschen Ansteigen von HC und b_e , während CO nicht durch die aussetzende Verbrennung beeinträchtigt wird. Der Verlauf von NO_x zeigt ebenso den erwarteten Verlauf mit einem Maximum beim jeweiligen $\lambda_{\text{Brenn}} \sim 1$. Abbildung 46 zeigt zusätzlich den effektiven Wirkungsgrad.

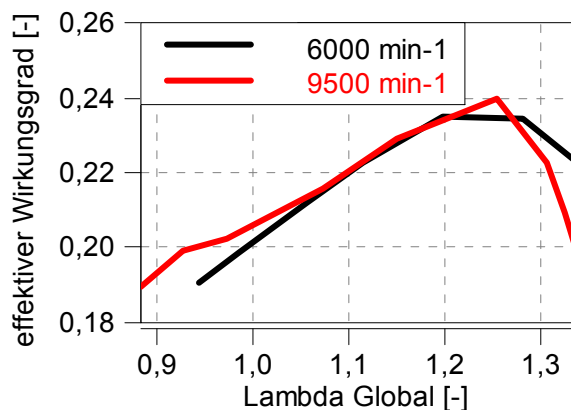


Abbildung 46: LPDI Einfluss von Lambda auf den effektiven Wirkungsgrad

Es ist ersichtlich, dass nur durch Abmagerung eine Reduktion der HC-Emissionen im Nennlastpunkt um 30 g/kWh möglich ist, wobei die NO_x-Emissionen um nur 3 g/kWh steigen. Zudem verringern sich CO um ~90 % und der Verbrauch um ~20 %. Allerdings ist wegen der Dauerhaltbarkeit dieses Potential nicht ohne weiteres auszuschöpfen, eine Neuauslegung des Triebwerkes ist hier gefordert um den Magerbetrieb zu ermöglichen.

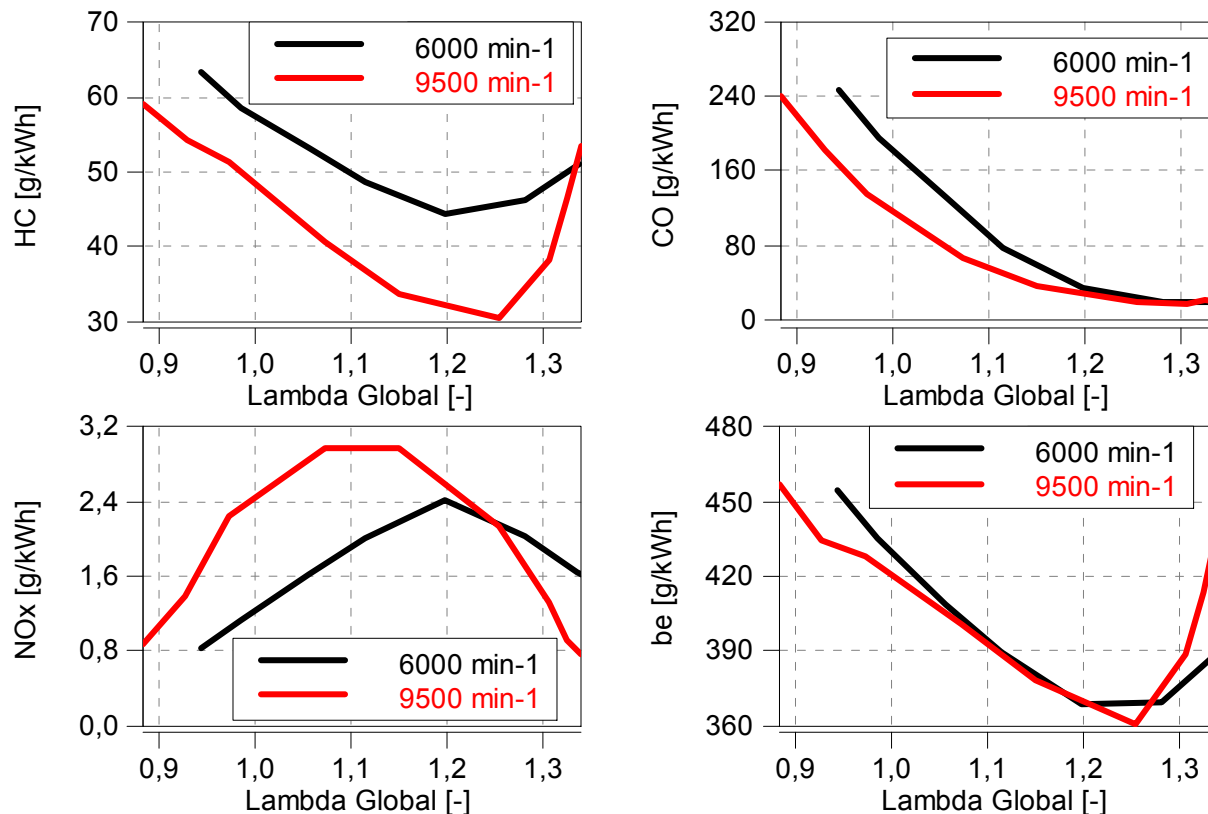


Abbildung 47: LPDI Einfluss von Lambda auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch

Abbildung 48 stellt den effektiven Mitteldruck p_e und die Schwerpunktlage der Verbrennung dar. Der Verlauf von p_e zeigt, dass die maximale Leistung bei einem Luftverhältnis von $\lambda_{\text{Brenn}} = 0,85$ anliegt. Die Kurven der Schwerpunktlage zeigen außerdem gut die Abhängigkeit der Brenngeschwindigkeit vom Luftverhältnis. Speziell bei 9500 min⁻¹ ist gut zu erkennen, wie mit steigendem Luftverhältnis die Brenngeschwindigkeit erst zunimmt (Schwerpunktlage der Verbrennung verschiebt sich Richtung früh), und bei $\lambda_{\text{Brenn}} > 1$ wieder abnimmt.

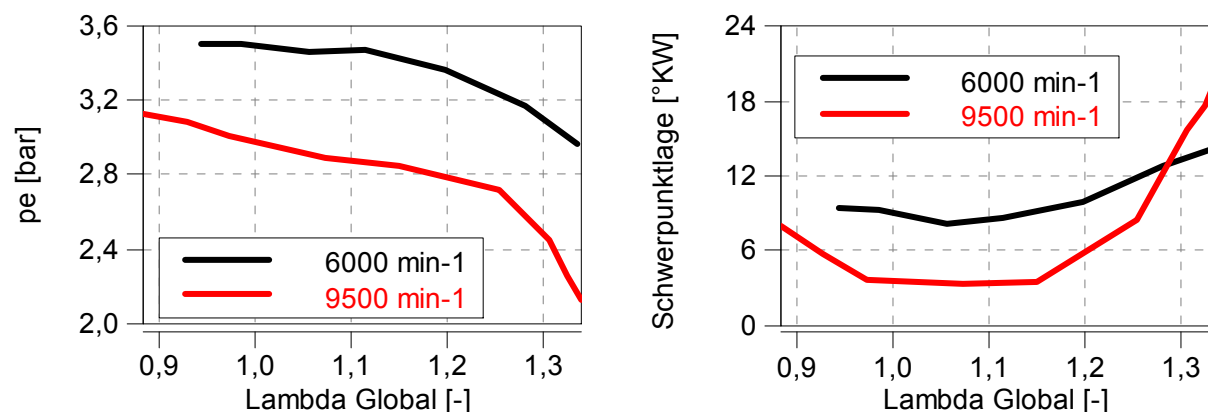


Abbildung 48: LPDI Einfluss von Lambda auf Mitteldruck und Schwerpunktlage

Weiter Ergebnisse sind im Anhang unter *DOI Variation LPDI* zu finden.

6.1.2 Einfluss des Zündzeitpunktes

Aufgrund von mechanischen Problemen am Versuchsträger, musste die Variation bei 6000 min^{-1} unterbrochen werden. Daher zeigen die Ergebnisse nur einen kleinen Bereich, werden der Vollständigkeit halber aber dennoch angeführt.

Der Einfluss der Zündung ist in Form der Schwerpunktlage der Verbrennung (MFB50) in Abbildung 49 gezeigt. $\lambda_{\text{Global}} = 0,95$ entspricht hier einem $\lambda_{\text{Brenn}} = 0,85$. Mitteldruck und Verbrauch weisen ihre Bestpunkte bei einer Schwerpunktlage von $11 \text{ }^\circ\text{KW}$ auf. Wegen des geringen Bereichs fallen die Unterschiede entsprechend gering aus. Einen größeren Einfluss zeigen die Emissionen. Während die CO-Emissionen ebenfalls bei $11 \text{ }^\circ\text{KW}$ am geringsten sind, nimmt HC mit späterer Schwerpunktlage zu.

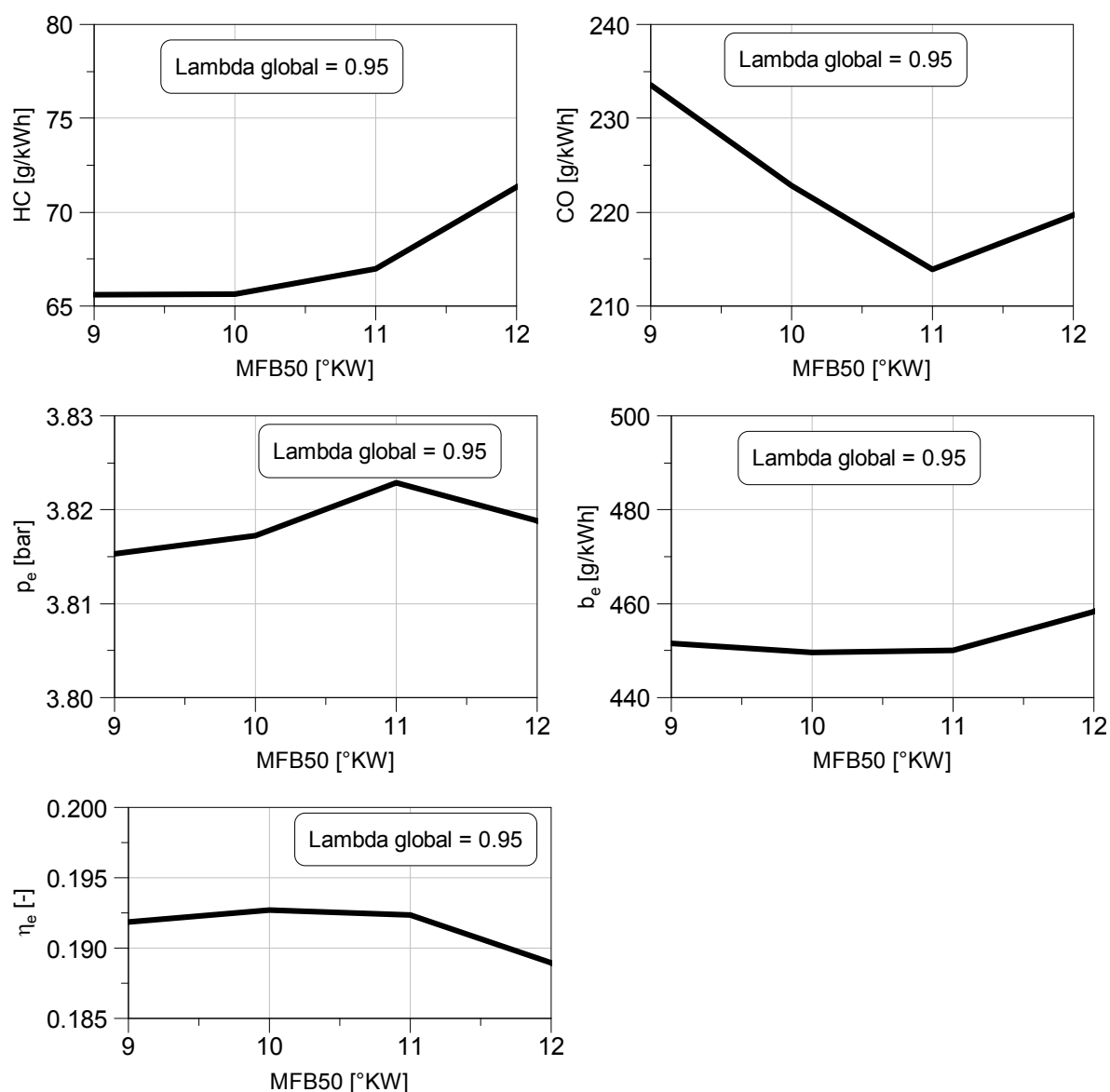


Abbildung 49: LPDI Einfluss der Schwerpunktlage auf Emissionen, Verbrauch und Mitteldruck bei 6000 min^{-1} und Volllast

Weitere Ergebnisse sind im Anhang unter *IGA Variation LPDI* dargestellt.

6.1.3 Einfluss des Einspritzzeitpunktes

Der Einfluss des Einspritzzeitpunktes (Start of Injection, SOI) ist in Abbildung 50 und 50 dargestellt. Bei steigenden Drehzahlen verringert sich die Zeit für das Einspritzfenster (vergleiche Abbildung 42), womit sich die Wahl des SOI stark einschränkt.

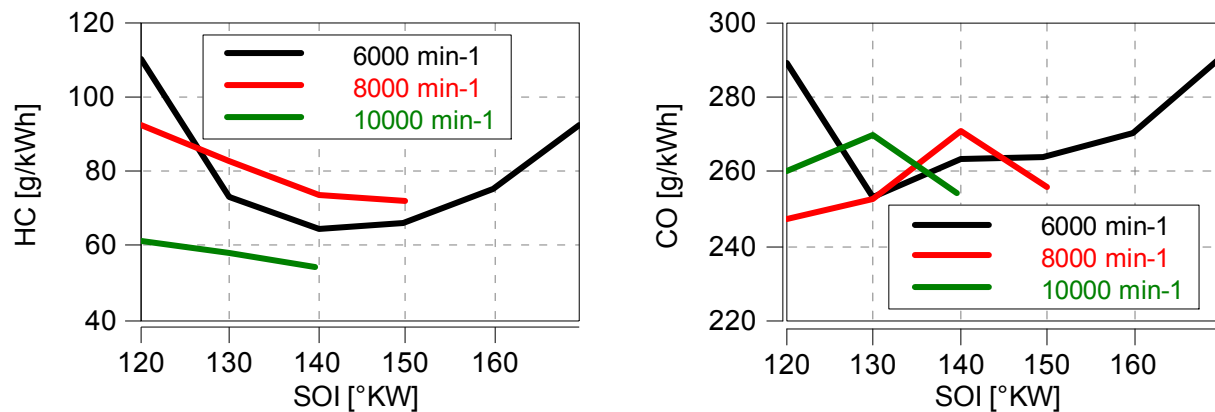


Abbildung 50: LPDI Einfluss des Einspritzzeitpunktes auf Emissionen; MFB50 = 10°KW, Lambda = 0,85 (Brennraum)

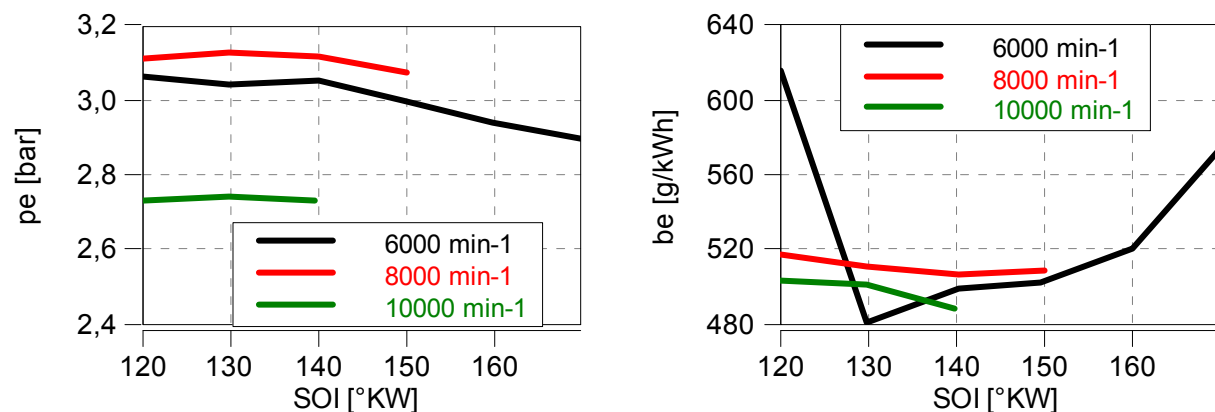


Abbildung 51: LPDI Einfluss des Einspritzzeitpunktes auf Mitteldruck und Verbrauch; MFB50 = 10°KW, Lambda = 0,85 (Brennraum)

Bei 6000 min⁻¹ zeigen die Verläufe der Emissionen noch sogenannte *Badewannen-Kurven* mit ausgeprägten Extremwerten. Bei höheren Drehzahlen verringert sich die Variationsmöglichkeit und ein Optimum stellt sich bei dem spätest möglichen Einspritzzeitpunkt ein.

6.1.4 Variante mit seitlichem Injektor

Die Variante des LPDI unterscheidet sich nur durch die Injektorposition am Zylinder. Zur Befestigung sind gefräste Alublöcke an die Serienzylinder angebracht, wie in Abbildung 52 gezeigt. Links mit der ursprünglichen Position über dem Einlasskanal, rechts die Variante mit um 90° verdrehter Position. Die Höhe der Einspritzbohrung ist gleich, befindet sich aber bei der Variante zwischen zwei Überströmkanälen, also asymmetrisch zur Spülströmung. Ziel ist es, eine bessere Gemischbildung durch die Einspritzung in den Luftstrom der Überströmer zu erreichen.



Abbildung 52: LPDI Zylinder (li.) und Variante mit seitlicher Injektorposition (re.)

Diese Variante entstand aufgrund vielversprechender 3D-CFD-Simulationen, wonach sich der Fanggrad für Kraftstoff wesentlich verbessern sollte. Am Prüfstand konnte dies nicht bestätigt werden. Wie in Abbildung 54 zu erkennen, haben sich die Emissionen sogar verschlechtert.

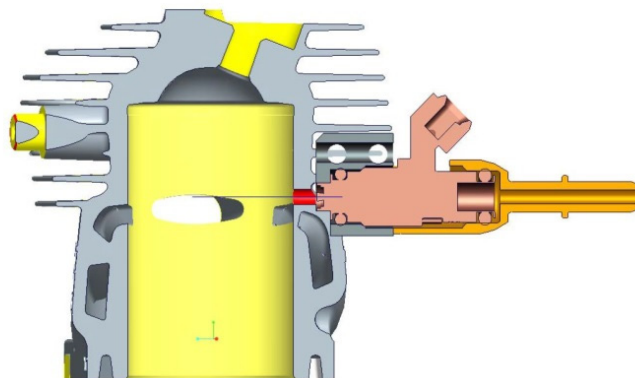


Abbildung 53: Schnittdarstellung LPDI Variante

Ein möglicher Grund dafür wäre die in Rot dargestellte Bohrung in Abbildung 53. Wegen der Überströmkanäle kann der Injektor nicht näher an den Brennraum installiert werden, wodurch sich eine relativ lange Bohrung ergibt, an welcher der Kraftstoff kondensieren kann und somit

Tropfenbildung begünstigt. Außerdem weisen Kolben und Zylinder bereits nach wenigen Betriebsstunden Reibspuren im Bereich der Injektormündung auf, was diese Vermutung bekräftigt.

Die direkte Einspritzung nahe am Brennraum, wie in der CFD berechnet, konnte konstruktiv leider nicht umgesetzt werden. Durch Kraftstoff in dieser Bohrung ergeben sich eine Verunreinigung der Spülvorlage und in weiterer Folge höhere Spülverluste. Auch die Benetzung des Kolbens und der Bohrung mit Kraftstoff führen zu höheren HC-Emissionen.

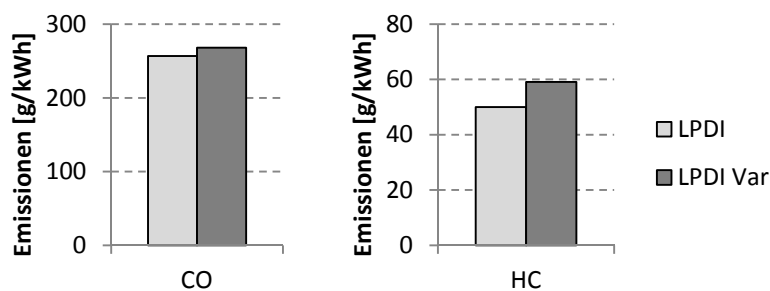


Abbildung 54: Vergleich der Emissionen von LPDI und deren Variante bei Nennlast

6.2 Kurbelgehäuseeinspritzung mit Spülvorlage (CCI)

Wie eingangs erwähnt, sind die hier verwendeten Komponenten der Einspritzung mit jenen des LPDI identisch. Lediglich die Ölpumpe ist hier nicht mehr erforderlich, da bei Einspritzung in das Kurbelgehäuse der Motor mit Benzin-Öl-Gemisch betrieben werden kann. Der Einspritzdruck beträgt wieder 5 bar.

Im Anhang sind unter *DOI und IGA Variation bei 6000 min-1* und *DOI und IGA Variation bei 9500 min-1* die Ergebnisse in Form von 3D-Diagrammen dargestellt. Die gelben Punkte stellen die tatsächlichen Messpunkte dar. Der Übersicht wegen sind in den folgenden Kapiteln (6.1.1 und 6.1.2) nur 2D Schnitte aus diesen Diagrammen bei der Schwerpunktlage $MFB50 = 10^\circ$ und einem globalem Lambda von $\lambda_{Global} = 0,95$ gezeigt. Abbildung 55 zeigt exemplarisch den effektiven Mitteldruck bei 6000 min^{-1} und Volllast mit den Parametern Schwerpunktlage und Lambda.

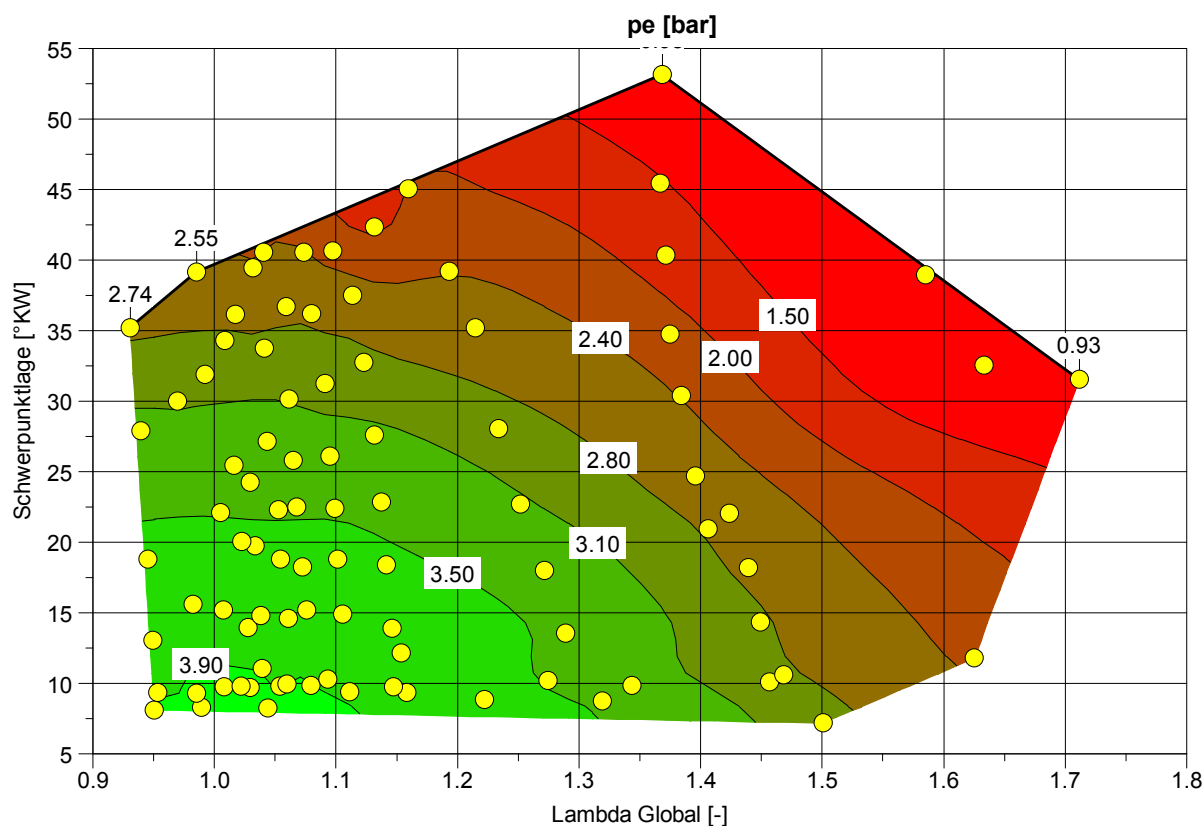


Abbildung 55: CCI Effektiver Mitteldruck als Funktion von Lambda und Verbrennungsschwerpunktlage

Abbildung 56 zeigt die gemessenen Emissionen im Leerlauf, bei Nennlast und mit der gesetzlichen Gewichtung. Die HC-Emissionen sind bei Nennlast um 40 % geringer als beim LPDI, im Leerlauf jedoch dreimal so hoch (Details in Abschnitt 6.2.4). Die NO_x -Emissionen von $\sim 2 \text{ g/kWh}$ bei Nennlast sind nicht mehr vernachlässigbar, womit die summierten HC + NO_x -Emissionen etwa auf gleichem Niveau wie beim LPDI sind (vergleiche Abbildung 57). Bei den CO-Emissionen sind sowohl das Verhältnis Leerlauf zu Nennlastemissionen, wie auch die absoluten Emissionen in etwa gleich wie beim LPDI.

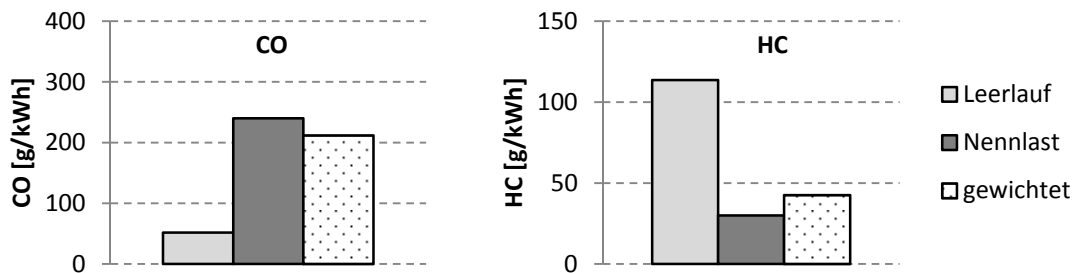


Abbildung 56: Emissionen des CCI unterteilt in Leerlauf und Nennlast sowie mit gesetzlicher Gewichtung

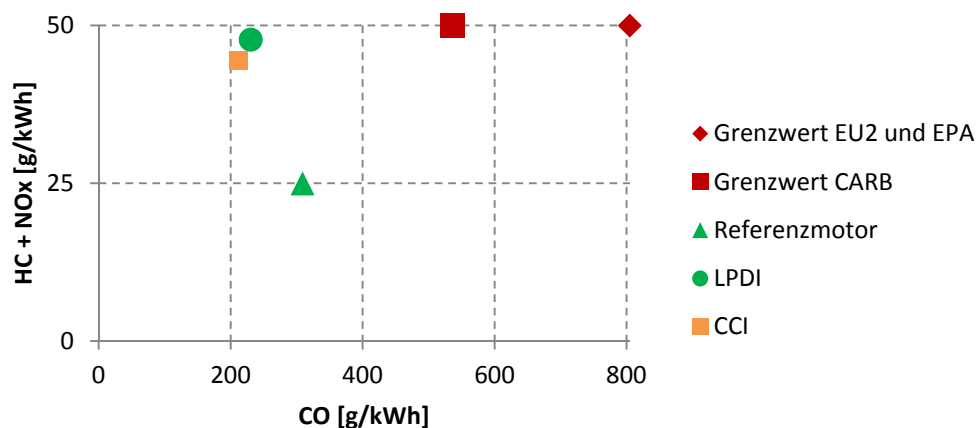


Abbildung 57: Emissionswerte des CCI-Motors und aktuelle Grenzwerte

Abbildung 57 zeigt die gewichteten Emissionen der beiden Einspritzmotoren und des Referenzmotors, sowie die aktuellen Grenzwerte. Für den Vergleich wurden die Nennlastwerte bei gleichem Luftverhältnis wie die des Referenzmotors gewählt. Die Leerlaufwerte sind wegen des minimalen Injektordurchflusses bei einem fetteren Gemischverhältnis gemessen (siehe Abschnitt 6.2.4). Durch mechanische Anpassungen des Einspritzsystems (z.B. Einspritzdruck, Injektordurchfluss, Injektoranzahl) könnten Leerlaufemissionen noch gesenkt werden. Durch die derzeitige 15 % Gewichtung des Leerlaufes ist aber keine wesentliche Verbesserung der endgültigen Werte zu erwarten.

6.2.1 Einfluss des Luftverhältnisses

Im Folgenden sind die Einflüsse der Luftverhältnisse beim CCI gezeigt. Wie auch beim LPDI sind die Ergebnisse jeweils bei Nennleistung (9500 min^{-1}) und bei Drehzahl mit maximalem Drehmoment (6000 min^{-1}) dargestellt. Im Gegensatz zum LPDI sind die Ergebnisse hier jedoch nicht bei konstantem Zündwinkel, sondern bei einer konstanten Schwerpunktlage von 10°KW dargestellt. $\lambda_{\text{Brenn}} = 0,85$ entspricht beim CCI einem $\lambda_{\text{Global}} = 0,95$ bei 6000 min^{-1} , bzw. $\lambda_{\text{Global}} = 0,9$ bei 9500 min^{-1} . Ein $\lambda_{\text{Brenn}} = 1$ ergibt sich weiters bei $\lambda_{\text{Global}} = 1,15$ und 6000 min^{-1} , bzw. $\lambda_{\text{Global}} = 1,05$ und 9500 min^{-1} .

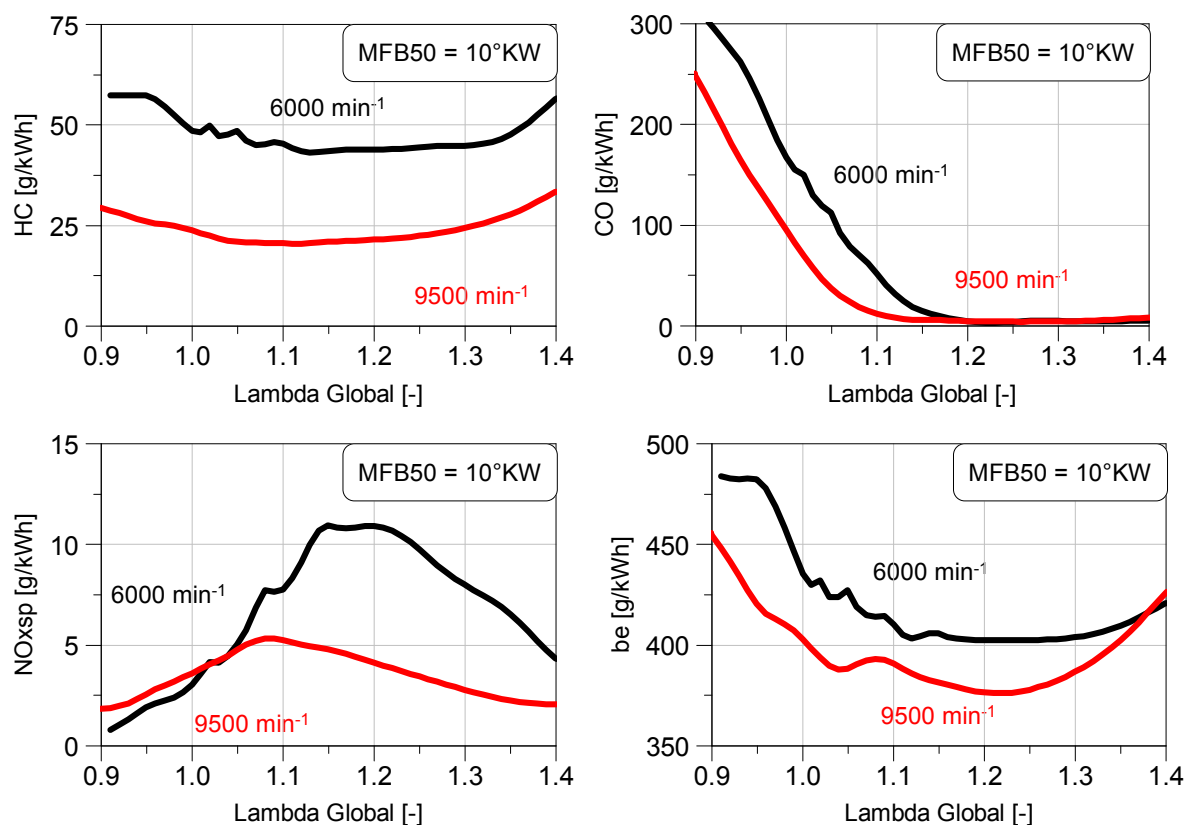


Abbildung 58: CCI Einfluss des Lambda auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch

Abbildung 58 zeigt den Verlauf der Emissionen und des spezifischen Verbrauchs. HC und b_e nehmen mit steigendem Luftverhältnis ab, bis bei $\lambda_{\text{Global}} > 1,2$ zunehmende Aussetzer wieder eine Verschlechterung verursachen. Die maximalen NO_x-Emissionen zeigen sich im Bereich $\lambda_{\text{Brenn}} = 1$, bei dem die höchsten Verbrennungstemperaturen herrschen. CO nimmt ebenfalls mit steigendem Luftverhältnis stark ab.

Zu den Diagrammen sei angemerkt, dass diese aus geschnittenen 3D-Diagrammen, wie in Abbildung 55, stammen. Die gelben Punkte zeigen die tatsächlichen Messpunkte. Zu erkennen ist, dass die Messpunktdichte unter $\lambda_{\text{Global}} = 1,2$ wesentlich höher ist als darüber. Somit sind die Ergebnisse für $\lambda_{\text{Global}} > 1,2$ eher als tendenzielle Verläufe zu sehen. Ebenfalls erkennbar ist aber auch, dass speziell bei einer Schwerpunktlage von 10°KW die Ergebnisse unter $\lambda_{\text{Global}} = 1,2$ durch sehr viele Messpunkte (>10) gestützt werden, wodurch sich in diesem Bereich eine sehr hohe Genauigkeit ergibt.

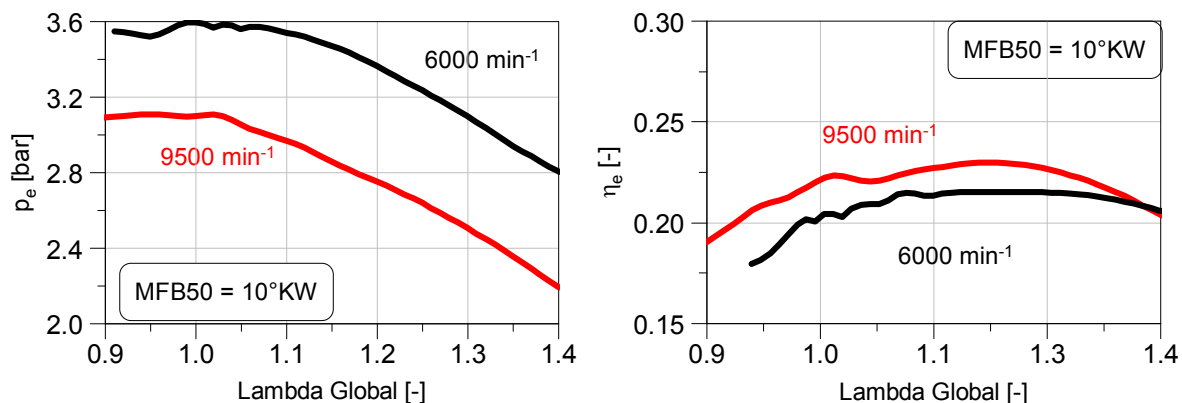


Abbildung 59: CCI Einfluss des Lambda auf den effektiven Mitteldruck und Wirkungsgrad

Der Verlauf des effektiven Mitteldrucks in Abbildung 59 zeigt, dass beim CCI die maximale Leistung bei $\lambda_{\text{Brenn}} \sim 0,90$ (im Gegensatz zu $\lambda_{\text{Brenn}} \sim 0,85$ beim LPDI) anliegt.

6.2.2 Einfluss des Zündzeitpunktes

Die Auswertung der Zündwinkelvariation in Abbildung 60 zeigt, dass sich bei späteren Schwerpunktlagen die Leistung wegen der steigenden Verbrennungsverluste verringert. In Folge dessen steigen auch die spezifischen Emissionen und der Verbrauch. Lediglich die NO_x -Emissionen zeigen wegen der geringeren Verbrennungstemperatur einen Rückgang bei späterer Schwerpunktlage.

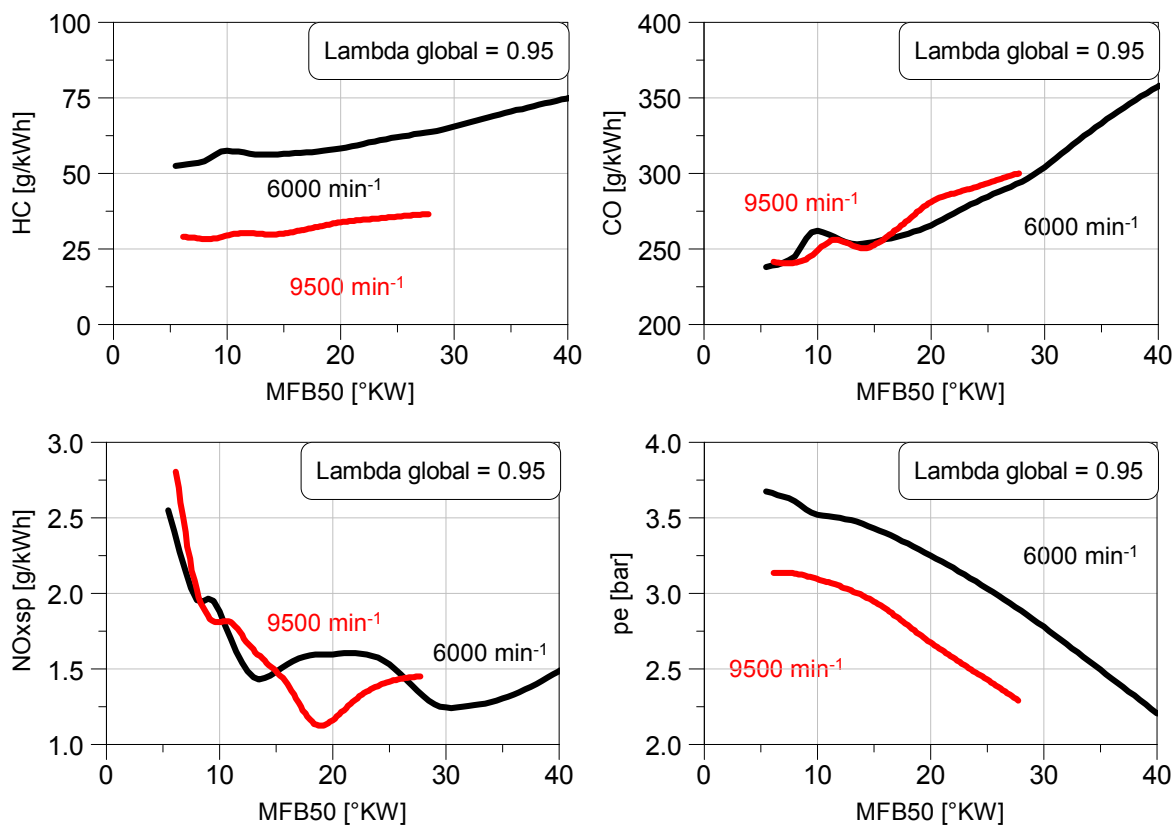


Abbildung 60: CCI Einfluss von Schwerpunktlage auf Emissionen und effektiven Mitteldruck

6.2.3 Einfluss des Einspritzzeitpunktes

Erwartungsgemäß hat der Einspritzzeitpunkt keinen großen Einfluss auf die Kurbelgehäuseeinspritzung. Alle Diagramme sind im Anhang unter *SOI Variation CCI* zu finden. Sie zeigen die Ergebnisse einer Einspritzzeitvariation (Start of Injection, SOI) beim Nennlastpunkt (9500 min^{-1}) und bei maximalem Drehmoment (6000 min^{-1}) jeweils bei Volllast. Durch Zündwinkel und Kraftstoffmenge wurden $\lambda_{\text{Brenn}} = 0.85$ und Schwerpunktlage $\text{MFB}_{50} = 8^\circ$ konstant gehalten. In Abbildung 61 sind der Einfluss auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch und die HC-Emissionen dargestellt.

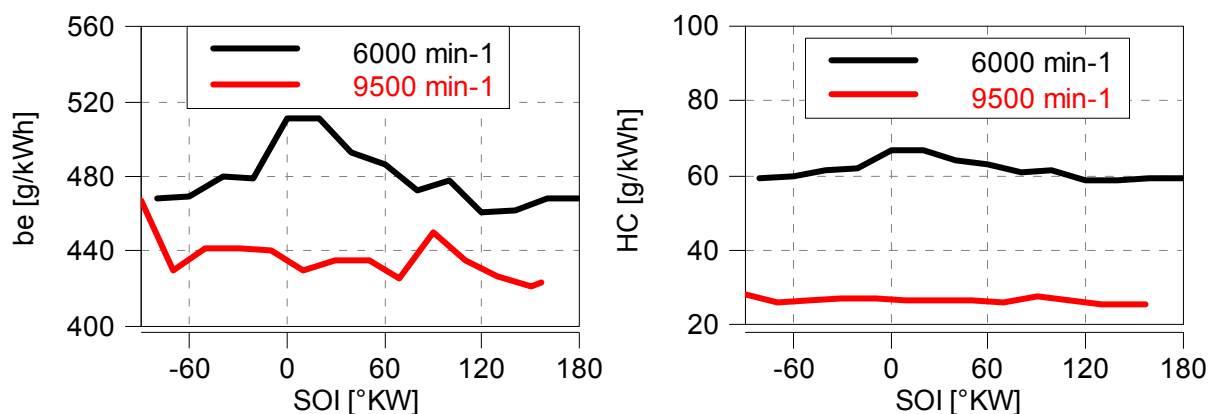


Abbildung 61: Einfluss des Einspritzzeitpunktes auf spez. Kraftstoffverbrauch und HC-Emissionen

Tendenziell ist eine Verbesserung mit einem Einspritzzeitpunkt in Richtung unteren Totpunkt (180°KW) festzustellen. Bei etwa 90°KW befindet sich der Hubzapfen direkt vor dem Injektor (vergleiche Abbildung 40 rechts), was zu einer leichten Verschlechterung der Gemischbildung führt.

6.2.4 Leerlauf

Wie auch bei dem LPDI-Konzept sind wegen des hohen Mindestdurchflusses des Injektors keine Untersuchungen des Leerlaufes im mageren Bereich möglich. Bei minimaler Einspritzzeit von 1 ms ergibt sich bei den Einspritzkonzepten im Leerlauf ein maximales Luftverhältnis von $\lambda_{\text{Brenn}} = 0,70$ (im Vergleich zu $\lambda_{\text{Brenn}} = 0,75$ beim Referenzmotor), wie in Abbildung 62 dargestellt. Wegen der fetten, homogenen Gemischzusammensetzung beim CCI-Konzept steigen die HC-Emissionen einerseits wegen der höheren Spülverluste, und andererseits wegen vermehrter Aussetzer durch Annäherung an die Fettauflaufgrenze. Bei gleichem Luftverhältnis wären die HC-Emissionen auf gleichem Niveau wie beim Referenzmotor. Beim LPDI-Konzept sind HC-Emissionen trotz fetterem Gemisch geringer als beim Referenzmotor. Wegen der inneren Gemischbildung ist die Ladung nicht mehr homogen. Bei kleinen Drehzahlen und geringen Einspritzmengen kann der Kraftstoff sehr spät eingebracht werden (vergl. Abbildung 42), wodurch sich Spülverluste effizient verhindern lassen.

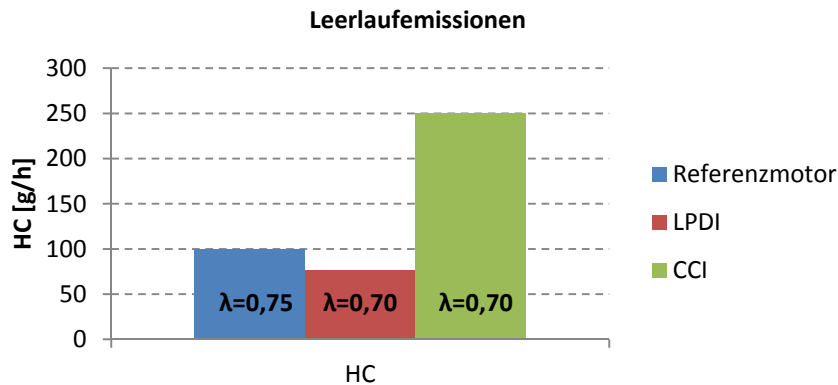


Abbildung 62: Vergleich der HC-Emissionen im Leerlauf bei den verschiedenen Motoren

Um dennoch einen Überblick über das Verhalten im Magerbereich zu erhalten, sind Leerlaufversuche mit weit geöffneter Drosselklappe durchgeführt worden. Ein Auszug der Ergebnisse ist in Abbildung 63 gezeigt, weitere Diagramme sind im Anhang unter *Leerlauf mit weit geöffneter Drosselklappe* zu finden. Hierbei wird bei einer bestimmten Drosselklappenstellung soweit abgemagert, bis die Drehzahl auf 2800 min^{-1} sinkt. Drehzahländerung bei weiterer Variation der Kraftstoffmenge wird durch Anpassen des Zündwinkels korrigiert.

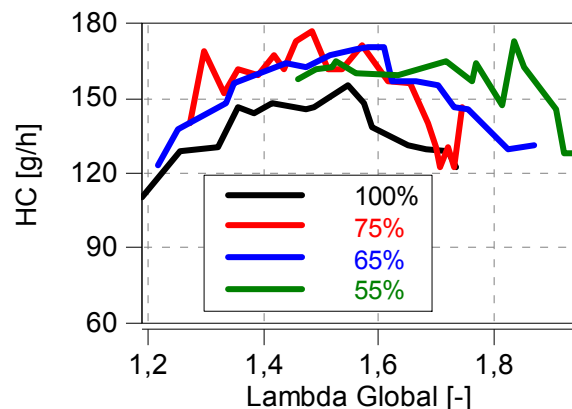


Abbildung 63: HC-Emission im Magerbetrieb mit unterschiedlichen Drosselklappenöffnungen im Leerlauf bei 2800 min^{-1}

Es ist ersichtlich, dass bei voll geöffneter Klappe die geringsten Emissionen erreicht werden. So ist ein Minimum der HC-Emissionen von $\sim 110 \text{ g/h}$ (entsprechend 50 g/kWh) möglich, was wieder den Werten des Referenzmotors entspricht.

7 Kalibrierung und Abstimmung

Für die Abstimmung ist der CCI Motor ausgewählt worden. Da der Kalibrierprozess bei beiden Motoren, also CCI und LPDI, ähnlich ist, sollten sich die Ergebnisse für Einspritzmenge und Zündwinkel gut übertragen lassen. Außerdem sind die Emissionswerte beim CCI (außerhalb des Leerlaufbereichs) besser.

Im folgenden Kapitel wird ein Überblick über die Funktionsweise des verwendeten EMS (Engine Management System) sowie die Methodik bei der Applikation gegeben. Am Ende werden die fertigen Kennfelder und –linien gezeigt.

Eingangsgrößen für alle Basiskennfelder und –linien sind

- Drehzahl (N)
- Drosselklappenstellung bzw. Throttle Position Sensor (TPS)
- Motortemperatur gemessen im Zylinder (vergl. Abbildung 52 rechts), allgemein bezeichnet als Temperature Coolant (TCO)

Eine zusätzliche Verwendung des Saugrohrunterdruckes (Manifold Absolute Pressure, MAP) wäre ebenfalls möglich gewesen, wurde aber nicht in Anspruch genommen, da die stationäre Bestimmung der Luftmasse rein durch Drehzahl und Drosselklappenstellung zuverlässig funktionierte.

Die Applikation umfasst die Bedatung der Basiskennfelder für

- Zündzeitpunkt (Ignition Advance, IGA)
- Einspritzzeitpunkt (Start of Injection, SOI)
- Einspritzmenge im stationären Betrieb (Duration of Injection, DOI)
- Einspritzmenge beim Starten
- Übergang vom Startkennfeld zum stationärem Kennfeld (After Start Treatment, AST)

und der Korrekturkennfelder für

- Warmlauf (Warm Up, WUP)
- Luftmassenkorrektur aus Umgebungslufttemperatur und –druck

wobei zur Luftmassenkorrektur eine Höhenabstimmung nötig ist. Diese ist noch ausständig, da sie aus zeitlichen Gründen nicht im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt werden konnte. Die Bedatung der Höhenkorrektur wurde anhand des rechnerischen Verlaufs des Luftdruckes über die Höhe durchgeführt. Die verwendeten Komponenten sind bereits im Abschnitt 4.3 erklärt.

7.1 Beschreibung des Zünd- und Einspritzalgorithmus

Zünd- und Einspritzzeitpunkt werden durch einfache Kennfelder mit Drehzahl und Drosselklappenstellung als x- und y-Achse festgelegt.

Die Bestimmung der Einspritzmenge hingegen ist etwas komplexer. Der in Abbildung 64 und Abbildung 65 dargestellte Algorithmus zeigt den einfachsten Weg einer Abstimmung. Das verwendete System bietet jedoch viel umfangreichere Möglichkeiten, welche hier nicht weiter erwähnt werden. Die Namen der Kennfelder und Parameter, welche auch in der Steuergeräte Software verwendet werden, sind in Blau dargestellt.

Im Prinzip ist die Einspritzmenge (wie auch die Zeitpunkte) durch ein drehzahl- und drosselklappenabhängiges Luftmassenkennfeld bestimmt (Abbildung 64 ganz links). Jedoch hängt der tatsächliche Wert noch von einer Luftmassen- und Lambdakorrektur, bzw. einem eigenen Startkennfeld, ab. Die Korrekturen umfassen z.B. Warmlauf und transienten Betrieb. Bei stationärer Last ist die Einspritzzeit rein eine Funktion des Luftmassenkennfeldes.

$TPS = \alpha$ Drosselklappenstellung
 N Drehzahl
 TCO Motortemperatur
 TCO_{ST} Motortemperatur bei Start
 $m_{Luft} = MAF$ Luftmasse
 $m_{KRST} = MFF$ Kraftstoffmasse

$L_{stöch}$ stöchiometrische Luftmenge
 AMP Umgebungsdruck
 TIA Umgebungstemperatur
 $[Multi]$... allgemeiner Multiplikator für Korrekturen
 AST Multiplikator für After-Start-Korrektur
 WUP Multiplikator für Warmlaufkorrektur

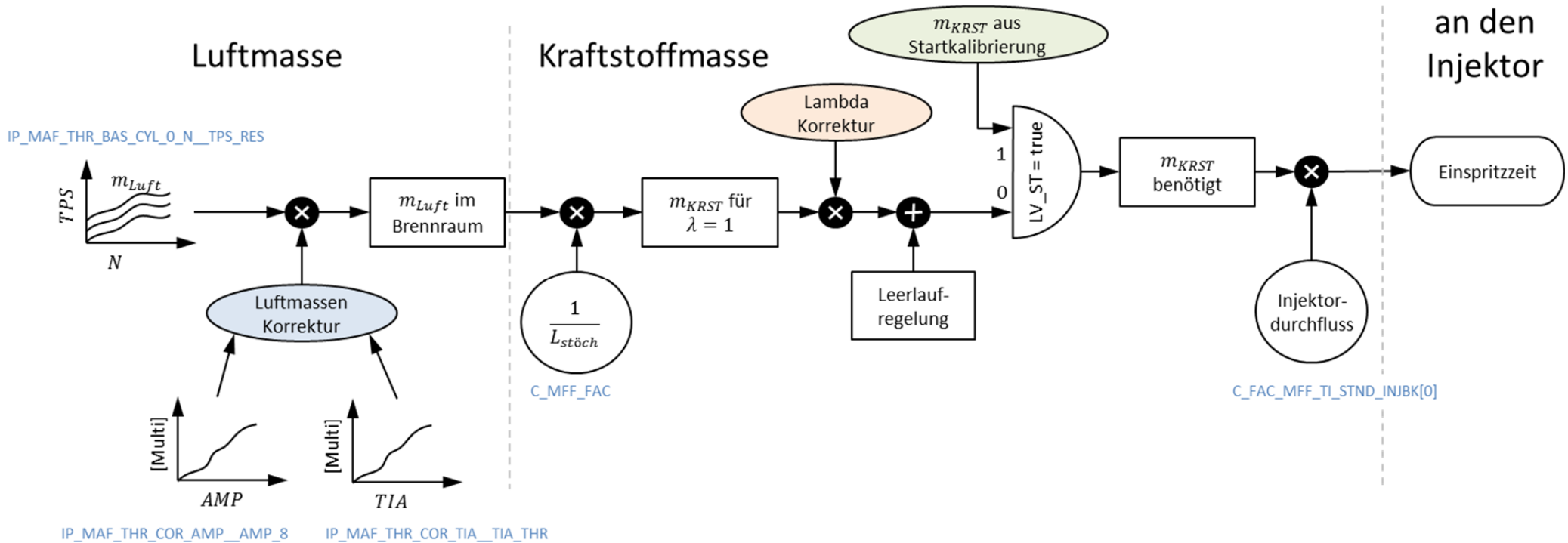
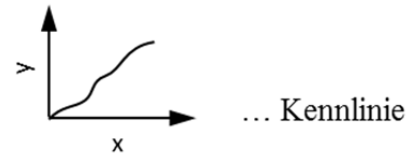
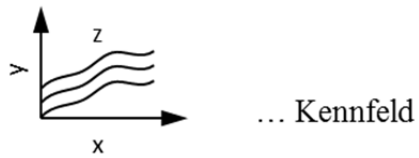
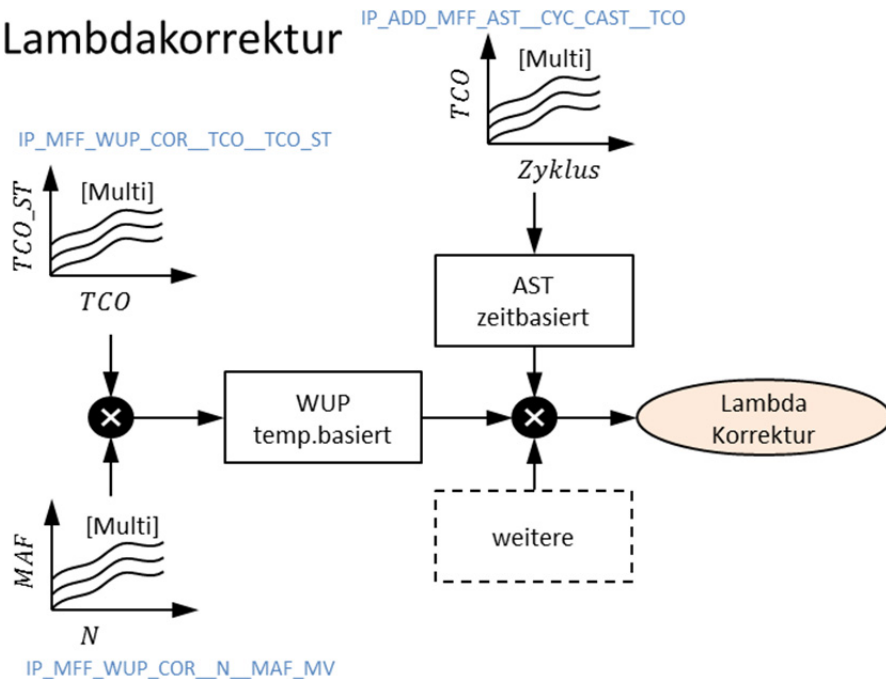


Abbildung 64: Algorithmus zur Bestimmung der Einspritzzeit aus Drosselklappenstellung und Drehzahl

Lambdakorrektur



Startkalibrierung

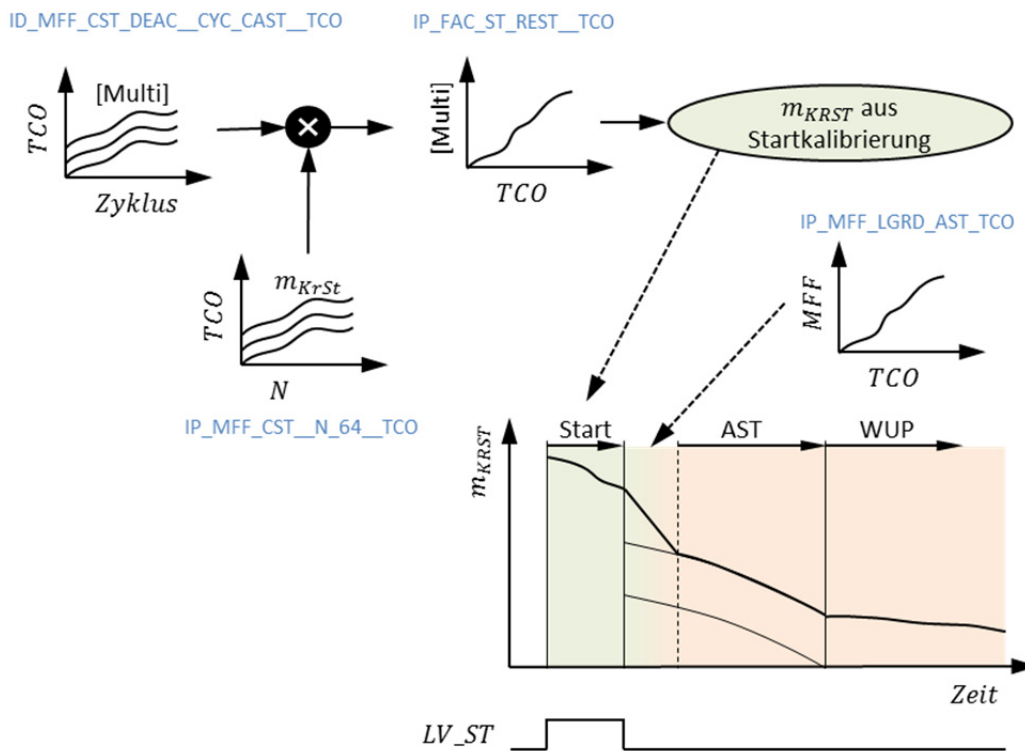


Abbildung 65: Startalgorithmus und Lambdakorrektur zur Einspritzzeitermittlung

7.2 Abstimmung des stationären Lastkennfeldes

Im Folgenden wird die Methodik zur Bestimmung des Zündzeitpunktes sowie der Einspritzmenge und des –zeitpunktes erörtert. Wie im vorigen Kapitel erwähnt, sind diese drei Größen in dreidimensionalen, drehzahl- und lastabhängigen (N/α) Kennfeldern hinterlegt. Bevor diese Kennfelder bedatet werden können, sind noch einige grundlegende Parameter festzulegen.

7.2.1 Drosselklappen Referenzspannung

Die gemessene Spannung am Drosselklappenpotentiometer muss für die Kennfelder in einen Winkel umgerechnet werden, wobei die geschlossene Klappe mit 0° definiert wird. Es ist darauf zu achten, dass dieser Referenzwert immer gleich ist, da ansonsten die Zuordnung von tatsächlicher Klappenstellung und errechnetem Winkel nicht mehr übereinstimmt.

Speziell beim Download⁷ auf das Steuergerät kann sich der Referenzwert ändern und so die darauffolgende Abstimmung verfälschen.

Außerdem ist der Umrechnungsparameter von Spannung auf Winkel auf einen bestimmten Bereich beschränkt. Da auch der Spannungsbereich des verwendeten Prototypen-Potentiometers (vergl. Abbildung 29) mit 1 V relativ gering ist, ergibt sich bei vollständig geöffneter Klappe ein Steuergeräte interner Winkelwert von 24° . Daher ist bei den verwendeten Kennfeldern und –linien die Volllast bereits bei 24° TPS.

7.2.2 Zielwerte für Luftverhältnis und Schwerpunktlage

Gemäß den Ergebnissen aus Kapitel 6.2 ist der Sollwert für die Schwerpunktlage (50 % Mass Fraction Burnt, MFB50) mit 8° , und der des Luftverhältnisses im Brennraum mit 0,9 über das gesamte Kennfeld gewählt worden.

7.2.3 Festlegen der Stützstellen

Die drei Kennfelder bestehen zu je 30 Stützstellen für Drehzahl und 20 für Drosselklappenstellung.

Für die Drehzahl wurde der Bereich von 4000 bis 12000 min^{-1} in 500 min^{-1} Schritte unterteilt. Unterhalb von 4000 min^{-1} wird für die Leerlaufabstimmung die Schrittweite auf 250 min^{-1} reduziert.

Für die Bestimmung der Drosselklappenstützstellen wurde bei 6000 min^{-1} (Drehzahl mit max. Moment) ein Lastschnitt durchgeführt und die Stützstellen so gewählt, dass sich in etwa eine gleichmäßige Momentenabstufung ergibt. Der nichtlineare Verlauf von Moment über Drosselklappenstellung ist in Abbildung 66 gezeigt. Wie vorher erwähnt, ist die Klappe bei 24° voll geöffnet.

⁷ Download steht hier für das Übertragen der Applikationsparameter vom PC in das Steuergerät

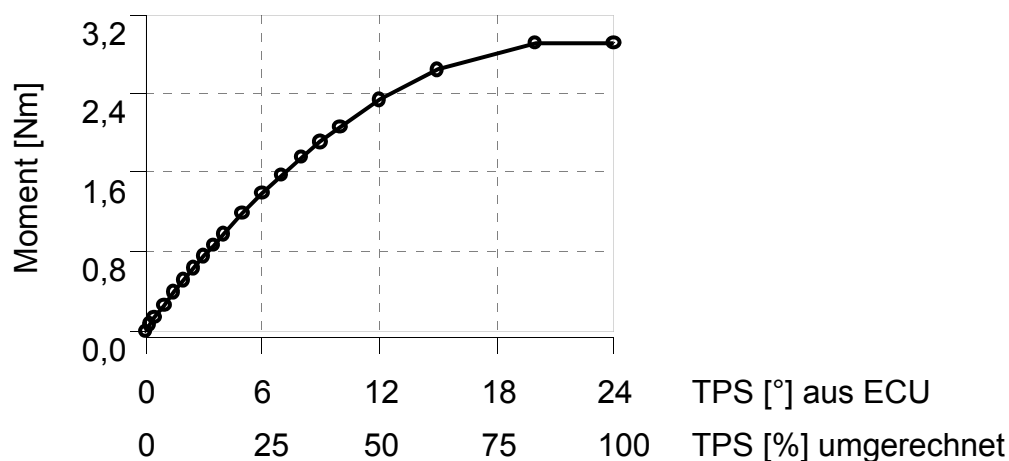


Abbildung 66: Lastschnitt mit den gewählten Stützstellen

7.2.4 Vorgehensweise bei der Abstimmung

Nachdem der Einspritzzeitpunkt (SOI) bereits aus vorangehenden Versuchen ermittelt ist, gilt es nun, die Einspritzmenge (Duration of Injection, DOI) und den Zündzeitpunkt (Ignition Advance, IGA) so zu wählen, dass im gesamten Kennfeld $\lambda_{\text{Brenn}} = 0,9$ und $\text{MFB}_{50} = 8^\circ$ herrscht.

Dabei ist zu beachten, dass sich die Einspritzmenge nicht nur auf das Luftverhältnis, sondern auch auf die Schwerpunktlage auswirkt. Umgekehrt beeinflusst auch die Zündung das Luftverhältnis, wenn auch in einem geringeren Ausmaß.

Da eben dieser Quereinfluss des Zündwinkels geringer ist als bei der Einspritzmenge, ist es vorteilhaft, erst mittels Einspritzzeit den gewünschten Lambdawert einzustellen. Anschließend kann durch den Zündwinkel die Schwerpunktlage bestimmt werden.

Während die Schwerpunktlage in Echtzeit am Indizierrechner abgelesen werden kann, dauert die Bestimmung des Luftverhältnisses, wie in Abschnitt 4.2.4 erläutert, etwa 20 – 30 s. Weicht nun bei einem Lastpunkt der Istwert stark vom Sollwert ab, kann es vorkommen, dass die Einspritzzeit vier bis fünfmal angepasst werden muss, bis sich das gewünschte Luftverhältnis einstellt, was mit einem entsprechenden Zeitaufwand verbunden ist.

Um die Prüfstandszeit möglichst gering zu halten, wurde wie in Abbildung 67 dargestellt, vorgegangen. Von den theoretisch 600 Lastpunkten wurden 300 tatsächlich abgestimmt. Der Rest ist dem Leerlaufbereich zuzuordnen bzw. praktisch nicht fahrbar.

Zuerst wurden am Prüfstand die Volllastpunkte aller Drehzahlen und alle Teillastpunkte einer Drehzahl abgestimmt (Bild 1 & 2). Die Teillastwerte wurden daraufhin für alle Drehzahlen übernommen (Bild 3) und mit einem Faktor multipliziert, welcher dem Verhältnis bei den bereits abgestimmten Volllastpunkten entspricht (Bild 4). Abschließend wurden alle Teillastpunkte noch separat angefahren und abgestimmt (Bild 5).

Während der Abstimmung stellte sich heraus, dass der optimale Zündwinkel nur gering von dem geschätzten Wert abweicht (vgl. Abbildung 72). Dies erlaubte eine weitere Verkürzung der Zeit, da in diesem Fall die Einspritzmenge über den (in Echtzeit ermittelten) Schwerpunkt der Verbrennung geschätzt werden kann. Da der Sollwert im leicht fetten Bereich liegt, ist die Brenngeschwindigkeit bei z.B. zu fettem Gemisch langsamer, und somit der Schwerpunkt später als 8° . So muss nach dem Anfahren eines Betriebspunktes nicht erst 30 s gewartet werden, bis der Istwert des Luftverhältnisses ermittelt ist, sondern es kann sofort eine erste (in der Regel sehr gut passende) Einstellung vorgenommen werden.

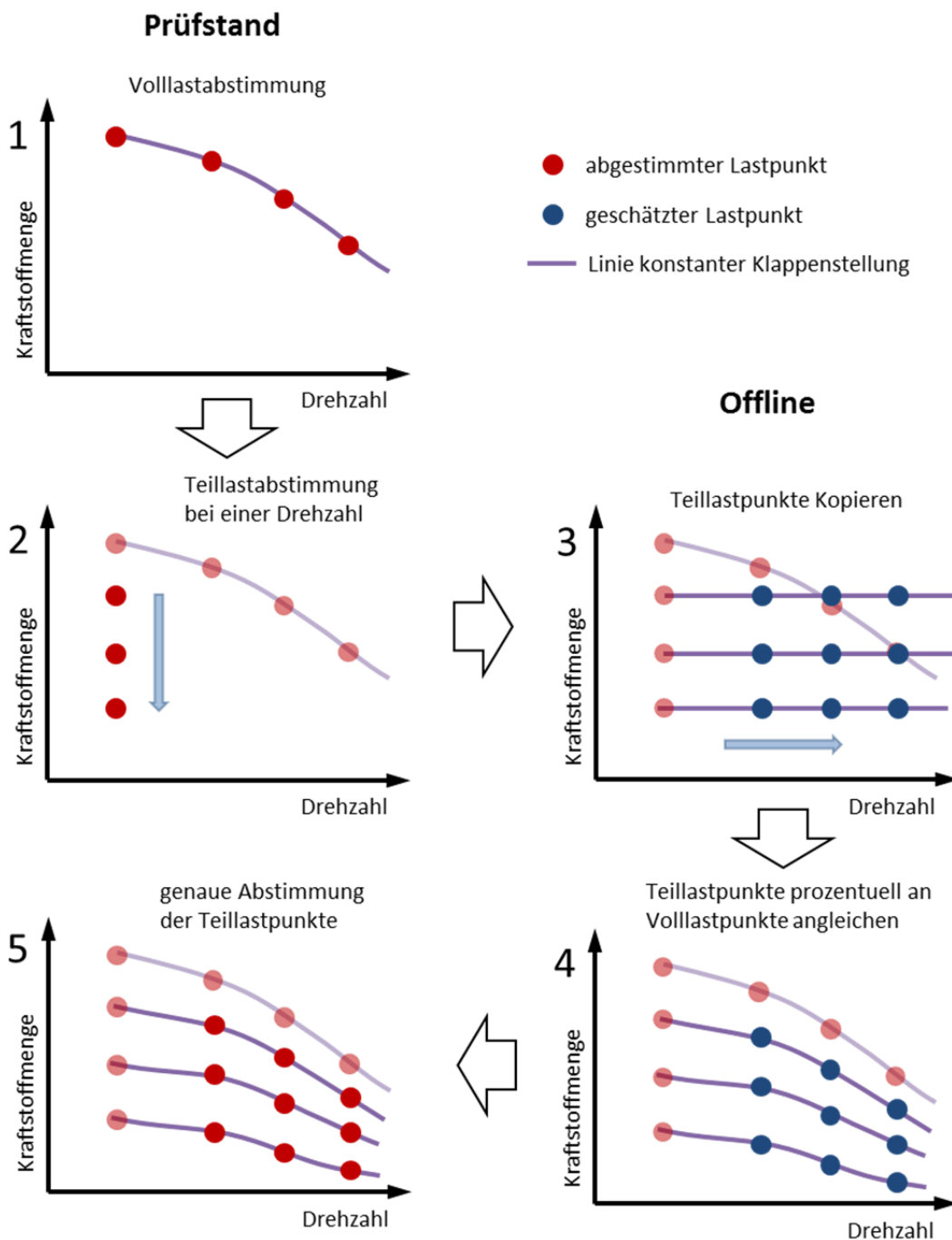


Abbildung 67 Vorgehensweise bei Abstimmung der Kraftstoffmenge von Voll- und Teillast

Anmerkung zum Zündungskennfeld

Abbildung 68 zeigt exemplarisch das Ergebnis der Zündwinkelabstimmung (dasselbe Kennfeld ist in Abbildung 72 in 3D dargestellt). Der Zündwinkel ist dabei so gewählt, dass sich über 12 % Drosselklappenstellung (DK) eine Schwerpunktlage bei 8 °KW einstellt. Unter 12 % Drosselklappenstellung geht der Motor in Schubetrieb, also das Motormoment wird kleiner Null. Diese Betriebspunkte werden im normalen Betrieb kaum bis gar nicht erreicht. Lediglich die Zündwinkel bei 0 % DK werden regelmäßig beim „Auslaufen“ aus der Volllast in den unteren Leerlauf durchlaufen. Hier hat sich gezeigt, dass, wie auch im Leerlauf selbst, spätere Schwerpunktlagen (ca. 30 °KW) zu einem gleichmäßigeren Laufverhalten

führen. Da Lastpunkte bei 0 % DK mit dem zur Verfügung stehenden Wirbelstrombremsenprüfstand nicht abgestimmt werden können, ist der Verlauf der 0 % Kurve jenen bei höheren Lasten angeglichen. Der Bereich zwischen 0 und 12 % DK ist linear interpoliert.

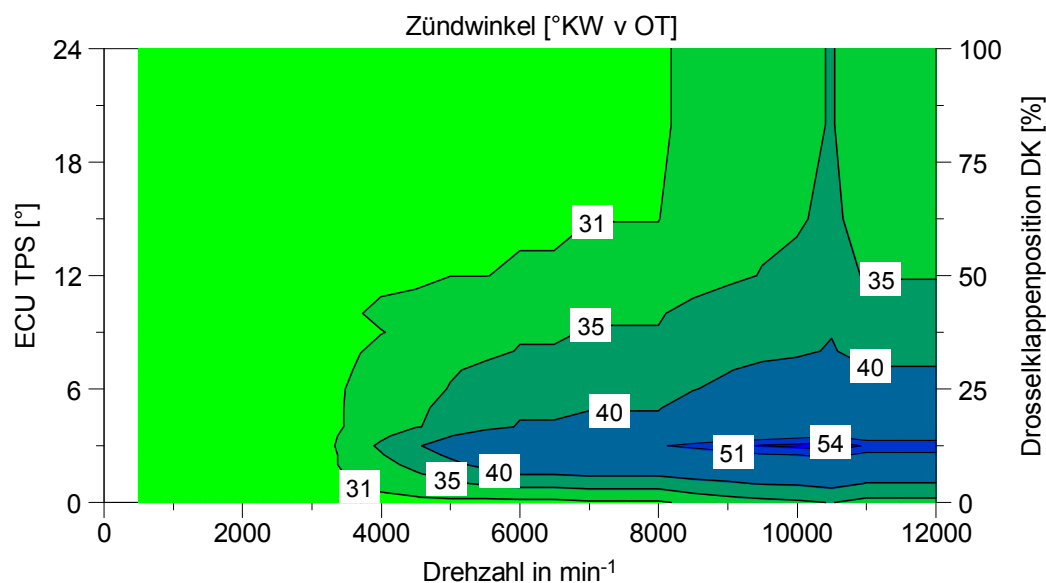


Abbildung 68: Zündwinkelkennfeld als Isoliniendiagramm

7.3 Startabstimmung

Prinzipiell kann zwischen Heiß- und Kaltstart unterschieden werden. Dabei ist aber nicht die Temperatur selbst ausschlaggebend, sondern die Zeit, die der Motor stillsteht. Typisches Beispiel für einen Heißstart ist das sofortige Starten nach einem Absterben, auch wenn die Temperatur dabei erst 30 °C beträgt. Im Gegensatz dazu kann ein Start bei 100 °C ein Kaltstart sein, wenn der Motor seit mehreren Minuten stillsteht. Der Heißstart wird deshalb auch hier *Restart* genannt.

Wie in Abbildung 65 zu sehen, sind für den Start vier Kennfelder zu bedaten.

- **Hauptkennfeld**
Kraftstoffmasse ist abhängig von Temperatur und aktueller Drehzahl hinterlegt.
- **Restartkennlinie**
Multiplikator, abhängig von der Motortemperatur, mit welchem die Werte aus dem Hauptkennfeld multipliziert werden. Das Zeitfenster, in der diese Funktion aktiv ist, kann festgelegt werden, aber nur, solange die Zündung nicht unterbrochen wird.
- **Überflutkennfeld**
Ebenfalls ein Multiplikator für das Hauptkennfeld, abhängig von der Anzahl der Umdrehung des Motors. Verhindert das „Absaufen“ falls der Motor nicht sofort anspringt.
- **After-Start (AST) Übergangskennlinie**
Kennlinie mit Reduktionsgradienten, um den der Ausgangswert reduziert wird, bis der Wert des After-Start-Kennfeldes erreicht ist. Das AST-Kennfeld selbst ist ebenfalls ein Anreicherungs-multiplikator, welcher eine bestimmte Zeit nach dem Start wirksam ist.

Der gesamte Startvorgang dauert nur wenige ms, das AST einige Sekunden. Ein sehr guter Start ist in Abbildung 69 gezeigt. Die Drehzahl steigt nach dem Start schlagartig auf die etwa doppelte Leerlaufdrehzahl und sinkt dann aber wieder schnell ab. An der Drehzahl im AST-

Bereich ist zu erkennen, dass dieser etwas zu fett ist. Würde man aber nur leicht abmagern, würde die Drehzahl viel langsamer und ungleichmäßiger auf die Söldrehzahl absinken. Außerdem wäre auch der Motorlauf nicht so stabil.

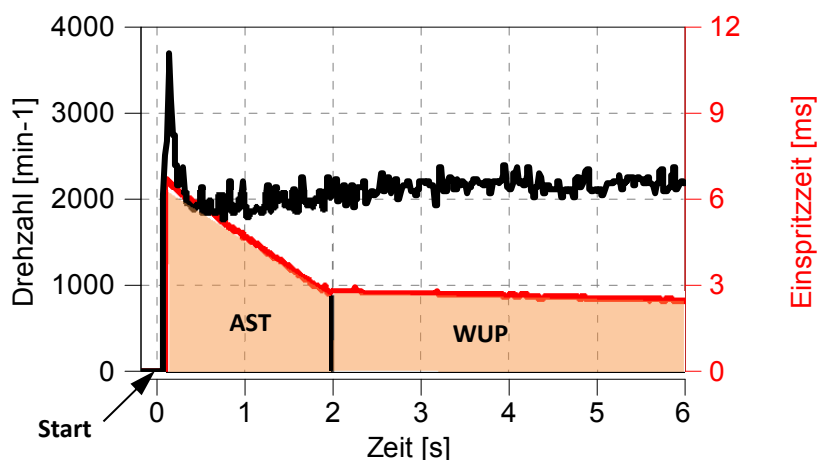


Abbildung 69: Kaltstart bei 20 °C mit aufgezeichneter Drehzahl und Einspritzzeit

Der Warmlauf (WUP) dauert, abhängig vom Lastzustand, mehrere Minuten bis die Betriebstemperatur, hier 240 °C, erreicht ist.

7.4 Warmlaufabstimmung (WUP)

Die Warmlaufkorrektur ist nötig, um den höheren Kraftstoffbedarf bei nicht betriebswarmem Motor zu kompensieren. Der Korrekturfaktor ergibt sich aus der aktuellen und der beim Start vorherrschenden Temperatur (vergl. Abbildung 65). Zusätzlich ist noch eine weitere Korrektur über Drehzahl und Luftmasse möglich, welche genutzt wird, um den ohnehin etwas fetteren Leerlaufbereich nicht zu überfetten.

Abbildung 70 zeigt die Vorgehensweise bei der Abstimmung. In Schwarz ist die unkorrigierte Referenzmessung bei stationärem Lastpunkt mit konstanter Einspritzzeit zu sehen. Bei 240 °C wird der Sollwert von 0,9 erreicht, darunter läuft der Motor erwartungsgemäß zu mager. Der Verlauf mit Korrekturfaktor aus einer ersten Annäherung ist in Rot dargestellt.

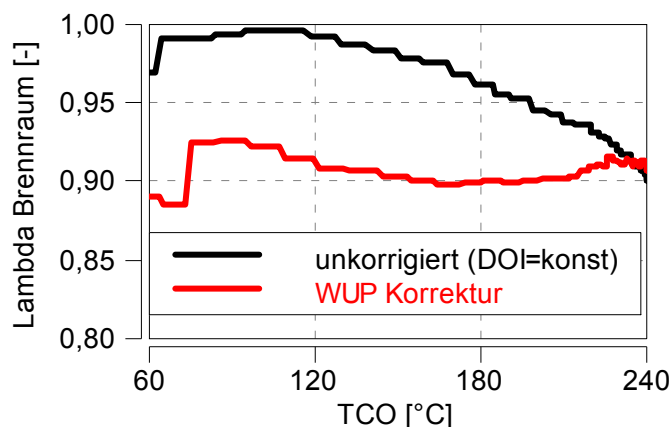


Abbildung 70: Warmlauf mit und ohne Korrektur

Dabei ist auffällig, dass die Korrektur über 120 °C sehr gut passt, aber darunter immer noch zu mager ist. Dies ist die Folge eines Abstimmungsfehlers. Wie in Abschnitt 3.3.5 erklärt, ist die Berechnung des Luftverhältnisses im Brennraum nur im fetten Bereich möglich. Am unkorrigierten Verlauf ist zu erahnen, dass das tatsächliche Luftverhältnis im Brennraum >1 ist, und daher auch die errechneten Korrekturwerte in diesem Bereich falsch sind.

Während bei Viertaktmotoren oft ein direkter Zusammenhang zwischen Luftverhältnis und Kraftstoffmasse angenommen werden kann, also beispielsweise für eine Erhöhung des Luftverhältnisses um 12 % (von 0,85 auf 0,95) eine Reduzierung der Kraftstoffmenge um 11 %, ist dies hier nicht möglich.

Dieser ideale Zusammenhang ist auch in der Steuergerätesoftware als sogenanntes Lambdakennfeld hinterlegt. Sinn dabei ist, auf ein bestimmtes Luftverhältnis abzustimmen, um später ohne weitere Abstimmung ein anderes Luftverhältnis einstellen zu können. Die Verwendung dieser Funktion ist hier nicht zielführend.

Abbildung 71 zeigt den Vergleich dieses idealen Zusammenhangs (in Form der grünen Hyperbel) mit den Messwerten bei 6000 und 9500 min^{-1} . Der Unterschied ist im Bereich von Faktor 2. Für eine Reduktion des Luftverhältnisses von 0,85 auf 0,95, ist eine Kraftstoffreduzierung um ~20 % bei 6000 min^{-1} bzw. ~25 % bei 9500 min^{-1} nötig. Dieser Zusammenhang wurde auch für die Ermittlung des WUP Korrekturfaktors verwendet.

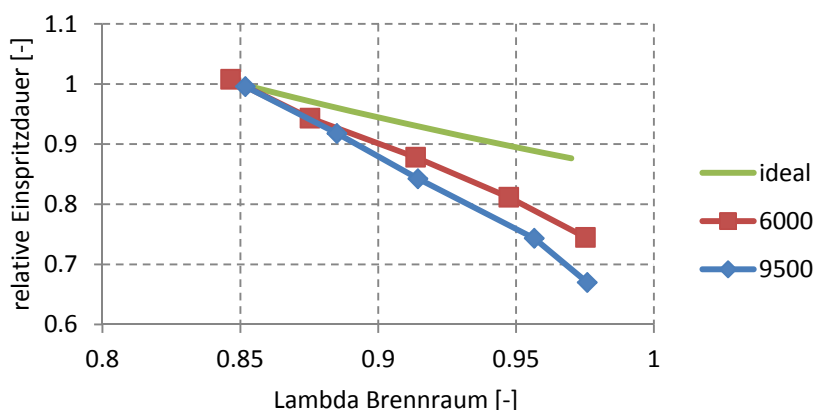


Abbildung 71: Zusammenhang zwischen Lambda und Kraftstoffmasse bei verschiedenen Drehzahlen und idealisiert

7.5 Leerlaufverhalten

Auf die Problematik des großen Injektordurchflusses und die Einflüsse von Zündung, Lambda und Drosselklappenstellung auf den Leerlauf wurde bereits in den Abschnitten 6.2 und 6.2.4 eingegangen. Daraus lässt sich erkennen, dass die Möglichkeiten zur Leerlaufregelung sehr eingeschränkt sind.

Als Grundeinstellung haben sich ein Drosselklappen-Öffnungswinkel von 5 %, eine Einspritzzeit von 1 ms (praktische Untergrenze) und ein Zündwinkel von 30 °KW bewährt. Wie bereits erwähnt, ergibt sich daraus ein Lambda im Brennraum von 0,7.

Bei kleineren Klappenöffnungen ist ein Starten des Motors fast nicht mehr möglich, bei größeren Öffnungen bewirkt die daraus folgende Abmagerung ein Ansteigen des indizierten Mitteldruckes und damit eine Drehzahlerhöhung. Dieser kann zwar durch Verstellen des Zündwinkels in Richtung spät entgegengewirkt werden, doch neigt der Motor in diesem Fall vermehrt zum „Sägen“ (niederfrequente Drehzahlschwankungen um den Sollwert).

7.6 Übersicht der erstellten Kennfelder

Im Folgenden (Abbildung 72 bis 72) sind einige ausgewählte Ergebnisse der Applikation in Form dreidimensionaler Kennfelder gezeigt. Die weiteren Ergebnisse finden sich im Anhang unter *Kennfelder und Kennlinien in Diagrammen* sowie zusätzlich in tabellarischer Form unter *Kennfelder und Kennlinie in Tabellen*. Die Tabellen enthalten ebenfalls die ECU interne Bezeichnung.

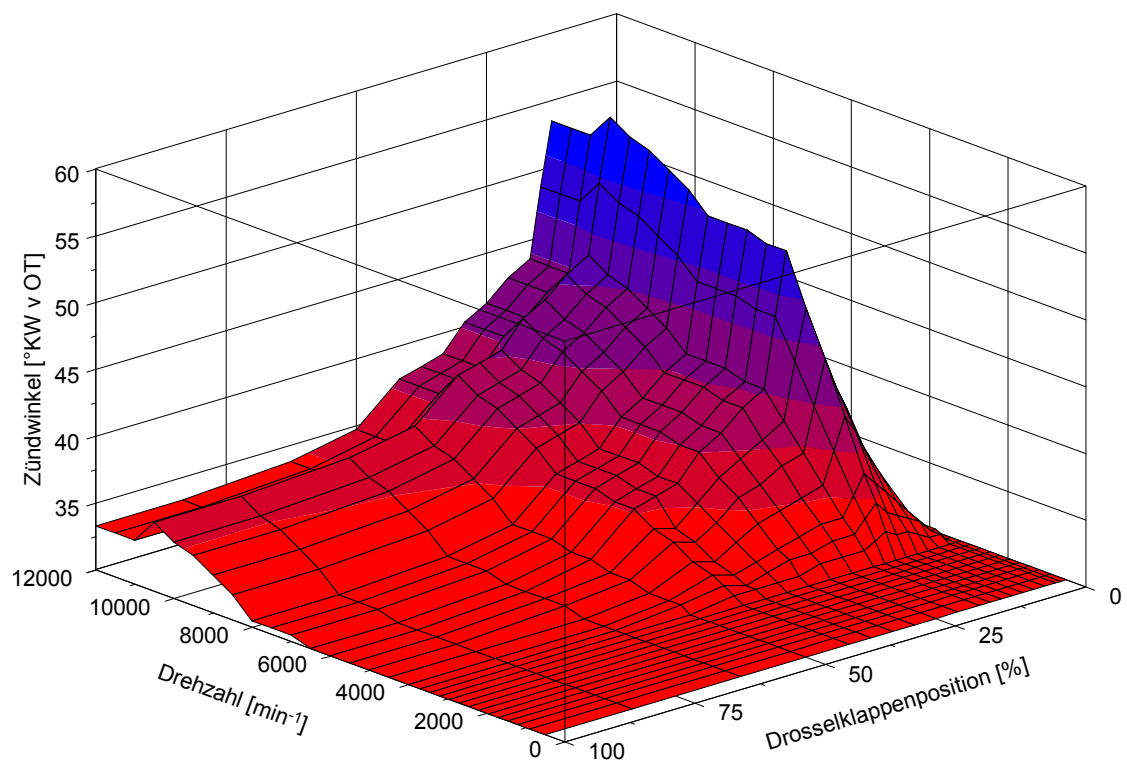


Abbildung 72: Zündkennfeld

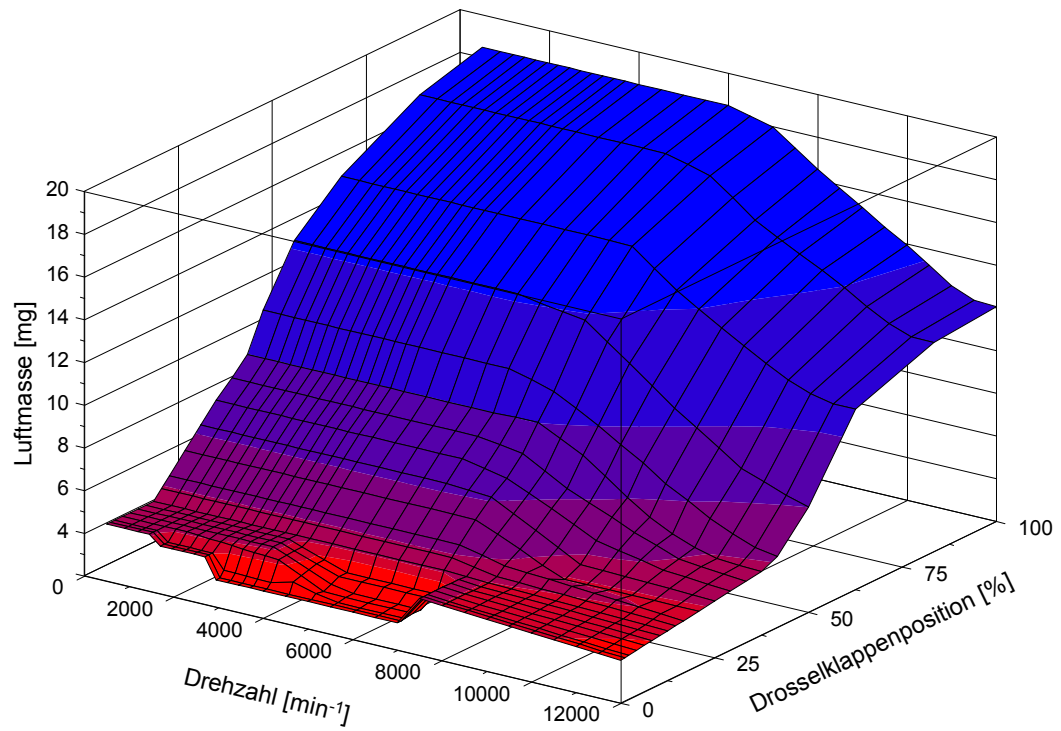


Abbildung 73: Luftmassenkennfeld

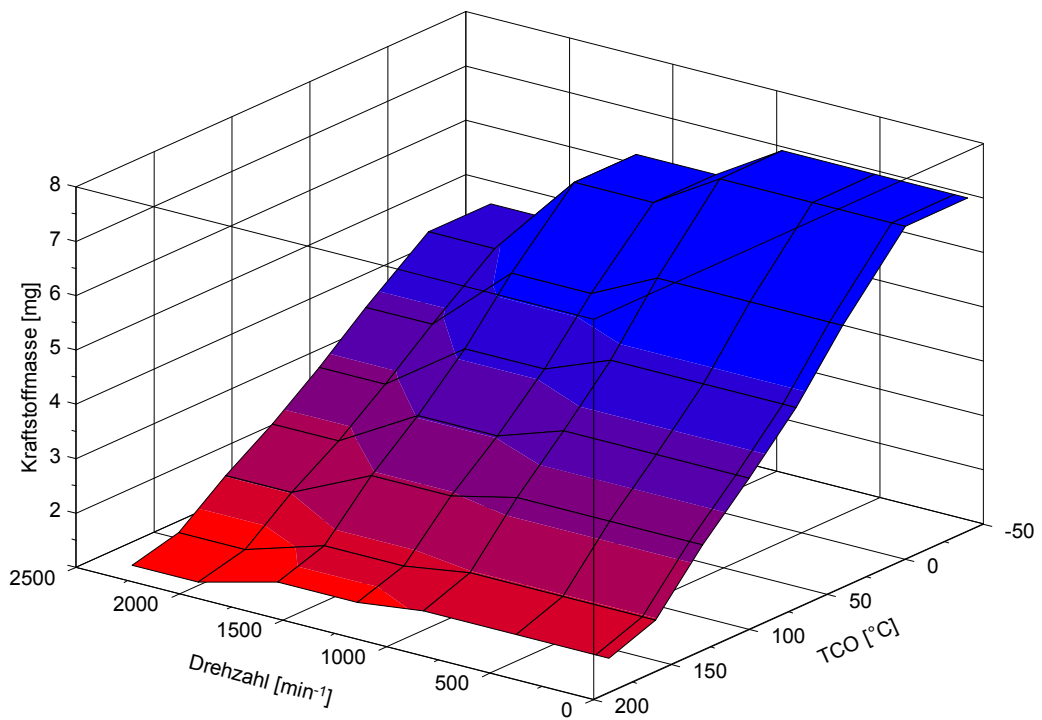


Abbildung 74: Startkennfeld

8 Schlussfolgerungen und Ausblick

Das Hauptziel, also das Erstellen einer Basiskalibrierung, konnte erfolgreich umgesetzt werden. Zur vollständigen Kalibrierung ist noch eine Höhenabstimmung nötig, um die errechneten Korrekturfaktoren zu verifizieren. Zwar konnte diese aus Zeitgründen nicht durchgeführt werden, doch ist auch ohne sie zumindest ein stabiles Laufverhalten gegeben. Ebenfalls sind durch entsprechende Abstimmung ein zuverlässiges Startverhalten und ein sicherer Warmlauf gewährleistet. Weiters haben grundlegende Untersuchungen über den Einfluss von Luftverhältnis und Zündung gezeigt, dass hier Potential zur Emissionsreduktion im Magerbereich liegt.

Der Vergleich der einzelnen Einspritztypen zeigte, dass bei Vollast die Kurbelgehäuseeinspritzung etwa auf dem gleichen Niveau wie der Referenzmotor mit Vergaser liegt. Lediglich im Teillastbereich ergeben sich nennenswerte Vorteile bei Verbrauch und Emissionen gegenüber dem wesentlich fetter laufenden Vergasermotor. Die Niederdruckdirekteinspritzung hingegen zeigte bei Vollast deutlich schlechtere Ergebnisse, zurückzuführen auf das kurze Einspritzfenster bei hohen Drehzahlen und dadurch höheren Spülverlusten. Im Leerlauf kann der Spülverlust jedoch durch einen späten Einspritzzeitpunkt um ein Drittel reduziert werden.

Wegen des zu großen Injektordurchflusses konnten die geplanten Magerversuche im Leerlauf nicht durchgeführt werden. Hierzu sind noch weitere Untersuchungen, entweder mit kleineren Injektoren und/oder geringerem Einspritzdruck für reine Leerlaufversuche, oder mit einem zweiten Injektor, um den gesamten Lastbereich abdecken zu können, ausständig. Abgesehen davon, haben aber die Versuche mit weit geöffneter Drosselklappe gezeigt, dass prinzipiell ein Leerlauf im ungedrosselten Betrieb, und folglich eine Qualitätssteuerung, möglich ist. Auch in diese Richtung wären weitere Untersuchungen interessant. Beispielsweise Leerlaufregelstrategien, welche auf Zündung und Einspritzung gleichzeitig Einfluss nehmen, aber bei der zurzeit verwendeten EMS-Software noch nicht unterstützt werden.

Auf eine sogenannte Wandfilmkompensation für transiente Betriebszustände wurde ebenfalls aus Zeitgründen verzichtet, da das Ansprechverhalten des Motors aus dem Leerlauf heraus auch ohne eine solche Anreicherung sehr gut funktioniert. Ob eine Wandfilmkompensation überhaupt nötig ist, ist noch durch weiterführende Untersuchungen von instationären Betriebszuständen bzw. Feldversuchen festzustellen. Es besteht außerdem die Wahrscheinlichkeit, dass bei sehr magerem Leerlauf das Ansprechverhalten negativ beeinflusst und eine Anreicherung nötig wird.

Auch wenn wegen der eingangs erwähnten Anforderungen des Landmaschinenbaus die in diesem Projekt verwendete EMS-Hardware selbst eher weniger für den Serieneinsatz geeignet ist, so lassen sich damit für Entwicklungsarbeiten beispielsweise sehr komfortabel unterschiedliche Lambda-Variationen ermitteln. Ebenfalls würde die Schnittstelle zwischen Matlab/Simulink und INCA beispielsweise ein relativ einfaches Testen der oben erwähnten Leerlaufstrategie ermöglichen.

Die verwendete EMS-Software, welche ursprünglich für Viertaktanwendungen entwickelt wurde, bietet eine ausreichende Funktionalität für etwaige Basis- und Korrekturabstimmungen. Lediglich die fehlende Berücksichtigung der Spülverluste in der Software gestaltet den Applikationsprozess etwas umständlicher. So würden beispielsweise Fanggradkennfelder für Kraftstoff und Sauerstoff eine genaue Luftmassenberechnung und in weiterer Folge die Verwendung eines Lambdakennfeldes ermöglichen.

Literaturverzeichnis

- [1] European Commission, 2007 Technical Review of the NRMM Directive 1997/68/EC as amended by Directives 2002/88/EC and 2004/26/EC, 2007
- [2] A. Trattner, S. Schmidt, R. Kirchberger und H. Eichlseder, Future Engine Technology in Hand-Held Power Tools, SAE-Paper 2012-32-0111, 2012
- [3] M. Nuti, Emissions from Two-Stroke Engines, SAE, ISBN 978-0-7680-7726-1, 1998
- [4] G. P. Blair, The Basic Design of Two-Stroke Engines, SAE, ISBN 1-56091-008-9, 1990
- [5] G. Schwarzbauer, Applikationsmethodik für elektronische Steuerungen von Verbrennungsmotoren, Graz, 2013
- [6] C. Möser, Schichtladung zur HC-Reduktion bei kleinen 2-Takt-Motoren, Graz, 2009
- [7] S. Schmidt, Auslegung, thermodynamische Analyse und Entwicklung von Zweitakt-Brennverfahren mit Hochdruck-Direkteinspritzung, Graz, 2005
- [8] F. Winkler, Untersuchungen zur Reduktion von Spülverlusten bei kleinvolumigen Zweitaktmotoren, Graz, 2009
- [9] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams, Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, SpringerWienNewYork, ISBN 978-3211-99276-0, 2009
- [10] R. Spindt, Air-Fuel Ratios from Exhaust Gas Analysis, SAE-Paper 650507, 1965
- [11] J. Brettschneider, Berechnung des Luftverhältnisses von Luft-Kraftstoff-Gemischen und des Einflusses von Meßfehlern, Bosch Technische Berichte Band 6, 1979
- [12] W. Zahn et.al., Entwicklung von emissionsreduzierten Zweitaktmotoren für handgeführte Arbeitsgeräte, MTZ, 2002
- [13] CARB, Reducing pollution from small engines,
http://www.arb.ca.gov/msprog/offroad/sm_en_fs.pdf, 1998
- [14] MECA, Emission Control of Small Spark-Ignited Off-Road Engines and Equipment, Washington, DC, 2009
- [15] Europäisches Parlament, Richtlinie 97/68/EG, 2004
- [16] H. Lochmann, H. Schlessmann, J. Schlossarczyk, S. Richter et.al., Development of an emission aftertreatment system for hand held powertools, SAE-Paper 2004-01-0149, 2004
- [17] R. Douglas und S. Glover, The Feasibility of Meeting CARB / EPA 3 Emission Regulations for Small Engines, SAE-Paper 2007-32-0059, 2007

- [18] EPA, Phase 3 Exhaust emission standards, <http://www.epa.gov/otaq/standards/nonroad/smallsi-exhaust.htm>, 2012
- [19] CARB, California Exhaust Emission Standards and Test Procedures for 2005 and later Small Off-Road Engines, <http://www.arb.ca.gov/regact/sore03/rtp2005.pdf>, 2004
- [20] C. Kellermann, H. Schweinberger und B. Auler, Innovative Solutions for the Use of Catalytic Converters in Hand-Held Engine-Powered Equipment under Severe Conditions, SAE-Paper 2006-32-0087, 2006
- [21] T. Gegg, M. Dangelmaier, E. Gorenflo, A. Kölmel und C. Möser, Low-Emission and Cost-Effective Two-Stroke SI Engines for Handheld Power Tools, Stuttgart, 2011
- [22] R. U. K. Gustafsson, A Practical Application to Reduce Exhausts Emissions on a Two-Stroke Engine with a Tuned Exhaust Pipe, SAE-Paper 2006-32-0054, 2006
- [23] B. Auler, J. Rodenbeck, J. Lügger und E. Gorenflo, Gemischgeschmierter Einzylinder-Viertaktmotor für Motorsägen, MTZ 6/2005
- [24] W. Zahn, H. Däschner, W. Layher und A. Kinnen, Elektronisches Einspritzsystem für handgehaltene Arbeitsgeräte, MTZ 09/2012
- [25] A. Kinnen, W. Layher und H. Däschner, Electronically Controlled Batteryless Injection System for Small Two-Stroke SI Engines, SAE-Paper 2012-32-0118, 2012
- [26] S. Schmidt, F. Winkler und O. Schögl, Development of a Combustion Process for a High Performance 2-Stroke Engine with High Pressure Direct Injection, SAE-Paper 2004-01-2942, 2004.
- [27] Aprilia, www.aprilia.com, 2013

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Aktuelle Abgasgrenzwerte für mobile Maschinen und Geräte unter 19 kW in Europa und den USA. Quellen: [15], [16], [17] und [18]	23
Tabelle 2: Bewertung verschiedener Technologien bei handgehaltenen Arbeitsmaschinen [21]	32
Tabelle 3: Relevante Unterschiede der Versuchsträger für den Prüfstands Aufbau	38
Tabelle 4: Technische Daten Versuchsträger	39
Tabelle 5: Luftmassenkennfeld IP_MAF_THR_BAS_CYL_0_N__TPS_RES	XIV
Tabelle 6: Zündkennfeld IP_IGA_BAS__N__TPS_RES.....	XV
Tabelle 7: Einspritzzeitpunkt IP_SOI_INJBK_COLD__N_64__TPS	XVI
Tabelle 8: Warmlaufkorrektur IP_MFF_WUP_COR__TCO__TCO_ST	XVI
Tabelle 9: Warmlaufkorrektor Drehzahl IP_MFF_WUP_COR__N__MAF_MV	XVII
Tabelle 10: Startkennfeld IP_MFF_CST__N_64__TCO	XVII
Tabelle 11: After-Start Kennfeld IP_ADD_MFF_AST__CYC_CAST__TCO	XVIII
Tabelle 12: Überflutkennlinie ID_MFF_CST_DEAC__CYC_CAST	XVIII
Tabelle 13: Restartkennlinie IP_FAC_ST_REST__TCO.....	XVIII
Tabelle 14: AST-Übergangsgradient IP_MFF_LGRD_AST_TCO	XVIII

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Versuchsaufbau des Referenzmotors mit Hochdruckindizierung und Temperaturmessung für Feldversuche	9
Abbildung 2: Definition Applikation [5]	10
Abbildung 3: Umkehrspülung beim Zweitaktprozess.....	11
Abbildung 4: Abgasgrenzwerte für handgehaltene Arbeitsgeräte über 50 cm ³ [6].....	11
Abbildung 5: Darstellung der Zweitaktspülung [7]	12
Abbildung 6: Verlauf der Fanggrade über der Drehzahl bei Volllast.....	13
Abbildung 7: Temperaturabhängigkeit der Wassergaskonstante KWGS nach [9].....	16
Abbildung 8: Zusammensetzung des trockenen und feuchten Verbrennungsgases als Funktion des Luftverhältnisses λ für einen Brennstoff mit $\alpha = 2$, $\beta = 0$ und KWGS = 3.5 [9].....	16
Abbildung 9: Exemplarischer Vergleich der verschiedenen Methoden zur Bestimmung des Luftverhältnisses	19
Abbildung 10: Anforderungen an handgehaltene Arbeitsgeräte [2]	21
Abbildung 11: <i>Fact Sheet</i> der Umweltbehörde CARB [13]	22
Abbildung 12: Marktanteile und HC-Emissionen von SORE in Europa nach [1].....	24
Abbildung 13: Aufbau und thermische Analyse eines 2-Taktmotors mit Katalysator [20].....	26
Abbildung 14: Resonanzkrümmer mit konstantem Durchmesser mit Leistungskurve [21]....	28
Abbildung 15: Compression Wave Injection (CWI) [21].....	29
Abbildung 16: Spülvorlage [6].....	30
Abbildung 17: Aufbau eines Viertaktmotors einer Motorsäge [23]	31
Abbildung 18: Gewicht, HC und Verbrauch eines 4-Taktmotors im Vergleich zu einem konventionellen 2-Taktmotor [23]	31
Abbildung 19: Einspritzposition CCI.....	33
Abbildung 20: Einspritzbereich bei „Stihl Injection“ [25].....	33
Abbildung 21: Einspritzposition LPDI [2].....	34
Abbildung 22: Schnittdarstellung eines Versuchsmotors mit HPDI und zwei möglichen Zündkerzenpositionen [26]	35
Abbildung 23: Einspritzposition SDI [2]	35
Abbildung 24: Scootermotor mit ASDI [27].....	36
Abbildung 25: Schematischer Prüfstands Aufbau.....	37
Abbildung 26: Versuchsträger am Prüfstand (links) und eingebaut im Freischneider (rechts).....	38
Abbildung 27: Pendelnd gelagerte Wirbelstrombremse mit Kraftmessdose	40
Abbildung 28: Reaktionszeit der Abgasanalyse.....	41
Abbildung 29: Drosselklappeneinheit mit Sensoren im Vergleich zum Vergaser.....	43
Abbildung 30: Messpunktverteilung des Referenzmotors	44
Abbildung 31: Volllastcharakteristik des Referenzmotors	44
Abbildung 32: Emissionswerte des Referenzmotors und aktuelle Grenzwerte	45

Abbildung 33: Emissionen des Referenzmotors unterteilt in Leerlauf und Nennlast sowie mit gesetzlicher Gewichtung	45
Abbildung 34: Lambda im Brennraum des Referenzmotors	46
Abbildung 35: Spezifische Kohlenwasserstoffemissionen des Referenzmotors	47
Abbildung 36: Spezifische Kohlenmonoxidemissionen des Referenzmotors	47
Abbildung 37: Fanggrade des Referenzmotors bei Volllast	48
Abbildung 38: Spezifischer Kraftstoffverbrauch des Referenzmotors	49
Abbildung 39: Varianz des indizierten Mitteldrucks (COV).....	49
Abbildung 40: Schnittdarstellung mit Injektorposition, rot bei LPDI (links) und blau bei CCI (rechts); Zylinder LPDI Variante mit seitlichem Injektor (unten) [2]	50
Abbildung 41: Gemessene Kraftstoffmasse und Injektorkennlinie (theoretisch 1mg/ms)	51
Abbildung 42: Vergleich Einspritzzeit bei LPDI im Leerlauf und bei Nennlast.....	51
Abbildung 43: Emissionen des LPDI unterteilt in Leerlauf und Nennlast sowie mit gesetzlicher Gewichtung	52
Abbildung 44: Emissionswerte des LPDI-Motors und aktuelle Grenzwerte.....	52
Abbildung 45: LPDI Einfluss von Lambda auf die Varianz des indizierten Mitteldrucks (COV) und Lambda im Brennraum aus CO/CO ₂ Brechnung.....	53
Abbildung 46: LPDI Einfluss von Lambda auf den effektiven Wirkungsgrad.....	53
Abbildung 47: LPDI Einfluss von Lambda auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch.....	54
Abbildung 48: LPDI Einfluss von Lambda auf Mitteldruck und Schwerpunktlage.....	54
Abbildung 49: LPDI Einfluss der Schwerpunktlage auf Emissionen, Verbrauch und Mitteldruck bei 6000 min ⁻¹ und Volllast.....	55
Abbildung 50: LPDI Einfluss des Einspritzzeitpunktes auf Emissionen; MFB50 = 10°KW, Lambda = 0,85 (Brennraum).....	56
Abbildung 51: LPDI Einfluss des Einspritzzeitpunktes auf Mitteldruck und Verbrauch; MFB50 = 10°KW, Lambda = 0,85 (Brennraum).....	56
Abbildung 52: LPDI Zylinder (li.) und Variante mit seitlicher Injektorposition (re.).....	57
Abbildung 53: Schnittdarstellung LPDI Variante.....	57
Abbildung 54: Vergleich der Emissionen von LPDI und deren Variante bei Nennlast	58
Abbildung 55: CCI Effektiver Mitteldruck als Funktion von Lambda und Verbrennungsschwerpunktlage	59
Abbildung 56: Emissionen des CCI unterteilt in Leerlauf und Nennlast sowie mit gesetzlicher Gewichtung	60
Abbildung 57: Emissionswerte des CCI-Motors und aktuelle Grenzwerte	60
Abbildung 58: CCI Einfluss des Lambda auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch.....	61
Abbildung 59: CCI Einfluss des Lambda auf den effektiven Mitteldruck und Wirkungsgrad	62
Abbildung 60: CCI Einfluss von Schwerpunktlage auf Emissionen und effektiven Mitteldruck	62
Abbildung 61: Einfluss des Einspritzzeitpunktes auf spez. Kraftstoffverbrauch und HC-Emissionen	63

Abbildung 62: Vergleich der HC-Emissionen im Leerlauf bei den verschiedenen Motoren ..	64
Abbildung 63: HC-Emission im Magerbetrieb mit unterschiedlichen Drosselklappenöffnungen im Leerlauf bei 2800 min^{-1}	64
Abbildung 65: Algorithmus zur Bestimmung der Einspritzzeit aus Drosselklappenstellung und Drehzahl	66
Abbildung 66: Startalgorithmus und Lambdakorrektur zur Einspritzzeitermittlung	67
Abbildung 66: Lastschnitt mit den gewählten Stützstellen	69
Abbildung 67 Vorgehensweise bei Abstimmung der Kraftstoffmasse von Voll- und Teillast.	70
Abbildung 68: Zündwinkelkennfeld als Isoliniendiagramm.....	71
Abbildung 69: Kaltstart bei $20 \text{ }^\circ\text{C}$ mit aufgezeichneter Drehzahl und Einspritzzeit	72
Abbildung 70: Warmlauf mit und ohne Korrektur.....	72
Abbildung 71: Zusammenhang zwischen Lambda und Kraftstoffmasse bei verschiedenen Drehzahlen und idealisiert.....	73
Abbildung 72:Zündkennfeld	74
Abbildung 73: Luftmassenkennfeld	75
Abbildung 74: Startkennfeld	75

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

b_e	Spezifischer Kraftstoffverbrauch in g/kWh
$m_{L_{theo}}$	Theoretische Luftmasse im Zylinder in kg; Bezogen auf Hubvolumen und Umgebungszustand
m_E	Angesaugt Luftmasse in kg
m_{Fr}	Frischlufthmasse im Zylinder in kg
m_R	Restgasmasse im Zylinder in kg
m_{Sp}	Spülverlust in kg
m_Z	Gesamte Zylinderladung in kg
p_e	Effektiver Mitteldruck in bar
p_i	Indizierter Mitteldruck in bar
p_r	Reibmitteldruck in bar
KM_C	Massenanteil Kohlenstoff im Kraftstoff in %; ermittelt aus chemischer Analyse
KM_H	Massenanteil Wasserstoff im Kraftstoff in %; ermittelt aus chemischer Analyse
KM_O	Massenanteil Sauerstoff im Kraftstoff in %; ermittelt aus chemischer Analyse
MM_C	Molmasse Kohlenstoff in kg/kMol
MM_H	Molmasse Wasserstoff in kg/kMol
MM_O	Molmasse Sauerstoff in kg/kMol
PM	Particular Matter; Rußemission in g/kWh
f	Index für feuchte Konzentration
n	Drehzahl in min^{-1}
t	Index für trockene Konzentration
x	Luftfeuchte in kg Wasserdampf je kg Luft

Griechische Formelzeichen

α	Molares Wasserstoff zu Kohlenstoff Verhältnis im Kraftstoff; Drosselklappenöffnung in %
β	Molares Sauerstoff zu Kohlenstoff Verhältnis im Kraftstoff
λ	Luftverhältnis; tatsächliche Luftmasse zu stöchiometrisch erforderlicher Luftmasse

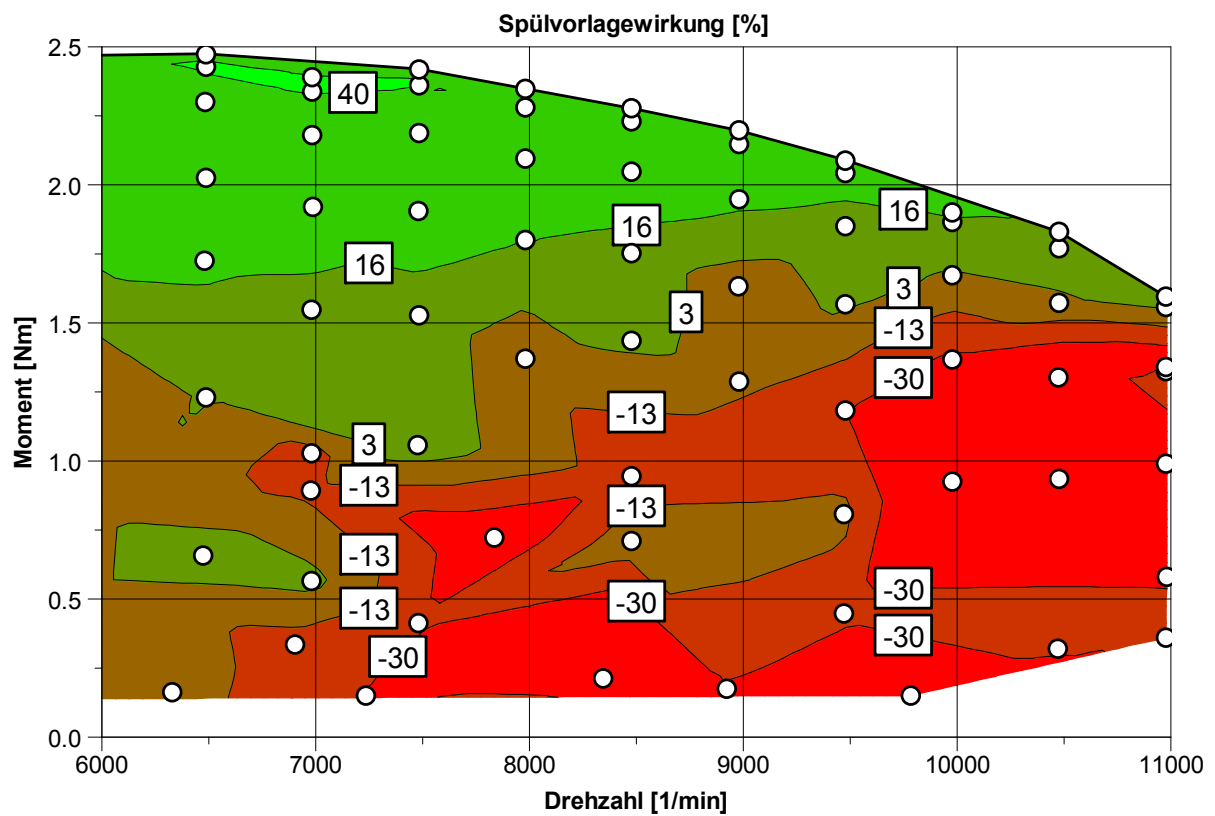
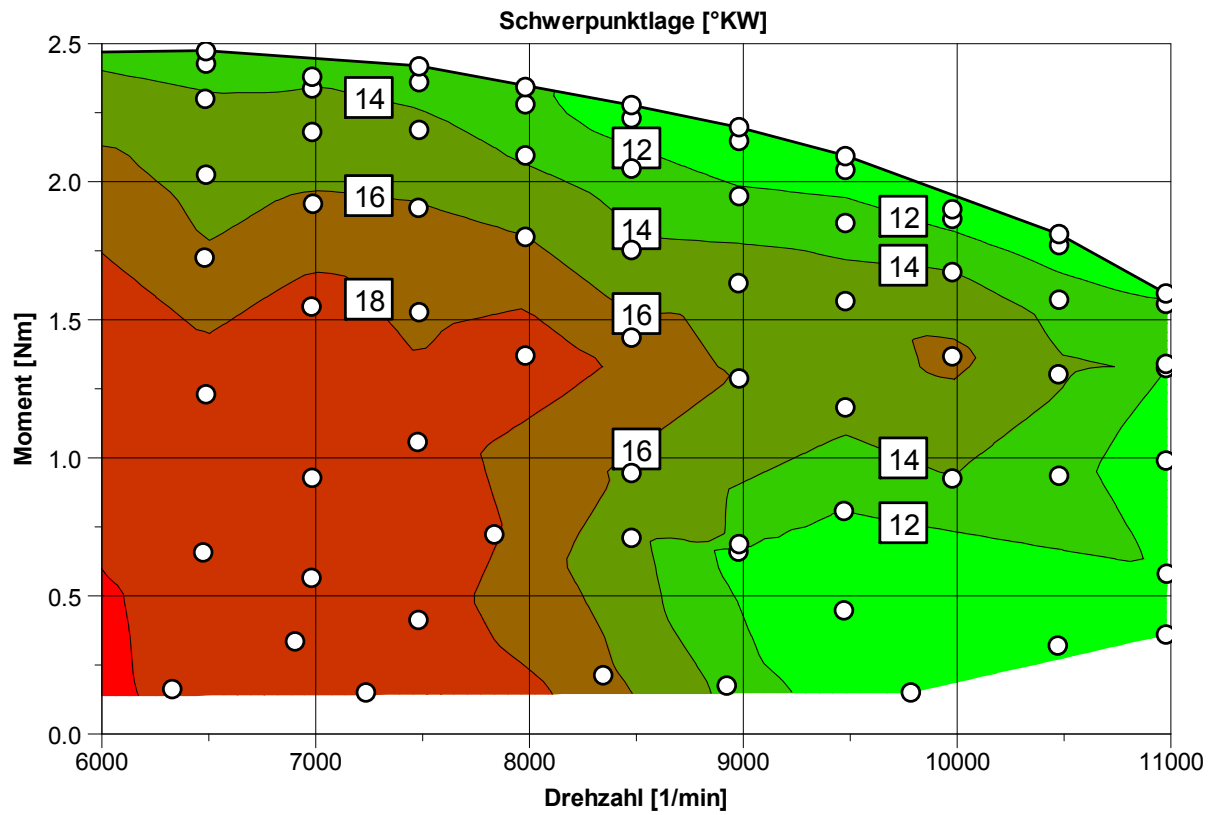
Weitere Indices und Abkürzungen

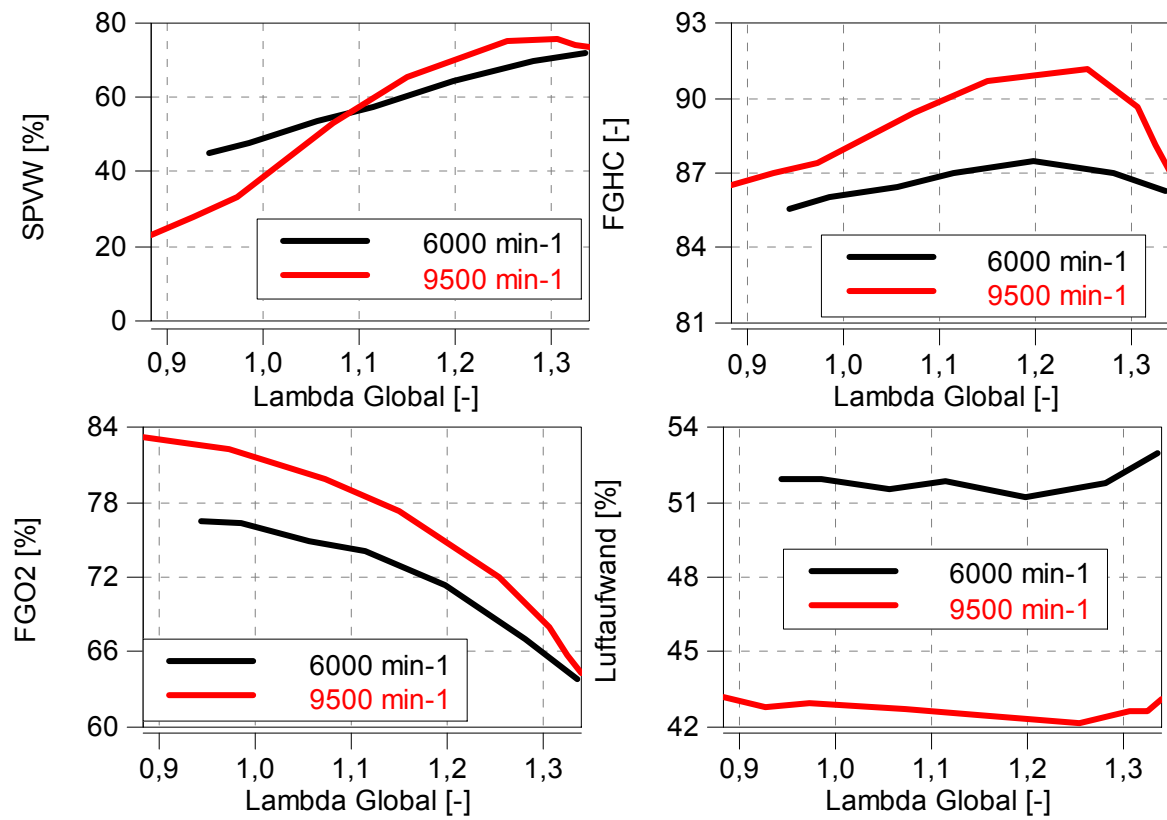
AMP	Ambient (Air) Pressure; Umgebungsdruck
AST	After Start; (zeitlicher) Bereich zwischen Start und Warmlauf
Brenn	Brennraum
Brett	Brettschneider
CARB	California Air Ressource Board, Kalifornische Umweltbehörde
CCI	Crank Case Injection; Kurbelgehäuseeinspritzung

CWI	Compression Wave Injection; Mechanisches Druckstoß Einspritzsystem für Zweitaktmotoren
DEWE	Dewetron; Hersteller des Indiziersystems
DOI	Duration of Injection; Einspritzdauer in ms
ECU	Electronic Control Unit; Steuergerät für elektrische Systeme
EDP	Emissions Dauerhalbarkeitsperiode in Stunden; Angenommene Lebensdauer, innerhalb dieser Dauer müssen Emissionen eingehalten werden.
EMS	Engine Management System; Gesamtsystem für elektronische Motorsteuerung
EOI	End of Injection; Einspritzende in °KW
EPA	Environmental Protection Agency, US Umweltbehörde
FG	Fanggrad
IGA	Ignition Advance; Zündzeitpunkt in °KW vor OT
INCA	INtegrated Calibration and Acquisition Systems; PC Software für Mess- und Kalibrierarbeiten an ECUs
KW	Kurbelwinkel in Grad
KWGS	Konstante des Wassergasgleichgewichts
LA	Luftaufwand
LG	Liefergrad
LPDI	Low Pressure Direct Injection; Niederdruck Direkteinspritzung
MAF	Mass Air Flow; Luftmassenstrom im Saugrohr
MAP	Manifold Absolute Pressure; Saugrohrdruck
MECA	Manufacturers of Emission Controls Association, Vereinigung von Hersteller für emissionsreduzierende Systeme
MFB50	50 % Mass Fraction Burnt; 50 % Kraftstoffumsetzung, Schwerpunktlage der Verbrennung
OT	Oberer Totpunkt; obere Kolbenposition
SG	Spülgrad
SH	Handheld SORE; handgehaltene Arbeitsmaschine, z.B. Motorsäge
SN	Non-handheld SORE; nicht handgehaltene Arbeitsmaschine, z.B. Rasenmäher
SOI	Start of Injection; Einspritzbeginn in °KW
SORE	Small Off-Road Engine; Arbeitsmaschinen mit einer Leistung < 19 kW
SP	Spindt
SPVW	Spülvorlagenwirkung
TCO	Temperature Coolant; Kühlmitteltemperatur
TIA	Temperature Air; Umgebungstemperatur
TPS	Throttle Position Sensor; Winkelsensor für Drosselklappenstellung
WUP	Warm Up; Warmlauf in Bezug auf Motortemperatur (TCO)

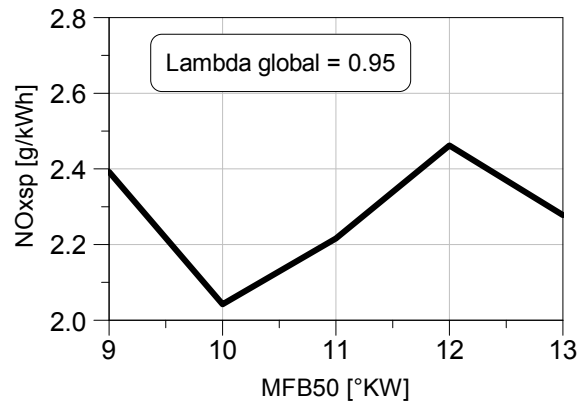
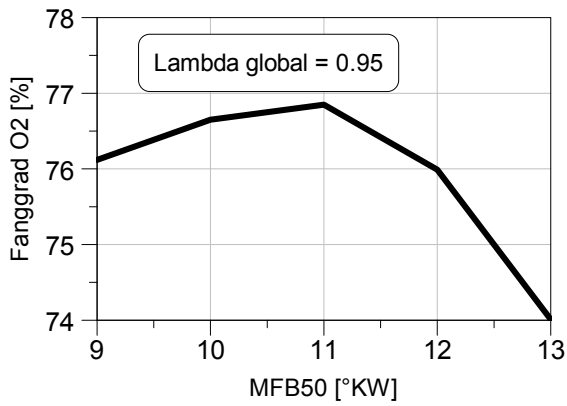
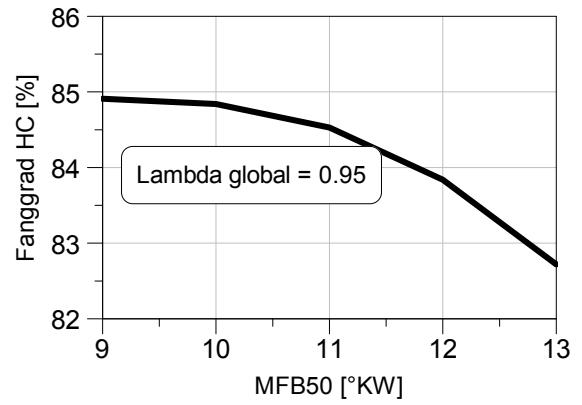
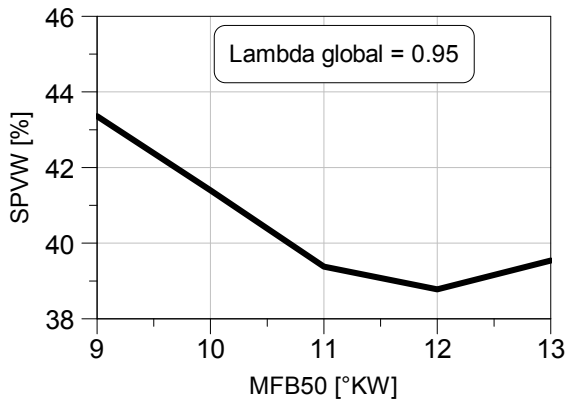
Anhang

Kennfelder des Referenzmotors

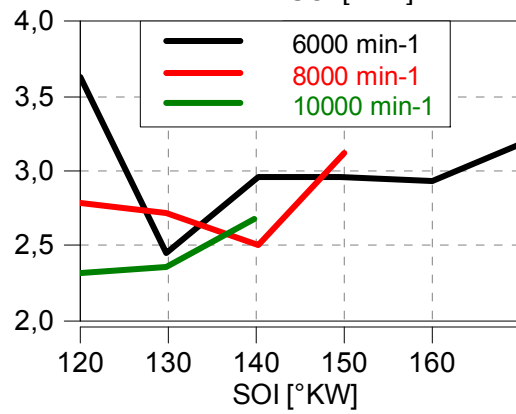
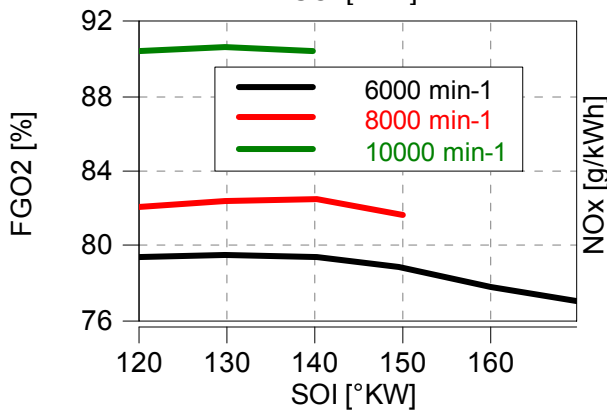
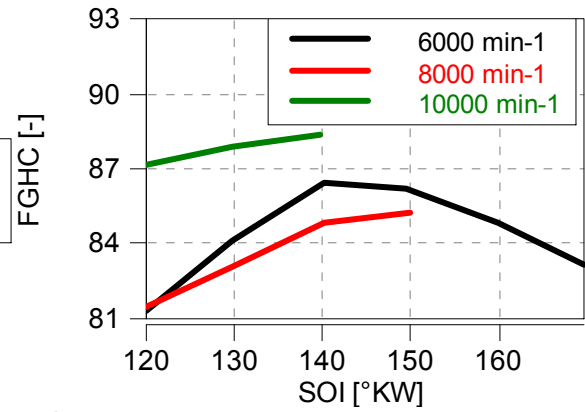
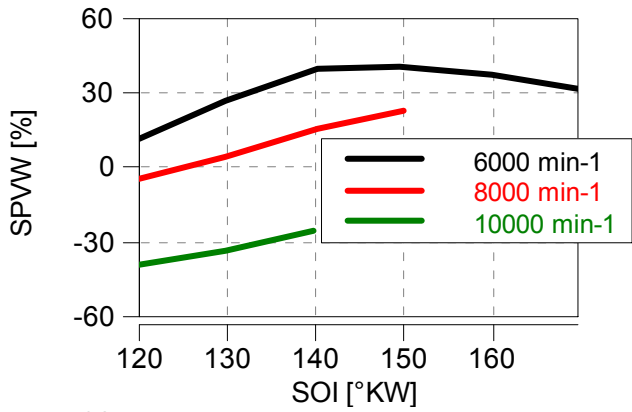


DOI Variation LPDI

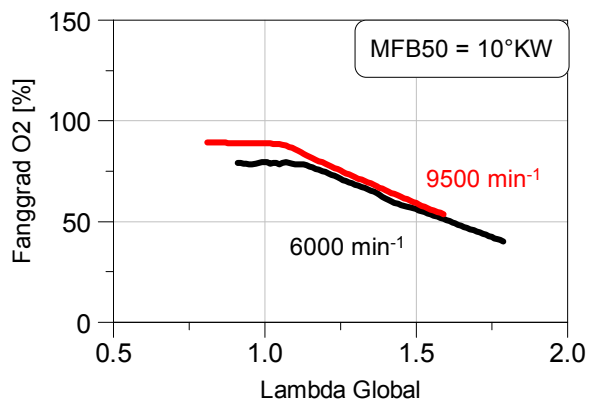
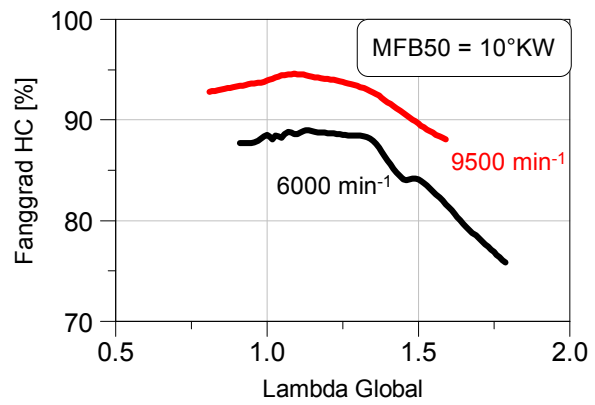
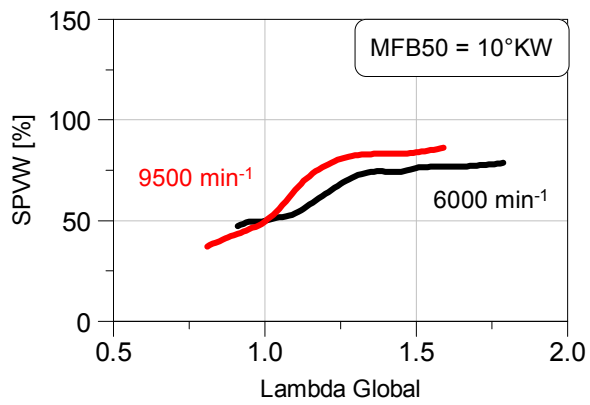
IGA Variation LPDI



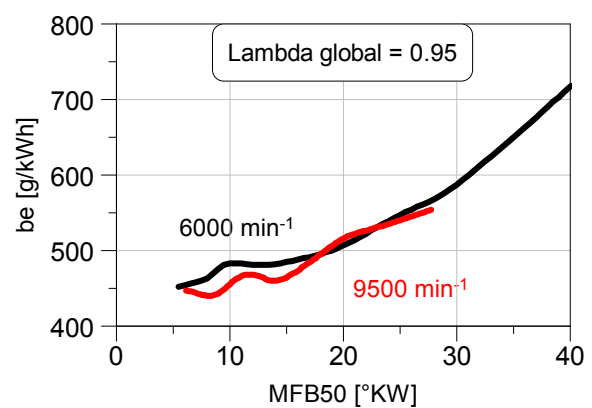
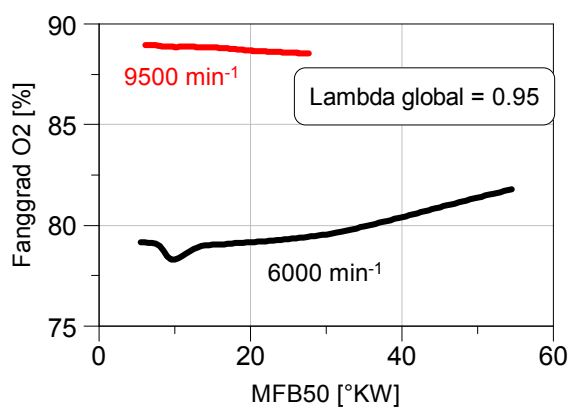
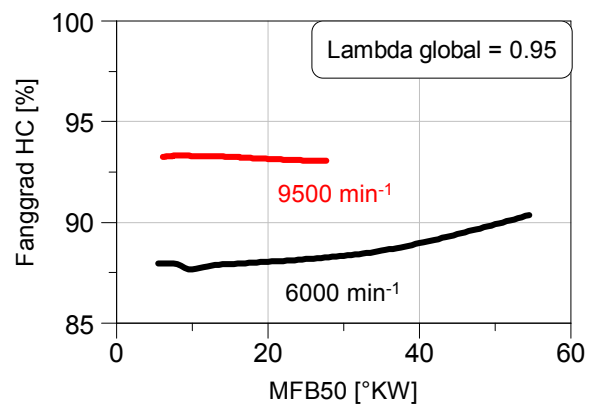
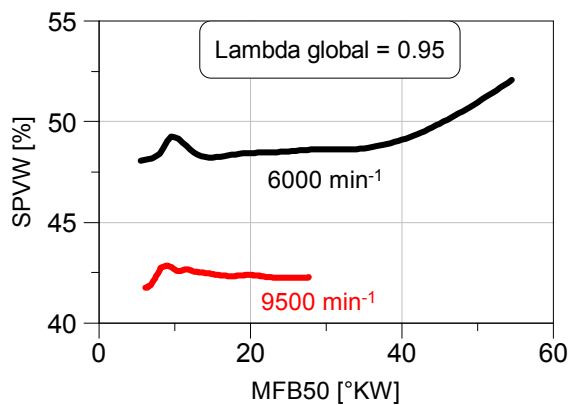
SOI Variation LPDI



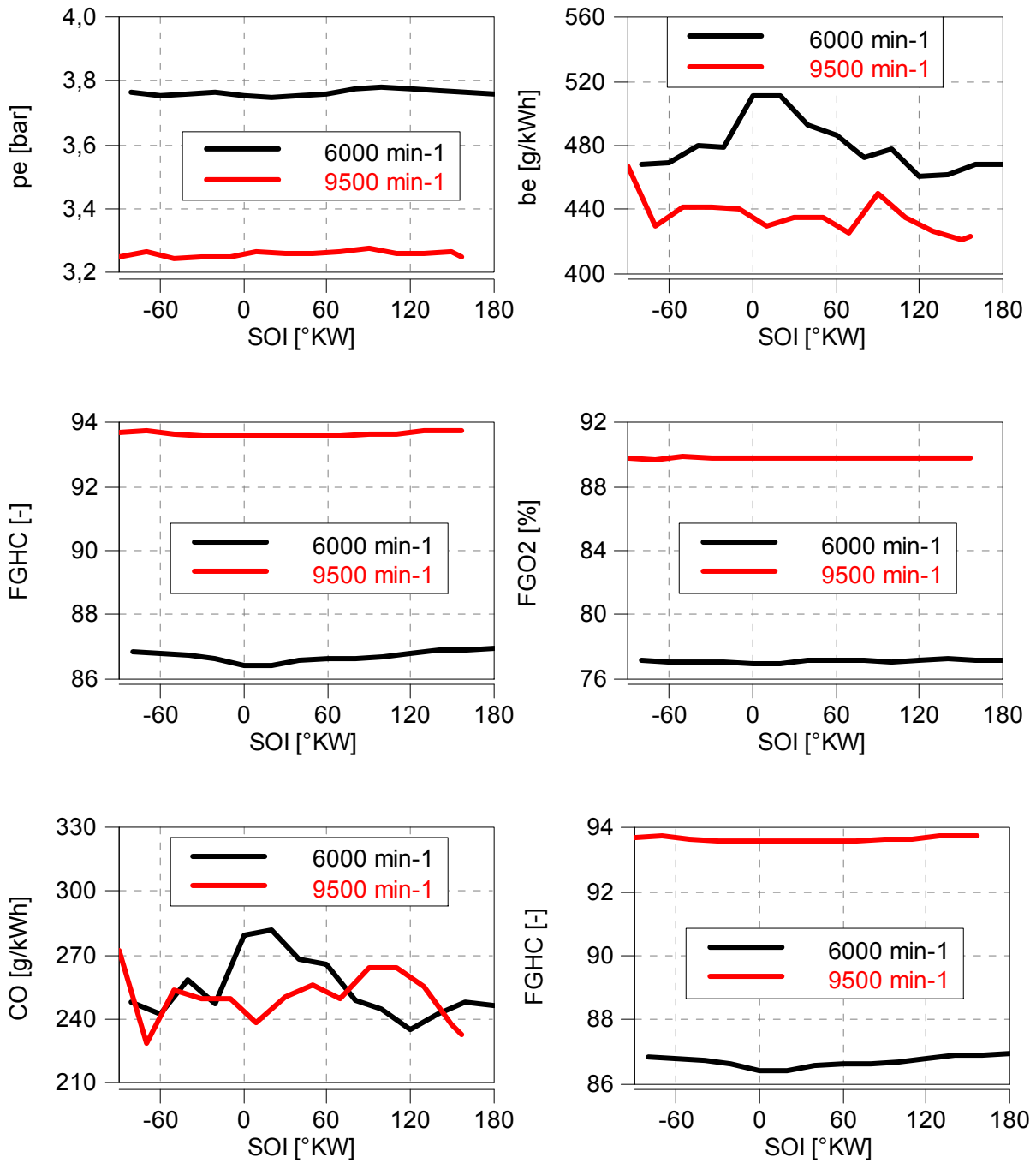
DOI Variation CCI

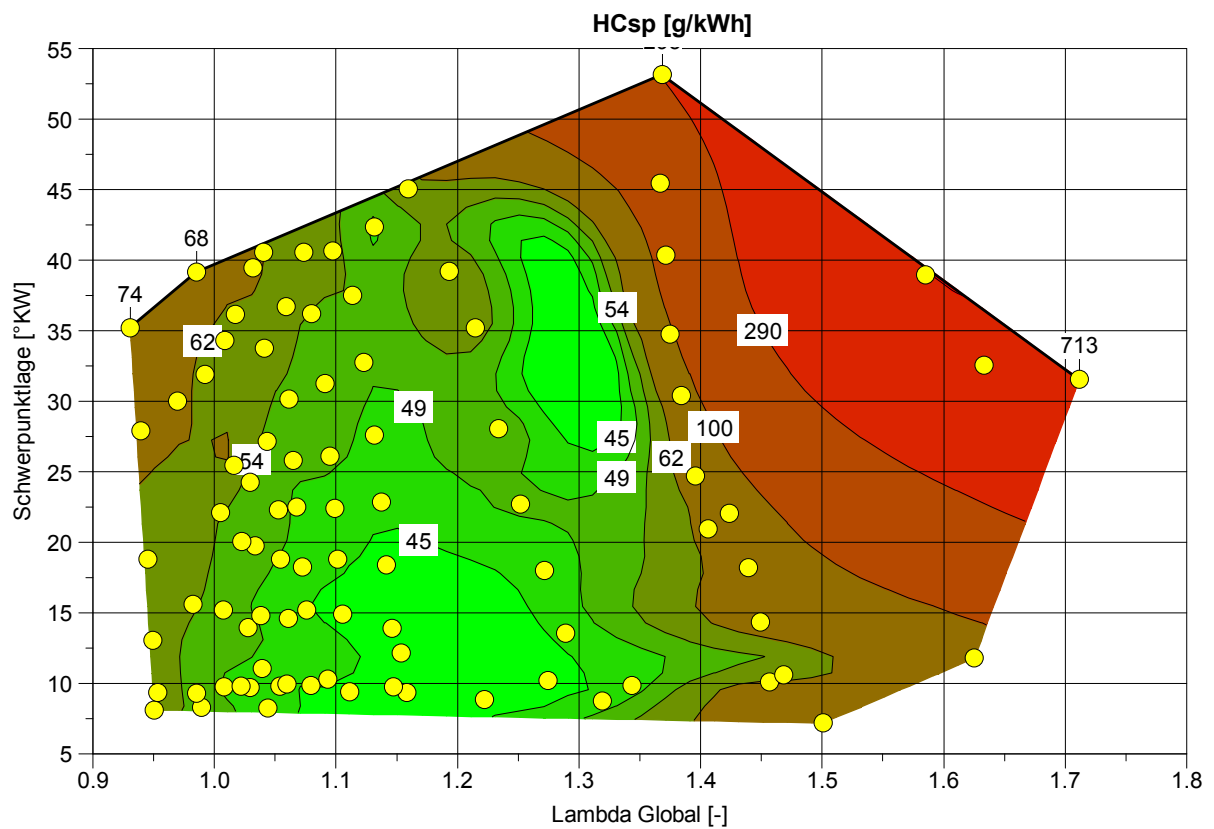
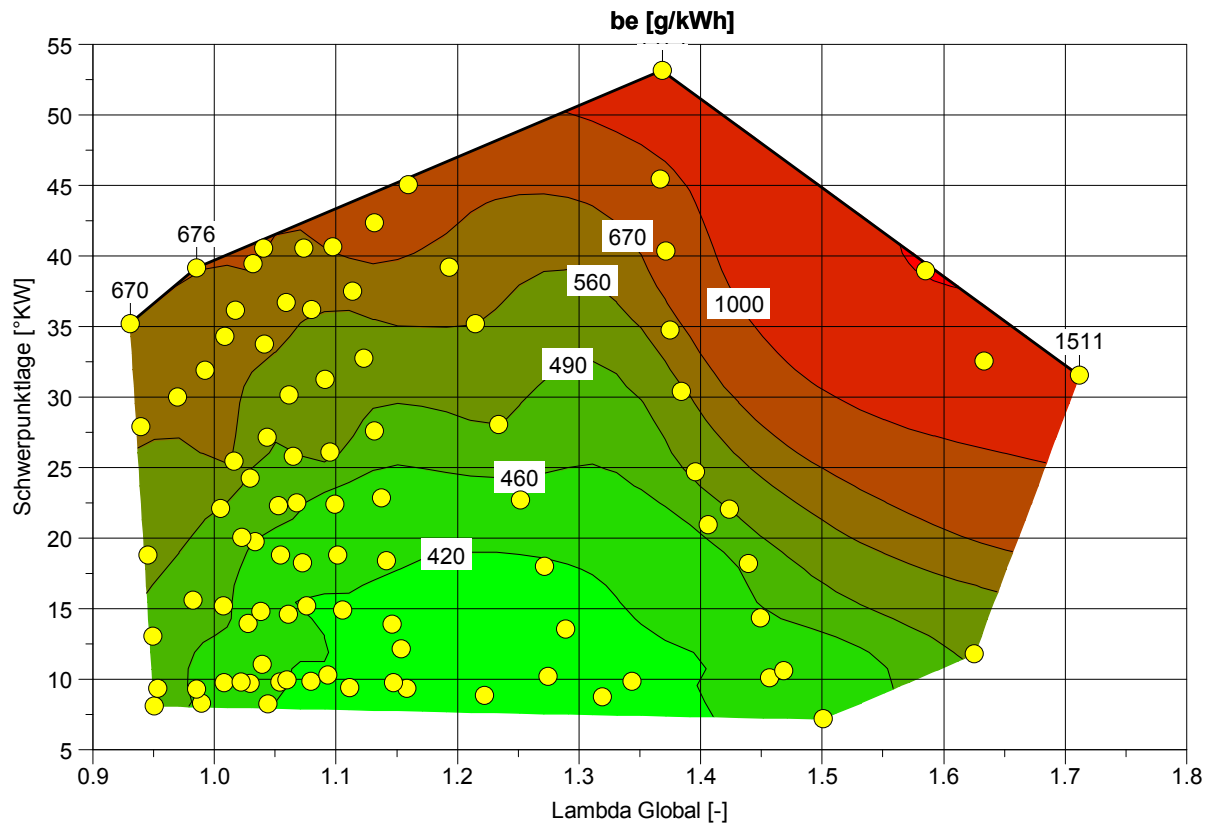


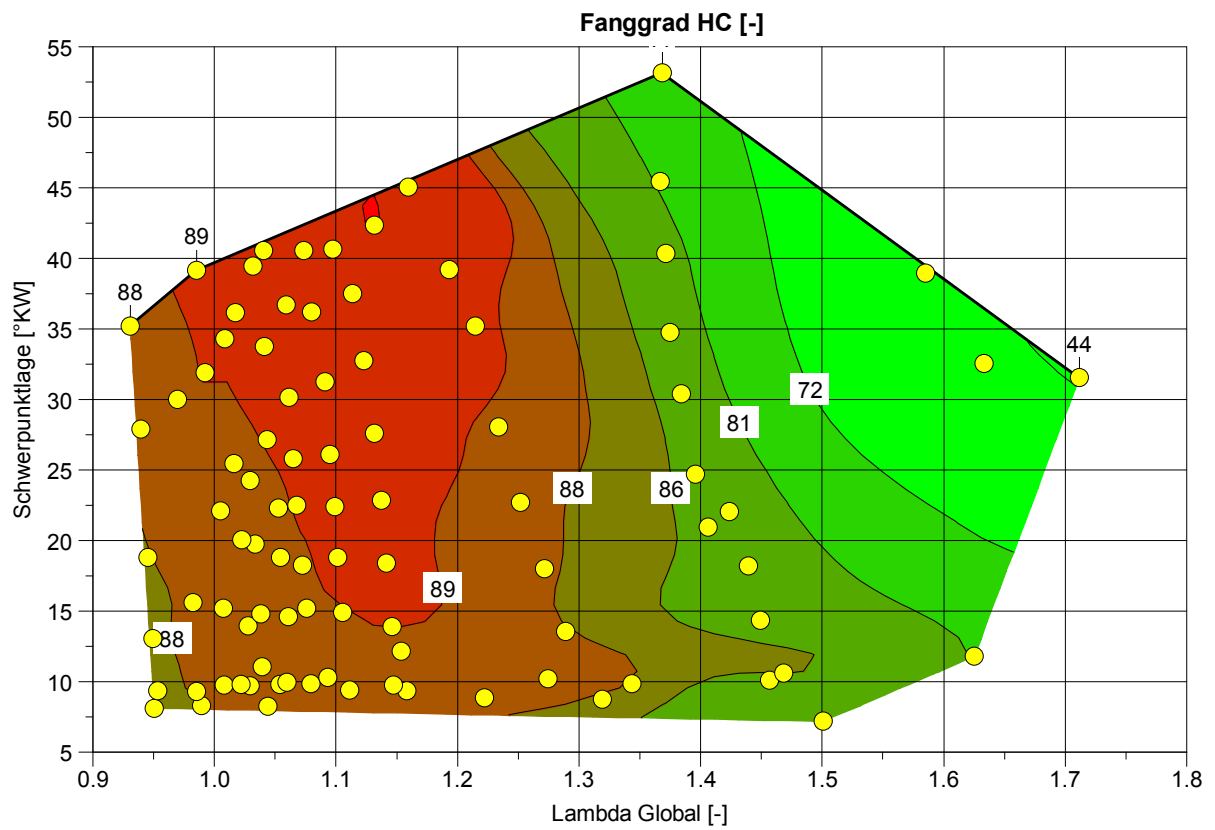
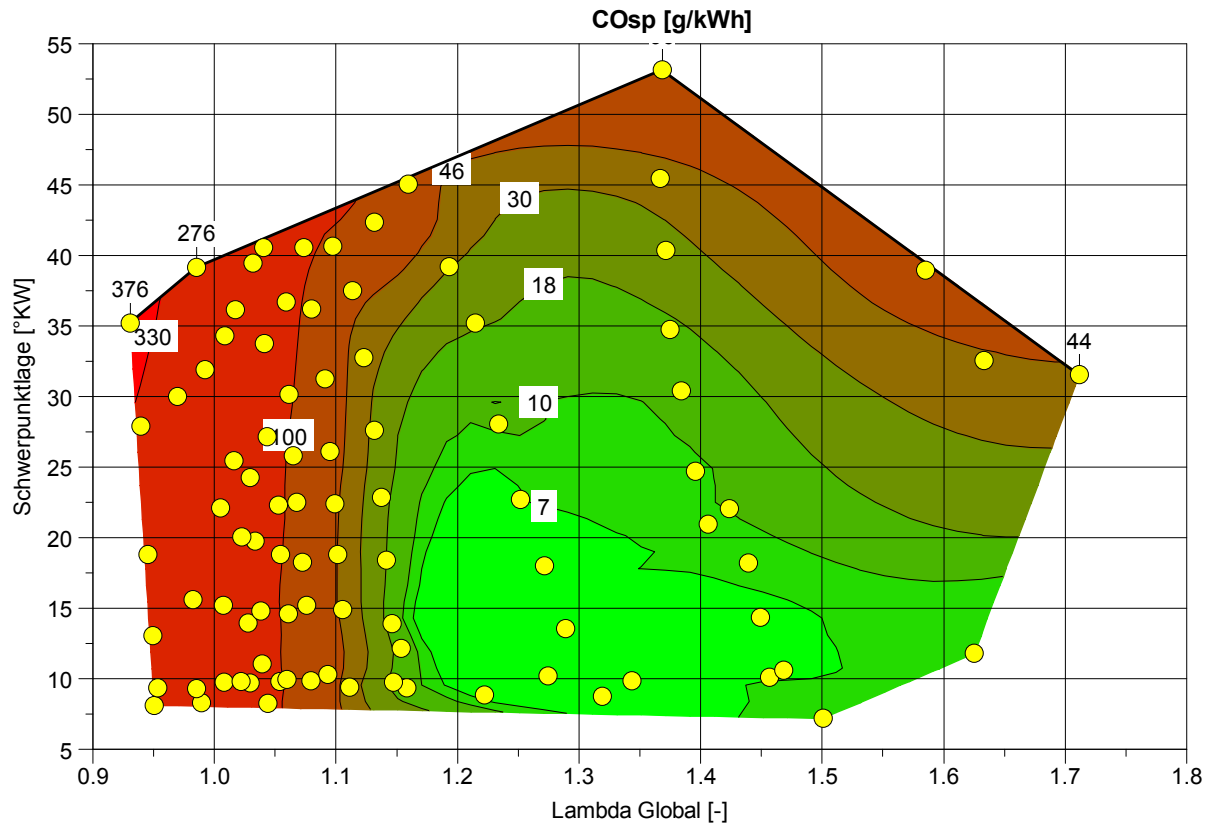
IGA Variation CCI

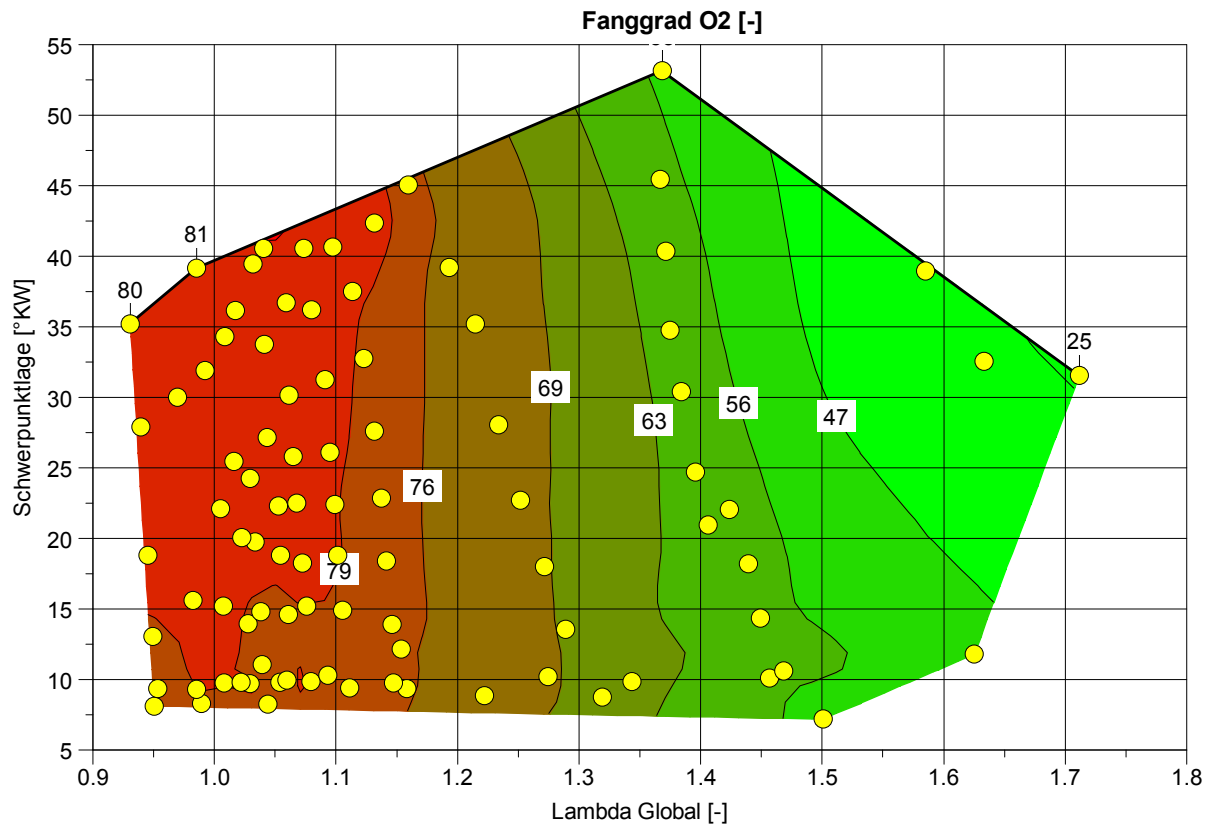


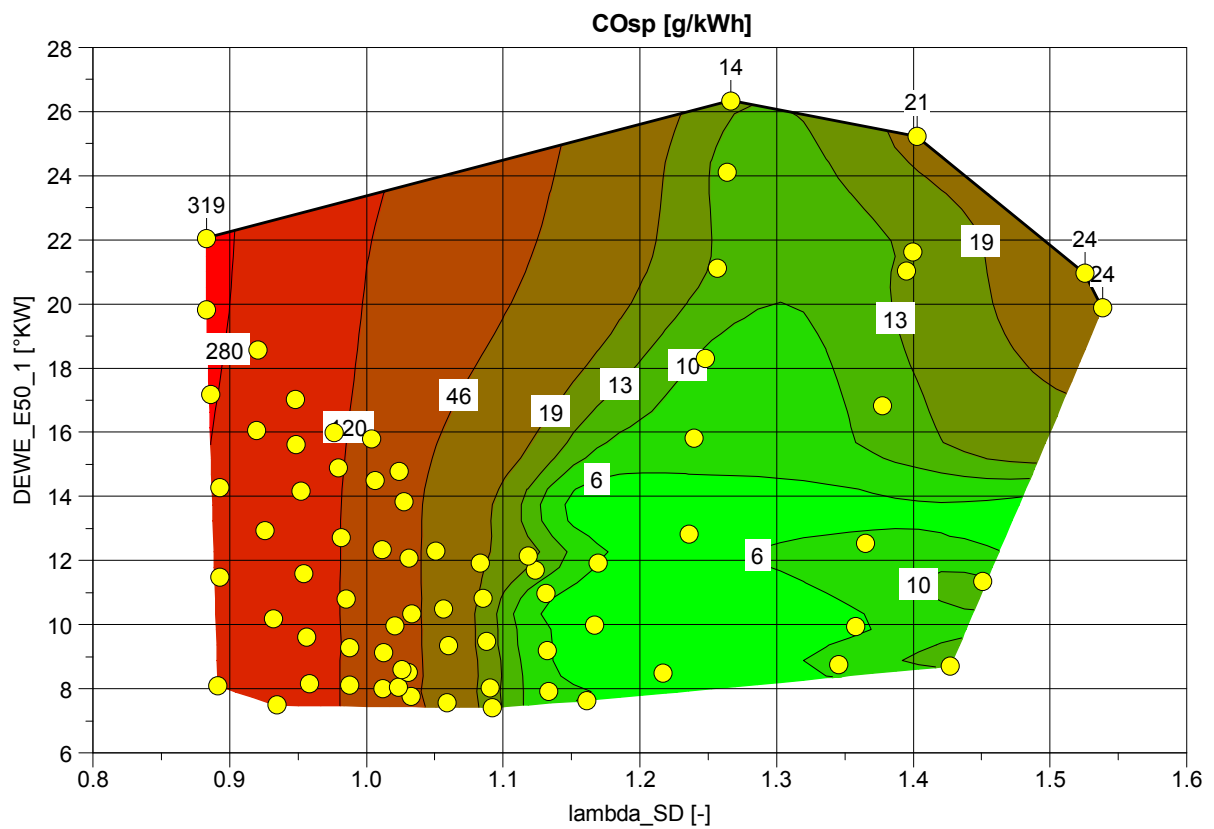
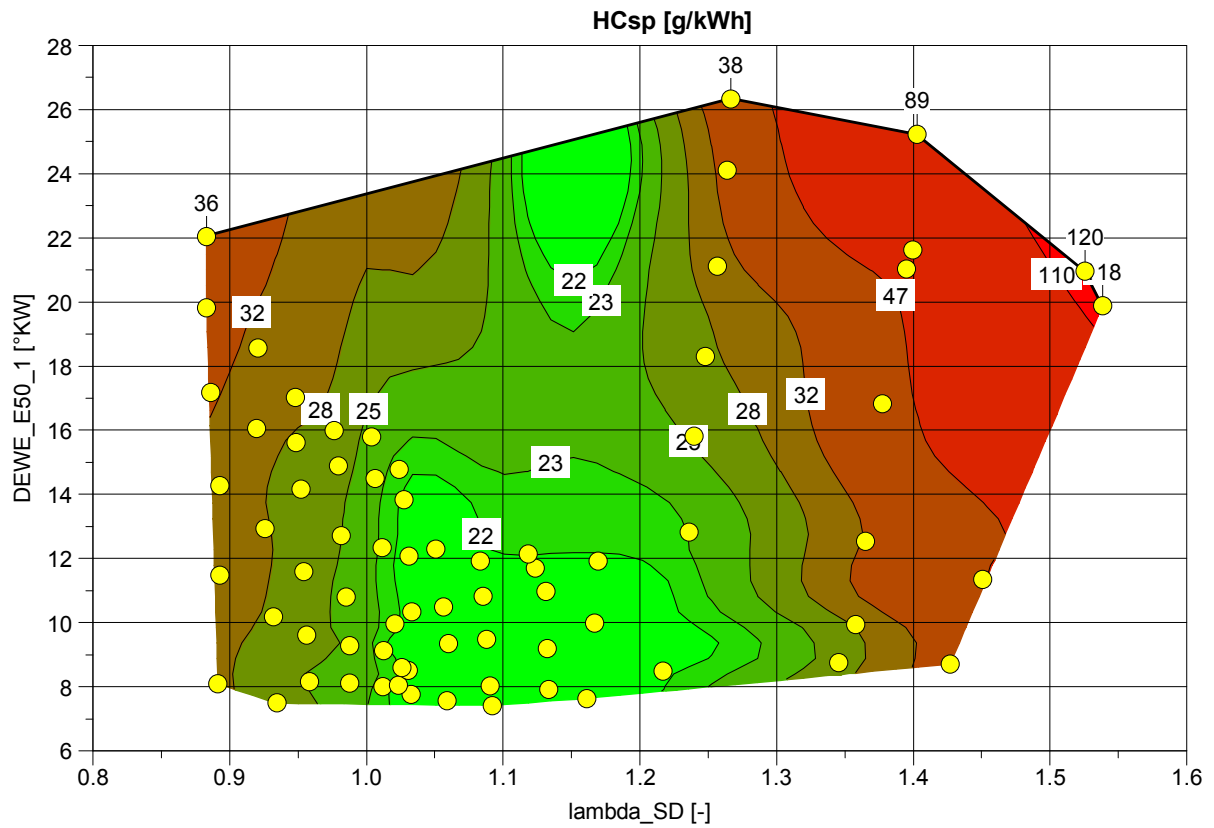
SOI Variation CCI

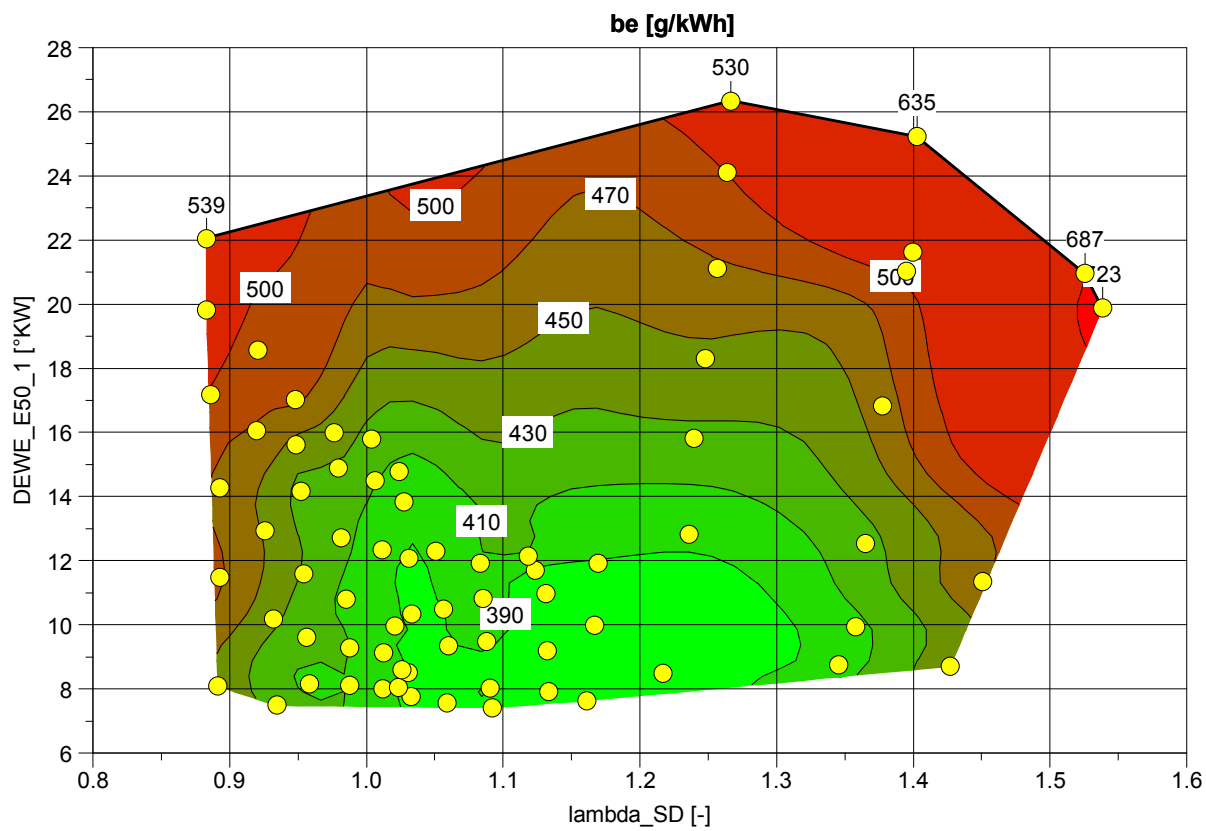
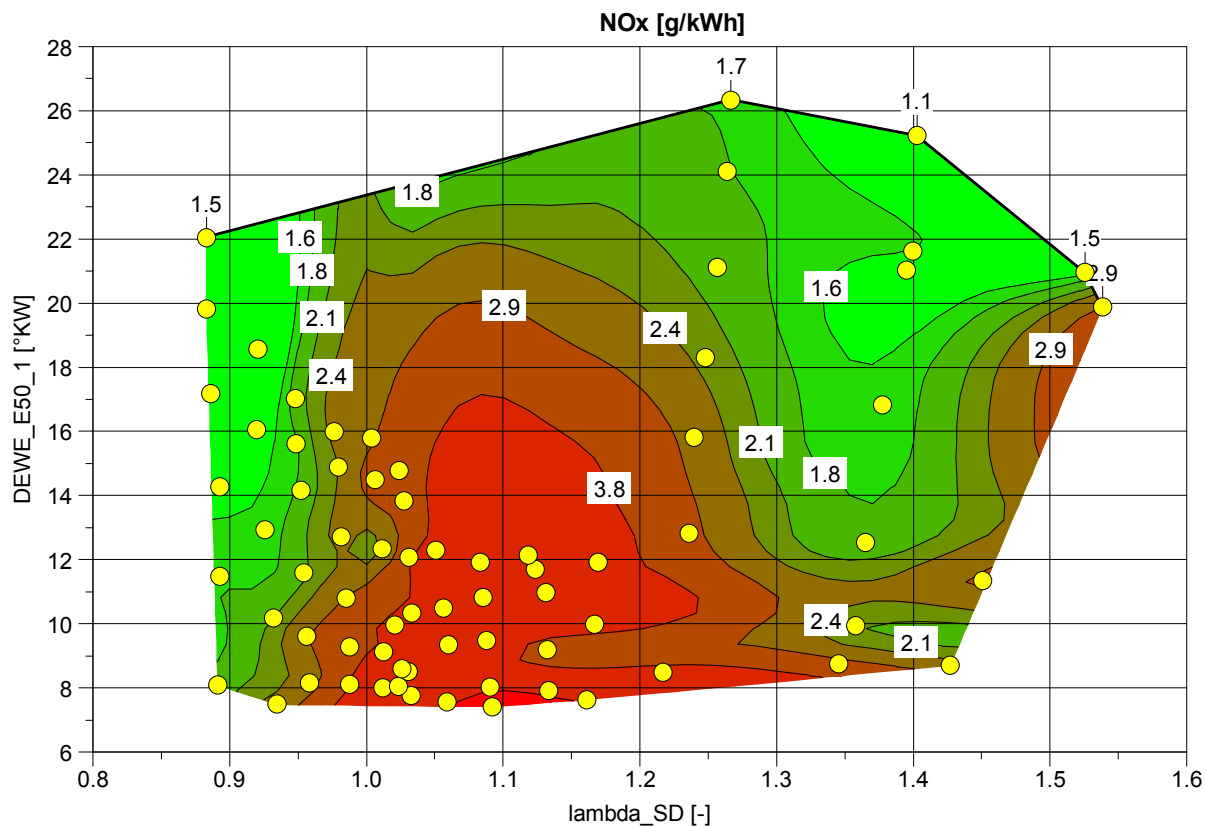


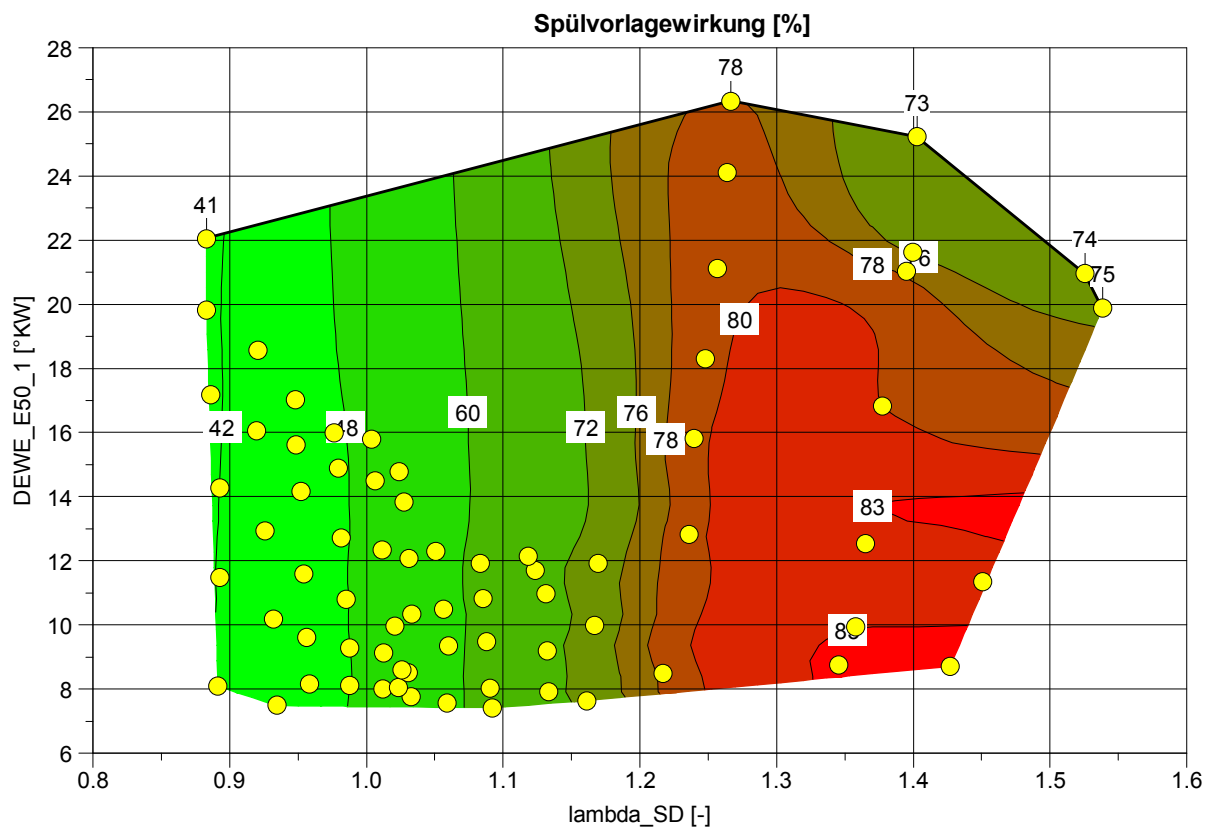
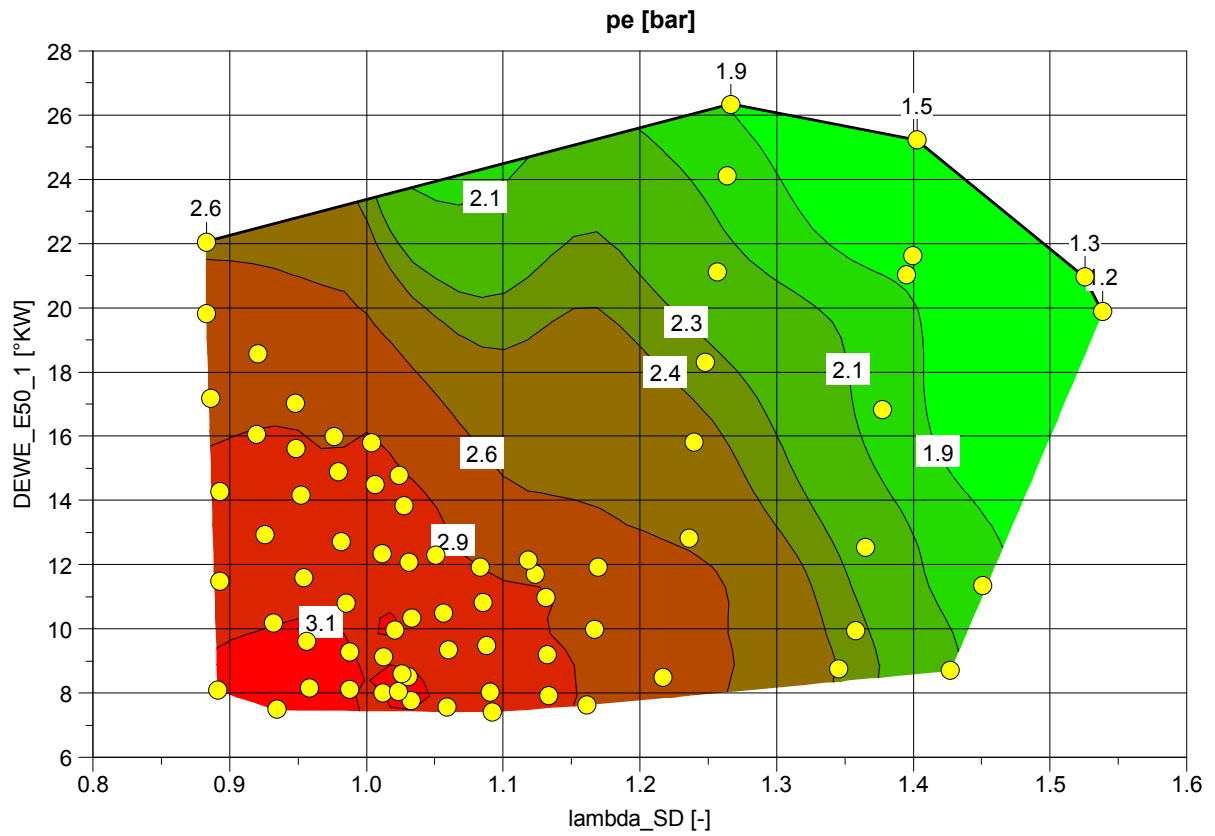
DOI und IGA Variation bei 6000 min^{-1} CCI

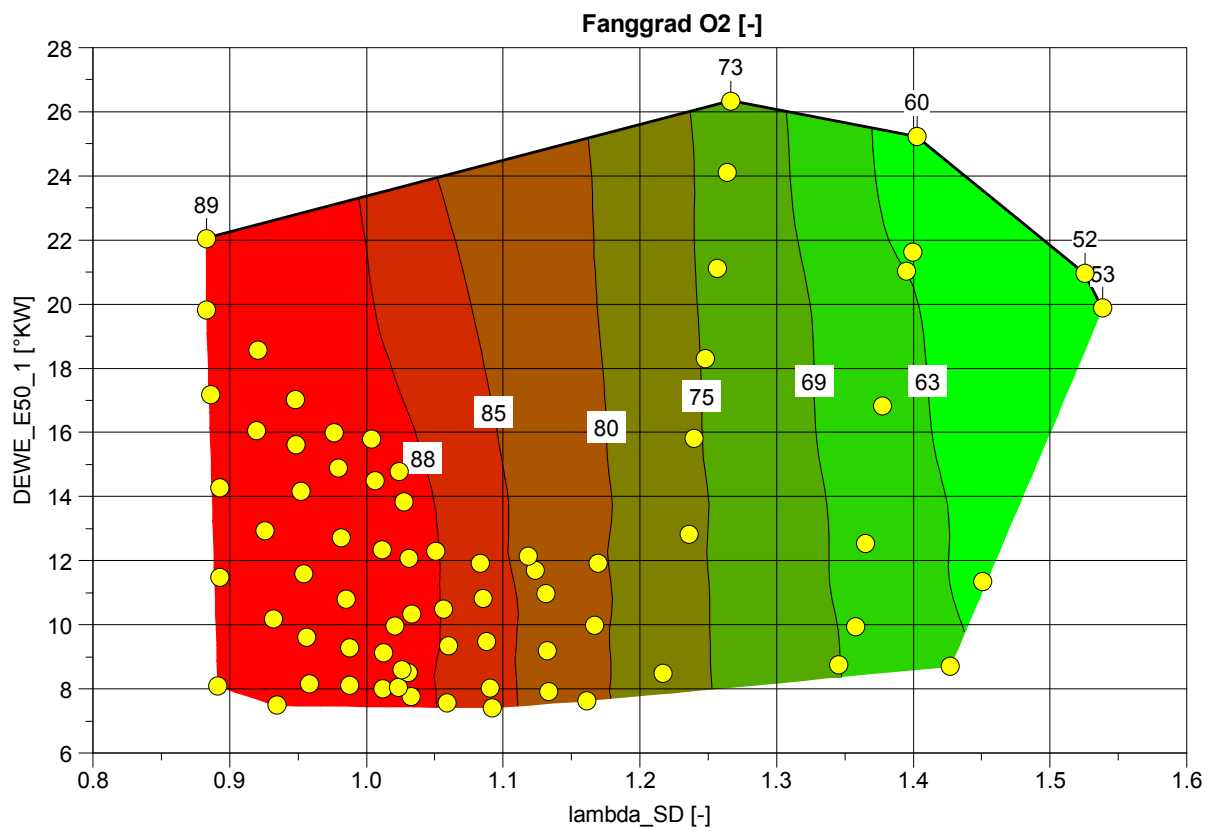
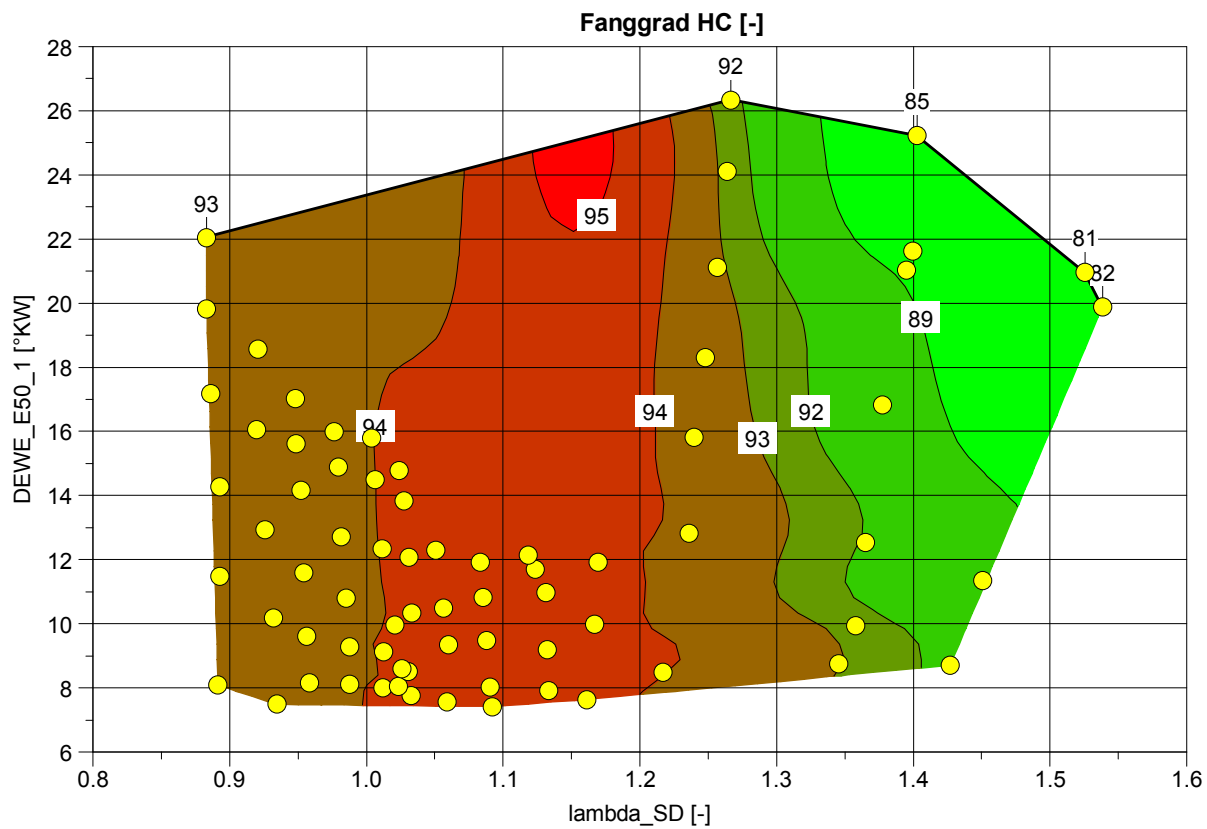




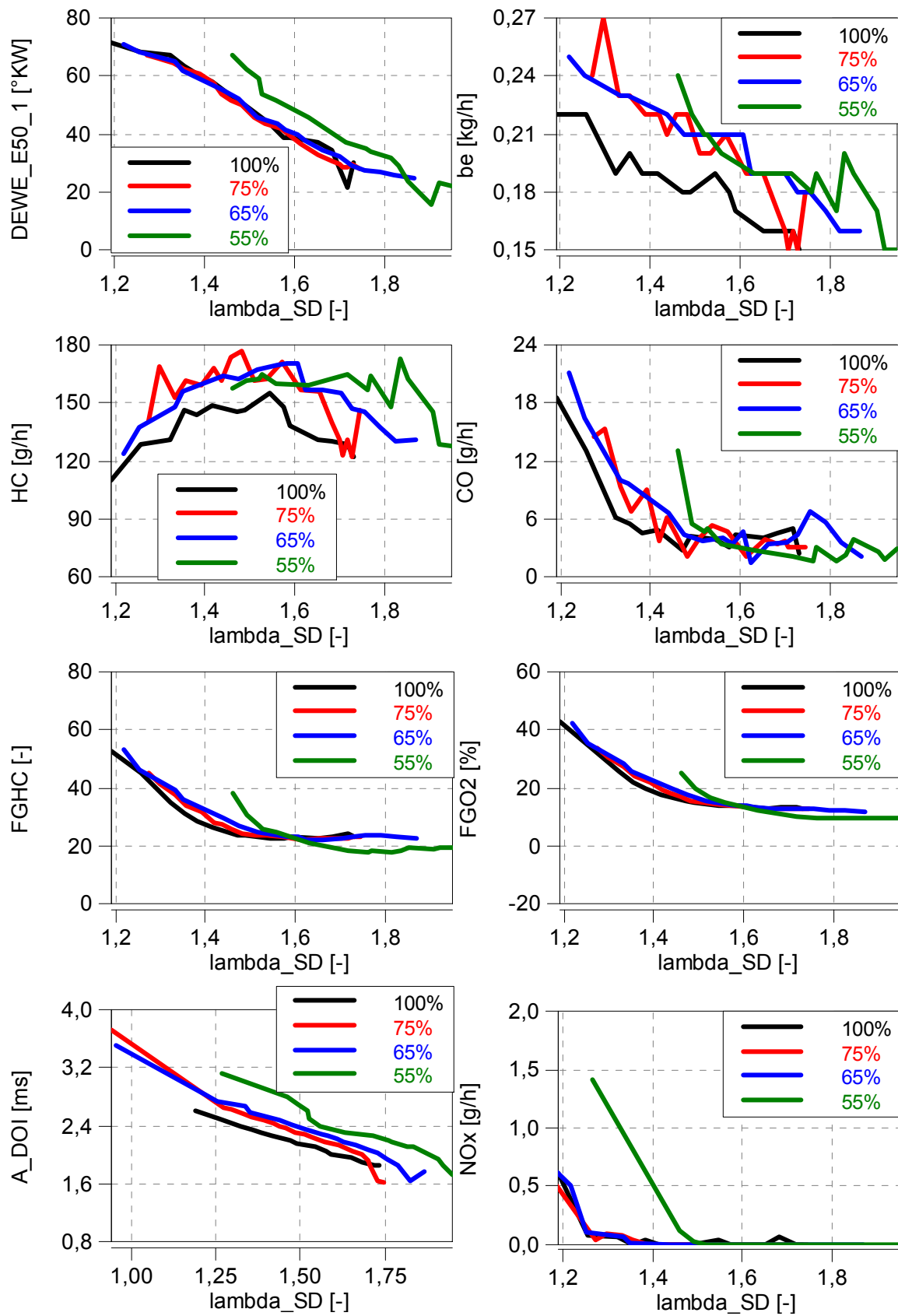
DOI und IGA Variation bei 9500 min⁻¹ CCI







Leerlauf mit weit geöffneter Drosselklappe CCI



Kennfelder und Kennlinie in Tabellen

TPS / N	500	900	1200	1450	1700	1950	2200	2450	2700	2950	3200	3450	3700	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	9500	10000	10500	11000	11500	12000
0,00	4,67	4,67	4,67	4,67	4,23	4,23	4,23	4,23	4,23	3,28	3,28	3,28	3,28	3,28	3,28	3,28	3,28	3,28	3,28	3,28	4,67	4,58	4,50	4,44	4,36	4,30	4,22	4,14	4,08	4,00
0,25	4,67	4,67	4,67	4,67	4,23	4,23	4,23	4,23	4,23	3,28	3,28	3,28	3,28	3,28	3,28	3,28	3,28	3,28	3,28	3,28	4,67	4,58	4,52	4,44	4,38	4,31	4,23	4,17	4,09	4,03
0,50	4,67	4,67	4,67	4,67	4,23	4,23	4,23	4,23	4,23	3,55	3,53	3,53	3,52	3,50	3,77	3,47	3,30	3,30	3,30	3,30	4,67	4,58	4,52	4,45	4,39	4,33	4,25	4,19	4,13	4,06
1,00	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,64	4,59	4,56	4,53	4,48	4,45	4,42	4,38	3,89	3,39	3,36	3,36	3,36	3,36	4,67	4,58	4,52	4,47	4,41	4,34	4,28	4,23	4,17	4,11
1,50	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,42	3,98	3,56	3,36	3,36	3,36	3,36	4,67	4,58	4,53	4,48	4,42	4,38	4,33	4,28	4,22	4,17
2,00	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,45	4,09	3,73	3,73	3,73	3,73	3,73	4,67	4,58	4,53	4,48	4,44	4,41	4,36	4,31	4,27	4,22
2,50	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,45	4,09	3,73	3,73	3,73	3,73	3,73	4,67	4,58	4,55	4,50	4,47	4,44	4,39	4,36	4,31	4,28
3,00	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,67	4,58	4,55	4,52	4,48	4,45	4,42	4,39	4,36	4,33
3,50	5,09	5,09	5,09	5,09	5,09	5,09	5,09	5,09	5,09	5,09	5,09	5,09	5,09	5,09	5,09	5,09	5,09	5,09	5,09	5,08	4,89	4,70	4,67	4,63	4,59	4,55	4,52	4,47	4,44	4,39
4,00	5,52	5,52	5,52	5,52	5,52	5,52	5,52	5,52	5,52	5,52	5,52	5,52	5,52	5,52	5,52	5,52	5,52	5,52	5,52	5,50	5,27	5,03	4,95	4,89	4,81	4,73	4,66	4,59	4,52	4,44
5,00	6,34	6,34	6,34	6,34	6,34	6,34	6,34	6,34	6,34	6,34	6,34	6,34	6,34	6,34	6,34	6,34	6,34	6,34	6,34	6,33	5,89	5,44	4,94	4,53	4,53	4,53	4,53	4,53	4,53	4,53
6,00	7,19	7,19	7,19	7,19	7,19	7,19	7,19	7,19	7,19	7,19	7,19	7,19	7,19	7,19	7,19	7,19	7,19	7,19	7,11	7,03	6,50	5,97	5,42	4,88	4,84	4,80	4,77	4,73	4,69	4,66
7,00	7,98	7,98	7,98	7,98	7,98	7,98	7,98	7,98	7,98	7,98	7,98	7,98	7,98	7,98	7,98	7,98	7,98	7,98	7,78	7,56	7,11	6,64	6,14	5,63	5,42	5,23	5,00	4,92	4,84	4,77
8,00	8,67	8,67	8,67	8,67	8,67	8,67	8,67	8,67	8,67	8,67	8,67	8,67	8,67	8,67	8,67	8,67	8,67	8,67	8,53	8,38	7,80	7,22	6,80	6,38	5,91	5,56	5,17	5,05	4,95	4,88
9,00	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,42	9,45	9,47	8,95	8,42	7,69	6,94	6,27	5,73	5,34	5,08	5,00	4,98
10,00	11,14	11,14	11,14	11,14	11,14	11,14	11,14	11,14	11,14	11,14	11,14	11,14	11,14	11,14	11,14	11,14	11,14	11,14	10,86	10,56	10,02	9,45	8,83	8,20	7,48	6,95	6,36	5,89	5,50	5,31
12,00	13,69	13,69	13,69	13,69	13,69	13,69	13,69	13,69	13,69	13,69	13,69	13,69	13,69	13,69	13,69	13,69	13,69	13,50	13,34	13,19	12,42	11,66	10,86	10,06	9,39	8,69	7,98	7,61	7,22	6,92
15,00	15,63	15,63	15,63	15,63	15,63	15,63	15,63	15,63	15,63	15,63	15,63	15,63	15,63	15,63	15,63	15,63	15,63	15,63	15,61	15,58	14,80	14,02	13,39	12,75	12,17	11,59	11,06	10,67	10,44	10,44
20,00	17,67	17,67	17,67	17,67	17,67	17,67	17,67	17,67	17,67	17,67	17,67	17,67	17,67	17,67	17,67	17,67	17,67	17,66	17,39	17,11	16,33	15,53	14,98	14,44	13,94	13,36	12,72	12,17	11,80	11,80
24,00	18,48	18,48	18,48	18,48	18,48	18,48	18,48	18,48	18,48	18,48	18,48	18,48	18,48	18,48	18,48	18,48	18,48	18,48	18,23	17,97	17,23	16,50	15,86	15,20	14,53	13,94	13,25	12,53	12,11	12,05

Tabelle 5: Luftmassenkennfeld IP_MAF_THR_BAS_CYL_0_N_TPS_RES

TPS / N	500	900	1200	1450	1700	1950	2200	2450	2700	2950	3200	3450	3700	4000	4500	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	9500	10000	10500	11000	11500	12000	
0,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,47	30,47	30,47	31,88	32,81	33,75	34,22	35,16	33,28	33,28	33,28	
0,25	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,47	30,47	30,94	31,41	31,41	31,88	31,88	32,34	32,34	32,34	33,75	34,69	35,63	36,09	37,03	35,16	35,16	35,16	
0,50	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,47	30,47	30,94	31,41	32,34	32,81	33,28	33,28	33,75	33,75	33,75	35,16	36,09	37,03	37,50	38,44	36,56	36,56	36,56	
1,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,47	31,41	31,88	33,28	34,22	35,63	36,56	36,56	37,03	37,03	37,03	38,44	39,38	40,31	40,78	41,72	39,84	39,84	39,84	
1,50	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,94	31,88	32,81	34,69	36,56	38,44	40,31	40,31	40,78	40,78	40,78	42,19	43,13	44,06	44,53	45,47	43,59	43,59	43,59	
2,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	31,41	32,34	33,75	36,09	38,91	41,25	43,59	43,59	44,06	44,06	44,06	45,47	46,41	47,34	47,81	48,75	46,88	46,88	46,88	
2,50	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	31,41	32,81	34,69	37,97	40,78	44,06	46,88	46,88	47,34	47,34	47,34	48,75	49,69	50,63	51,09	52,03	50,16	50,16	50,16	
3,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	31,88	33,75	35,63	39,38	43,13	46,41	50,16	50,16	50,63	50,63	50,63	52,03	52,97	53,91	54,38	55,31	53,44	53,44	53,44	
3,50	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	31,41	32,81	34,22	37,03	39,84	42,66	45,47	45,47	45,94	45,94	45,94	47,34	48,28	49,22	49,69	50,63	48,75	48,75	48,75	
4,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,94	31,88	32,81	34,69	36,56	38,44	40,31	40,31	40,78	40,78	40,78	42,19	43,13	44,06	44,53	45,47	43,59	43,59	43,59	
5,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,94	31,88	32,81	34,22	36,09	37,50	39,38	39,38	39,84	39,84	39,84	41,25	42,19	43,13	43,59	44,53	42,66	42,66	42,66	
6,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,94	31,41	32,34	33,75	35,16	36,56	37,97	37,97	38,44	38,44	38,44	39,84	40,78	41,72	42,19	43,13	41,25	41,25	41,25	
7,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,47	31,41	31,88	33,28	34,69	35,63	37,03	37,03	37,50	37,50	37,50	38,91	39,84	40,78	41,25	42,19	40,31	40,31	40,31	
8,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,47	30,94	31,41	32,34	33,28	34,22	35,16	35,16	35,63	35,63	35,63	37,03	37,97	38,91	39,38	40,31	38,44	38,44	38,44	
9,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,47	30,47	30,94	31,41	32,34	32,81	34,69	34,69	35,16	35,16	35,16	36,56	37,50	38,44	38,91	39,84	37,97	37,97	37,97	
10,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,47	30,94	31,41	31,88	32,81	33,28	34,22	34,22	34,69	34,69	34,69	36,09	37,03	37,97	38,44	39,38	37,50	37,50	37,50	
12,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,47	30,47	30,47	30,94	30,94	31,41	31,41	31,88	31,88	31,88	33,28	34,22	35,16	35,63	36,56	34,69	34,69	34,69	
15,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,47	30,47	30,47	30,47	30,94	30,94	30,94	32,34	33,28	34,22	34,69	35,63	33,75	33,75	33,75	
20,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,47	30,47	30,47	31,88	32,81	33,75	34,22	35,16	33,28	33,28	33,28
24,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,00	30,47	30,47	30,47	31,88	32,81	33,75	34,22	35,16	33,28	33,28	33,28

Tabelle 6: Zündkennfeld IP_IGA_BAS_N_TPS_RES

TPS / N	1472	3008	4032	6016	8000	9024	9984	12032
0	140,16	140,16	140,16	140,16	144,84	150	150	150
1	140,16	140,16	140,16	140,16	144,84	150	150	150
2	140,16	140,16	140,16	140,16	144,84	150	150	150
5	140,16	140,16	140,16	140,16	144,84	150	150	150
8	140,16	140,16	140,16	140,16	144,84	150	150	150
10	140,16	140,16	140,16	140,16	144,84	150	150	150
15	140,16	140,16	140,16	140,16	144,84	150	150	150
24	140,16	140,16	140,16	140,16	144,84	150	150	150

Tabelle 7: Einspritzzeitpunkt IP_SOI_INJBK_COLD__N_64__TPS

TCO_ST / TCO	-40	0	40	70	100	130	160	190
-30	0,4219	0,3828	0,3203	0,2813	0,2188	0,1563	0,0781	0
-10	0,4219	0,3828	0,3203	0,2813	0,2188	0,1563	0,0781	0
0	0,4219	0,3828	0,3203	0,2813	0,2188	0,1563	0,0781	0
10	0,4219	0,3828	0,3203	0,2813	0,2188	0,1563	0,0781	0
20	0,4219	0,3828	0,3203	0,2813	0,2188	0,1563	0,0781	0
30	0,4219	0,3828	0,3203	0,2813	0,2188	0,1563	0,0781	0
50	0,4219	0,3828	0,3203	0,2813	0,2188	0,1563	0,0781	0
65	0,4219	0,3828	0,3203	0,2813	0,2188	0,1563	0,0781	0

Tabelle 8: Warmlaufkorrektur IP_MFF_WUP_COR__TCO__TCO_ST

MAF / N	1472	3008	4032	6016	8000	9024	9984	12032
1	0,45	0,45	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
2	0,45	0,45	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
6	0,45	0,45	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
8	0,45	0,45	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
10	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
20	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50

Tabelle 9: Warmlaufkorrektor Drehzahl IP_MFF_WUP_COR__N__MAF_MV

TCO / N	0	64	448	896	1216	1600	1984	2304
-40	7,13	7,13	7,13	7,13	6,38	6,38	4,78	4,78
0	7,13	7,13	7,13	7,13	6,38	6,38	4,78	4,78
40	5,81	5,81	5,81	5,81	5,22	5,22	3,91	3,91
70	4,69	4,69	4,69	4,69	4,22	4,22	3,19	3,19
100	3,78	3,78	3,78	3,78	3,38	3,38	2,53	2,53
130	2,94	2,94	2,94	2,94	2,66	2,66	1,97	1,97
160	1,94	1,94	1,94	1,94	1,75	1,75	1,31	1,31
190	1,63	1,63	1,63	1,63	1,47	1,47	1,09	1,09

Tabelle 10: Startkennfeld IP_MFF_CST__N_64__TCO

TCO / CYC	5	10	20	50	80	100	500	1000
-40	3,00	3,00	2,97	2,88	2,78	2,72	1,50	0,00
0	3,00	3,00	2,97	2,88	2,78	2,72	1,50	0,00
40	3,00	3,00	2,97	2,88	2,78	2,72	1,50	0,00
70	3,00	3,00	2,97	2,88	2,78	2,72	1,50	0,00
100	3,00	3,00	2,97	2,88	2,78	2,72	1,50	0,00
130	3,00	3,00	2,97	2,88	2,78	2,72	1,50	0,00
160	3,00	3,00	2,97	2,88	2,78	2,72	1,50	0,00
190	3,00	3,00	2,97	2,88	2,78	2,72	1,50	0,00

Tabelle 11: After-Start Kennfeld IP_ADD_MFF_AST_CYC_CAST_TCO

Zyklus	1	10	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
Multiplikator	1,00	0,97	0,91	0,88	0,79	0,73	0,69	0,63	0,54	0,50	0,50	0,50

Tabelle 12: Überflutkennlinie ID_MFF_CST_DEAC_CYC_CAST

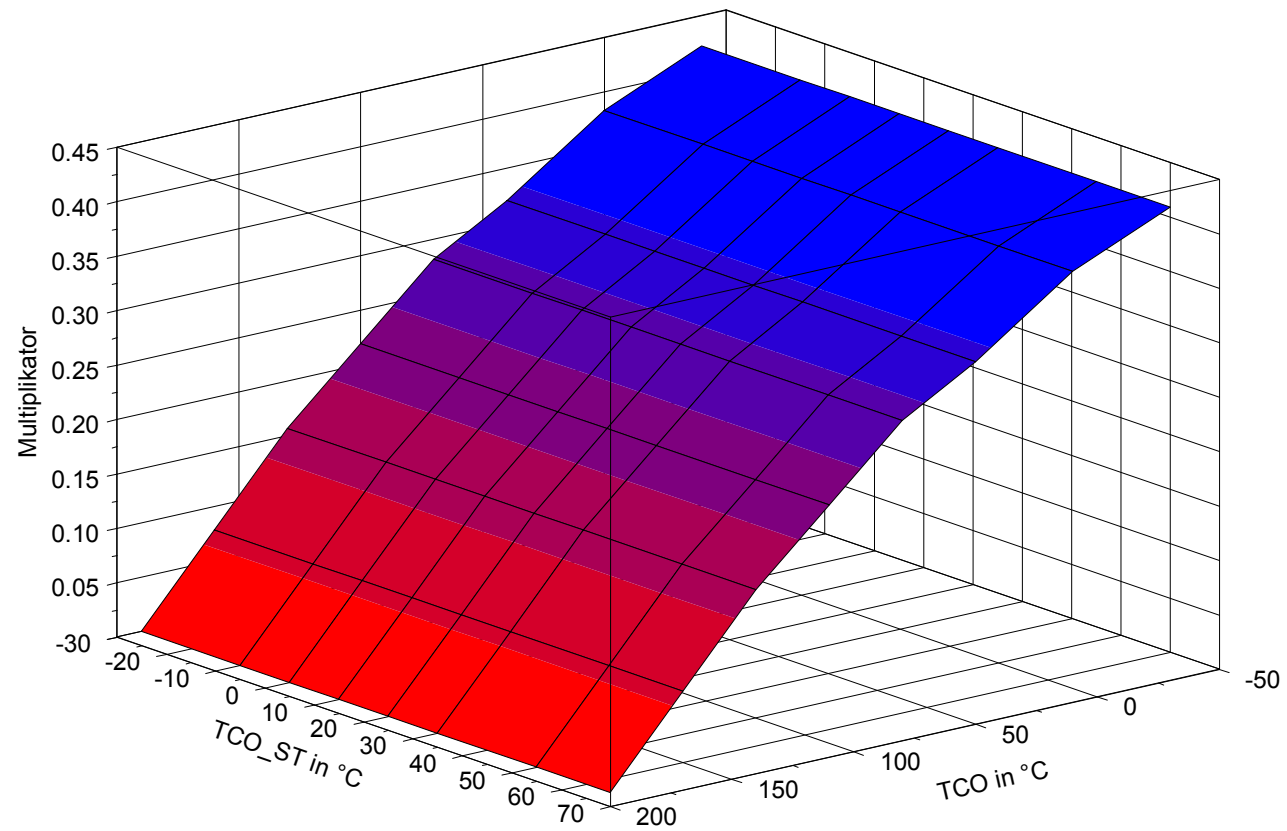
TCO	-40	0	40	70	100	130	160	190
Multiplikator	0,500	0,551	0,602	0,648	0,699	0,801	0,898	1,000

Tabelle 13: Restartkennlinie IP_FAC_ST_REST_TCO

TCO	-40	0	40	70	100	130	160	190
LGRD	0,031	0,031	0,031	0,031	0,031	0,031	0,031	0,031

Tabelle 14: AST-Übergangsgradient IP_MFF_LGRD_AST_TCO

Kennfelder und Kennlinien in Diagrammen



Warmlaufkorrekturkennfeld IP_MFF_WUP_COR_TCO_TCO_ST

