



**Diplomarbeit**

**KONZEPTENTWICKLUNG ZUR ANWENDUNG VON  
ABGASRÜCKFÜHRUNG AN KLEINVOLUMIGEN  
OTTOMOTOREN**

eingereicht am  
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik  
an der Technischen Universität Graz

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

Gerd Neumann

November 2011

Betreuender Professor: Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut EICHLSEDER  
Betreuender Assistent: Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland KIRCHBERGER  
Betreuender Assistent: Dipl.-Ing. Tromayer Jürgen

---

## **Vorwort**

Diese Diplomarbeit entstand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Fachbereich Konstruktion und Auslegung, im Rahmen eines Auftrages zur Überarbeitung eines luftgekühlten 50 cm<sup>3</sup> Viertaktmotors mit CVT-Getriebe zur Leistungssteigerung und Einhaltung der EURO 3 Abgasgesetzgebung.

Ich bedanke mich beim Vorstand des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. Helmut Eichlseder, und beim Leiter des Fachbereiches Konstruktion und Auslegung, Herrn Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchberger für die Ermöglichung der Durchführung dieser Arbeit.

Ebenso gilt mein Dank Herrn Dipl.-Ing. Jürgen Tromayer, der mich während der Durchführung betreute, für seine Unterstützung und Hilfe bei allen technischen Fragen.

Mein größter und auch wichtigster Dank gilt meiner Familie, meinen Eltern, die mir die Schulausbildung und das Studium ermöglicht haben. Ganz besonders danken möchte ich abschließend meiner liebevollen Freundin Bettina für ihre Geduld und Hilfestellung bei der Erstellung dieser Arbeit.

Graz, November 2011

---

## EIDESSTÄTLICHE 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 entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am .....  
.....  
(Unterschrift)

## STATUTORY DECLARATION

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

.....  
date .....  
.....  
(signature)

---

## Kurzfassung

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurden Konzepte zur Anwendung von Abgasrückführung (AGR) zum Zweck der Reduktion von Stickoxidemissionen an kleinvolumigen ( $50\text{ cm}^3$  bzw.  $125\text{ cm}^3$ ) Viertakt-Ottomotoren ausgelegt und experimentell untersucht.

Zur Bedarfserhebung der Abgasrückführung wurden zu Beginn der Arbeit die geltenden und kommenden gesetzlichen Bestimmungen betrachtet. Im Anschluss daran wurde das Emissionsverhalten von zwei Referenzfahrzeugen dargestellt. Bei diesen Referenzfahrzeugen handelt es sich um sogenannte Low-Cost-Fahrzeuge aus Industrieprojekten, die am Institut für Verbrennungskraftmaschinen der TU Graz durchgeführt wurden. Die durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, dass auch mit einfachen Mitteln der Schadstoffausstoß so weit reduziert werden kann, dass die gesetzlichen Bestimmungen eingehalten werden können. Im Rahmen der Entwicklungstätigkeiten zum Thema Emissionsreduktion an kleinvolumigen Ottomotoren wurde erstmalig ein AGR-System implementiert. Anhand zweier Referenzfahrzeuge wurde gezeigt, inwieweit die Anwendung dieser Technologien den Schadstoffausstoß reduzieren kann. Während der Untersuchungen hinsichtlich des Einsatzes von AGR zur reinen Schadstoffreduzierung entstand die Idee einer speziellen Anwendung der AGR zur Leistungsdrosselung, um gesetzlich vorgeschriebene Fahrzeughöchstgeschwindigkeiten einzuhalten. Die Konzeptentwicklung einer solchen Leistungsdrosselung mittels eines Prüflings am Motorenprüfstand stellte somit eine der Kernaufgaben dieser Diplomarbeit dar. Für die notwendigen experimentellen Untersuchungen wurde ein variables System zur Bemessung des rückgeführten Abgasmassenstromes konstruiert. Anhand dieses Messaufbaus wurde die Wirkungsweise unterschiedlicher Methoden der Leistungsdrosselung dargestellt. Basierend darauf wurde im Anschluss eine Abschätzung der Auswirkungen der AGR auf den Schadstoffausstoß im Fahrzyklus vorgenommen.

Es konnte gezeigt werden, dass durch die optimierte Methode der Leistungsdrosselung mithilfe von AGR, die Emissionsgrenzwerte der vorgeschlagenen EURO 4 Abgasgesetzgebung auch mit Low-Cost-Fahrzeugen eingehalten werden können.

## Abstract:

The aim of this diploma thesis was the development of concepts for the reduction of nitrogen oxide emissions of small capacity ( $50\text{ cm}^3$  and  $125\text{ cm}^3$ ) four-stroke engines by exhaust gas recirculation (EGR).

First, the current and upcoming regulations regarding EGR were reviewed, followed by a summary of the emission behavior of two reference vehicles. They are low-cost vehicles of an industrial project carried out at the Institute of Internal Combustion Engines and Thermodynamics at Graz University of Technology. Previous investigations have shown that even simple emission reduction technologies can help to meet legal requirements. During the development work on the topic of emission reduction of small capacity SI-engines a novel EGR system was implemented. The benefit of the application of these technologies was demonstrated with two test vehicles. During the investigations of EGR for emission reduction, the idea to use the EGR system also for throttling the engine performance in order to meet the legally prescribed vehicle speed limits arose. Subsequently, the concept development of an EGR application for speed limiting was one of the key tasks of this thesis. For the required experimental investigations a variable EGR-system was designed. This measurement setup was then used for fundamental research on different methods of power reduction. With the results of these studies an assessment of the effects of EGR on the emissions and fuel consumption during the driving cycle could be given.

Finally, it could be shown that with an optimized throttling of engine power by EGR low-cost vehicles are also in the position to contribute to meeting the proposed emission limits of EURO 4 legislation.

---

---

# Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
1.1	Emissionsgesetzgebung für Motorräder in Europa.....	2
1.1.1	Fahrzeuge mit Motoren bis 50 cm <sup>3</sup> Hubraum.....	2
1.1.2	Fahrzeuge mit Motoren von 50 cm <sup>3</sup> bis 150 cm <sup>3</sup> Hubraum.....	5
2	Grundlagen der Verbrennungskraftmaschine und Schadstoffbildung.....	7
2.1	Das Arbeitsverfahren des konventionellen Viertakt-Ottomotors.....	7
2.1.1	Kenngößen.....	8
2.2	Schadstoffbildung.....	12
2.2.1	Kohlendioxid (CO <sub>2</sub> ).....	13
2.2.2	Kohlenmonoxid (CO).....	14
2.2.3	Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC).....	15
2.2.4	Stickoxide (NO <sub>x</sub> ).....	16
3	Basisvermessung.....	18
3.1	Der Zweiradrollenprüfstand.....	18
3.2	50 cm <sup>3</sup> Testfahrzeug.....	19
3.3	Ergebnis der Basisvermessung des 50 cm <sup>3</sup> Fahrzeuges.....	19
3.4	125 cm <sup>3</sup> Testfahrzeug.....	23
3.5	Ergebnis der Basisvermessung des 125 cm <sup>3</sup> Fahrzeuges.....	23
4	Maßnahmen zur Schadstoffreduzierung und Leistungssteigerung bei Low-Cost-Zweiradfahrzeugen.....	27
4.1	Optimierung der Gemischbildung.....	27
4.1.1	Vergaser.....	28
4.2	Abgasnachbehandlung.....	30
4.2.1	Katalysator.....	31
4.2.2	Oxidationskatalysator mit Sekundärluftzufuhr.....	32
4.2.3	Reduktionskatalysator, Sekundärluftzufuhr und Oxidationskatalysator.....	33
4.3	Innermotorische Maßnahmen.....	34
4.3.1	Abgasrückführung (AGR).....	35
4.3.2	AGR in der Teillast.....	36
4.3.3	AGR in der Vollast.....	39
4.3.4	Auswirkungen der Abgasrückführung auf die Verbrennung.....	40
4.3.5	Auswirkung der AGR auf das Luftverhältnis.....	41
4.4	Leistungssteigerung.....	42
5	Prototypenentwicklung und Prototypenimplementierung.....	44
5.1	50 cm <sup>3</sup> Fahrzeug.....	44
5.1.1	Ergebnis der Abgasemissionsmessung.....	46

---

---

5.2	125 cm <sup>3</sup> Fahrzeug .....	51
5.2.1	Ergebnis der Abgasemissionsmessung .....	51
6	Leistungsdrosselung zur Einhaltung gesetzlicher Geschwindigkeitsvorschriften .....	56
6.1	Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung .....	59
6.2	Leistungsdrosselung durch Abmagerung.....	60
6.3	Leistungsdrosselung durch Abgasrückführung.....	61
6.4	Leistungsdrosselung durch Ansaugluftrestriktion .....	62
6.5	Leistungsdrosselung durch Erhöhung des Abgasgegendrucks .....	62
7	Experimentelle Untersuchungen zur Auswirkung der Leistungsdrosselung an einem 50 cm <sup>3</sup> Viertaktmotor auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch .....	63
7.1	Der Motorenprüfstand.....	63
7.1.1	Leistungsbremse .....	64
7.1.2	Wellenkupplung.....	65
7.1.3	Langsame Messdaten .....	65
7.1.4	Schnelle Messdaten.....	70
7.2	Modifikationen des Versuchsträgers.....	75
7.2.1	Saugrohreinspritzung .....	75
7.2.2	Abgasrückführung .....	76
7.2.3	Auspuffsystem .....	77
7.3	Testprozedur .....	78
7.4	Ungedrosselter Motorbetrieb .....	78
7.5	Ergebnisse der Experimentellen Untersuchung zu Leistungsdrosselung.....	82
7.5.1	Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei $\lambda=0,9$ - Fall (a) - .....	82
7.5.2	Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei $\lambda=1,0$ - Fall (b) - .....	87
7.5.3	Leistungsdrosselung durch Abmagerung -Fall (c)- .....	91
7.5.4	Leistungsdrosselung durch Abgasrückführung.....	95
7.5.5	Bestimmung der AGR-Rate.....	95
7.5.6	Leistungsdrosselung durch Abgasrückführung bei $\lambda=0,9$ - Fall (d) - .....	98
7.5.7	Leistungsdrosselung durch Abgasrückführung bei $\lambda=1,0$ - Fall (e) - .....	102
7.5.8	Leistungsdrosselung durch gekühlte Abgasrückführung bei $\lambda=0,9$ - Fall (f) - .....	107
7.5.9	Leistungsdrosselung durch Abgasrückführung bei $\lambda=0,9$ und optimierter Zündung - Fall (g) - .....	112
7.5.10	Leistungsdrosselung durch Abgasrückführung bei $\lambda=1,0$ und optimierter Zündung - Fall (h) - .....	118
7.6	Effekte der Abgasrückführung auf die Abgasnachbehandlung .....	124
7.7	Auswirkungen der Leistungsdrosselung durch Abgasrückführung auf die Abgasemissionen im Fahrzyklus.....	128
8	Zusammenfassung .....	132

---

9	Abbildungsverzeichnis.....	136
10	Tabellenverzeichnis .....	142
11	Literaturverzeichnis .....	143

# 1 Einleitung

Im Rahmen dieser Diplomarbeit werden Konzepte zur Anwendung von Abgasrückführung zum Zweck der Reduktion von Stickoxidemissionen an kleinvolumigen ( $50 \text{ cm}^3$  bzw.  $125 \text{ cm}^3$ ) Viertakt-Ottomotoren ausgelegt und experimentell untersucht.

Zur Bedarfserhebung der Abgasrückführung werden zu Beginn der Arbeit die geltenden und kommenden gesetzlichen Bestimmungen betrachtet. Im Anschluss daran wird das Emissionsverhalten von zwei Referenzfahrzeugen dargestellt. Bei diesen Referenzfahrzeugen handelt es sich um sogenannte Low-Cost-Fahrzeuge aus Industrieprojekten, die am Institut für Verbrennungskraftmaschinen der TU Graz abgewickelt wurden. Unter Low-Cost-Fahrzeugen versteht man Fahrzeuge, welche aufgrund des großen Preisdrucks im Marktsegment der kleinvolumigen Motoren zum Antrieb von Zweirädern mit sehr einfacher Technologie ausgestattet sind. Im Falle von Viertaktmotoren, welche Gegenstand der folgenden Untersuchung sind, bedeutet das:

- Luftkühlung
- einfache Ventilsteuerung mit nur 2 Ventilen
- Gemischaufbereitung mit einem Vergaser
- zeitbasierte Kaltstartanreicherung
- rein drehzahlbasierte Zündanlage
- einfache Abgasnachbehandlung

Technologien zur Emissionsreduktion, wie sie im Automobilbereich Stand der Technik sind, stehen in dieser Fahrzeugkategorie nicht zu Verfügung, da die entstehenden Mehrkosten vom Markt nicht akzeptiert werden würden. Eine Einführung solcher vergleichsweise komplexer Technologien könnte lediglich durch restriktivere Gesetzgebungen erzwungen werden.

Bisherige Untersuchungen am Institut für Verbrennungskraftmaschinen an der TU Graz haben gezeigt, dass jedoch auch mit einfachen Mitteln der Schadstoffausstoß so weit reduziert werden kann, dass die gesetzlichen Bestimmungen eingehalten werden können. In den ersten Kapiteln dieser Diplomarbeit werden diese Technologien kurz beschrieben. Im Laufe der Entwicklungsarbeit zur Schadstoffreduzierung wurde unter anderem ein System zur Anwendung von Abgasrückführung entwickelt. Anhand zweier Referenzfahrzeuge wird gezeigt, inwieweit die Anwendung dieser Technologien den Schadstoffausstoß reduzieren kann. Während der Untersuchungen hinsichtlich des Einsatzes von Abgasrückführung zur reinen Schadstoffreduzierung entstand die Idee einer speziellen Anwendung der AGR zur Leistungsrosselung, um gesetzlich vorgeschriebene Fahrzeughöchstgeschwindigkeiten einzuhalten. Die Untersuchungen zur Leistungsrosselung mittels eines Prüflings am Motorenprüfstand stellte eine der Kernaufgaben dieser Diplomarbeit dar. Für diese Untersuchungen wurde ein variables System zur Bemessung des rückgeführten Abgasmassenstromes konstruiert. Anhand dieses Messaufbaus wurden Grundsatzuntersuchungen zur Wirkungsweise unterschiedlicher Methoden der Leistungsrosselung durchgeführt. Im Anschluss daran wurde mithilfe der Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen eine Abschätzung der Auswirkungen der AGR auf den Schadstoffausstoß im Fahrzyklus vorgenommen.



## 1.1 Emissionsgesetzgebung für Motorräder in Europa

Weltweit werden im Automobilssektor immer strengere Emissionsgrenzwerte eingeführt. Diese Entwicklung ist mittlerweile auch im Zweiradsektor spürbar. Für PKW traten bereits 1970 die ersten einheitlichen Abgasvorschriften in der Europäischen Gemeinschaft in Kraft. Für Motorräder wurde im Jahr 1999 die Abgasnorm EURO 1 eingeführt. Die Emissionsgrenzwerte sind im Automobilssektor momentan noch restriktiver als im Zweiradsektor. Die gesetzlichen Emissionsvorschriften werden aber auch im Zweiradsektor immer weiter verschärft.

Weltweit werden Zweiräder in den unterschiedlichsten Testzyklen homologiert und müssen unterschiedliche Emissionsvorschriften erfüllen. Selbst in Europa werden Zweiräder in Abhängigkeit des Hubraumes und der Fahrzeughöchstgeschwindigkeit in unterschiedlichen Testzyklen vermessen.

In Europa werden einspurige Fahrzeuge entsprechend ihres Hubraums in unterschiedliche Hubraumklassen eingeteilt. In diesen Hubraumklassen gelten unterschiedliche gesetzliche Vorschriften und Emissionsgrenzwerte. Die Emissionsgrenzwerte werden je nach Fahrzeugkategorie in unterschiedlichen Fahrzyklen ermittelt. Welcher Fahrzyklus gewählt wird, hängt jedoch nicht nur vom Hubraum, sondern auch von der Fahrzeughöchstgeschwindigkeit ab. Für die gesetzlich vorgeschriebene Fahrzeughomologation kann in einigen Hubraumklassen zur Zeit noch zwischen den UN-ECE Testzyklen und dem WMTC (World Motorcycle Testing Cycle (Weltweit harmonisierter Testzyklus)) mit den dazugehörigen Emissionsgrenzwerten gewählt werden (siehe Tabelle 1.1).

Fahrzeugtyp	Hubraum [cm³]	Vmax [km/h]	Richtlinie [-]	Gültig ab [-]	Testzyklus [-]	CO [g/km]	HC [g/km]	NOx [g/km]
Moped/Kleinkraftrad	< 50	≤ 45	EURO 1 97/24/EG	17.06.1999	UN-ECE Reg 47	6,00	3,00	
Moped/Kleinkraftrad	< 50	≤ 45	EURO 2 97/24/EG	17.06.2002	UN-ECE Reg 47	1,00	1,20	
Kraftrad 2 - Takt	> 50	-	EURO 1 97/24/EG	17.06.1999	UN-ECE Reg 40	8,00	4,00	0,10
Kraftrad 4 - Takt	> 50	-	EURO 1 97/24/EG	17.06.1999	UN-ECE Reg 40	13,00	3,00	0,30
Kraftrad	< 150	-	EURO 2 2002/51/EG	01.04.2003	UN-ECE Reg 40	5,50	1,20	0,30
Kraftrad	≥ 150	-	EURO 2 2002/51/EG	01.04.2003	UN-ECE Reg 40	5,50	1,00	0,30
Kraftrad	< 150	-	EURO 3 2002/51/EG	01.04.2006	UN-ECE Reg 40, kalt	2,00	0,80	0,15
Kraftrad	≥ 150	-	EURO 3 2002/51/EG	01.04.2006	UN-ECE Reg 40, kalt + EUDC	2,00	0,30	0,15
Kraftrad 1-1	≤ 50	50 < Vmax ≤ 60	EURO 3 2006/72/EG	18.08.2006	WMTC TEIL 1 red und 1 red	2,62	0,75	0,17
Kraftrad 1-2	50 < Hub < 150	< 50	EURO 3 2006/72/EG	18.08.2006	WMTC TEIL 1 red und 1 red	2,62	0,75	0,17
Kraftrad 1-3	< 150	50 < Vmax < 100	EURO 3 2006/72/EG	18.08.2006	WMTC TEIL 1 und 1	2,62	0,75	0,17
Kraftrad 2-1	< 150	100 < Vmax < 115	EURO 3 2006/72/EG	18.08.2006	WMTC TEIL 1 und 2 red	2,62	0,75	0,17
Kraftrad 2-1	≥ 150	< 115	EURO 3 2006/72/EG	18.08.2006	WMTC TEIL 1 und 2	2,62	0,75	0,17
Kraftrad 2-2	-	115 < Vmax < 130	EURO 3 2006/72/EG	18.08.2006	WMTC TEIL 1 und 2	2,62	0,75	0,17
Kraftrad 3-1	-	130 ≤ Vmax < 140	EURO 3 2006/72/EG	18.08.2006	WMTC TEIL 1, 2 und 3 red	2,62	0,33	0,22
Kraftrad 3-2	-	≥ 140	EURO 3 2006/72/EG	18.08.2006	WMTC TEIL 1, 2 und 3	2,62	0,33	0,22

Tabelle 1.1 Emissionsgrenzwerte für einspurige Fahrzeuge in Europa

[6][15]

In dieser Diplomarbeit wird auf Fahrzeuge mit einem Hubraum kleiner 50 cm³ und 50-150 cm³ eingegangen. Fahrzeuge mit einem Hubraum kleiner 50 cm³ werden als Moped oder Kleinkraftrad bezeichnet. Diese Fahrzeuge dürfen in Europa von Jugendlichen gefahren werden und sind daher sehr stark vertreten. In Österreich kann die Fahrerlaubnis bereits ab dem vollendeten 15. Lebensjahr erworben werden. Die zweite Fahrzeugkategorie die hier behandelt wird, sind Fahrzeuge mit einem Hubraum zwischen 50 cm³ und 150 cm³. In Europa darf man mit dem PKW-Führerschein oft auch Motorräder mit einem Hubraum bis 125 cm³ fahren. So darf man in Österreich zum Beispiel mit dem B-Führerschein ein Motorrad mit einem Hubraum bis zu 125 cm³ und einer Motorleistung bis maximal 11 kW lenken. Es wird zudem überlegt, ob es in Österreich ab der nächsten Führerscheinnovelle möglich sein soll, Motorräder mit einem Hubraum von 125 cm³ bereits ab 16 Jahren lenken zu dürfen.

### 1.1.1 Fahrzeuge mit Motoren bis 50 cm³ Hubraum

Für Fahrzeuge mit einem Hubraum kleiner 50 cm³ gilt momentan in Europa die Abgasemissionsvorschrift EURO 2. Fahrzeuge dieser Hubraumklasse werden in Europa der Subklasse L1Be in der Fahr-

zeugklasse L1e zugeordnet. Für diese Fahrzeugkategorie wurde die Einführung der Abgasemissionsvorschrift EURO 3 immer wieder verschoben. Fahrzeuge der Klasse L1Be unterliegen in Europa einer Geschwindigkeitslimitierung von 45 km/h. Mopeds werden in Europa im UN-ECE Reg 47 Zyklus am Rollenprüfstand homologiert.

In Tabelle 1.2 ist das Geschwindigkeitsprofil des UN-ECE Reg 47 dargestellt. Zu Beginn des Testzyklus wird der Motor des Fahrzeugs gestartet und 8 Sekunden im Stillstand betrieben. Auf diese Leerlaufphase folgt ein für diese Fahrzeugklasse typischer Betriebszustand, die Volllast. Während dieser Phase beschleunigt das Fahrzeug bis zur Höchstgeschwindigkeit. Die Drosselklappe muss bis zum Erreichen der ersten Verzögerungsphase voll geöffnet bleiben und wird dann geschlossen. In dieser Verzögerungsphase muss die Drosselklappe geschlossen bleiben bis das Fahrzeug die vorgegebene Geschwindigkeit von 20 km/h erreicht hat. In dieser Verzögerungsphase ist die Verwendung der Bremse erlaubt. In weitere Folge wird das Fahrzeug auf der vorgegebenen Geschwindigkeit von 20 km/h gehalten, bis die zweite Verzögerungsphase eintritt. In dieser zweiten Verzögerungsphase wird das Fahrzeug mit geschlossener Drosselklappe bis zum Stillstand abgebremst.

Prüfabschnitt	Betriebszustand	Beschleunigung	Geschwindigkeit	Dauer	Gesamtzeit
[-]	[-]	[m/s <sup>2</sup> ]	[km/h]	[s]	[s]
1	Leerlauf	-	0	8	8
2	Beschleunigung	Vollast	0 - Vmax	-	-
3	Konstante Geschwindigkeit	Vollast	Vmax	-	-
4	Verzögerung	-0,56	Vmax - 20	-	65
5	Konstante Geschwindigkeit	-	20	36	101
6	Verzögerung	-0,93	20 - 0	6	107
7	Leerlauf	-	0	5	112

Tabelle 1.2 UN ECE Reg 47

[15]

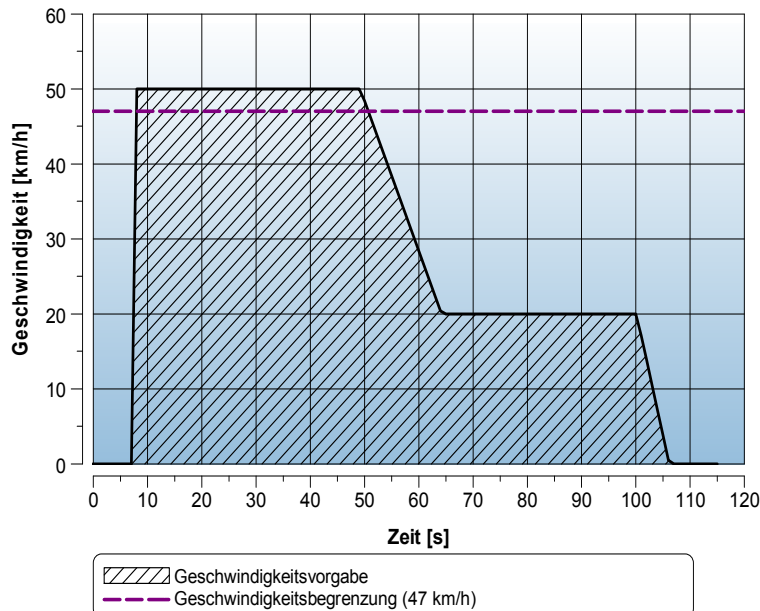


Abbildung 1.1 UN ECE Reg 47

[15]

Das beschriebene Geschwindigkeitsprofil des UN-ECE Reg 47 wird für die Abgasemissionsmessung acht Mal durchfahren. Die ersten vier Zyklen werden als Kaltphase, die Zyklen 5 - 8 als Warmphase bezeichnet. In der Schadstoffemissionsklasse EURO 1 und EURO 2 werden nur die Abgasemissionen der Warmphase berücksichtigt.

Es ist noch immer unklar, wann die kommenden EURO 3 Abgasvorschrift in Kraft treten wird und welche Grenzwerte einzuhalten sein werden.

Im Final Report von Z. Samaras aus dem Jahr 2004 "Impact assessment/Package of New Requirements Relating to the Emissions from Two and Three-Wheel Motor Vehicles" [18] wurden hierzu 3 unterschiedliche Vorschläge angeführt.

1. Der Testzyklus bleibt im Vergleich zu EURO 2 unverändert und es werden nur die Emissionen der Warmphase gemessen, wobei die Emissionsgrenzwerte aber um 30% gesenkt werden.
2. Die Emissionsgrenzwerte bleiben im Vergleich zu EURO 2 unverändert aber der Emissionsausstoß wird während des gesamten Fahrzyklus gemessen. Die Emissionen der Kaltphase und der Warmphase werden zu gleichen Teilen gewichtet.
3. Die Emissionsgrenzwerte bleiben im Vergleich zu EURO 2 unverändert aber der Emissionsausstoß der Kaltphase wird mit 30% und der der Warmphase mit 70% berücksichtigt.

Laut EMISIA SA Report No. 09.RE.005.V2 „Scenarios on the future regulation of Power Two Wheelers“ soll die EURO 3 Abgasgesetzgebung im Jahr 2012 in Kraft treten [10]. In diesem Vorschlag entsprechen die Abgasemissionsgrenzwerte denen des oben genannten 3. Vorschlags mit einem Emissionsausstoß von 1 g/km CO, 1,2 g/km HC und NOx mit einer Gewichtung von 30% für den kalten und 70% für den warmen Zyklus. In diesem Bericht wird außerdem bereits die EURO 4 Abgasnorm angeführt, welche im Jahr 2015 in Kraft treten soll. Fahrzyklus und Gewichtung der Kalt- und Warmphase entsprechen der EURO 3 Abgasnorm. Der Emissionsausstoß von CO wird nicht verschärft und darf maximal 1 g/km betragen. Die Emissionen von HC und NOx werden weiterhin in Summe reglementiert, der Ausstoß wird jedoch auf 0,8 g/km reduziert.

Im zuletzt veröffentlichten Vorschlag der Europäischen Kommission "Proposal of the European Parliament and of the Council on the approval and market surveillance of two- or three-wheel vehicles and quadricycles“ von 2010 [2] ist jedoch zu entnehmen, dass die EURO 3 Abgasvorschrift erst im Jahr 2014 in Kraft treten soll. Die Abgasemissionsgrenzwerte entsprechen hier denen des 2. Vorschlags des Final Report von Z. Samaras mit einem Emissionsausstoß von 1 g/km CO, 1,2 g/km HC und NOx mit einer Gewichtung von 50% für den kalten und 50% für den warmen Zyklus. In diesem Vorschlag werden auch die Grenzwerte für die EURO 4 und EURO 5 Abgasgesetzgebung genannt.

Fahrzeugtyp	EURO	Gültig ab	Testzyklus	CO	THC	NOx	NMHC	PM
				[g/km]	[g/km]	[g/km]	[g/km]	[mg/km]
L1Be Zweirad Moped	EURO 3	01.01.2014*	UN-ECE Reg 47 Kalt + Warm	1,00	1,20	-	-	-
L1Be Zweirad Moped	EURO 4	01.01.2017*	UN-ECE Reg 47 Kalt + Warm	1,00	0,63	0,17	-	-
L1Be Zweirad Moped	EURO 5	01.01.2020*	überarbeiteter WMTC	1,00	0,10	0,06	0,068	4,50

Tabelle 1.3 Vorgeschlagene Abgasemissionsgrenzwerte für Zweirad Mopeds (2010)

[2]

In der EURO 1 und EURO 2 ist der Emissionsausstoß von HC und NOx als Summe reglementiert. HC und NOx wird in allen Vorschlägen zur kommenden EURO 3 auch weiterhin als Summe reglementiert. Im aktuellen Proposal der Europäischen Kommission [2] sollen die Grenzwerte für HC und NOx weiter verschärft und einzeln reglementiert werden. Ab EURO 5 sollen alle Fahrzeuge der Kategorie L dieselben Emissionsgrenzwerte in vergleichbaren Fahrzyklen erfüllen. So soll dann in dieser Fahrzeugkategorie der UN-ECE Reg 47 Fahrzyklus durch einen überarbeiteten WMTC-Zyklus ersetzt werden. Der Emissionssausstoß von HC und NOx wird erneut verschärft und HC-Emissionen werden in THC (Gesamtmasse an HC) und NMHC (nicht-methanhaltige Masse an HC) unterteilt. Zusätzlich soll auch der Partikelausstoß gemessen und auf maximal 4,5 mg/km limitiert werden.

Ob die Emissionskomponenten HC und NOx in der kommenden EURO 3 Vorschrift nun als Summe oder getrennt reglementiert werden und ob die Gewichtung vom kalten und warmen Zyklus nun 30/70 oder 50/50 ist, bleibt abzuwarten. Zum Zeitpunkt dieser Diplomarbeit wurde angenommen, dass die

EURO 3 Abgasvorschrift mit einem Summengrenzwert von HC und NO<sub>x</sub> und einer Gewichtung von 30/70 in Kraft treten wird [2][10][18].

### 1.1.2 Fahrzeuge mit Motoren von 50 cm<sup>3</sup> bis 150 cm<sup>3</sup> Hubraum

Fahrzeuge der Fahrzeugkategorie von 50 cm<sup>3</sup> bis 150 cm<sup>3</sup> müssen in Europa die momentan geltende Abgasemissionsvorschrift EURO 3 erfüllen. Die Emissionen dieser Fahrzeugkategorie können am Rollenprüfstand im UN-ECE Reg 40 oder im WMTC-Zyklus gemessen werden. Der UN-ECE Reg 40 für Fahrzeuge mit einem Hubraum bis 150 cm<sup>3</sup> beinhaltet noch nicht den EUDC (Extra Urban Driving Cycle). Der Zyklus umfasst nur die Stadt-Zyklen (Urban). Das Geschwindigkeitsprofil (Abbildung 1.2) wird 6-mal durchfahren, wobei die ersten drei Zyklen als Kaltphase, die Zyklen 4-6 als Warmphase bezeichnet werden. In der EURO 3 Gesetzgebung wird der Emissionsausstoß der Kaltphase und der Warmphase zu gleichen Teilen berücksichtigt. Der Schadstoffausstoß von HC und NO<sub>x</sub> wird in dieser Fahrzeugkategorie, im Unterschied zu Fahrzeugen mit einem Hubraum unter 50 cm<sup>3</sup>, getrennt betrachtet. Der erlaubte Emissionsausstoß beträgt für CO 2,0 g/km, für HC 0,8 g/km und für NO<sub>x</sub> 0,15 g/km.

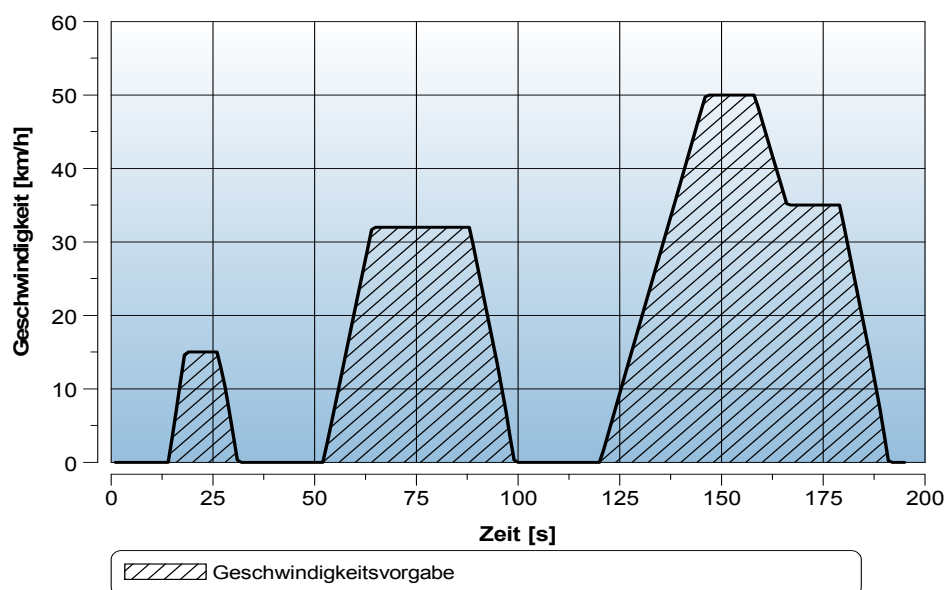


Abbildung 1.2 UN ECE Reg 40

[15]

Fahrzeuge mit einem Hubraum von 50 cm<sup>3</sup> bis 150 cm<sup>3</sup> können auch wahlweise im WMTC-Zyklus homologiert werden. Bei diesem Fahrzyklus handelt es sich im Vergleich zum UN-ECE Reg 40 um einen wesentlich dynamischeren Fahrzyklus. Der WMTC-Zyklus kann sich je nach Fahrzeugklasse aus bis zu drei unterschiedlichen Fahrzyklen zusammensetzen (siehe Tabelle 1.1). Das Geschwindigkeitsprofil wird dabei zusätzlich an die Fahrzeughöchstgeschwindigkeit angepasst.

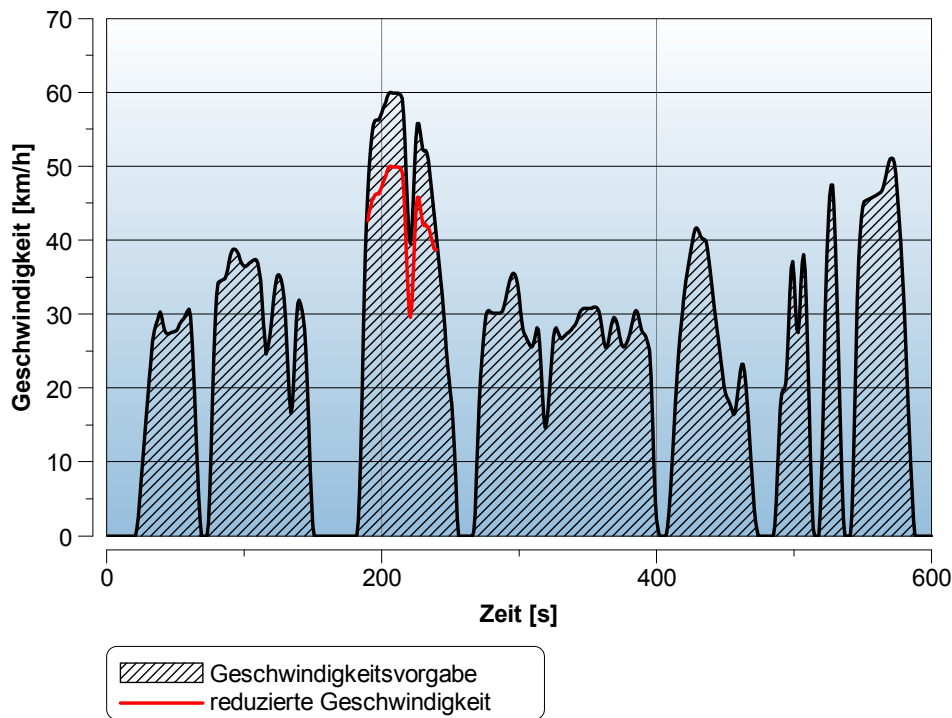


Abbildung 1.3 WMTC Zyklus 1. Teil

Fahrzeuge mit einem Hubraum von 125 cm<sup>3</sup> und einer Fahrzeughöchstgeschwindigkeit unter 100 km/h werden der Fahrzeugkategorie 1-3 zugeordnet. In dieser Fahrzeugkategorie wird der 1. Teil des WMTC zweimal ohne Geschwindigkeitsreduktion gefahren. Im Proposal der Europäischen Kommission von 2010 [2] wird die Einführung einer überarbeiteten EURO 3 Gesetzgebung für 2014 vorgeschlagen.

Fahrzeugtyp	EURO	Gültig ab	Testzyklus	CO	THC	NOx	NMHC	PM
				[g/km]	[g/km]	[g/km]	[g/km]	[mg/km]
Motorrad <150cm <sup>3</sup>	EURO 3	01.04.2006	UN-ECE Reg 40 Kalt + Warm	2,00	0,80	0,15	-	-
L3e Motorrad vmax<130	EURO 3	01.01.2014*	WMTC, phase 2	1,97	0,56	0,13	-	-
L3e Motorrad vmax>130	EURO 3	01.01.2014*	WMTC, phase 2	1,97	0,25	0,17	-	-
L3e Motorrad vmax<130	EURO 4	01.01.2017*	WMTC, phase 2	1,14	0,38	0,07	-	-
L3e Motorrad vmax>130	EURO 4	01.01.2017*	WMTC, phase 2	1,14	0,17	0,09	-	-
L3e Motorrad	EURO 5	01.01.2020*	überarbeiteter WMTC	1,00	0,10	0,06	0,07	4,50

Tabelle 1.4 Abgasemissionsgrenzwerte für Motorräder (\*Vorschläge)

[2]

In diesem Vorschlag wird ab der neuen EURO 3 Gesetzgebung der Emissionsausstoß nur noch im WMTC bestimmt. Die Emissionslimits der überarbeiteten EURO 3 Gesetzgebung werden im Vergleich zur bestehenden EURO 3 Gesetzgebung verschärft. Ab dem Jahr 2017 soll dann die EURO 4 Gesetzgebung eingeführt werden. Im Zuge dessen werden die Emissionsgrenzwerte für CO, HC und NOx erneut herabgesetzt werden. Wie schon eingangs erwähnt, sollen ab EURO 5 im Jahr 2020 alle Fahrzeuge der Kategorie L dieselben Emissionslimits erfüllen. In dieser EURO 5 Gesetzgebung wird der Schadstoffausstoß von CO auf 1 g/km reduziert. Der HC-Emissionsausstoß wird auf 0,1 g/km reduziert und es muss auch zwischen der Gesamtmasse der Kohlenwasserstoffe (THC) und Nicht-Methan-Kohlenwasserstoffen (NMHC) unterschieden werden. Es dürfen dann nur noch 0,07 g/km NMHC emittiert werden. Ab dem Jahr 2020 soll zusätzlich auch der Partikelausstoß erfasst und auf 4,5 mg/km limitiert werden.

## 2 Grundlagen der Verbrennungskraftmaschine und Schadstoffbildung

Bei Verbrennungskraftmaschinen wird durch die Verbrennung eines zündfähigen Luft-Kraftstoff-Gemisches chemische in mechanische Energie umgesetzt. Die Nutzarbeit entsteht dabei durch den starken Anstieg von Druck und Temperatur im Brennraum infolge der Verbrennung. Neben der Nutzarbeit entstehen jedoch auch erhebliche Verluste. Die Verbrennung von Kohlenwasserstoffen und die hohen Temperaturen im Brennraum sind für die Bildung von Schadstoffen verantwortlich. In diesem Kapitel sollen die grundlegenden Vorgänge während des Arbeitsprozesses erklärt werden.

Beim Hubkolbenmotor wird einerseits entsprechend dem Ladungswechsel zwischen dem Zweitakt- und dem Viertaktverfahren, andererseits entsprechend dem Brennverfahren zwischen Diesel- und Ottomotor unterschieden. Aufgrund der Aufgabenstellung der Diplomarbeit wird nur auf den Viertakt-Ottomotor eingegangen.

### 2.1 Das Arbeitsverfahren des konventionellen Viertakt-Ottomotors

Das Viertaktverfahren benötigt zwei Umdrehungen der Kurbelwelle. Die erste Kurbelwellenumdrehung umfasst den Ansaug- und den Kompressionstakt. Zu Beginn des 1. Taktes steht der Kolben im Oberen Totpunkt (OT) und wird durch die Kurbelwellenbewegung zum Unteren Totpunkt (UT) bewegt, wobei ein Unterdruck entsteht. Die Einlassventile sind geöffnet und das Luft-Kraftstoff-Gemisch wird in den Zylinder gesaugt. Zu Beginn des 2. Taktes werden die Einlassventile geschlossen und der Kolben wird wieder zum OT bewegt, wodurch das Luft-Kraftstoff-Gemisch verdichtet wird. Das verdichtete Gemisch wird kurz vor dem OT und dem Beginn der 2. Kurbelwellenumdrehung gezündet und leitet den eigentlichen Arbeitstakt ein. Das expandierende Gas drückt den Kolben aus der OT-Lage wieder in den UT und erzeugt dadurch ein Moment an der Kurbelwelle. Die Auslassventile werden dann kurz vor dem UT geöffnet. Im letzten Takt, wenn der Kolben vom UT wieder in den OT bewegt wird, wird das verbrannte Gas durch die offenen Auslassventile ausgeschoben. Der nächst Arbeitszyklus beginnt erneut mit dem Ansaugtakt.

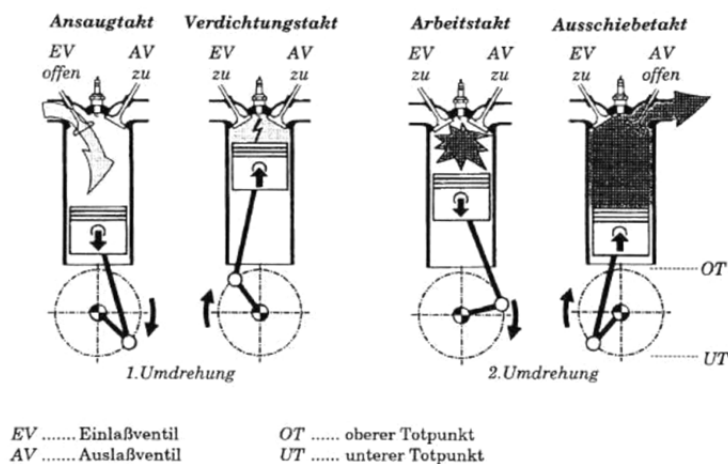


Abbildung 2.1 Arbeitsverfahren des 4 Takt Motors

[13]

## 2.1.1 Kenngrößen

### Verdichtungsverhältnis

Eine wichtige Größe der Verbrennungskraftmaschine ist das Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$ . Es ist definiert als der Quotient aus maximalem und minimalem Zylindervolumen.

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{\text{Hubvolumen} + \text{Kompressionsvolumen}}{\text{Kompressionsvolumen}} \quad (2.1)$$

Der thermodynamische Wirkungsgrad erhöht sich mit steigendem Verdichtungsverhältnis. Ein hohes Verdichtungsverhältnis kann zudem dem niedrigen Zylinderdruck in der Teillast (durch Drosselung der Ansaugluft) entgegenwirken. Durch klopfende Verbrennung und Glühzündungen ist das maximale Verdichtungsverhältnis jedoch begrenzt.

### p,V-Diagramm

Im p,V-Diagramm (Abbildung 2.2) wird der Zylinderdruck des Viertaktprozesses über dem Hubvolumen dargestellt. Die eingeschlossene Fläche der Hochdruckschleife entspricht der inneren positiven Arbeit. Die Fläche der dargestellten Ladungswechselschleife zeigt die innere negative Arbeit. Die Differenz der beiden Flächen entspricht der gesamten inneren Arbeit  $W_i$  [J].

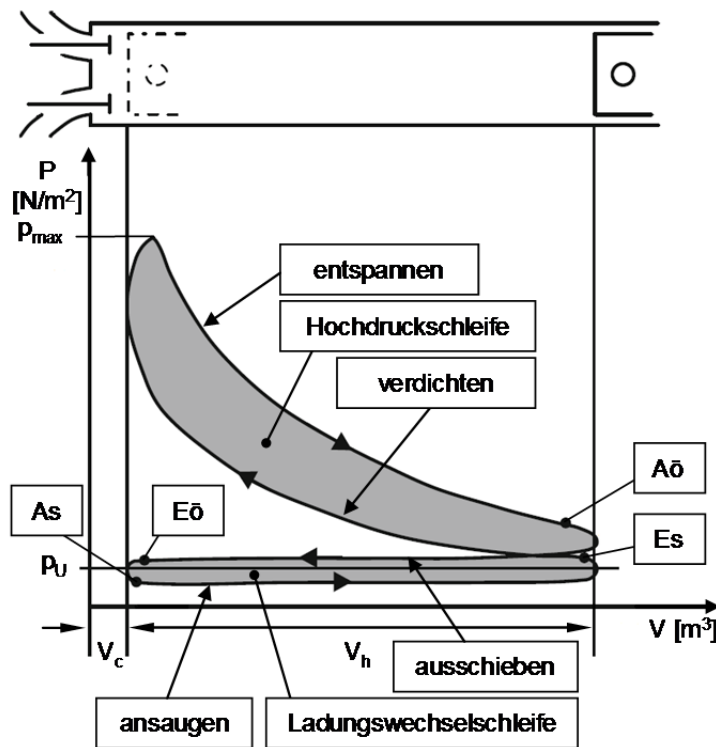


Abbildung 2.2 p,V Diagramm 4 Takt Motor

Die innere Arbeit ist daher das Integral der Volumsänderungsarbeit.

$$W_i = \int p dV \quad (2.2)$$

### Mitteldruck

Um verschiedene Motoren mit unterschiedlichen Hubräumen miteinander vergleichen zu können, ist es üblich, die abgegebene Arbeit auf das Hubvolumen des Motors zu beziehen. Diese spezifische Arbeit wird als Mitteldruck bezeichnet.



$$p_m = \frac{W}{V_h} = \frac{\text{Arbeit je Arbeitsspiel}}{\text{Hubvolumen}} \quad (2.3)$$

Der Mitteldruck hat die Einheit eines Drucks [N/m<sup>2</sup>] und wird meist in [bar] angegeben. Der indizierte Mitteldruck ist die auf das Hubvolumen bezogene, indizierte Arbeit.

$$p_i = \frac{\int p dV}{V_h} = \frac{W_i}{V_h} = \frac{\text{innere Arbeit je Arbeitsspiel}}{\text{Hubvolumen}} \quad (2.4)$$

Der indizierte Mitteldruck kann in den Mitteldruck der Hochdruckphase und in den Mitteldruck des Ladungswechsels unterteilt werden.

Der effektive Mitteldruck ist die tatsächlich abgegebene Arbeit bezogen auf das Hubvolumen.

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} = \frac{\text{effektive Arbeit je Arbeitsspiel}}{\text{Hubvolumen}} \quad (2.5)$$

Der Reibmitteldruck ist die Differenz zwischen dem indizierten Mitteldruck und dem effektiven Mitteldruck und ist ein Maß für die mechanischen Verluste.

$$p_r = p_i - p_e \quad (2.6)$$

$$p_r = \frac{W_r}{V_h} = \frac{\text{Reibungsarbeit je Arbeitsspiel}}{\text{Hubvolumen}} \quad (2.7)$$

Für die Leistung und das Drehmoment von Viertaktmotoren gelten die bekannten Formeln:

$$P_e = \frac{n}{2} \cdot V_h \cdot p_e \quad (2.8)$$

$$M_e = \frac{V_h \cdot p_e}{4 \cdot \pi} \quad (2.9)$$

### Heizverlauf

Der Heizverlauf stellt den Wärmetransport über die Systemgrenze Brennraum dar und ist für die Aufheizung des Arbeitsmediums verantwortlich. Der Heizverlauf kann aus dem gemessenen Druckverlauf berechnet werden.

$$\frac{dQ_H}{d\varphi} = \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} = \text{Brennverlauf} - \text{Wandwärmeverlauf} \quad (2.10)$$

Im Schlepfbetrieb entspricht der Heizverlauf der Wandwärme da kein Brennstoff umgesetzt wird. Im gefeuerten Betrieb ist der Heizverlauf die Differenz aus Brennverlauf und Wandwärme. Der Heizverlauf ist durch vereinfachte Annahmen (ideales Gas, konstanter Polytropen Exponent und der Abschätzung der spezifischen Wärmekapazität des Gases bei konstantem Volumen) eine echtzeitfähige Berechnung und ist meist online am Prüfstand verfügbar.

### Luftbedarf und Luftverhältnis

Der stöchiometrische Luftbedarf  $L_{ST}$  bzw. der stöchiometrische Sauerstoffbedarf  $O_{2ST}$  gibt an, wieviel kmol Luft bzw. Sauerstoff zur vollständigen Verbrennung von 1 kmol Brennstoff benötigt wird. Der stöchiometrische Luftbedarf wird daher oft in kg Luft / kg Brennstoff angegeben und wird aus dem Sauerstoffbedarf der Reaktion und der Zusammensetzung der Luft errechnet.



Gas		Volumsanteil [Vol %]	Molare Masse [g/mol]
Stickstoff	N <sub>2</sub>	78,084	28,0114
Sauerstoff	O <sub>2</sub>	20,942	31,9988
Kohlendioxid	CO <sub>2</sub>	0,040	44,0100
Argon	Ar	0,934	39,9488

Tabelle 2.1 Zusammensetzung der trockenen Luft

[5]

$$L_{ST} = \frac{1}{0,20942} O_{2ST} = 4,775 O_{2ST} \left[ \frac{kmol}{kg} \right] \quad (2.11)$$

 Berechnung des stöchiometrischen Luftbedarfs für eine Kohlenwasserstoffverbindung  $C_xH_yO_z$ :


Der stöchiometrische Luftbedarf für die stöchiometrische Verbrennung beträgt:

$$L_{ST} = 4,775 \cdot \left( x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \right) \left[ \frac{kmol\ Luft}{kmol\ Brennstoff} \right] \quad (2.13)$$

$$L_{ST} = 4,775 \cdot \left( \frac{c}{12,011} + \frac{h}{4,032} + \frac{s}{32,064} - \frac{o}{32,00} \right) \left[ \frac{kmol\ Luft}{kg\ Brennstoff} \right] \quad (2.14)$$

$$L_{ST} [kg] = (v_{N_2} M_{N_2} + v_{O_2} M_{O_2} + v_{Ar} M_{Ar} + v_{CO_2} M_{CO_2}) \cdot L_{ST} [kmol] \quad (2.15)$$

Der stöchiometrische Luftbedarf in kg Luft / kg Brennstoff ergibt sich dann zu:

$$L_{ST} = 138,3074 \cdot \left( \frac{c}{12,011} + \frac{h}{4,032} + \frac{s}{32,064} - \frac{o}{32,00} \right) \left[ \frac{kg\ Luft}{kg\ Brennstoff} \right] \quad (2.16)$$

Kraftstoffanalyse		
Dichte	ρ	740,400 kg/m <sup>3</sup>
unterer Heizwert	H <sub>U</sub>	42,240 MJ/kg
Massenanteil		
Kohlenstoff		83,680 %
Wasserstoff		12,380 %
Sauerstoff		2,940 %

Tabelle 2.2 Ergebnis der Analyse der Kraftstoffzusammensetzung

Der stöchiometrische Luftbedarf des verwendeten Brennstoffs (Tabelle 2.2) ergibt sich dann zu:

$$L_{ST} = 138,3074 \cdot \left( \frac{0,8368}{12,011} + \frac{0,1338}{4,032} + \frac{0}{32,064} - \frac{0,0294}{32,00} \right) \left[ \frac{kg\ Luft}{kg\ Brennstoff} \right] \quad (2.17)$$

$$L_{ST} = 14,0984 \left[ \frac{kg\ Luft}{kg\ Brennstoff} \right] \quad (2.18)$$

Die bei der Verbrennung zugeführte Luft kann jedoch stark vom stöchiometrischen Luftbedarf abweichen. Die Abweichung vom stöchiometrischen Luftbedarf wird durch das Luftverhältnis Lambda ( $\lambda$ ) beschrieben.

$$\lambda = \frac{m_L}{L_{ST} \cdot m_B} \quad (2.19)$$

Das Luftverhältnis hat einen sehr großen Einfluss auf wichtige Parameter der Verbrennung und kann je nach Motorkonzept stark variieren. Die Zündgrenzen bei der Ottomotorischen Verbrennung liegen zwischen 0,4 und 1,4, wobei konventionelle Ottomotoren mit einem Luftverhältnis zwischen 0,8 und 1,2 betrieben werden.

### Gemischheizwert

Für den mittleren effektiven Druck und das Drehmoment ist die in den Zylinder eingebrachte Brennstoffenergie entscheidend. Der Energieinhalt wird durch den Gemischheizwert  $H_G$  definiert. Der Gemischheizwert entspricht der Energie, die auf  $1\text{ m}^3$  Frischladung, bezogen auf den Umgebungszustand, in den Zylinder eingebracht wird. Bei gemischansaugenden Motoren wird der Gemischheizwert  $H_G$  auf  $1\text{ m}^3$  Gemisch, bei luftansaugenden Motoren wird der Gemischheizwert  $\overline{H_G}$  auf  $1\text{ m}^3$  Luft bezogen.

$$H_G = \frac{m_B \cdot H_U}{V_G} \quad (2.20)$$

$$V_G = \frac{(m_L + m_B)}{\rho_G} \quad (2.21)$$

$$m_L = \lambda \cdot L_{ST} \cdot m_B \quad (2.22)$$

$$H_G = \frac{H_U \cdot \rho_G}{\lambda \cdot L_{ST} + 1} \quad (2.23)$$

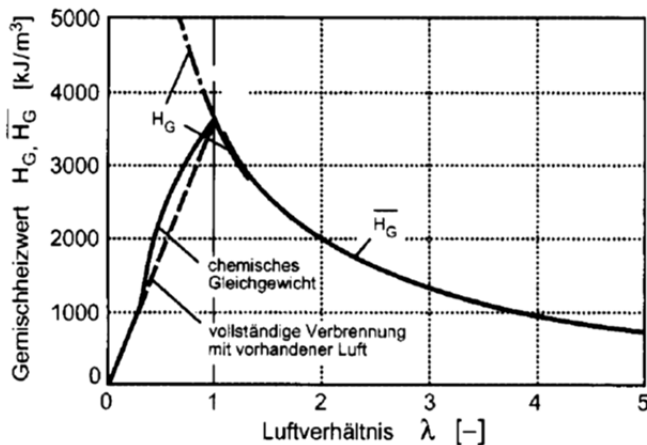


Abbildung 2.3 Gemischheizwert als Funktion des Luftverhältnisses für Benzin (1bar 300K)

[12]

Im Bereich  $\lambda < 1$  kann aufgrund des Sauerstoffmangels nicht die gesamte Brennstoffenergie umgesetzt werden. Der durch Gleichung (2.23) errechnete Gemischheizwert ist daher im Luftmangelbereich unrealistisch (strichpunktierter Kurventeil des Gemischheizwertes  $H_G$  in Abbildung 2.3). In erster Näherung kann der Gemischheizwert durch die Zugrundelegung der vollständigen Verbrennung mit vorhandener Luft berechnet werden. Eine genauere Berechnung des Gemischheizwertes bei fetter Ver-

brennung kann nur unter Berücksichtigung des chemischen Gleichgewichts des Verbrennungsgases erfolgen.

### Liefergrad

Der Liefergrad ist nach DIN 1940 der Quotient aus der im Zylinder verbleibenden Frischluftmasse (Luft oder Gemisch) und der theoretischen Ladung bei Füllung des Hubvolumens mit Luft oder Gemisch bei Umgebungszustand.

$$\lambda_a = \frac{m_{Fr}}{m_{th}} = \frac{m_{Fr}}{V_H \cdot \rho_{th}} \quad (2.24)$$

### Luftaufwand

Die erzielbare Motorleistung ist von der Zylinderfüllung abhängig. Für die Definition des Luftaufwands wird vorausgesetzt, dass die Ladung gasförmig ist.

$$\lambda_a = \frac{m_G}{m_{th}} = \frac{m_G}{V_H \cdot \rho_{th}} \quad (2.25)$$

$m_G$  gesamte zugeführte Frischladungsmasse je Arbeitspiel

$m_{th}$  theoretische Ladungsmasse je Arbeitsspiel

$\rho_{th}$  theoretische Ladungsdichte

Beim konventionellen Ottomotor besteht die gesamte zugeführte Frischladungsmasse aus der Frischluftmasse und der Kraftstoffmasse, wobei die theoretische Frischladungsmasse vom geometrischem Hubvolumen und dem Umgebungszustand abhängig ist.

Die dem Verbrennungsmotor zugeführte Brennstoffenergie  $Q_B$  ist wiederum das Produkt aus Luftaufwand  $\lambda_a$ , Hubvolumen  $V_H$  und Gemischheizwert  $H_G$ .

$$Q_B = \lambda_a \cdot V_H \cdot H_G \quad (2.26)$$

Die Lastregelung erfolgt beim konventionellen Ottomotor durch eine bewusste Drosselung der Ansaugluft. Diese Füllungsregelung durch das Absenken des Liefergrades führt zu einer Reduzierung des effektiven Mitteldrucks.

$$p_e = \lambda_a \cdot H_G \cdot \eta_e \quad (2.27)$$

## 2.2 Schadstoffbildung

Bei der Verbrennung von Kraftstoff mit Sauerstoff wird durch die exotherme Energie Wärme freigesetzt. Bei der vollständigen Verbrennung von Kohlenwasserstoff als Brennstoff wird bei einem Luftverhältnis von  $\lambda \geq 1$  Kohlendioxid und Wasserdampf gebildet, wobei der überschüssige Sauerstoff sowie Stickstoff unverändert bleiben. Bei der Verbrennung unter Luftmangel kann der gesamte Brennstoff nicht vollständig umgesetzt werden, wodurch die Konzentration der unvollständig verbrannten Komponenten CO und H<sub>2</sub> stark zunehmen. In Abbildung 2.4 auf Seite 13 ist die idealisierte Zusammensetzung des Verbrennungsgases eines Brennstoffes mit einem Verhältnis C:H=1:2 über dem Luftverhältnis dargestellt (Wassergas-Gleichgewichtskonstante K=3,5 entsprechend T=1700 K (siehe Abbildung 2.5 auf Seite 14)).

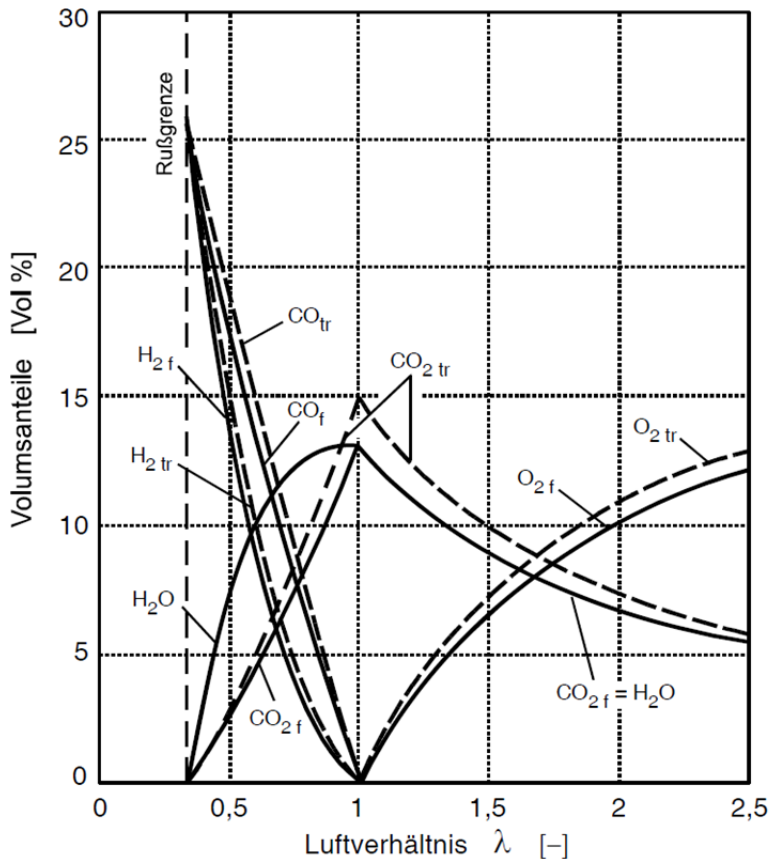


Abbildung 2.4 Zusammensetzung des trockenen und feuchten Verbrennungsgases als Funktion des Luftverhältnisses [12]

Bei der realen Verbrennung laufen eine Vielzahl von Reaktionen ab. Viele dieser Reaktionen sind von unterschiedlichen Parametern abhängig und beeinflussen sich auch gegenseitig. Die Verbrennung ist in Abhängigkeit von Kraftstoffzusammensetzung und Luftverhältnis durch eine Vielzahl unvollständiger Reaktionen gekennzeichnet wodurch Kohlenstoffoxide, Kohlenwasserstoffe und Stickoxide entstehen.

Aufgrund der für Mensch und Umwelt schädlichen Wirkung dieser Abgaskomponenten, ist deren Entstehung zu vermeiden und wird daher auch durch restriktive Emissionsvorschriften gefordert. Maßnahmen, die zur Minderung von Schadstoffemissionen getroffen werden müssen, stehen jedoch oft im Konflikt mit einem gutem Wirkungsgrad und hoher Leistung.

### 2.2.1 Kohlendioxid ( $CO_2$ )

Kohlendioxid ist das erwünschte Produkt aus der vollständigen Verbrennung von Kohlenwasserstoff (siehe Formel (2.12) auf Seite 10). Der  $CO_2$ -Ausstoß ist vor allem vom Kraftstoffverbrauch und vom verwendeten Kraftstoff abhängig. Die  $CO_2$ -Konzentration hat bei einem Luftverhältnis von  $\lambda = 1$  ihr Maximum. Da  $CO_2$  ein Treibhausgas ist, muss dessen Ausstoß reduziert werden. Durch den wachsenden Umweltgedanken wird  $CO_2$  in Europa mittlerweile zu den zu limitierenden Abgaskomponenten gezählt. Der  $CO_2$ -Ausstoß wird in der Abgasgesetzgebung noch nicht reglementiert, was sich jedoch bald ändern könnte.

Eine Reduzierung des  $CO_2$ -Ausstoßes kann zum Beispiel durch Verwendung kohlenstoffärmerer oder  $CO_2$ -neutraler Kraftstoffe erfolgen. Durch eine Effizienzsteigerung der Verbrennungskraftmaschine, aber vor allem durch eine bewusster Nutzung der Energieträger, kann der  $CO_2$ -Ausstoß reduziert werden.

### 2.2.2 Kohlenmonoxid (CO)

Kohlenmonoxid ist ein farb- und geruchloses Atemgift. Es hat eine sehr hohe Affinität zum Bluthämoglobin, wodurch es im Blutkreislauf zu einem Sauerstoffmangel kommt, der bis zum Ersticken führen kann. CO ist eine Zwischenstufe der CO<sub>2</sub>-Bildung und entsteht durch unvollständige Verbrennung bei Sauerstoffmangel (siehe Abbildung 4.1). Bei der Verbrennung unter Luftmangel entstehen die höchsten CO-Konzentrationen. Die CO-Konzentration hängt in diesem Bereich fast linear vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis ab. Die geringsten CO-Konzentrationen entstehen im stöchiometrischen Betrieb, bei weiter steigenden Lambdawerten steigt der CO-Ausstoß jedoch nur mehr geringfügig an. Die CO-Bildung ist durch die Wassergasgleichung charakterisiert.



Das Wassergasgleichgewicht ist eine der wichtigsten Gleichgewichtsreaktionen bei Luftmangel. Die Gleichgewichtszusammensetzung ist aufgrund der gleichbleibenden Molzahlen vom Druck unabhängig. Anstelle der Drücke kann die Gleichgewichtskonstante  $K_p$  auch durch die Konzentrationen (Gleichgewichtskonstante  $K_C$ ) oder Molzahl (Gleichgewichtskonstante  $K$ ) definiert werden.

$$K_p = K_C = K = \frac{n_{CO} + n_{H_2O}}{n_{CO_2} + n_{H_2}} \tag{2.29}$$

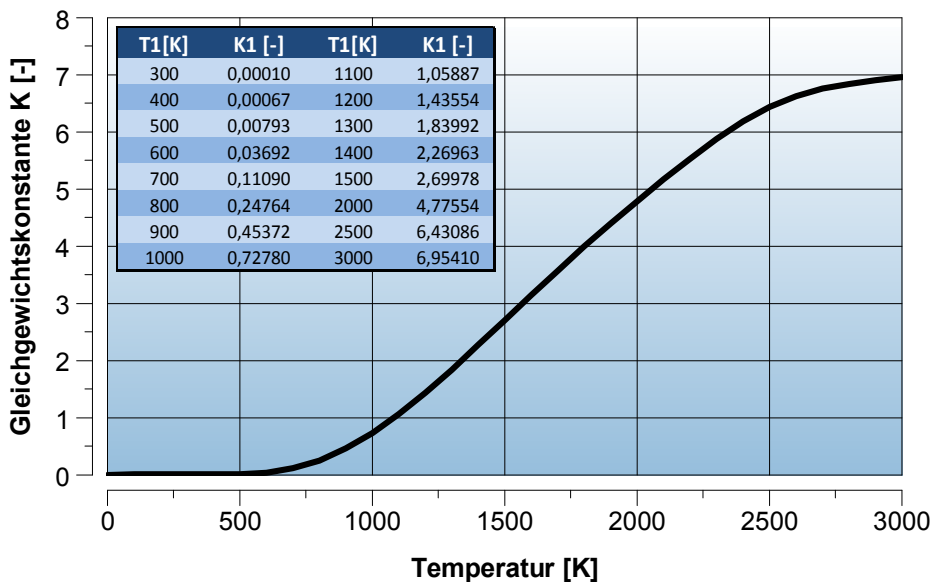


Abbildung 2.5 K für Wassergasgleichgewicht als Funktion der Temperatur C:H:O 1:2:3λ [12]

Der Verkehr ist einer der Hauptemittenten von Kohlenmonoxid. Der maximale Emissionsausstoß von CO ist gesetzlich reglementiert und wird auch stetig herabgesetzt. CO-Abgasemissionskonzentrationen werden in einem Nichtdispersiven-Infrarot-Analysator (NDIR) bestimmt. CO hat durch die geringen Konzentrationen und die kurze Lebensdauer im Vergleich zu andern Schadstoffen eine eher geringe Klimarelevanz.

Die CO-Konzentration ist hauptsächlich vom Verbrennungsluftverhältnis abhängig: Mit steigendem Verdichtungsverhältnis sinken die CO-Emissionen. CO-Rohemissionen können durch eine geeignete Abgasnachbehandlung reduziert werden. Im Katalysator kann CO durch Oxidation mit Sauerstoff und Stickoxid zu CO<sub>2</sub> umgesetzt werden.





Diese Reaktionen werden in Anwesenheit von den Edelmetallen Platin (Pt), Rodium (Rh) und Palladium (Pd) katalysiert. Um die momentan geltenden Abgasemissionswerte für Kohlenmonoxid erfüllen zu können, ist die Verwendung eines Katalysators bei der Abgasnachbehandlung unumgänglich geworden. [12]

### 2.2.3 Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC)

Nach Definition der Weltgesundheitsorganisation (WHO) machen Kohlenwasserstoffe den Hauptanteil der flüchtigen organischen Verbindungen (VOC) aus, welche zu den umweltschädlichen Emissionen zählen.

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC) entstehen zum Großteil bei unvollständiger Verbrennung im Motor, sowohl bei Luftmangel als auch bei Luftüberschuss (siehe Abbildung 4.1). Bei Verbrennungen mit Luftüberschuss sind im Brennraum nach der Flammenfront keine HC-Konzentration messbar. Die im Abgas messbaren HC-Emissionen entstehen daher in Zonen, die nicht oder nur unvollständig von der Verbrennung erfasst werden. Der Ort und die Zeit der Entstehung der HC-Emissionen im Zylinder sind jedoch nicht genau definiert. Bei der Betrachtung von HC-Emissionsquellen muss zwischen den verschiedenen Brennverfahren unterschieden werden.

Bei Ottomotoren unterscheidet man zwischen konventionellen Motoren mit homogener Gemischbildung (Saugrohrspritzen, Vergaser) und Ottomotoren mit Direkteinspritzung und Schichtbetrieb. Die meisten HC-Emissionen werden in der Kaltstart- und Warmlaufphase emittiert. Eine große Menge an unverbranntem HC entsteht durch Flammenlöschung an kalten Brennraumwänden und Spalten infolge zu starker Abkühlung der Flammenfront. Die Flammenlöschung kann auch durch raschen Temperaturabfall während der Expansionsphase zustande kommen. HC-Emissionen im Brennraum entstehen außerdem durch Adsorption und Desorption von Brennstoff am Ölfilm an der Zylinderbuchse. Unverbrannte HC entstehen aber auch an Ablagerungen an Brennraumwänden. Die Qualität der Gemischaufbereitung hat einen sehr großen Einfluss auf die Entstehung von HC. Vor allem bei Vergasermotoren führen große Mengen an flüssigem Brennstoff, die im Zylinder nicht rechtzeitig verdunstet und sich mit Luft mischen, dazu, dass große Mengen an unverbranntem HC entstehen. Leckage von unverbranntem Brennstoff-Luftgemisch trägt einen weiteren Anteil zur Emissionsentstehung bei. Kohlenwasserstoffemissionen bestehen daher sowohl aus völlig unverbrannten als auch aus teiloxidierten Komponenten. Durch die unterschiedlichen Entstehungsmechanismen können meist hunderte unterschiedliche HC-Verbindungen nachgewiesen werden. In der momentanen gültigen Abgasgesetzgebung ist lediglich die Summe an Kohlenwasserstoff Verbindungen beschränkt.

HC-Konzentrationen im Abgas werden üblicherweise in einem Flammen-Ionisations-Detektor (FID) bestimmt. Die Differenzierung zwischen den unterschiedlichen Kohlenwasserstoffverbindungen ist mit dieser Messvorrichtung auch nicht möglich.

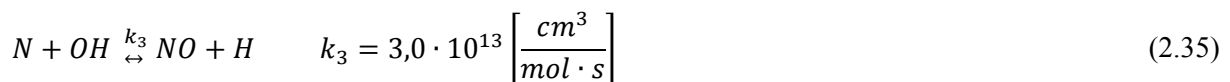
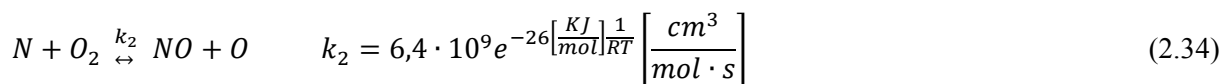
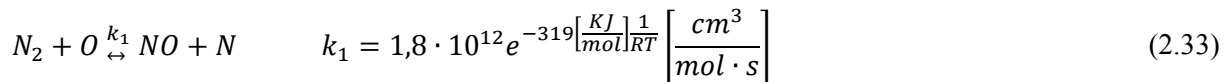
Große Teile der vom Motor emittierten HC-Emissionen werden im heißen Abgas nachoxidiert. Durch die Reduzierung des Verhältnisses zwischen Oberfläche und Volumen des Brennraums kann der HC-Entstehung entgegengesteuert werden. Daher sollten Spalten und Totvolumen unbedingt vermieden werden. Eine zentrale Zündkerzenlage, die für gleichmäßig kurze Flammenwege sorgt, führt ebenfalls zu einer Emissionsreduzierung. Auch die Wahl des Zündzeitpunktes kann die HC-Entstehung entscheidend beeinflussen. Ein später Zündzeitpunkt erhöht die Abgastemperatur und unverbrannte HC-Verbindungen können besser oxidiert werden. Bei weiterer Spätverstellung des Zündzeitpunktes entstehen durch die Verschleppung der Verbrennung wieder vermehrt HC-Emissionen. HC-Rohemissionen werden durch eine geeignete Abgasnachbehandlung reduziert. So können im Katalysator HC-Emissionen durch die Oxidation mit O<sub>2</sub> und NO<sub>x</sub> zu CO<sub>2</sub> und H<sub>2</sub>O umgesetzt werden.

## 2.2.4 Stickoxide (NO<sub>x</sub>)

Stickstoffoxide sind endotherme Verbindungen. Unter den Begriff Stickoxide fällt eine Vielzahl von Verbindungen: NO, NO<sub>2</sub>, NO<sub>3</sub>, N<sub>2</sub>O; N<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, N<sub>2</sub>O<sub>4</sub>, N<sub>2</sub>O<sub>5</sub>. Mit Ausnahme von N<sub>2</sub>O verhalten sich Stickoxide gegenüber Wasser als Säurebildner. Stickoxide sind Atem- und Reizgifte, die die Atmungsorgane schädigen. Bei der Verbrennung treten hauptsächlich NO und NO<sub>2</sub> auf, welche durch Oxidation von Stickstoff mit Luftsauerstoff bei sehr hohen Temperaturen entstehen. Bei einem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=1,05 - 1,10$  wird am meisten NO gebildet.

Bei der Bildung von Stickoxiden kann zwischen drei unterschiedlichen Bildungsprozessen unterschieden werden. Man unterscheidet zwischen dem thermischen NO, dem prompten NO und dem Brennstoff-NO.

In der Verbrennungskraftmaschine wird vor allem thermisches NO gebildet. Die Stickoxidbildung wird durch die Temperatur, die Sauerstoffkonzentration, das Verbrennungsluftverhältnis, den Druck und durch die Verweilzeit beeinflusst, wobei die Temperatur den größten Einfluss auf die Stickoxidkonzentration hat. Der erweiterte Zeldovich-Mechanismus beschreibt die Entstehung des thermischen NO.

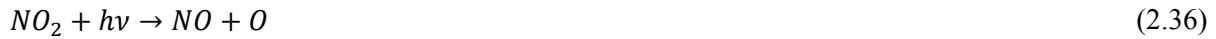


Die Startreaktion benötigt eine sehr hohe Aktivierungsenergie und ist geschwindigkeitsbestimmend für die Gesamtreaktion. Bei dieser Reaktion entstehen Stickstoffradikale durch Umsetzung von Luftstickstoff mit atomarem Sauerstoff. Die weiteren Reaktionen benötigen etwa nur 1/10 der Aktivierungsenergie  $k_1$ . Diese Stickstoffradikale oxidieren in der zweiten Reaktion weiter. In einer weiteren Reaktion wird berücksichtigt, dass das bei der Verbrennung entstehende OH-Radikal ebenfalls mit dem Stickstoff reagiert. Ab einer Verbrennungstemperatur von ca. 1300 K kann mit der Bildung von thermischem NO gerechnet werden. Die Bildungsrate nimmt mit der Temperatur exponentiell zu. Bei Temperaturen zwischen 2200 und 2400 K ist das Bildungsmaximum von NO. Wird diese Temperatur überschritten, so nimmt die Stickoxidbildung wieder ab. Unter 750 K ist eine sehr hohe Aktivierungsenergie für den Zerfall von NO notwendig. Ein weiterer sehr wichtiger Parameter ist die Verweilzeit, da die Bildung von thermischem NO im Vergleich zu anderen Verbrennungsreaktionen länger dauert. Eine Berechnung der NO-Konzentration über das chemische Gleichgewicht führt daher zu keinen zufriedenstellenden Ergebnissen.

Die Entstehung des prompten NO ist örtlich an die Flammenfront gebunden und entsteht durch eine Nebenreaktion, indem OH-Radikale mit Stickstoffmolekülen reagieren. Die Berechnung des prompten NO ist komplexer als die des thermischen NO. Die Aktivierungsenergie in dieser Reaktion ist wesentlich geringer als beim thermischen NO, wodurch promptes NO auch bei tieferen Temperaturen auftritt. Bei der Verbrennung im Verbrennungsmotor spielt promptes NO jedoch eine untergeordnete Rolle.

Der dritte Bildungsmechanismus ist das Brennstoff-NO, welches bei hohen Temperaturen aus dem im Brennstoff gebundenen Stickstoff gebildet wird. Der Anteil dieser Stickoxidentstehung ist aufgrund der verwendeten Stickstoffarmen Kraftstoffe meist zu vernachlässigen.

Bei der ottomotorischen Verbrennung entsteht fast ausschließlich NO. Stickstoffmonoxid oxidiert bei Umgebungstemperatur und unter Sonnenlicht in der Atmosphäre sehr rasch zu NO<sub>2</sub>. Bei niedrigen Temperaturen und sehr starker Verdünnung ist NO<sub>2</sub> in der Atmosphäre sehr lange haltbar. NO<sub>2</sub> ist ein Reizgas, es ist giftiger als NO und kann die Lungenfunktion beeinträchtigen. NO<sub>2</sub> ist zudem für die Ozonbildung in der Troposphäre verantwortlich.



Die Reaktion (2.36) läuft bei einer Wellenlänge von  $\lambda < 430$  nm ab, wodurch wieder NO entsteht, welches jedoch wieder rasch zu NO<sub>2</sub> oxidiert. Diese Reaktion kann somit an einem sonnigen Tag bis zu 200-mal ablaufen.

Stickoxide spielen zudem eine große Rolle bei der Entstehung von saurem Regen durch die Bildung von Salpetersäure HNO<sub>3</sub>.



Stickoxide sind Treibhausgase, wobei die Treibhauswirksamkeit von N<sub>2</sub>O um 298-mal höher ist als jene von CO<sub>2</sub>.

In der Emissionsgesetzgebung werden NO- und NO<sub>2</sub>-Emissionen addiert und als NO<sub>x</sub> angegeben. Der maximale Emissionsausstoß von NO<sub>x</sub> ist gesetzlich reglementiert und die Grenzwerte werden stetig heruntersetzt. Die Bestimmung der NO<sub>x</sub>-Abgasemissionskonzentrationen erfolgt üblicherweise in einem Chemolumineszenz-Detektor (CLD).

Aufgrund des hohen Schädigungspotentials von Stickoxiden auf den Menschen und die Natur, ist eine Minderung des Schadstoffausstoßes dringend erforderlich. Maßnahmen zur Reduktion der NO<sub>x</sub>-Emissionen bei Verbrennungskraftmaschinen müssen auf das Motorkonzept abgestimmt werden. Innermotorisch kann der Stickoxidbildung durch unterschiedliche Maßnahmen entgegengewirkt werden. So kann durch Erhöhung der Verdichtung der Zündverzug reduziert werden. Ein kurzer Zündverzug wiederum bewirkt einen geringeren NO<sub>x</sub>-Ausstoß. Da bei der Verbrennung Stickoxide vor allem durch thermisches NO gebildet werden, führt eine Senkung der Verbrennungstemperatur zu einer Verminderung der NO-Rohemissionen. Um Einbußen im Wirkungsgrad gering zu halten, sollen Maßnahmen zur Senkung der Verbrennungstemperatur nur einen Einfluss auf die Spitzentemperatur und nicht auf die mittlere Verbrennungstemperatur haben, da die Reduktion der örtlichen Spitzentemperatur kaum einen Einfluss auf den Wirkungsgrad hat. Die Senkung der Verbrennungstemperatur kann durch Rücknahme der Vorzündung, Abgasrückführung, Wassereinspritzung, Ansauglufttemperaturreduzierung, und reduzierte Ladungsbewegung erzielt werden.

NO<sub>x</sub>-Rohemissionen können durch einen Reduktionskatalysator auf Rhodiumbasis (Rh) reduziert werden. Für diese Reduktion ist eine sauerstoffarme Umgebung notwendig. CO, welches durch Verbrennung bei Luftmangel entsteht, reduziert im Katalysator NO zu N<sub>2</sub> und CO<sub>2</sub> (siehe (2.32)). Eine Reduzierung der NO<sub>x</sub>-Emissionen mit hohen Konvertierungsraten ist bis zum stöchiometrischen Luftverhältnis möglich (3-Wege-Katalysator) [4] [12] [14].



### 3 Basisvermessung

Der Emissionsausstoß von einspurigen Kraftfahrzeugen wird während eines Fahrzyklus am Zweiradrollenprüfstand gemessen.

#### 3.1 Der Zweiradrollenprüfstand

Auf dem Zweiradrollenprüfstand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik können gesetzeskonforme Emissionsmessungen für Zweiräder durchgeführt werden. Die Zweiradrolle ist von der Firma AVL Zöllner Typ: TS PR 0274 und kann bis zu einer Höchstgeschwindigkeit von 160 km/h betrieben werden. Das Fahrtwindgebläse der Firma WITT & SON hat einen maximalen Luftdurchsatz von 48000 m<sup>3</sup>/h und wird proportional zur Rollengeschwindigkeit geregelt. Die vom Fahrzeug emittierten Abgase werden über eine offene CVS-Anlage (Constant Volume Sampling) abgesaugt (Abbildung 3.1). Die reglementierten Abgaskomponenten werden mit der Abgasemissionsanalyse der Firma AVL Typ AMA i60 gemessen.

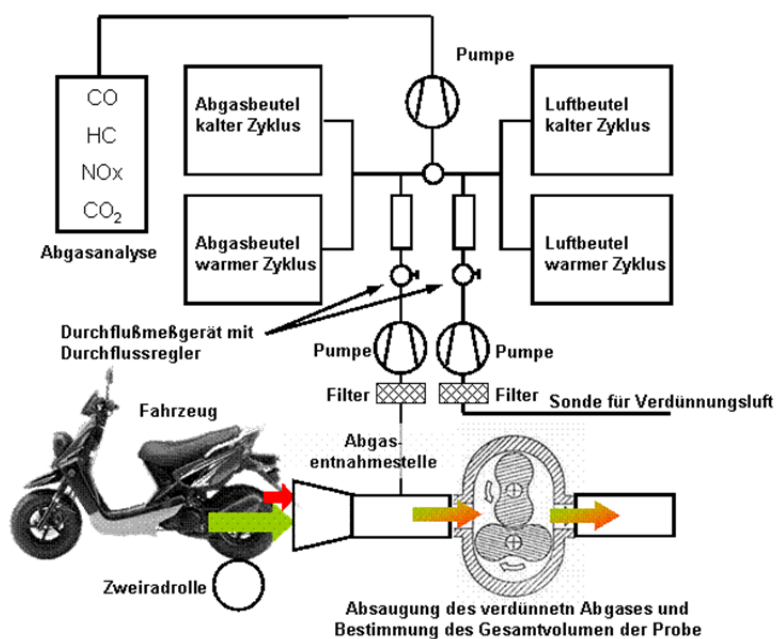


Abbildung 3.1 offene CVS Anlage

Während der Rollenmessung werden die aus dem Auspuff austretende Abgase zusammen mit der Umgebungsluft konstant mit 4000 l/min über die offene CVS Anlage abgesaugt. Nur ein kleiner Teilstrom (8 l/min) des verdünnten Abgases wird in einem Beutel, dem Abgasbeutel, gesammelt. Zur selben Zeit wird in einem zweiten Beutel die Umgebungsluft gesammelt. Bei diesem Beutel handelt es sich um den Luftbeutel. Der Luftbeutel wird zur Bestimmung der Hintergrundkonzentration benötigt. Im Anschluss an die Rollenmessung wird der Inhalt beider Beutel analysiert. Diese Analyse der Beutel wird für die gesetzeskonforme Emissionsmessung benötigt, gibt jedoch keinen Aufschluss über die zeitliche Entstehung der emittierten Abgasemissionen. Daher wird für detaillierte Untersuchungen während der Rollenmessung kontinuierlich ein weiterer Teilstrom direkt in die Abgasanalyse geleitet. Durch die kontinuierliche Messung der Abgasemissionen kann die zeitliche Entstehung der einzelnen Abgaskomponenten erfasst werden.

### 3.2 50 cm<sup>3</sup> Testfahrzeug

Bei dem untersuchten Fahrzeug handelt es sich um einen sogenannten Roller bzw. Scooter. Der Roller wird durch einen gebläsegekühlten 50 cm<sup>3</sup> Viertakt-Ottomotor angetrieben. Der Motor des Fahrzeugs hat die Typenbezeichnung GY6 und wird in unterschiedlichen Hubraumklassen von sehr vielen unterschiedlichen Herstellern wie Kymco, SYM und PGO in Taiwan aber auch von Neco, Qianjiang, Zongshen, Haojin und Xingyue in China produziert. Dieser Motor wird vor allem in Scootern und ATVs des unteren Preissegments verbaut und ist in Europa stark vertreten.

Das Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der TU-Graz, Arbeitsbereich Konstruktion und Auslegung, erhielt den Auftrag zur Überarbeitung dieses EURO 2 Motors, der in China für den europäischen Markt produziert wird. Im Rahmen des Industrieauftrages sollten Maßnahmen entwickelt werden, um die kommende Abgasemissionsvorschrift EURO 3 zu erfüllen. Auf Änderungen, die an diesem Motor durchgeführt wurden, wird in Kapitel 3 eingegangen.

Der gebläsegekühlte 50 cm<sup>3</sup> Viertakt-Ottomotor besitzt einen Ventiltrieb mit obenliegender Nockenwelle. Die Gemischaufbereitung erfolgt über einen Gleichdruckvergaser. Zur Abgasnachbehandlung wird ein ungeregelter Katalysator mit Sekundärluftzufuhr eingesetzt. Die Kraftübertragung erfolgt über eine CVT (Continuous Variable Transmission (stufenloses Getriebe)) mit Sekundärgetriebeübersetzung. Das Fahrzeug ist für EURO 2 homologiert und wird zur Einhaltung der gesetzlich vorgeschriebenen Fahrzeughöchstgeschwindigkeit auf 47 km/h gedrosselt. Die Leistung des Motors wird durch eine drehzahlabhängige Rücknahme der Vorzündung reduziert. Weitere technische Daten des Fahrzeugs können aus der Tabelle 3.1 entnommen werden.

Fahrzeug		
Typ	Roller	
Gewicht	95	kg
Kraftübertragung	Stufenloses Variomatikgetriebe mit Sekundärgetriebe	
Sekundärgetriebeübersetzung	13,124	-
Motor		
Typ	1 Zylinder 4-Takt Ottomotor	
Bohrung / Hub	39 / 41,4	mm
Hubraum	49	cm <sup>3</sup>
Verdichtung	11	-
Gasaustausch	2 Ventile SOHC	
Kühlung	Gebläsegekühlt	
Gemischaufbereitung	19 mm Gleichdruckvergaser mit Beschleunigungsanreicherung	
Leistung / Drehzahl	2,36 / 7250	[kW/min-1]
Moment / Drehzahl	2,9 / 8000	[Nm/min-1]

Tabelle 3.1 50 cm<sup>3</sup> Testfahrzeug

Vor der Rollenmessung wurde zur Bestimmung der Gemischzusammensetzung eine Lambdasonde in den Auspuffkrümmer integriert und zur Überwachung der Motortemperatur wurde eine Temperaturmessstelle am Kerzensitz angebracht. Im Anschluss an diese Umbauarbeiten wurde das Fahrzeug am Rollenprüfstand vermessen. Während dieser Rollenmessung wurden die Abgase der Zyklen 1-4 (kalter Zyklus) und die der Zyklen 5-8 (warmer Zyklus) in separaten Beuteln gesammelt.

### 3.3 Ergebnis der Basisvermessung des 50 cm<sup>3</sup> Fahrzeuges

Das Ergebnis der kontinuierlichen Abgasemissionsmessung, die während des UN-ECE Reg 47 Testzyklus durchgeführt wurde, ist in Abbildung 3.2 dargestellt. Die Abgasanalyse zeigt bei diesem Fahrzeug, dass der Ausstoß an Kohlenwasserstoffen im Laufe der Messung nur leicht abnimmt. Die Abgasanalyse zeigt zudem eine sehr hohe Konzentration an Kohlenmonoxid über den gesamten Zyklus. Die CO-Konzentration übersteigt im Bereich der Vollast sogar den Messbereich des zugehörigen Analysators. Der Emissionsausstoß an NO<sub>x</sub> ist während des gesamten Fahrzyklus annähernd gleichbleibend.

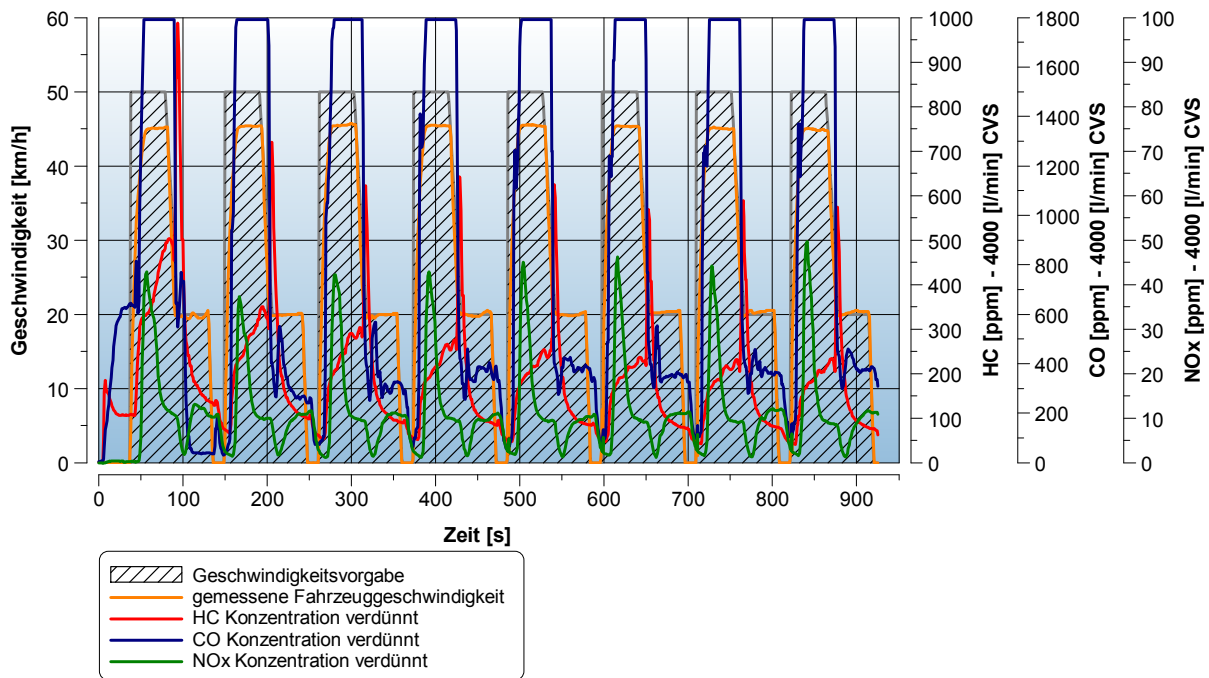


Abbildung 3.2 Kontinuierliche Messung der Abgasemissionen des 50 cm<sup>3</sup> Fahrzeuges

Die in Abbildung 3.2 dargestellten Konzentrationen der einzelnen Abgaskomponenten lassen keinen direkt Schluss auf den Anteil des Gesamtemissionsausstoßes zu. Zur besseren Darstellung sind die Abgasemissionen in Abbildung 3.3 akkumuliert dargestellt. Um die Gesamtmasse der limitierten Abgaskomponenten aus den Konzentrationen zu berechnen, wurden die Konzentrationen mit der Dichte der Abgaskomponenten und dem Gesamtvolumenstrom multipliziert.

$$CO[g/s] = \frac{CO[ppm] \cdot 1,250 [kg/m^3] \cdot CVS[l/min] \cdot 10^{-6}}{60} \quad (3.1)$$

$$HC[g/s] = \frac{HC[ppm] \cdot 0,619 [kg/m^3] \cdot CVS[l/min] \cdot 10^{-6}}{60} \quad (3.2)$$

$$NOx[g/s] = \frac{NOx[ppm] \cdot 2,050 [kg/m^3] \cdot CVS[l/min] \cdot 10^{-6}}{60} \quad (3.3)$$

$CO[ppm]$      verdünnte Konzentration CO  
 $HC[ppm]$      verdünnte Konzentration HC  
 $NOx[ppm]$     verdünnte Konzentration NOx  
 $CVS[l/min]$     Volumenstrom CVS – Anlage

Es wurden die Dichten entsprechend der Richtlinie 2002/51/EG des Europäischen Parlaments [15] herangezogen. Diese akkumulative Berechnung ist nur als Näherung zu sehen, da die Ansprechzeiten der Analytoren und Messbereichsüberschreitungen zu einer Verfälschungen der Gesamtmasse führen.

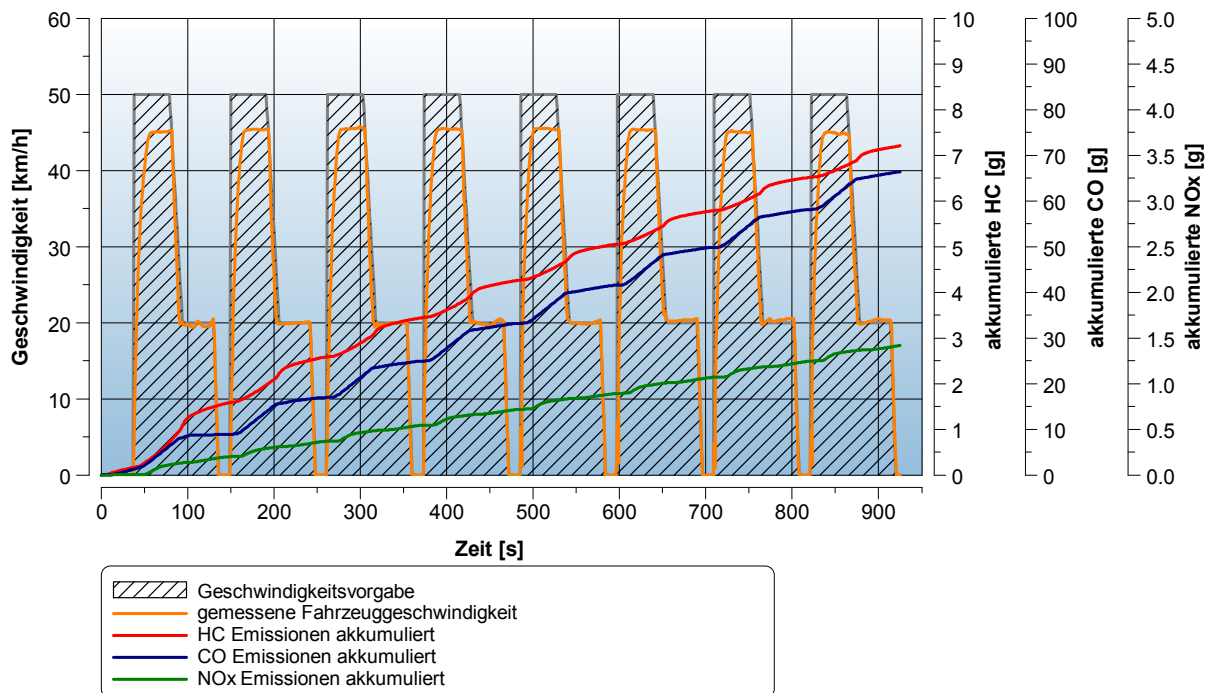


Abbildung 3.3 Akkumulierte Abgasemissionen der kontinuierliche Messung des 50 cm<sup>3</sup> Fahrzeuges

In Abbildung 3.3 kann man den hohen Emissionsausstoß im ersten Zyklus sehr gut erkennen. In den darauffolgenden Zyklen ist der Emissionsausstoß nicht wesentlich geringer. Da dieses Fahrzeug als EURO 2 konform deklariert ist, müsste der Emissionsausstoß ab dem 4. Zyklus deutlich abnehmen. Auch das Ergebnis der Beutelauswertung zeigt, dass die CO-Konzentration deutlich über dem einzuhaltenden Grenzwert liegt. Der Schadstoffausstoß an HC und NOx liegt knapp unterhalb des erlaubten Summengrenzwertes.

Beutelauswertung		
Luftfeuchtigkeit	50	[%] rel.
Luftdruck	978	[mbar]
Temperatur	24,5	[°C]
Volumen CVS	29,856	[m <sup>3</sup> ]
Wegstrecke	3,28	[km]
Beutelkonzentration	Luftbeutel	Abgasbeutel
CO [ppm]	6,000	1087,000
HC [ppm]	1,000	153,000
NOx [ppm]	0,000	11,000
CO <sub>2</sub> [Vol %]	0,041	0,266
Grenzwerte EURO 2		
CO	1,0	[g/km]
HC + NOx	1,2	[g/km]
Emissionsausstoß Testfahrzeug		
CO	12,30	[g/km]
HC + NOx	1,06	[g/km]
CO <sub>2</sub>	40,38	[g/km]

Tabelle 3.2 Beutelauswertung des 50 cm<sup>3</sup> Testfahrzeuges EURO 2

Der sehr hohe Emissionsausstoß an CO (12,3 g/km) überschreitet sogar den erlaubten Grenzwert der EURO 1 Abgasemissionsvorschrift um mehr als das Doppelte. Um diesem Phänomen auf den Grund zu gehen, muss der Verlauf des Luftverhältnisses untersucht werden.

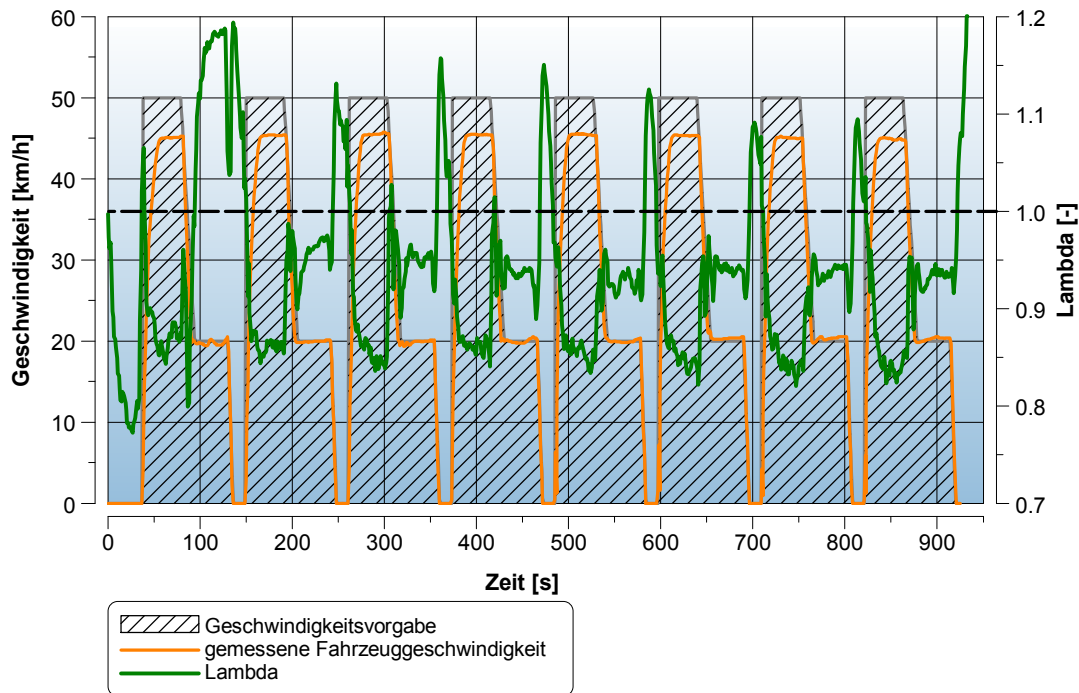


Abbildung 3.4 Lambdaverlauf des 50 cm<sup>3</sup> Fahrzeuges im ECE Reg 47 Testzyklus

In Abbildung 3.4 ist der  $\lambda$ -Verlauf während des Fahrzyklus dargestellt. Obwohl sich die Messstelle für die Lambdamessung nach der Sekundärluftzufuhr befindet, wird ein sehr niedriges  $\lambda$  im Auspuff gemessen. In der Beschleunigungsphase und während der konstanten Fahrt unter Vollast ist der Wert im Auspuff bei ungefähr 0,85. Während der Verzögerungsphase steigt der  $\lambda$ -Wert kurzfristig über 1 und fällt dann jedoch im 20 km/h Teil wieder stark ab und pendelt sich bei 0,95 ein. Im Leerlauf wird dann, durch einen höheren Sekundärluftanteil, ein Wert von über 1 gemessen. Die  $\lambda$ -Messung im Auspuff nach Sekundärluftzufuhr lässt keinen direkten Rückschluss auf das Verbrennungsluftverhältnis zu. Soll das Verbrennungsluftverhältnis mithilfe der Lambdasonde im Auspuff bestimmt werden, muss die Sekundärluftzufuhr deaktiviert werden. Das Ergebnis der Messung zeigt aber, dass die Sekundärluftzufuhr bei dem niedrigen Verbrennungsluftverhältnis nicht ausreicht, einen Wert über 1 sicherzustellen. Durch den zu geringen Sekundärluftmassenstrom verbunden mit dem niedrigen Verbrennungsluftverhältnis resultiert eine sehr schlechte Abgasnachbehandlung und führt zu diesem hohen Emissionsausstoß.

Alarmierend ist, dass dieses Fahrzeug eigentlich für EURO 2 homologiert ist und der Motor des Testfahrzeugs auch in vielen anderen Fahrzeugen, die in Europa verkauft werden, verbaut wird. Es ist davon auszugehen, dass auch diese Fahrzeuge einen derart hohen Emissionsausstoß aufweisen.

### 3.4 125 cm<sup>3</sup> Testfahrzeug

Bei dem zweiten Testfahrzeug handelt es sich um ein Motorrad mit 5-Gang Schalt Getriebe. Das Motorrad wird durch einen luftgekühlte 125 cm<sup>3</sup> Viertakt-Ottomotor angetrieben. Auch dieses Fahrzeug wird in China produziert. Der Motor, der in diesem Fahrzeug verbaut ist, wurde ursprünglich von Honda in den 70er Jahren entwickelt, um der Zweitaktkonkurrenz in den boomenden Entwicklungsländern entgegen zu treten. Der Motor hat die Bezeichnung CG125 und wird auch heute noch von Honda in einer leicht überarbeiteten Form gebaut. Die größte Anzahl dieser Motoren wird jedoch durch unterschiedliche chinesische Hersteller produziert. Das Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der TU-Graz, Arbeitsbereich Konstruktion und Auslegung, erhielt den Auftrag zur Überarbeitung dieses Motors für den europäischen Markt. Im Rahmen des Industrieauftrages sollten Maßnahmen entwickelt werden, um die bestehende Abgasemissionsvorschrift Euro 3 zu erfüllen. Auf Änderungen, die an diesem Motor durchgeführt wurden, wird später im Kapitel 3 eingegangen.

Der luftgekühlte Motor hat eine untenliegende Nockenwelle, die über Stoßstangen obenliegende Kipphebel betätigt. Die Gemischaufbereitung erfolgt über einen Schiebervergaser. Dieses Fahrzeug besitzt zur Abgasnachbehandlung weder ein Sekundärluftsystem noch einen Katalysator. Das hier getestete Fahrzeug eines Chinesischen Herstellers ist momentan in Europa noch nicht homologiert. Weitere technische Daten des Fahrzeugs können aus der Tabelle 3.3 entnommen werden

Fahrzeug		
Typ	Motorrad mit 5 Gang Schaltung	
Gewicht	125	kg
Kraftübertragung	Kette	
Getriebeübersetzung	1. 11,54 2. 6,08 3. 5,68 4. 5,14 5. 4,58	-
Übersetzung	2,33	
Getriebeausgang - Hinterrad	-	
Motor		
Typ	1 Zylinder 4-Takt Ottomotor	
Bohrung / Hub	56,5 / 49,5	mm
Hubraum	124,1	cm <sup>3</sup>
Verdichtung	9,5:1	
Gasaustausch	2 Ventile OHV	
Kühlung	Luftgekühlt	
Gemischaufbereitung	22 mm Rundschiebervergaser	
Leistung / Drehzahl	8,1 / 9000	[kW/min-1]
Moment / Drehzahl	9,8 / 7000	[Nm/min-1]

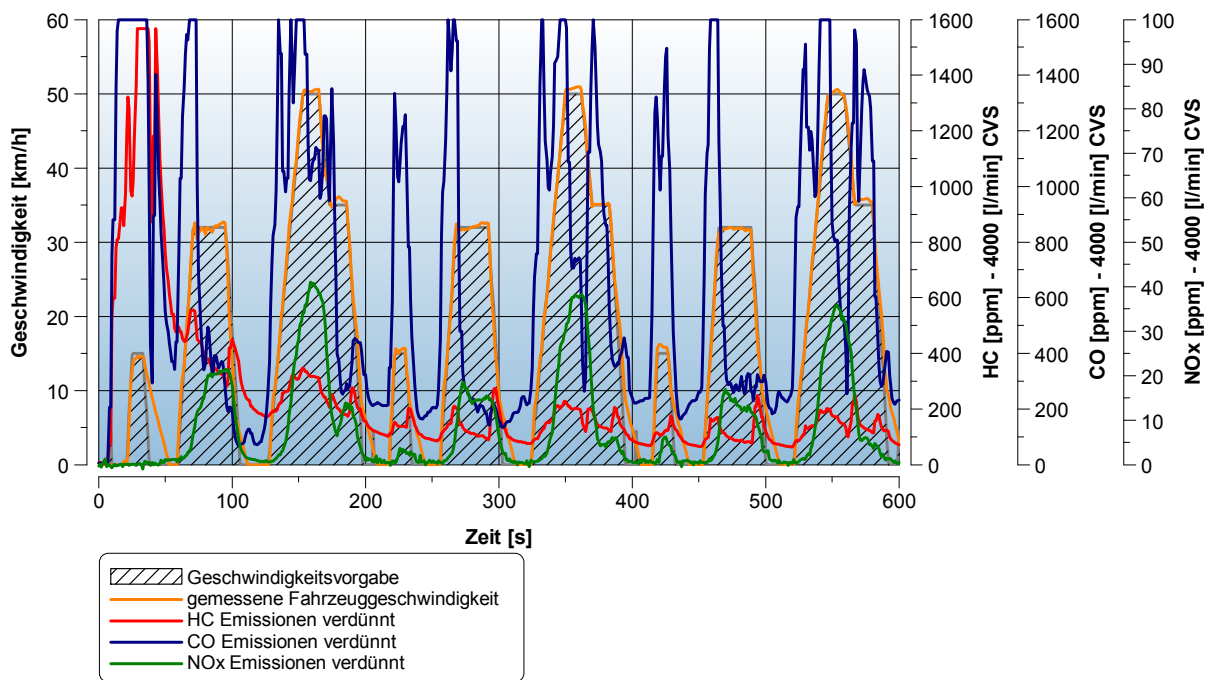
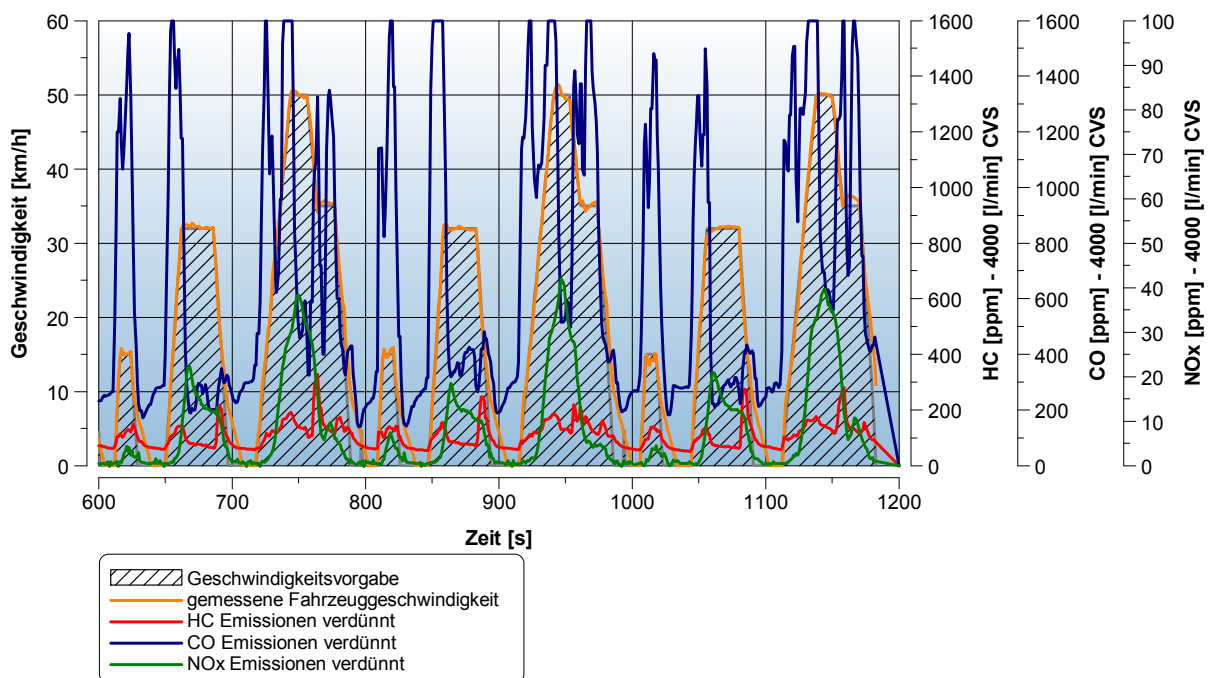
Tabelle 3.3 125 cm<sup>3</sup> Testfahrzeug

Auch bei diesem Fahrzeug wurde vor der Rollenmessung eine Lambdasonde in den Auspuffkrümmer integriert und es wurden dieselben Temperaturmessstellen wie am 50 cm<sup>3</sup> Fahrzeug angebracht. Im Anschluss an die Umbauarbeiten wurde das Fahrzeug am Rollenprüfstand vermessen. Während dieser Rollenmessung wurden die Abgase aller Zyklen in einem Beutel gesammelt.

### 3.5 Ergebnis der Basisvermessung des 125 cm<sup>3</sup> Fahrzeuges

Das Ergebnis der kontinuierlichen Abgasemissionsmessung, entsprechend des UN-ECE Reg 40 Testzyklus, ist in Abbildung 3.5 und Abbildung 3.6 dargestellt. Die ersten 3 Zyklen sind in der Abbildung 3.5 und die Zyklen 4-6 sind in der Abbildung 3.6 dargestellt.



Abbildung 3.5 Kontinuierliche Messung der Abgasemissionen des 125 cm<sup>3</sup> Fahrzeuges / Zyklen 1 - 3Abbildung 3.6 Kontinuierliche Messung der Abgasemissionen des 125 cm<sup>3</sup> Fahrzeuges / Zyklen 4 - 6

Die Abgasanalyse zeigt auch bei diesem Fahrzeug sehr hohen Emissionskonzentrationen. Die HC- und CO-Konzentrationen in der Kaltstartphase führen sogar zu Messbereichsüberschreitungen der Abgasanalysatoren.

Zur besseren Darstellung werden die Abgasemissionen in Abbildung 3.7 akkumuliert dargestellt. In der akkumulierten Darstellung ist der sehr hohe HC-Emissionsausstoß in der Kaltstartphase zu erkennen. Die Gemischanreicherung der Kaltstartvorrichtung führt dazu, dass 50% der Gesamtemission an

HC bereits im ersten Zyklus entstehen. Nach dieser Kaltstartphase nimmt der HC-Ausstoß wieder ab und bleibt in den darauffolgenden Zyklen annähernd konstant. Bei diesem Fahrzeug kommt es während der gesamten Fahrzyklus zu einem unverändert starken CO-Emissionsausstoß. In der Kaltstartphase entstehen noch keinen NO<sub>x</sub>-Emissionen. In Beschleunigungsphasen der darauffolgenden Zyklen werden dann vermehrt NO<sub>x</sub> gebildet.

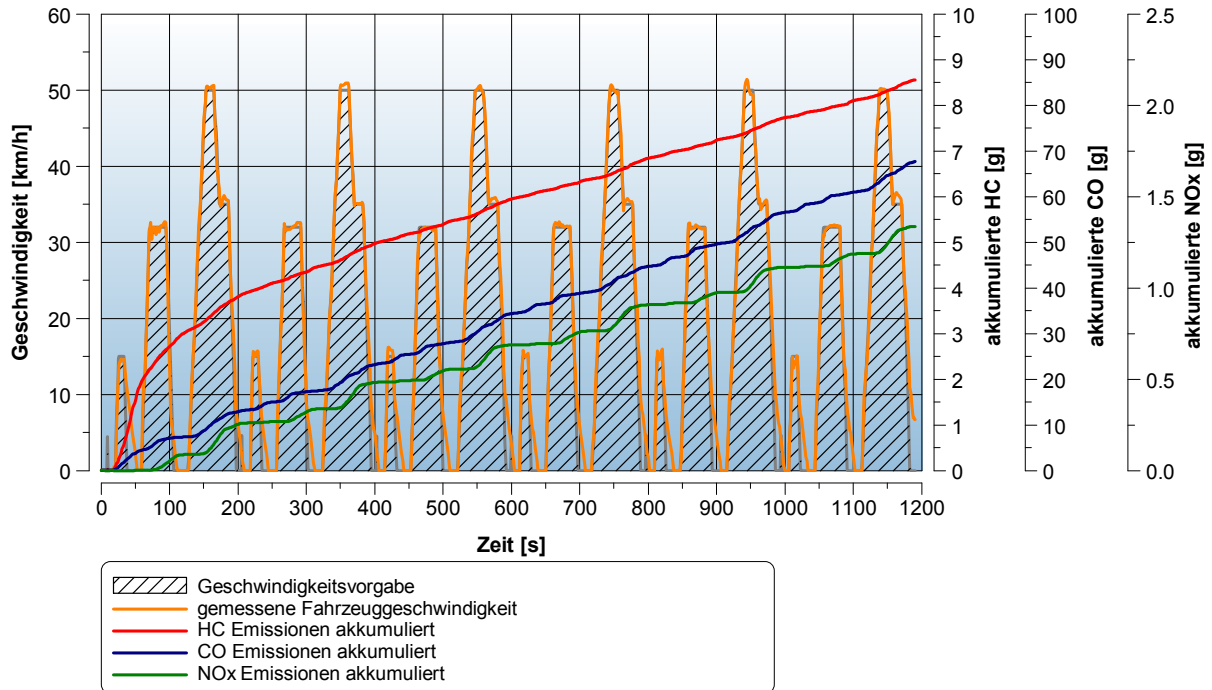


Abbildung 3.7 Akkumulierte Abgasemissionen der kontinuierliche Messung des 125 cm<sup>3</sup> Fahrzeuges

Der hohe Schadstoffausstoß ist auf ein Verbrennungsluftverhältnis unter Lambda 1 zurückzuführen.

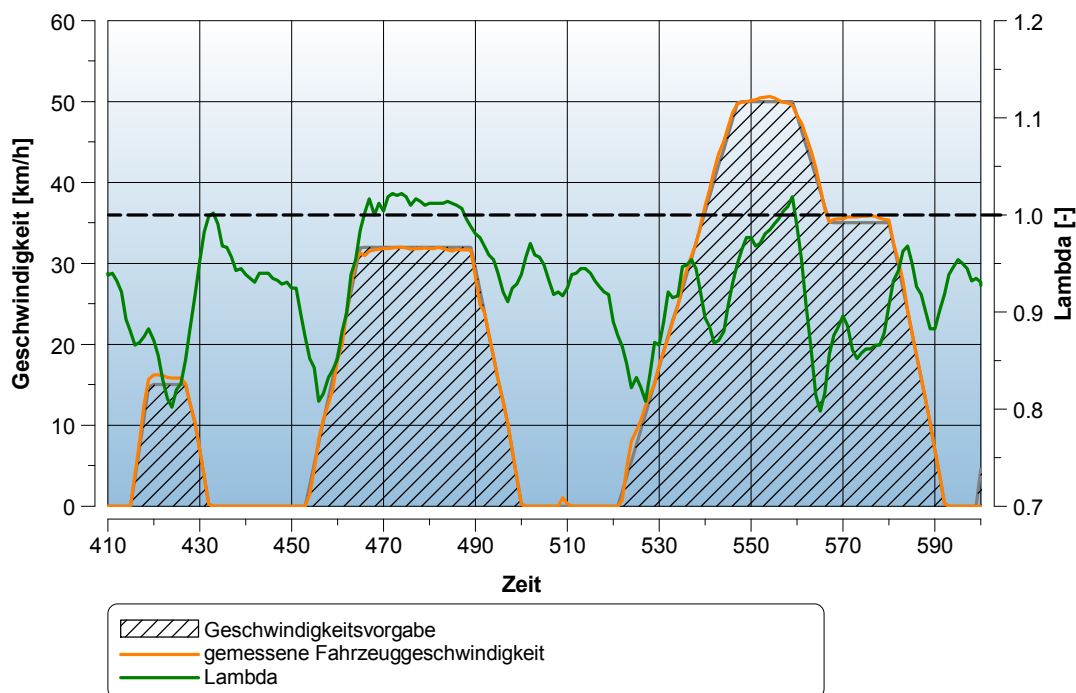


Abbildung 3.8 Lambdaverlauf des 125 cm<sup>3</sup> Fahrzeuges im ECE Reg 47 Testzyklus



Zur übersichtlichen Darstellung des gemessenen Verbrennungsluftverhältnisses während des Testzyklus wurde als Beispiel der 4 Zyklus gewählt. Da dieser Motor über kein Sekundärluftsystem verfügt, stellen die in Abbildung 3.8 dargestellten Werte das Verbrennungsluftverhältnis dar.

Das Verbrennungsluftverhältnis liegt fast immer unter 1. Während der Beschleunigungsphasen sinkt es auf 0,8 und steigt erst nach Rücknahme der Last wieder ein wenig an. Bereiche von  $\lambda = 1$  werden nur während der konstanten Geschwindigkeit von 32 km/h erreicht.

<b>Beutelauswertung</b>				
Luftfeuchtigkeit	73			[%] rel.
Luftdruck	972			[mbar]
Temperatur	21,9			[°C]
Volumen CVS	78,829			[m <sup>3</sup> ]
Wegstrecke	5,92			[km]
<b>Konzentration</b>	<b>Luftbeutel</b>	<b>Abgasbeutel</b>		
CO [ppm]	745,000		8,000	
HC [ppm]	166,000		14,000	
NOx [ppm]	8,500		0,000	
CO <sub>2</sub> [Vol %]	0,292		0,045	
<b>Grenzwerte EURO 3 ≤ 150 cm<sup>3</sup></b>				
CO	2,00			[g/km]
HC	0,80			[g/km]
NOx	0,15			[g/km]
<b>Emissionsausstoß Testfahrzeug</b>				
CO	<b>12,270</b>	[g/km]	<b>613,5</b>	[% v. Grenzwert]
HC	<b>1,256</b>	[g/km]	<b>157,0</b>	[% v. Grenzwert]
NOx	<b>0,245</b>	[g/km]	<b>163,5</b>	[% v. Grenzwert]
CO <sub>2</sub>	<b>64,86</b>	[g/km]	-	[% v. Grenzwert]

Tabelle 3.4 Beutelauswertung des 125cm<sup>3</sup> Testfahrzeuges für die EURO 3 Gesetzgebung

Das Ergebnis der Beutelauswertung ist der Tabelle 3.4 zu entnehmen. Die gemessenen Abgasbeutelkonzentration bestätigt das Ergebnis der kontinuierlichen Emissionsmessung. Der Emissionsausstoß aller Abgaskomponenten liegt deutlich über dem erlaubten Grenzwert für die EURO 3 Gesetzgebung. Bei diesem Fahrzeug wurde noch kein Katalysator zu Abgasnachbehandlung installiert. Die gemessenen Lambdawerte lassen jedoch vermuten, dass sich der Emissionsausstoß auch mit Katalysator nicht wesentlich verbessern würde. Für eine ausreichende Konvertierung von HC und CO im Katalysator muss entweder das Verbrennungsluftverhältnis angehoben werden oder ein geeignetes Sekundärluftsystem integriert werden. Diese Maßnahmen zur Reduktion von HC und CO stehen jedoch im Widerspruch zur NOx-Reduktion da bei magerem Verbrennungsluftverhältnis einerseits die NOx-Bildung zunimmt andererseits aber die Konvertierungsrate im Katalysator abnimmt.

## 4 Maßnahmen zur Schadstoffreduzierung und Leistungssteigerung bei Low-Cost-Zweiradfahrzeugen

Der Schadstoffausstoß kann durch die Optimierung der Gemischbildung, durch innermotorische Maßnahmen und durch eine geeignete Abgasnachbehandlung reduziert werden.

Bei den beiden Testfahrzeugen handelt es sich, wie schon erwähnt, um Fahrzeuge aus einem Industrieauftrag. In diesem Kapitel wird kurz auf die möglichen Änderungen, die an den Motoren und an der Abgasnachbehandlung vorgenommen werden können, eingegangen. Hauptziel der Entwicklung war die Emissionsreduzierung, verbunden mit einer Leistungssteigerung bei annähernd gleichbleibenden Kosten. Konstruktive Änderungen am Motor mussten dabei auf ein Minimum beschränkt werden, da jede Änderung mit zusätzlichen Kosten verbunden ist.

### 4.1 Optimierung der Gemischbildung

Der Schadstoffausstoß an HC und CO ist bei stöchiometrisch betriebenen Ottomotoren sehr gering. Bei diesem Verbrennungsluftverhältnis entstehen zwar vermehrt Stickoxide, welche aber durch die katalytische Abgasnachbehandlung reduziert werden können. Durch den stöchiometrischen Betrieb und die Abgasnachbehandlung ist ein geringer Emissionsausstoß aller reglementierten Abgaskomponenten möglich (siehe Abbildung 4.1 a). Die gute Konvertierungsrate der drei reglementierten Schadstoffkomponenten ist jedoch nur in einem sehr kleinen Lambdabereich möglich (Abbildung 4.1 b), wodurch die genaue Einhaltung des Verbrennungsluftverhältnisses zwingend notwendig ist.

Aufgrund des Preisdrucks im hier beschriebenen Marktsegment, werden diese Fahrzeuge fast durchwegs mit Vergasern zur Gemischaufbereitung ausgestattet. Ein geregelter stöchiometrischer Betrieb kann dadurch nicht gewährleistet werden.

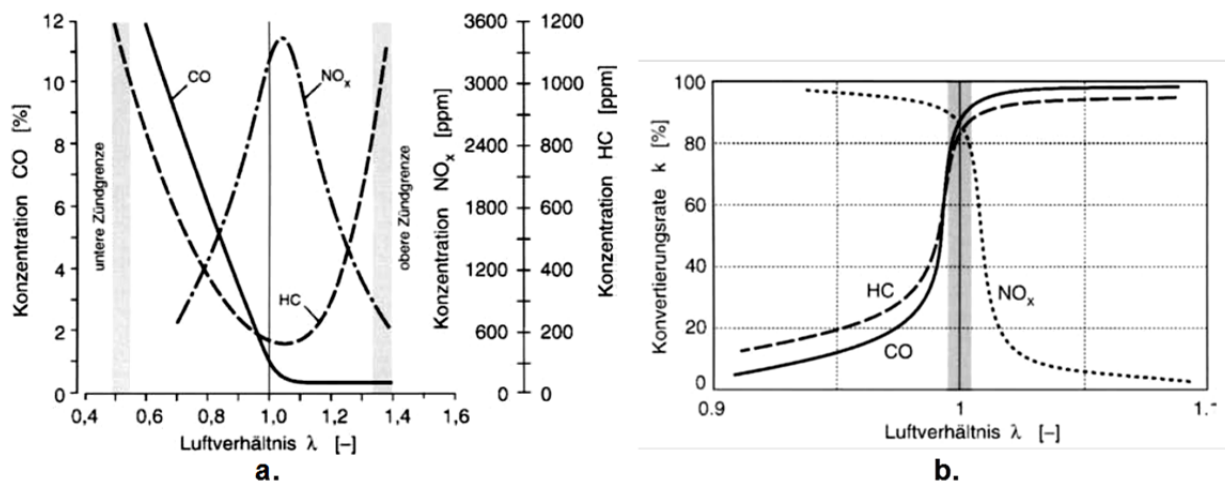


Abbildung 4.1 a.) Schadstoffbildung bei Ottomotoren über dem Luftverhältnis  
b.) Konvertierungsrate eines Katalysators

[12]

Aufgrund der höheren Motorleistung bei fetter Gemischzusammensetzung werden insbesondere luftgekühlte Fahrzeuge oft mit einem Luftverhältnis  $\lambda < 1$  betrieben. Die Leistungszunahme bei  $\lambda < 1$  ist durch unterschiedliche Effekte begründet. Bei niedrigeren  $\lambda$ -Werten sinkt zwar der Wirkungsgrad, der Gemischheizwert steigt aber weiter an (siehe Formel (2.23)). Bei der Verbrennung bis zum chemischen Gleichgewicht und den damit verbundenen Verlusten durch unvollständige und unvollkommene Verbrennung verschiebt sich das Maximum der spezifischen Energie zu niedrigeren  $\lambda$ -Werten. Zudem haben die meisten Kraftstoffe bei einem Verbrennungslambda von 0,85 - 0,9 ihre maximale Flam-

mengeschwindigkeit, wodurch auch die turbulente Flammgeschwindigkeit zunimmt und die Verbrennungsdauer sinkt. Bei fetter Gemischzusammensetzung kommt es aufgrund der Verdampfungswärme des überschüssigen Kraftstoffes zu einer Kühlung der Zylinderladung, wodurch eine bessere Füllung erzielt werden kann. Die Verdampfungswärme von EURO Super beträgt 420 kJ/kg [12].

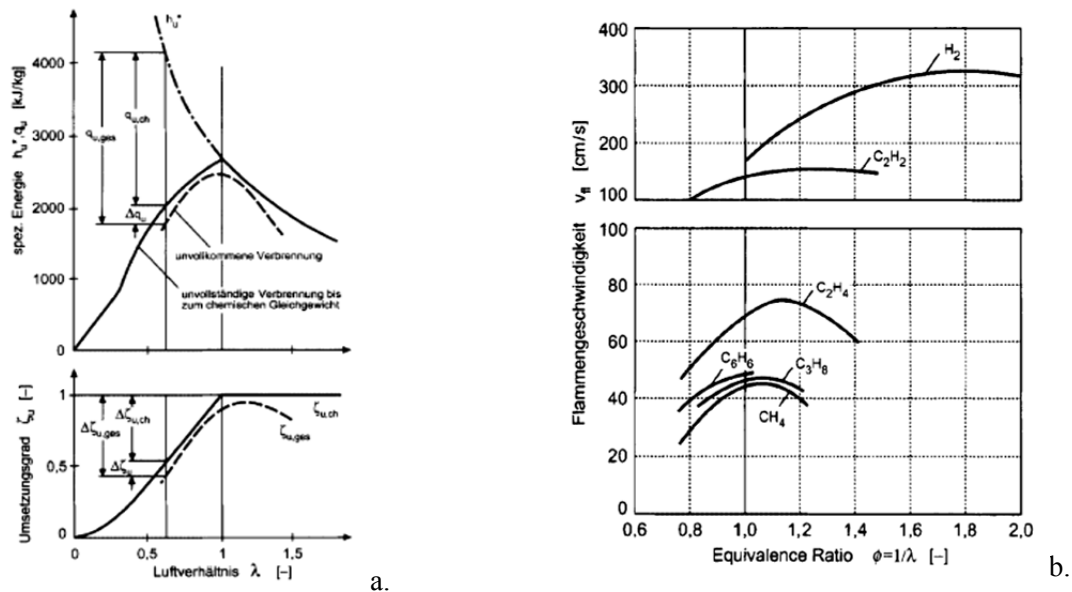


Abbildung 4.2 a.) Verluste durch unvollständige und unvollkommene Verbrennung b.) Laminare Flammgeschwindigkeit als Funktion des Kehrwertes des Luftverhältnisses [12]

Die Betriebsart mit niedrigen  $\lambda$ -Werten hat aber einen erhöhten Schadstoffausstoß von Kohlenwasserstoff und Kohlenmonoxid zufolge und die Schadstoffkonvertierung im Katalysator nimmt infolge des Sauerstoffmangels ab. Da die Vorteile der niedrigen  $\lambda$ -Werte nicht in allen Betriebszuständen benötigt werden, ist eine bedarfsgerechte Regelung unumgänglich.

#### 4.1.1 Vergaser

Die Motoren beider Testfahrzeuge sind mit Vergasern zur Gemischaufbereitung ausgestattet. Der 50 cm<sup>3</sup> Roller besitzt einen 19 mm Gleichdruckvergaser, das 125 cm<sup>3</sup> Motorrad einen 22 mm Schiebervergaser. Bei Schiebervergasern gibt ein Schieber, der durch einen Seilzug betätigt wird, den Vergaserdurchlass frei, wobei der Schieber auch gleichzeitig der Lufttrichterquerschnitt ist. Die angesaugte Luftmenge wird daher direkt durch die Gashahnstellung geregelt. Bei Gleichdruckvergasern hingegen passt sich der freigegebene Luftquerschnitt an die erforderliche Ansaugluftmenge an und wird dabei über einen Kolben geregelt. Der Kolben weist auf der Innenseite eine mit einer Membran abgedichtete Unterdruckkammer auf. Diese Unterdruckkammer ist über eine Bohrung im Kolben mit dem Lufttrichter (Diffusor) des Vergasers verbunden. Wird die Drosselklappe geöffnet, so steigt der Luftdurchsatz und der Druck im Diffusor sinkt. Der Unterdruck hebt den Kolben gegen den Widerstand der Kolbenfeder an. Der Kraftstoff strömt durch die Hauptdüse über das Mischrohr und durch die Nadeldüse in den Lufttrichter. Die Kraftstoffmenge wird in der Teillast über die Düsennadel, die am Kolben befestigt ist und in die Nadeldüse ragt, geregelt. Die maximale Kraftstoffmenge, die in der Vollast in den Lufttrichter strömt, wird durch die Größe der Hauptdüse und den Querschnitt der Luftzufuhr für das Mischrohr vorgegeben. Die Ansprechzeit und die Öffnungsgeschwindigkeit des Kolbens können durch Änderung der Federsteifigkeit der Kolbenfeder, durch Änderung des Kolbengewichts und durch Änderung der Bohrung zwischen der Unterdruckkammer und dem Diffusor beeinflusst werden.

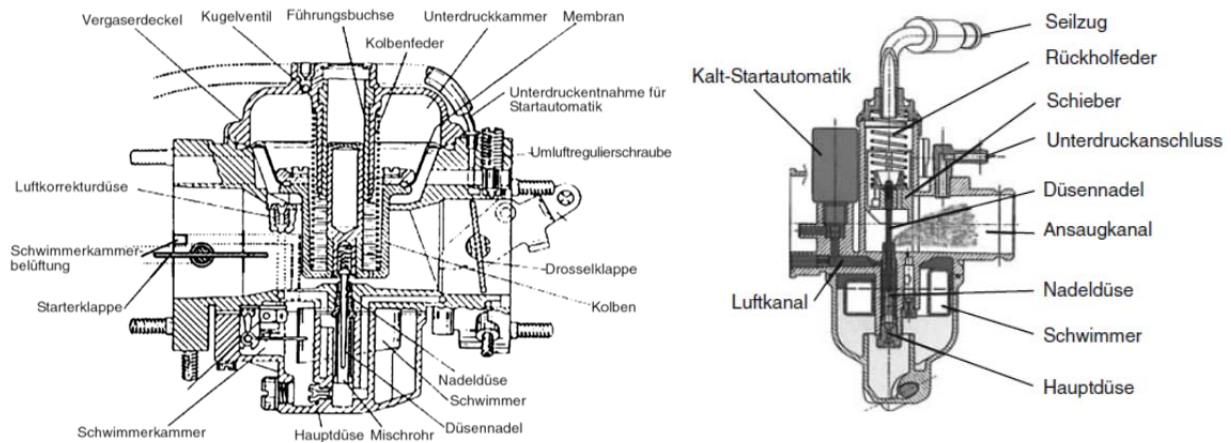


Abbildung 4.3 Schema eines Gleichdruck- und eines Schiebervergasers

[1] [3]

Bei schnellem Wechseln von der Teillast in die Volllast, d.h. durch rasches Öffnen der Drosselklappe (Schieber), kann es vorkommen, dass das Gemisch ausmagert, da im Saugrohr zu wenig gespeicherter Wandfilm vorliegt. Um ein solches ausmagern zu vermeiden ist der Gleichdruckvergaser des 50 cm<sup>3</sup> Rollers zusätzlich mit einer Beschleunigerpumpe zur Gemischanreicherung ausgestattet. Die Gemischanreicherung der Beschleunigerpumpe führt jedoch zu einem erhöhten Emissionsausstoß an HC und CO in der Beschleunigungsphase. Ein Ausmagern des Gemisches kann aber auch durch ein langsames Heben des Vergaserkolbens während des raschen Öffnens der Drosselklappe verhindert und der Emissionsausstoß in der Beschleunigungsphase reduziert werden. Durch die langsamere Kolbenbewegung kommt es jedoch zu einem minimalen Verlust beim Ansprechverhalten des Motors auf schnelle Lastwechsel.

Luftgekühlte Verbrennungsmotoren reagieren sehr sensibel auf Änderungen des Verbrennungsluftverhältnisses und haben meist bei sehr fetter Verbrennung ( $\lambda < 0,9$ ) ihr Leistungsmaximum. Die starke Leistungsminderung durch magere Gemischzusammensetzung luftgekühlter Motoren ist im Vergleich zu wassergekühlten Motoren auf die schlechtere Kühlwirkung von Luft zurückzuführen. Bei luftgekühlten Motoren hat der Effekt der Innenkühlung durch den zusätzlichen Kraftstoff eine große Bedeutung. Beispielhaft ist in Abbildung 4.4 die Vollastleistung und der Mitteldruck eines gebläsegekühlten 50 cm<sup>3</sup> Viertakt-Ottomotors bei unterschiedlichen Verbrennungsluftverhältnissen dargestellt. Durch die  $\lambda$ -Steigerung von 0,9 auf 1,0 kommt zu einem durchschnittlichen Verlust im Mitteldruck von ca. 3,6%. Bei einer Steigerung auf 1,1 kommt es bereits zu einem durchschnittlichen Verlust von ca. 10%.

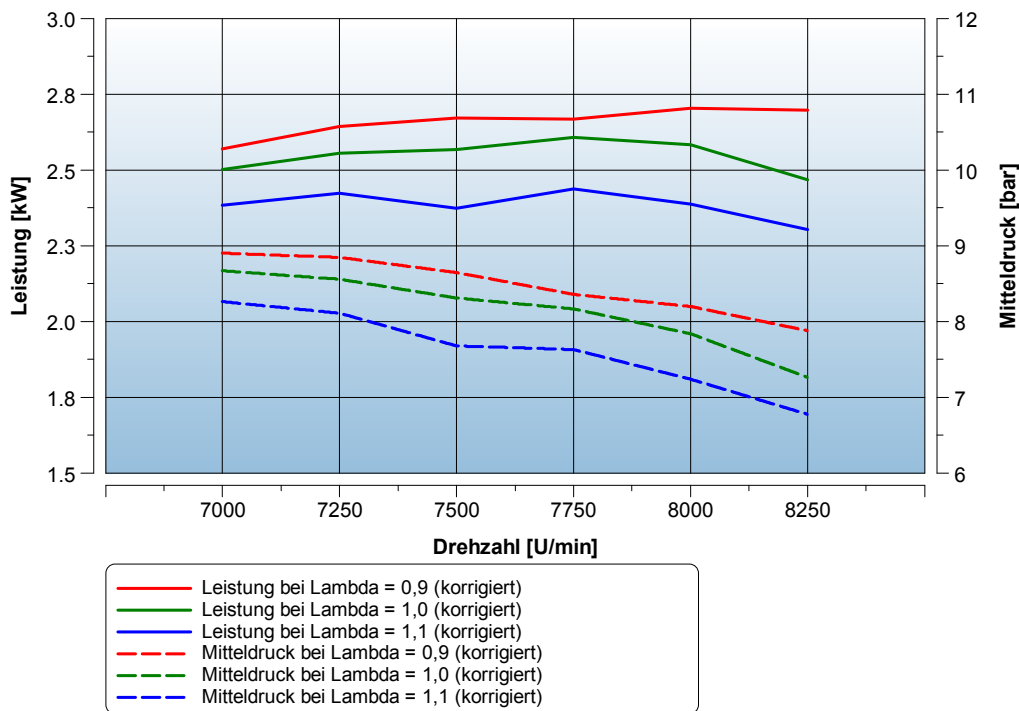


Abbildung 4.4 WOT Leistung und Mitteldruck eines luftgekühlten 50 cm<sup>3</sup> Motors bei unterschiedlichem  $\lambda$

Durch eine magere Vergaserabstimmung ( $\lambda \geq 1$ ) kann eine erhebliche Reduktion an HC- und CO-Emissionen erreicht werden. Ziel ist es, einen guten Kompromiss aus Motorleistung, Verbrauch und Abgasemissionen zu erreichen. Eine geeignete Vergaserabstimmung ist zwar aufwendig, verursacht aber keine zusätzlichen Herstellungskosten.

Bei der Analyse der Ergebnisse der Basisvermessung der beiden Versuchsfahrzeuge am Rollenprüfstand wurde zudem festgestellt, dass die Kaltstartanreicherung zu lange andauert. Das Einsparungspotential, das durch eine optimierte Kaltstartanreicherung erreicht werden kann, ist zwar hoch, aber nur auf die Kaltphase beschränkt. Bei den Chokesystemen der Testfahrzeuge handelt es sich um elektrisch beheizte Chokenadeln. Durch die Änderung des Heizelements oder des Heizstromes kann die Dauer der Kaltstartanreicherung variiert werden. Neben der Änderung der Anreicherungsdauer besteht noch die Möglichkeit der Reduzierung der Kraftstoffmenge während der Choke geöffnet ist. Dies kann durch eine kleinere Chokedüse erfolgen. Die notwendige Kaltstartanreicherung muss jedoch mit den Vorgaben im Lastenheft abgestimmt werden. Durch die Optimierung der Kaltstartphase können HC- und CO-Emissionen reduziert werden. Durch die kürzere Chokedauer und verringerten Gemischanreicherung in der Kaltphase kommt es zu einem geringfügig höherem NO<sub>x</sub>-Ausstoß.

## 4.2 Abgasnachbehandlung

Eine effektive Abgasnachbehandlung kann bei niedrigem Verbrennungsluftverhältnis nicht ohne weitere Maßnahmen sichergestellt werden. Um bei einem Luftverhältnis  $\lambda < 1$  eine ausreichende Konvertierung der HC- und CO-Emissionen sicherzustellen, muss das Luftverhältnis im Auspuffsystem angehoben werden. Bei Low-Cost-Fahrzeugen wird dies meist durch ein membranbasiertes Sekundärluftsystem realisiert. Bei der Verwendung eines Sekundärluftsystems wird vor dem Katalysator Frischluft in den Auspuff eingebracht und somit das Luftverhältnis im Abgas erhöht. Durch den zusätzlichen Sauerstoff im Abgas steigt die Konvertierungsrate von HC und CO im Katalysator an.

Die Stickoxidbildung bei der Verbrennung und die Konvertierung im Katalysator sind jedoch gegenüber der Entstehung von HC und CO. Bei Verbrennung bei niedrigen  $\lambda$ -Werten ist die Stickoxidbildung ein wenig geringer. Durch den Sauerstoff, der durch die Sekundärluft eingebracht wird, kommt

es jedoch zu einem Problem bei der NO<sub>x</sub>-Konvertierung im Katalysator, da die Konvertierungsrate von NO<sub>x</sub> bei magerem Luftverhältnis sehr stark abnimmt. Durch die Sekundärluftmasse, die für die Konvertierung von HC und CO zugeführt wird, kommt es praktisch zu keiner Reduktion von NO<sub>x</sub> im Katalysator.

### 4.2.1 Katalysator

Bereits die EURO 2 Abgasemissionsvorschriften können nur durch die Verwendung eines Katalysators erfüllt werden. Im Rahmen der EURO 2 werden nur die Zyklen der Warmphase berücksichtigt und das Kaltstartverhalten somit nicht erfasst. Da für EURO 3 auch die Emissionen der Kaltphase mit berücksichtigt werden, ist ein schnelles Anspringen des Katalysators anzustreben. Im Hinblick auf die Ergebnisse der Basisvermessung müssen die Emissionen der Kaltstartphase drastisch reduziert werden, damit die Fahrzeuge die EURO 3 Gesetzgebung erfüllen können. Die katalytische Abgasnachbehandlung benötigt aber eine gewisse Mindesttemperatur. Die Katalyse läuft zwar bereits bei geringen Temperaturen ab, allerdings werden dabei keine nennenswerten Konvertierungsraten erzielt. Die Umsetzung im Katalysator wird durch folgende Formel beschrieben.

$$k = \frac{\text{Eingangskonzentration} - \text{Ausgangskonzentration}}{\text{Eingangskonzentration}} \quad (4.1)$$

Die Temperatur, ab der eine nennenswerte Konvertierung stattfindet, wird als Anspringtemperatur oder Light-Off bezeichnet. Der Light-Off Point (siehe Abbildung 4.5) entspricht der Temperatur bei der der Katalysator 50% der Konvertierungsrate erreicht.

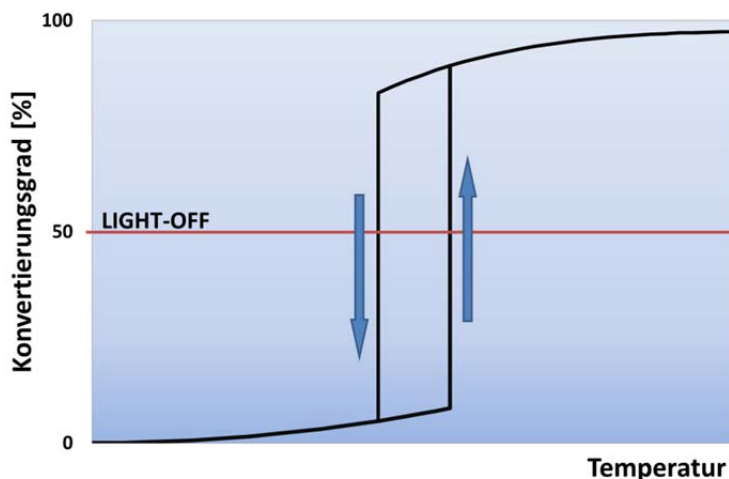


Abbildung 4.5 Katalysator Light-off Kurve [17]

Im Bereich des Light-Off steigt die Konvertierungsrate des Katalysators steil an. Die Anspringtemperaturen liegen etwa bei 250°C und sind von den Abgaskomponenten und von der Katalysatorbeschichtung abhängig. Die Anspringtemperatur wird durch die Alterung und Raumgeschwindigkeit beeinflusst. Unter der Alterung versteht man die Abnahme der Konvertierungsrate und die Erhöhung der Anspringtemperatur. Die Alterung des Katalysators wird durch thermisch bedingte Deaktivierungsvorgänge und durch Vergiftung hervorgerufen. Eine höhere Raumgeschwindigkeit führt zu einer Temperaturverschiebung des Light-Offs hin zu höheren Temperaturen. Die Raumgeschwindigkeit ist dabei ein Maß für die Verweilzeit des Abgases im Katalysator.

$$RG = \frac{\text{Volumenstrom/Stunde}}{\text{Katalysatorvolumen}} \quad (4.2)$$

Es gibt unterschiedliche Möglichkeiten um die Zeit bis zum Erreichen der Betriebstemperatur des Katalysators zu verkürzen. Durch die Steigerung der Abgastemperatur kann der Light-Off-Point

schneller erreicht werden. Dies kann durch die Rücknahme der Vorzündung oder durch späte Einspritzung (im Falle einer Direkteinspritzung) erreicht werden. Durch diese Maßnahmen kann die Abgas-temperatur in der Kaltstartphase angehoben werden. Bei Motoren, die mit Vergaser ausgestattet sind, ist die Möglichkeit der späten Einspritzung natürlich nicht möglich. Selbst die bedarfsgerechte Reduktion der Vorzündung ist mit einem erhöhten Kostenfaktor für die Regelung der Zündanlage verbunden. Der Zündzeitpunkt wird bei beiden Fahrzeugen lediglich über der Drehzahl verstellt und kann aufgrund des Fehlens jeder weiteren Elektronik nicht über andere Parameter beeinflusst werden. Die Wahl der Vorzündung ist bei diesen Fahrzeugen meist ein Kompromiss aus Motorleistung und Emissionsausstoß. Um den Light-Off-Point zeitlich zu beeinflussen, kann nur die Position des Katalysators geändert werden. Wenn der Katalysator näher am Zylinder positioniert wird, verringert sich das Abgastemperaturgefälle vom Auslass bis zum Katalysator. Durch die verkürzte Anspringszeit des Katalysators kommt es in der Kaltphase wiederum zu einer Reduzierung des Emissionsausstoßes. Die geänderte Katalysatorposition hat allerdings keinen Einfluss auf die Emissionen in der Warmphase. Der Schadstoffausstoß in der Warmphase kann bei gleichem Luftverhältnis nur durch eine Änderung der Katalysatorbeschichtung erfolgen. Durch unterschiedliche Edelstahlkombinationen kann selektiv auf einzelne Abgaskomponenten reagiert werden. Eine bessere Schadstoffkonvertierung kann durch die Vergrößerung des Katalysatorvolumens erreicht werden, wobei hier die Raumgeschwindigkeit reduziert wird. Die Vergrößerung des Katalysators führt jedoch zu einer Kostensteigerung. Das Katalysatorvolumen beeinflusst auch den Abgasgegendruck. Ein höherer Abgasgegendruck führt oft zu einer Reduzierung der erzielbaren Motorleistung. Bereits die auslassnahe Katalysatorposition kann durch die veränderte Gasdynamik zu einer Leistungsminderung führen.

#### 4.2.2 Oxidationskatalysator mit Sekundärluftzufuhr

Bei einem Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda < 1$  kommt es zu einem erhöhten HC- und CO-Ausstoß und die Konvertierungsrate im Katalysator sinkt. Die Konvertierungsrate im Katalysator kann durch einen höheren Sauerstoffgehalt im Abgassystem angehoben werden.

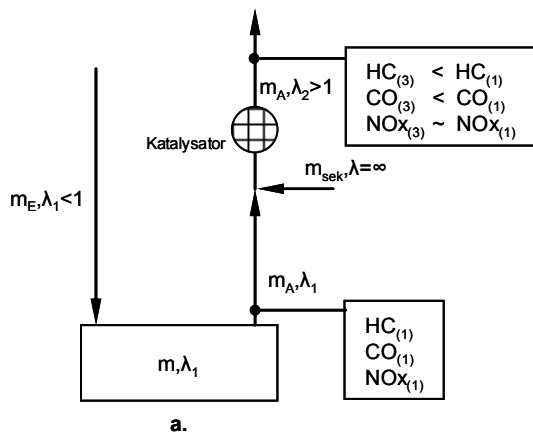


Abbildung 4.6 Sekundärluftsystem mit Oxidationskatalysator

Dies kann durch den Einsatz eines Sekundärluftsystems realisiert werden. Im Unterschied zum 125 cm<sup>3</sup> Fahrzeug ist das 50 cm<sup>3</sup> Fahrzeug bereits mit einem Sekundärluftsystem ausgestattet. Bei vielen Sekundärluftsystemen wird die Sekundärluftzufuhr oft möglichst nahe an das Auslassventil herangeführt, um möglichst heißes Abgas mit Sauerstoff zu vermischen und bereits vor dem Katalysator Oxidationsreaktionen zu ermöglichen. Meist werden membranbasierte Sekundärluftsysteme eingesetzt, die die Druckschwingungen im Auspuffsystem nutzen um Luft in den Auspuff zu fördern. Diese Druckschwingungen sind nahe am Auslassventil sehr stark und können so optimal genutzt werden. An diese Position können aus Platzgründen jedoch nur Sekundärluftsysteme mit geringer Größe angebracht werden und dadurch kann die für eine ausreichende Konvertierung notwendige Frischluftzufuhr



nicht gewährleistet werden. Im Zuge der Entwicklungen zur Emissionsreduzierung am 125 cm<sup>3</sup> Fahrzeug wurde ein neuartiges System der Sekundärluftzufuhr entwickelt. Das neue System zur verbesserten Sekundärluftzufuhr ist in Abbildung 4.7 dargestellt. Bei diesem System wird die Sekundärluft über einen Ringspalt in den Auslasskanal gesaugt, wobei der Ringspalt durch den Auslasskanal und das Auspuffrohr selbst gebildet wird. Dieser Ringspalt wird sehr nahe an das Auslassventil herangeführt. Der Einlassquerschnitt kann dadurch im Vergleich zur konventionellen Methode vergrößert werden. Die Unterdruckwellen, die für den Sekundärluftmassenstrom verantwortlich sind, können so effektiver genutzt werden. Dieses neuartige System der Sekundärluftzufuhr zusätzlich zur die Sicherstellung der ausreichenden Sekundärluftmasse weitere Vorteile.

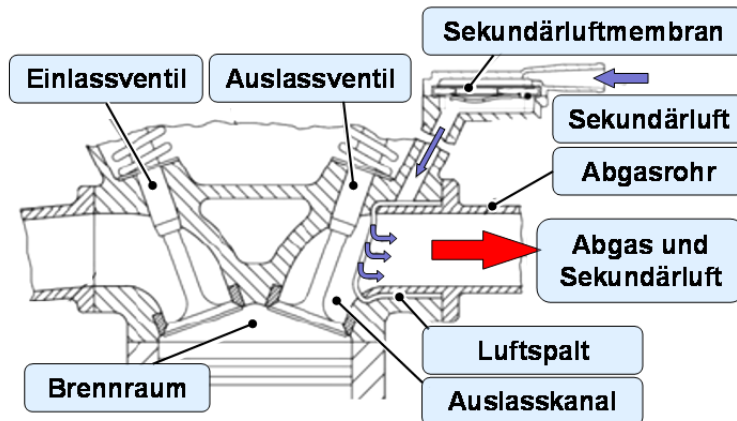


Abbildung 4.7 Sekundärluftsystem mit Luftspalt

So kann im Ringspalt die Sekundärluft vorgewärmt werden, wodurch es bei der darauffolgenden Mischung von Sekundärluft und Abgas zu einer Reduzierung des Temperaturabfalls kommt. Außerdem isoliert der mit Frischluft gespülte Ringspalt den Bereich des Zylinderkopfes um den Auspuffkanal, wodurch der Temperaturtransfer vom Abgas in den Zylinderkopf minimiert wird. Rohrdurchmesser und Rohrlänge zwischen Sekundärluftzufuhr und dem Membranventil sind entscheidend dafür, wie intensiv die Unterdruckwellen an der Membran anliegen. Kurze Rohrlängen und große Durchmesser sind für einen ungestörten Impulstransfer und daraus folgenden hohen Massendurchfluss anzustreben. Durch dieses System kann beides realisiert werden, wodurch bedeutend mehr Sekundärluft in das Auspuffsystem eingebracht werden kann. In vielen Betriebspunkten kann dadurch eine magere Abgasnachbehandlung gewährleistet werden. Konventionelle Sekundärluftsysteme funktionieren meist nur in der Teillast bei moderaten Drehzahlen. Messungen des neuen Sekundärluftsystems haben ergeben, dass selbst unter Vollast bei hohen Drehzahlen noch große Mengen an Sekundärluft angesaugt werden. Der Sekundärluftmassenstrom nimmt bei hohen Drehzahlen stetig ab, wodurch der hohe Sekundärluftbedarf bei fetter Verbrennung in der Vollast meist nicht zur Gänze gedeckt werden kann. Eine geeignete Vergaserabstimmung ist daher auch bei diesem System sehr wichtig. Durch richtige Integration des Systems in den Zylinderkopf können auch Herstellungskosten eingespart werden.

### 4.2.3 Reduktionskatalysator, Sekundärluftzufuhr und Oxidationskatalysator

Wie bereits erwähnt, werden die meisten kleinvolumigen Ottomotoren mit einem Luftverhältnis  $\lambda < 1$  betrieben und zur Abgasnachbehandlung wird häufig ein Sekundärluftsystem verbaut (siehe Abbildung 4.8 a). Bei der daraus resultierenden mageren Abgasnachbehandlung kommt es lediglich zu einer Reduzierung von HC und CO. Die NO<sub>x</sub>-Konzentration bleibt annähernd gleich. Es gibt verschiedene Möglichkeiten, um bei diesem Konzept der fetten Verbrennung und mageren Abgasnachbehandlung den Stickoxidausstoß zu reduzieren.



Der Stickoxidausstoß kann beispielsweise durch den Einsatz eines zusätzlichen Katalysators, der sich vor der Sekundärluftzufuhr befindet, reduziert werden. (siehe Abbildung 4.8 b). In diesem Katalysator (Reduktionskatalysator auf Rhodiumbasis) können aufgrund des Sauerstoffmangels Stickoxide reduziert werden.

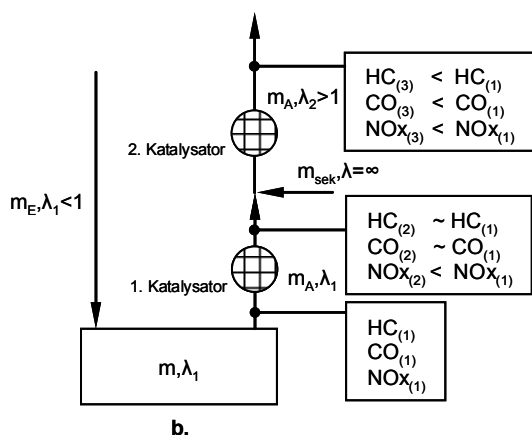


Abbildung 4.8 Sekundärluftsystem mit Reduktions- und Oxidationskatalysator

Im zweiten Katalysator kann durch den Sauerstoff der Sekundärluft HC und CO oxidiert werden. Durch diese Anordnung von Katalysatoren und Sekundärluftsystem ist theoretisch eine gute Konvertierung der drei reglementierten Abgaskomponenten möglich. Durch den 2. Katalysator entstehen jedoch zusätzliche Kosten und leider auch noch weitere Probleme. Der zusätzlich verbaute Katalysator führt zu einem Anstieg des Druckniveaus im Auspuffsystem. Dieser Druckanstieg kann zu einer Leistungsminderung führen, die dem Effekt der Leistungssteigerung durch die fette Verbrennung entgegenwirkt. Ein weiteres Problem kann durch die Position dieses zusätzlichen Katalysators entstehen. Wie erwähnt handelt es sich bei den meisten Sekundärluftsystemen um einfache Membranventile, die die Druckschwingungen im Auspuffsystem nutzen, um Luft in den Auspuff zu fördern. Da diese Druckschwingungen nach dem ersten Katalysator stark gedämpft sind, kommt es zu einer beträchtlichen Reduzierung des Sekundärluftmassenstromes. Durch die Reduzierung der zugeführten Sekundärluftmasse nimmt die Konvertierungsrate von HC und CO stark ab. Aufgrund des reduzierten Sekundärluftmassenstromes sind diesem System der Abgasnachbehandlung enge Grenzen gesetzt. Ein gutes Emissionsverhalten kann meist nur bei niedrigen Lasten und geringen Drehzahlen sichergestellt werden. Durch dieses System können häufig nur die Auswirkungen der ungewollten Schwankungen des Verbrennungsluftverhältnisse reduziert werden.

Eine andere Möglichkeit, den Stickoxidausstoß zu reduzieren, kann durch den Einsatz der Abgasrückführung realisiert werden. Durch die Abgasrückführung kann mit nur einem Katalysator ein geringer Ausstoß aller drei reglementierten Abgaskomponenten erreicht werden.

### 4.3 Innermotorische Maßnahmen

Durch die immer schärfer werdende Abgasgesetzgebung ist die katalytische Abgasnachbehandlung immer wichtiger geworden. Der Reduzierung des Schadstoffausstoßes im Abgassystem sind jedoch Grenzen gesetzt. Durch Alterung des Katalysators wird die Abgasnachbehandlung im Laufe der Zeit auch immer ineffektiver. Die Schadstoffreduzierung muss deshalb, durch die Vermeidung der übermäßigen Emissionentstehung, bereits im Motor beginnen.

### 4.3.1 Abgasrückführung (AGR)

Die Anwendung und die Untersuchungen von AGR stellen den Kern der vorliegenden Arbeit dar. In diesem Kapitel wird daher intensiver auf die unterschiedlichen Methoden der Anwendung von AGR im Bereich der kleinvolumigen Viertakt-Ottomotoren eingegangen.

Da bei stöchiometrisch betriebenen Ottomotoren die Schadstoffkonvertierung aller reglementierten Abgasemissionen im Katalysator sehr gut ist, waren lange Zeit keine zusätzlichen Maßnahmen zur innermotorischen Schadstoffreduzierung notwendig. (Abbildung 4.1 b). Bei modernen Ottomotoren wird Abgasrückführung (AGR) zur Stickoxidreduzierung aber auch zur Reduzierung von Drosselverlusten in der Teillast eingesetzt.

Zur innermotorischen Senkung von Stickoxidemissionen wird der Inertgasanteil der Zylinderladung durch rückgeführtes Abgas erhöht. Das Abgas ist bis auf die unverbrannten Kohlenwasserstoffe inert und besteht größtenteils aus  $H_2O$  und  $CO_2$ . Die AGR führt zu einer Absenkung der Spitztemperatur, da das Inertgas nicht an der Verbrennung teilnimmt, jedoch bei der Verbrennung mit aufgeheizt werden muss. Durch die Erhöhung der spezifischen Wärmekapazität der Zylinderladung kommt es zu einer zusätzlichen Temperaturabsenkung. Durch die AGR kommt es zudem zu einer Reduktion der Wandwärmeverluste und zu einer thermischen Minderbelastung von Zylinderbauteilen. Das Intergas verlangsamt jedoch auch den Verbrennungsablauf.

Grundsätzlich wird zwischen der internen und der externen AGR unterschieden. Bei Motoren mit starrem Ventiltrieb ist die Ventilüberschneidung für alle Last und Drehzahlbereiche fest eingestellt. Die Wahl der Ventilsteuerzeit ist daher immer ein Kompromiss aus Leistung, Drehmoment,  $NO_x$ -Emissionen und Leerlaufqualität. Die Restgasmenge kann dadurch nicht geregelt werden. Trotzdem wird bei Ottomotoren oft immer noch auf eine externe AGR verzichtet. Bei Motoren mit separater Ein- und Auslassnockenwelle wird die interne AGR durch variable Ventilhubverläufe realisiert. Die interne AGR hat einen ähnlichen Einfluss auf die  $NO_x$ -Emission wie die externe AGR. Durch eine unabhängige Variabilität von Einlass- und Auslassnockenwelle lassen sich unterschiedliche Möglichkeiten der Restgassteuerung bewerkstelligen. So wird zur internen AGR beispielsweise eine Einlass- oder Auslasskanalrückführung oder eine Brennraumspeicherung angewandt. Die unterschiedlichen Methoden der internen AGR werden durch unterschiedliche Steuerzeiten verwirklicht.

Im Unterschied zur internen AGR wird bei der externen AGR das Abgas über eine äußere Leitung und ein separates Ventil der einströmenden Ladungsmasse beigemischt. In der Automobilindustrie sind die Systeme zur Regelung der AGR sehr komplex. Die AGR-Rate wird bedarfsgerecht geregelt und wird durch unterschiedliche Parameter beeinflusst. Eine derart komplexe Regelung der AGR kann bei Motor des betrachteten Preissegments jedoch nicht realisiert werden.

Durch die Verwendung der AGR zur innermotorischen Stickoxidreduzierung kann meist auf die  $NO_x$ -Reduktion im Auspuffsystem verzichtet werden. Das Auspuffsystem kann daher weiterhin rein für die Abgasnachbehandlung von HC und CO ausgelegt werden und es wird nur ein Oxidationskatalysator benötigt. Membranbasierte Sekundärluftsysteme werden deshalb auch nicht durch die dämpfende Wirkung eines zweiten Katalysators beeinträchtigt.

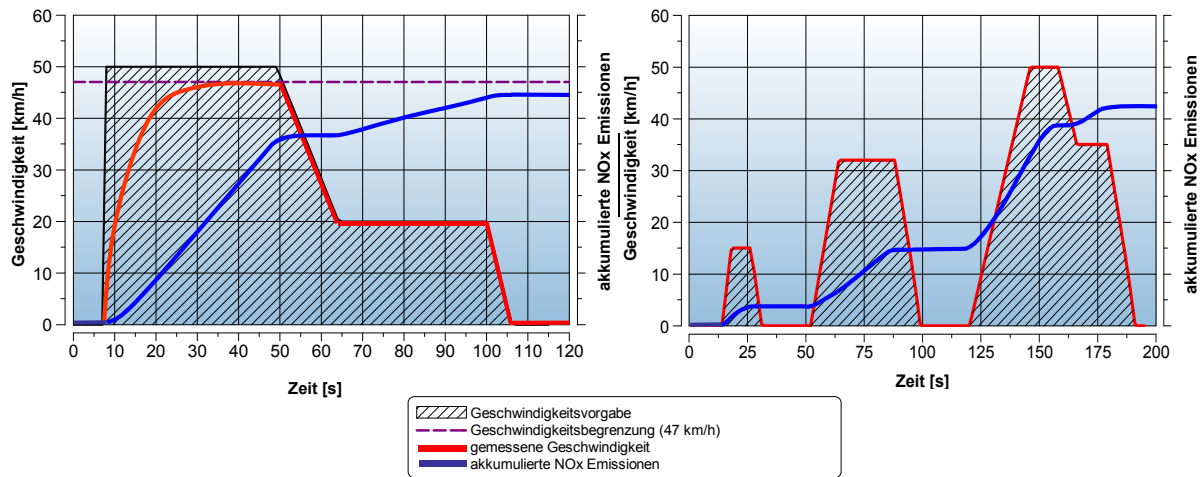


Abbildung 4.9 Akkumulierte NO<sub>x</sub>-Emissionen während des UN-ECE Reg 47 und UN-ECE Reg 40

Der Kennfeldbereiche, in der Abgas rückgeführt wird, muss auf das jeweilige Fahrzeug und auf den Fahrzyklus abgestimmt werden. Hierfür muss analysiert werden, wann im Homologationszyklus die meisten NO<sub>x</sub>-Emissionen entstehen und zu welchem Zeitpunkt der Einsatz der AGR problemlos möglich ist. In der Abbildung 4.9 sind schematisch die akkumulierten NO<sub>x</sub>-Emissionen eines 50 cm<sup>3</sup> Fahrzeuges im UN-ECE Reg 47 und die akkumulierten NO<sub>x</sub>-Emissionen eines 125 cm<sup>3</sup> Fahrzeuges im UN-ECE Reg 40 dargestellt. In Abbildung 4.9 ist zu erkennen, dass bei beiden Fahrzeugen die meisten NO<sub>x</sub>-Emissionen während der Beschleunigungsphasen entstehen.

### 4.3.2 AGR in der Teillast

Im Unterschied zum UN-ECE Reg 47 ist der UN-ECE Reg 40 ein Fahrzyklus ohne erzwungener Vollast. Durch die Motorleistung des 125 cm<sup>3</sup> Fahrzeuges kann der gesamte Zyklus in der Teillast gefahren werden. Die drei Beschleunigungsphasen im UN-ECE Reg 40 haben annähernd dieselbe vorgeschriebene Beschleunigung und können daher auch mit ähnlichen Drosselklappenstellungen gefahren werden. Abbildung 4.10 zeigt die Motordrehzahl und die abgegebene Motorleistung während des UN-ECE Reg 40. Die Motorleistung wurde aus der gemessenen Hinterradleistung berechnet, wobei ein für Schaltmotoren üblicher Wirkungsgrad von 90% angenommen wurde.

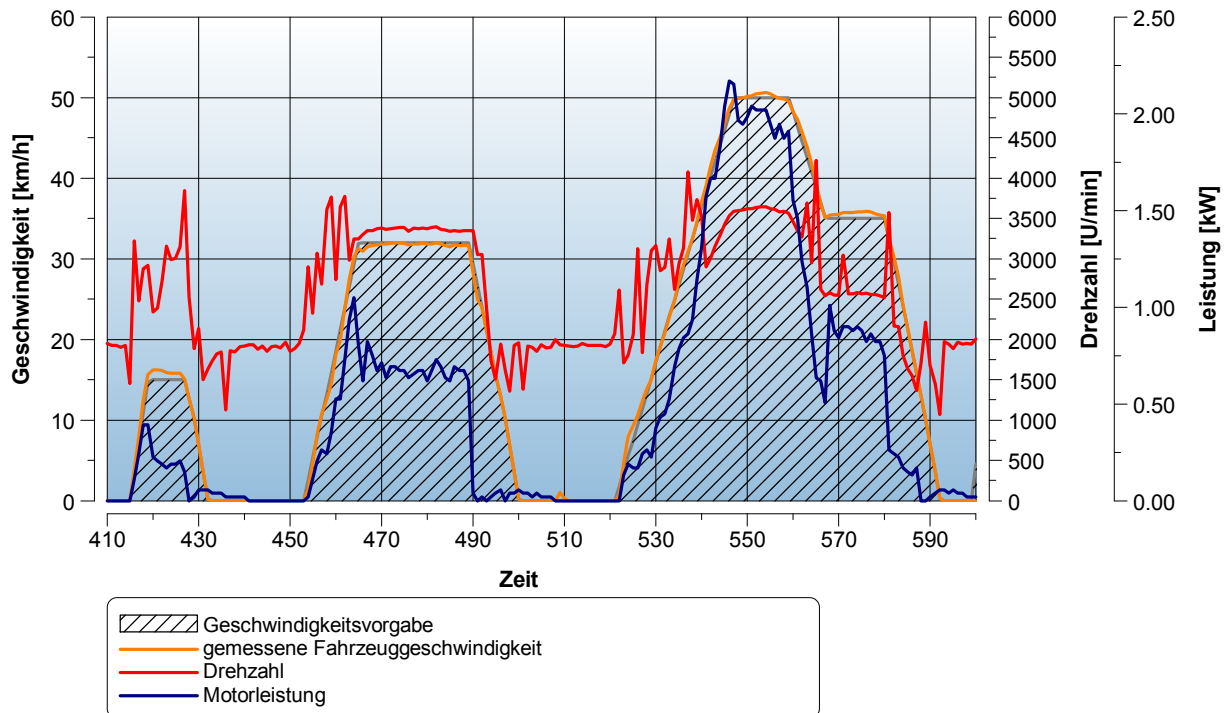


Abbildung 4.10 Motordrehzahl und Motorleistung des 125 cm<sup>3</sup> Fahrzeuges im UN-ECE Reg 40

Um in diesen Beschleunigungsphasen NO<sub>x</sub>-Emissionen zu reduzieren, könnte ein lastabhängiges AGR System eingesetzt werden.

Die AGR sollte dabei nur im Bereich der Drosselklappenstellungen, die für die Beschleunigung im Zyklus benötigt werden, aktiv sein. Im Leerlauf und in der Vollast ist eine Deaktivierung anzustreben. Ein solches System hätte keinen negativen Einfluss auf die Leerlaufstabilität und auf die maximale Motorleistung. Die zu erwartenden Auswirkungen einer lastabhängigen AGR auf den NO<sub>x</sub>-Ausstoß im Fahrzyklus sind in Abbildung 4.11 dargestellt.

In den Kennfeldbereichen, in welchen die AGR deaktiviert ist, bleiben die NO<sub>x</sub>-Konzentrationen um Abgas unverändert. Allerdings deckt sich der Bereich reduzierter NO<sub>x</sub>-Emissionen mit dem Haupteinsatzgebiet solcher Fahrzeuge, dem innerstädtischen Verkehr, wo sie hauptsächlich in der Teillast betrieben werden. Außerhalb von Ballungsgebieten steht hingegen die volle Motorleistung zu Verfügung. Basierend auf diesen Überlegungen wurde ein einfaches und kostengünstiges, lastabhängiges AGR-System entwickelt.

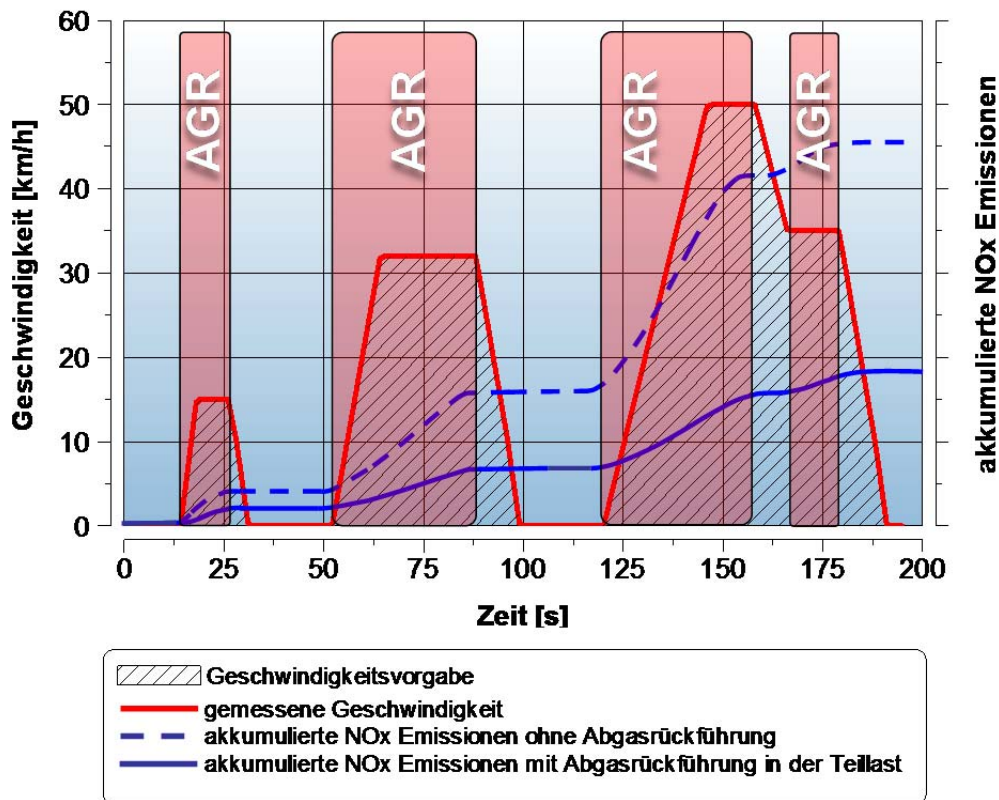


Abbildung 4.11 NO<sub>x</sub>-Reduktion durch AGR in der Teillast im UN-ECE Reg 40

Bei diesem bedarfsgerechten System wird das AGR-Ventil zusammen mit der Drosselklappe gesteuert. Das AGR-Ventil ist dabei so ausgeführt, dass die AGR-Leitung nur bei vordefinierter Drosselklappenstellung freigegeben wird.

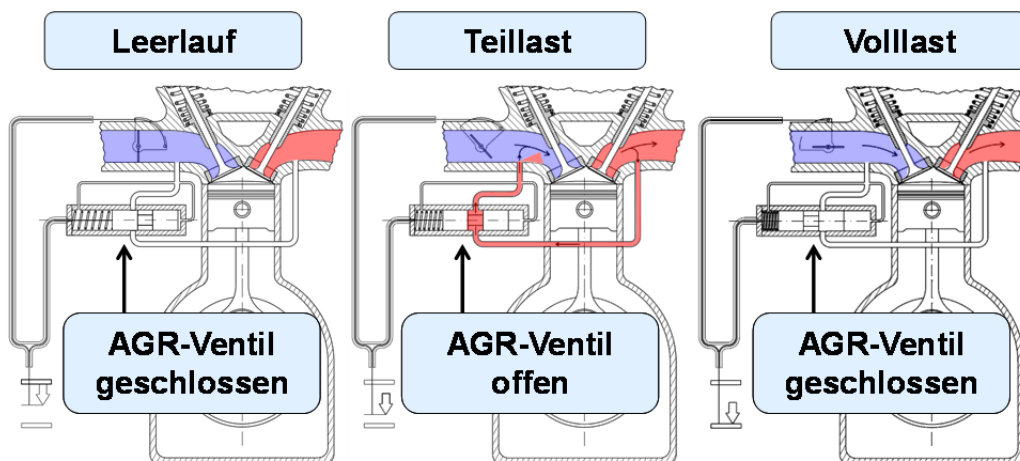


Abbildung 4.12 Kostengünstige externe AGR mit Regelung über die Drosselklappe

[9]

In Abbildung 4.12 ist ein Beispiel eines solchen Systems dargestellt. Das AGR-Ventil ist hier als ein in einem Zylinder verschiebbar gelagerter Kolben ausgeführt. Der Steuerkolben wird gegen die Kraft der Schließfeder über den Stelltrieb der Drosselklappe betätigt. Der Steuerkolben verschließt bei ge-

schlossener Drosselklappe und bei niedrigen Lasten die AGR-Leitung. Bei weiterem Öffnen der Drosselklappe gibt die Steuerkante des Regelkolben die AGR-Leitung frei und Abgas wird rückgeführt. Wird die Drosselklappe über ein vordefiniertes Maß geöffnet, verschließt die zweite Steuerkante des Regelkolbens die AGR-Leitung erneut. Bei welcher Drosselklappenstellung die AGR-Leitung freigegeben und wieder verschlossen wird, muss an den Betrieb im Fahrzeug angepasst werden. Der AGR-Volumenstrom kann über den freigegebenen Querschnitt des Regelkolbens geregelt werden. Der maximale AGR-Volumenstrom kann über eine Drosselbohrung im AGR-Ventil kalibriert werden. Dieses System wurde in weiterer Folge auch patentiert

### 4.3.3 AGR in der Vollast

Beim UN-ECE Reg 47 handelt es sich um einen Testzyklus mit sehr hohem Volllastanteil. Während der Volllastbeschleunigung werden auch die höchsten NO<sub>x</sub>-Konzentrationen gemessen. Der NO<sub>x</sub>-Ausstoß in der Teillast ist wesentlich geringer. Eine AGR in der Volllast würde deshalb das größte Potential zur Emissionsreduzierung bieten. In Abbildung 4.13 ist die zu erwartende Reduktion der NO<sub>x</sub>-Emissionen durch AGR in der Volllast dargestellt. Durch eine moderate AGR-Rate von etwa 5-10% in der Volllast kann der NO<sub>x</sub>-Ausstoß bereits deutlich reduziert werden. Die hier dargestellte lastabhängige AGR in der Volllast führt jedoch zu einer Leistungsminderung.

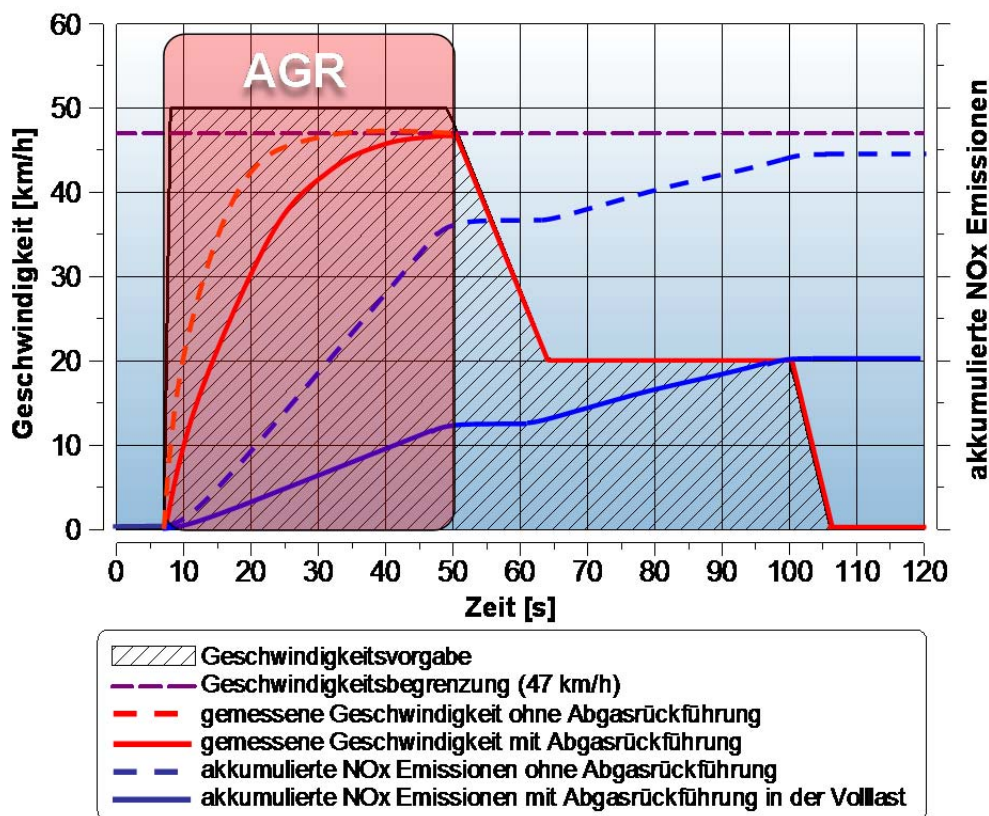


Abbildung 4.13 NO<sub>x</sub>-Reduktion durch durchgängige Vollast-AGR im UN-ECE Reg 47

Dieser Leistungsverlust wirkt sich in erster Linie nur auf das Beschleunigungsvermögen aus. Da das Fahrzeug zur Einhaltung der gesetzlich vorgeschriebenen Fahrzeughöchstgeschwindigkeit gedrosselt wird, hat der Leistungsverlust durch eine moderate AGR keinen Einfluss auf die Höchstgeschwindigkeit. Die Höchstgeschwindigkeit wird durch die Leistungseinbuße lediglich später erreicht. Durch die geringere Beschleunigung legt das Fahrzeug im Zyklus eine geringere Strecke zurück. Da der Emis-



onsausstoß auf die zurückgelegte Strecke bezogen wird, kommt es bei gleichbleibender Schadstoffkonzentration zu einem höheren Emissionsausstoß pro Kilometer. Der durch mit der AGR einhergehende Beschleunigungsverlust führt daher zu einem Anstieg des Emissionsausstoßes pro Kilometer. Da ein verringertes Beschleunigungsvermögen nur bedingt akzeptiert werden würde, sollte es erst nach Erreichen der Höchstgeschwindigkeit zum Einsatz der AGR kommen. Wird die AGR nur in diesem Bereich eingesetzt, könnte der Leistungsverlust durch die AGR zur Drosselung der Motorleistung zur Einhaltung der zulässigen Höchstgeschwindigkeit herangezogen werden. Somit könnte auf eine konventionelle Drosselung der Motorleistung verzichtet werden. Bei kleinvolumigen Viertakt-Ottomotoren wird die Drosselung meist durch die Reduzierung der Vorzündung realisiert. Dies führt jedoch zu einem erhöhten Emissionsausstoß und zu einem hohen spezifischen Kraftstoffverbrauch. In diesem Fall sollte eine bedarfsabhängige Betätigung nicht last- sondern drehzahlabhängig oder im besten Fall in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit erfolgen. Der zu erwartende Einfluss auf den NO<sub>x</sub>-Ausstoß der drehzahlabhängigen AGR in der Volllast ist in der Abbildung 4.14 dargestellt.

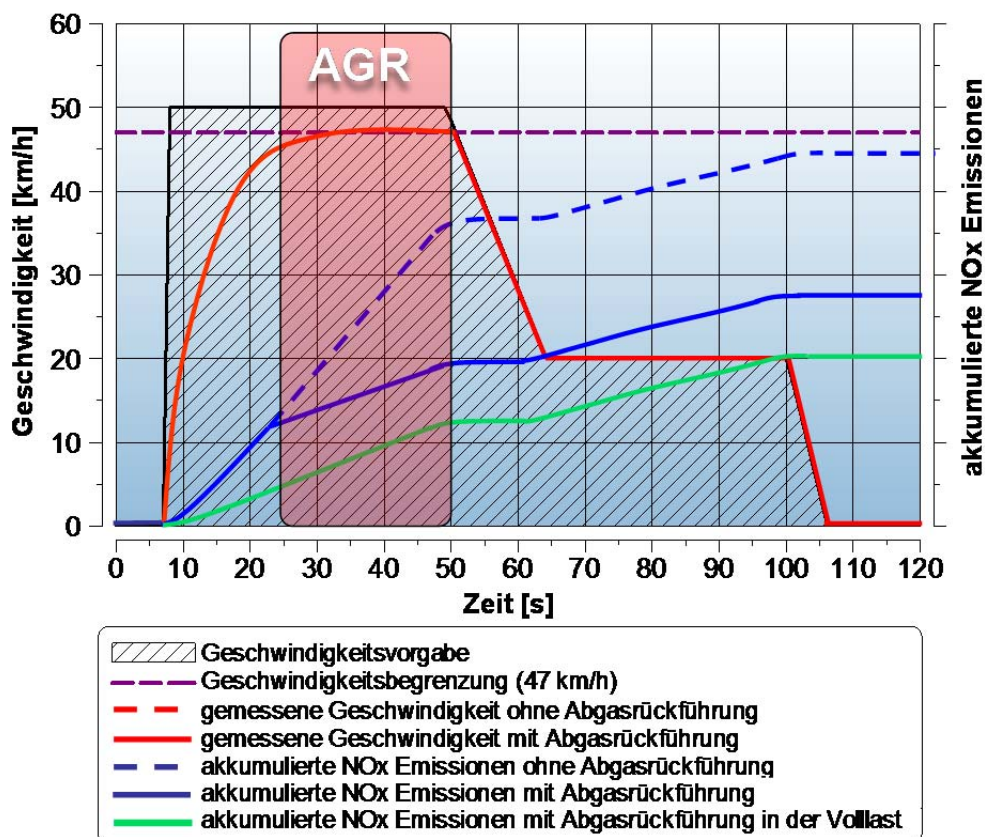


Abbildung 4.14 NO<sub>x</sub>-Reduktion bei partielle Volllast-AGR im UN-ECE Reg 47

Da die AGR hier nur im Bereich der Abregelung aktiv ist, kommt es im Vergleich zur durchgehenden Volllast-AGR wieder zu einem Anstieg der NO<sub>x</sub>-Emissionen. Der NO<sub>x</sub>-Ausstoß in der Beschleunigungsphase bleibt unverändert. Die Anwendung von AGR zur Leistungsreduzierung kann sich im Vergleich mit der Rücknahme der Vorzündung positiv auf den Kraftstoffverbrauch und den Wirkungsgrad auswirken.

In Kapitel 7 wird auf die Auswirkungen der unterschiedlichen Methoden zur Leistungsreduzierung eingegangen.

#### 4.3.4 Auswirkungen der Abgasrückführung auf die Verbrennung

Durch die AGR wird der Inertgasanteil der Zylinderladung erhöht. Der erhöhte Inertgasanteil führt zu der schon beschriebenen NO<sub>x</sub>-Reduktion durch die Senkung der lokalen Spitztemperatur. Durch

einen erhöhten Inertgasanteil kommt es zur Kühlung der Flammenfront und einer Reduktion der Flammgeschwindigkeit.

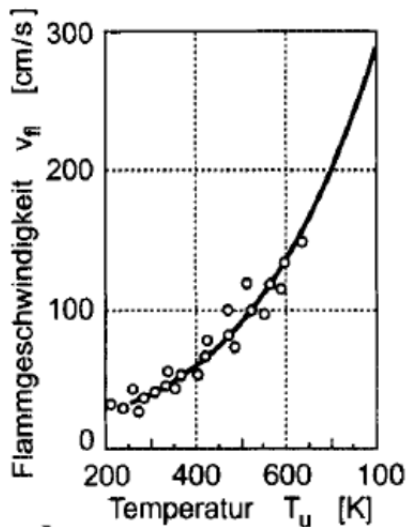


Abbildung 4.15 Laminare Flammgeschwindigkeit stöchiometrischer Methan-Luft-Mischung in Abhängigkeit der Temperatur bei  $p_u=1$  bar [12]

Die verringerte Brenngeschwindigkeit kann zu vermehrten Flammenlöschungen führen. Durch diese Quencheffekte kann es zu erhöhten HC- und CO-Konzentration im Abgas kommen. Durch die Verschleppung der Verbrennung kommt es zudem zu einer Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes, was wiederum zu einer Verschlechterung des Wirkungsgrades führt. Durch die AGR können aber auch Ladungswechselverluste in der Teillast reduziert werden. Aufgrund des höheren Inertgasanteils wird die geringe Zylinderladung in der Teillast erhöht und der Zylinderdruck und die Temperatur nach der Kompressionsphase steigen an, was zu einer Verbesserung der Verbrennung führen kann. Die AGR erwärmt die Frischladung, wodurch sich die Gemischaufbereitung verbessert und die Abmagerungsgrenze positiv beeinflusst wird.

### 4.3.5 Auswirkung der AGR auf das Luftverhältnis

Bei einem Motor, der mit einem Sekundärluftsystem und einem System der AGR ausgestattet ist, ist zwischen zwei unterschiedlichen Abgasentnahmestellen der AGR zu unterscheiden. Bei einer Abgasentnahmestelle vor der Sekundärluftzufuhr hat die AGR keinen Einfluss auf das Verbrennungsluftverhältnis. Das Luftverhältnis im Ansaugtrakt, im Brennraum und im Auspuff vor der Sekundärluftzufuhr ist identisch. Bei der Abgasentnahmestelle nach der Sekundärluftzufuhr ändert die AGR-Rate das Verbrennungsluftverhältnis. Der Sauerstoff, der durch das Sekundärluftsystem in den Auspuff gefördert wird, ändert das Luftverhältnis im Abgas. Das rückgeführte Abgas hebt dadurch das Luftverhältnis im Ansaugtrakt und im Brennraum an. Wie stark diese Änderung ausfällt ist vom Sekundärluftmassenstrom und von der AGR-Rate abhängig. Das Luftverhältnis wird durch die AGR geringfügig angehoben wodurch es zu einer geringeren HC- und CO-Bildung kommt. Der NOx-Ausstoß steigt jedoch geringfügig an.



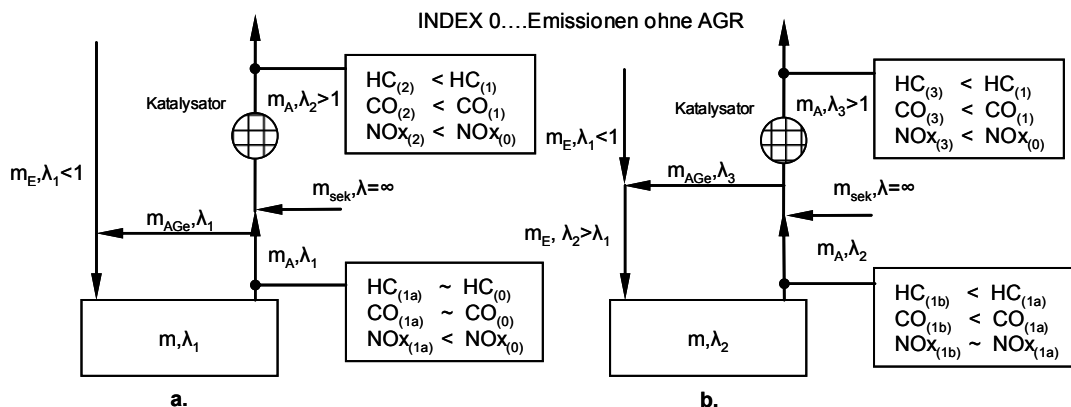


Abbildung 4.16 AGR a.) Entnahmestelle vor Sekundärluft b.) nach Sekundärluft

## 4.4 Leistungssteigerung

Leider haben fast alle Maßnahmen zur Emissionsreduzierung einen negativen Einfluss auf die erzielbare Motorleistung.

Maßnahmen	EFFEKT				
	Leistung	Abgasmissionen			Kosten
		HC	CO	NOx	
Auslassnahe Katalysatorposition	↓	↓	↓	↓	—
magere Vergaserabstimmung	↓	↓	↓	↑	—
verbesserte Kaltstartanreicherung	—	↓	↓	↑	—
verbessertes Sekundärluftsystem	—	↓	↓	↑	—
Abgasrückführung in der Teillast	—	—	—	↓	↑
Abgasrückführung in der Vollast	↓	—	—	↓	↑

Tabelle 4.1 Auswirkungen der emissionsenkenden Maßnahmen

Diese Leistungseinbuße wird vom Markt nicht akzeptiert, da der Kunde beim neuen Fahrzeug mehr Motorleistung als beim alten Fahrzeug erwartet. Für die meisten Konsumenten in Europa sind die Beschleunigung und die Höchstgeschwindigkeit beim Fahrzeugkauf von Interesse. Der Kraftstoffverbrauch sowie der Emissionsausstoß spielen hingegen meist nur eine untergeordnete Rolle. So muss der, durch die emissionsenkenden Maßnahmen entstandene Leistungsverlust wieder kompensiert werden. Idealerweise sollte die Motorleistung sogar gesteigert werden.

Die entstandenen Leistungseinbußen würden sich recht einfach durch eine geringfügige Steigerung des Hubraums kompensieren lassen. Beide hier betrachteten Fahrzeugkategorien (50 cm<sup>3</sup> Moped und 125 cm<sup>3</sup> Motorrad) unterliegen jedoch einer Hubraumlimitierung.

Eine andere Möglichkeit ist die Drehzahlerhöhung. Dies führt jedoch meist zu Problemen bei den Geräuschemissionen. Hohe Drehzahlen bedeuten zudem eine höhere Beanspruchung von Bauteilen und der Ventiltrieb kann dadurch überbeansprucht werden. Eine Drehzahlerhöhung führt auch zu einer höheren Reibleistung und damit zu höherem Kraftstoffverbrauch.

Die erzielbare Motorleistung kann aber auch durch eine verbesserte Füllung durch die Reduktion von Strömungsverlusten, einer Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses, einer Verringerung der Reibung, sowie durch eine bessere Verbrennung erzielt werden.

Beide betrachteten Motoren sind luftgekühlt. Durch die, im Vergleich zu wassergekühlten Motoren, höhere thermische Belastung luftgekühlter Motoren, wird meist nur ein geringeres Verdichtungsverhältnis realisiert. Hinzu kommt, dass durch die vergleichsweise schlechte Kühlung auch der Luftauf-

wand sinkt. Durch eine Kühlungsoptimierung kann das Verdichtungsverhältnis erhöht werden. Wird zudem, trotz höherer Verdichtung, ein niedrigeres Temperaturniveau erzielt, kann sich auch ein höherer Luftaufwand einstellen.

Eine bessere Kühlung kann durch eine optimierte Luftführung erzielt werden, wobei sich die zu erwartende Verbesserung meist in Grenzen hält. Einen weitaus größeren Erfolg verspricht die Vergrößerung der Oberfläche der wärmeabgebenden Flächen. Einer Oberflächenvergrößerung, die zum Beispiel durch mehrere dünnere Kühlrippen realisiert werden könnte, sind jedoch fertigungstechnische Grenzen gesetzt. Dadurch ist auch der Effekt dieser Kühlungsoptimierung eher gering. Eine Möglichkeit zur Verbesserung der Wärmeabfuhr besteht in der Verwendung eines zusätzlichen Mediums zur Kühlung. Die Motoren sollten jedoch nicht mit einer Wasserkühlung ausgestattet werden. Eine Möglichkeit zur Verbesserung der Kühlung besteht durch die Modifikation des Ölkreislaufes. Obwohl der Zylinderkopf thermisch am höchsten beansprucht ist, trägt der Ölkreislauf bei beiden untersuchten Fahrzeugen nur in geringem Maß zur Wärmeabfuhr bei. Eine Methode der Kühlungsoptimierung durch einen geänderten Ölkreislauf wurde während der Überarbeitung des 125 cm<sup>3</sup> Motors an der TU Graz entwickelt. Hierbei wurde die Kühlung durch einen Ringkanal, der um den Verbrennungsraum läuft und durch den Öl gefördert wird, verbessert.

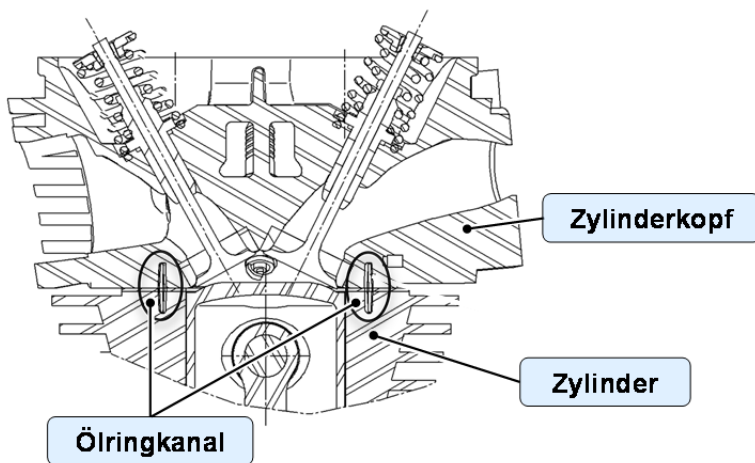


Abbildung 4.17 Ölringkanal zur Kühlung des Zylinderkopfes

[9]

Der Ölkreislauf des 50 cm<sup>3</sup> und des 125 cm<sup>3</sup> Motors musste dabei nur geringfügig geändert werden. Das Öl, das normalerweise durch einen Stehbolzen in den Zylinderkopf gefördert wird, wurde umgeleitet. Das Öl wurde dabei, bevor es zur Schmierung in den Ventilraum gelangt, zur Kühlung des Zylinderkopfes einmal um den Brennraum herumgeführt. Durch den Ölringkanal kann der Zylinderkopf thermisch entlastet werden. Die schnelle Erwärmung des Öls im Zylinderkopf kann sich in der Kaltstartphase positiv auf die Schmierwirkung auswirken. Je nach Wärmeeintrag kann es jedoch auch zu Problemen mit zu hohen Öltemperaturen kommen. Um eine thermische Überbeanspruchung zu vermeiden, muss gegebenenfalls ein Ölkühler zur Senkung der Öltemperatur in den Ölkreislauf integriert werden.

Durch die verbesserte Kühlung konnte bei beiden Motoren die Verdichtung erhöht und ein höherer Luftaufwand realisiert werden.

Diese Kühlungsoptimierung durch die Verwendung des Ölringkanals ist fast kostenneutral, da der Ölringkanal bei der Herstellung des Zylinderkopfes mitgegossen werden kann und die Änderungen am Ölkreislauf nur gering ausfallen. Ein eventuell benötigter Ölkühler würde zusätzliche Kosten bewirken. Der Leistungsverlust, der durch die emissionsenkenden Maßnahmen entsteht, kann mithilfe des Ölringkanals kompensiert werden.

## 5 Prototypenentwicklung und Prototypenimplementierung

Das Ziel Entwicklung zur Emissionsreduzierung und Leistungssteigerung war der Bau eines Prototypen, der die gesetzlichen Emissionsrichtlinien für die jeweilige Fahrzeugkategorie erfüllt. Als Grundlage für die Prototypen wurden die beiden getesteten Fahrzeuge herangezogen.

### 5.1 50 cm<sup>3</sup> Fahrzeug

Bei der Prototypenentwicklung des 50 cm<sup>3</sup> Motors wurde primär der Zylinderkopf überarbeitet. Bei der Neukonstruktion des Zylinderkopfes durften jedoch keine Änderungen am Ventiltrieb vorgenommen werden. Die Überarbeitung beschränkte sich daher auf die Brennraumform, den Kanalquerschnittsverlauf und die Kühlung.

In der ersten Prototypenphase wurde noch auf dem originalen Zylinderkopf aufgebaut. Es wurden unterschiedliche Brennraumformen und der Einfluss des Ölingkanals am Motorenprüfstand untersucht. Für die Brennraumgestaltung wurden durch Auftragsschweißung unterschiedliche Quetschkanten gefertigt. Der Einfluss der unterschiedlichen Quetschkanten auf den Durchfluss wurde am Strömungsprüfstand und am Motorenprüfstand untersucht. In dieser Entwicklungsphase wurde bereits versucht, das verbesserte Sekundärluftsystem zu integrieren. Während dieser Untersuchungen am Motorenprüfstand wurde parallel auch an der Überarbeitung der Ein- und Auslasskanalgeometrie gearbeitet. Die überarbeitete Einlasskanalgeometrie sollte sich dabei positiv auf die Gemischaufbereitung und Restgasverträglichkeit auswirken. Der durch die Turbulenzerzeugung einhergehende Verlust in der Füllung sollte dabei auf ein Minimum reduziert werden.

In der zweiten Prototypenphase wurde dann auf die bereits neu konstruierten Zylinderköpfe aufgebaut. Die Zylinderköpfe dieser Entwicklungsphase wurden mit dem Ölingkanal und einem optimierten Sekundärluftsystem gefertigt. Diese Prototypenserie umfasste vier ausgewählte Einlasskanalgeometrien und zwei unterschiedliche Brennraumformen. Die unterschiedlichen Kanalgeometrien wurden am Strömungsprüfstand und am Motorenprüfstand untersucht und verifiziert.

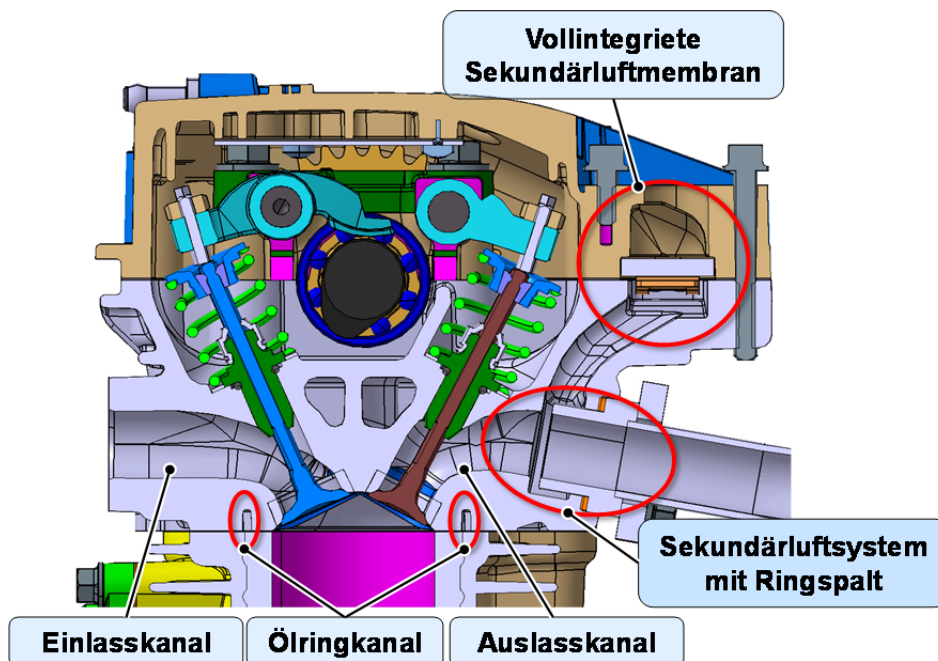


Abbildung 5.1 Überarbeiteter Zylinderkopf des 50 cm<sup>3</sup> Motors

In der dritten Phase der Prototypenentwicklung wurden dann bereits seriennahe Prototypen mit der besten Kombination aus Kanalgeometrie und Brennraumform gefertigt. In allen Entwicklungsphasen wurde großes Augenmerk auf Mitteldruck, Wirkungsgrad, Abmagerungsfähigkeit und Emissionsreduktion gelegt. Parallel zur Motorenentwicklung am Motorenprüfstand wurden auch immer wieder Fahrzeuge mit den überarbeiteten Motoren für Rollenmessungen aufgebaut. Am Rollenprüfstand wurde vor allem das Emissionsverhalten im Fahrzyklus untersucht. Parallel zu diesen Emissionsmessungen wurde auch an der Abstimmung der CVT (Continuous Variable Transmission) gearbeitet.

Der Motor des Basisfahrzeuges hat eine Verdichtung von  $\varepsilon = 11$ . Durch die Implementierung des Ölringkanals wurde die Kühlung verbessert und die Verdichtung des Motors konnte auf  $\varepsilon = 12,5$  erhöht werden. In Kombination mit dem überarbeiteten Einlasskanal konnte trotz der Erhöhung des Luftverhältnisses von  $\lambda=0,85$  auf  $0,95$  ein Leistungszuwachs bei niedrigerem Verbrauch realisiert werden (Abbildung 5.2). Mitteldruck und Leistung wurden nach DIN 1885 siehe (Formel (7.1)) korrigiert.

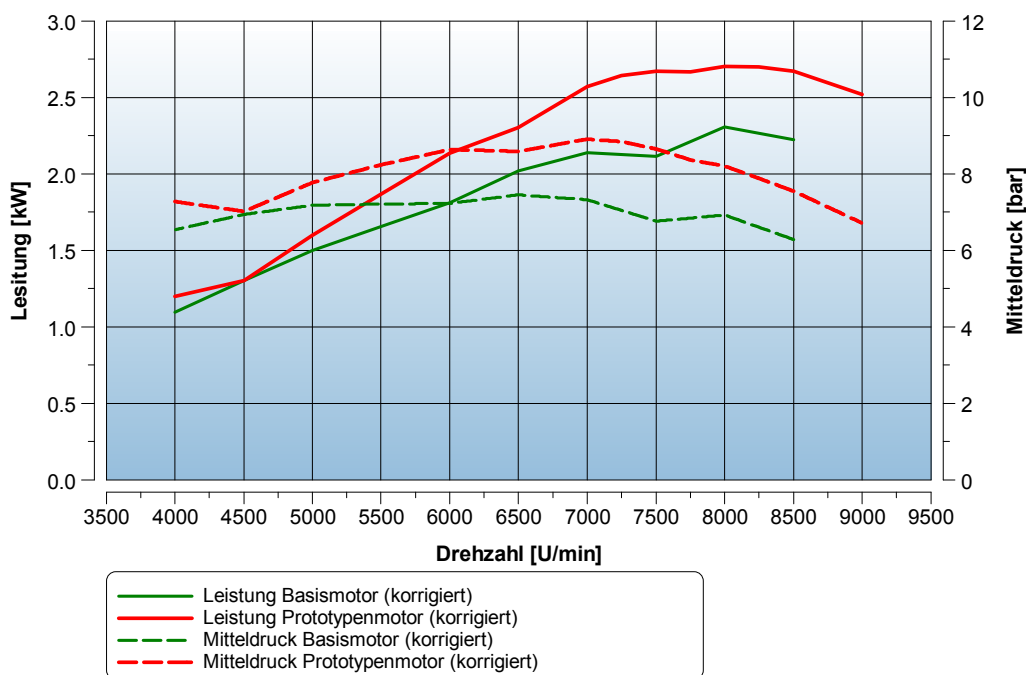


Abbildung 5.2 Mitteldruck und Leistungsvergleich des 50 cm<sup>3</sup> Basis- und Prototypenmotors

Die gültige EURO 2 Emissionsgesetzgebung sieht für Fahrzeuge mit Motoren bis 50 cm<sup>3</sup> Hubraum einen Grenzwert für CO und einen Summengrenzwert für HC und NO<sub>x</sub> vor. Es wird angenommen, dass dies auch bei der kommenden EURO 3 Emissionsgesetzgebung der Fall sein wird. Wie aus der Basisvermessung des 50 cm<sup>3</sup> Fahrzeuges ersichtlich ist, liegt das Hauptproblem bei dem vergleichsweise hohen CO-Emissionsausstoß. Der Emissionsausstoß von HC und NO<sub>x</sub> liegt selbst beim schlecht abgestimmten Basisfahrzeug unter dem erlaubten Emissionsgrenzwert für EURO 2 und nur knapp über dem Grenzwert für EURO 3. Durch die Limitierung des Emissionsausstoßes von HC und NO<sub>x</sub> als Summe, kann ein höherer NO<sub>x</sub>-Ausstoß durch einen geringeren HC-Ausstoß und umgekehrt kompensiert werden. Zur Einhaltung der Emissionsvorschriften sind deshalb folgende Maßnahmen notwendig

1. eine optimierte Kaltstartanreicherung
2. ein verbessertes Sekundärluftsystem
3. ein auslassnaher Katalysator.

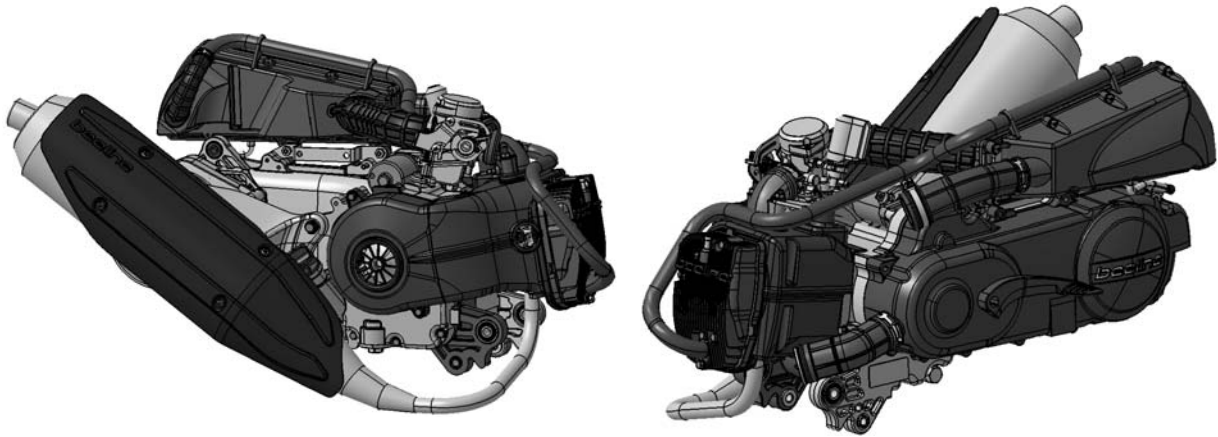


Abbildung 5.3 Überarbeiteter 50 cm<sup>3</sup> Motor nach der Prototypenimplementierung

Die Leistungsrosselung wird bei diesem Prototypenmotor gleich wie beim Basismotor durch die Rücknahme der Vorzündung realisiert.

### 5.1.1 Ergebnis der Abgasemissionsmessung

Abbildung 5.4 bis Abbildung 5.8 zeigen die normierten akkumulierten Abgasemissionen des 50 cm<sup>3</sup> Fahrzeuges im UN ECE Reg 47 Fahrzyklus. In den Abbildungen ist das Ergebnis der Rollenmessung des Basisfahrzeuges und des überarbeiteten Fahrzeugs nach der Prototypenimplementierung dargestellt. Die normierte Darstellung zeigt zu welchem Zeitpunkt welcher Anteil der Gesamtemission entstanden ist. Die jeweiligen Absolutwerte sind als Balken neben den Akkumulationskurven dargestellt. Das Basisfahrzeug hat einen sehr hohen CO-Emissionsausstoß. Der Emissionsausstoß von HC und NO<sub>x</sub> liegt aber bereits geringfügig unter dem Grenzwert für EURO 3. In der Abbildung 5.5 ist zu erkennen, dass die CO-Emissionen des Basisfahrzeuges vor allem in der Volllast entstehen und der Emissionsausstoß in der Teillast und im Leerlauf nur einen geringen Anteil an der Gesamtemission beiträgt. Wie bereits bei der Diskussion der Basisvermessung besprochen, ist dies auf die fette Gemischzusammensetzung und auf die geringe Sekundärluftmasse in der Volllast zurückzuführen.

Abbildung 5.4 zeigt den Unterschied zwischen dem  $\lambda$ -Wert des Basisfahrzeuges und dem des Prototypfahrzeuges. Die Lambdamessstelle befindet sich im Auspuff nach der Sekundärluftzufuhr. Beim Basisfahrzeug entspricht das gemessene Lambda in der Volllast dem Verbrennungsluftverhältnis, da das originale Sekundärluftsystem lediglich im Leerlauf und bei sehr geringen Lasten arbeitet. Das Verbrennungsluftverhältnis des Prototypfahrzeuges wurde wie erwähnt im Vergleich zum Basisfahrzeug von 0,85 auf 0,95 angehoben. Die verbesserte Funktionsweise des optimierten Sekundärluftsystems ist eindeutig ersichtlich, da trotz eines Verbrennungsluftverhältnisses von 0,95 ein  $\lambda$ -Wert im Auspuff von 1,15 bis 1,2 gemessen wird. Im Vergleich dazu weist die Emissionskurve des Basisfahrzeuges einen nahezu gleichbleibenden Gradienten über den gesamten Test auf, was bedeutet, dass die Abgasnachbehandlung nur unzureichend funktioniert.

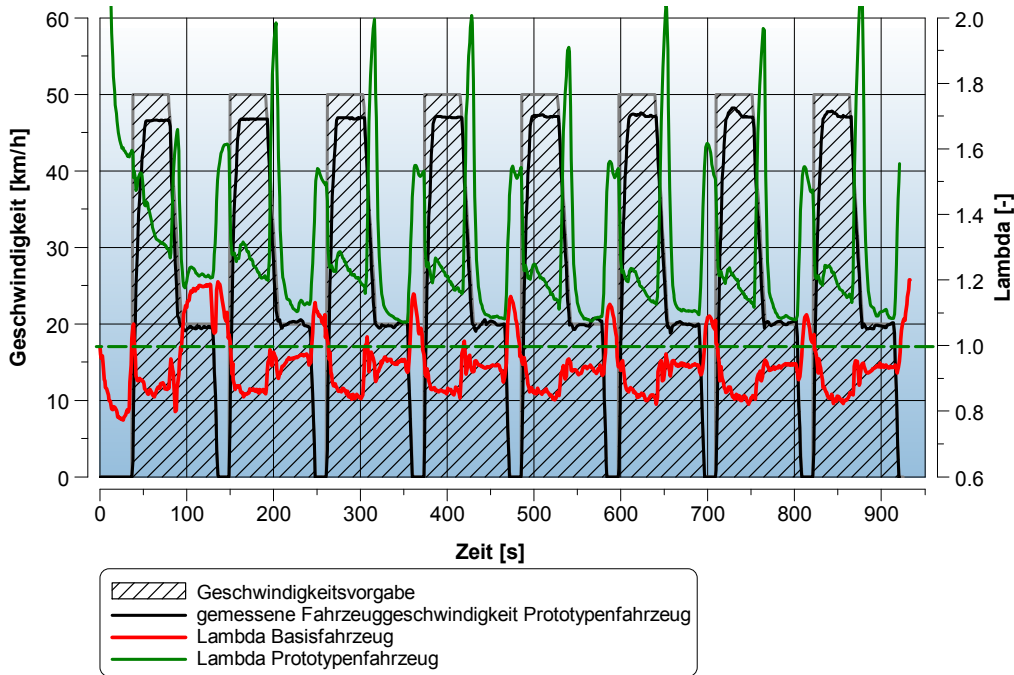


Abbildung 5.4 Auspufflambda im UN-ECE Reg 47 Basis- und Prototypenfahrzeug

Das vollintegrierte Sekundärluftsystem mit Ringspalt des Prototypen arbeitet auch unter Volllast, weshalb auch in diesem Bereich ein für magere Abgasnachbehandlung ausreichender Sekundärluftmassenstrom sichergestellt werden kann.

Abbildung 5.5 zeigt, dass auch beim Prototypenfahrzeug CO vor allem in der Volllast entsteht. Es ist jedoch zu erkennen, dass beim Prototypenfahrzeug bereits im ersten Zyklus nach dem Kaltstart etwa 40% der Gesamtemission entstehen. In den darauffolgenden Zyklen ist der Emissionsausstoß nur mehr sehr gering, was ein eindeutiger Indikator für ein Einsetzen der Konvertierung im Katalysator ist.

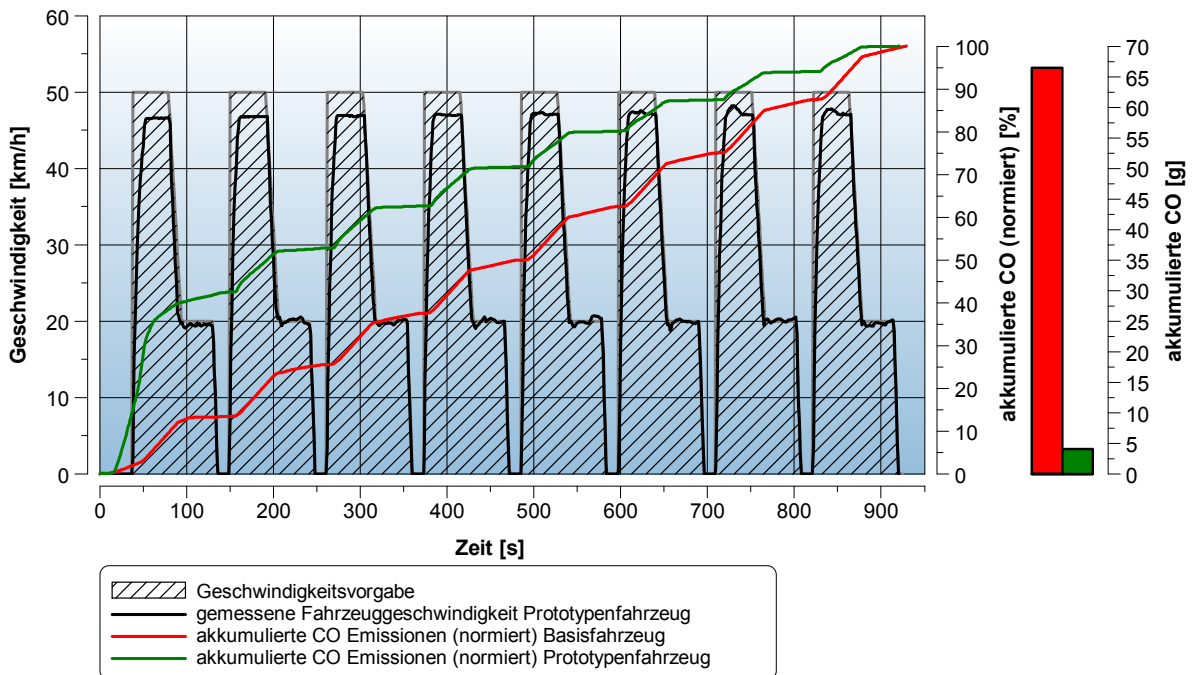


Abbildung 5.5 Akkumulierte CO-Emissionen (normiert) im UN-ECE Reg 47 Basis- und Prototypenfahrzeug



Der höhere Emissionsausstoß im ersten Zyklus wird durch die notwendige Kaltstartanreicherung verursacht. Beim Prototypenmotor konnte jedoch die Kaltstartanreicherung durch die erhöhte Verdichtung, im Vergleich zum Basisfahrzeug, reduziert werden. Der Emissionsausstoß in dieser ersten Phase ist daher deutlich geringer als beim Basisfahrzeuges. Durch den auslassnahen Katalysator konnte ein schneller Start der katalytischen Abgasnachbehandlung bereits kurz nach dem Kaltstart erreicht werden. Der Katalysator erreicht während der ersten Vollastphase den Light-Off-Point und die katalytische Abgasnachbehandlung setzt ein.

Abbildung 5.6 zeigt die normierten akkumulierten HC-Emissionen. Die hohen HC-Emissionen des Basisfahrzeugs sind wie die CO-Emissionen auf die unzureichend funktionierende Abgasnachbehandlung zurückzuführen. Beim Prototypenfahrzeug wird auch hier durch die magere Abgasnachbehandlung eine deutliche Reduzierung der HC-Emissionen erreicht.

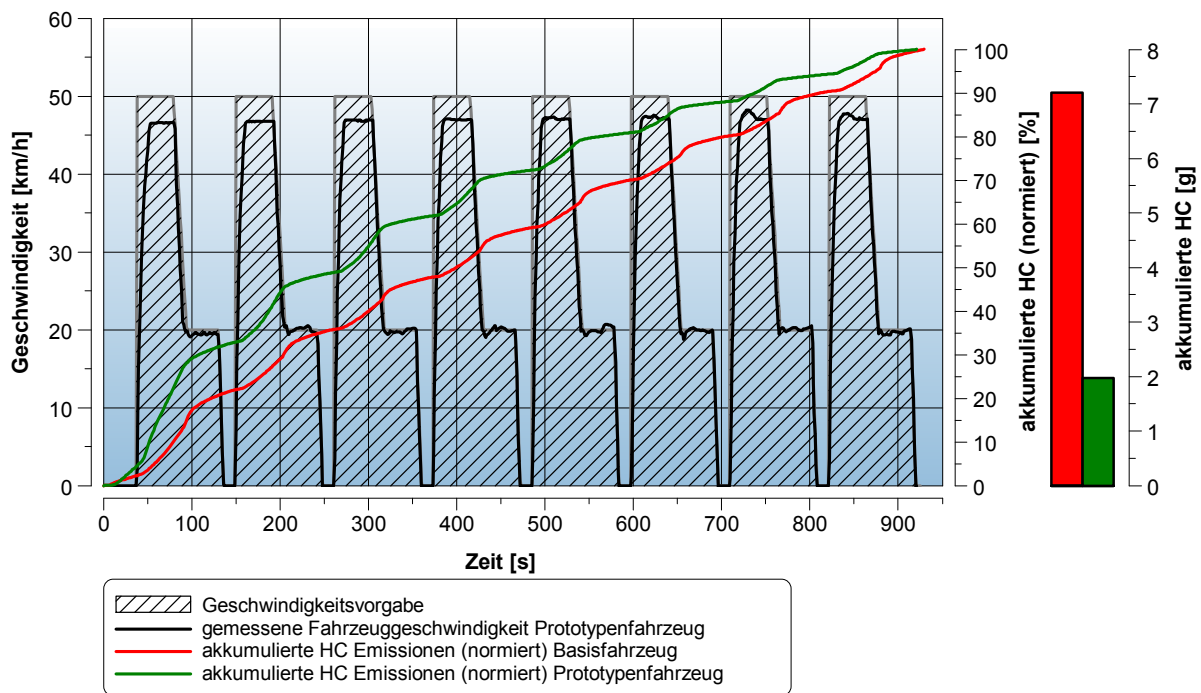


Abbildung 5.6 Akkumulierte HC-Emissionen (normiert) im UN-ECE Reg 47 Basis- und Prototypenfahrzeug

Abbildung 5.7 zeigt die normierten akkumulierten NO<sub>x</sub>-Emissionen. Durch die fettere Gemischzusammensetzung und den Sauerstoffmangel im Auspuffsystem ist der NO<sub>x</sub>-Ausstoß des Basisfahrzeuges geringer als der des Prototypenfahrzeuges. Beim Basisfahrzeug entstehen die NO<sub>x</sub>-Emissionen annähernd kontinuierlich, wohingegen jene des Prototypenfahrzeuges ein Treppenprofil aufweisen. Die höchsten NO<sub>x</sub>-Konzentrationen werden stets in der Vollast gemessen, während die NO<sub>x</sub>-Konzentration in der Teillastphase und im Leerlauf geringer sind.

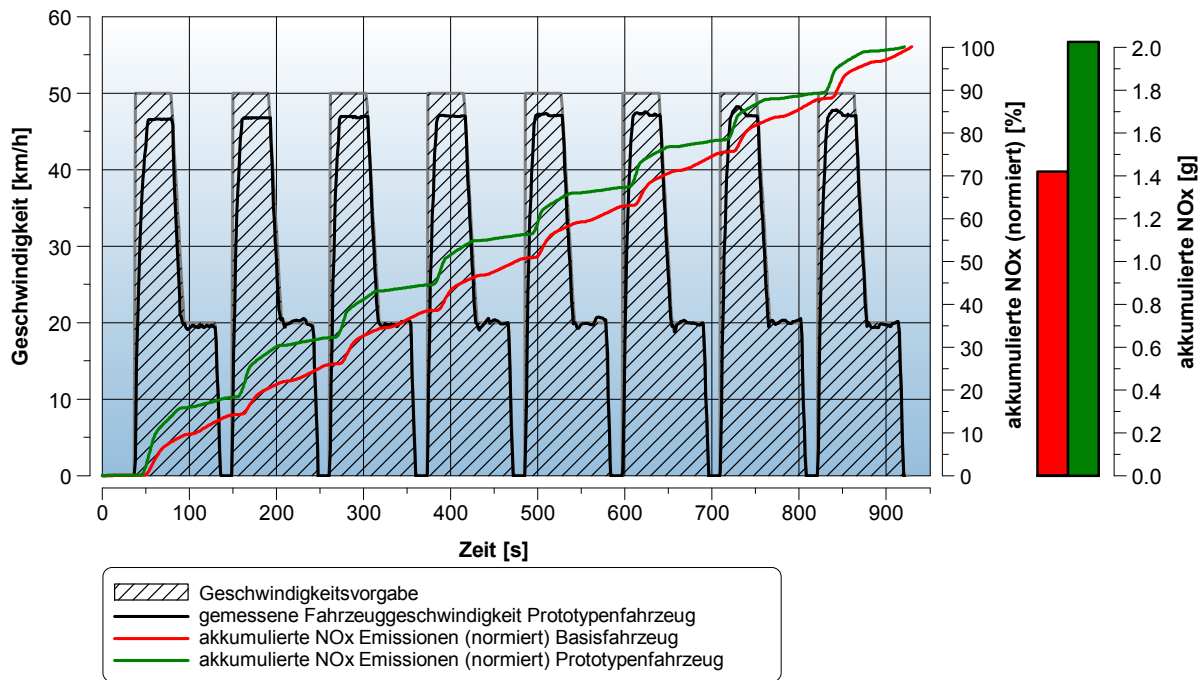


Abbildung 5.7 Akkumulierte NOx-Emissionen (normiert) im UN-ECE Reg 47 Basis- und Prototypenfahrzeug

Durch den ständigen Luftüberschuss werden beim Prototypenfahrzeug die NOx-Emissionen nicht mehr reduziert, da die magere Abgasnachbehandlung eine geringe Konvertierungsrate von Stickoxiden im Katalysator zur Folge hat.

Die aktuelle Abgasemissionsvorschrift EURO 2 limitiert den Emissionsausstoß von HC und NOx als Summe, was auch für die kommende EURO 3 der Fall sein wird.

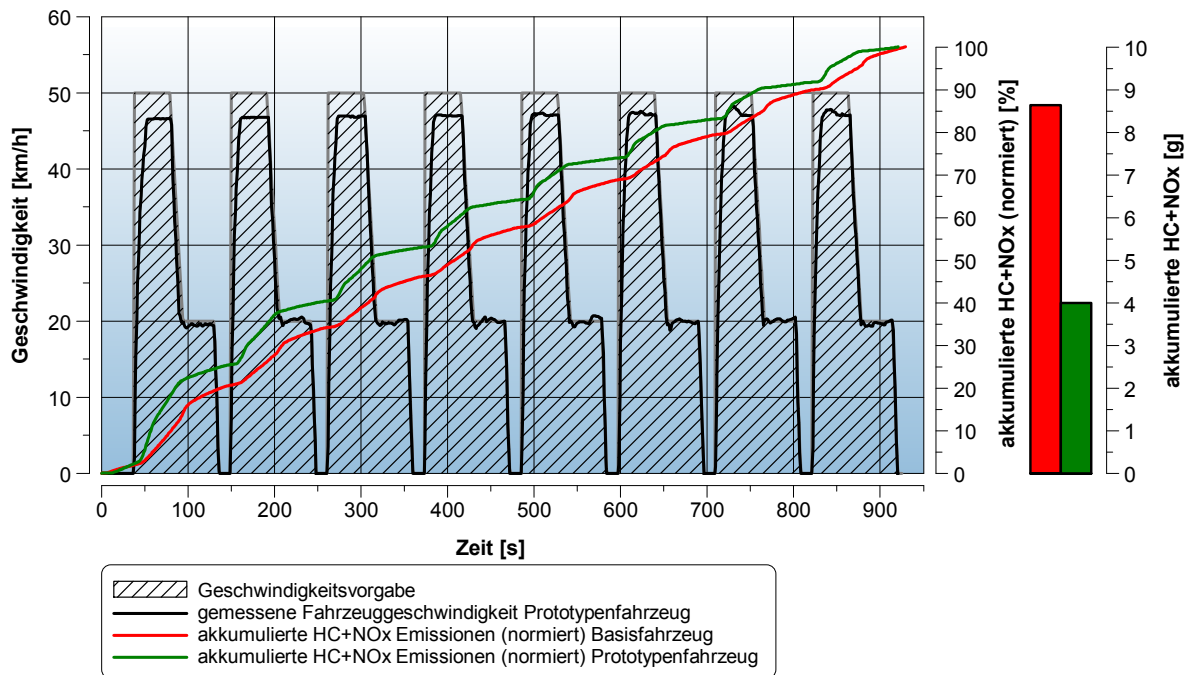


Abbildung 5.8 Akkumulierte HC+NOx-Emissionen (normiert) im UN-ECE Reg 47 Basis- und Prototypenfahrzeug



In Abbildung 5.8 ist die Summe von HC und NO<sub>x</sub> normiert kumulativ über dem Fahrzyklus dargestellt. Die Summe von HC und NO<sub>x</sub> konnte beim Prototypenfahrzeug im Vergleich zum Basisfahrzeug um die Hälfte reduziert werden. Da nur dieser Summengrenzwert für die Einhaltung der gesetzlichen Emissionsvorschriften relevant ist, wurde aus Kostengründen auf die selektive Reduktion von NO<sub>x</sub> verzichtet.

Wie aus der Beutelauswertung (Tabelle 5.1) entnommen werden kann, konnten mit dem Prototypenfahrzeug die Emissionsvorschriften für die kommende EURO 3 erfüllt werden. Bei einer 30/70 Gewichtung liegt der Emissionsausstoß von CO bei ca. 50% und der von HC und NO<sub>x</sub> bei 42% vom Grenzwert. Wenn der kalte und der warme Zyklus gleich gewertet werden, steigt der Emissionsausstoß von CO auf ca. 57% und der von HC und NO<sub>x</sub> auf 46% vom Grenzwert.

Beutelauswertung				Grenzwerte EURO 3		
Luftfeuchtigkeit	28		[%] rel.	CO	1,0	[g/km]
Luftdruck	980		[mbar]	HC + NO <sub>x</sub>	1,2	[g/km]
Temperatur	22,3		[°C]	<b>Emissionsausstoß Testfahrzeug</b>		
Zyklen	KALT	WARM	[-]	KALT	CO	0,75 [g/km]
Volumen CVS	30,508	29,838	[m <sup>3</sup> ]		HC + NO <sub>x</sub>	0,69 [g/km]
Wegstrecke	3,35	3,38	[km]		CO <sub>2</sub>	50,60 [g/km]
<b>Beutelkonzentration</b>				WARM	CO	0,40 [g/km]
					HC + NO <sub>x</sub>	0,42 [g/km]
KALT	CO	[ppm]	0,040	66,300	CO <sub>2</sub>	56,17 [g/km]
	HC	[ppm]	6,000	76,500	<b>Gewichtung 30/70</b>	
	NO <sub>x</sub>	[ppm]	0,000	19,000	CO	50,40 [% vom Grenzwert]
	CO <sub>2</sub>	[Vol %]	0,043	0,325	HC + NO <sub>x</sub>	41,81 [% vom Grenzwert]
WARM	CO	[ppm]	0,200	36,300	<b>Gewichtung 50/50</b>	
	HC	[ppm]	5,800	34,400	CO	57,43 [% vom Grenzwert]
	NO <sub>x</sub>	[ppm]	0,000	17,300	HC + NO <sub>x</sub>	46,41 [% vom Grenzwert]
	CO <sub>2</sub>	[Vol %]	0,042	0,365		

Tabelle 5.1 Gesamtauswertung EURO 3 50cm<sup>3</sup> Prototypenfahrzeug UN ECE Reg 47

Das System der AGR wird bei diesem Prototyp weder zur Einhaltung der Emissionsvorschriften, noch zur Drosselung der Höchstgeschwindigkeit eingesetzt, da Emissionsgrenzwerte in dieser Fahrzeugkategorie momentan noch mit einfachen Mitteln eingehalten werden können. Durch den Summengrenzwert kann auf die selektive Reduzierung von NO<sub>x</sub> durch AGR verzichtet werden. Jedoch kann auch in dieser Fahrzeugkategorie die Anwendung der AGR zur Einhaltung zukünftiger Abgasgesetzgebungen, durch die weitere Verbesserung des Emissionsausstoßes, beitragen. Ein großes Verbesserungspotential ist bei diesen Fahrzeugen durch die Optimierung der Methode zur Leistungs-drosselung gegeben.

Im letzten Vorschlag der europäischen Kommission "Proposal of the European Parliament and of the Council on the approval and market surveillance of two- or three-wheel vehicles and quadricycles" von 2010 [2] sind ab der EURO 4 Gesetzgebung (siehe Tabelle 1.3) getrennte Grenzwerte für HC und NO<sub>x</sub> vorgesehen. Der beim Prototypenfahrzeug gemessene Emissionsausstoß von CO und HC würde bereits die Grenzwerte der EURO 4 Richtlinie erfüllen. Der gemessene NO<sub>x</sub>-Emissionsausstoß liegt bei 0,3 g/km und ist dadurch fast doppelt so hoch wie der erlaubte Grenzwert. Durch die Anwendung der AGR könnte der NO<sub>x</sub>-Ausstoß unter den erlaubten Grenzwert für EURO 4 fallen.

Die Untersuchung der Auswirkungen der AGR war eines der Hauptziele dieser Diplomarbeit. Im Speziellen wurde dabei die Anwendung der AGR in der Vollast zur Leistungs-drosselung und Schadstoff-reduzierung untersucht.

## 5.2 125 cm<sup>3</sup> Fahrzeug

Für den Prototyp des 125 cm<sup>3</sup> Motors wurde ähnlich wie beim 50 cm<sup>3</sup> Motor vorgegangen. Bei diesem Motor wurden hauptsächlich der Zylinderkopf und der Ansauggeräuschdämpfer überarbeitet. Auch hier durften bei der Neukonstruktion des Zylinderkopfes keine Änderungen am Ventiltrieb vorgenommen werden. Im ersten Entwicklungsschritt wurde auf den originalen Motor aufgebaut. Die Prototypenentwicklung wurde zeitlich vor der Überarbeitung des 50 cm<sup>3</sup> Motors durchgeführt und der Ölringkanal, das verbesserte Sekundärluftsystem und ein System zur lastabhängigen Regelung der AGR wurde während der Überarbeitung des 125 cm<sup>3</sup> Motors entwickelt.

Die Auswirkungen der Änderungen am Motor wurden am Motorenprüfstand und am Rollenprüfstand untersucht. Während der Untersuchungen am Basismotor wurde an der Überarbeitung der Einlass- und Auslasskanalgeometrie gearbeitet. Leider kam es durch den Abbruch des Projektes durch den Auftraggeber nicht zur nächsten Prototypenphase, in der die überarbeiteten Kanäle in den Zylinderkopf integriert worden wären.

Mithilfe des Ölringkanals konnte die Zylinderkopftemperatur gesenkt und die Verdichtung erhöht werden. Aufgrund der schlechteren Kühlung des luftgekühlten 125 cm<sup>3</sup> Motors im Vergleich zum gebläsegekühlten 50 cm<sup>3</sup> Motor wurde ein separater Ölkühler montiert. Der Motor des Basisfahrzeuges hatte eine Verdichtung von  $\varepsilon = 9,5$ . Die Verdichtung des Prototypenmotors konnte auf  $\varepsilon = 10,5$  erhöht werden. Durch die höhere Verdichtung und eine bessere Füllung durch die optimierte Kühlung konnte ein Leistungszuwachs bei niedrigerem Verbrauch realisiert werden.

Die gültige EURO 3 Emissionsgesetzgebung sieht für Fahrzeuge mit Motoren bis 150 cm<sup>3</sup> Hubraum separate Grenzwerte für HC, CO und NOx vor. Durch diese separate Limitierung ist eine gleichzeitige Reduzierung aller drei reglementierten Schadstoffe notwendig. Zur Einhaltung der Emissionsvorschriften wurden folgende Maßnahmen getroffen:

1. eine optimierte Kaltstartanreicherung
2. eine verbessertes Sekundärluftsystem
3. ein auslassnaher Katalysator
4. ein lastabhängiges AGR-System

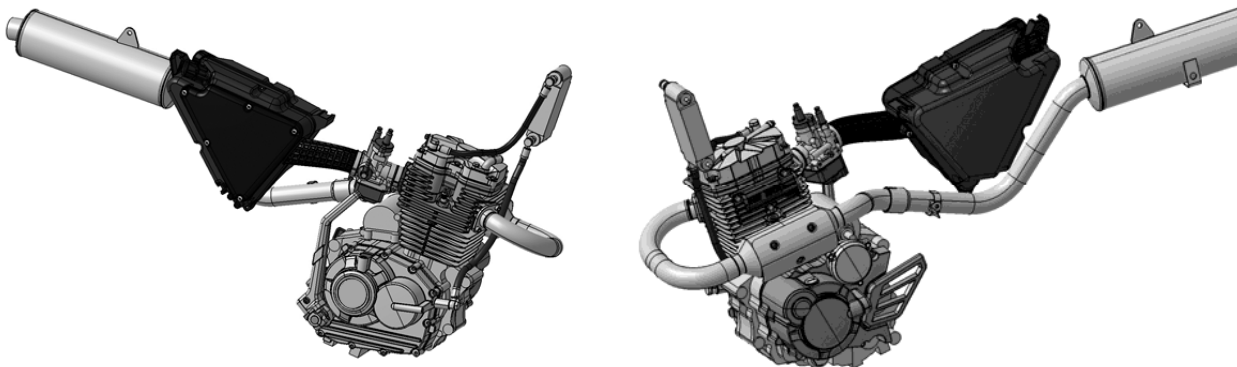
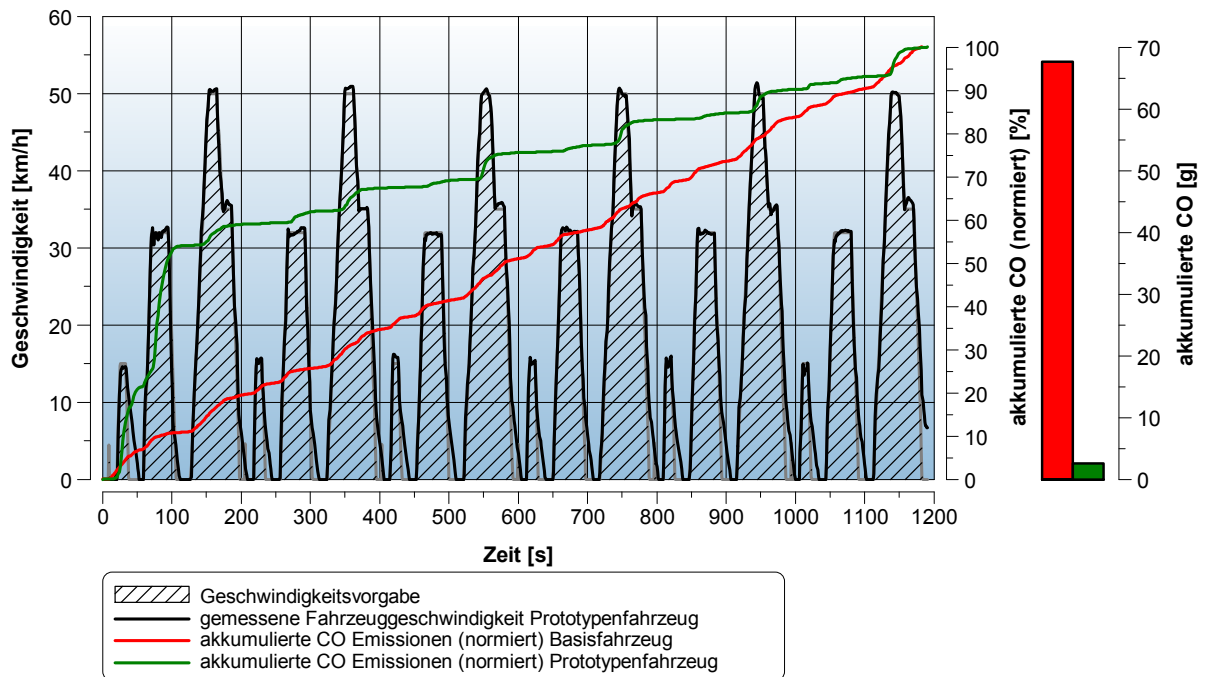


Abbildung 5.9 Überarbeiteter 125 cm<sup>3</sup> Motor nach der Prototypen Implementierung

### 5.2.1 Ergebnis der Abgasemissionsmessung

Abbildung 5.10 zeigt den normierten akkumulierten CO-Emissionsausstoß vom Basisfahrzeug und vom Prototypenfahrzeug. Das Basisfahrzeug besitzt weder einen Katalysator noch ein Sekundärluftsystem. Zudem wird das Fahrzeug mit sehr fetter Gemischzusammensetzung betrieben. Infolgedessen

ist dieser hohe Emissionsausstoß auch zu erwarten. Beim Prototypfahrzeug wurde hingegen ein motornaher Katalysator montiert und zur Unterstützung der Abgasnachbehandlung wurde das neu entwickelte Sekundärluftsystem eingesetzt.



**Abbildung 5.10** Akkumulierte CO-Emissionen (normiert) im UN-ECE Reg 40 Basis- und Prototypfahrzeug

In der normierten Darstellung (Abbildung 5.10) ist zu erkennen, dass die Emissionen des Basisfahrzeuges kontinuierlich während des gesamten Fahrzyklus entstehen. Beim Prototypenfahrzeug wurde durch die gesetzten Maßnahmen eine CO-Emissionsreduktion von über 95% erreicht. Durch den motornahen Katalysator wird der Light-Off-Point somit bereits nach der zweiten Beschleunigungsphase erreicht. Es ist zu erkennen, dass über 50% der CO-Gesamtemissionen bereits während dieser ersten beiden Zyklen entstehen. Nach Anspringen des Katalysators kommt es nur mehr in den 50 km/h-Abschnitten zu einem leichten CO-Anstieg. Dies ist auf den höheren Abgasdurchsatz und auf die leichte Abnahme der Sekundärluftmasse bei höheren Drehzahlen zurückzuführen.

Abbildung 5.11 zeigt die normierten HC-Emissionen. Auch hier konnte eine deutliche Reduktion erreicht werden. Durch die optimierte Kaltstartanreicherung kommt es schon in der ersten Phase zu einer Reduktion des HC-Ausstoßes. Der HC-Gesamtemissionsausstoß konnte um 85% reduziert werden.

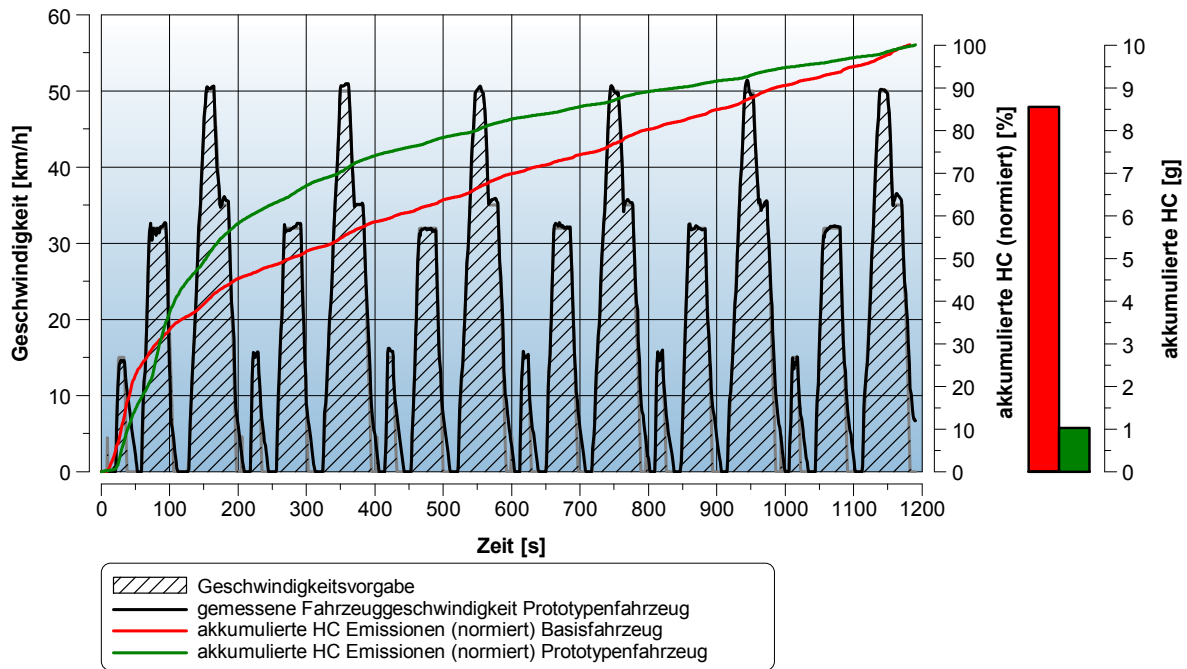
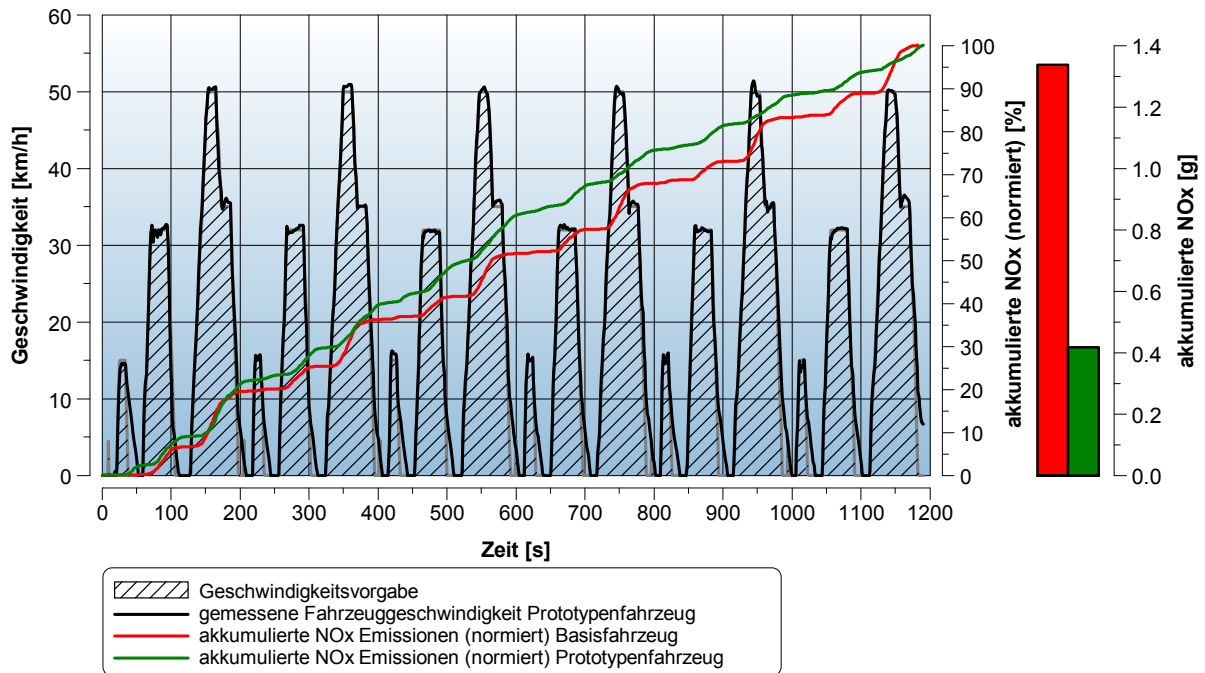


Abbildung 5.11 Akkumulierte HC-Emissionen (normiert) im UN-ECE Reg 40 Basis- und Prototypfahrzeug

Weit schwieriger als die Reduktion von HC und CO war jedoch die gleichzeitige Reduzierung der NO<sub>x</sub>-Emissionen. Zu diesem Zweck wurde bei diesem Fahrzeug ein lastabhängiges AGR installiert. Die Stickoxidreduktion erfolgte somit bereits im Motor. Die AGR-Rate wurde dabei an das Fahrzeug und an den Fahrzyklus angepasst. Aufgrund der Beschleunigungsreserven des 125 cm<sup>3</sup> Fahrzeuges im UN-ECE Reg 40 Fahrzyklus wurde das Fahrzeug im Zyklus nur in der Teillast betrieben. Dadurch konnte auf AGR in der Volllast verzichtet werden. Aufgrund der nachteiligen Effekte der AGR auf die Stabilität der Verbrennung bei sehr niedrigen Lasten wurde die AGR auch im Leerlauf deaktiviert. Das System der AGR wurde, wie in Abbildung 4.12 beschrieben, über den Bowdenzug der Drosselklappe geregelt. Die AGR ist in einem Bereich zwischen 5 und 50% Drosselklappenöffnung aktiv. Die maximale AGR-Rate wurde über einen fixen Drosselquerschnitt festgelegt. Durch den transienten Betrieb und die Änderung des Spülgefälles bei den unterschiedlichen Drosselklappenöffnungen konnte die AGR-Rate am Rollenprüfstand nicht bestimmt werden.



**Abbildung 5.12** Akkumulierte NOx-Emissionen (normiert) im UN-ECE Reg 40 Basis- und Prototypfahrzeug

Der Drosselquerschnitt wurde in Hinblick auf Fahrbarkeit und NOx-Reduktion abgestimmt. Dabei stellte sich ein Durchmesser von 4 mm als der optimale Kompromiss zwischen diesen beiden Kriterien heraus. Diese AGR-Rate hatte beim Prototypenfahrzeug noch keinen merklichen Einfluss auf die Fahrbarkeit. Abbildung 5.12 zeigt die NOx-Reduktion, die durch dieses System erreicht werden konnte. Der NOx-Ausstoß des Basisfahrzeuges ist durch die fette Gemischzusammensetzung nicht sehr hoch. Durch die magerere Gemischzusammensetzung und die höhere Verdichtung kommt es beim Prototypenfahrzeug ohne AGR zu einer wesentlichen Zunahme der NOx-Rohemissionen. Durch die AGR konnte dies jedoch kompensiert werden und die NOx-Emissionen wurden im Vergleich zum Basisfahrzeug auf 1/3 reduziert.

Das Ergebnis der Beutelauswertung ist in der Tabelle 5.2 zusammengefasst. Die Beutelauswertung bestätigt das Ergebnis der kontinuierlichen Abgasemissionsmessung. Durch die hohe Sekundärluftfrate und den auslassnahen Katalysator konnte der CO-Emissionsausstoß auf 0,6 g/km und der HC-Emissionsausstoß sogar auf 0,2 g/km reduziert werden und somit die Grenzwerte der EURO 3 Richtlinie erfüllt werden. Der Stickoxidausstoß konnte durch die Verwendung der AGR auf 0,068 g/km reduzieren werden, was  $\sim 45\%$  vom Grenzwert entspricht. Vergleichsmessungen mit deaktivierter AGR ergaben bei annähernd gleichbleibenden HC- und CO-Konzentrationen, einen deutlichen Anstieg der NOx-Konzentration. Die verdünnte NOx-Abgasbeutelkonzentration stieg von 3,2 ppm auf 10,1 ppm. Bei der im Fahrzyklus zurückgelegten Strecke entspricht diese Beutelkonzentration bereits einem NOx-Emissionsausstoß von 0,229 g/km.

Beutelauswertung				
Luftfeuchtigkeit	35			[%] rel.
Luftdruck	989			[mbar]
Temperatur	21			[°C]
Volumen CVS	78,752			[m <sup>3</sup> ]
Wegstrecke	5,89			[km]
Konzentration		Luftbeutel		Abgasbeutel
CO	[ppm]	0,000		36,000
HC	[ppm]	5,000		27,000
NOx	[ppm]	0,300		3,200
CO <sub>2</sub>	[Vol %]	0,046		0,333
Grenzwerte EURO 3 ≤ 150 cm <sup>3</sup>				
CO		2,00		[g/km]
HC		0,80		[g/km]
NOx		0,15		[g/km]
Emissionsausstoß Testfahrzeug				
CO	<b>0,602</b>	[g/km]	<b>30,1</b>	[% v. Grenzwert]
HC	<b>0,183</b>	[g/km]	<b>22,9</b>	[% v. Grenzwert]
NOx	<b>0,068</b>	[g/km]	<b>45,3</b>	[% v. Grenzwert]
CO <sub>2</sub>	<b>75,62</b>	[g/km]	-	[% v. Grenzwert]

 Tabelle 5.2 Gesamtauswertung EURO 3 125 cm<sup>3</sup> Prototypenfahrzeug UN ECE Reg 40

## 6 Leistungsdrosselung zur Einhaltung gesetzlicher Geschwindigkeitsvorschriften

Wie bereits erwähnt, unterliegen Mopeds in Europa einer Geschwindigkeitsreglementierung von 45km/h (inklusive Toleranz 47km/h). Die Motorleistung dieser Fahrzeuge ist allerdings meist höher, als für die Höchstgeschwindigkeit erforderlich und muss daher gedrosselt werden. Wie in 1.1.1 erwähnt, werden diese Fahrzeuge momentan im UN-ECE Reg 47 Testzyklus homologiert. Dieser Testzyklus ist ein Zyklus mit einem sehr hohen Volllastanteil und daher werden Fahrzeuge mit gedrosselter Motorleistung in diesem Zyklus sehr lange in diesem gedrosselten Zustand betrieben. Der Anteil dieser Phase im Testzyklus hängt im Wesentlichen von der Motorleistung, dem Fahrzeuggewicht und dem Beschleunigungsvermögen des Fahrzeuges ab.

Um herauszufinden wie hoch die Anteile der unterschiedlichen Fahrzustände während des UN-ECE Reg 47 Fahrzyklus sind, wurde das gemessene Geschwindigkeitsprofil des 50 cm<sup>3</sup> Prototypenfahrzeuges analysiert. Die Anteile der unterschiedlichen Fahrzustände sind in Abbildung 6.1 dargestellt. Die Analyse des Geschwindigkeitsprofils des Basisfahrzeugs ergibt einen Anteil von 25% vom gesamten Testzyklus. Durch die hohe Motorleistung beträgt der Anteil der gedrosselten Volllast beim Prototypenfahrzeug jedoch bereits fast 30% vom gesamten Testzyklus.

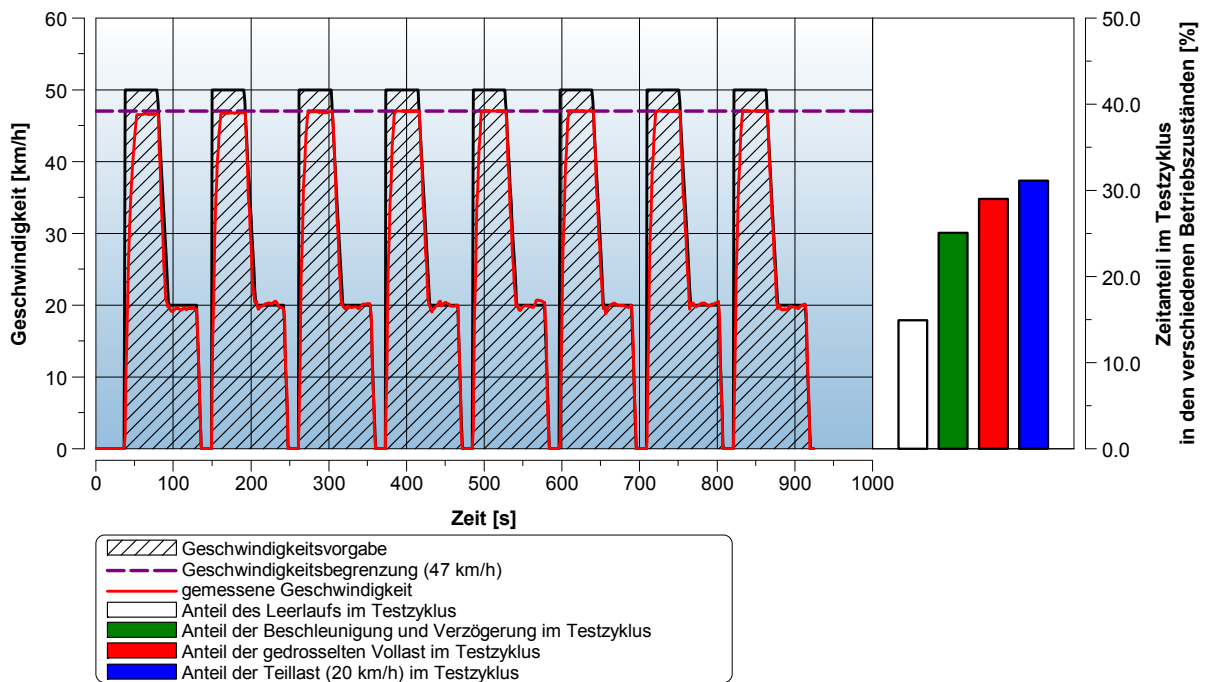


Abbildung 6.1 Anteil der Betriebszustände des gedrosselten 50 cm<sup>3</sup> Testfahrzeuges im UN ECE Reg 47

[8]

Da die erlaubte Höchstgeschwindigkeit auf europäischen Straßen meist höher als die vorgeschriebene Fahrzeughöchstgeschwindigkeit von 45km/h ist, kann der Anteil der gedrosselten Volllast in der Realität jedoch auch über 30% liegen. Dieser Anteil kann in ländlichen Gebieten, wo geringeres Verkehrsaufkommen herrscht und auch längere Strecken zurückgelegt werden müssen, sogar bis zu 80% betragen. Da der Kraftstoffverbrauch und CO<sub>2</sub>-Ausstoß auch in dieser Fahrzeugkategorie immer wichtiger wird, ist eine Optimierung dieses Fahrzustandes äußerst wichtig.

Zu Beginn der Untersuchungen wurde das 50 cm<sup>3</sup> Fahrzeug am Rollenprüfstand analysiert. Beim 50 cm<sup>3</sup> Versuchsfahrzeug handelt es sich um das Fahrzeug, das für die zukünftige Abgasgesetzgebung überarbeitet wurde. Für die Rollenmessung wurde das leistungsgedrosselte Fahrzeug wieder entdross-



selt. Hierfür wurde der Spacer der CVT (ringförmiger Einsatz zwischen den antreibenden Riemenscheiben, der die Endübersetzung der CVT limitiert) entfernt und die CDI (Kondensator Entladungszündung) mit Zündungsabregelung wurde durch eine programmierbare CDI mit frei wählbarem Zündzeitpunkt ersetzt. Alle wichtigen Daten wie Beschleunigung, Höchstgeschwindigkeit, Motordrehzahl und CVT-Regelparameter wurden während eines Vollastbeschleunigungstests aufgezeichnet.

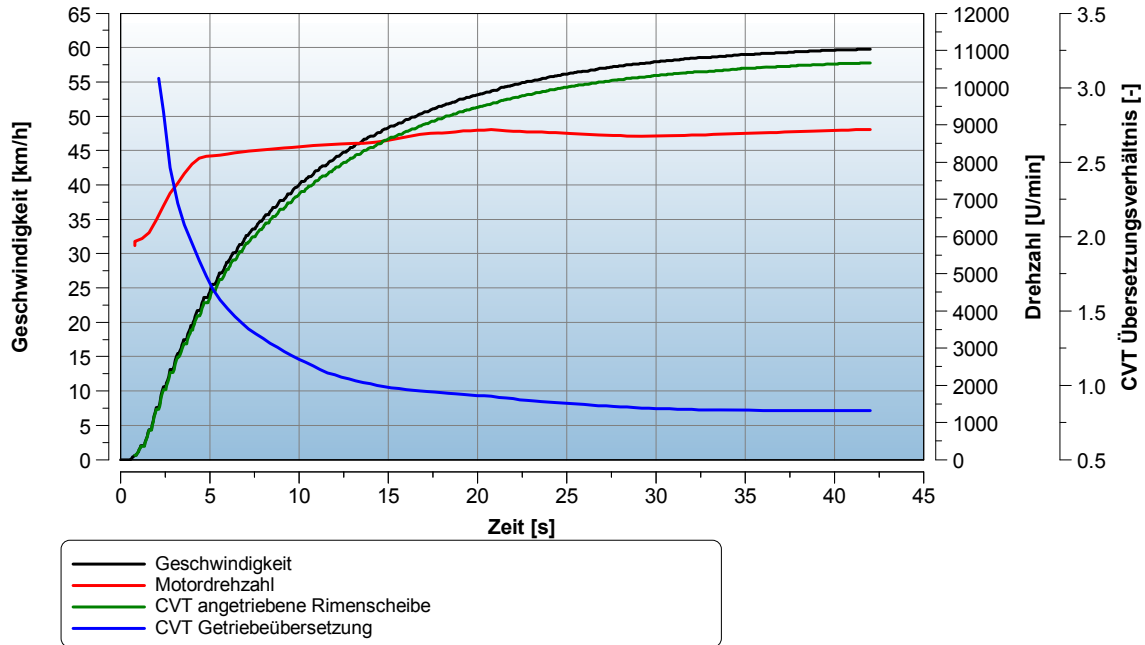


Abbildung 6.2 Ergebnisse der Vollast-Beschleunigungsmessung des ungedrosselten 50 cm<sup>3</sup> Testfahrzeuges

Abbildung 6.2 zeigt das Ergebnis dieses Vollastbeschleunigungstests. Es zeigt den Verlauf der gemessenen Fahrzeuggeschwindigkeit während der Vollastbeschleunigung vom Stillstand bis zum Erreichen der Fahrzeughöchstgeschwindigkeit. Um das Regelverhalten der CVT zu bestimmen, wurde auch die Drehzahl der angetriebenen Riemscheibe aufgezeichnet. Die blaue Kurve zeigt die resultierende CVT-Getriebeübersetzung. Diese ist für den Zusammenhang von Fahrzeuggeschwindigkeit und Motordrehzahl wichtig und ein entscheidender Parameter für die Geschwindigkeitsdrosselung. Die erreichbare Höchstgeschwindigkeit von Fahrzeugen hängt von der Motorleistung, dem Fahrwiderstand, der Getriebeübersetzung und der Maximaldrehzahl ab.

Im Anschluss an die Rollenmessungen wurde der Motor aus dem Fahrzeug ausgebaut und am Motorenprüfstand aufgebaut und untersucht. Der Aufbau des Fahrzeugmotors am Motorenprüfstand wird in Kapitel 7.1 beschrieben. Das Ergebnis der Basisvermessung des Motors am Prüfstand ist auf den folgenden Seiten dargestellt.



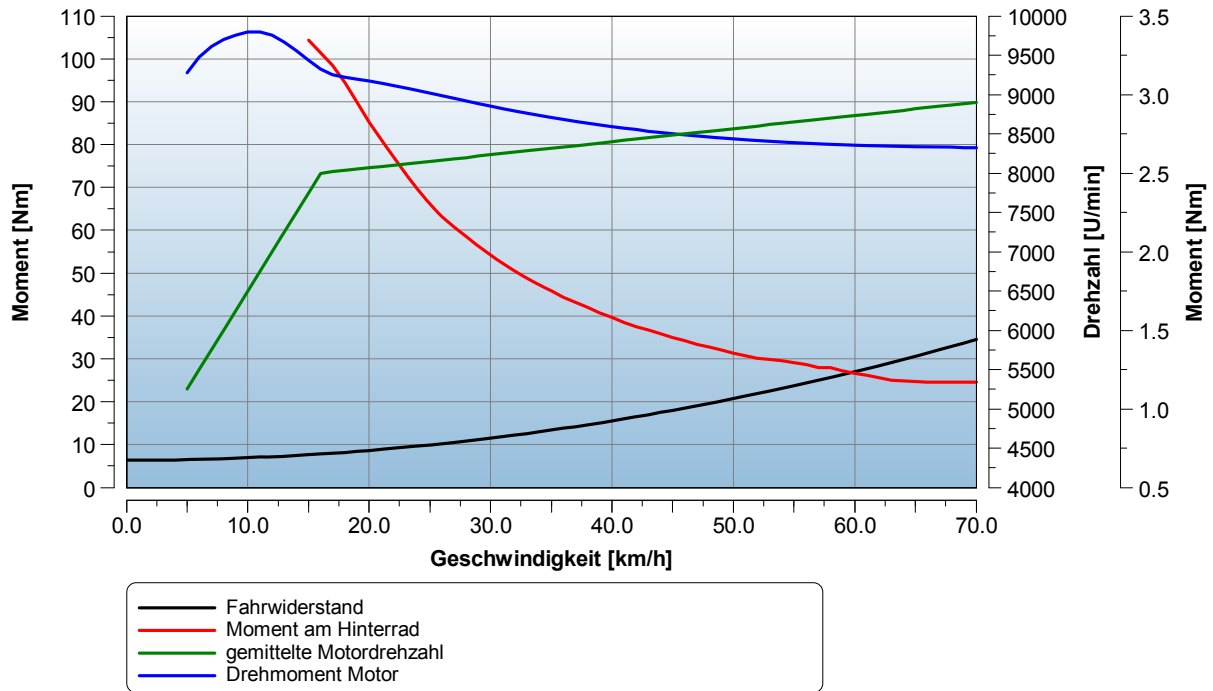


Abbildung 6.3 Berechnung der Vollastbeschleunigung

Abbildung 6.3 zeigt den berechneten Fahrwiderstand bei 0% Steigung in Nm. Der Fahrwiderstand entspricht dem Rollwiderstand des Testfahrzeuges am Rollenprüfstand im UN-ECE Reg 47. Dieser Fahrwiderstand ist nur vom Fahrzeuggewicht und der Fahrzeuggeschwindigkeit abhängig. In der Abbildung ist das Volllastmoment am Hinterrad dargestellt, das aus dem Ergebnis der Basisvermessung am Motorenprüfstand und der CVT Getriebeübersetzung (Abbildung 6.2) errechnet wurde. Der Getriebewirkungsgrad (Sekundärgetriebe und CVT) und der Abrollwiderstand des Hinterrades wurden dabei so gewählt, dass sich die Fahrwiderstandskurve und die berechnete Kurve des Hinterradmomentes bei derselben Geschwindigkeit, die auch bei der Rollenmessung erreicht wird, schneidet. In Abbildung 6.3 ist der Momentenüberschuss zwischen Fahrwiderstandsmoment und Hinterradmoment, der die Beschleunigungsreserve repräsentiert, dargestellt. Ziel der Leistungsdrosselung ist die Reduzierung des Hinterradmomentes entsprechend der Geschwindigkeit. Da das Fahrzeug zur Kraftübertragung mit einer CVT ausgestattet ist, besteht kein direkter Zusammenhang zwischen der Motordrehzahl und der Fahrzeuggeschwindigkeit. Wird anstelle des Motormoments die Motorleistung betrachtet, kann die Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit von der Motordrehzahl umgangen werden. Abbildung 6.4 zeigt die Fahrwiderstandsleistung und die dafür notwendige Motorleistung. Durch den schlechten Getriebewirkungsgrad der CVT mit Sekundärgetriebe von nur 70% wird, um die Geschwindigkeit von 47 km/h zu erreichen, eine Kurbelwellenleistung von ~ 1,8 kW benötigt.

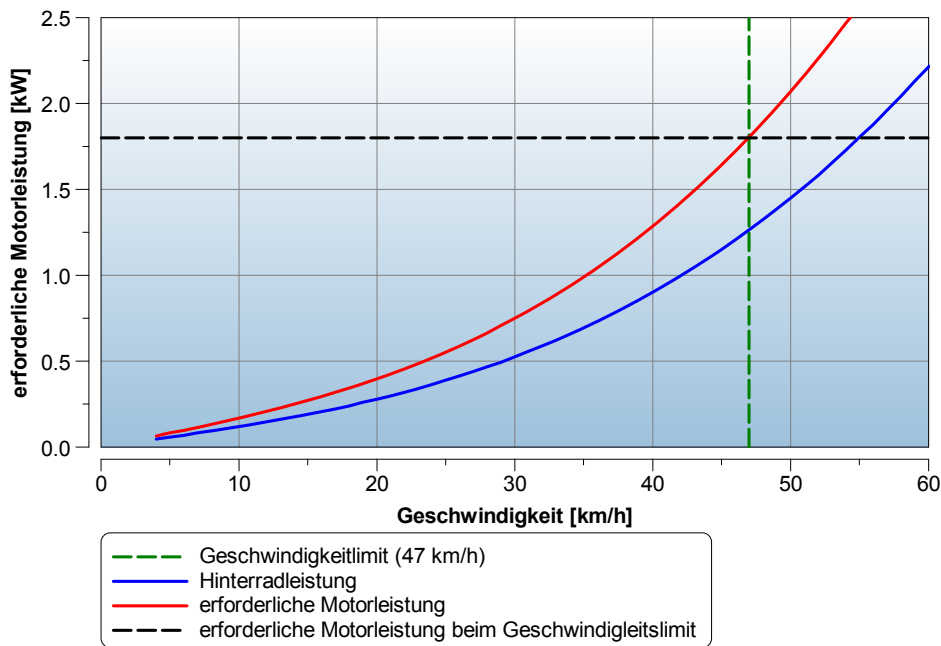


Abbildung 6.4 Fahrwiderstand und erforderliche Motorleistung

[8]

Die Leistung kann durch permanente oder bedarfsabhängige Drosselung reduziert werden, wobei beide Methoden Vor- und Nachteile haben. Die permanente Anwendung hat den Nachteil, dass es zu einer immensen Verschlechterung des Beschleunigungsvermögens des Fahrzeuges kommt. Eine permanente Leistungsdrosselung ist daher nicht zufriedenstellend und wird bei den folgenden Untersuchungen auch nicht weiter behandelt.

Ziel ist daher eine bedarfsabhängige Drosselung, die erst bei Erreichen der erlaubten Höchstgeschwindigkeit zur Anwendung kommt.

## 6.1 Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung

Die Leistungsdrosselung durch Reduzierung der Vorzündung ist die gängigste Methode bei vergaserbetriebenen Motoren. Bei dieser Methode wird bei Erreichen der Höchstgeschwindigkeit der Zündzeitpunkt in Richtung ZOT verstellt. Durch die späte Zündung verschiebt sich der Verbrennungsschwerpunkt und der Wirkungsgrad der Verbrennung sinkt. Der Kraftstoffverbrauch in der Vollast bleibt dabei im Vergleich zum ungedrosselten Fall annähernd unverändert, der spezifische Kraftstoffverbrauch steigt aber an.

Viele Fahrzeuge der betrachteten Fahrzeugkategorie verfügen lediglich über eine einfache CDI mit fest vorgegebenen Vorzündwinkeln. Die Vorzündung wird dabei nur über die Motordrehzahl geregelt und kann meist nicht durch andere Parameter wie z.B. durch die Fahrzeuggeschwindigkeit beeinflusst werden. Die Rücknahme der Vorzündung erfolgt daher immer bei der gleichen Drehzahl. Bei Fahrzeugen mit Schaltgetriebe besteht je nach eingelegtem Gang ein direkter Zusammenhang zwischen der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Motordrehzahl. Fahrzeuge der hier diskutierten Fahrzeugkategorie sind wie das Testfahrzeug jedoch meist mit einer CVT ausgestattet. Wenn die Variomatik voll ausgegletzt ist besteht auch hier ein direkter Zusammenhang zwischen der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Motordrehzahl.

In Abbildung 6.2 ist die CVT-Getriebeübersetzung über der Fahrzeuggeschwindigkeit des ungedrosselten Fahrzeugs aufgetragen. Hier liegt die Regeldrehzahl der CVT bei 8750 U/min und die CVT Endübersetzung von  $i_{CVT}=0,8$  wird erst bei 60 km/h erreicht. Erst ab dieser Geschwindigkeit steigt auch die Motordrehzahl weiter an. Eine drehzahlabhängige Leistungsdrosselung ist bei diesem Regelverhalten der CVT nicht sinnvoll, da die Drosseldrehzahl in diesem Fall ungefähr der Regeldrehzahl

der CVT entsprechen würde. Dadurch käme es bereits in der Beschleunigungsphase zu einer Reduktion der Motorleistung. Für eine drehzahlabhängige Leistungsdrosselung, die sich nicht auf das Beschleunigungsverhalten auswirkt, muss daher auch die Regelcharakteristik der CVT überarbeitet werden.

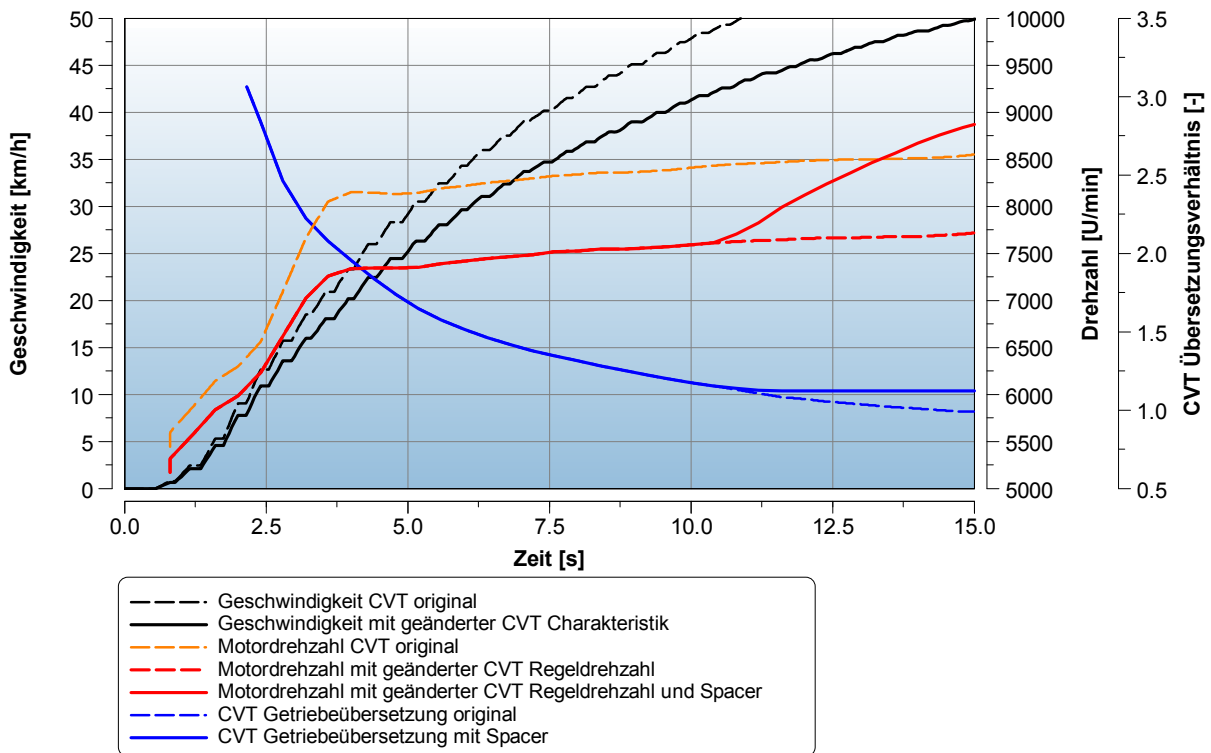


Abbildung 6.5 Berechnete Vollastbeschleunigung mit geänderter CVT Charakteristik

Abbildung 6.5 zeigt den Bereich aus Abbildung 6.2, der für die Geschwindigkeitsdrosselung relevant ist. Die Regeldrehzahl der CVT kann durch Gewichtsänderung der Reglerrollen der treibenden Riemenscheibe beeinflusst werden. Schwerere Gewichte senken dabei die Regeldrehzahl und das Fahrzeug beschleunigt mit einer anderen Motordrehzahl. Durch die geänderte Motordrehzahl kommt es zu leichten Einbußen im Beschleunigungsvermögen, da die CVT im Punkt der maximalen Leistung regeln sollte. In Abbildung 6.5 ist dieser Effekt dargestellt. Zusätzlich zur Regeldrehzahl muss auch die CVT-Endübersetzung angepasst werden. Diese kann durch die Verwendung eines Spacers, der an der treibenden Riemenscheibe verbaut wird, reduziert werden. Durch den Spacer wird der Zusammenhang zwischen Motordrehzahl und der Fahrzeuggeschwindigkeit verändert. In Abbildung 6.5 wurde die Endübersetzung der CVT mithilfe eines 6 mm breiten Spacers von 0,85 auf 1,15 reduziert. Durch diese Maßnahme wird die CVT Endübersetzung bereits bei 44 km/h erreicht. Ab dieser Geschwindigkeit steigt die Drehzahl wieder stärker an. Durch den nun stärker werdenden Anstieg der Motordrehzahl über der Fahrzeuggeschwindigkeit kann eine bessere Trennung zwischen Regeldrehzahl der CVT und der Abregeldrehzahl erreicht werden. Bei der in Abbildung 6.5 dargestellten Variante liegt die Regeldrehzahl der CVT bei ca. 7500 U/min und die mögliche Abregeldrehzahl bei 8000 U/min.

Die Auswirkungen der Leistungsdrosselung durch die Rücknahme der Vorzündung auf Wirkungsgrad und Emissionsausstoß werden im Kapitel 7 untersucht. Diese Methode der Leistungsdrosselung wird auch als Basis für den Vergleich der anderen Methoden zur Leistungsdrosselung herangezogen.

## 6.2 Leistungsdrosselung durch Abmagerung

Die Leistungsdrosselung kann auch durch Abmagerung der Gemischzusammensetzung erreicht werden. Bei diesem Verfahren wird bei Erreichen der Höchstgeschwindigkeit die Kraftstoffzufuhr redu-

ziert. Durch Anhebung des Verbrennungsluftverhältnisses erhöht sich der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors (siehe Abbildung 6.6), der Gemischheizwert wird reduziert und der Mitteldruck sinkt.

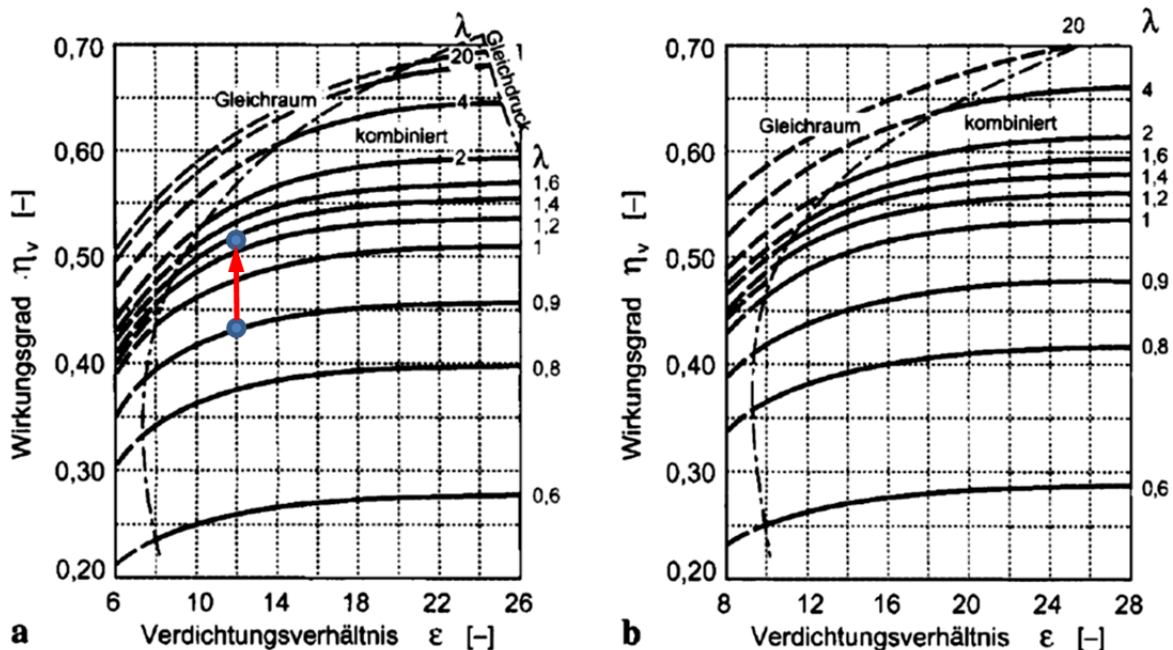


Abbildung 6.6 Wirkungsgrade des vollkommenen Motors, kombinierte Verbrennung, gemischansaugend: [12]  
 P<sub>max</sub> = 80 bar, b.) P<sub>max</sub> = 100 bar

Diese Methode zur Leistungsdrosselung wird meist nur bei Fahrzeugen, die mit einer Einspritzung zur Gemischaufbereitung ausgestattet sind, realisiert. Bei Motoren mit Vergasern ist diese Drosselungsmethode unüblich, da die Reduzierung der Kraftstoffzufuhr nicht einfach ist und nur durch das Öffnen eines Bypasses erzielt werden kann.

Durch die Abmagerung in der Vollast reduziert sich der spezifische Kraftstoffverbrauch im Vergleich zur Leistungsdrosselung durch die Rücknahme der Vorzündung. In mageren Gemischen kann es aber zu einem Anstieg der HC-Emissionen kommen, da der Kraftstoff nicht, oder nicht vollständig verbrannt wird. Die laminare Flammgeschwindigkeit nimmt in mageren Gemischen stark ab und die Flamme kann besonders leicht verlöschen. Die Abmagerungsfähigkeit konventioneller Ottomotoren kann durch die Verdichtung, die Turbulenz, den Zündzeitpunkt und die Funkendauer beeinflusst werden.

Bei der Leistungsdrosselung durch Abmagerung ist immer ausreichend Sauerstoff für die katalytische Abgasnachbehandlung von HC und CO vorhanden, wodurch ein gutes Emissionsverhalten erzielt werden kann. Dem Vorteil der Abgasnachbehandlung von HC und CO steht der Nachteil der verringerten NO<sub>x</sub>-Reduktion gegenüber. Bei höherem Verbrennungsluftverhältnis nimmt die NO<sub>x</sub>-Entstehung aber bereits wieder ab (siehe Abbildung 4.1 auf Seite 27). Die Auswirkungen der Leistungsdrosselung durch Abmagerung auf Wirkungsgrad und Emissionsausstoß werden im Kapitel 7 untersucht.

### 6.3 Leistungsdrosselung durch Abgasrückführung

Eine weitere Möglichkeit der Leistungsdrosselung kann durch den Einsatz von AGR in der Vollast erzielt werden. Im Kapitel 4.3 wurde bereits kurz auf Auswirkungen der AGR in der Vollast eingegangen. Der mit einer AGR einhergehende Leistungsverlust wird hier zur Drosselung der Motorleistung ausgenutzt. Ist die AGR, wie die anderen Methoden zur Leistungsdrosselung, nur bei Erreichen der Höchstgeschwindigkeit aktiv, hat die AGR keinen Einfluss auf das Beschleunigungsverhalten. Da

sich durch die AGR die Frischladungsmasse reduziert, wird weniger Gemisch angesaugt und der Kraftstoffverbrauch sinkt. Durch die motorinterne NO<sub>x</sub>-Reduktion kann das Abgassystem auf die Minderung von HC und CO ausgelegt werden. Die Auswirkungen, die die AGR auf die Emissionsentstehung, den Kraftstoffverbrauch, den Wirkungsgrad und den Mitteldruck hat wird im Kapitel 7 untersucht und mit den beiden anderen Methoden der Leistungsdrosselung verglichen.

#### **6.4 Leistungsdrosselung durch Ansaugluftrestriktion**

Die Motorleistung kann aber durch eine permanente Drosselung der Ansaugluft reduziert werden. Durch diese Maßnahme erhöht sich die Ladungswechselarbeit und der Luftaufwand  $\lambda_a$  wird reduziert. Durch den geringeren Luftaufwand wird weniger Kraftstoff verbraucht und der CO<sub>2</sub>-Ausstoß sinkt. Diese Methode ist identisch mit der konventionellen Lastregelung (Füllungsregelung) durch die Reduzierung des effektiven Mitteldrucks. Durch diese Drosselungsmethode kommt es aber zu einer permanenten Verminderung des Mitteldrucks, wodurch der Momentenüberschuss sinkt, was sich negativ auf die Beschleunigung auswirkt. Von dieser Methode zur Leistungsdrosselung wird meist erst Gebrauch gemacht, wenn noch restriktivere Geschwindigkeitsreglementierungen erfüllt werden müssen. In einigen europäischen Ländern wie Deutschland, Dänemark, Holland und Belgien können 50 cm<sup>3</sup> Fahrzeuge zusätzlich zur 45 km/h Version auch in 25 und 30 km/h Versionen erworben werden. Diese Methode zur Drosselung wurde aufgrund der permanenten Leistungseinbuße bei den folgenden Untersuchungen nicht weiterverfolgt.

#### **6.5 Leistungsdrosselung durch Erhöhung des Abgasgedrucks**

Eine ähnliche Art der Leistungsdrosselung kann durch eine Drossel im Auspuff erzielt werden. Der resultierende Leistungsverlust wirkt sich, ähnlich wie bei der Drosselung der Ansaugluft, im gesamten Kennfeld aus. Das Auspuffsystem der meisten Fahrzeuge wird häufig auf maximale Motorleistung ausgelegt. Das Auspuffsystem soll sicherstellen, dass das Drehmoment auch bei höheren Drehzahlen nicht abfällt. Durch erhöhten Abgasgedruck fällt das Drehmoment bei höherer Drehzahl stärker ab. Somit kommt es erst bei höheren Drehzahlen zur Leistungsminderung und das Beschleunigungsverhalten wird nicht so massiv beeinflusst. Der steigende Abgasgedruck führt jedoch bei Motoren mit Sekundärluftmembran zu einer Reduktion des Sekundärluftmassenstroms, wodurch es zu Problemen bei der katalytischen Abgasnachbehandlung kommt. Auch diese Methode zur Leistungsdrosselung wurde nicht weiterverfolgt.

## 7 Experimentelle Untersuchungen zur Auswirkung der Leistungsdrosselung an einem 50 cm<sup>3</sup> Viertaktmotor auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch

### 7.1 Der Motorenprüfstand

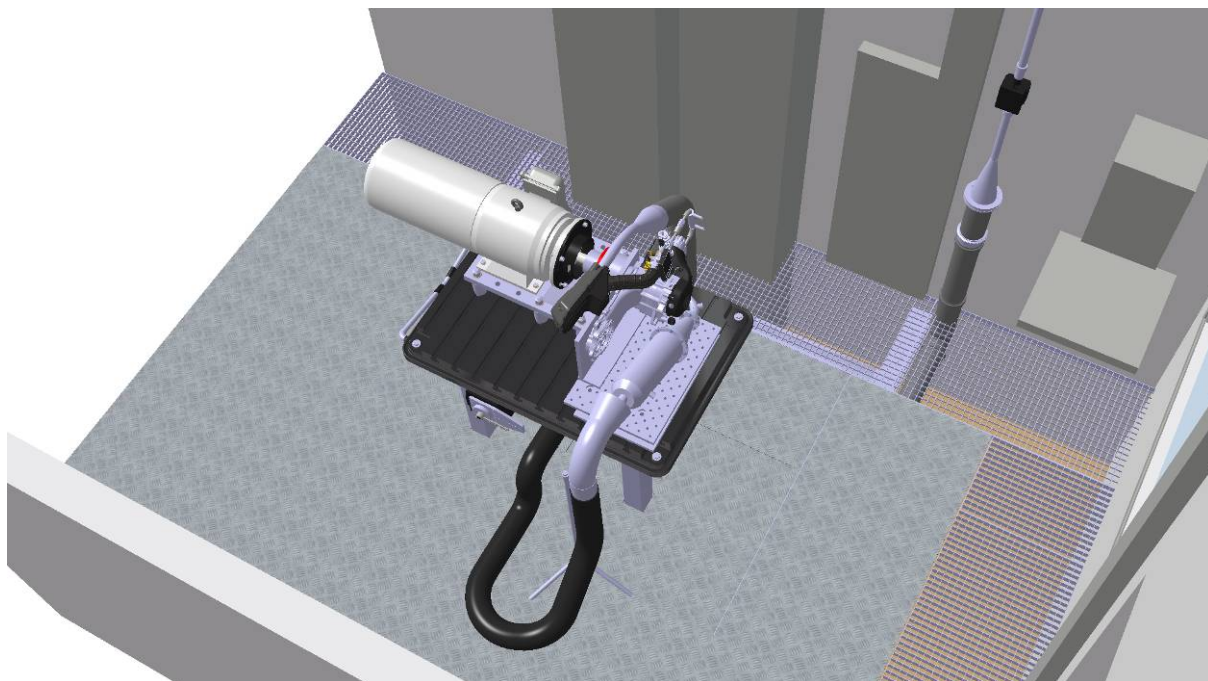


Abbildung 7.1 Motorenprüfstand P7

Für die Untersuchung der Auswirkungen unterschiedlicher Leistungsdrosselungsmethoden wurde der Motor aus dem Fahrzeug ausgebaut und auf einen Motorträger montiert. Der Motorträger wurde dann mit geeigneten Distanzscheiben auf die T-Nutenplatte des Prüfstandes ausgerichtet und montiert.



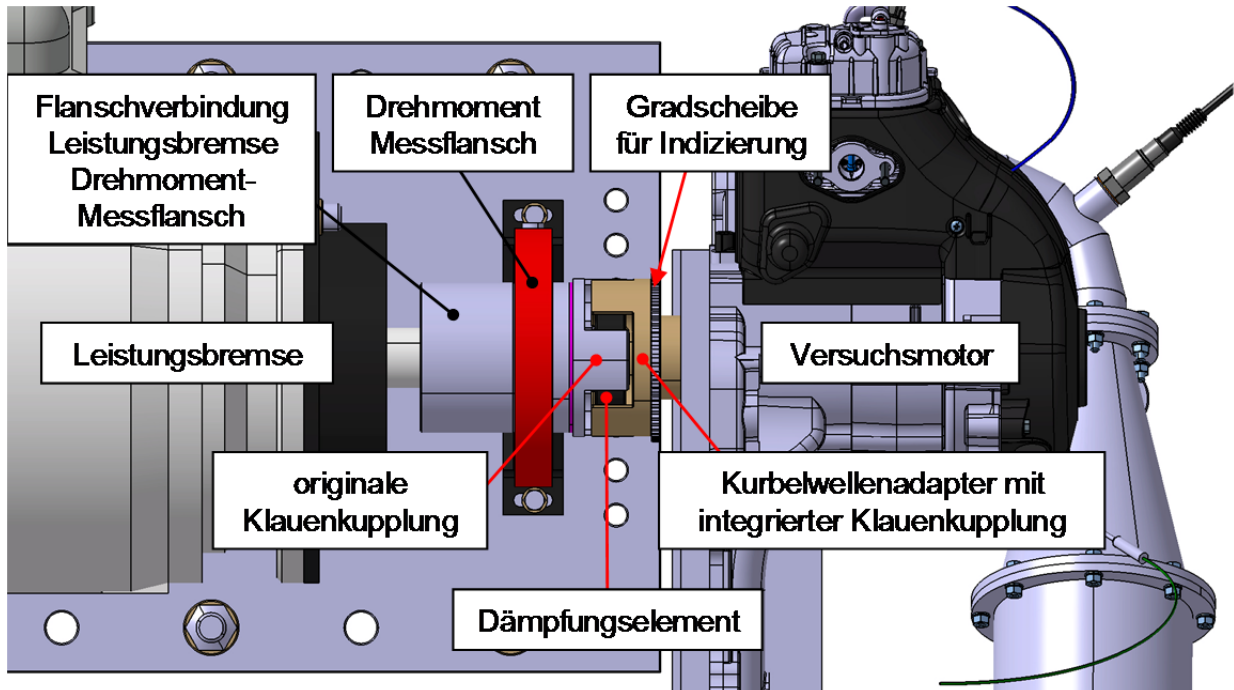


Abbildung 7.2 Prüfstands Aufbau mit Kraftübertragung zur Leistungsbremse

### 7.1.1 Leistungsbremse

Als Leistungsbremse dient eine Asynchronmaschine der Firma Kristl, Seibt und Co GmbH. Die über den Frequenzumrichter angesteuerte Belastungsmaschine kann in allen vier Quadranten betrieben werden. Die Belastungsmaschine besitzt bis 5000 U/min ein konstantes Moment von 38 Nm und hat von 5000 – 11800 U/min eine konstante Leistung von 20 kW (Abbildung 7.3).

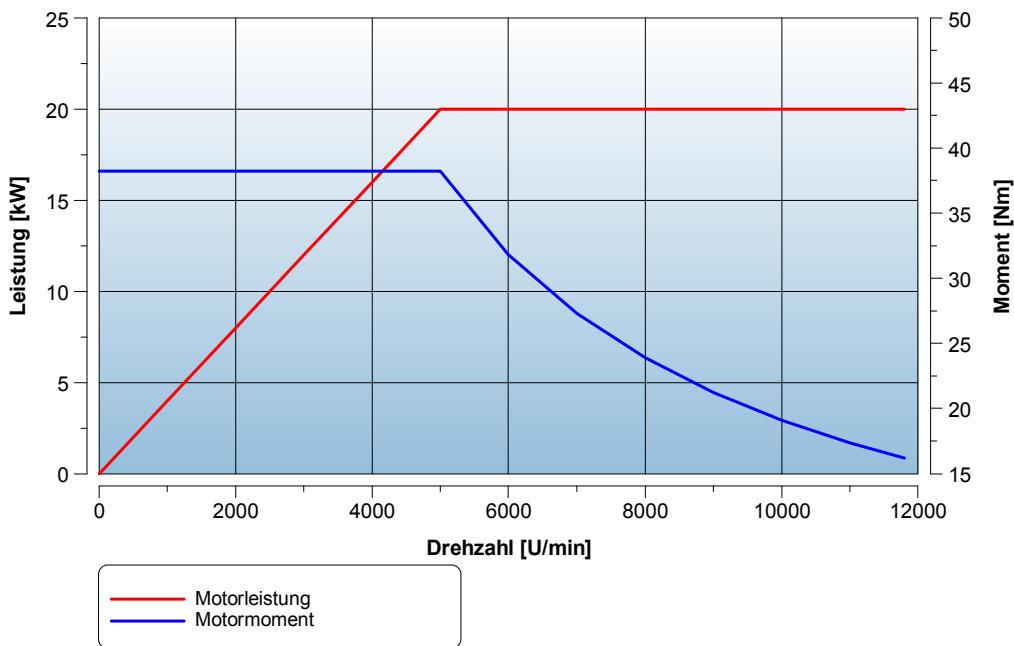


Abbildung 7.3 Leistungsbremse Drehmoment und Leistung

### 7.1.2 Wellenkupplung

Um den Winkel- und Lagefehler zwischen der Kurbelwelle des Versuchsträgers und der Belastungsmaschine auszugleichen, wurde eine elastische Wellenkupplung eingesetzt. Aufgrund der hohen Wechsellastmomente bei Einzylindermotoren wurde zur Kraftübertragung eine elastische Wellenkupplung SDD-5 100 der Firma Tschan gewählt. Diese dreiteilige Kupplung ist eine drehelastische und durchschlagssichere Klauenkupplung mit herausnehmbarem Dämpfungselement. Das verwendete Dämpfungselement aus Perbunan hat eine Härte von 72 Shore(A). Zur Vermeidung eines hohen zusätzlichen Gewichts an der Kurbelwelle wurde die kurbelwellenseitige Klauenkupplung samt Kurbelwellenadapter aus Aluminium gefertigt (siehe Abbildung 7.2).

Die Aufnahme für die Winkelscheibe, die für die kurbelwinkelaufgelösten Messungen erforderlich ist, befindet sich ebenfalls auf diesem Adapter.

### 7.1.3 Langsame Messdaten

Zur Messdatenerfassung und zur Regelung der Prüfstandseinrichtungen wurde die Software 'Tornado' der Fa. Kristl, Seibt und Co GmbH verwendet. Bei den durchgeführten Messungen handelte es sich ausschließlich um stationäre Betriebspunkte. Zu den langsamen Messdaten zählen alle Messdaten, die über die Messzeit gemittelt werden. Der Versuchsmotor ist luftgekühlt, wobei der Luftstrom durch ein Gebläse erzeugt wird. Die Anbringung einer zusätzlichen Kühlung durch einen Ventilator für den Prüfstandsbetrieb war nicht zielführend. Zur Kühlungsunterstützung wäre es auch möglich gewesen, in den Ölkreislauf einzugreifen und eine externe Ölkühlung zu installieren. Diese Möglichkeit der Kühlung wurde jedoch aufgrund des sehr hohen Aufwandes nicht weiterverfolgt. Durch thermische Probleme war es nicht möglich, den Motor am Prüfstand längere Zeit auf konstanten Bedingungen zu betreiben. Die Messzeit musste daher so gewählt werden, dass sowohl ausreichend Zeit für die Messung zur Verfügung stand als auch konstante Messbedingungen gewährleistet werden konnten. Für Betriebspunkte an der Vollast wurde daher eine Einschwingzeit von 10 Sekunden und eine Messzeit von 20 Sekunden gewählt. Dabei wurden die in Tabelle 7.1 angeführten Messgrößen aufgezeichnet.



Messdatenerfassung Tornado		
Beschreibung	Tornado Bezeichnung	Einheit
Umgebungslufttemperatur	T_amb	[°C]
Temperatur im Ansaugeräuschkämpfer	T_im	[°C]
Temperatur am Injektor	T_ia	[°C]
AGR Temperatur vor dem Einlasskanal	T_EGR_ip	[°C]
Temperatur im Einlasskanal	T_ip	[°C]
Zündkerzensitztemperatur	T_sps	[°C]
Abgastemperatur an der AGR Entnahmestelle	T_exg	[°C]
Abgastemperatur vor Katalysator	T_bc	[°C]
Kraftstofftemperatur	T_fuel	[°C]
Öltemperatur im Ölsumpf	T_oil_1	[°C]
Luftfeuchtigkeit	HUM	[%]
Umgebungsdruck	p_amb	[mbar]
Wasserdampfpartialdruck	p_part	[mbar]
Dampfsättigungsdruck	p_sat	[mbar]
Leistungskorrekturfaktor	CF	[-]
Drosselklappenposition	Alpha	[%]
Motordrehzahl	n	[U/min]
Motordrehmoment	TORQUE	[Nm]
Motordrehmoment (ISO)	TORQUE_corr	[Nm]
Motorleistung	POWER	[kW]
Motorleistung (ISO)	POWER_corr	[kW]
Effektiver Mitteldruck	BMEP	[bar]
Effektiver Mitteldruck (ISO)	BMEP_corr	[bar]
Lambda	ETAS_LAMBDA	[-]
Kraftstoffmassenstrom	m_fuel	[kg/h]
Spezifischer Kraftstoffverbrauch	BSFC	[g/kWh]
Spezifischer Kraftstoffverbrauch (ISO)	BSFC_corr	[g/kWh]
CH4 Konzentration	CH4_AVL_P7	[ppm]
THC Konzentration	THC_AVL_P7	[ppm]
CO Konzentration	CO_AVL_P7	[ppm]
CO2 Konzentration in %	CO2_AVL_P7	[%]
NOx Konzentration	NOx_AVL_P7	[ppm]
Angesaugtes Luftvolumen	air_flow	[l/min]
Luftmassenstrom	air_mass_flow	[kg/h]
Luftdichte	air_density	[kg/m³]

Tabelle 7.1 Langsame Messdaten

### Drehmomenterfassung

Das vom Versuchsmotor abgegebene Drehmoment wird mithilfe eines Drehmoment-Messflanschs gemessen. Der verwendete Drehmoment-Messflansch Typ 4504A100 der Firma Kistler arbeitet nach dem DMS-Prinzip. Die Messwertübertragung des lagerlosen Rotors erfolgt dabei berührungslos. Der Messbereich des Sensors beträgt 100 Nm, mit einer Linearitätsabweichung von 0,05% FSO. Der Sensor ist über einen Flansch mit der Belastungsmaschine verbunden (Abbildung 7.2). Der Versuchsträger wurde über die elastische Wellenkupplung (siehe Kapitel 7.1.2) angebunden. Das abgegebene Drehmoment, die Motorleistung sowie der Mitteldruck und alle spezifischen Messgrößen wurden mit Hilfe des Korrekturfaktors nach DIN 1885 auf Normzustand korrigiert (88/195/EWG).

$$CF = \left( \frac{990}{p_{ambtr}} \right)^{1,2} \cdot \left( \frac{273,15 + t_{amb}}{298} \right)^{0,6} \quad (7.1)$$

Der Wasserdampfsättigungsdruck für den Temperaturbereich von 20 – 30°C wurde über folgende Näherungsformel bestimmt:

$$p_{sat} = 0,04968 \cdot T_{amb}^2 - 0,5255 \cdot T_{amb} + 13,751 \quad (7.2)$$

Dividiert man die relative Luftfeuchte durch den Wasserdampfsättigungsdruck erhält man den Wasserdampfpartialdruck:

$$p_{part} = \frac{HUM}{p_{sat}} \quad (7.3)$$

Der atmosphärischer Umgebungsdruck trocken  $p_{ambtr}$  ist die Differenz zwischen dem Umgebungsdruck  $p_{amb}$  und dem Wasserdampfpartialdruck  $p_{part}$ :

$$p_{ambtr} = p_{amb} - p_{part} \quad (7.4)$$

$p_{ambtr}$	atmosphärischer Umgebungsdruck trocken	[mbar]
$T_{amb}$	Umgebungstemperatur	[K]
$HUM$	relative Umgebungsluftfeuchtigkeit	[Vol-%]

### Luftmassenmessung

Die Luftmassenmessung erfolgt mithilfe des Gaswirbelzählers NATEC VF 563. Der Sensor misst das vom Motor angesaugte Luftvolumen. Das Messprinzip beruht darauf, dass sich in einer Strömung hinter einem Staukörper regelmäßige Wirbel ausbilden und wieder abreißen. Die entstehende Wirbelströmung wird Karman'sche Wirbelstraße genannt. Die Frequenz der Wirbelabrisse, die proportional zur Strömungsgeschwindigkeit und weitgehend unabhängig von Druck, Temperatur und der Dichte der Luft ist, wird gemessen. Die Frequenzmessung der Wirbelabrisse erfolgt beim NATEC VF 563 über eine Ultraschallschranke. Das Ausgangssignal steht gewandelt als normiertes Spannungssignal mit 0 – 5 V zur Verfügung. Der Sensor hat einen Messbereich von 5-1000 l/min und besitzt eine Linearitätsabweichung von 2% FSO.



VF563K 8303	5 - 1000 l/min
Ansprechzeit:	300 msec
Arbeitsdruck:	70...170 kPa
Arbeitstemperatur: Sensor:	-18...+93°C
Elektronik:	0...+66°C
Werkstoff Meßrohr:	Anodisiertes Aluminium
Linearität:	2% vom Endwert
Wiederholbarkeit:	0,5% vom Meßwert
Ausgangssignal: Spannung:	0-5V
Versorgungsspannung:	+12...+24V

Abbildung 7.4 NATEC Luftmassenmesser

Der gemessene Volumenstrom  $v_{Luft}$  kann unter Berücksichtigung der Luftdichte in den Luftmassenstrom umgerechnet werden. Durch Messung des Umgebungsdrucks und der Umgebungstemperatur kann mithilfe der idealen Gasgleichung die Luftdichte berechnet werden.

$$\rho_{air} = \frac{p_{amb}}{R \cdot T_{amb}} \cdot 10^5 \quad (7.5)$$

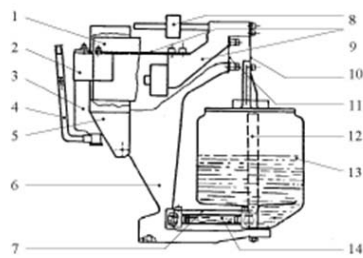
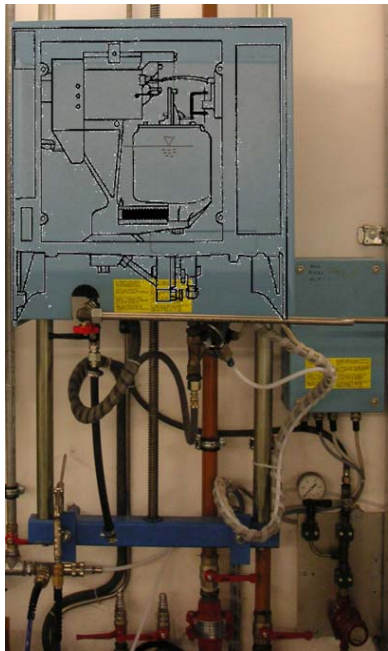
$$m_{Luft} = v_{Luft} \cdot \rho_{Luft} \quad (7.6)$$

$\rho_{Luft}$	Luftdichte	[kg/m³]
$p_{amb}$	Luftdruck	[mbar]
$R$	allgemeine Gaskonstante	[KJ/kgK]
$T_{amb}$	Umgebungslufttemperatur	[K]
$v_{Luft}$	gemessener Luftvolumenstrom	[m³/h]
$m_{Luft}$	Luftmasse	[kg/h]

Der Ansaugtrakt des Versuchsmotors ist über gasdichte Rohrleitungen mit dem Durchflussmesser verbunden. Um Pulsationen, die durch den Motor hervorgerufen werden, zu vermeiden, ist ein Beruhigungsvolumen zwischen Motor und Sensor installiert.

### Kraftstoffverbrauchsmessung

Der Kraftstoffverbrauch wird mit der AVL-Kraftstoffwaage (AVL Fuel Balance 7131-03) gravimetrisch ermittelt. Die AVL Fuel Balance 7131-03 besitzt einen 300 ml Kraftstofftank, aus dem der Kraftstoff während der Messung entnommen wird. Diese Kraftstoffentnahme führt zu einer Gewichtsreduktion, die messtechnisch über eine kapazitive Wegmessung des Kraftstofftanks bestimmt wird. Um Schwankungen des Kraftstoffspiegels in der Kraftstoffwaage zu vermeiden, wurde der Rücklauf der Niederdruckeinspritzung nicht in die Kraftstoffwaage zurückgeführt, sondern stattdessen wieder direkt in den Vorlauf der Kraftstoffpumpe eingeleitet.



- |                      |                           |
|----------------------|---------------------------|
| 1. Elektronikarte    | 8. Taragewicht            |
| 2. Gabelelektrode    | 9. Messbalken             |
| 3. Dämpfungszylinder | 10. Blattfeder            |
| 4. Füllschlauch      | 11. Biegefeder            |
| 5. Abdeckung         | 12. Entlüftungsrohr       |
| 6. Messträger        | 13. Messgefäß             |
| 7. Führungselement   | 14. Kleinfederrohrelement |

Abbildung 7.5 Kraftstoffwaage AVL Fuel Balance 7131-03

### Messung des Luftverhältnisses

Die Messung des Luftverhältnisses zählt zur Standardmesstechnik bei Viertakt-Verbrennungsmotoren. Zudem wurde das Luftverhältnis für die manuelle Regelung der Einspritzmenge benötigt. Für die Messung wurde die planare Breitband-Lambdasonde LSU 4.9 der Firma Bosch (Bosch Nr: 258 017 025) eingesetzt. Hierbei handelt es sich um eine Sonde, die nicht nur im stöchiometrischen Betrieb ( $\lambda=1$ ), sondern auch in mageren ( $\lambda>1$ ) und fetten ( $\lambda<1$ ) Bereichen zur genauen Messung des Luftverhältnisses verwendet werden kann. Die Lambdasonde wird an einer Auswerteeinheit der Firma ETAS betrieben. Die Messung des Luftverhältnisses mit Hilfe der Lambdasonde dient auch dazu, um bereits während der Messungen am Prüfstand die Plausibilität der Messung des Kraftstoffverbrauchs und der Luftmasse überprüfen zu können.

### Temperaturmessung

Zur Temperaturmessung wurden Widerstandstemperatursensoren und Thermoelemente eingesetzt. Widerstandstemperatursensoren sind passive, Thermoelemente aktive Sensoren. Das Messprinzip der Widerstandstemperaturfühler beruht auf der temperaturabhängigen Änderung des elektrischen Widerstandes. Thermoelemente funktionieren nach dem Seebeck-Effekt (thermoelektrische Spannungsreihe). Platin-Widerstandstemperatursensoren des Typs PT100 besitzen einen genormten Nennwiderstand von 100  $\Omega$  bei 0°C. Diese Sensoren haben eine sehr geringe Linearitätsabweichung. Die Empfindlichkeit von Widerstandstemperatursensoren liegt bei etwa 0,39  $\Omega/^\circ\text{C}$ . Der Messbereich reicht von -200 bis +400°C.

Thermoelemente des Typs K bestehen aus Nickel-Chrom und Nickel und besitzt eine Empfindlichkeit von ca.  $40 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$ . Der Messbereich dieser Sensoren liegt zwischen  $-200$  und  $+1200^\circ\text{C}$ . In Abbildung 7.6 sind jene Temperaturen angeführt, die am Versuchsträger gemessen wurden.

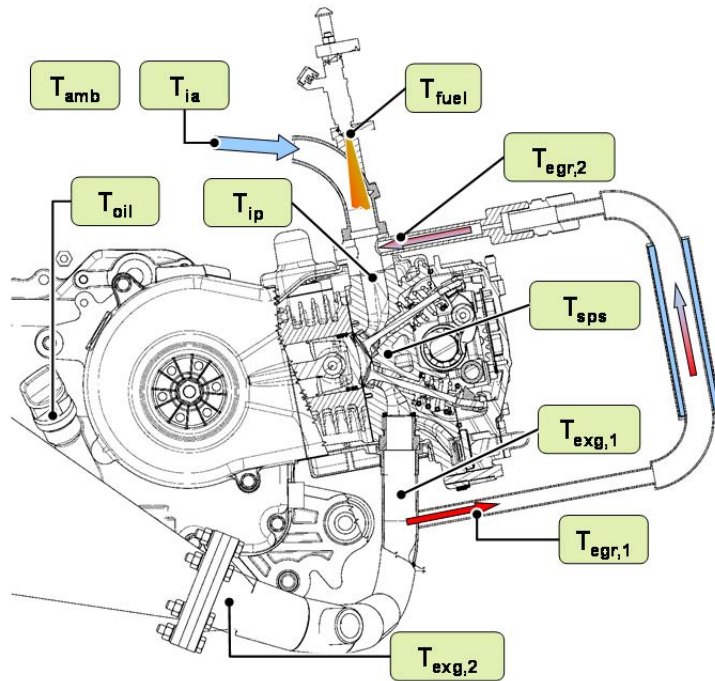


Abbildung 7.6 Temperaturmessstellen am Versuchsträger

Die Temperatursensoren wurden vor Anbringung an den Motor mit Hilfe eines Kalibrierofens kalibriert.

Temperaturmessung	
Messstellenbeschreibung	Sensortyp
Umgebungslufttemperatur	PT 100 Widerstandstemperaturfühler
Temperatur im Ansaugeräuschkämpfer	PT 100 Widerstandstemperaturfühler
Temperatur am Injektor	TYP K Thermoelement
AGR Temperatur vor dem Einlasskanal	TYP K Thermoelement
Temperatur im Einlasskanal	TYP K Thermoelement
Zündkerzensitztemperatur	TYP K Thermoelement
Abgastemperatur an der AGR Entnahmestelle	TYP K Thermoelement
Abgastemperatur vor Katalysator	TYP K Thermoelement
Kraftstofftemperatur	TYP K Thermoelement
Öltemperatur im Ölsumpf	TYP K Thermoelement

Tabelle 7.2 Übersicht der verwendeten Temperatursensoren

Die detaillierten Messungen der Temperaturen im Ein- und Auslasssystem werden zur Bestimmung der AGR-Rate benötigt.

### Abgasabsaugung und Abgasemissionsmessung

Der Motorenprüfstand verfügt über eine eigene Abgasanalyse. Bei der Abgasanalyse handelt es sich um das AVL Emission Test System AMA i60. Diese Analyse ist jedoch für die Verwendung am Rollenprüfstand konzipiert und daher nur für die Messung von verdünntem Abgas geeignet. Die sonst bei Motorenprüfständen übliche Rohabgasmessung war daher nicht möglich. Um zumindest die verdünnten Abgasemissionen messen zu können, wurde nicht die Abgasabsaugung des Motorenprüfstands,

sondern die offenen CVS Anlage des Rollenprüfstands verwendet. Das Roots-Gebläse der CVS Anlage wurde auf einen konstanten Volumenstrom von 4000 l/min eingestellt.

Die Kohlenwasserstoffemissionen werden mit dem AVL FID i60 CUTTER LCD gemessen. Hierbei handelt es sich um einen 2 Kanal Flammenionisationsanalysator für niedrige HC-Konzentrationen in kaltem Abgas. Es wird sowohl THC als auch CH<sub>4</sub> gemessen. Durch das Anlegen eines elektrischen Feldes an eine Wasserstoffdiffusionsflamme entsteht ein Ionenstrom. Die Brennluft dieser Flamme ist kohlenwasserstofffreie, synthetische Luft. Der Flammenionisationsanalysator detektiert die Änderung des Ionenstroms durch die Verbrennung von Kohlenwasserstoffen aus dem Messgas in der Wasserstoffdiffusionsflamme. Die Änderung des Ionenstroms ist proportional zur Anzahl der Kohlenstoffatome im Messgas.

Die Konzentrationen von CO und CO<sub>2</sub> werden mit dem AVL IRD CO<sub>2</sub>L/COL gemessen. Bei diesem Messsystem handelt es sich um einen nichtdispersiven Infrarot-Absorptionsanalysator für niedrige Konzentrationen. Das Messprinzip beruht auf der Absorption eines nichtdispersiven (nicht spektral auflösenden) Infrarotstrahlers in einer mit Messgas durchspülten Messzelle, im Vergleich zu einer Vergleichszelle, die ohne Absorption durchlaufen wird.

Die Konzentrationen von NO<sub>x</sub>-Emissionen werden mit dem AVL CLD i60 LC gemessen. Dieser Chemilumineszenz-Detektor ist ebenfalls nur für die Analyse von geringen Konzentrationen im kalten Abgas geeignet. Der Chemolumineszenzdetektor detektiert die fluoreszierende Strahlung, die bei der Spontanreaktion von NO mit Ozon entsteht. Die Reaktion von NO mit Ozon führt zur Bildung von NO<sub>2</sub>. Dabei befinden sich unmittelbar nach der Reaktion etwa 10% des gebildeten Stickoxides in einem energetisch angeregten Zustand. Beim Zurückfallen in den energieärmeren Grundzustand, wird fluoreszierende Strahlung emittiert. Die Intensität dieser Strahlung dient als Messgröße und wird durch eine Photozelle detektiert.

#### 7.1.4 Schnelle Messdaten

Bei der schnellen Messdatenerfassung werden Messgrößen kurbelwinkelbasierend aufgezeichnet. Die kurbelwinkelaufgelöste Datenerfassung des Zylinderdrucks wird dabei als Indizierung bezeichnet. Zur schnellen Messdatenerfassung wurde das Gerät DEWE 2010 der Fa. Dewetron verwendet. Da die Anbringung einer hochauflösenden Kurbelwinkelerfassung nicht möglich war, wurde eine einfache Winkelscheibe mit 60 minus 2 Zähnen verwendet. Zur Ansaug- und Auspuffdruckmessung wurden piezoresistive Absolutdruckaufnehmer und zur Zylinderdruckmessung ein ungekühlter piezoelektrischer Miniaturaufnehmer eingesetzt. Die kurbelwinkelaufgelöste Messung umfasste 101 Zyklen. Es wurden die Einzelzyklen sowie ein Zyklennittelwert gespeichert, wobei die Zyklennittelwerte direkt auf den Prüfstandsrechner übertragen wurden.

Zyklennittelwerte		
Beschreibung	Tornadobezeichnung	Einheit
maximaler Zylinderdruck	DEWE_Max_1	[bar]
Position des maximalen Zylinderdrucks	DEWE_AMax_1	[°KW]
maximaler Zylinderdruckgradient	DEWE_dpMax_1	[bar/°KW]
Position des maximalen Zylinderdruckgradienten	DEWE_AdpMax_1	[°KW]
Zündspannungsanstieg	DEWE_EE14	[°KW]
Zündspannungsabfall	DEWE_BE14	[°KW]
indizierter Mitteldruck	DEWE_IMEP_1	[bar]
indizierter Mitteldruck der Hochdruckphase	DEWE_NMEP_1	[bar]
indizierter Mitteldruck des Ladungswechsels	DEWE_PMEP_1	[bar]
5% Umsatzpunkt (Heizverlauf)	DEWE_E05_1	[°KW]
50% Umsatzpunkt (Heizverlauf)	DEWE_E50_1	[°KW]
90% Umsatzpunkt (Heizverlauf)	DEWE_E90_1	[°KW]

Tabelle 7.3 Zyklennittelwerte der schnellen Messdatenerfassung

### Kurbelwinkelerfassung und OT Bestimmung

Der Kurbelwinkel wurde mittels induktivem Sensor von der 60 minus 2 Scheibe erfasst (Abbildung 7.7). Die erzielbare Genauigkeit und Winkelauflösung dieses Messaufbaus ist jedoch gering. Die geringere Genauigkeit beruht auf der geringen Anzahl der Winkelmarkierungen.



Abbildung 7.7 Winkelscheibe 60-2

Die verwendete Winkelerfassung mit nur  $6^\circ\text{KW}$  Auflösung wurde durch die Software DEWECA interpoliert, um ein Inkrement von  $0,375^\circ\text{KW}$  zu erhalten. Das Inkrement von  $0,375^\circ\text{KW}$  entspricht der maximalen Auflösung, die mit der verwendeten Datenerfassung erreicht werden konnte. Um einen Bezug der Triggermarkierung zum Oberen Totpunkt zu erzeugen, wurde die OT-Bestimmung mit Hilfe eines kapazitiven OT-Sensors durchgeführt. Die OT-Bestimmung mit dem kapazitiven OT-Sensor ist zwar zeitaufwendig, bietet jedoch eine sehr hohe Genauigkeit, durch die direkte Messung des Kolbenwegs. Für die Montage des Sensors wurde ein Zylinderkopf adaptiert. Die OT-Bestimmung wurde im Schleppbetrieb bei 1000 U/min durchgeführt. Dabei wurde der Spannungsverlauf mit der Datenerfassung kurbelwinkelaufgelöst aufgezeichnet. Die genaue OT-Lage wird nicht über das Maximum des Spannungsausgangs ermittelt, sondern über die Lage gleicher Signalamplituden.

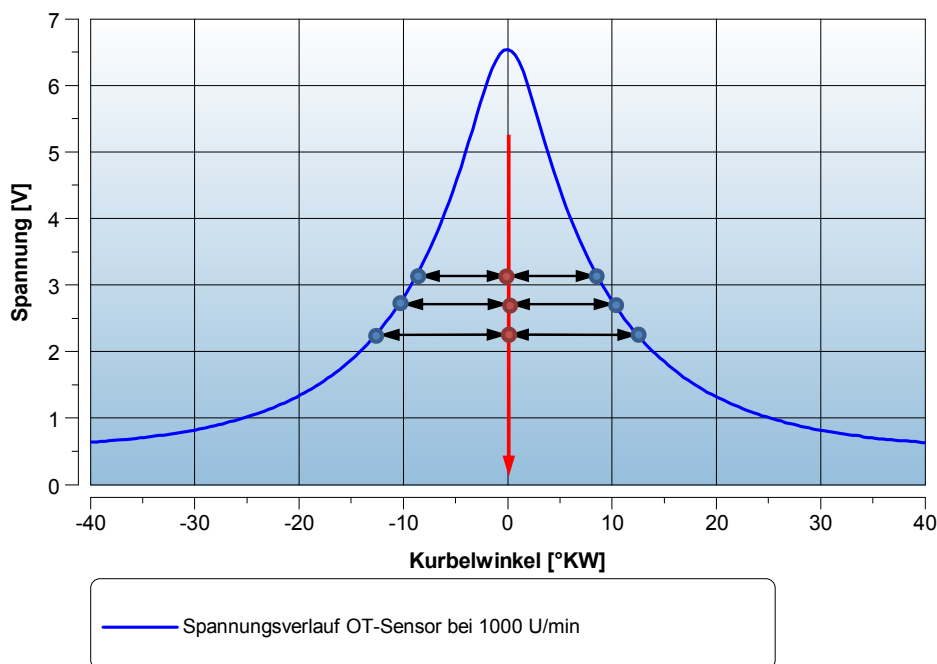


Abbildung 7.8 Bestimmung der OT-Lage mit dem OT-Sensor



Die ermittelte OT-Lage wurde mit einer erneuten OT Messung überprüft. Nach der OT Bestimmung wurde in einer Schlepplmessung der thermodynamische Verlustwinkel des Motors bestimmt. Im geschleppten Motorbetrieb liegt das Zylinderdruckmaximum aufgrund von Wandwärme- und Leckageverlusten vor dem OT.

Als thermodynamischer Verlustwinkel wird nun dieser Differenzwinkel zwischen dem Druckmaximum und dem OT bezeichnet.

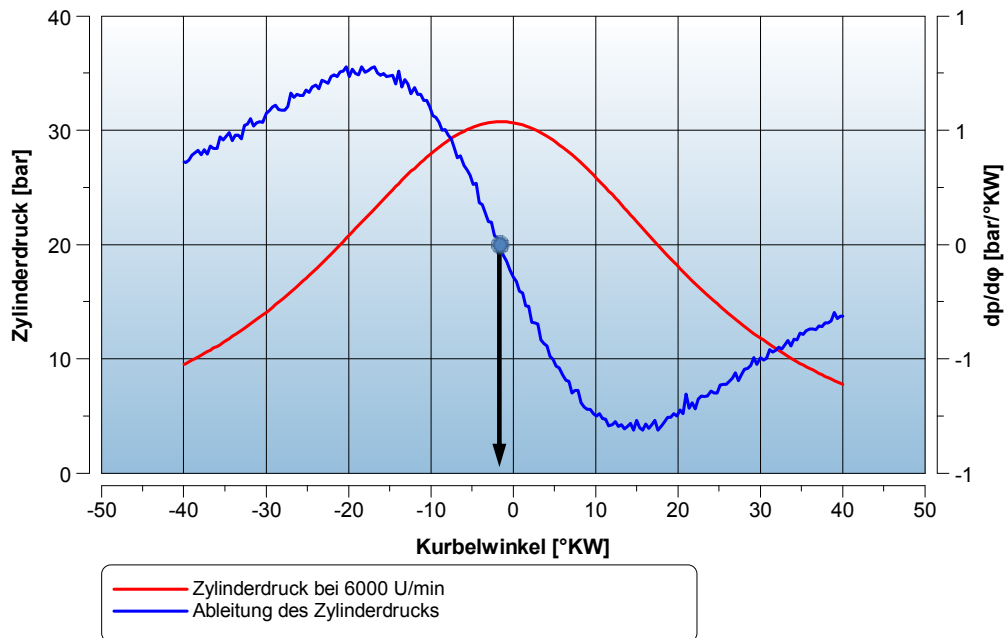


Abbildung 7.9 Bestimmung des thermodynamischen Verlustwinkels

Zur genauen Bestimmung des Verlustwinkels wurde der gemessene Zylinderdruck nach dem Kurbelwinkel abgeleitet. Die Schlepplmessung von 4000 bis 8250 U/min ergab für diesen Motor einen durchschnittlichen Verlustwinkel von  $1,9^{\circ}\text{KW}$  vor dem OT.

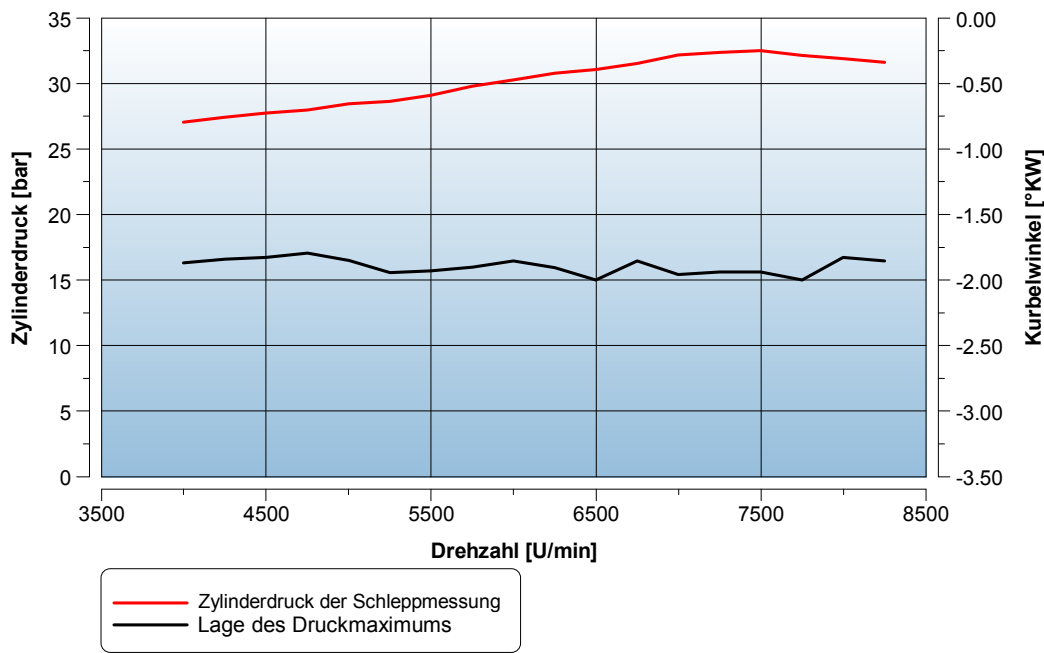


Abbildung 7.10 Thermodynamischer Verlustwinkel

### Ansaug-, Zylinder- und Auspuffdruckmessung

Zur Erfassung der Druckverläufe im Ladungswechsel und in der Hochdruckphase wurden drei Druckmessstellen am Versuchsträger angebracht. Die Druckmessstellen befinden sich wie in Abbildung 7.11 dargestellt im Ansaugtrakt, im Brennraum und im Auslass.

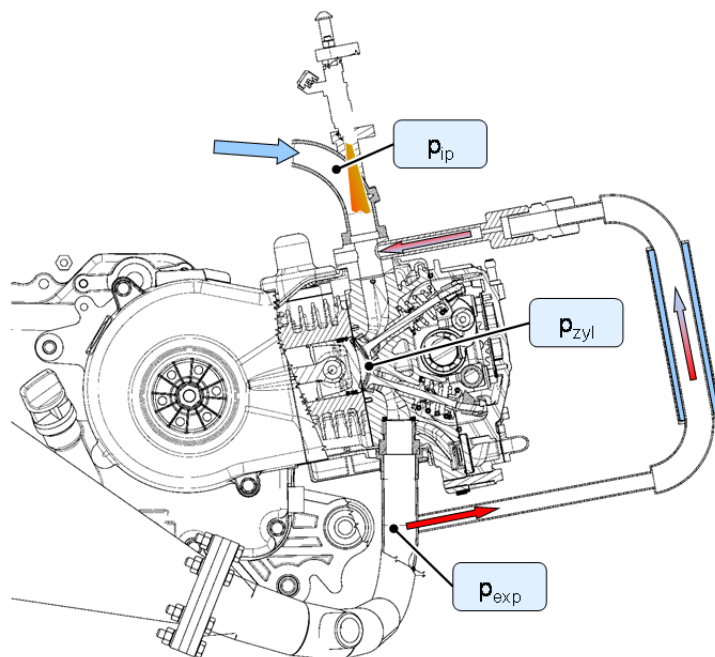


Abbildung 7.11 Druckmessstellen am Versuchsträger

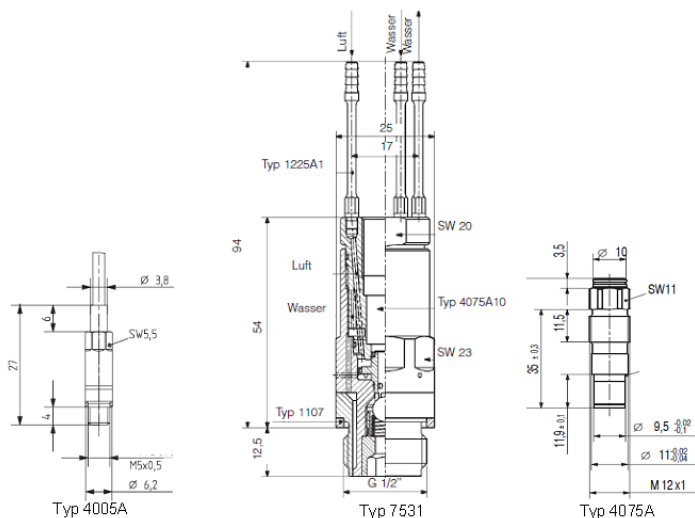
Um den dynamischen Druckverlauf im Ansaugrohr und Auspuff messen zu können, wurden piezoresistive Absolutdruckaufnehmer verwendet.



Für die Ansaugdruckmessung wurde ein Miniatur-Niederdrucksensor Typ 4005A mit M5 Gewinde der Firma Kistler eingesetzt. Der verwendete Sensor hat einen Messbereich von 0–5 bar, eine Empfindlichkeit von 1V/bar und eine Linearitätsabweichung von nur 0,3% FSO (Full Scale Output). Die Betriebstemperatur des Sensors liegt zwischen -40 und 125°C, der kompensierte Temperaturbereich jedoch nur zwischen 20 und 125°C. Aufgrund der Verdampfungswärme des Kraftstoffes kann die Temperatur im Saugrohr nach dem Niederdruckinjektor unter den temperaturkompensierten Bereich des Sensors fallen. Der Niederdruckquarz wurde zwischen der Drosselklappe und dem Niederdruckinjektor angebracht, da bei einer Anbringung näher am Einlassventil die Temperaturbelastung für diesen Sensor zu hoch werden würde. Der Sensor wurde 121,5 mm vom Einlassventil entfernt angebracht.

Aufgrund der hohen Temperaturbelastung im Auspuff wurde für die Abgasdruckmessung ein Drucksensor mit Kühladapter eingesetzt. Der piezoresistive Absolutdrucksensor 4075A10 wurde in den wassergekühlten Umschalt Kühladapter Typ 7531 eingeschraubt. Der Kühladapter wird über ein Druckluftschaltventil geschaltet und nur für den Zeitraum der Messung (z.B. 100 Arbeitsspiele) mit den heißen Abgasen beaufschlagt. Der verwendete Sensor hat einen Messbereich von 0–10 bar, besitzt eine Empfindlichkeit von 50 mV/bar und hat eine Linearitätsabweichung von 0,3% FSO. Die Betriebstemperatur des Sensors liegt zwischen 20 und 120°C, der kompensierte Temperaturbereich zwischen 40 und 80°C. Die Entfernung des Sensors vom Auslassventil beträgt bei dem Versuchsmotor 135,5 mm.

Die Kalibrierung der beiden Niederdrucksensoren wurde mit einem Referenzdruckaufnehmer durchgeführt.



**Abbildung 7.12 Niederdrucksensoren für Ansaugluft- und Auspuffdruckmessung**

Aufgrund der geringen Abmessungen des Brennraums des Versuchsträgers wurde zur Messung des Zylinderdrucks der Hochtemperatur Miniaturdruckaufnehmer 6052b der Fa. Kistler eingesetzt. Der verwendete Sensor hat einen Messbereich von 0–250 bar, besitzt eine Empfindlichkeit von 20 pC/bar und hat eine Linearitätsabweichung von 0,4% FSO. Die Betriebstemperatur des Sensors liegt zwischen -50°C und 400°C. Dieser piezoelektrische Druckaufnehmer besitzt ein M5x0,75 mm Einschraubgewinde und ist ungekühlt. Ein ungekühlter Zylinderdruckquarz besitzt im Vergleich zu größeren gekühlten Druckaufnehmern eine geringere Empfindlichkeit. Das größte Problem ungekühlter Druckaufnehmer ist jedoch die zyklische Temperaturdrift (Thermoschock oder Kurzzeittemperaturdrift). Die zyklische Temperaturdrift entsteht durch die zyklische Temperaturbelastung des Sensors. Die starke zyklische Temperaturänderung im Brennraum führt zu einem Fehler in der Druckhöhe innerhalb eines Arbeitsspiels. Diese Fehler, die durch zyklische Temperaturdrift auftreten, zählen zu den häufigsten aufneh-

merbedingten Fehlerquellen bei der Indizierung. Die zyklische Temperaturdrift kann durch einen leicht zurückversetzten Einbau reduziert werden. Die Bohrung sollte gleich oder größer seiner Länge sein, um unerwünschte Pfeifschwingungen zu vermeiden.

Die Kalibrierung des Zylinderdruckquarzes wurde mit Hilfe einer Druckwaage durchgeführt. Der Druckquarz wurde aufgrund des zu erwartenden Zylinderdrucks mit einem Druck von 80 bar kalibriert. Bei der Kalibrierung mittels Druckwaage ist zu beachten, dass es bei der Aufbringung des Kalibrierdruckes auf den Druckquarz systembedingt zu einer Schwingung im hydraulischen System kommt. Die Kalibrierung wird daher nicht während der Belastung des hydraulischen Systems mit dem Kalibrierdruck, sondern nach dem Einschwingvorgang, bei der Entlastung des Systems durchgeführt. Bei der Entlastung wird der Systemdruck gegen den Umgebungsdruck entspannt (Abbildung 7.13). Der Entlastungssprung wurde für die Kalibrierung wiederholt durchgeführt. Die Kalibrierung ergab eine Empfindlichkeit von 19,339 pC/bar [16].

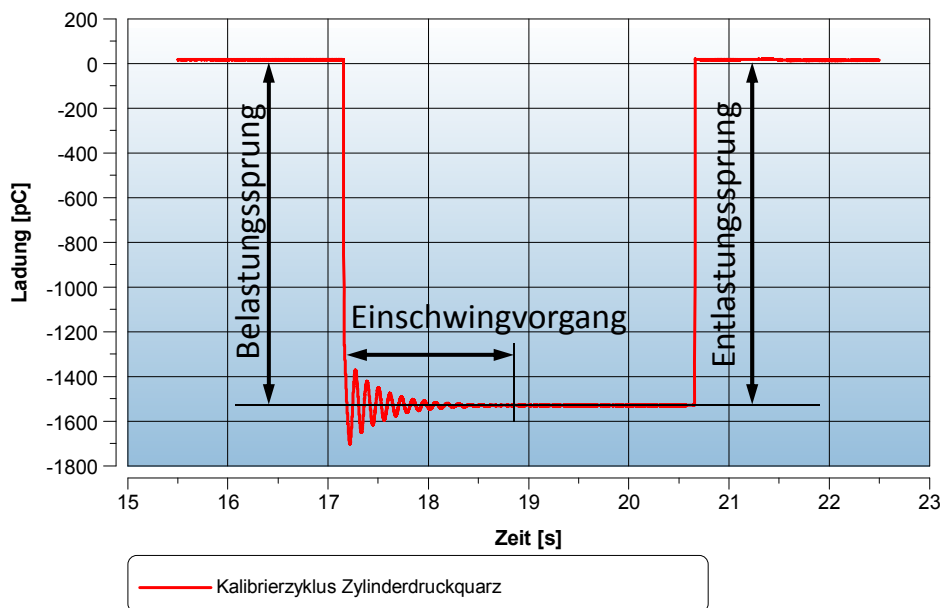


Abbildung 7.13 Kalibrierung Zylinderdruckquarz

### Messung des Zündzeitpunktes

Mit Hilfe einer Stromzange wurde der Spannungsverlauf der Sekundärseite der Zündspule gemessen. Das Ausgangssignal der Stromzange wurde kurbelwinkel aufgelöst aufgezeichnet. Die fallende Flanke nach dem Spannungsanstieg kennzeichnet den Zündzeitpunkt (Funkenüberschlag der Zündkerze). Der so gemessene Zündzeitpunkt konnte mit dem Vorgabewert der ECU abgeglichen und überprüft werden. Die Abweichung der OT-Zuordnung der ECU war unter  $1^{\circ}\text{KW}$ . Während der Prüfstandsuntersuchungen wurde der gemessene Zündzeitpunkt zur Kontrolle der einwandfreien Funktion der ECU herangezogen.

## 7.2 Modifikationen des Versuchsträgers

### 7.2.1 Saugrohreinspritzung

Der Versuchsmotor ist serienmäßig mit einem Gleichdruckvergaser zur Gemischaufbereitung ausgestattet. Der Prüfstandsbetrieb mit Vergaser birgt jedoch Probleme hinsichtlich der Variation der Lambdawerte, da die Gemischzusammensetzung zum größten Teil nur durch den Tausch der Hauptdüse verändert werden kann. Das nur beschränkt vorhandene Düsenmaterial und der zeitaufwändige Düsentausch, haben dazu geführt, den Vergaser durch eine Saugrohreinspritzung zu ersetzen.

Um den Motor am Prüfstand mit einer Einspritzung betreiben zu können, waren nur geringe Umbauarbeiten vorzunehmen. Die ECU der Niederdruckeinspritzung benötigt zur Drehzahl und Kurbelwinkelerfassung eine spezielle Winkelscheibe. Die serienmäßig verbaute Schwungscheibe des Versuchsmotors ist jedoch nicht kompatibel, da sie nicht die benötigten Winkelmarken besitzt. Die Schwungscheibe besitzt nur eine Triggermarkierung für die originale elektronische Zündanlage. Da die ECU der Niederdruckeinspritzung jedoch auch die Zündung steuert, konnte, die bestehende Schwungscheibe adaptiert werden (Abbildung 7.14).

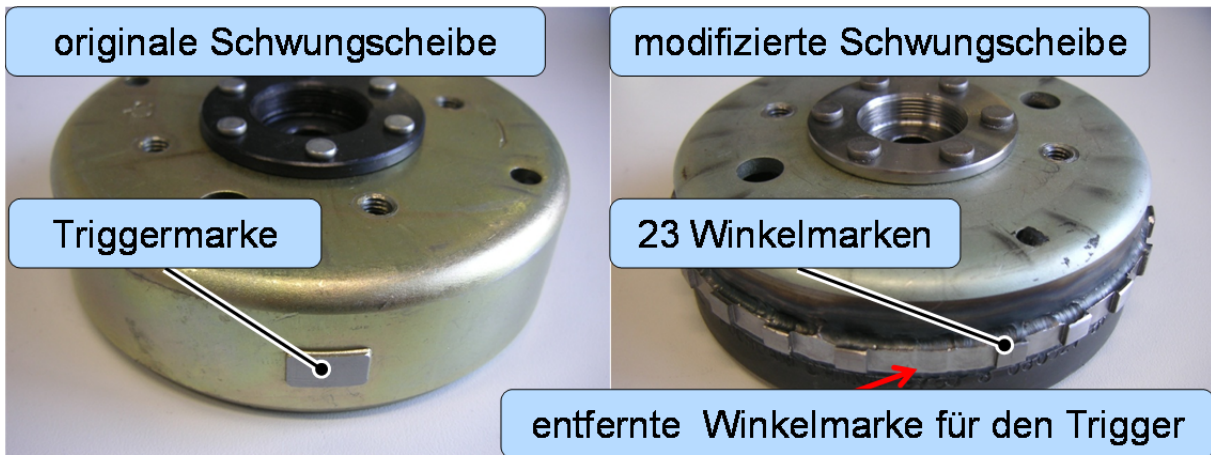


Abbildung 7.14 Schwungscheibe für die Niederdruckeinspritzung

Für die Aufnahme des Niederdruckinjektors und der Drosselklappe wurde ein Saugrohr mit Injektorhalterung gefertigt (Abbildung 7.15). Der nötige Kraftstoffdruck wurde durch eine elektrische Kraftstoffpumpe mit separatem Druckregelventil bereitgestellt (Abbildung 7.15).

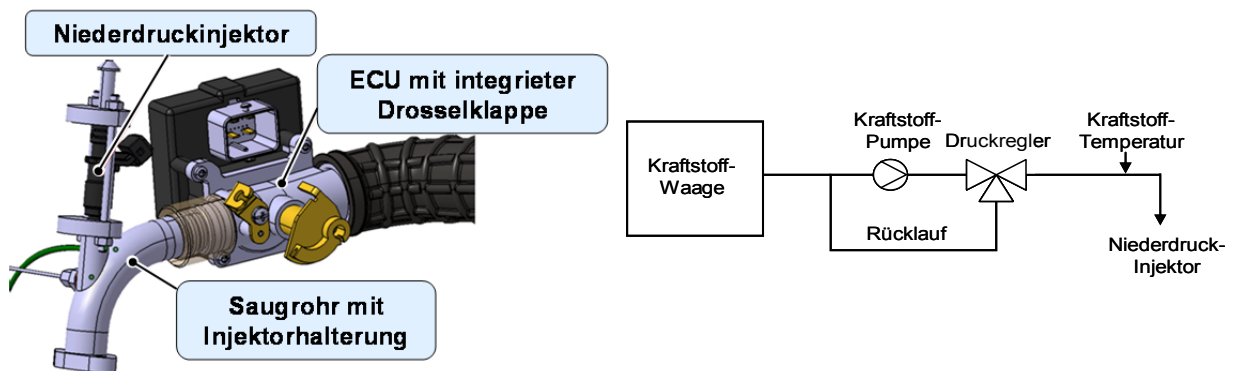


Abbildung 7.15 Niederdruck – Saugrohreinspritzung und Kraftstoffversorgung

## 7.2.2 Abgasrückführung

Um die Untersuchungen zur AGR durchführen zu können, musste eine Verbindung zwischen der Abgasseite und der Ansaugseite des Versuchsmotors geschaffen werden. Für die AGR-Leitung wurden Edelstahlrohre mit einem Innendurchmesser von 10 mm verwendet. Da auch der Einfluss einer AGR-Kühlung untersucht werden sollte, wurde ein einfacher Wasserkühler integriert. Die AGR-Rate wurde durch tauschbare Drosseleinsätze mit unterschiedlichen Querschnitten variiert.

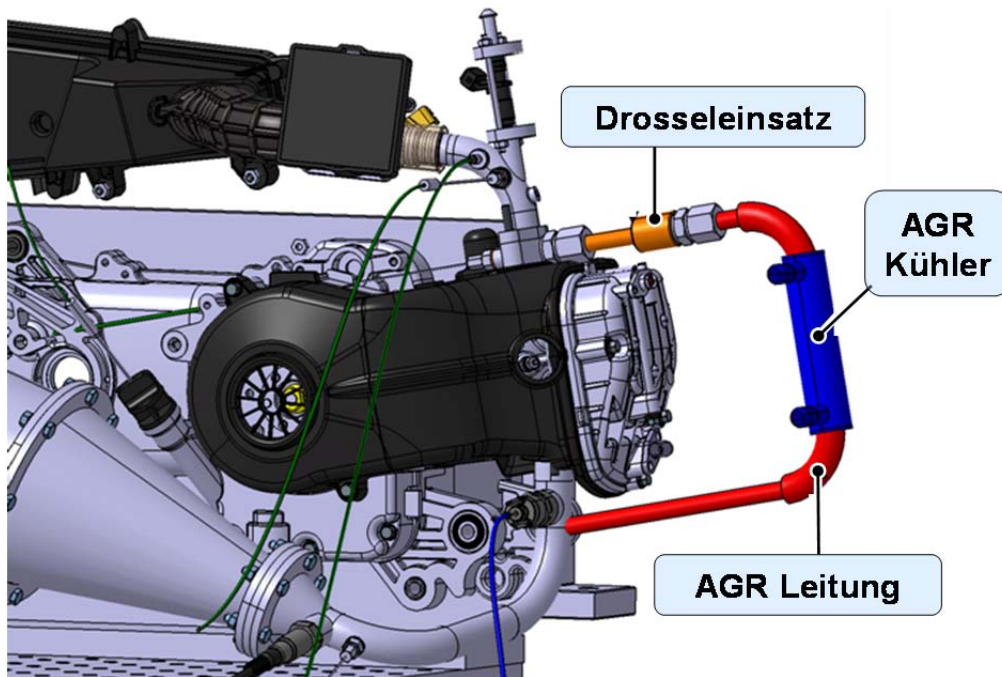


Abbildung 7.16 Versuchsträger mit Abgasrückführleitung

### 7.2.3 Auspuffsystem

Da wie erwähnt eine Rohabgasmessung auf diesem Prüfstand nicht möglich war und die verdünnte Abgasmessanlage zu Verwendung kam, musste der Einfluss der katalytischen Konvertierung durch den Katalysator ausgeschlossen werden. Daher wurde der Katalysator aus der Auspuffanlage entfernt. Der fehlende Katalysator ändert jedoch den Auspuffgegendruck und es entsteht ein anders Spülgefälle. Dieser Eingriff kann sich daher auf das Emissionsverhalten sowie auf die Motorleistung auswirken. Aus diesem Grund wurde anstelle des beschichteten Katalysators ein unbeschichteter Katalysatorträger in das Auspuffsystem eingebaut. Der unbeschichtete Katalysatorträger erzeugte annähernd denselben Strömungswiderstand wie der beschichtete Katalysator, führte aber zu keiner katalytischen Nachbehandlung des Abgases.

### 7.3 Testprozedur

Durch die in den experimentellen Untersuchungen gewonnenen Informationen sollen Vor und Nachteile der verschiedenen Strategien zur Einhaltung der reglementierten Höchstgeschwindigkeit beurteilt werden können.

Zu Beginn der Motorenprüfstanduntersuchungen zur Leistungsdrosselung wurde der Motor ungedrosselt mit Saugrohreinspritzung und den Umbauten für die AGR vermessen, um den Einfluss der Modifikationen am Versuchsträger zu verifizieren. Für diese Untersuchung wurde ein Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=0,9$  mit einem konstanten Zündzeitpunkt (ZZP) von  $30^\circ\text{KW}$  vor OT gewählt. Im Anschluss daran wurde der Motor mit demselben ZZP, aber mit einem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=1,0$  betrieben, um den Unterschied des stöchiometrischen Betriebs zu veranschaulichen.

Wie erwähnt, wird die Leistungsdrosselung durch die Rücknahme der Vorzündung bei Low-Cost-Fahrzeugen sehr häufig angewendet und deshalb auch als Basis für den Vergleich der unterschiedlichen Methoden zur Leistungsdrosselung herangezogen. Um die Auswirkungen unterschiedlicher Vorzündwinkel besser beurteilen zu können, wurden mehrere Vollastkurven mit unterschiedlichen Zündzeitpunkten (ZZP) gefahren. Diese Untersuchungen wurden bei einem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=0,9$  und  $\lambda=1,0$  durchgeführt. Diese beiden Verbrennungsluftverhältnisse wurden repräsentativ für den Betrieb in Fahrzeugen mit unterschiedlichen Gemischbildungskonzepten gewählt. Da Vergasermotoren meist mit fettem Verbrennungsluftverhältnis betrieben werden, soll hier  $\lambda=0,9$  einen Motor mit Vergaser zur Gemischaufbereitung darstellen. Der Betrieb mit  $\lambda=1,0$  soll hingegen ein Fahrzeug mit Einspritzung und Lambdasonde bei stöchiometrischen Betrieb darstellen.

Im Anschluss wurde der Effekt der Abmagerung untersucht. Wie bereits beschrieben, wird diese Methode zur Leistungsdrosselung bei Fahrzeugen mit Einspritzung eingesetzt und soll hier als zweites bestehendes System betrachtet werden. Hierfür wurde der Motor an der Vollast betrieben und das Verbrennungsluftverhältnis wurde schrittweise von  $\lambda=0,9$  auf  $\lambda=1,4$  erhöht. Für diese Untersuchungen wurde ebenfalls eine konstante Vorzündung von  $30^\circ\text{KW}$  vor OT gewählt.

Nach den Untersuchungen der Auswirkungen der beiden bestehenden Systeme wurde mit der experimentellen Analyse der Leistungsdrosselung durch AGR begonnen. Um möglichst reproduzierbare Bedingungen zu schaffen, wurde die AGR-Rate lediglich über feste Drosselquerschnitte variiert. Die Vollastuntersuchungen mit AGR wurden wie die Untersuchungen zur Zündungsabregelung mit einem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=0,9$  und  $\lambda=1,0$  durchgeführt. Als Basis wurde auch hier eine konstante Vorzündung von  $30^\circ\text{KW}$  vor OT gewählt.

Da es durch die AGR zu einem Anstieg des Zündverzuges und zu einer Verzögerung der Verbrennungsgeschwindigkeit kommt, wurde zur Kompensation dieser Effekte und zur Steigerung des Wirkungsgrades in einem weiteren Schritt auch der ZZP variiert. Nach der Variation von AGR-Rate, Verbrennungsluftverhältnis und ZZP wurde auch der Einfluss von gekühltem AGR untersucht.

### 7.4 Ungedrosselter Motorbetrieb

Zur Reduktion der Prüfstandszeiten wurde ausschließlich der für die Abregelung relevante Drehzahlbereich untersucht (7000-8250 U/min). Mit dem gewählten Drehzahlband ist es möglich, unterschiedlichste Konzepte für verschiedene Fahrzeuganforderungen mit verschiedenen Übersetzungsverhältnissen abzubilden.

Abbildung 7.17 zeigt das Ergebnis der Vollastuntersuchung des ungedrosselten Motors mit den Umbauten für die Untersuchungen zur Leistungsdrosselung durch AGR.

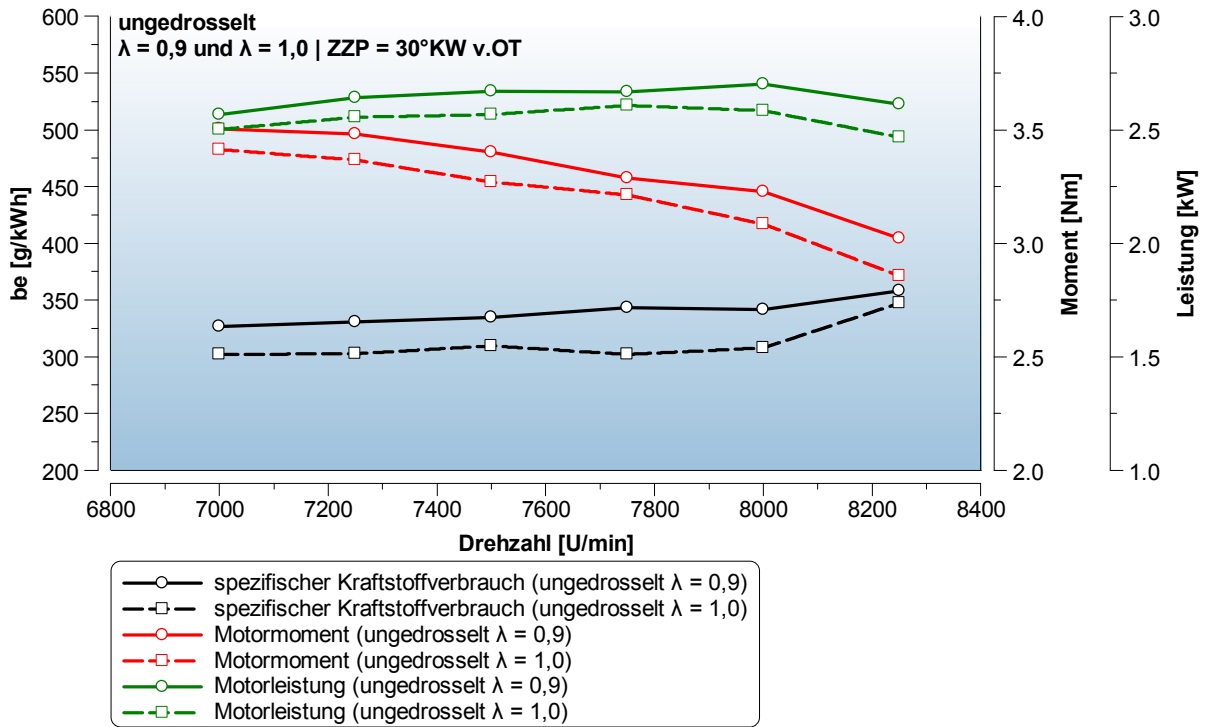


Abbildung 7.17 Leistungsdaten des 50 cm<sup>3</sup> Versuchsmotors mit Saugrohreinspritzung bei  $\lambda=0,9$  und  $\lambda=1,0$  bei einem konstanten ZKP von 30°KW vor OT (ungedrosselt)

Sämtliche Ergebnisse der Motorprüfstandsuntersuchungen wurden mit Hilfe des Korrekturfaktors nach DIN 1885 auf Normzustand korrigiert (siehe Formel (7.1)). Die gemessenen Motorleistungsdaten entsprechen denen des nicht modifizierten Basismotors.

Die maximale Motorleistung wird bei 8000 U/min erreicht und beträgt bei  $\lambda=0,9$  2,7 kW, bei  $\lambda=1,0$  beträgt die Motorleistung 2,6 kW. Der Motor hat an der Volllast bei  $\lambda=0,9$  einen effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch von ca. 340 g/kWh, der bei  $\lambda=1,0$  auf ca. 310 g/kWh sinkt.

Da die Abgasemissionen nur verdünnt gemessen wurden, musste die Verdünnung durch die CVS-Anlage berücksichtigt werden. Der spezifische Emissionsausstoß der einzelnen Abgaskomponenten ergibt sich aus den Formeln ((7.7), (7.8), (7.9) und (7.10)).

$$CO[g/kWh] = \frac{CO[ppm] \cdot 1,250 [kg/m^3] \cdot CVS[l/min] \cdot 10^{-6} \cdot 60}{P[kW]} \quad (7.7)$$

$$HC[g/kWh] = \frac{HC[ppm] \cdot 0,619 [kg/m^3] \cdot CVS[l/min] \cdot 10^{-6} \cdot 60}{P[kW]} \quad (7.8)$$

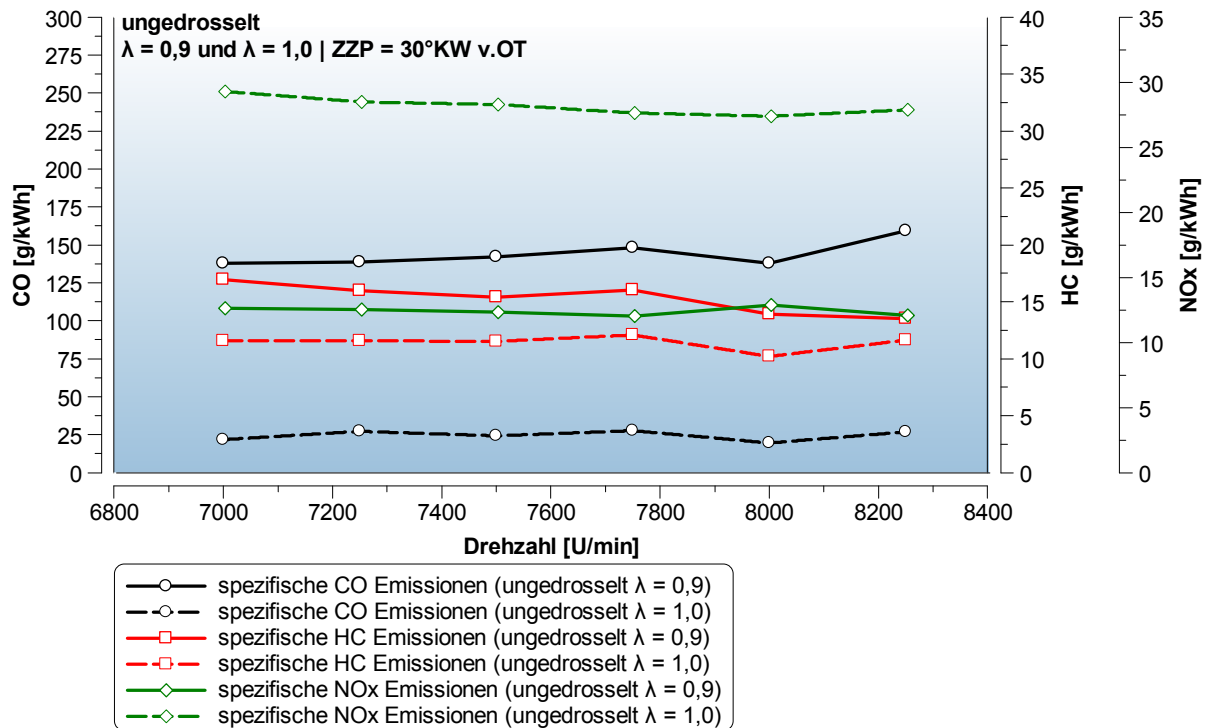
$$NOx[g/kWh] = \frac{NOx[ppm] \cdot 2,050 [kg/m^3] \cdot CVS[l/min] \cdot 10^{-6} \cdot 60}{P[kW]} \quad (7.9)$$

$$CO_2[g/kWh] = \frac{CO_2[\%] \cdot 1,977 [kg/m^3] \cdot CVS[l/min] \cdot 10^{-2} \cdot 60}{P[kW]} \quad (7.10)$$

CO[ppm]	verdünnte CO-Konzentration
HC[ppm]	verdünnte HC-Konzentration
NOx[ppm]	verdünnte NOx-Konzentration
CO <sub>2</sub> [ppm]	verdünnte CO <sub>2</sub> -Konzentration
CVS[l/min]	Volumenstrom der CVS – Anlage
P[kW]	Motorleistung (korrigiert)



Die in den Formeln (7.7) bis (7.10) angegebenen Dichten der einzelnen Abgaskomponenten entsprechen den Dichten aus der Richtlinie 97/24/EG.



**Abbildung 7.18** Spezifische Emissionen des 50 cm<sup>3</sup> Versuchsmotors mit Saugrohreinspritzung bei  $\lambda=0,9$  und  $\lambda=1,0$  bei einem konstanten ZKP von 30°KW vor OT (ungedrosselt)

Abbildung 7.18 zeigt den Unterschied im spezifischen Emissionsausstoß bei einem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=0,9$  und  $\lambda=1,0$ . Bei  $\lambda=0,9$  kommt es zu einem sehr hohen spezifische CO-Emissionen von 150 g/kWh die bei  $\lambda=1,0$  auf 25 g/kWh sinken. Der HC-Emissionsausstoß sinkt von 14 g/kWh bei  $\lambda=0,9$  auf 10 g/kWh bei  $\lambda=1,0$ , der NOx-Ausstoß erhöht sich von 12 g/kWh bei  $\lambda=0,9$  auf 28 g/kWh bei  $\lambda=1,0$ .



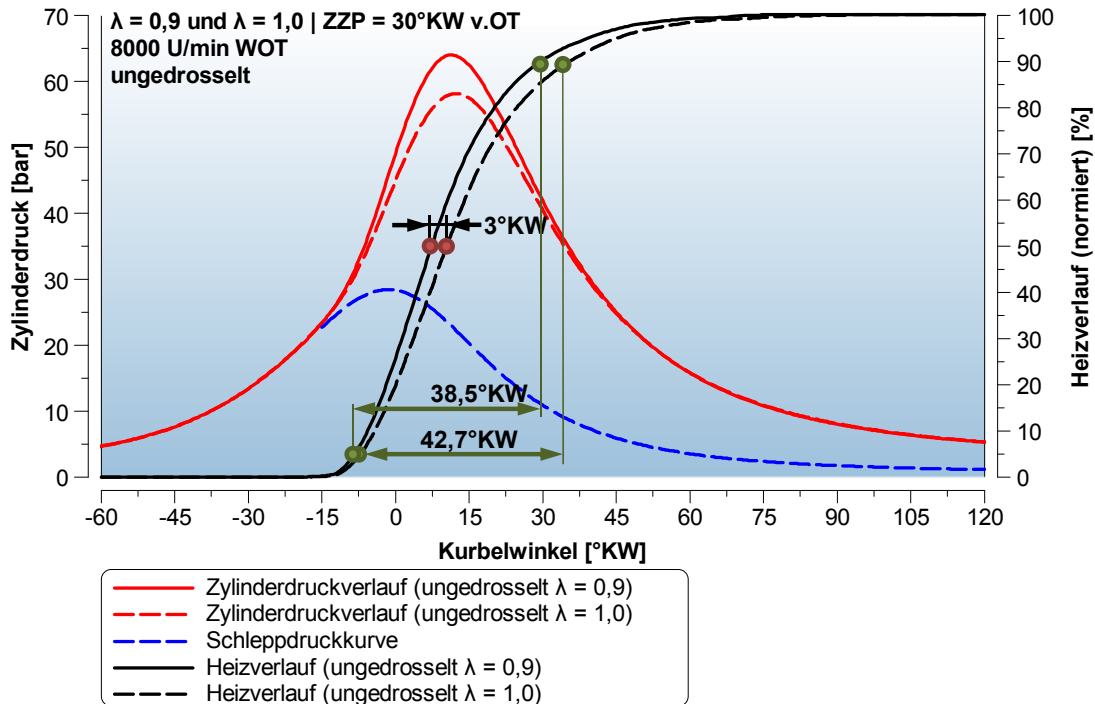


Abbildung 7.19 Zylinderdruckverlauf und normierter Heizverlauf bei 8000 U/min,  $\lambda=0,9$  und  $\lambda=1,0$ ,  $ZZZ=30^\circ\text{KW}$  vor OT (ungedrosselt)

Abbildung 7.19 zeigt den Unterschied im Zylinderdruckverlauf und im normierten Heizverlauf bei  $\lambda=0,9$  und  $\lambda=1,0$  bei einer Drehzahl von 8000 U/min. Für die Bewertung des Verbrennungsablaufes wurde der Heizverlauf gewählt, da dieser bereits durch die Indizierauswerteeinheit DEWETRON berechnet wurde und zudem der Unterschied in der Lage der Umsetzungspunkte im Vergleich zum Brennverlauf gering ist. Für die Bewertung der unterschiedlichen Leistungsdrosselungsverfahren wurden charakteristische Umsetzungspunkte miteinander verglichen.

Ein wichtiger Umsetzungspunkt ist der 50 % Umsatzpunkt, durch den der Schwerpunkt der Verbrennung bestimmt wird. Bei Ottomotoren mit kompakten Brennräumen liegt der wirkungsgradoptimale Verbrennungsschwerpunkt bei ca.  $8^\circ\text{KW}$  nach OT, wobei eine geringfügige Abweichung vom Bestpunkt keine nennenswerte Verschlechterung im Wirkungsgrad verursacht. Die Differenz zwischen dem 5% und dem 95% Umsatzpunkt definiert die Dauer der Verbrennung. Die Analyse der Indizierung wurde bei 8000 U/min durchgeführt, da der ungedrosselte Motor bei dieser Drehzahl die maximale Motorleistung erreicht und die berechnete Abregeldrehzahl auf ähnlichem Niveau liegen wird. Der Verbrennungsschwerpunkt bei der Verbrennung mit  $\lambda=0,9$  liegt bei diesem Motor im Optimum bei  $7,5^\circ\text{KW}$  nach OT. Anhand des normierten Heizverlaufs ist zu erkennen, dass sich der Verbrennungsschwerpunkt bei  $\lambda=1,0$  bei gleichem  $ZZZ$  im Vergleich zu  $\lambda=0,9$  um  $3^\circ\text{KW}$  nach spät verschiebt, da bei  $\lambda=1,0$  die Verbrennung langsamer als bei  $\lambda=0,9$  abläuft. Bei  $\lambda=0,9$  und einem  $ZZZ$  von  $30^\circ\text{KW}$  vor OT beträgt die Brenndauer  $38,5^\circ\text{KW}$ , bei  $\lambda=1,0$  beträgt die Brenndauer  $42,7^\circ\text{KW}$ .

## 7.5 Ergebnisse der Experimentellen Untersuchung zu Leistungsdrosselung

Bei der Diskussion der Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zur Leistungsdrosselung werden die unterschiedlichen Methoden in folgende Fälle gegliedert.

- Fall (a): Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=0,9$
- Fall (b): Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=1,0$
- Fall (c): Leistungsdrosselung durch Abmagerung
- Fall (d): Leistungsdrosselung durch AGR bei  $\lambda=0,9$
- Fall (e): Leistungsdrosselung durch AGR bei  $\lambda=1,0$
- Fall (f): Leistungsdrosselung durch gekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$
- Fall (g): Leistungsdrosselung durch AGR bei  $\lambda=0,9$  mit optimiertem ZZP
- Fall (h): Leistungsdrosselung durch AGR bei  $\lambda=1,0$  mit optimiertem ZZP

### 7.5.1 Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei $\lambda=0,9$ - Fall (a) -

Die Auswirkungen der Rücknahme der Vorzündung bei einem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=0,9$  auf die Motorleistung ist in der Abbildung 7.20 in einem Volllastkennfeld dargestellt.

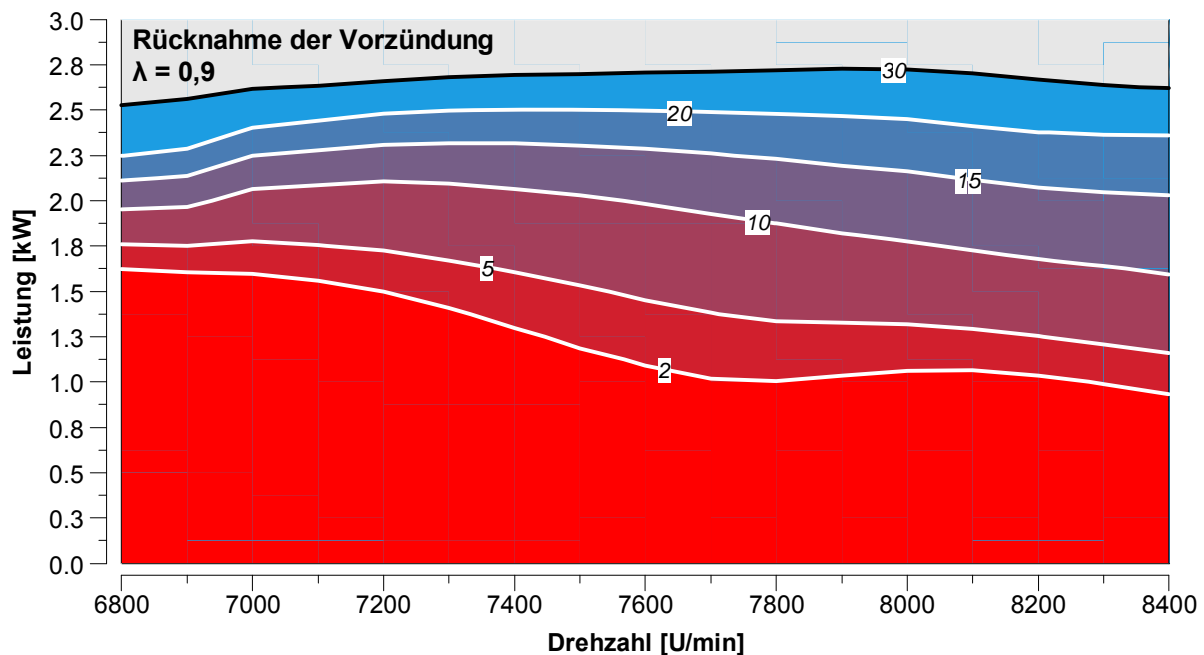


Abbildung 7.20 Motorvolllastleistungskennfeld mit unterschiedlichem Zündzeitpunkt bei einem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=0,9$

Die ISO-Linien im Volllastkennfeld entsprechen der Volllastleistung bei konstantem Vorzündwinkel. Dem Volllastkennfeld ist zu entnehmen, dass die Reduktion des ZZP von  $30^\circ\text{KW}$  vor OT auf  $20^\circ\text{KW}$  vor OT zu einer Minderung der Motorleistung um lediglich 10 % führt. Für die angestrebten 1,8 kW ist je nach Motordrehzahl bereits eine Reduktion auf ca. 5–12°KW vor OT notwendig.

Abbildung 7.21 zeigt den für 1,8 kW erforderlichen Vorzündwinkel, der aus dem Ergebnis der Untersuchungen am Motorenprüfstand berechnet wurde. Durch die späte Zündung kommt es im Vergleich zum ungedrosselten Motor zu einem Anstieg der Abgastemperatur von fast  $120^\circ\text{C}$ . Durch die hohe Abgastemperatur wird ein frühes Anspringen des Katalysators in der Kaltphase begünstigt, zeigt aber auch, dass noch sehr viel Energie im Abgas enthalten ist. Die in der Abbildung dargestellte Ansaug-

lufttemperatur nach der Einleitposition für die AGR dient in diesem Fall nur als Basis für den Vergleich der Messungen mit aktivierter AGR. Die Ansauglufttemperatur an der Messstelle beträgt annähernd konstant 20°C.

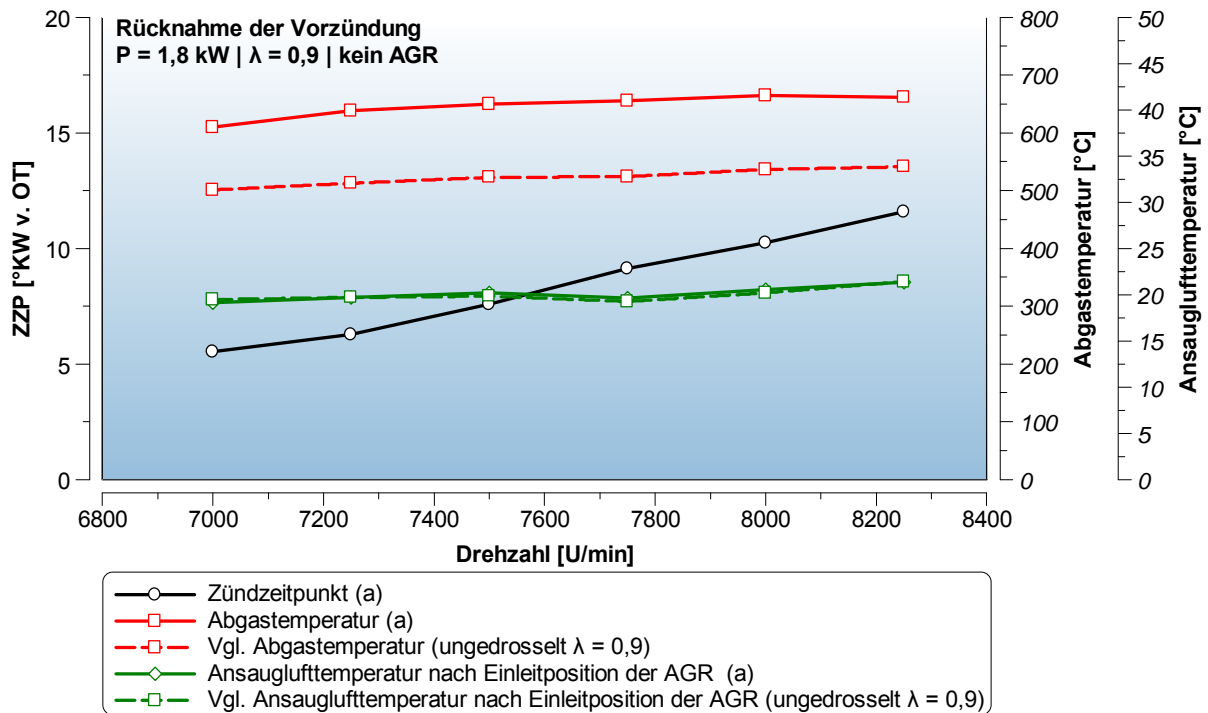


Abbildung 7.21 Zündzeitpunkt, Einlass- und Auslasstemperatur für eine konstante Motorleistung von 1,8 kW durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=0,9$  im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=0,9$

Abbildung 7.22 zeigt die spezifischen CO-, HC- und NOx-Emissionen bei einer konstanten Leistung von 1,8 kW durch Rücknahme der Vorzündung im Vergleich zu den spezifischen Emissionen des ungedrosselten Motors in der Volllast.

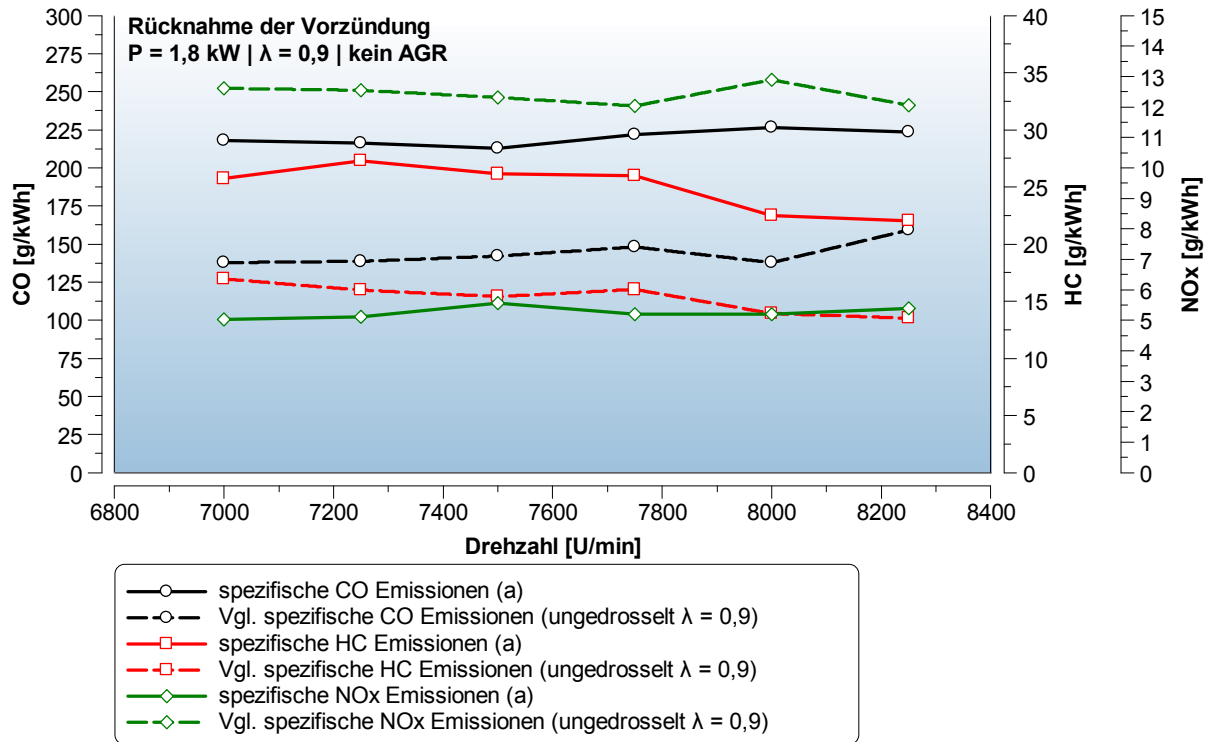


Abbildung 7.22 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=0,9$  im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=0,9$

Die spezifischen CO-Emissionen steigen infolge der geringeren Motorleistung und der schlechteren Verbrennung auf durchschnittlich 225 g/kWh. Der spezifische HC-Emissionsausstoß erhöht sich im Schnitt um fast 40 % auf durchschnittlich 25 g/kWh. Durch die späte Zündung werden weniger NOx-Emissionen gebildet, sodass trotz der geringeren Motorleistung der spezifische NOx-Ausstoß auf 5 g/kWh sinkt. Der hier dargestellte Emissionsausstoß repräsentiert den durch diese Methode der Leistungsrosselung verursachten spezifischen Emissionsausstoß ohne Abgasnachbehandlung. Für eine ausreichende Konvertierung von HC und CO ist eine hohe Sekundärluftmasse erforderlich.

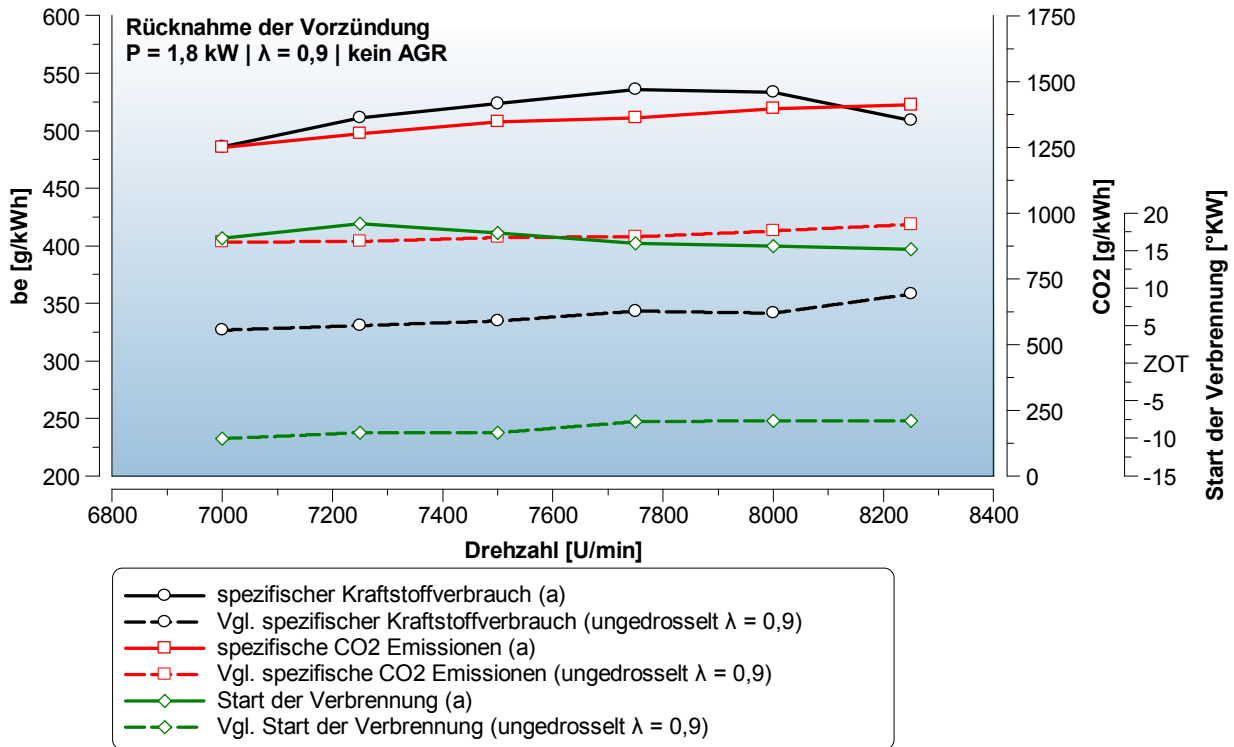


Abbildung 7.23 Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO<sub>2</sub>-Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=0,9$  im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=0,9$

Bei der Rücknahme der Vorzündung wird dieselbe Kraftstoffmenge wie im ungedrosselten Betrieb verbraucht. Die im Kraftstoff enthaltene Energie wird aber nicht in mechanische Energie umgewandelt wodurch der Wirkungsgrad sinkt. Abbildung 7.23 zeigt den spezifischen Kraftstoffverbrauch und den spezifischen CO<sub>2</sub>-Ausstoß sowie den Start der Verbrennung. Als Definition für den Start der Verbrennung wurde der 5% Umsatzpunkt des integralen Heizverlaufs gewählt. Durch den Leistungsverlust der späten Zündung bei gleichbleibend hohem Kraftstoffverbrauch steigt der spezifische Kraftstoffverbrauch von ca. 325 g/kWh auf 475 bis 525 g/kWh an. Der spezifisch CO<sub>2</sub>-Ausstoß steigt von 1000 g/kWh auf über 1350 g/kWh. Der Start der Verbrennung verschiebt sich durch die Zündungsrücknahme auf 15°KW nach OT und liegt damit etwa 25°KW nach dem thermodynamisch optimierten ungedrosselten Motorbetrieb.

Das Ergebnis der schnellen Messdatenerfassung ist in Abbildung 7.24 dargestellt. Die Abbildung zeigt den Vergleich der Druckverläufe von Einlass-, Zylinder- und Auspuffdruck zwischen dem ungedrosselten und dem zündungsgedrosselten Motorbetrieb. Der Einlassdruckverlauf bleibt durch die Drosselung unverändert. Der Zylinderdruckverlauf im zündungsgedrosselten Betrieb zeigt, dass der maximale Zylinderdruck nicht durch die Verbrennung verursacht wird, sondern nur mehr von der Kompression bestimmt wird. In der Expansionsphase ist der Druck im Zylinder höher und führt beim Öffnen des Auslassventils (132°KW nach ZOT) zu einer leichten Zunahme des Spitzendrucks im Auslass.

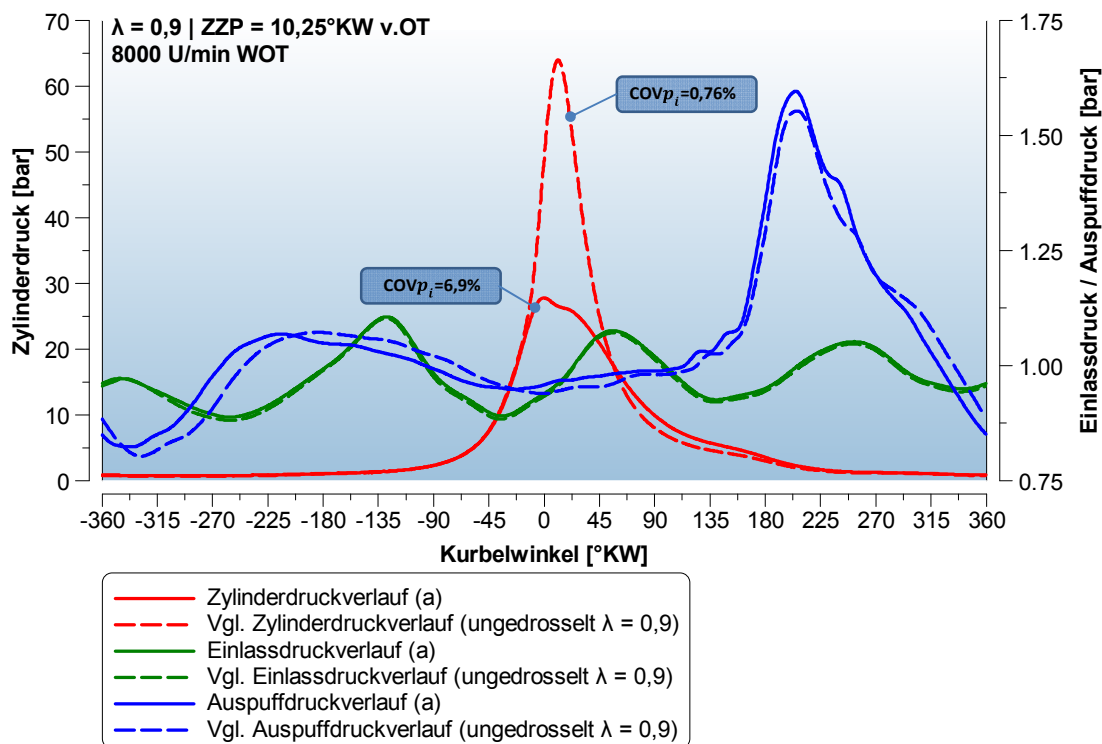


Abbildung 7.24 Einlass-, Zylinder- und Auspuffdruckverlauf bei 8000 U/min,  $\lambda=0,9$  und ZZP=10,25°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=0,9$

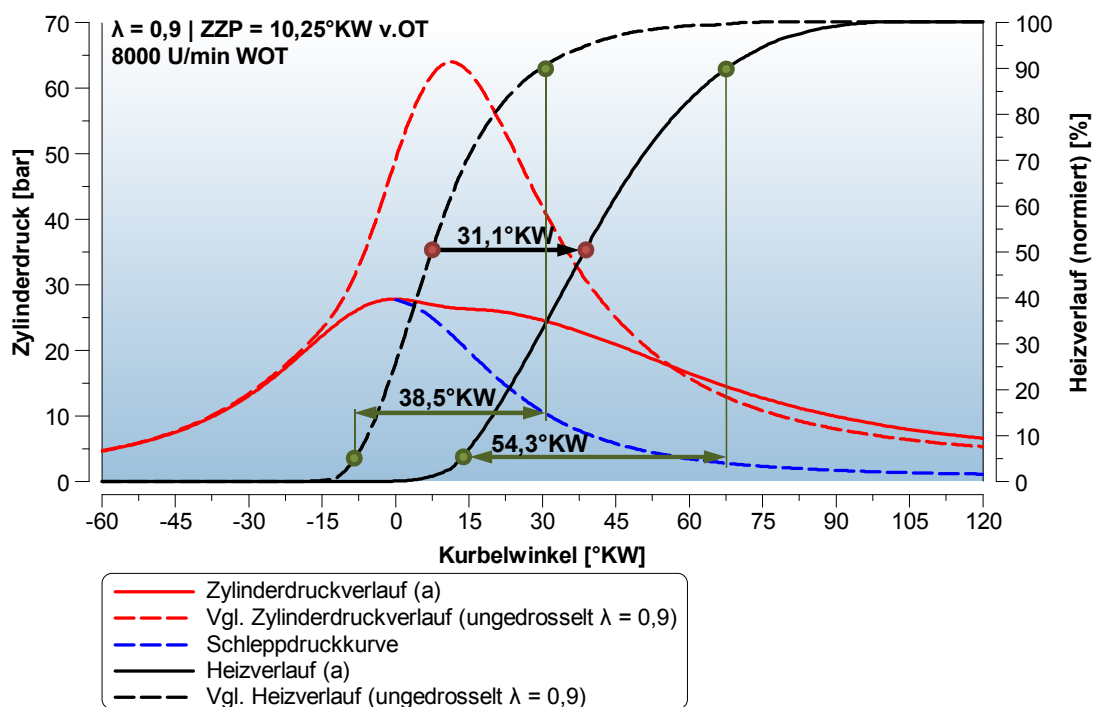


Abbildung 7.25 Zylinderdruckverlauf und normierter Heizverlauf bei 8000 U/min,  $\lambda=0,9$  und ZZP=10,25°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=0,9$

Abbildung 7.25 zeigt den Zylinderdruckverlauf und den integralen Heizverlauf. Durch die Verschiebung des ZZP um 20°KW wandert der Verbrennungsschwerpunkt um 31,1°KW vom optimalen Verbrennungsschwerpunkt ab. Die Verbrennungsdauer erhöht sich auf 54,3°KW.

## 7.5.2 Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei $\lambda=1,0$ - Fall (b) -

Nach den Untersuchungen zur Leistungsreduktion durch Rücknahme der Vorzündung bei einem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=0,9$  wurden dieselben Untersuchungen bei  $\lambda=1,0$  durchgeführt.

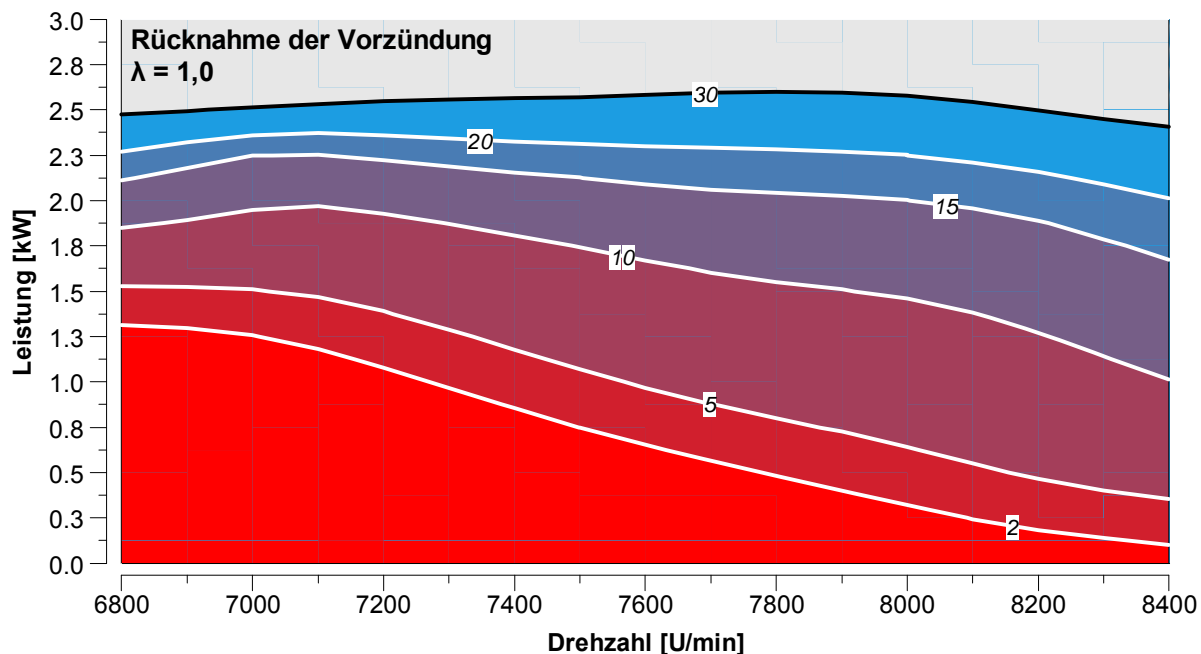


Abbildung 7.26 Motorvollastleistungskennfeld mit unterschiedlichem Zündzeitpunkt bei einem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=1,0$

Das Vollastkennfeld zeigt, dass die Reduktion des ZZZP um  $10^\circ\text{KW}$  auch hier lediglich zu einer Minderung der Motorleistung um ca. 10 % führt. Für die angestrebten 1,8 kW ist bei  $\lambda=1,0$  je nach Motordrehzahl eine Reduktion auf ca. 7–15°KW vor OT notwendig.

Abbildung 7.27 zeigt den für 1,8 kW erforderlichen Vorzündwinkel im Vergleich zu Fall (a). Bei  $\lambda=1,0$  wird für konstant 1,8 kW im Schnitt ein um  $2,5^\circ\text{KW}$  früherer ZZZP benötigt. Die Abgastemperatur ist auch bei  $\lambda=1,0$  deutlich über dem Niveau des ungedrosselten Motors und entspricht der Temperatur von Fall (a). Die Ansauglufttemperatur an der Messstelle beträgt wie in Fall (a) konstant  $20^\circ\text{C}$ .



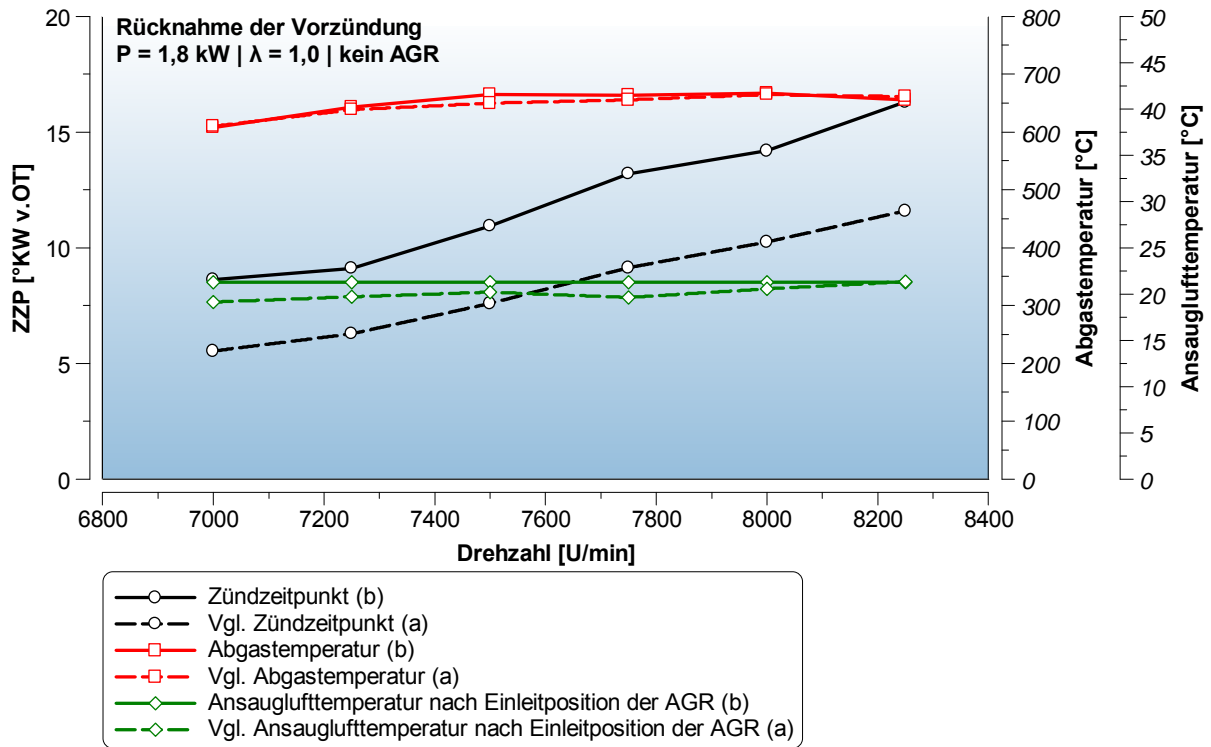


Abbildung 7.27 Zündzeitpunkt, Einlass- und Auslasstemperatur für eine konstante Motorleistung von 1,8 kW durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=1,0$  im Vergleich zu Fall (a)

Abbildung 7.28 zeigt die spezifischen CO-, HC- und NOx-Emissionen bei einer konstanten Leistung von 1,8 kW durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=1,0$  und im Vergleich zu Fall (a) bei  $\lambda=0,9$ .

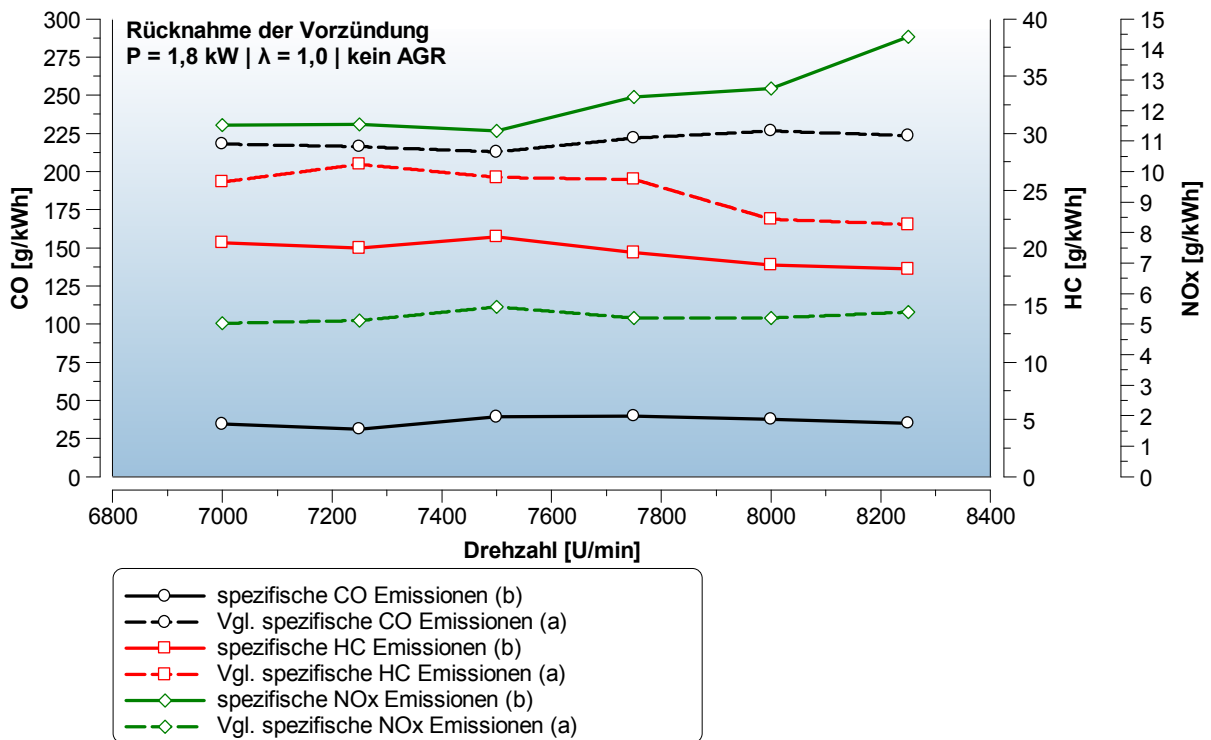
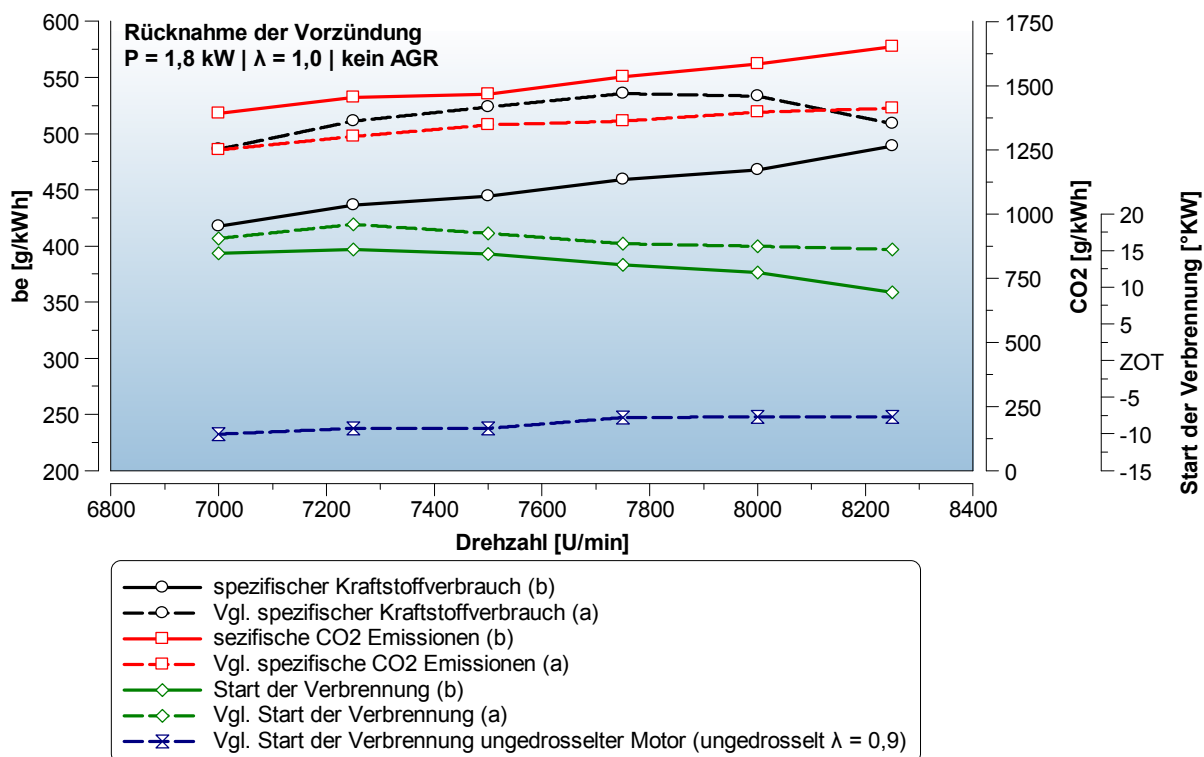


Abbildung 7.28 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=1,0$  im Vergleich zu Fall (a)

Bei  $\lambda=1,0$  sinken die spezifischen CO-Emissionen von 225 g/kWh bei  $\lambda=0,9$  auf 40 g/kWh und sind daher nur geringfügig höher als beim ungedrosselten Motor bei  $\lambda=1,0$ . Der spezifische HC-Emissionsausstoß sinkt im Schnitt um 21% auf durchschnittlich 19,6 g/kWh. Die spezifischen NO<sub>x</sub>-Emissionen erhöhen sich von 5,2 g/kWh bei  $\lambda=0,9$  auf 12 g/kWh bei niedrigen Drehzahlen und steigen bei höheren Drehzahlen auf über 14 g/kWh an. Durch den Betrieb bei  $\lambda=1,0$  ist eine hohe Konvertierungsrate aller drei Abgaskomponenten im Katalysator begünstigt.



**Abbildung 7.29** Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO<sub>2</sub>-Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=1,0$  im Vergleich zu Fall (a)

Abbildung 7.29 zeigt den spezifischen Kraftstoffverbrauch und den spezifischen CO<sub>2</sub>-Ausstoß sowie den Start der Verbrennung bei  $\lambda=1,0$ . Der spezifische Kraftstoffverbrauch bei  $\lambda=1,0$  sinkt im Vergleich zu  $\lambda=0,9$  auf 410 – 480 g/kWh und der spezifisch CO<sub>2</sub>-Ausstoß erhöht sich um fast 15 %. Der höhere CO<sub>2</sub>-Ausstoß kommt durch die Abnahme der CO-Emissionen zustande, da diese bei  $\lambda=1,0$  zu einem größeren Anteil vollständig umgesetzt werden. Der Start der Verbrennung ist bei der Leistungs-drosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=1,0$  im Schnitt um 4°KW früher als bei  $\lambda=0,9$ , da auch der ZZP bei  $\lambda=1,0$  früher ist als bei  $\lambda=0,9$ .

Das Ergebnis der schnellen Messdatenerfassung ist in Abbildung 7.30 dargestellt. Die Abbildung zeigt die Druckverläufe von Einlass-, Zylinder- und Auspuffdruck im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=1,0$  unter einer Drehzahl von 8000 U/min. Der Einlassdruckverlauf bleibt auch hier durch diese Art der Drosselung unverändert. In der Expansionsphase kommt es zum gleichen Effekt wie bei der Leistungs-drosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=0,9$ .

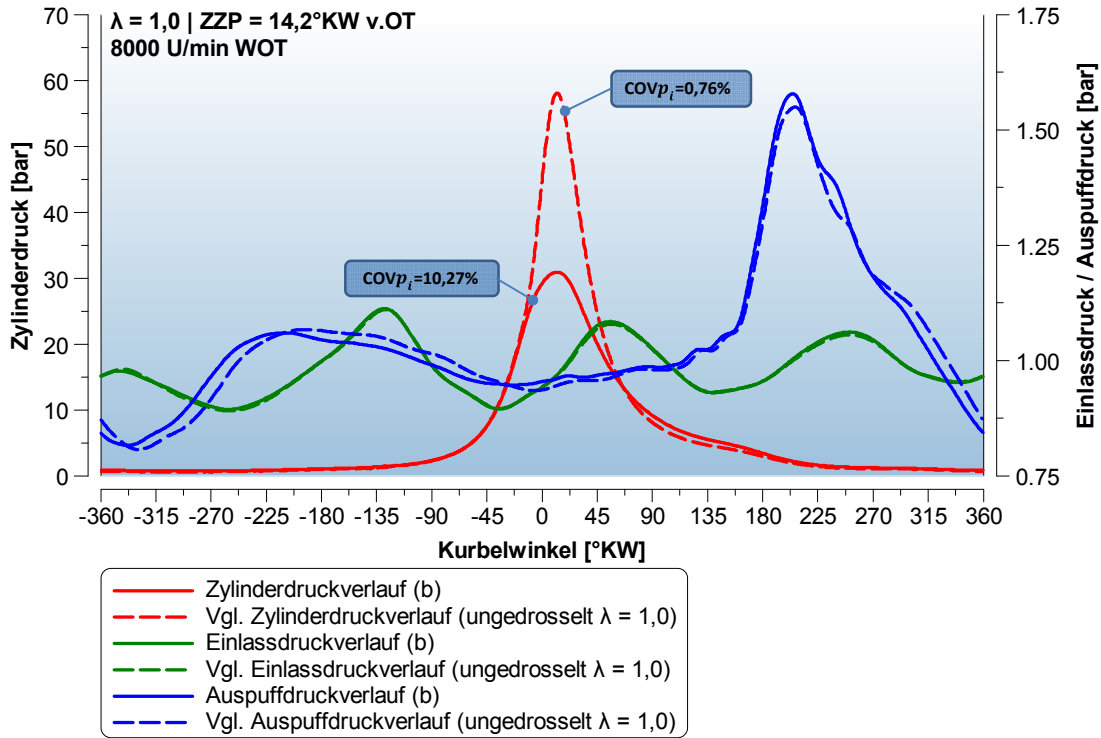


Abbildung 7.30 Einlass-, Zylinder- und Auspuffdruckverlauf bei 8000 U/min,  $\lambda=1,0$  und ZZP=14,2°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=1,0$

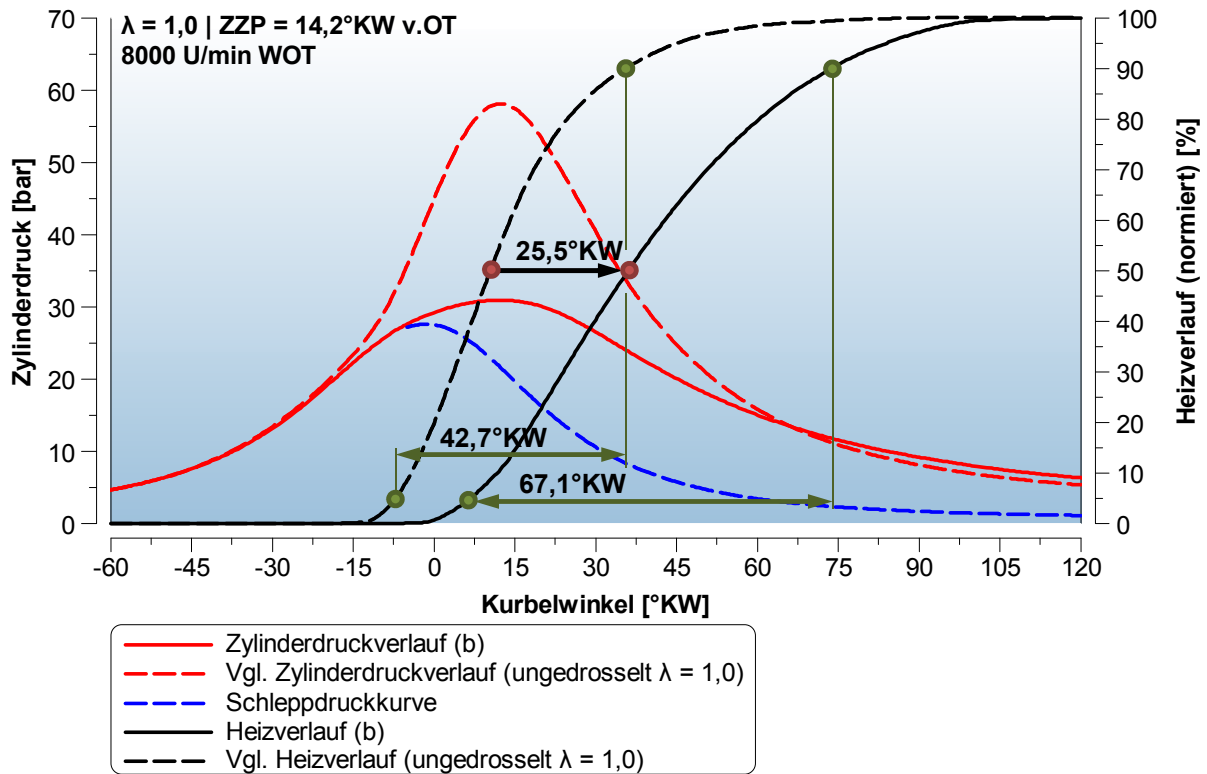


Abbildung 7.31 Zylinderdruckverlauf und normierter Heizverlauf bei 8000 U/min,  $\lambda=1,0$  und ZZP=14,2°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=1,0$

Abbildung 7.31 zeigt den Zylinderdruckverlauf und den integralen Heizverlauf. Durch die Verschiebung des ZZZP um fast  $16^\circ\text{KW}$  verschiebt sich der Verbrennungsschwerpunkt um  $25,5^\circ\text{KW}$  nach hinten. Die Verbrennungsdauer erhöht sich von  $42,7^\circ\text{KW}$  auf  $67,1^\circ\text{KW}$ .

### 7.5.3 Leistungsdrosselung durch Abmagerung -Fall (c)-

Ähnlich wie bei der Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung werden die Auswirkungen durch die Erhöhung des Verbrennungsluftverhältnisses in einem Volllastkennfeld dargestellt. Die ISO-Linien im Volllastkennfeld entsprechen hier der Volllastleistung bei konstantem Verbrennungsluftverhältnis. Im Volllastkennfeld erkennt man, dass es durch die Erhöhung des Verbrennungsluftverhältnisses von  $\lambda=0,9$  auf  $\lambda=1,1$  zu einer Minderung der Motorleistung von ca. 250 W kommt. Bei weiterer Steigerung des Verbrennungsluftverhältnisses kommt es zu einer stärkeren Abnahme der Motorleistung, sodass die angestrebten 1,8 kW je nach Motordrehzahl bereits bei einem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=1,2$  bis  $\lambda=1,33$  erreicht wird. Eine weitere Steigerung des Verbrennungsluftverhältnisses über den hier dargestellten Wert von 1,4 war bei diesem Motor nicht möglich, da bereits bei  $\lambda=1,4$  eine starke Zunahme der Häufigkeit von Zündungsaussetzern festgestellt wurde. Durch eine Verschiebung des ZZZP um  $10^\circ\text{KW}$  auf  $40^\circ\text{KW}$  vor OT konnte zwar die Aussetzerhäufigkeit reduziert werden, was jedoch wiederum zu einer erhöhten Leistung und damit größeren Abmagerungsbedarf führt. Die im Volllastkennfeld dargestellte Motorleistung wurde deshalb nur mit einem konstanten ZZZP von  $30^\circ\text{KW}$  vor OT gemessen.

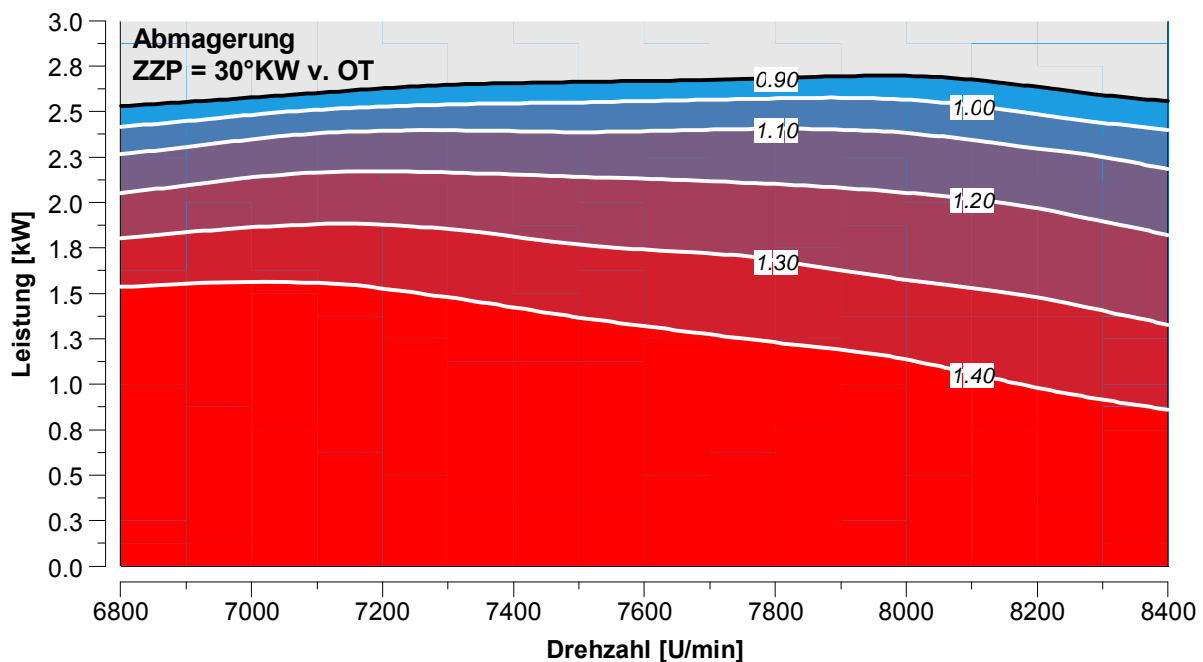


Abbildung 7.32 Motorleistungskennfeld bei unterschiedlichem Verbrennungsluftverhältnis mit konstantem Zündzeitpunkt ZZZP=30°KW vor OT

Abbildung 7.33 zeigt das für 1,8 kW erforderliche Verbrennungsluftverhältnis, das aus dem Ergebnis der Untersuchungen am Motorenprüfstand berechnet wurde. Die Abgastemperatur liegt wieder deutlich unter der Abgastemperatur des zündungsgedrosselten Motors und befindet sich auf dem Niveau des ungedrosselten Motors. Die Ansauglufttemperatur liegt etwas unter der des zündungsgedrosselten Motors, da bei diesem Verbrennungsluftverhältnis weniger Energie umgesetzt wird und der Motor kühler bleibt.

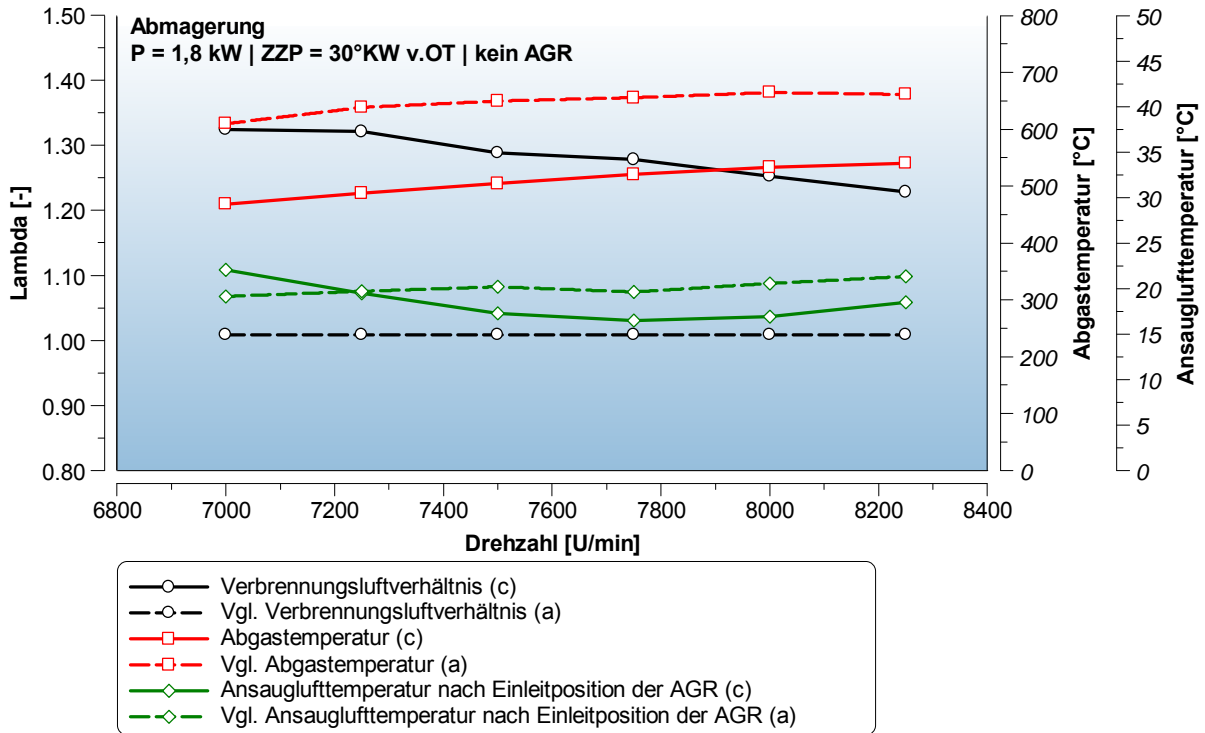


Abbildung 7.33 Verbrennungsluftverhältnis, Einlass- und Auslasstemperatur für eine konstante Motorleistung von 1,8 kW durch Abmagerung bei ZYP=30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a)

Abbildung 7.34 zeigt das Ergebnis der Abgasemissionsmessung. Die spezifischen CO-Emissionen liegen deutlich unter den Werten von Fall (a) und sind mit annähernd konstant 8,2 g/kWh auch deutlich unter dem Emissionsausstoß von Fall (b).

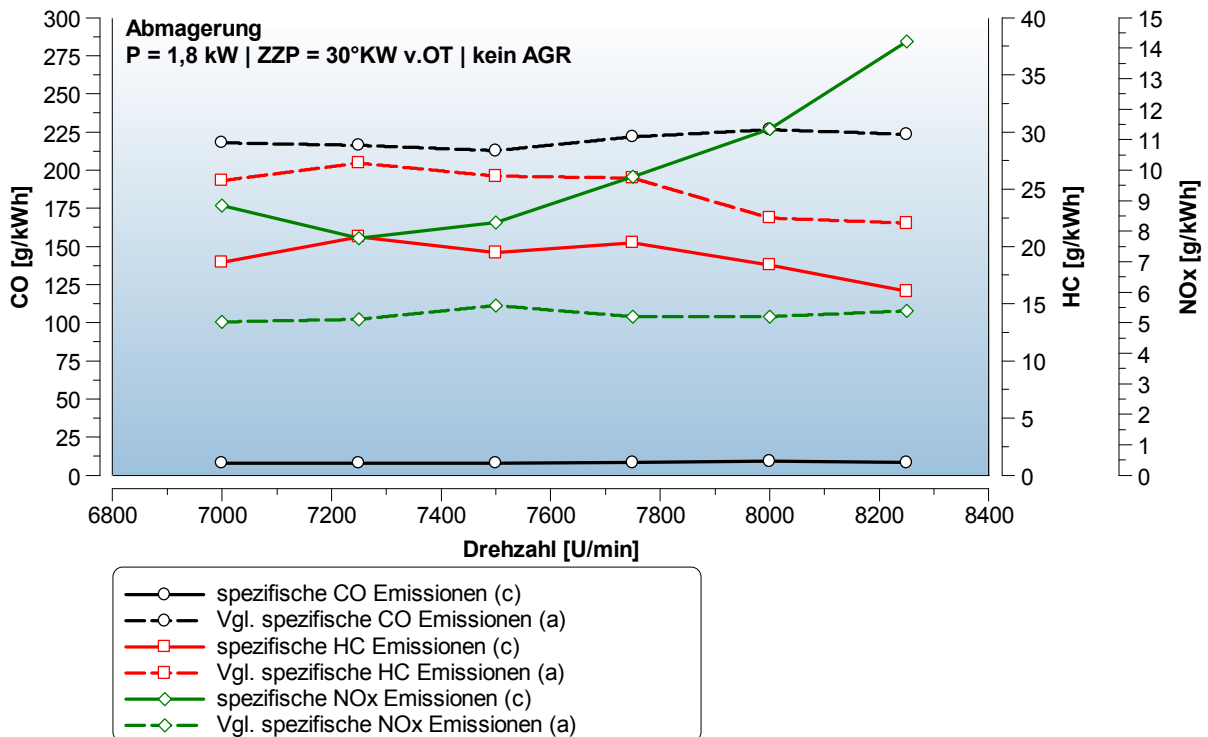


Abbildung 7.34 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch Abmagerung bei ZYP=30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a)

Die spezifischen HC-Emissionen liegen durchschnittlich 5 g/kWh unter den Werten von Fall (a) und sind vergleichbar mit den Emissionen von Fall (b). Die spezifischen NO<sub>x</sub>-Emissionen liegen in dem hier betrachteten Fall (c) deutlich über den Werten von Fall (a), liegen aber unter denen von Fall (b), da der NO<sub>x</sub>-Ausstoß bei höheren  $\lambda$ -Werten wieder abnimmt. Bei 8000 U/min wird ein Emissionsausstoß von 11,5 g/kWh gemessen. Da für die 1,8 kW bei höheren Drehzahlen der  $\lambda$ -Wert wieder gesenkt werden muss, steigt der NO<sub>x</sub>-Ausstoß an und liegt auf dem Niveau von Fall (b).

HC- und CO-Emissionen können im Oxidationskatalysator durch den Luftüberschuss auch ohne zusätzliche Sekundärluftzufuhr konvertiert werden. Bei der Leistungsrosselung durch Abmagerung ist im Unterschied zu den anderen bisher besprochenen Methoden zur Leistungsrosselung mit keiner weiteren Reduktion von NO<sub>x</sub> im Katalysator zu rechnen. Der hier gemessene NO<sub>x</sub>-Ausstoß entspricht daher den zu erwartenden NO<sub>x</sub>-Emissionen nach Katalysator.

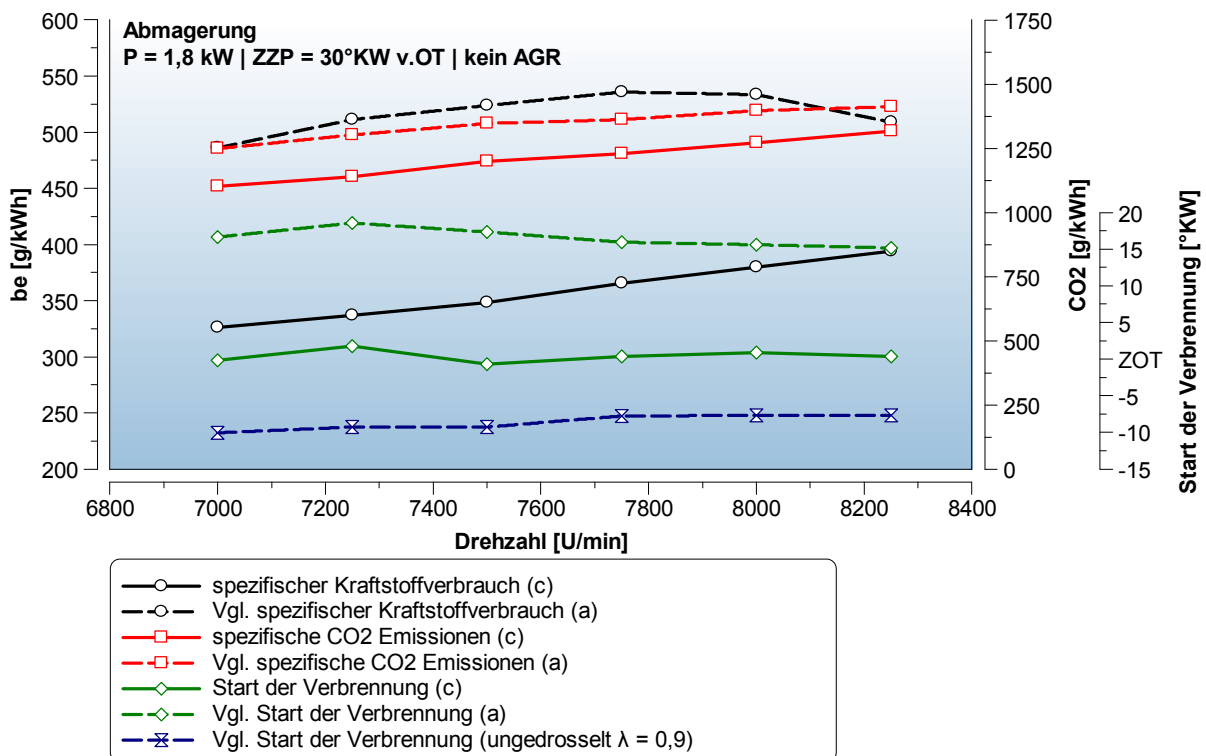


Abbildung 7.35 Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO<sub>2</sub>-Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch Abmagerung bei ZZZP=30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a)

Abbildung 7.35 zeigt den spezifischen Kraftstoffverbrauch, den spezifischen CO<sub>2</sub>-Ausstoß sowie den Start der Verbrennung. Der spezifische Kraftstoffverbrauch durch Abmagerung sinkt im Vergleich zu Fall (a) auf 325 – 390 g/kWh und liegt damit annähernd auf dem Niveau des ungedrosselten Motors. Der spezifisch CO<sub>2</sub>-Ausstoß sinkt im Vergleich zu Fall (a) im Schnitt um 136 g/kWh. Dieser Unterschied ist durch den geringeren Kraftstoffverbrauch zu erklären. Der Start der Verbrennung liegt im Bereich des ZOT um ca. 15°KW früher als bei Fall (a).

Das Ergebnis der schnellen Messdatenerfassung bei 8000 U/min und einer Motorleistung von 1,8 kW ist in Abbildung 7.36 dargestellt. Der Einlassdruckverlauf und der Auslassdruck bleiben durch diese Art der Drosselung annähernd unverändert.

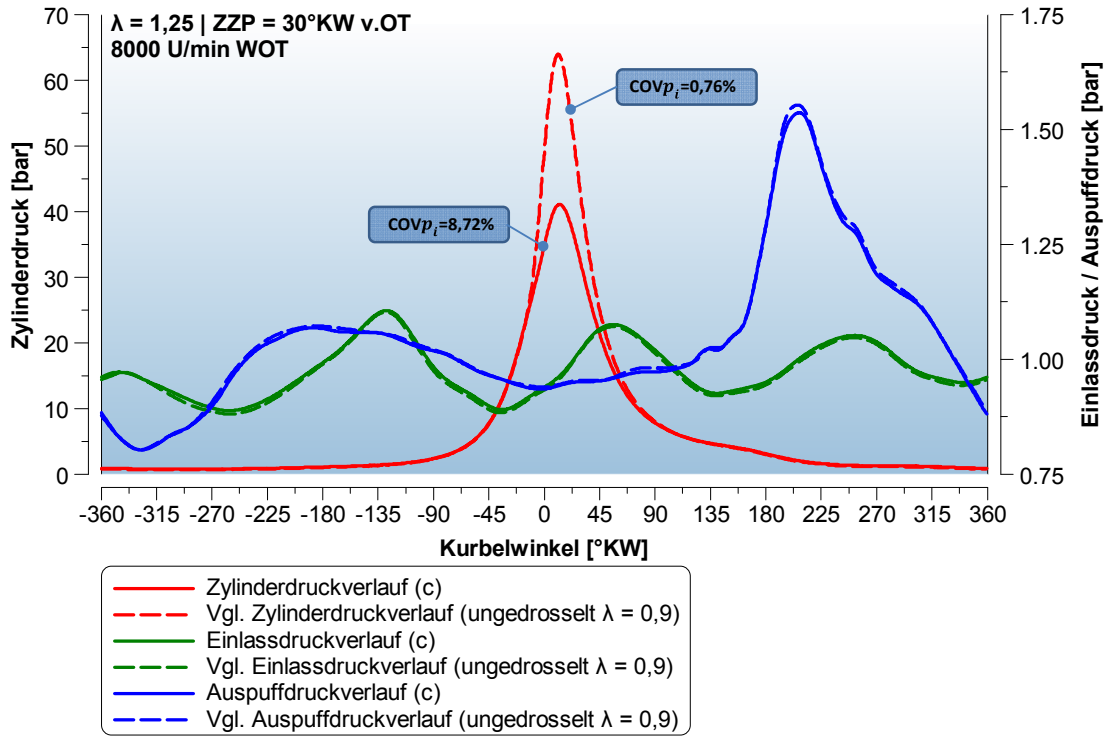


Abbildung 7.36 Einlass-, Zylinder- und Auspuffdruckverlauf bei 8000 U/min,  $\lambda=1,25$  und  $ZZP=30^\circ KW$  vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=0,9$

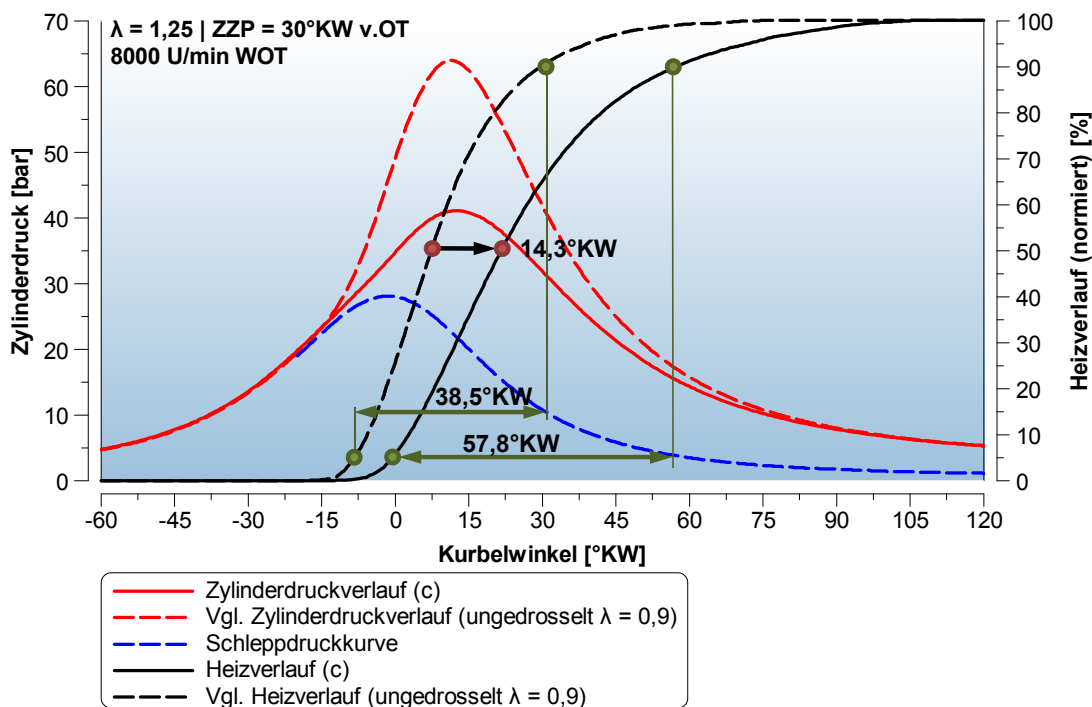


Abbildung 7.37 Zylinderdruckverlauf und normierter Heizverlauf bei 8000 U/min,  $\lambda=1,25$  und  $ZZP=30^\circ KW$  vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=0,9$

Abbildung 7.37 zeigt den Zylinderdruckverlauf und den integralen Heizverlauf. Durch die Leistungs-drosselung verschiebt sich der Verbrennungsschwerpunkt um  $14,3^\circ KW$  auf  $21,8^\circ KW$  nach OT. Die Verbrennungsdauer erhöht sich von  $38,5^\circ KW$  auf  $57,8^\circ KW$ .



## 7.5.4 Leistungsdrosselung durch Abgasrückführung

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen zur Leistungsdrosselung mit AGR besprochen.

In diesem Kapitel werden folgende unterschiedliche Konzepte der AGR behandelt:

Fall (d): Leistungsdrosselung durch AGR bei  $\lambda=0,9$

Fall (e): Leistungsdrosselung durch AGR bei  $\lambda=1,0$

Fall (f): Leistungsdrosselung durch gekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$

Fall (g): Leistungsdrosselung durch AGR bei  $\lambda=0,9$  mit optimiertem ZZP

Fall (h): Leistungsdrosselung durch AGR bei  $\lambda=1,0$  mit optimiertem ZZP

## 7.5.5 Bestimmung der AGR-Rate

Die AGR-Rate wird auf die gesamte Zylinderladung bezogen. Die Zylinderladung  $m$  besteht dann nach Einlassschluss aus der Frischladung  $m_{FR}$  und der Abgasmasse  $m_{AG}$ .

$$m = m_{FR} + m_{AG} \quad (7.11)$$

Die Abgasmasse  $m_{AG}$  setzt sich aus mehreren Komponenten zusammen: aus der bei der Spülung nicht ausgeschobenen oder aus dem Auspuff rückgeströmten Restgasmasse  $m_{RG}$ , und aus den intern und extern rückgeführten Abgasmengen  $m_{AGi}$  und  $m_{AGe}$ . Der Abgasgehalt  $x_{AG}$  der Ladung wird als Anteil der Abgasmasse  $m_{AG}$  an der gesamten Zylinderladung  $m$  definiert:

$$x_{AG} = \frac{m_{AG}}{m_{FR} + m_{AG}} = \frac{m_{RG} + m_{AGi} + m_{AGe}}{m} \quad (7.12)$$

Zur Berechnung der Stoffgrößen der Zylinderladung sind die unterschiedlichen Temperaturen des internen und externen Abgasstroms zu berücksichtigen. Da die Bestimmung der einzelnen Anteile der Abgasmasse schwierig ist, müssen diese für die Erfassung der internen AGR aus der Spülung abgeschätzt werden. Die Genauigkeit hängt jedoch wieder von den verwendeten Spül- und Mischungsmodellen ab. Für externe AGR wird die AGR-Rate  $x_{AGe}$  definiert. Als AGR-Rate wird meist das Verhältnis von extern rückgeführter Abgasmenge  $m_{AGe}$  zu gesamter einströmender Ladungsmasse  $m_e$  definiert. Die einströmende Ladungsmasse setzt sich aus der Frischladung  $m_{Fr}$  und der Spülmasse  $m_{sp}$  zusammen.

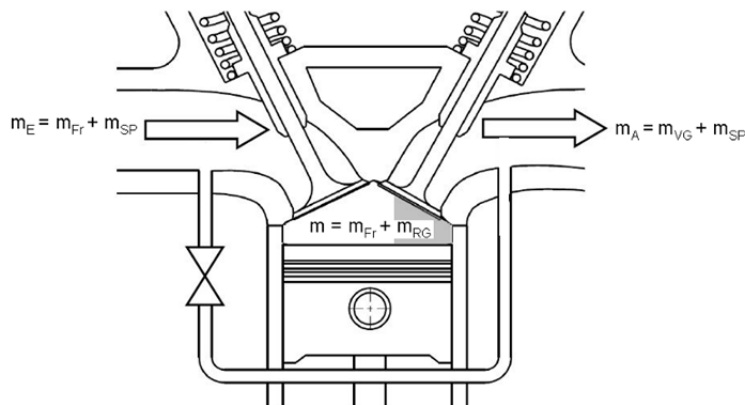


Abbildung 7.38 Massenaufteilung im Ladungswechsel ohne AGR

$$x_{AGe} = \frac{m_{AGe}}{m_e} = \frac{m_{AGe}}{m_{FR} + m_{SP} + m_{AGe}} \quad (7.13)$$

Manchmal wird die externe Abgasrückführrate aber auch auf die ausgeschobene Abgasmenge  $m_A$  oder auf die gesamte Zylinderladungsmasse  $m$  bezogen.

Die Bestimmung der Abgasrückführrate ist messtechnisch schwierig. Konventionelle Massendurchflussmesser können meist aufgrund der hohen Temperaturen und durch die Verschmutzung durch Anlagerungen von Ruß nicht eingesetzt werden. Die messtechnische Erfassung am Prüfstand erfolgt daher mittels einer  $CO_2$ -Gehaltsmessung. Zur Bestimmung der extern rückgeführten Abgasmenge  $m_{AGe}$  und der externen Abgasrückführrate  $x_{AGe}$  wird der  $CO_2$ -Gehalt im Saugrohr, im Abgas und in der Umgebungsluft bestimmt.

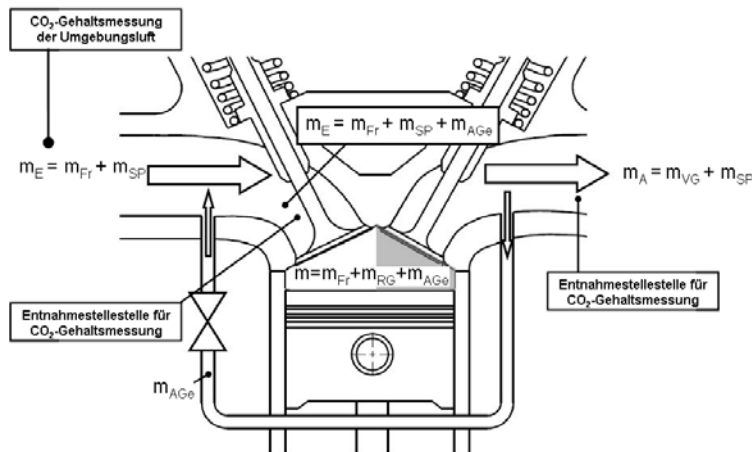


Abbildung 7.39 Bestimmung der Abgasrückführrate aus der  $CO_2$ -Messung

Nach der Messung der  $CO_2$ -Konzentrationen kann die  $CO_2$ -Massenbilanz im Saugrohr aufgestellt werden:

$$[CO_2]_A \cdot \dot{m}_{AGe} + [CO_2]_L \cdot (\dot{m}_{FR} + \dot{m}_{SP}) = [CO_2]_E \cdot (\dot{m}_{AGe} + \dot{m}_{SP} + \dot{m}_{FR}) \quad (7.14)$$

$[CO_2]_A$ ,  $[CO_2]_L$  und  $[CO_2]_E$  sind die in Prozent trocken angegebenen  $CO_2$ -Konzentrationen im Abgas, in der Umgebungsluft und im Saugrohr. Dabei bezeichnen  $\dot{m}_{FR}$ ,  $\dot{m}_{SP}$  und  $\dot{m}_{AGe}$  die Massenströme an Frischgas, Spülmasse und rückgeführtem Abgas. Nach einer Umformung erhält man für die externe Abgasrückführrate  $x_{AGe}$ :

$$x_{AGe} = \frac{1}{\frac{(\dot{m}_{FR} + \dot{m}_{SP})}{\dot{m}_{AGe}} + 1} = \frac{[CO_2]_E - [CO_2]_L}{[CO_2]_A - [CO_2]_L} \quad (7.15)$$

Der Aufwand für die Anbringung von Gasentnahmestellen am Versuchsmotor ist oft sehr aufwendig oder technisch nicht möglich. Bei kleinen Motoren führt der Volumenstrom der Entnahmepumpe zu einer Beeinflussung des Motorlaufs und dadurch zu einer Verfälschung des Messergebnisses. So wird oft darauf verzichtet und der Abgasgehalt wird nur näherungsweise bestimmt. Man nimmt dabei an, dass die Ladungsmasse  $m$  ungefähr gleich bleibt, unabhängig davon, ob Abgas rückgeführt wird oder nicht. Dies ist eine relativ einfache Methode, da hier nur die angesaugte Luftmasse gemessen wird.

Sowohl beim Betrieb mit, als auch ohne AGR, gilt:

$$m = m_{FR1} + m_{RG1} = m_{FR2} + m_{RG2} + m_{AGi} + m_{AGe} \quad (7.16)$$

Unter der Vernachlässigung der Restgasmenge  $m_{RG}$ , die mit und ohne AGR annähernd gleichbleibt wird aus Gleichung (7.12)

$$x_{AG} = \frac{m_{FR1}}{m} - \frac{m_{FR2}}{m} \quad (7.17)$$

Dies entspricht der Differenz der Spülgrade

$$\lambda_S = \frac{m_{FR}}{m} = \frac{m_{FR}}{m_{FR} + m_{SP}} \quad (7.18)$$

Der Spülgrad  $\lambda_S$  (Englisch: scavenging efficiency  $\eta_{SC}$ ) stellt ein Maß für die Reinheit der Ladung dar. Der Spülgrad ist als Quotient aus Frischladung  $m_{FR}$  und gesamter Zylindermasse  $m$  definiert und bezeichnet den Frischgasanteil der Zylindermasse.

Der Einfluss der AGR auf das Luftverhältnis und die Spitztemperatur der Zylinderladung wird für luftansaugende und gemischansaugende Motoren getrennt betrachtet.

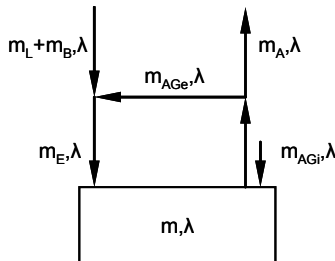


Abbildung 7.40 Schema der internen und externen AGR bei gemischansaugenden Motoren [12]

Die AGR hat bei stöchiometrischem Betrieb keinen Einfluss auf das Luftverhältnis. Das Luftverhältnis im Ansaugtrakt, im Brennraum und im Auspuff ist identisch. [12]

Diese Methode zur Bestimmung der AGR-Rate führt jedoch nur im Fall von gekühltem AGR zu brauchbaren Ergebnissen. Die zu erwartende Temperaturerhöhung der angesaugten Luft, die durch ungekühltes rückgeführtes Abgas entsteht, führt zu einer Reduzierung der angesaugten Luftmasse. Bei dieser Berechnungsmethode führt diese Luftmassenreduktion durch Temperaturerhöhung zu einer erhöhten Abgasrückführrate.

Im Fall der ungekühlten AGR muss daher eine andere Definition der Rate gefunden werden, da der Temperatureinfluss berücksichtigt werden sollte. Hierfür wurde angenommen, dass das in den Brennraum angesaugte Volumen mit und ohne AGR gleich bleibt. Für die Berechnung der AGR-Rate wurden daher die Temperaturen und Drücke im Einlasssystem gemessen. Mithilfe dieser Größen und der idealen Gasgleichung wurde das Ansaugluftvolumen bestimmt. Durch die Reduktion des Ansaugluftvolumens konnte der AGR-Volumenstrom bestimmt werden.

$$V_{AG,e} = V_{Luft,1} - V_{Luft,2} \quad (7.19)$$

$V_{Luft,1}$	Angesaugtes Luftvolumen ohne AGR	[m <sup>3</sup> /h]
$V_{Luft,2}$	Angesaugtes Luftvolumen mit AGR	[m <sup>3</sup> /h]
$V_{AG,e}$	AGR-Volumenstrom	[m <sup>3</sup> /h]

Mit Hilfe dieser Volumenströme, der Temperatur und dem Druck des rückgeführten Abgases kann die rückgeführte Abgasmasse berechnet werden. In der Formel (7.21) ist dargestellt, wie aus den gemessenen Größen die AGR-Rate berechnet wird.

$$m_{AG,e} = \frac{p_{EXP} \cdot V_{AG,e}}{R_{AG} \cdot T_{EGR,2}} \quad (7.20)$$

$$x_{AG} = \frac{\left( \frac{m_{Luft,1} \cdot T_{IP,1}}{p_{IP,1}} - \frac{m_{Luft,2} \cdot T_{IP,2}}{p_{IP,2}} \right) \cdot \frac{R_{Luft} \cdot p_{EXP}}{R_{AG} \cdot T_{EGR,2}}}{m_{Luft,1}} \quad (7.21)$$

$m_{Luft,1}$	Angesaugte Luftmasse ohne AGR	[kg/h]
$m_{Luft,2}$	Angesaugte Luftmasse mit AGR	[kg/h]
$R_{Luft}$	spezifische Gaskonstante für trockenen Luft	[J/kgK]
$R_{AG}$	spezifische Gaskonstante für das Abgas	[J/kgK]
$T_{IP,1}$	Ansauglufttemperatur nach der AGR-Einleitung ohne AGR	[K]
$T_{IP,2}$	Ansauglufttemperatur nach der AGR- Einleitung mit AGR	[K]
$T_{EGR,2}$	AGR-Temperatur vor der AGR- Einleitung	[K]
$p_{IP,1}$	Ansaugluftdruck ohne AGR	[Pa]
$p_{IP,2}$	Ansaugluftdruck mit AGR	[Pa]
$p_{EXP}$	AGR-Druck	[Pa]

Die spezifische Gaskonstante für das Abgas errechnet sich aus der Zusammensetzung des Verbrennungsgases und den spezifischen Gaskonstanten der Abgaskomponenten. Näherungsweise wurde hierfür die Zusammensetzung des Verbrennungsgases bei chemischen Gleichgewicht (Abbildung 2.4) gewählt.

$$R_{AG} = \sum_{i=0}^n \mu_i \cdot R_i \quad (7.22)$$

Die Positionen der Messstellen sind im Kapitel 7.1.3 Langsame Messdaten dargestellt.

### 7.5.6 Leistungsdrosselung durch Abgasrückführung bei $\lambda=0,9$ - Fall (d) -

Die Auswirkungen der ungekühlten AGR bei einem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=0,9$  auf die Motorleistung, ist in Abbildung 7.41 in einem Volllastkennfeld dargestellt.

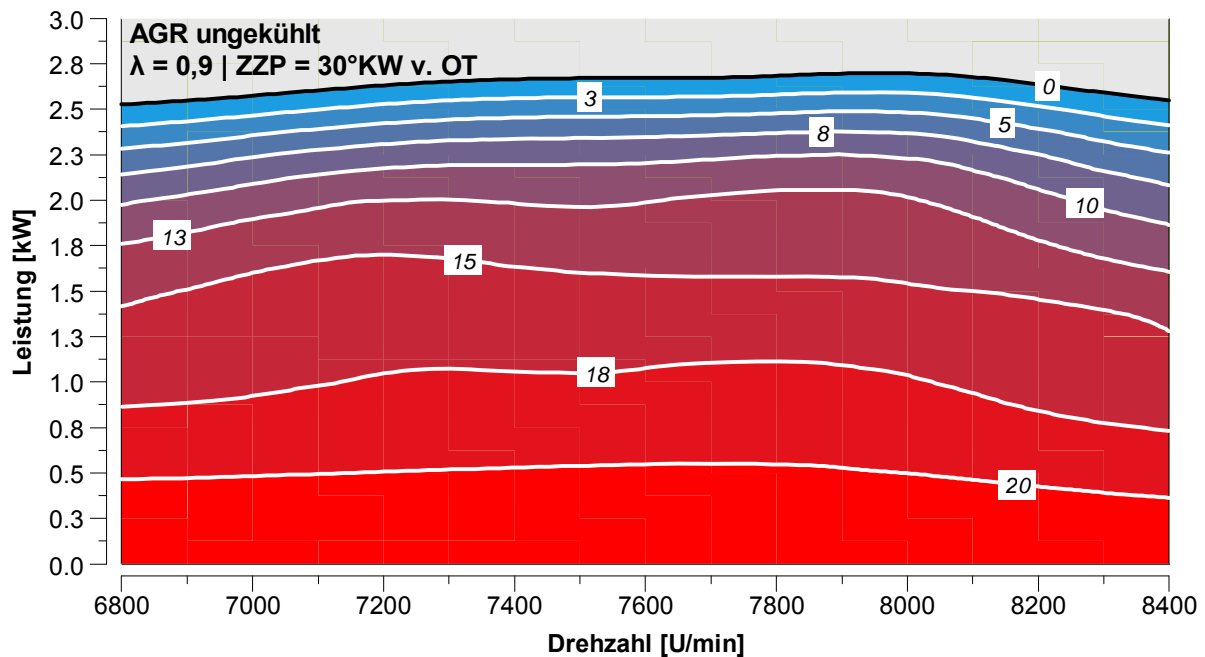


Abbildung 7.41 Motorleistungskennfeld bei unterschiedlichen AGR-Raten mit konstantem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=0,9$  und konstantem Zündzeitpunkt  $ZYP=30^\circ KW$  vor OT

Die ISO-Linien im Volllastkennfeld entsprechen hier der Volllastleistung bei konstanter AGR-Rate bei einem ZVP von 30°KW vor OT. Das Volllastkennfeld zeigt, dass der Motor mit AGR-Raten von bis zu 20% betrieben werden konnte. Bei hohen AGR-Raten nehmen aber die zyklischen Schwankungen des indizierten Mitteldrucks ( $COVp_i$ ) zu. Beim ungedrosselten Motor beträgt der  $COVp_i$  nur 1%. Bei einer AGR-Rate von 10% beträgt der  $COVp_i$  bereits 5,6% und bei 20% AGR beträgt der  $COVp_i$  bereits 14,5%. Trotz der zunehmenden zyklischen Schwankungen bei höheren AGR-Raten kommt es zu keiner Zunahme von Zündungsaussetzen. Für die angestrebten 1,8 kW ist je nach Motordrehzahl eine AGR-Rate von ungefähr 14% notwendig.

Abbildung 7.42 zeigt die AGR-Rate, die für 1,8 kW erforderlich ist. Die Temperatur der AGR an der Einleitposition im Ansaugtrakt beträgt in etwa 150°C, die AGR führt aber nur zu einer Zunahme der Ansauglufttemperatur von ca. 7°C im Vergleich zu Fall (a). Durch die AGR sinkt die Abgastemperatur im Vergleich zu Fall (a) um ca. 175°C. Der Temperaturabfall kommt durch die vergleichsweise frühere Verbrennung zustande. Die Abgastemperatur ist mit der von Fall (c) zu vergleichen.

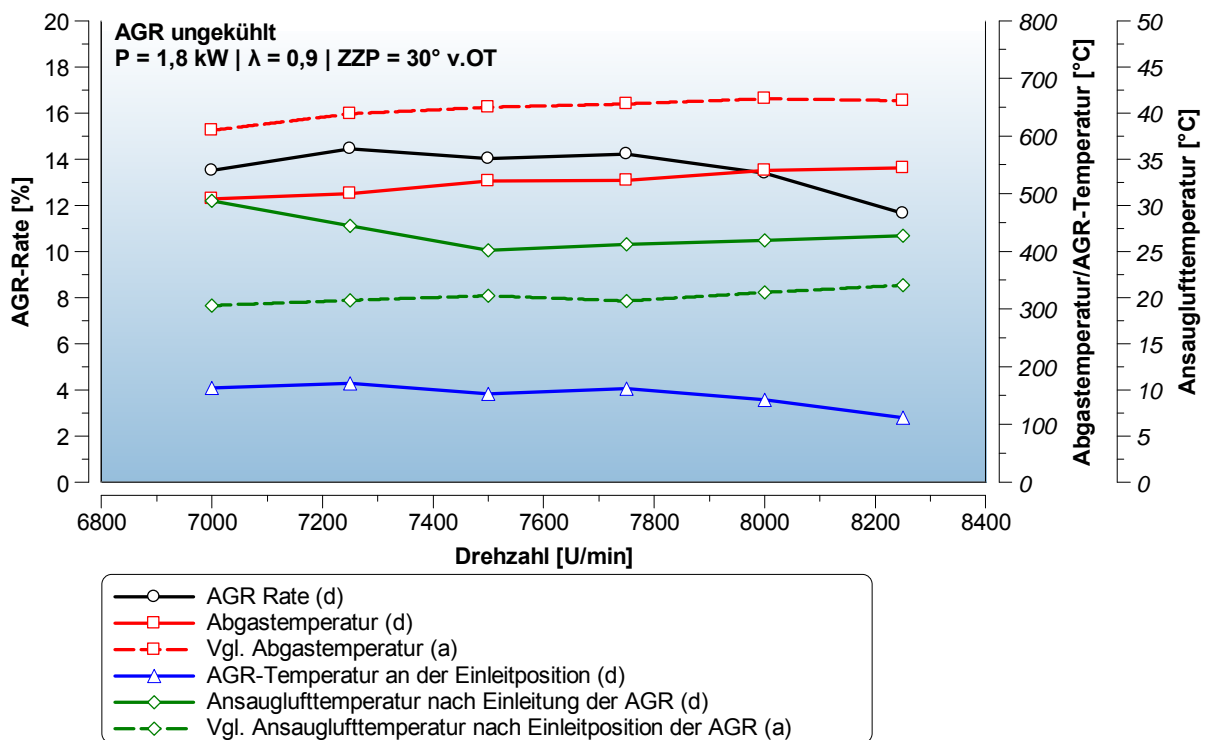


Abbildung 7.42 AGR-Rate, Einlass- und Auslasstemperatur sowie AGR-Temperatur für eine konstante Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$  und konstantem ZVP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a)

Abbildung 7.43 zeigt die spezifischen Emissionen bei konstant 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$  und einem ZVP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a). Der Emissionsausstoß aller Abgaskomponenten liegt unter den Werten von Fall (a). Die spezifischen CO-Emissionen sinken im Schnitt um 21% auf 150 – 190 g/kWh und liegen damit nur in etwa 15% über dem Emissionsausstoß des ungedrosselten Motors bei  $\lambda=0,9$ . Die spezifischen HC-Emissionen sinken im Vergleich zu Fall (a) um ca. 35% auf 16,2 g/kWh und liegen auf dem Niveau des ungedrosselten Motors bei  $\lambda=0,9$ . Die NO<sub>x</sub>-Emissionen liegen unter 2 g/kWh.

Wird zur Abgasnachbehandlung ein Sekundärluftsystem mit Oxidationskatalysator eingesetzt, kann ein niedriger Emissionsausstoß von HC, CO und NO<sub>x</sub> erreicht werden. Der Sekundärluftbedarf für die Konvertierung von HC und CO liegt aber deutlich unter dem Sekundärluftbedarf von Fall (a).

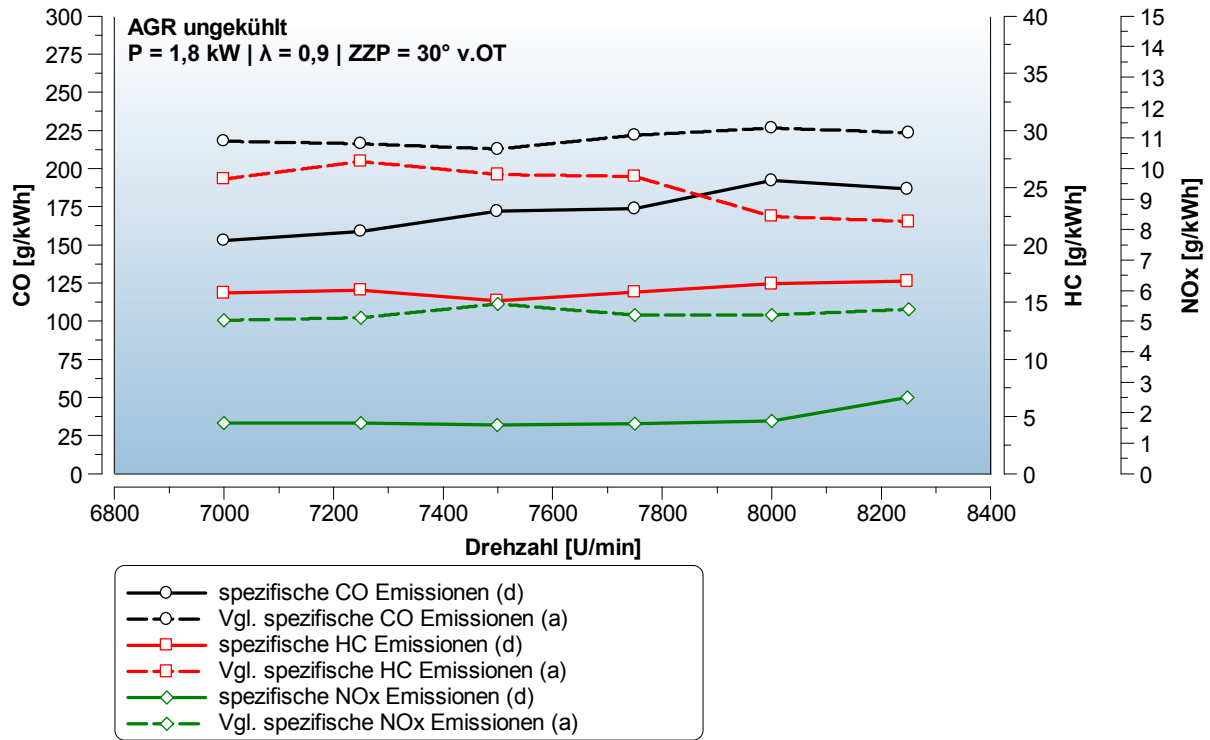


Abbildung 7.43 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$  und konstantem ZKP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a)

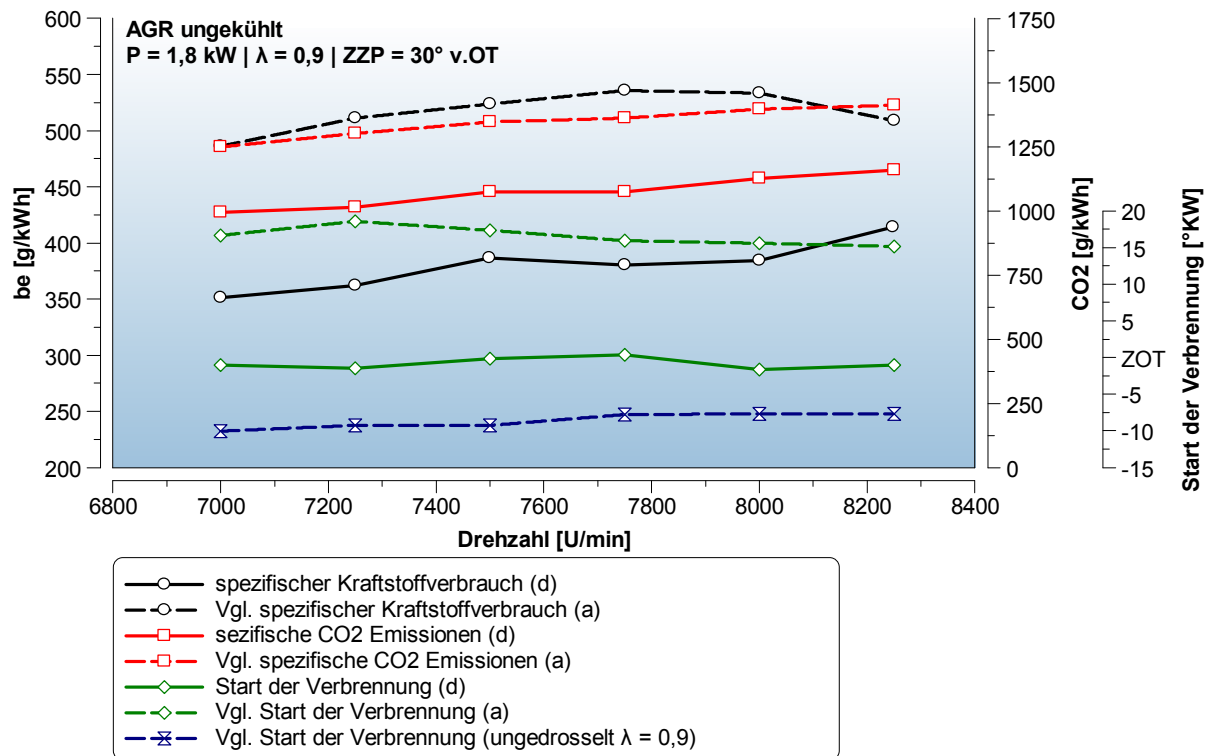


Abbildung 7.44 Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO<sub>2</sub>-Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$  und konstantem ZKP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a)

Abbildung 7.44 zeigt den Vorteil des geringeren spezifischen Kraftstoffverbrauch der durch ein einfaches System der AGR erzielt werden kann. Im Vergleich zu Fall (a) reduziert sich der spezifische Kraftstoffverbrauch um 24%. Durch den geringeren Kraftstoffverbrauch wird auch der CO<sub>2</sub>-Ausstoß reduziert. Der Start der Verbrennung liegt vor dem ZOT um ca. 19°KW früher als bei Fall (a).

Das Ergebnis der schnellen Messdatenerfassung ist in Abbildung 7.45 dargestellt. Hier ist ein deutlicher Unterschied im Einlass- und Auslassdruckverlauf im Vergleich zu den bisher besprochenen Drosselungsmethoden zu erkennen. Durch die direkte Verbindung zwischen der Einlass- und der Auslassseite beeinflussen sich der Einlasskanal und der Auslasskanal gegenseitig. Bei 120°KW nach OT öffnet das Auslassventil und Abgas strömt in den Auslasskanal. Durch die Verbindung mit der Einlassseite kommt es zu einem Druckanstieg im Einlass und zu einem Druckverlust im Auslasskanal. Im Vergleich zu Fall (a) sinkt der Spitzendruck im Auslass um 170 mbar, das Gesamtdruckniveau um 35 mbar. Es kommt zu einem Abgasmassentransport vom Auslass in Richtung Einlass. Im Bereich des geöffneten Einlassventils (400°KW bis 145°KW vor ZOT) kommt es zu einer starken Zunahme des AGR-Massenstromes in den Einlass. Der Unterdruck im Einlass führt zu einer Druckminderung im Auslass, der sich vor allem im Bereich zwischen 270°KW bis Einlassschluss auswirkt. Das niedrigere Gesamtdruckniveau und die stärker ausgeprägte Unterdruckwelle im Auslasskanal kann sich positiv auf den Sekundärluftmassenstrom auswirken.

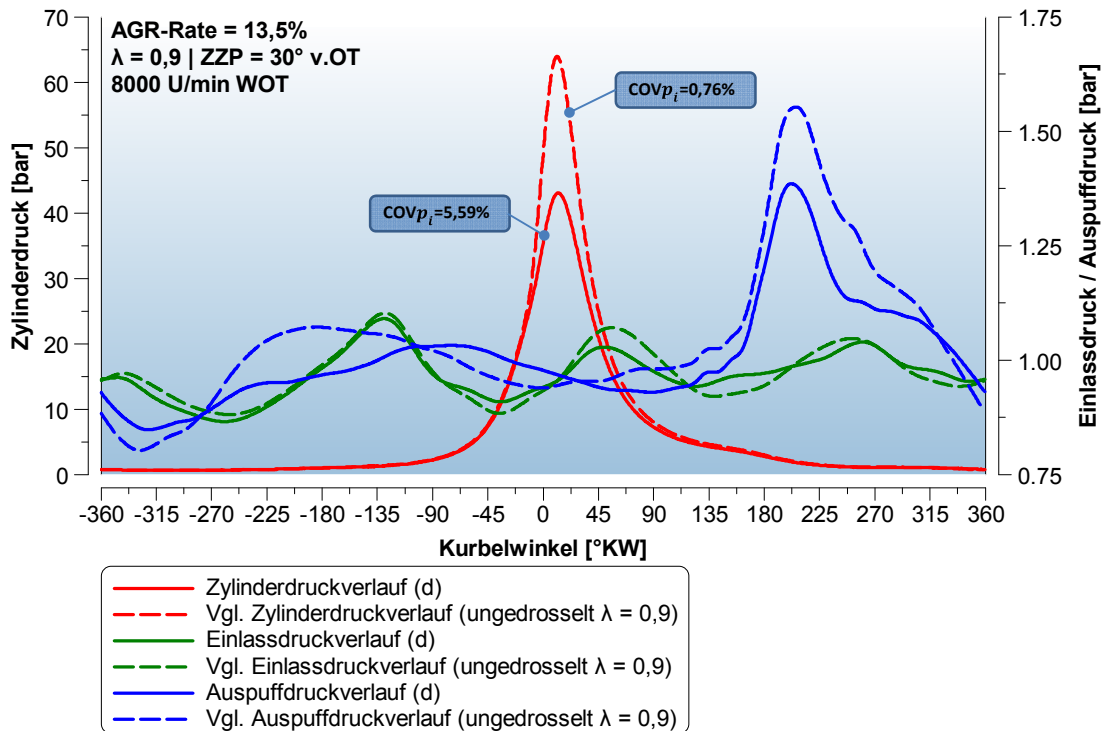


Abbildung 7.45 Einlass-, Zylinder- und Auspuffdruckverlauf bei 8000 U/min mit ungekühlter AGR, AGR-Rate=13,5%,  $\lambda=0,9$  und ZZP=30°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=0,9$

Abbildung 7.46 zeigt, dass sich bei der Leistungs-drosselung durch AGR der Verbrennungsschwerpunkt um nur 10°KW auf 17,5°KW nach OT verschiebt, was ebenfalls auf einen höheren Wirkungsgrad der Verbrennung hindeutet. Mit dem Verbrennungsschwerpunkt verbessert sich auch die Verbrennungsdauer im Vergleich zu Fall (a).



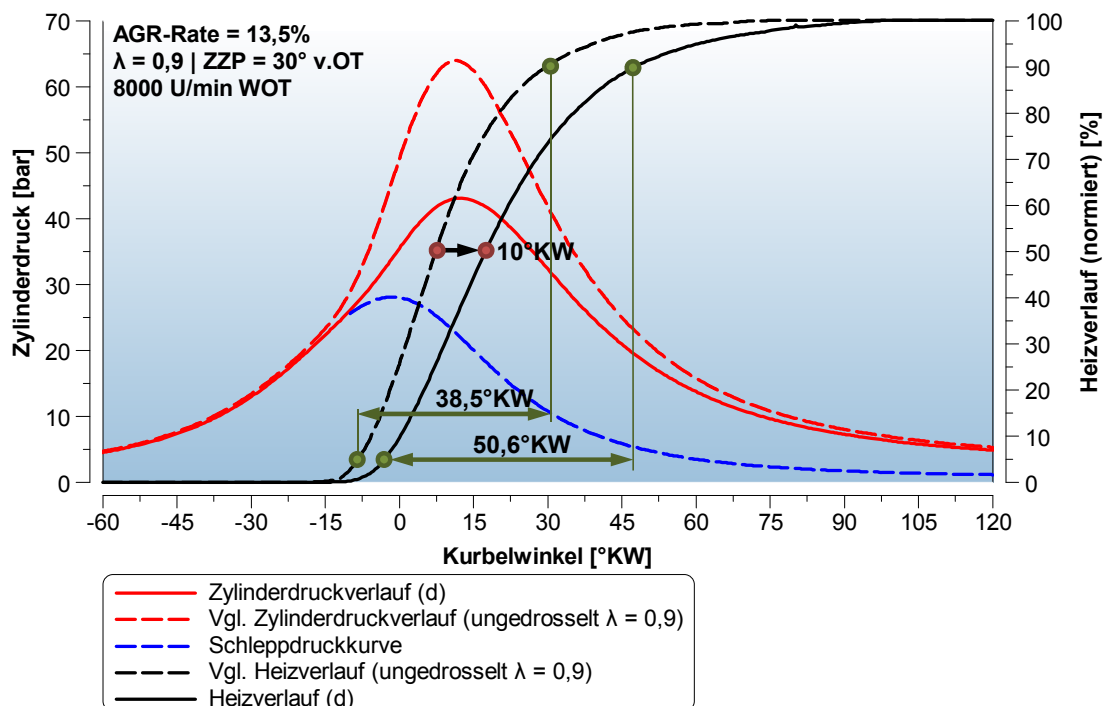


Abbildung 7.46 Zyylinderdruckverlauf und normierter Heizverlauf bei 8000 U/min mit ungekühlter AGR, AGR-Rate=13,5%,  $\lambda=0,9$  und ZZP=30°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=0,9$

### 7.5.7 Leistungsdrosselung durch Abgasrückführung bei $\lambda=1,0$ - Fall (e) -

Die Auswirkungen, die eine ungekühlte AGR bei einem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=1,0$  auf die Motorleistung hat, sind in Abbildung 7.47 in einem Volllastkennfeld dargestellt.

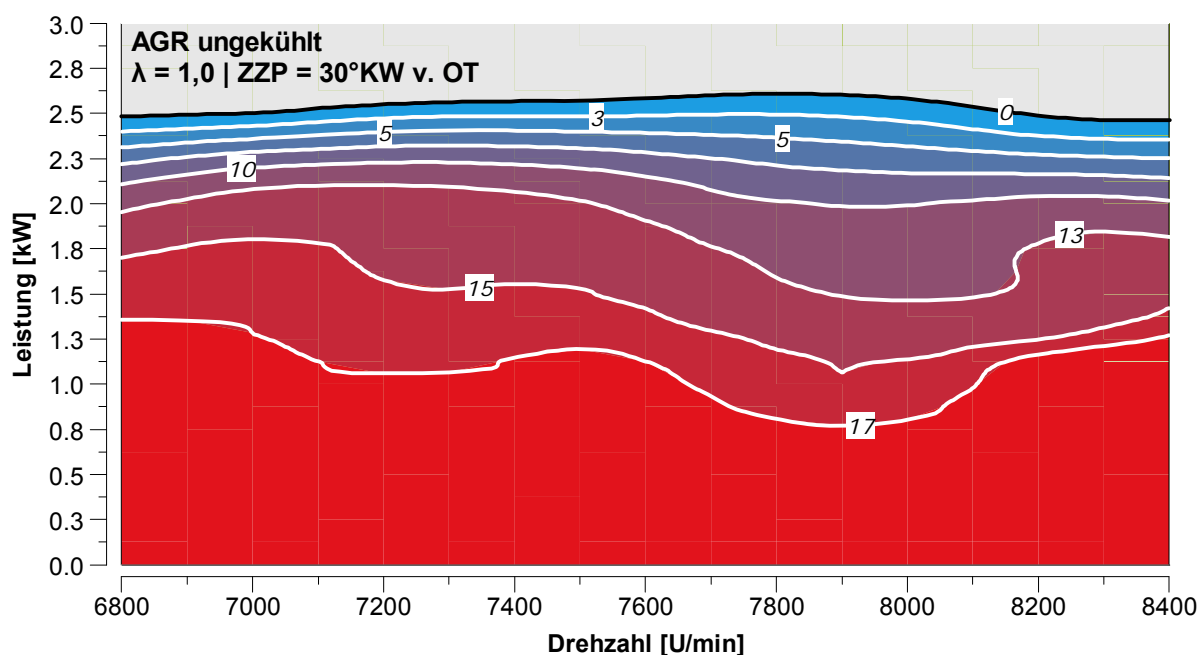


Abbildung 7.47 Motorleistungskennfeld bei unterschiedlichen AGR Raten mit konstantem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=1,0$  und konstantem Zündzeitpunkt ZZP=30°KW vor OT

Die ISO-Linien im Volllastkennfeld entsprechen hier der Volllastleistung bei konstanter AGR-Rate, einem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=1,0$  und einem ZZP von  $30^\circ\text{KW}$  vor OT. Bei  $\lambda=1,0$  kommt es, wie schon bei der Untersuchung mit  $\lambda=0,9$  zu einer Zunahme des  $\text{COV}_{p_i}$  mit steigender AGR-Rate. Im Fall der AGR bei  $\lambda=1,0$  und konstanter Vorzündung von  $30^\circ\text{KW}$  vor OT kommt es jedoch bei höheren AGR-Raten zu Zündaussetzern. Die Aussetzerhäufigkeit nimmt bei AGR-Raten größer 17% derart zu, dass der Motor nicht sinnvoll mit höheren AGR-Raten betrieben werden konnte.

Abbildung 7.48 zeigt, dass für die angestrebten 1,8 kW je nach Motordrehzahl eine AGR-Rate von ungefähr 12% notwendig ist. Bei der hier dargestellten AGR-Rate sind noch keine Zündaussetzer aufgetreten. Die Temperaturen der AGR an der Einleitposition im Ansaugtrakt und der Ansaugluft mit AGR entsprechen den Temperaturen von Fall (d). Durch die AGR kommt es auch im Fall (e) zu einer Abnahme der Abgastemperatur, diese liegt aber durchschnittlich 30% über der Abgastemperatur von Fall (c) und ist mit der von Fall (d) zu vergleichen.

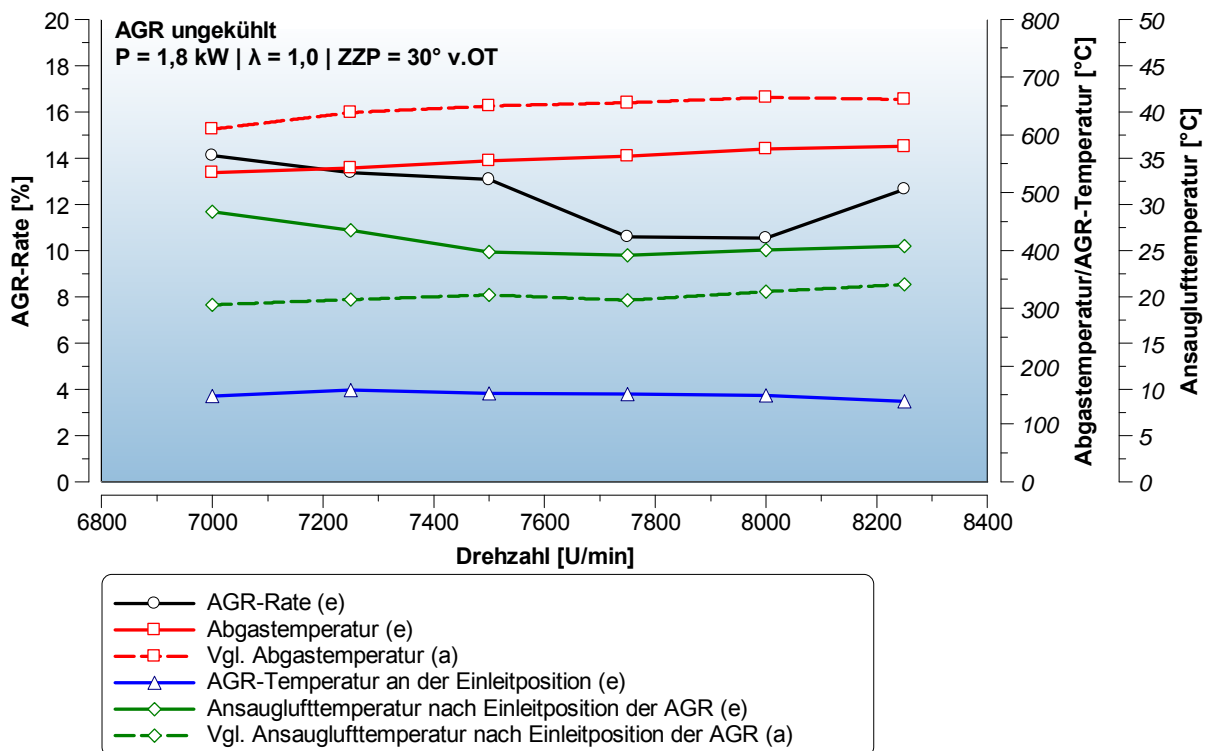
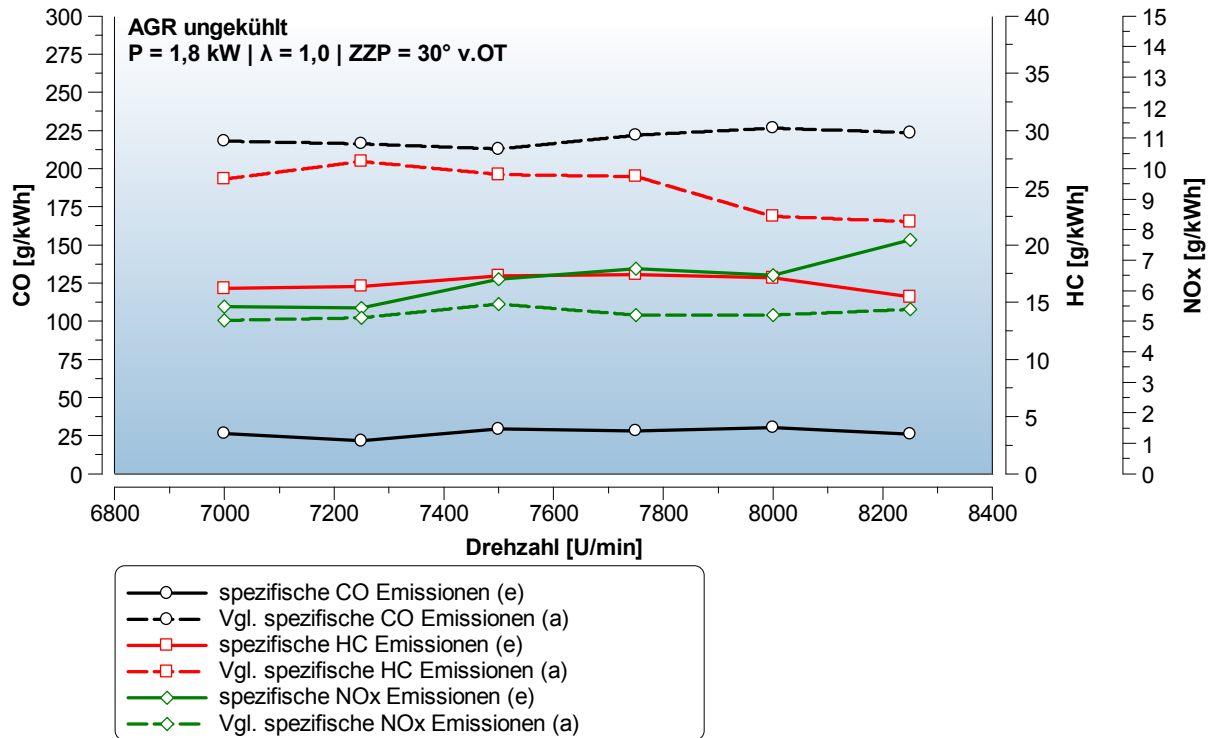


Abbildung 7.48 AGR-Rate, Einlass- und Auslasstemperatur sowie AGR-Temperatur für eine konstante Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=1,0$  und konstantem ZZP von  $30^\circ\text{KW}$  vor OT im Vergleich zu Fall (a)



**Abbildung 7.49** Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=1,0$  und konstantem ZKP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a)

Abbildung 7.49 zeigt den Unterschied der spezifischen Emissionen bei 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=1,0$  und einem ZKP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a). Die CO-Emissionen liegen mit ca. 27 g/kWh deutlich unter denen von Fall (a) und sind vergleichbar mit Fall (b). Der HC-Emissionsausstoß bleibt im Vergleich zu AGR bei  $\lambda=0,9$  (d) unverändert und liegt ca. 33% unter den Werten von Fall (a). Bei der Leistungsdroselelung durch die AGR bei  $\lambda=1,0$  kommt es zu einem leichten Anstieg der NOx-Emissionen, wobei der Emissionsausstoß mit durchschnittlich 6,3 g/kWh rund 21% über dem Wert von Fall (a) liegt.

Im Unterschied zur Leistungsdroselelung mit AGR bei  $\lambda=0,9$  kann bei  $\lambda=1,0$  auf eine Sekundärluftzufuhr zur Abgasnachbehandlung verzichtet werden, da es bereits bei  $\lambda=1,0$  zu einer guten Konvertierung von HC und CO im Katalysator kommt. Da bei einem stöchiometrisch betriebenen Motor auf ein Sekundärluftsystem verzichtet werden kann, kommt es zu keiner Sauerstoffanreicherung des Abgases und NOx kann im Katalysator reduziert werden.

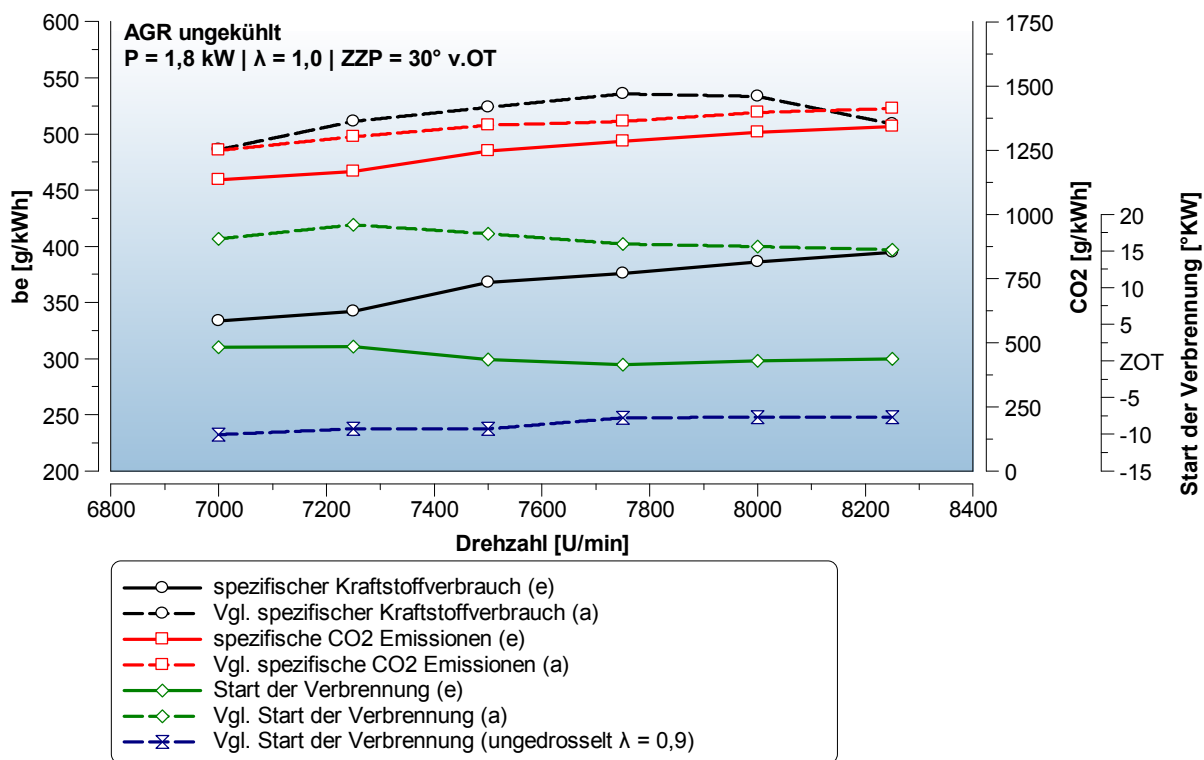


Abbildung 7.50 Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO<sub>2</sub>-Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=1,0$  und konstantem ZPP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a)

Abbildung 7.50 zeigt den Vorteil, den die Leistungsrosselung durch AGR bei  $\lambda=1,0$  auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch im Vergleich zu Fall (a) hat. Der spezifische Kraftstoffverbrauch ist um 27% niedriger als im Fall (a) und es werden fast die Werte der Leistungsrosselung durch Abmagerung (Fall (c)) erreicht. Durch den geringeren Kraftstoffverbrauch liegt auch der CO<sub>2</sub>-Ausstoß unter dem von Fall (a), jedoch über dem von Fall (c). Der Start der Verbrennung liegt in der Nähe des ZOT und um ca. 15°KW früher als bei Fall (a).

In Abbildung 7.51 ist derselbe Effekt wie bei Fall (d) zu erkennen. Da es auch hier durch die AGR zu einem reduzierten Auspuffspitzendruck kommt und der Auspuffdruck die Einlassseite beeinflusst.

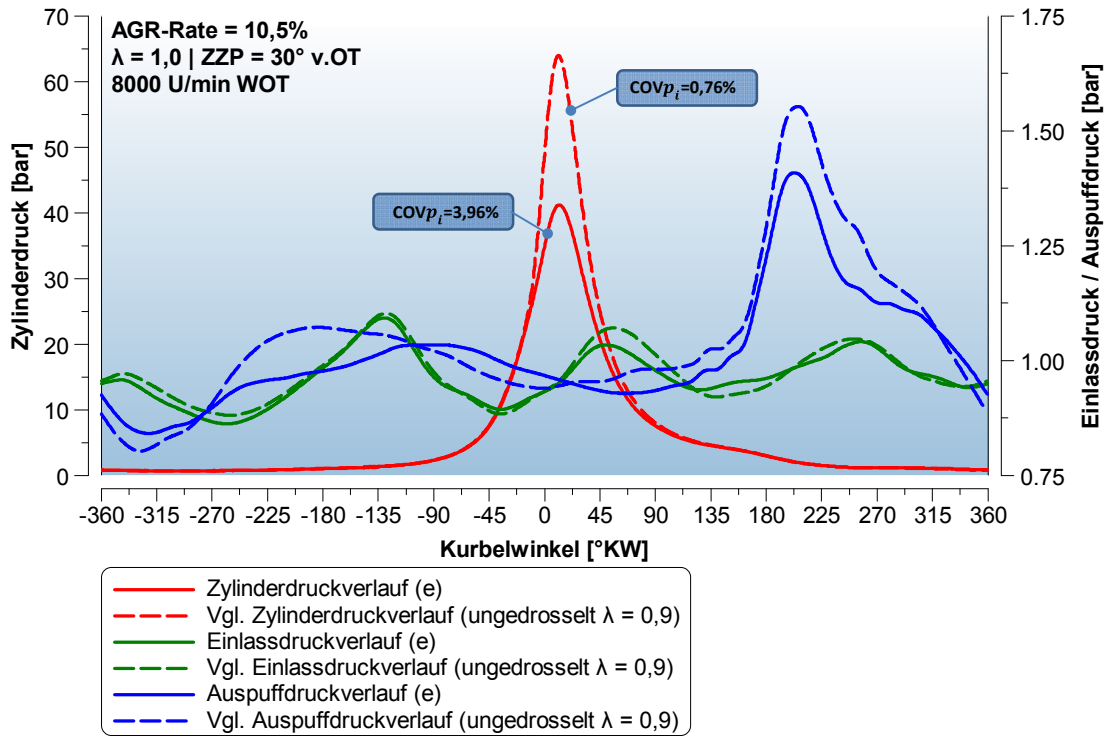


Abbildung 7.51 Einlass-, Zylinder- und Auspuffdruckverlauf bei 8000 U/min mit ungekühlter AGR, AGR-Rate=10,5%,  $\lambda=1,0$  und ZZZP=30°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=0,9$

Abbildung 7.52 zeigt, dass sich bei der Leistungsrosselung durch die AGR mit  $\lambda=0,9$  der Verbrennungsschwerpunkt um 13,5°KW auf 21°KW nach OT verschiebt. Die Verbrennungsdauer erhöht sich von 38,5°KW auf 59°KW.

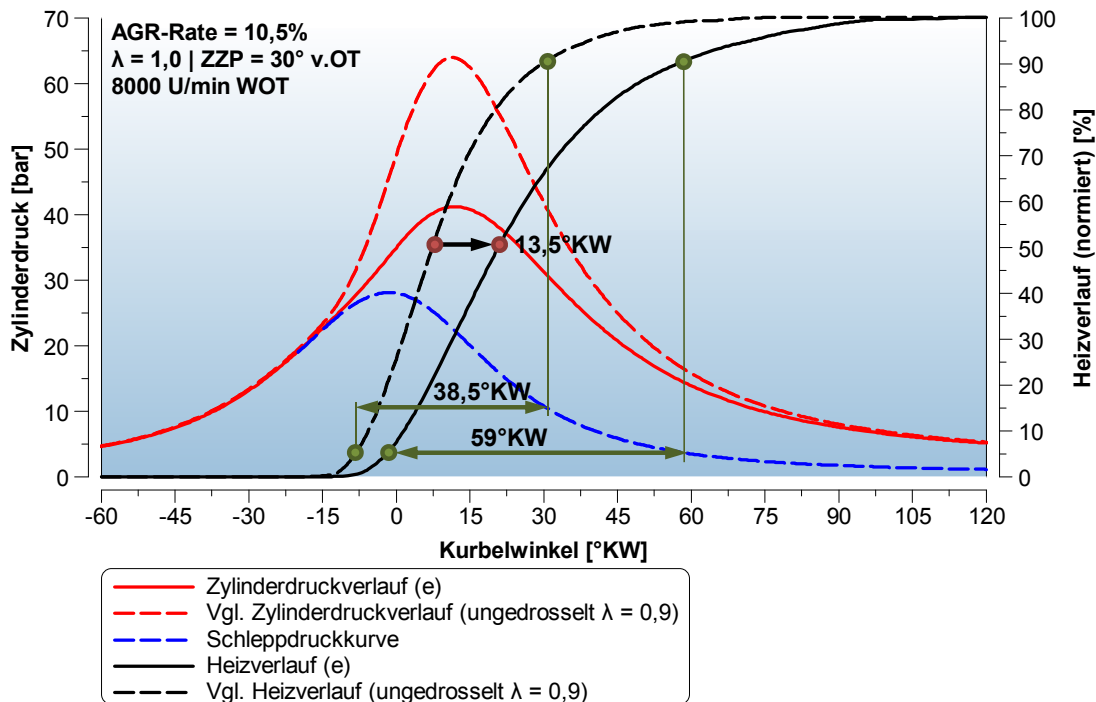


Abbildung 7.52 Zylinderdruckverlauf und normierter Heizverlauf bei 8000 U/min mit ungekühlter AGR, AGR-Rate=10,5%,  $\lambda=1,0$  und ZZZP=30°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=0,9$

### 7.5.8 Leistungsdrosselung durch gekühlte Abgasrückführung bei $\lambda=0,9$ - Fall (f) -

Da in der Automobilindustrie AGR fast ausschließlich in Kombination mit einem AGR-Kühler eingesetzt wird, soll auch hier der Einfluss der gekühlten AGR auf das Betriebsverhalten des kleinvolumigen Motors untersucht werden. Die Auswirkungen der gekühlten AGR bei einem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=0,9$  und einem ZZP von  $30^\circ\text{KW}$  vor OT auf die Vollastmotorleistung sind in Abbildung 7.53 dargestellt.

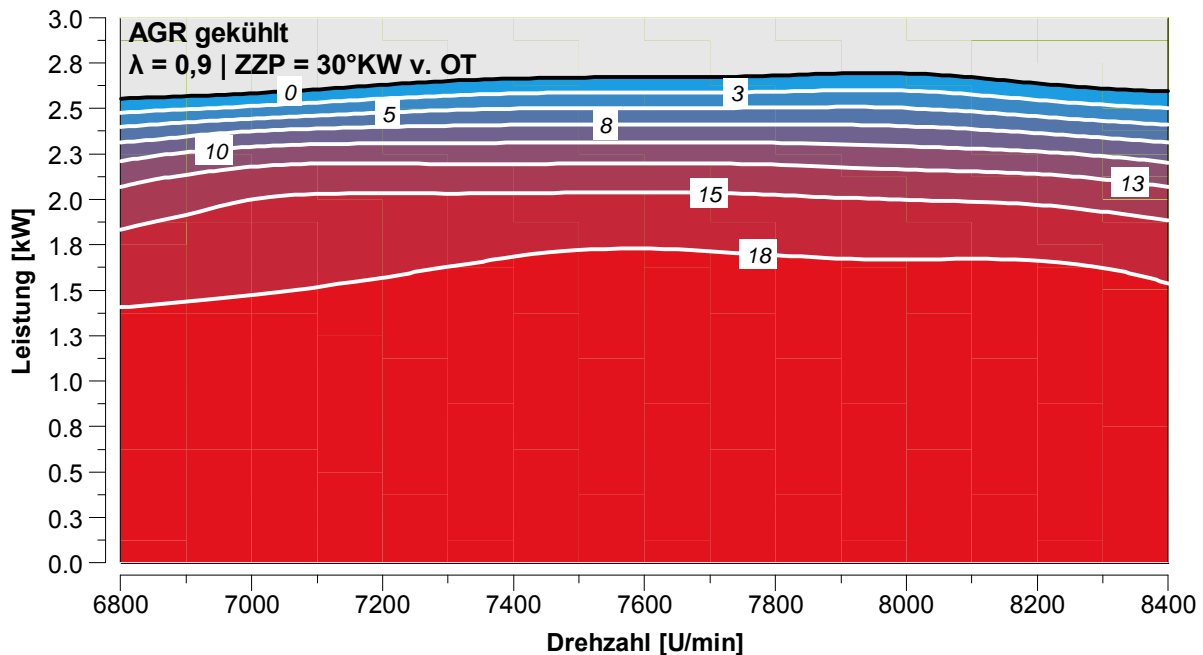


Abbildung 7.53 Motorleistungskennfeld mit gekühlter AGR bei unterschiedlichen AGR-Raten bei konstantem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=0,9$  und konstantem Zündzeitpunkt  $\text{ZZP}=30^\circ\text{KW}$  vor OT

Das Vollastkennfeld zeigt, dass der Motor mit gekühlter AGR, im Vergleich zur ungekühlten AGR, auch noch bei hohen Raten eine relativ hohe Motorleistung hat. Für die Leistungsreduktion auf 1,8 kW ist daher bereits eine AGR-Rate von über 16% notwendig.

Abbildung 7.54 zeigt, dass die Abgastemperatur der AGR an der Einleitposition im Ansaugtrakt durch den AGR-Kühler auf durchschnittlich  $75^\circ\text{C}$  gesenkt werden konnte. Die Ansauglufttemperatur steigt nach der Mischung mit dem gekühlten Abgas im Vergleich zu Fall (a) ohne AGR nur geringfügig an. Die Abgastemperatur im Auslass beträgt bei der Leistungsdrosselung durch gekühlte AGR  $150^\circ\text{C}$  weniger als bei Fall (a).

Abbildung 7.55 zeigt den unterschiedlichen AGR-Bedarf für die angestrebten 1,8 kW durch gekühlte und ungekühlte AGR. Für dieselbe Leistungsreduktion ist bei gekühlter AGR eine höhere AGR-Rate notwendig als bei ungekühlter AGR. Die gekühlte AGR führt im Unterschied zur ungekühlten zu einer geringeren Aufheizung der Ansauglufttemperatur. Die niedrigere Ansauglufttemperatur hat zur Folge, dass bei gleichem Volumenstrom mehr Masse in den Zylinder eingebracht wird und für dieselbe Leistungsreduktion die AGR-Rate angehoben werden muss.

Die Abgastemperatur durch gekühlte AGR liegt auf dem Niveau, das auch mit ungekühlter AGR erreicht wird.

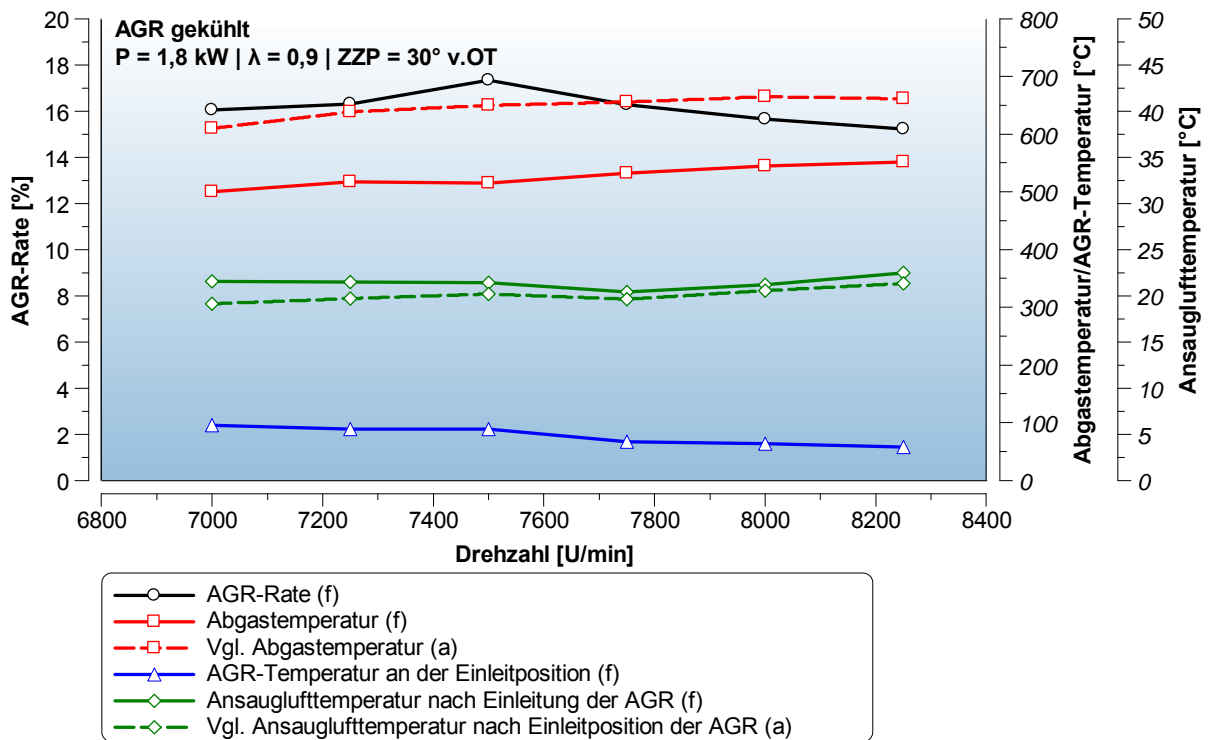


Abbildung 7.54 AGR-Rate, Einlass- und Auslasstemperatur sowie AGR-Temperatur für eine konstante Motorleistung von 1,8 kW durch gekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$  und konstantem ZZZP von  $30^\circ\text{KW}$  vor OT im Vergleich zu Fall (a)

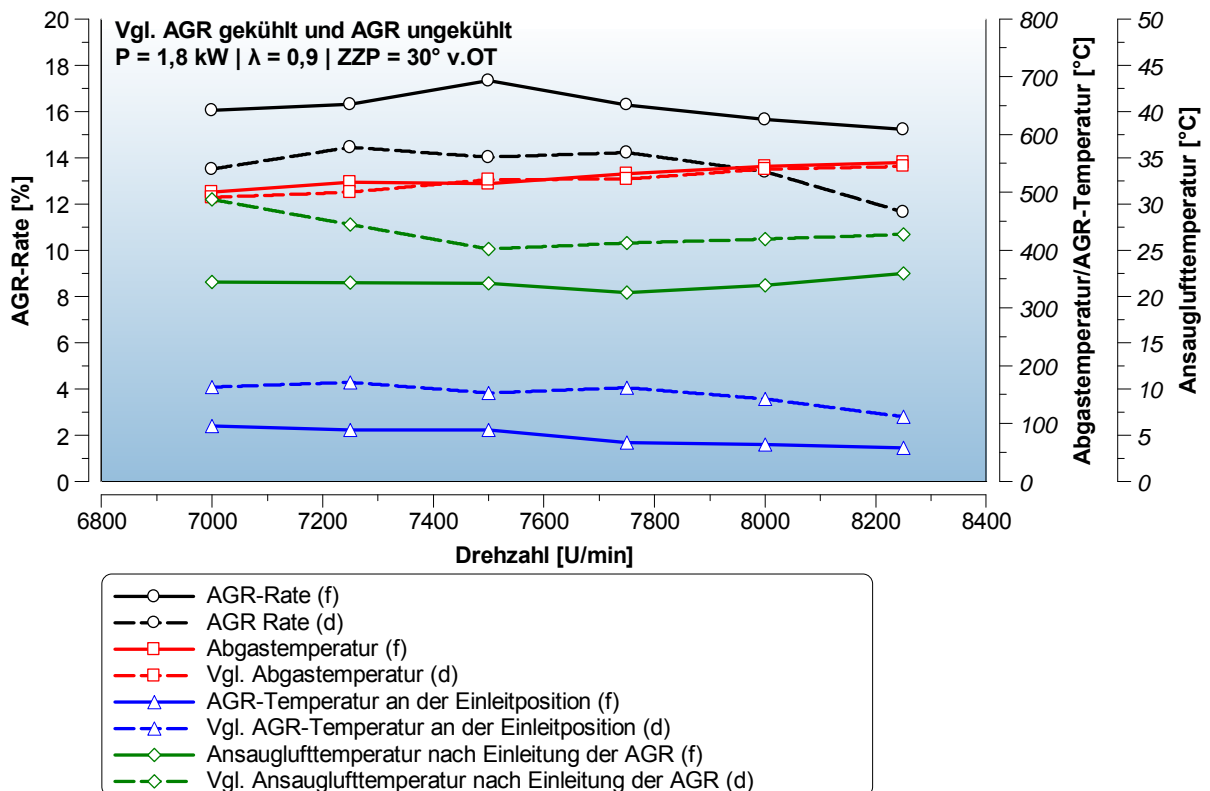


Abbildung 7.55 AGR-Rate, Einlass- und Auslasstemperatur sowie AGR-Temperatur für eine konstante Motorleistung von 1,8 kW durch gekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$  und konstantem ZZZP von  $30^\circ\text{KW}$  vor OT im Vergleich zu Fall (d)



Abbildung 7.56 zeigt die Reduktion der drei betrachteten Emissionskomponenten im Vergleich zu Fall (a). Durch den Einsatz der gekühlten AGR konnten die CO-Emissionen um 23%, die HC-Emissionen um 33% und die NO<sub>x</sub>-Emissionen um 67% im Vergleich zu Fall (a) reduziert werden.

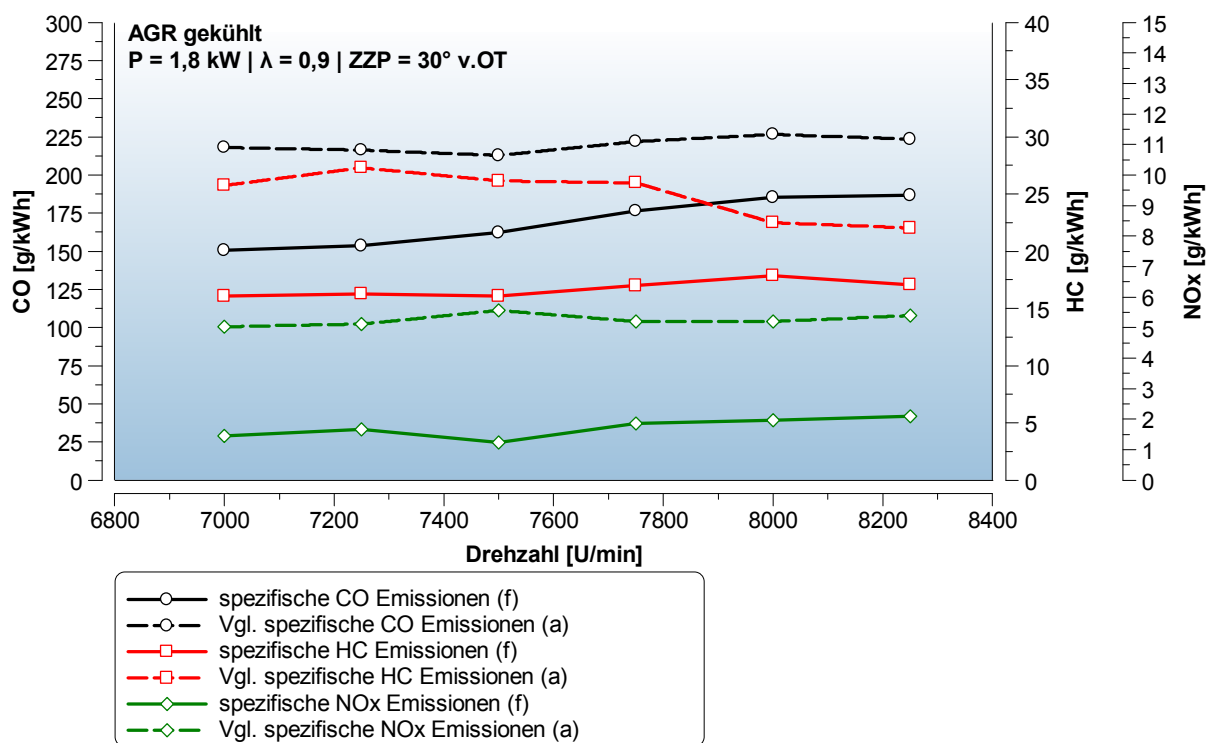


Abbildung 7.56 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch gekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$  und konstantem ZZP von  $30^\circ \text{KW}$  vor OT im Vergleich zu Fall (a)

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen mit gekühlter AGR zeigen deutliche Vorteile durch geringere Emissionsentstehung im Vergleich zur Drosselung mittels Rücknahme der Vorzündung (a).

In Abbildung 7.57 wird der Emissionsausstoß der beiden AGR-Systeme verglichen. Der Vergleich zeigt, dass der Emissionsausstoß der beiden Systeme trotz unterschiedlicher AGR-Rate fast identisch ist. Die gekühlte AGR liefert in dem hier betrachteten Anwendungsfall keinen messbaren Emissionsvorteil. Dadurch sind die deutlich höheren Systemkosten, die durch den Einsatz eines AGR-Kühlers entstehen, nicht gerechtfertigt.

Abbildung 7.58 zeigt, dass der spezifische Kraftstoffverbrauch durch gekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$  im Vergleich zu Fall (a) um 21% gesenkt werden konnte. Durch ungekühlte AGR (d) wird jedoch eine Einsparung von 24 % im Vergleich zu Fall (a) erzielt, d.h. auch hinsichtlich des Kraftstoffeinsparungspotentials bringt die Anwendung von gekühlter AGR keinen Vorteil mit sich.

Ähnliches gilt auch für den CO<sub>2</sub>-Ausstoß, der zwar deutlich unter dem von Fall (a) liegt aber mit durchschnittlich 1077 g/kWh mit dem CO<sub>2</sub>-Ausstoß der ungekühlten AGR bei  $\lambda=0,9$  zu vergleichen ist.

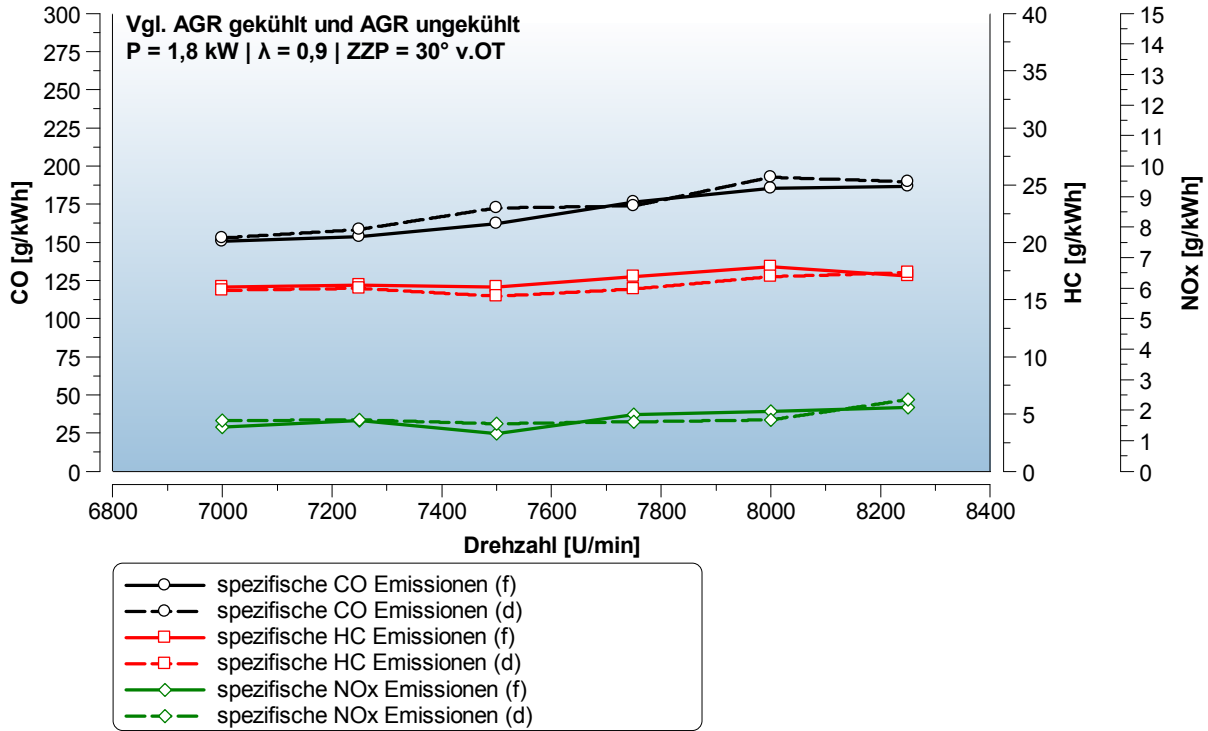


Abbildung 7.57 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch gekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$  und konstantem ZZZP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (d)

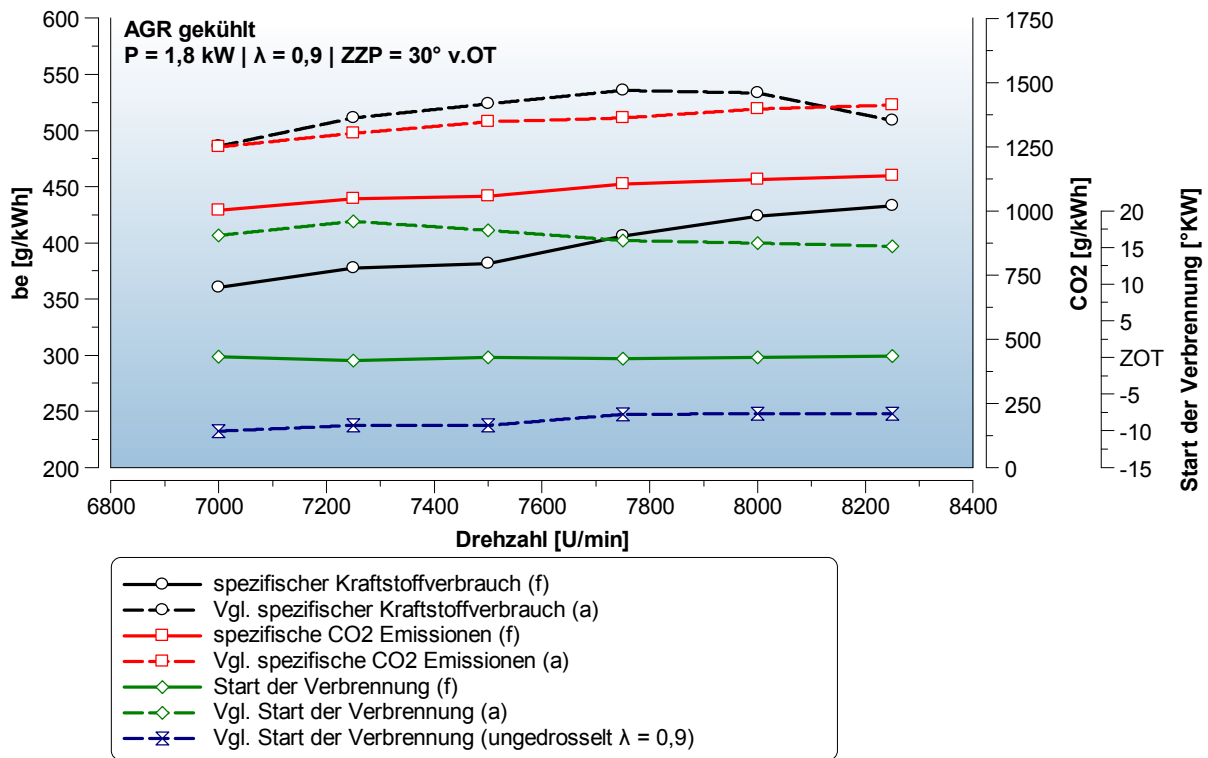


Abbildung 7.58 Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO<sub>2</sub>-Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch gekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$  und konstantem ZZZP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a)

Abbildung 7.59 zeigt, dass die gekühlte AGR denselben Einfluss auf Ansaugluft- und Auspuffdruckverlauf hat wie die ungekühlte AGR.

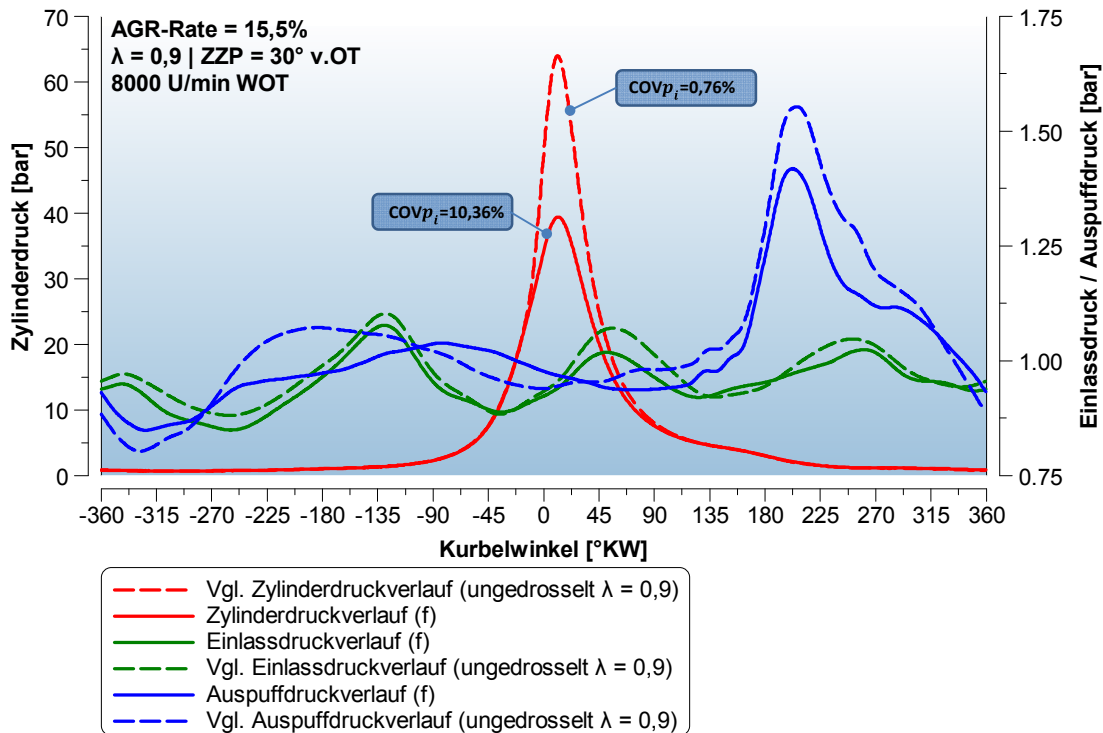


Abbildung 7.59 Einlass-, Zylinder- und Auspuffdruckverlauf bei 8000 U/min mit gekühlter AGR, AGR-Rate=15,5%, bei  $\lambda=0,9$  und ZKP=30°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=0,9$

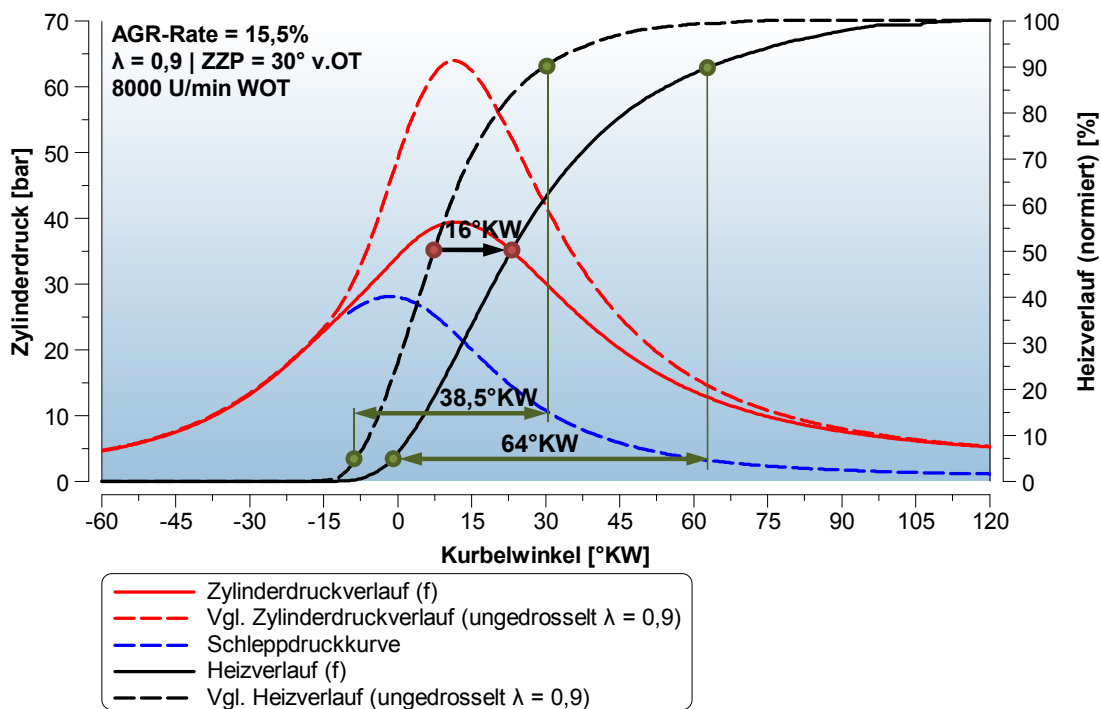


Abbildung 7.60 Zylinderdruckverlauf und normierter Heizverlauf bei 8000 U/min mit gekühlter AGR, AGR-Rate=15,5%,  $\lambda=0,9$  und ZKP=30°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=0,9$

Die Auswertung des Heizverlaufs deutet auf eine weitere Verschlechterung der Verbrennung hin. Abbildung 7.60 zeigt, dass sich der Verbrennungsschwerpunkt durch gekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$  im Ver-

gleich zu Fall (d) um  $6^\circ$  KW nach spät verschiebt und nun bei  $23,5^\circ$  KW nach OT liegt. Die Verbrennungsdauer erhöht sich von  $38,5^\circ$  KW im ungedrosselten Fall auf  $64^\circ$  KW und ist damit auch um  $13,4^\circ$  KW länger als bei Fall (d).

Die Ergebnisse der Indizierung zeigen wie auch die Ergebnisse der Emissionsmessung keinen Vorteil der gekühlten AGR im Vergleich zur ungekühlten AGR.

Da bei den experimentellen Untersuchungen die gekühlte AGR keine Verbesserungen im Vergleich zur ungekühlten AGR erzielt hat, wurde auf die Untersuchung der Auswirkungen der gekühlten AGR bei  $\lambda=1,0$  verzichtet.

### 7.5.9 Leistungsdrosselung durch Abgasrückführung bei $\lambda=0,9$ und optimierter Zündung - Fall (g) -

Die Auswirkungen der ungekühlten AGR bei  $\lambda=0,9$  mit einem ZZP von  $30^\circ$  KW vor OT wurde bereits in Kapitel 7.5.5 besprochen. Mit den folgenden Untersuchungen wurde versucht, den durch die AGR verursachten Anstieg des Zündverzuges sowie die verzögerte Brenngeschwindigkeit, durch einen angepassten ZZP zu kompensieren. Die Auswirkungen, die die AGR bei  $\lambda=0,9$  mit optimierten ZZP auf die Motorleistung hat, ist in Abbildung 7.61 in einem Volllastkennfeld dargestellt. Für diese Untersuchung wurde abhängig von der AGR-Rate ein angepasster ZZP gewählt.

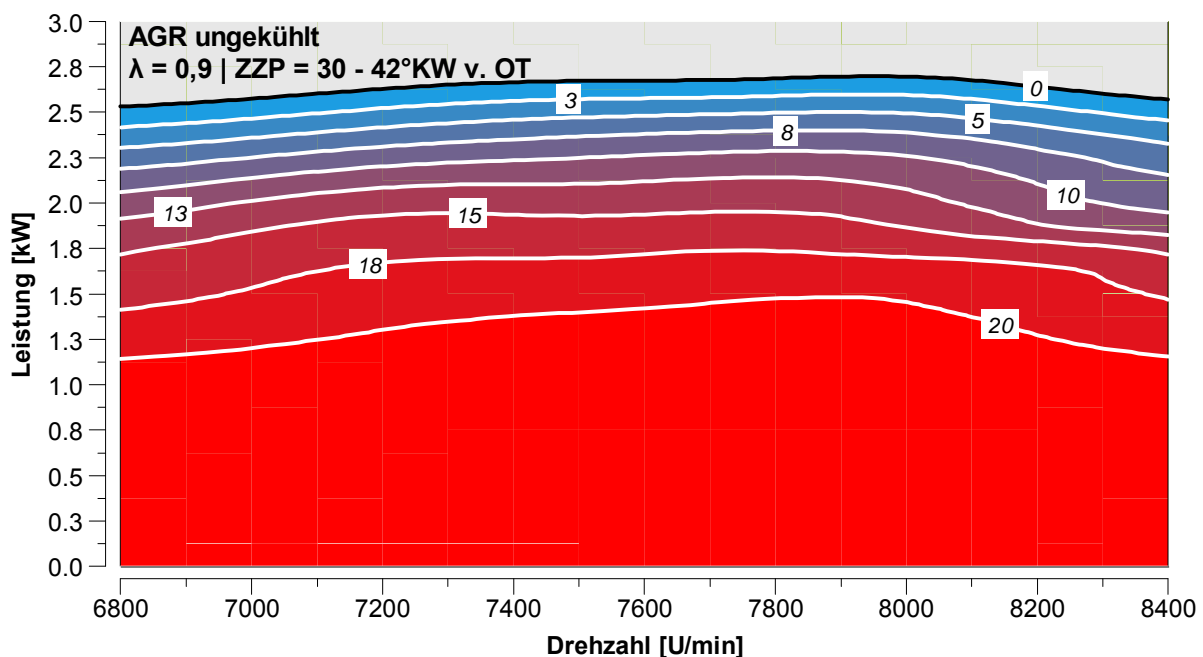


Abbildung 7.61 Motorleistungskennfeld bei unterschiedlichen AGR-Raten, konstantem Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda=0,9$  und optimiertem Zündzeitpunkt (ZZP= $30^\circ$  -  $42^\circ$  KW vor OT)

Der optimale ZZP wurde mit Hilfe der Heizverlaufsauswertung bestimmt, wobei hier die Lage des 50% Umsatzpunktes als entscheidende Größe herangezogen wurde. Bei AGR-Raten bis ca. 10% führte der leistungsoptimale ZZP zu einer Schwerpunktlage der Verbrennung, die der Schwerpunktlage des ungedrosselten Motors entspricht. Bei höheren AGR-Raten und weiterer Steigerung der Vorzündung wandert der Verbrennungsschwerpunkt trotzdem weiter Richtung spät. Das Leistungsmaximum wird bereits bei einem ZZP, der nicht zu dem angepeilten Schwerpunkt der Verbrennung führt, erreicht. Eine weitere Steigerung der Vorzündung führte lediglich zu einer Verbrennung mit höheren Druckgradienten vor dem OT und nicht zu einer weiteren Steigerung der Motorleistung. In Abbildung 7.61 ist zu erkennen, dass durch den angepassten ZZP im Vergleich zu Fall (d) eine höhere AGR-Rate für dieselbe Leistungsdrosselung notwendig ist.

In Abbildung 7.62 ist die für 1,8 kW erforderliche AGR-Rate, die aus dem Ergebnis der Untersuchungen am Motorenprüfstand berechnet wurde, dargestellt. Man erkennt, dass für die angestrebten 1,8 kW bei einem optimalen ZZZP von ca. 40°KW vor OT bereits eine AGR-Rate von 16% notwendig ist. Der hohe Massenstrom der AGR führt zu einer Zunahme der AGR-Temperatur an der Einleitposition und der Ansauglufttemperatur selbst. Die Abnahme der Abgastemperatur durch den früheren ZZZP deutet darauf hin, dass weniger Energie durch den Auslass verloren geht, und dadurch der Wirkungsgrad gestiegen ist.

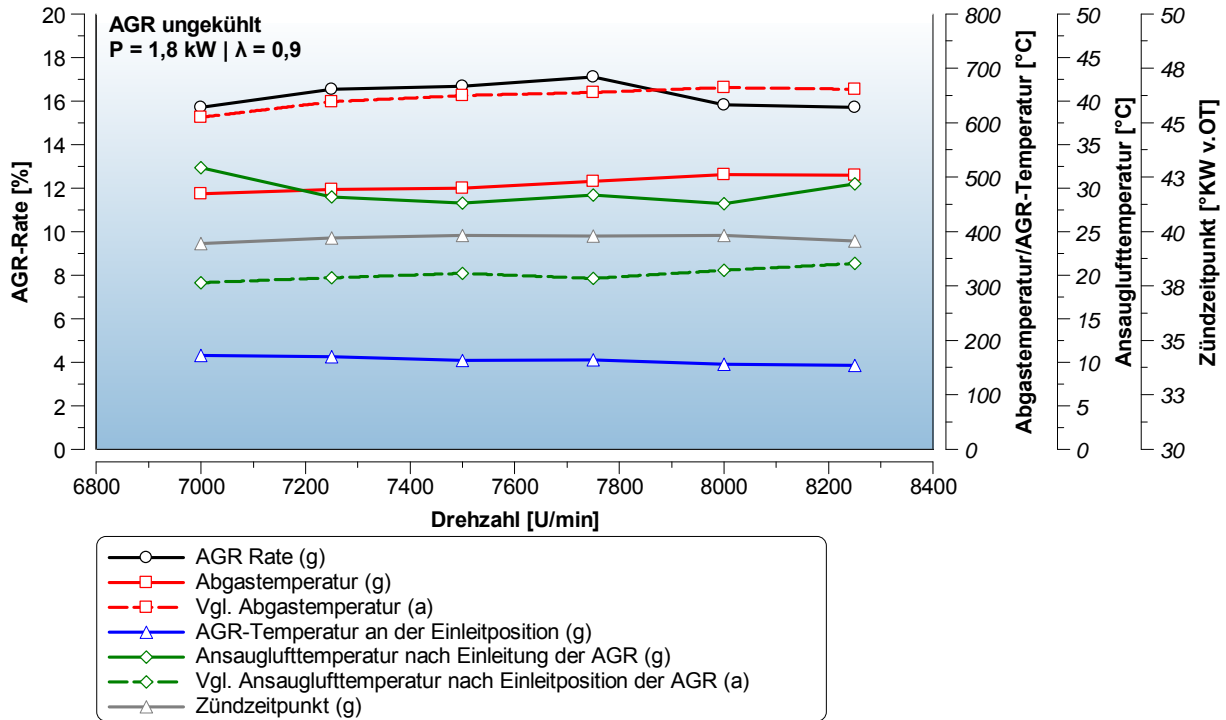


Abbildung 7.62 AGR-Rate, Einlass- und Auslasstemperatur sowie AGR-Temperatur und ZZZP für eine konstante Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$  mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (a)

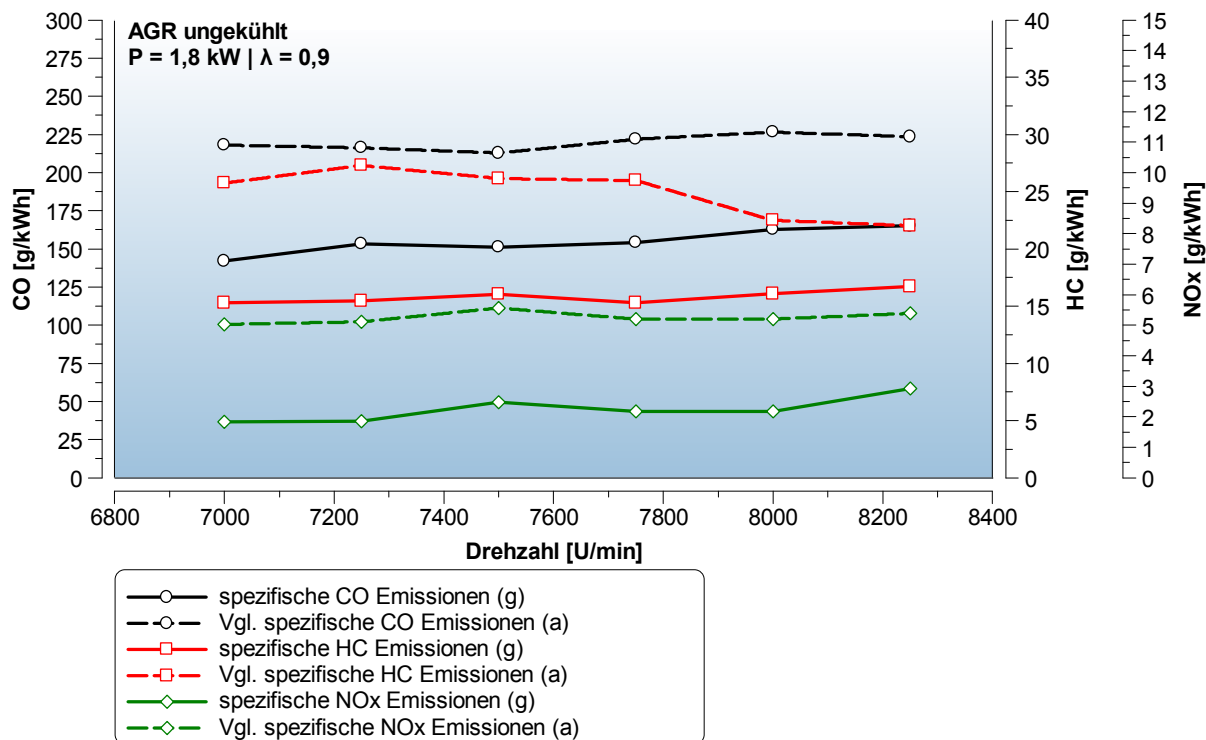


Abbildung 7.63 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$  mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (a)

Der Emissionsausstoß liegt deutlich unter dem Emissionsausstoß der Leistungsrosselung durch Rücknahme der Vorzündung.

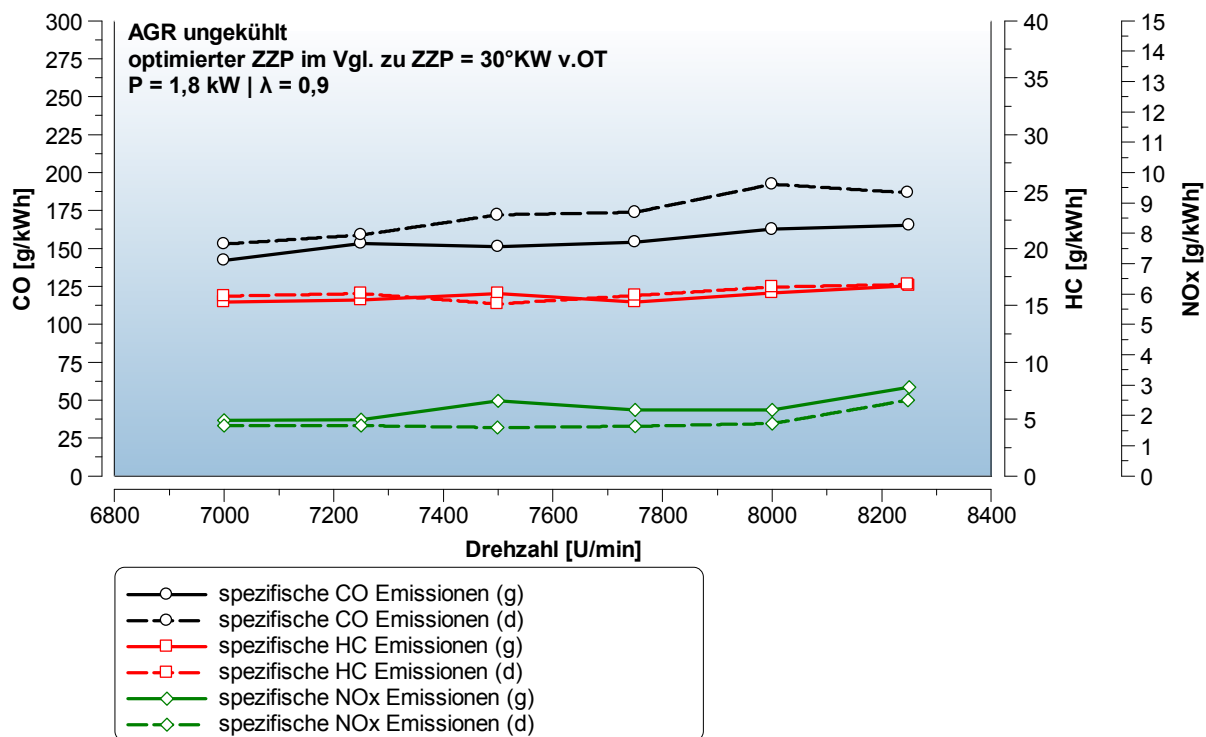


Abbildung 7.64 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$  mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (d)

In Abbildung 7.64 ist der Unterschied der spezifischen Emissionen von AGR mit einem ZZZP von 30°KW vor OT und mit dem optimierten ZZZP von 40°KW vor OT bei  $\lambda=0,9$  dargestellt. Durch den geringeren Kraftstoffverbrauch und die höhere AGR-Rate bei optimierter Zündung, kommt es zu einem geringeren CO-Emissionsausstoß. Die HC-Emissionen bleiben durch die Änderung des ZZZP unverändert. Durch die optimierte Zündung steigen trotz höherer AGR-Rate die NO<sub>x</sub>-Emissionen im Vergleich zu Fall (d) geringfügig an. Es ist anzunehmen, dass die höheren NO<sub>x</sub>-Emissionen durch den höheren Zylinderdruck und die höhere Brennraumtemperatur entstehen. Die höheren NO<sub>x</sub>-Emissionen deuten zudem auf einen höheren Wirkungsgrad der Verbrennung hin.

Abbildung 7.65 zeigt, dass sich der spezifische Kraftstoffverbrauch durch die AGR mit optimiertem ZZZP im Vergleich zu Fall (a) um fast 28% reduziert hat. Der stark reduzierte Kraftstoffverbrauch führt in weiterer Folge auch zu einer entsprechenden Abnahme des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes. Der Start der Verbrennung liegt durch den frühen ZZZP fast wieder auf dem Niveau des ungedrosselten Motors.

Abbildung 7.66 zeigt die Reduktion des spezifischen Kraftstoffverbrauchs und CO<sub>2</sub>-Ausstoßes im Vergleich zur AGR mit Basisvorzündung. Durch den optimierten ZZZP konnte eine Reduktion des spezifischen Kraftstoffverbrauchs um 21 g/kWh auf durchschnittlich 360 g/kWh erzielt werden. Durch diese Kraftstoffeinsparung wird ein effektiver Wirkungsgrad von  $\eta_e = 21,49\%$  erreicht. Dies entspricht einer effektiven Wirkungsgradverbesserung von 6,71% im Vergleich zu Fall (a) und einer Wirkungsgradverbesserung von 1,37% im Vergleich zu Fall (d).

Durch den optimierten ZZZP kann zudem der CO<sub>2</sub>-Ausstoß um durchschnittlich 200 g/kWh im Vergleich zu Fall (d) gesenkt werden.

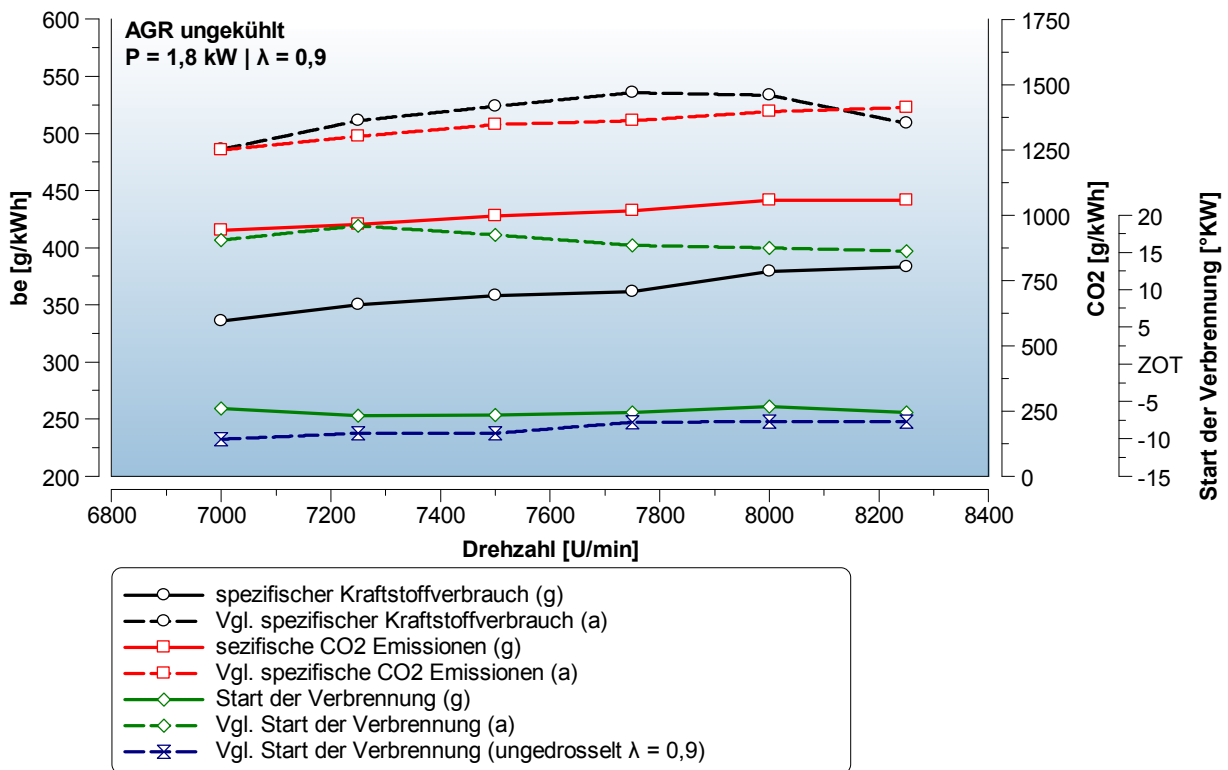


Abbildung 7.65 Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO<sub>2</sub>-Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$  mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (a)

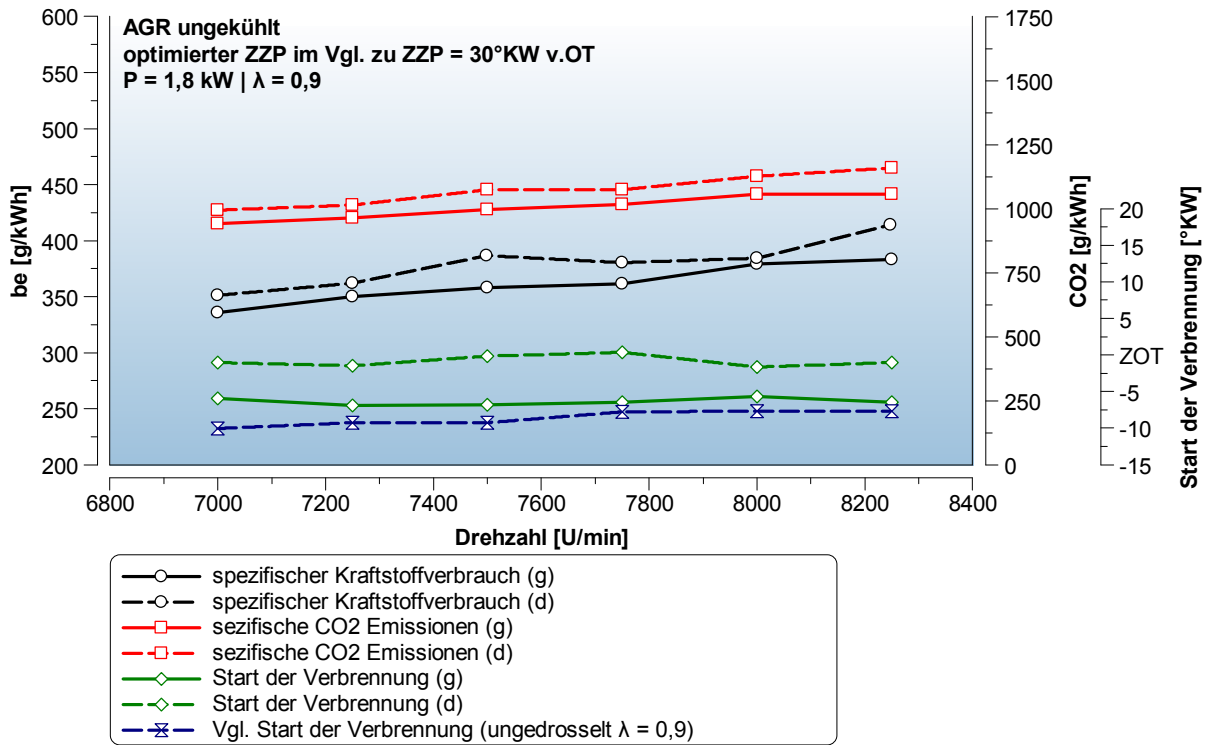


Abbildung 7.66 Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO<sub>2</sub>-Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$  mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (d)

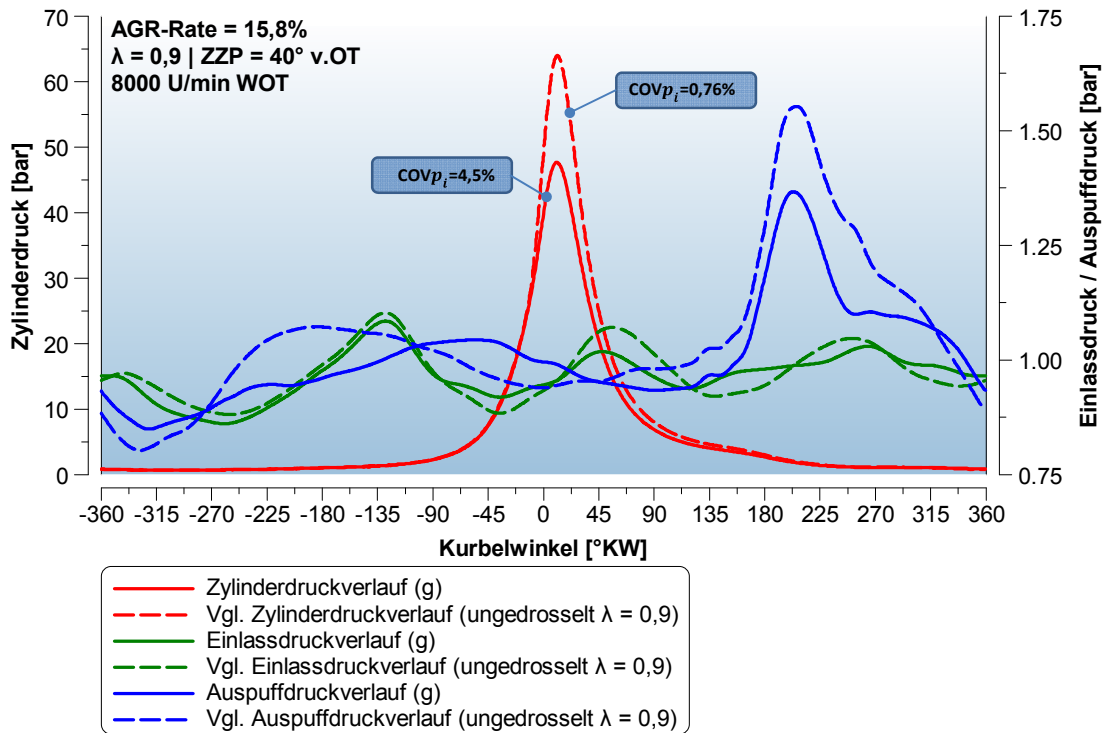


Abbildung 7.67 Einlass-, Zylinder- und Auspuffdruckverlauf bei 8000 U/min mit ungekühlter AGR, AGR-Rate=15,8 %,  $\lambda=0,9$  und ZZZP=40°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=0,9$



Das Ergebnis der schnellen Messdatenerfassung ist in Abbildung 7.67 dargestellt. Der frühe ZZP resultiert in einem höheren maximalen Zylinderdruck verglichen mit Fall (d). Die Lage des Druckmaximums ist mit der des ungedrosselten Motors zu vergleichen. Der höhere Spitzendruck bei der Verbrennung der durch den frühen ZZP verursacht wird verursacht den Anstieg der NO<sub>x</sub>-Emissionen. Der maximale Auspuffdruck reduziert sich auf 1350 mbar und das Gesamtdruckniveau sinkt im Vergleich zu Fall (d) nochmals um 5 mbar. Die Reduktion des Abgasgedrucks würde den Luftmassenstrom eines etwaigen Sekundärluftsystems begünstigen.

Abbildung 7.68 zeigt, dass sich bei der Leistungsrosselung durch AGR bei  $\lambda=0,9$  und einem ZZP von  $40^\circ\text{KW}$  vor OT der Verbrennungsschwerpunkt im Vergleich zum ungedrosselten Motor um  $5,5^\circ\text{KW}$  auf  $13^\circ\text{KW}$  nach OT verschiebt. Die Verbrennungsdauer erhöht sich von  $38,5^\circ\text{KW}$  auf  $48,5^\circ\text{KW}$ . Im Vergleich zur Fall (d) liegt der Verbrennungsschwerpunkt um  $4,5^\circ\text{KW}$  früher und die Verbrennungsdauer reduziert sich um  $2^\circ\text{KW}$ .

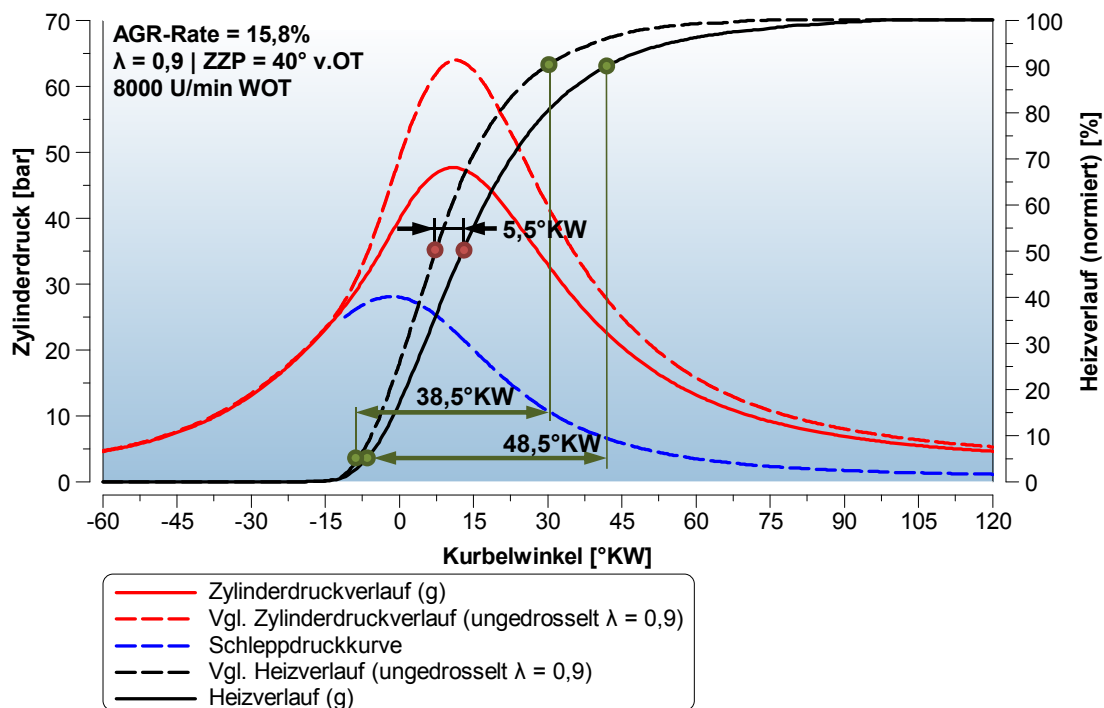


Abbildung 7.68 Zylinerdruckverlauf und normierter Heizverlauf bei 8000 U/min mit ungekühlter AGR, AGR-Rate=15,8 %,  $\lambda=0,9$  und ZZP= $40^\circ\text{KW}$  vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=0,9$

### 7.5.10 Leistungsdrosselung durch Abgasrückführung bei $\lambda=1,0$ und optimierter Zündung - Fall (h) -

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der Untersuchung zur AGR mit optimiertem ZZP bei  $\lambda=1,0$  besprochen. Die Auswirkungen der AGR bei  $\lambda=1,0$  mit optimiertem ZZP auf die Motorleistung ist in Abbildung 7.69 in einem Volllastkennfeld dargestellt. Für diese Untersuchung wurde analog zur Untersuchung mit AGR bei  $\lambda=0,9$  der ZZP in Abhängigkeit der AGR-Rate gewählt.

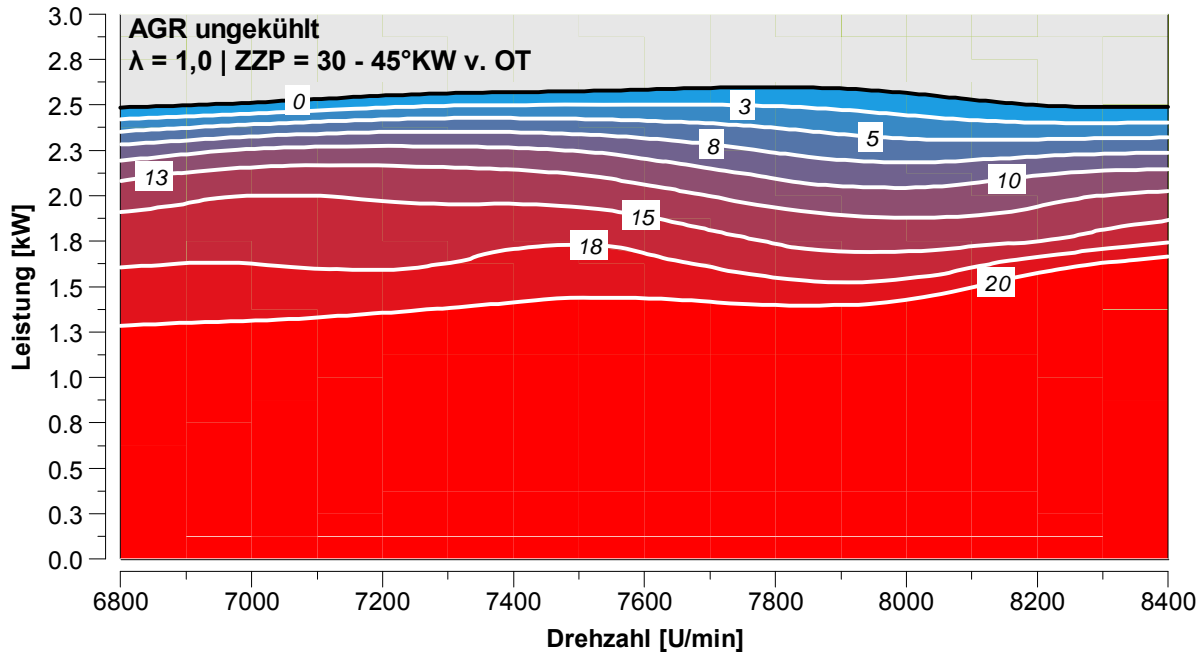


Abbildung 7.69 Motorleistungskennfeld bei unterschiedlichen AGR-Raten bei konstantem Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda=1,0$  und optimiertem ZZP

Durch den angepassten ZZP konnten höhere AGR-Raten als in Fall (e) realisiert werden. Da auch hier durch den höheren Wirkungsgrad bei optimierter Zündung die Motorleistung steigt, muss für die gewünschte Leistungsreduktion die AGR-Rate erhöht werden. Die Abstimmung des ZZP wurde erneut mithilfe der Ergebnisse der Indizierung und der Drehmomentmessung durchgeführt. Wie schon bei der Untersuchung der AGR bei  $\lambda=0,9$ , ergab die Variation des ZZP einen um einige Grad KW späteren Verbrennungsschwerpunkt im Vergleich zum ungedrosselten Motor.

Abbildung 7.70 zeigt, dass für 1,8 kW bei einem optimalen ZZP von ca. 40°KW vor OT eine AGR-Rate von ca. 16% notwendig ist. Der hohe Massenstrom der AGR führt wie bei Fall (g) zu einer Zunahme der Abgastemperatur an der Einleitposition der AGR und in weiterer Folge zu einer Zunahme der Ansauglufttemperatur selbst. Die Abgastemperatur liegt deutlich unter der des zündungsgedrosselten Motors (a) und ca. 50°C unter jener mit AGR bei  $\lambda=1,0$  und Basiszündung (e).

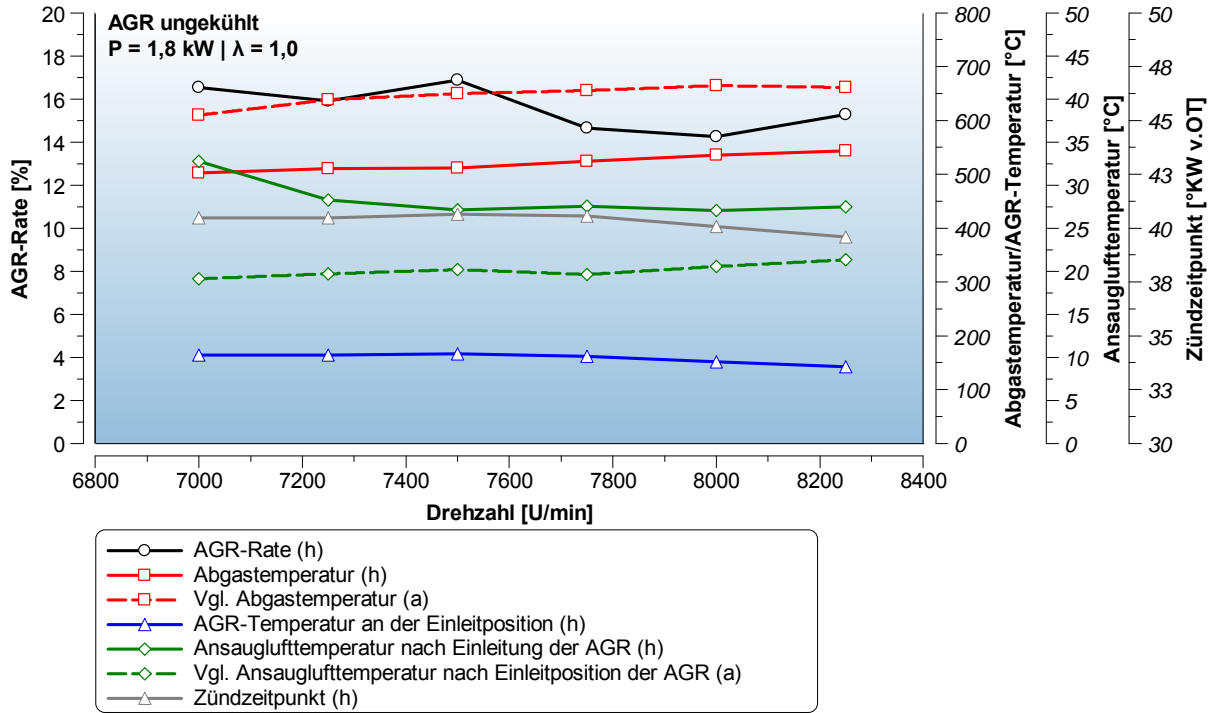


Abbildung 7.70 AGR-Rate, Einlass- und Auslasstemperatur sowie AGR-Temperatur und ZZZP für eine konstante Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=1$  mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (a)

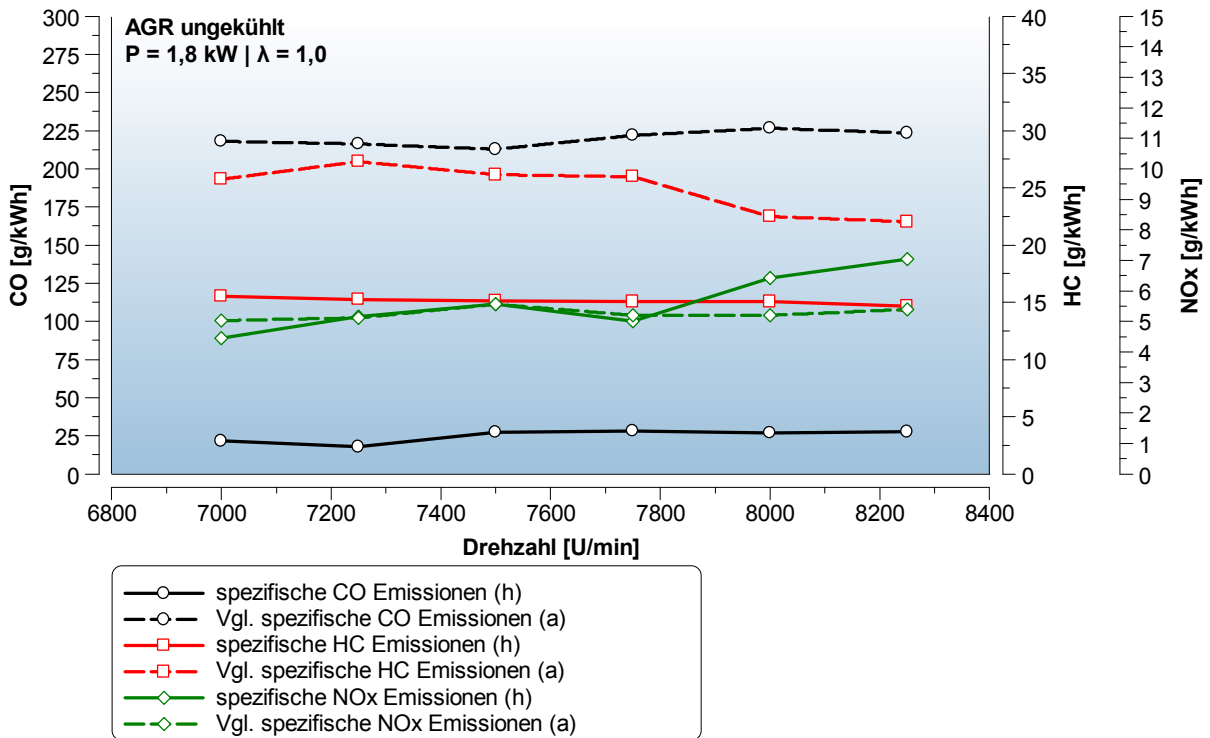


Abbildung 7.71 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=1,0$  mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (a)

Abbildung 7.71 zeigt, dass durch die AGR bei  $\lambda=1,0$  mit optimierter Zündung spezifische CO-Emissionen von unter 25g/kWh erzielt werden. Durch diese Methode der Leistungsrosselung können

auch sehr niedrige HC-Emissionen realisiert werden. Der NO<sub>x</sub>-Emissionsausstoß ist mit dem des zündungsgedrosselten Motors (a) zu vergleichen.

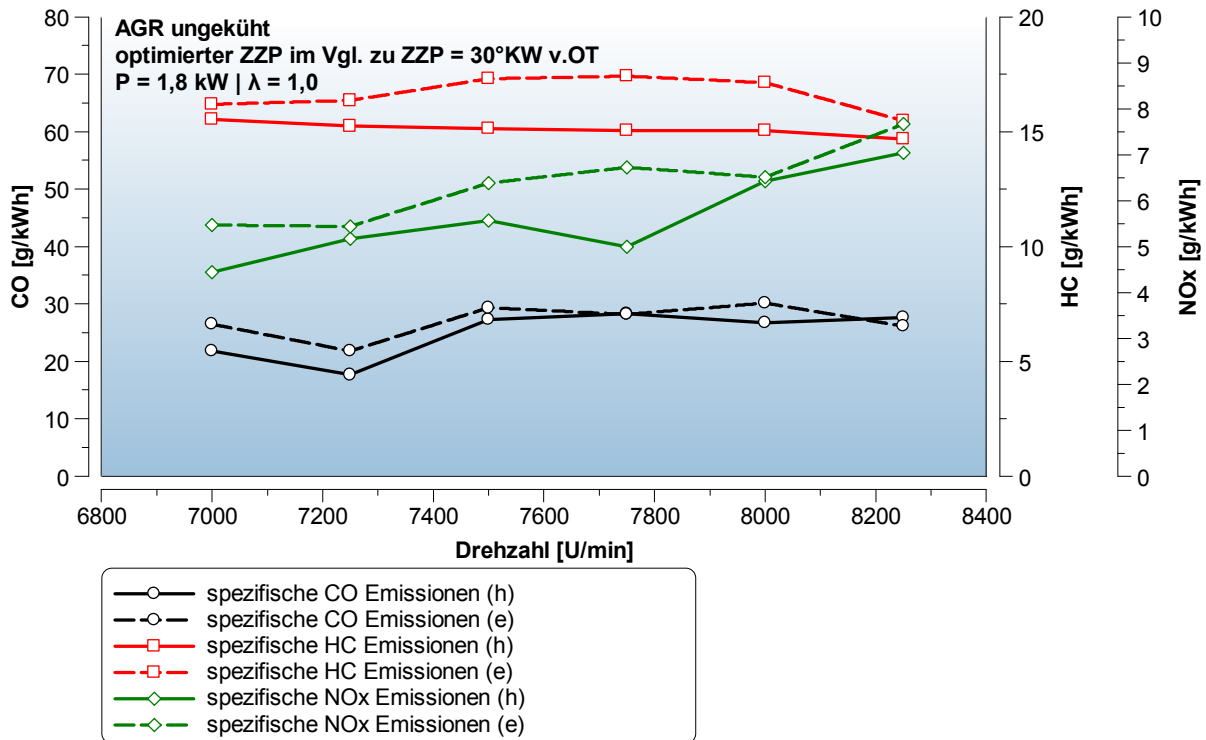


Abbildung 7.72 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=1,0$  mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (e)

Abbildung 7.72 vergleicht die Emissionen, die bei der Leistungsrosselung mittels AGR bei  $\lambda=1,0$  und Basisvorzündung entstehen mit denen, die durch den optimierten ZZP entstehen. Durch den angepassten ZZP liegen CO und HC unter den Werten bei Basisvorzündung. Der zu erwartende Anstieg der NO<sub>x</sub>-Emissionen durch erhöhte Vorzündung wird durch die gesteigerte AGR-Rate kompensiert.

Abbildung 7.73 zeigt den spezifischen Kraftstoffverbrauch, den CO<sub>2</sub>-Ausstoß und den Start der Verbrennung der AGR bei  $\lambda=1,0$  mit optimierter Vorzündung im Vergleich zur Fall (a). Der Kraftstoffverbrauch wird durch diese Methode der Leistungsrosselung um 34 % reduziert.

In der Abbildung 7.74 wird die Leistungsrosselung durch AGR bei  $\lambda=1,0$  mit optimierter Vorzündung mit der Leistungsrosselung durch AGR bei  $\lambda=1,0$  mit Basisvorzündung verglichen. Hier kann durch den optimierten ZZP eine weitere Verbesserung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs von 29 g/kWh erzielt werden. Der CO<sub>2</sub>-Ausstoß sinkt um durchschnittlich 100 g/kWh und die Verbrennung beginnt durch den optimierten ZZP im Schnitt um 5°KW früher.

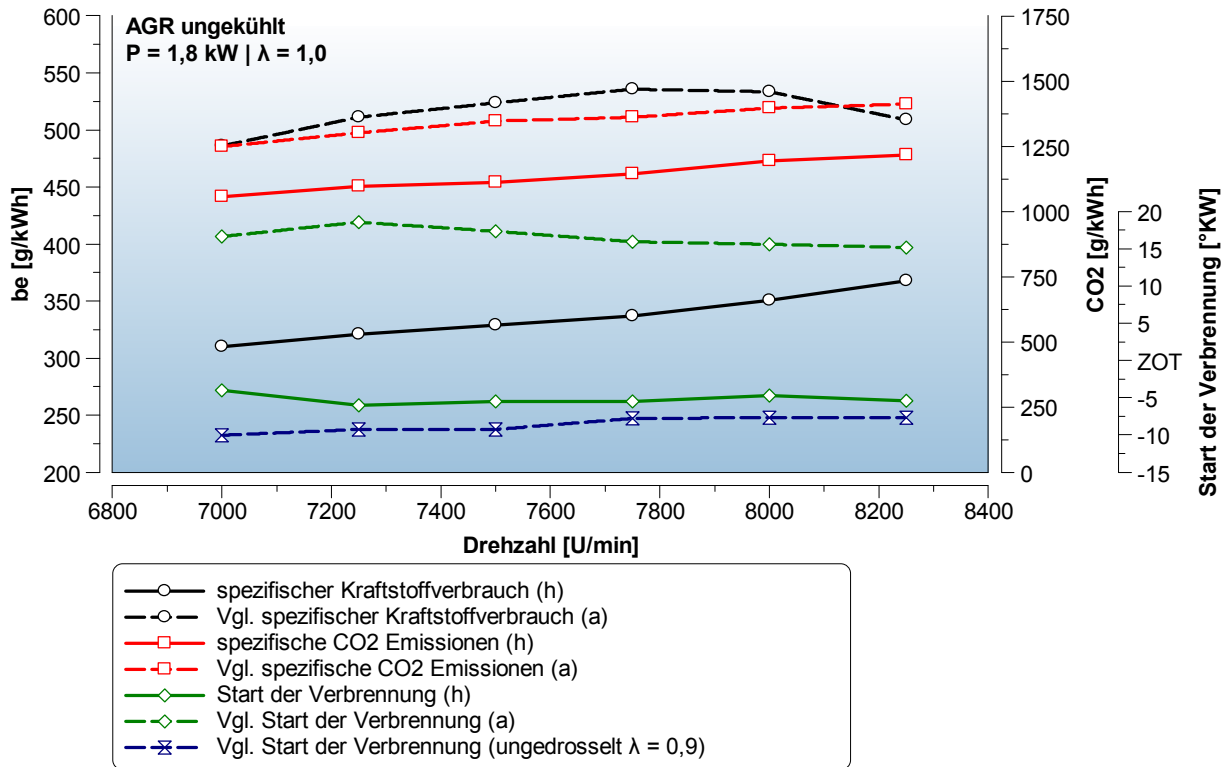


Abbildung 7.73 Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO<sub>2</sub>-Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=1$  mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (a)

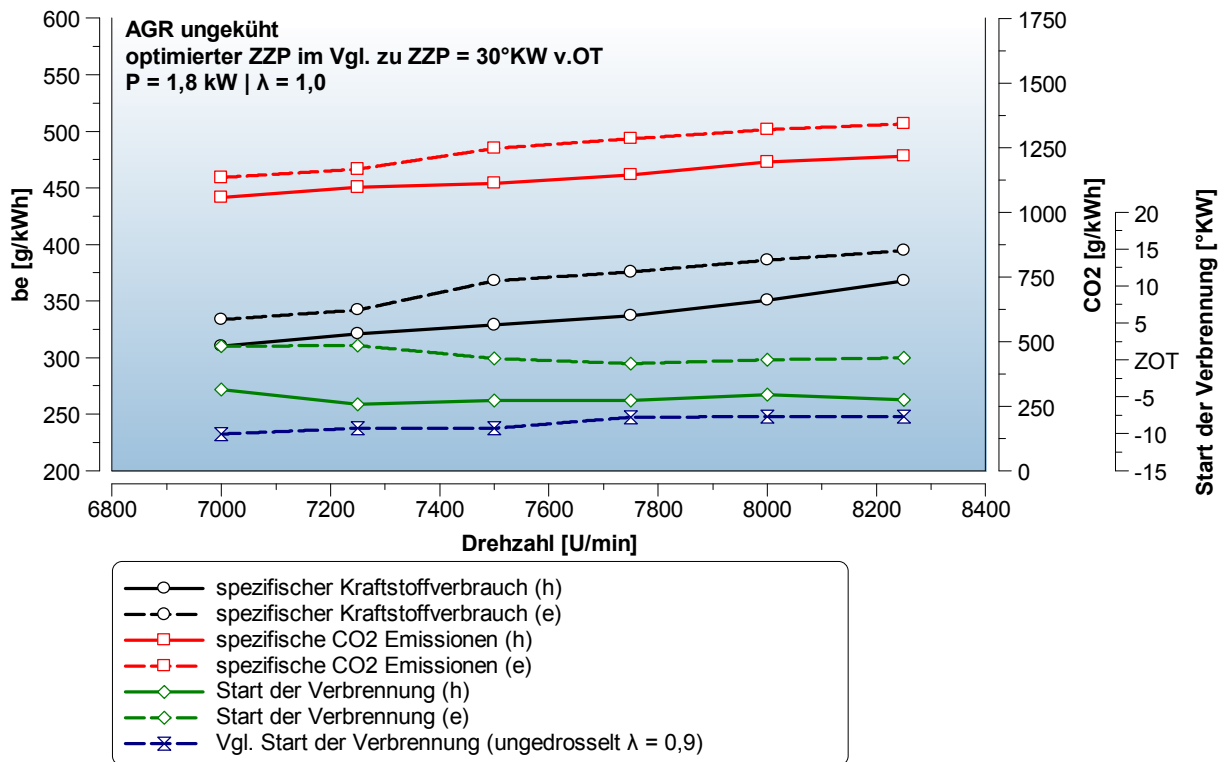


Abbildung 7.74 Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO<sub>2</sub>-Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=1$  mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (e)

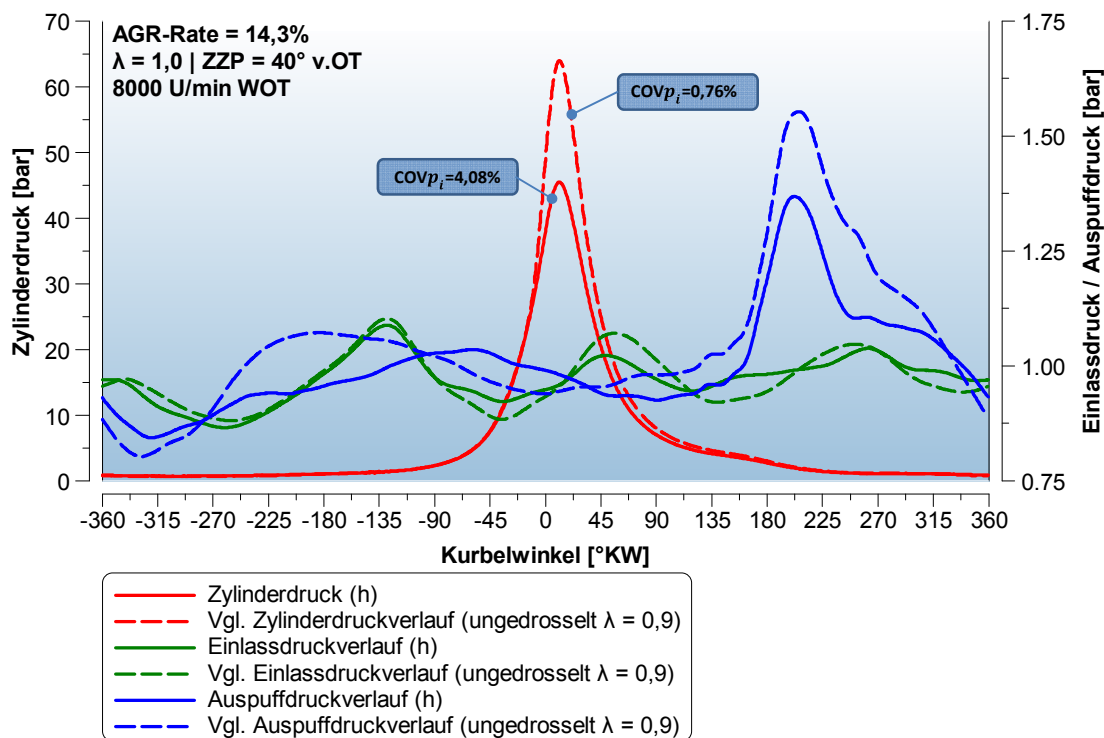


Abbildung 7.75 Einlass-, Zylinder- und Auspuffdruckverlauf bei 8000 U/min mit ungekühlter AGR, AGR-Rate=14,3%,  $\lambda=1,0$  und ZYP=40°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=0,9$

Abbildung 7.75 zeigt den durch die AGR beeinflussten Zylinderdruckverlauf sowie Einlass und Abgasdruckverlauf. Der Zylinderdruckverlauf ist dem von Fall (g) sehr ähnlich, denn auch hier kommt es durch den ZYP von 40°KW vor OT zu einem höheren maximalen Zylinderdruck verglichen mit dem Zylinderdruck bei AGR mit Basisvorzündung. Der maximale Auspuffdruck reduziert sich auf 1340 mbar und das Gesamtdruckniveau sinkt im Vergleich zu Fall (e).

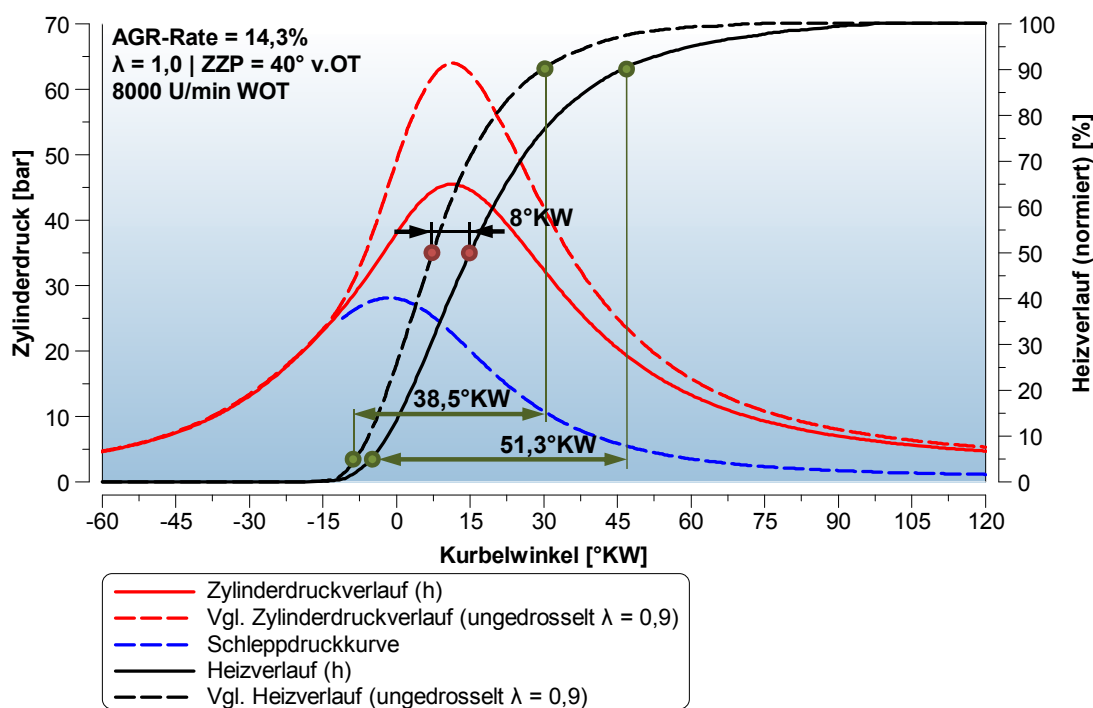


Abbildung 7.76 Zylinderdruckverlauf und normierter Heizverlauf bei 8000 U/min mit ungekühlter AGR, AGR-Rate=14,3 %,  $\lambda=1,0$  und ZYP=40°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei  $\lambda=0,9$

Abbildung 7.76 zeigt, dass sich der Verbrennungsschwerpunkt durch den optimierten ZZP von  $21^{\circ}\text{KW}$  auf  $15,5^{\circ}\text{KW}$  verschiebt und dadurch nur mehr  $8^{\circ}\text{KW}$  hinter dem des ungedrosselten Motors liegt. Der frühe ZZP führt zu einer Reduktion der Verbrennungsdauer von  $7,3^{\circ}\text{KW}$  im Vergleich zur AGR mit Basisvorzündung (e).

## 7.6 Effekte der Abgasrückführung auf die Abgasnachbehandlung

In Tabelle 7.4 wird der durchschnittliche Rohemissionsausstoß, der bei der Leistungsdrosselung durch die Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=0,9$  entsteht als Basis für den Vergleich mit den anderen Methoden zur Leistungsdrosselung bei  $\lambda=0,9$  herangezogen und mit 100% gewertet.

Vergaser		$\lambda$	ZZP	Fall	CO	HC	NOx	be
		[-]	[°KW v. OT]					
Rücknahme der Vorzündung		0,90	10	(a)	= 100%	= 100%	= 100%	= 100%
AGR	ungekühlt	0,90	30	(d)	-21%	-35%	-67%	-24%
	gekühlt	0,90	30	(f)	-23%	-33%	-67%	-21%
	ungekühlt	0,90	40	(g)	-30%	-37%	-57%	-28%

Tabelle 7.4 Rohemissionsausstoß bei unterschiedlichen Methoden zur Leistungsdrosselung im Vergleich zur Leistungsdrosselung durch Reduzierung der Vorzündung

Bei der Leistungsdrosselung durch die Reduzierung der Vorzündung bei  $\lambda=0,9$ , welche der gängigen Methode bei vergaserbetriebenen Motoren entspricht, sind die Anforderungen an die Abgasnachbehandlung enorm. Der hohe HC- und CO-Rohemissionsausstoß dieser Drosselungsvariante benötigt einen sehr hohen Sekundärluftmassenstrom, damit eine ausreichende Konvertierung im Katalysator erfolgen kann. Soll für den erforderlichen Sekundärluftmassenstrom nur ein kostengünstiges membranbasiertes Sekundärluftsystem eingesetzt werden, kommt es meist zu Problemen. Es gibt zwar Sekundärluftsysteme, die wie in Kapitel 4.2.2 beschrieben, diesen hohen Sekundärluftbedarf sicherstellen können, die meisten gängigen Systeme können dies jedoch nicht. Bei dieser Methode der Leistungsdrosselung reduziert sich der effektive Wirkungsgrad des Motors von  $\eta_e = 25,07\%$  im ungedrosselten Fall auf  $\eta_e = 16,88\%$ .

Vergleicht man die Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=0,9$  mit der Leistungsdrosselung durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$  Fall (d), so kann der CO-Emissionsausstoß um 21%, der von HC um 35% und der von NOx sogar um 67% gesenkt werden. Der spezifische Kraftstoffverbrauch kann um 24% reduziert werden, wodurch der effektive Wirkungsgrad auf  $\eta_e = 22,22\%$  steigt. Zur Abgasnachbehandlung ist man bei der Leistungsdrosselung durch ungekühlte AGR jedoch weiterhin auf die Verwendung eines Sekundärluftsystems zur Schadstoffkonvertierung im Katalysator angewiesen. Der Sekundärluftmassenstrom ist aufgrund der geringeren Konzentrationen von HC und CO geringer als bei der Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung.

Die experimentellen Untersuchungen haben ergeben, dass durch den Einsatz gekühlter AGR kein wesentlicher Vorteil, weder in Bezug auf den Emissionsausstoß noch auf den Kraftstoffverbrauch, erzielt werden konnte.

Durch die Anpassung des Zündzeitpunktes an die Auswirkungen der AGR kann der Schadstoffausstoß im Vergleich zur AGR mit Basisvorzündung weiter verbessert werden. Durch einen 10°KW früheren ZZP konnten die CO-Emissionen um 30%, die HC-Emissionen um 37% und die NOx-Emissionen um 57% im Vergleich zur Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung gesenkt werden. Durch die höhere AGR-Rate bei optimiertem ZZP konnte der spezifische Kraftstoffverbrauch um 28% reduziert werden, wodurch der effektive Wirkungsgrad auf  $\eta_e = 23,59\%$  gesteigert werden konnte. Wie bei der AGR mit Basisvorzündung kann auch hier nicht auf das Sekundärluftsystem zur Abgasnachbehandlung verzichtet werden, der Sekundärluftbedarf liegt jedoch erneut unter dem des zündungsge-drosselten Motors.

Im Unterschied zum Vergasermotor wird der Einspritzmotor mit einem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda=1,0$  betrieben. Die Leistungsdrosselung durch die Reduzierung der Vorzündung bei  $\lambda=1,0$  entspricht einer der gängigen Methoden zur Leistungsdrosselung bei Motoren, die mit Einspritzung und Lambdasonde ausgestattet sind und wird oft dann eingesetzt, wenn die Kraftstoffmenge nur über den gemessenen  $\lambda$ -Wert geregelt wird (closed-loop). In Tabelle 7.5 werden die unterschiedlichen Methoden der Leistungsdrosselung bei  $\lambda=1,0$  miteinander verglichen. Als Basis für den Vergleich wird hier



die Leistungsdrosselung durch Reduzierung der Vorzündung bei  $\lambda=1,0$  gewählt. Bei dieser Methode der Leistungsdrosselung reduziert sich der effektive Wirkungsgrad des Motors bei  $\lambda=1,0$  von  $\eta_e=27,49\%$  im ungedrosselten Fall auf  $\eta_e=18,84\%$ .

Einspritzung		$\lambda$	ZZP	Fall	CO	HC	NOx	be
		[-]	[°KW v. OT]					
Rücknahme der Vorzündung		1,00	14	(b)	= 100%	= 100%	= 100%	= 100%
Abmagern		1,25	30	(c)	-77%	-3%	-19%	-23%
AGR	ungekühlt	1,00	30	(e)	-25%	-15%	-48%	-19%
	ungekühlt	1,00	40	(h)	-31%	-23%	-52%	-26%

Tabelle 7.5 Rohemissionsausstoß für einen Motor mit Einspritzung und Lambdasonde bei unterschiedlichen Methoden zur Leistungsdrosselung im Vergleich zur Leistungsdrosselung durch Reduzierung der Vorzündung

Bei der Leistungsdrosselung durch Abmagern der Gemischzusammensetzung handelt sich um die zweite gängige Methode die bei Motoren mit Einspritzung eingesetzt wird die Gemischzusammensetzung wird aber in manchen Kennfeldbereichen unabhängig von der gemessenen Gemischzusammensetzung (Auspuff- $\lambda$ ) geregelt wird (open-loop). Durch diese Methode der Leistungsdrosselung kann der CO-Emissionsausstoß um 77% gesenkt werden, der HC-Ausstoß bleibt annähernd unverändert und es kommt zu einer Abnahme des NOx-Ausstoßes von 19%. Zudem kann der spezifische Kraftstoffverbrauch um 23% reduziert werden. Der effektive Wirkungsgrad beträgt daher  $\eta_e=24,38\%$ . Bei dieser Methode der Drosselung kann auf den Einsatz eines Sekundärluftsystems verzichtet werden.

Vergleicht man die Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung (Fall b) mit der Leistungsdrosselung durch ungekühlte AGR (Fall e), so kann der CO-Emissionsausstoß um 25%, der von HC um 15% und der von NOx um 48% gesenkt werden. Der spezifische Kraftstoffverbrauch reduziert sich um 19%, wodurch der effektive Wirkungsgrad auf  $\eta_e=23,25\%$  steigt. Bei der Abgasnachbehandlung kann man, wie bei der Leistungsdrosselung durch die Reduzierung der Vorzündung, auf die Verwendung eines Sekundärluftsystems verzichten. Wird der ZZP an die Auswirkungen der AGR angepasst, kann der Schadstoffausstoß im Vergleich zur AGR mit Basisvorzündung weiter verbessert werden. Durch den angepassten ZZP konnte der CO-Emissionsausstoß um 31%, jene von HC um 23% und der von NOx sogar um 52% im Vergleich zur Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung gesenkt werden. Wie auch beim Vergasermotor resultiert die höhere AGR-Rate bei optimiertem ZZP in einem niedrigen spezifischen Kraftstoffverbrauch, der durch diese Maßnahme um 26% reduziert werden kann. Durch die Leistungsdrosselung mit AGR und optimiertem ZZP beträgt der effektive Wirkungsgrad  $\eta_e=25,38\%$ . Wie auch bei der AGR mit Basisvorzündung kann hier auf ein Sekundärluftsystem zur Abgasnachbehandlung verzichtet werden.

In Tabelle 7.6 ist der Vergleich der Rohemissionen und des spezifischen Kraftstoffverbrauchs aller unterschiedlichen Konzepte der Leistungsdrosselung mit der Leistungsdrosselung durch die Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=0,9$  als Basis dargestellt.

		$\lambda$	ZZP	Fall	CO	HC	NOx	be
		[-]	[°KW v. OT]					
Rücknahme der Vorzündung		0,90	10	(a)	= 100%	= 100%	= 100%	= 100%
Rücknahme der Vorzündung		1,00	14	(b)	-84%	-21%	135%	-10%
Abmagern		1,25	30	(c)	-96%	-24%	91%	-31%
AGR	ungekühlt	0,90	30	(d)	-21%	-35%	-67%	-24%
	ungekühlt	1,00	30	(e)	-88%	-33%	21%	-27%
	gekühlt	0,90	30	(f)	-23%	-33%	-67%	-21%
	ungekühlt	0,90	40	(g)	-30%	-37%	-57%	-28%
	ungekühlt	1,00	40	(h)	-89%	-39%	12%	-34%

Tabelle 7.6 Rohemissionsausstoß der unterschiedlichen Methoden zur Leistungsdrosselung im Vergleich zur Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=0,9$

Der in diesem Kapitel dargestellte Emissionsausstoß entspricht dem Rohemissionsausstoß vor der Abgasnachbehandlung. Es kann daher eine deutliche Reduktion der hier dargestellten Emissionen durch ein entsprechendes System der Abgasnachbehandlung erzielt werden.

In Tabelle 7.7 sind die zur Vorausberechnung angenommenen Konvertierungsraten dargestellt.

Konvertierungsrate	$\lambda$	CO	HC	NO <sub>x</sub>
	0,90	5 %	5 %	90 %
	1,00	80 %	80 %	80 %
	1,10	90 %	85 %	5 %
	1,25	95 %	90 %	5 %

Tabelle 7.7 Katalysator Konvertierungsrate

[12]

Alle Drosselungssysteme des Vergasermotors benötigen ein Sekundärluftsystem, wobei hier ein  $\lambda$ -Wert im Auspuff gewählt wurde, der dem des Basismotors nach der Prototypenimplementierung entspricht (siehe Abbildung 5.4). Durch den geringeren Kraftstoffverbrauch ist der Sekundärluftbedarf bei AGR mit Basisvorzündung um 24%, bei der AGR mit optimiertem ZZP sogar um 28% unter dem Sekundärluftbedarf des zündungsgedrosselten Motors. Durch den gesunkenen Sekundärluftbedarf bei der Drosselung durch AGR kann ein kleiner dimensioniertes oder einfacheres System eingesetzt werden.

Bei den Systemen zur Leistungsdrosselung bei Motoren mit Einspritzung wurde davon ausgegangen, dass kein Sekundärluftsystem verbaut wird und das Verbrennungsluftverhältnis dem gemessenen Wert im Auspuff entspricht.

Mit Hilfe der in Tabelle 7.7 angenommenen Konvertierungsraten wurden die Abgasemissionen der einzelnen Systeme berechnet. In Tabelle 7.8 wird nun der Emissionsausstoß der unterschiedlichen Systeme nach der Abgasnachbehandlung mit dem Emissionsausstoß des zündungsgedrosselten Vergasermotors verglichen.

		$\lambda$	ZZP	Sekundärluft	$\lambda$	Fall	CO	HC	NO <sub>x</sub>
		[-]	[°KW v. OT]	[-]	vor Katalysator [-]				
Rücknahme der Vorzündung		0,90	10	Ja	1,10	(a)	= 100%	= 100%	= 100%
Rücknahme der Vorzündung		1,00	14	Nein	1,00	(b)	-67%	5%	-51%
Abmagern		1,25	30	Nein	1,25	(c)	-98%	-49%	91%
AGR	ungekühlt	0,90	30	Ja	1,10	(d)	-21%	-35%	-67%
	ungekühlt	1,00	30	Nein	1,00	(e)	-75%	-11%	-74%
	gekühlt	0,90	30	Ja	1,00	(f)	-23%	-33%	-67%
	ungekühlt	0,90	40	Ja	1,10	(g)	-30%	-37%	-57%
	ungekühlt	1,00	40	Nein	1,00	(h)	-77%	-19%	-76%

Tabelle 7.8 Berechneter Emissionsausstoß nach Katalysator der unterschiedlichen Methoden zur Leistungsdrosselung im Vergleich zur Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=0,9$

Die Rohemissionen eines zündungsgedrosselten Vergasermotors können bei ausreichend hoher Sekundärluftzufuhr und entsprechendem Katalysatorvolumen um die in Tabelle 7.7 angeführten Konvertierungsraten reduziert werden. Bei höheren  $\lambda$ -Werten vor dem Katalysator kann der CO- und HC-Ausstoß beträchtlich reduziert werden. Bei Luftüberschuss werden NO<sub>x</sub>-Emissionen nicht mehr reduziert, und bleibt unverändert. Da auch bei den drei unterschiedlichen Methoden der Leistungsdrosselung durch AGR bei  $\lambda=0,9$  zur weiteren Schadstoffreduzierung im Katalysator ein Sekundärluftsystem eingesetzt werden muss, bleibt das Verhältnis unverändert. Bei der Leistungsdrosselung durch Abmagerung ist das Auspufflambda zwar höher als bei den Motoren mit Sekundärluftsystem, die Konvertierungsrate im Katalysator nimmt aber nicht mehr wesentlich zu. Aus diesem Grund bleibt das Verhältnis zwischen den Rohemissionen und den Abgasemissionen nach dem Katalysator im Vergleich zur Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=0,9$  annähernd konstant. Anders sieht

dies jedoch bei der Leistungsdrosselung durch AGR bei  $\lambda=1,0$  aus. Da bei den beiden Systemen das Luftverhältnis im Auspuff nicht angehoben werden muss und daher auf ein Sekundärluftsystem verzichtet werden kann, sinkt zwar die Konvertierungsrate von HC und CO leicht, die von NOx steigt aber enorm an.

Bei der Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=1,0$  können der CO-Ausstoß um 67% und die NOx-Emissionen um 51% gesenkt werden, lediglich die HC-Emissionen steigen geringfügig an. Bei der Abmagerung sinkt der CO-Ausstoß sogar um 98% und der HC-Ausstoß um 49%. Durch die hohen  $\lambda$ -Werte vor dem Katalysator bleibt der NOx-Ausstoß um 91% höher als bei der Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=0,9$ .

Bei der Leistungsdrosselung durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=0,9$  mit Basisvorzündung sinken die CO-Emissionen um 21%, jene von HC um 35% und der NOx-Ausstoß kann um 67% gesenkt werden. Durch die Optimierung der Vorzündung kann der CO-Ausstoß nochmals um 9%, der von HC um 2% gesenkt werden. Durch die Optimierungsmaßnahmen sinkt die NOx-Reduktion jedoch um 10% auf 57%.

Bei der Leistungsdrosselung durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=1,0$  mit Basisvorzündung sinkt der CO-Ausstoß um 75%, der von HC um 11% und der von NOx kann um 74% gesenkt werden. Bei der Leistungsdrosselung durch ungekühlte AGR bei  $\lambda=1,0$  mit optimierter Vorzündung sinkt der CO-Ausstoß um 77%, der von HC um 19% und der von NOx kann sogar um 76% gesenkt werden.

	$\lambda$ [-]	ZZP [°KW v. OT]	Sekundärluft [-]	$\lambda$ vor Katalysator [-]	Fall	CO	HC	NOx
Rücknahme der Vorzündung	1,00	14	Nein	1,00	(b)	= 100%	= 100%	= 100%
Abmagern	1,25	30	Nein	1,25	(c)	-94%	-52%	287%
AGR	ungekühlt	1,00	30	Nein	(e)	-25%	-15%	-48%
	ungekühlt	1,00	40	Nein	(h)	-31%	-23%	-52%

Tabelle 7.9 Berechneter Emissionsausstoß nach Katalysator der unterschiedlichen Methoden zur Leistungsdrosselung im Vergleich zur Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=1,0$

Betrachtet man die Emissionsentstehung der Leistungsdrosselung durch Abmagerung und AGR bei  $\lambda=1,0$  im Vergleich zur Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=1,0$ , kann nochmals verdeutlicht werden, dass der NOx-Ausstoß bei Leistungsdrosselung durch Abmagerung um 287% ansteigt und durch die AGR um ca. 50% gesenkt werden kann.

## 7.7 Auswirkungen der Leistungsrosselung durch Abgasrückführung auf die Abgasemissionen im Fahrzyklus

Bisher wurden die Rohemissionen und der Emissionsausstoß nach dem Katalysator der unterschiedlichen Methoden der Leistungsrosselung miteinander verglichen. In diesem Kapitel soll nun abgeschätzt werden, wie sich diese unterschiedlichen Methoden auf die Gesamtemissionen im UN ECE Reg47 Fahrzyklus auswirken. Als Basis für die Abschätzung der Gesamtemissionen wird das Ergebnis der Rollenmessung des 50 cm<sup>3</sup> Prototypenfahrzeuges, welches in Abbildung 5.5, Abbildung 5.6 und Abbildung 5.7 angeführt ist, verwendet. Für die Berechnung werden die Emissionen, die während der Phase der Geschwindigkeitsrosselung entstehen, mit den Faktoren die in der Tabelle 7.8 angeführt sind, gewichtet.

Das Ergebnis dieser Berechnung ist in den Abbildungen 7.74 bis 7.77 dargestellt. In diesen Darstellungen sind auch die Methoden der Leistungsrosselung bei  $\lambda=1,0$  enthalten. Grund dafür ist, dass auch Fahrzeuge mit Einspritzung und Lambdasonde, die in der Teillast  $\lambda=1,0$ -geregelt fahren, mitunter aber während der Vollastbeschleunigung mit einem Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda < 1,0$  betrieben werden.

Der Anteil der gedrosselten Vollast beträgt beim Basisfahrzeug im UN ECE Reg 47 in etwa 29%. Da aber ein Großteil der Emissionen in diese Phase des Fahrzyklus entstehen, kann hier durch eine Verbesserung des Emissionsverhaltens eine mitunter deutliche Reduktion des Gesamtemissionsausstoßes erzielt werden.

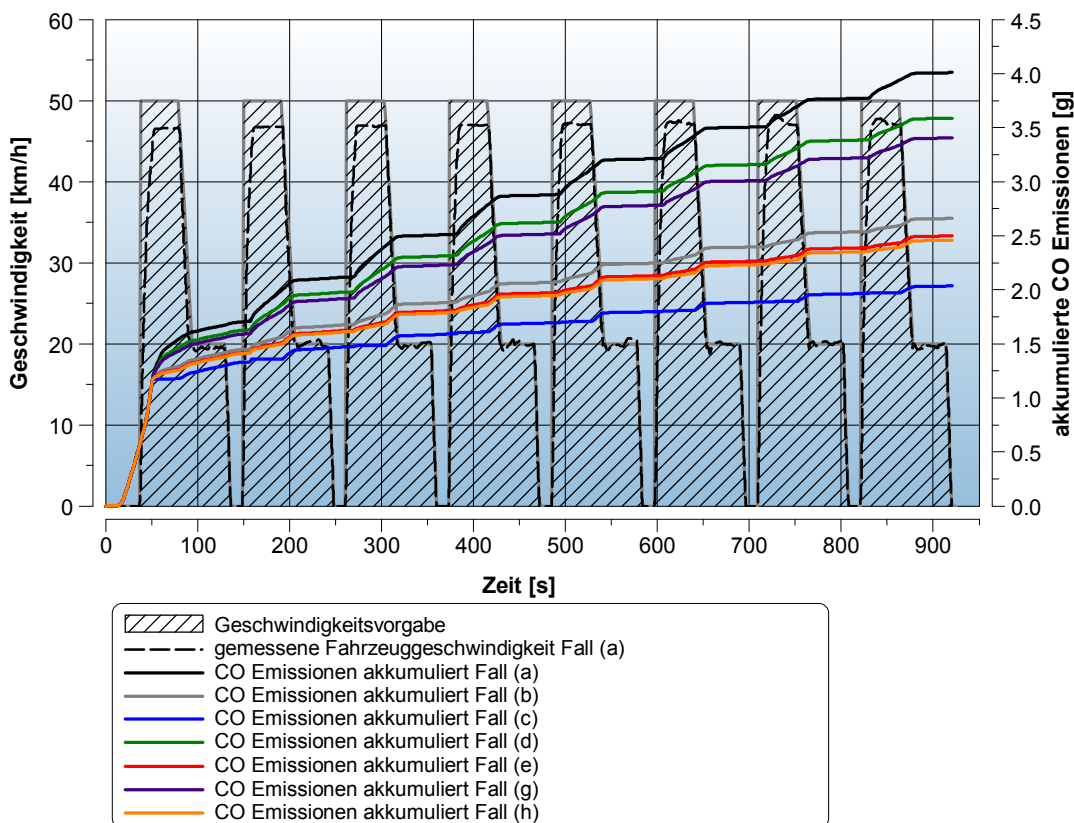


Abbildung 7.77 Vergleich der akkumulierten CO-Emissionen im UN-ECE Reg 47

In Abbildung 7.77 erkennt man, dass bei der Leistungsrosselung durch AGR bei  $\lambda=0,9$  die geringste Verbesserung im CO-Emissionsausstoß erreicht wird. Ein besseres Ergebnis wird durch die Drosselungsvarianten bei  $\lambda=1,0$  erreicht, wobei die höchste CO-Reduktion durch die Abmagerung erzielt wird.

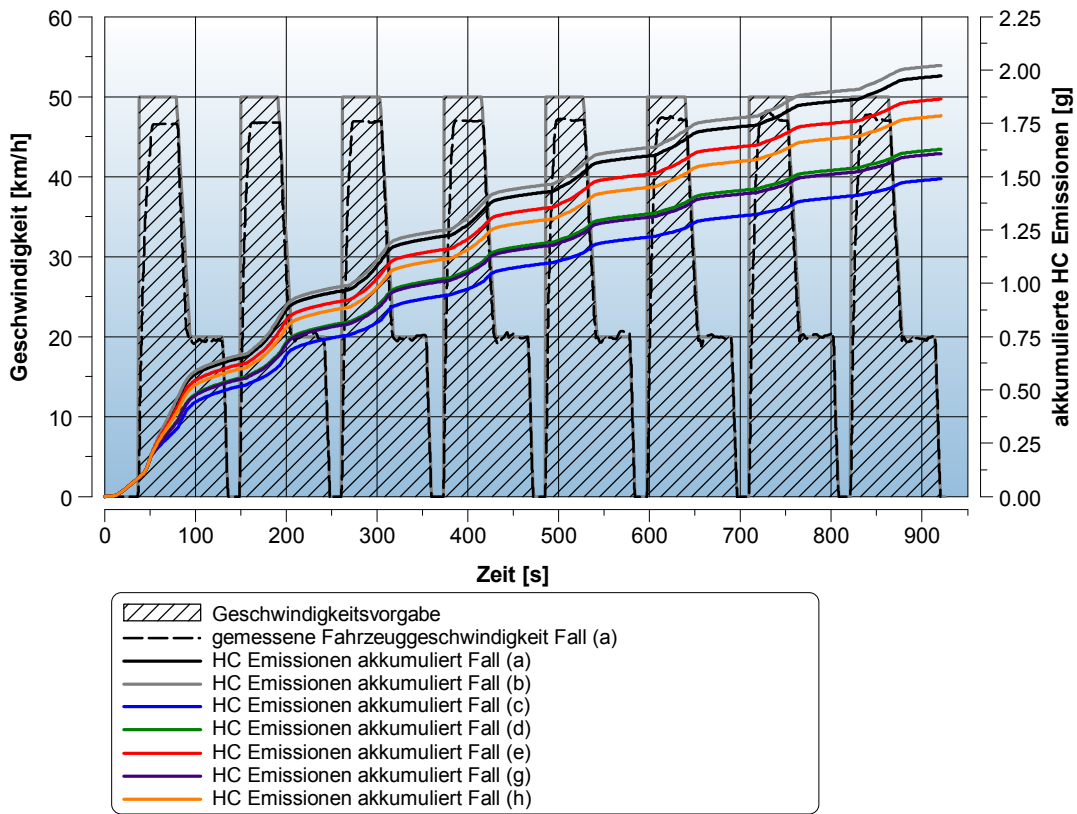


Abbildung 7.78 Vergleich der akkumulierten HC-Emissionen im UN-ECE Reg 47

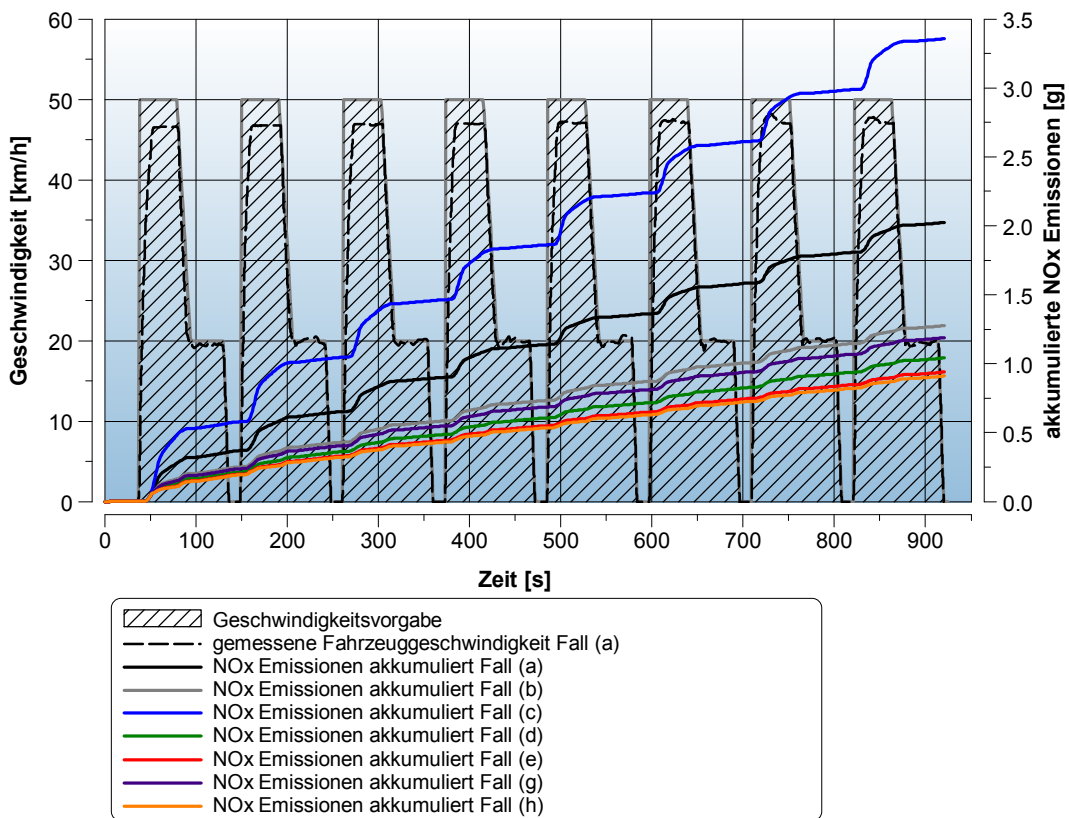


Abbildung 7.79 Vergleich der akkumulierten NOx-Emissionen im UN-ECE Reg 47

Abbildung 7.78 zeigt bei HC ein ähnliches Ergebnis wie bei CO, da auch hier durch Abmagerung die geringsten Schadstoffemissionen entstehen. Bei der Drosselung durch AGR mit  $\lambda=0,9$  und Sekundärluft entsteht hingegen ein geringerer Emissionsausstoß als bei AGR mit  $\lambda=1,0$ . Die höchsten HC-Emissionen emittiert die Leistungsrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=1,0$ .

Abbildung 7.79 zeigt, dass die NO<sub>x</sub>-Emissionen durch Abmagerung auf fast 3,5 g ansteigen und durch die AGR auf ca. 1 g reduziert werden können.

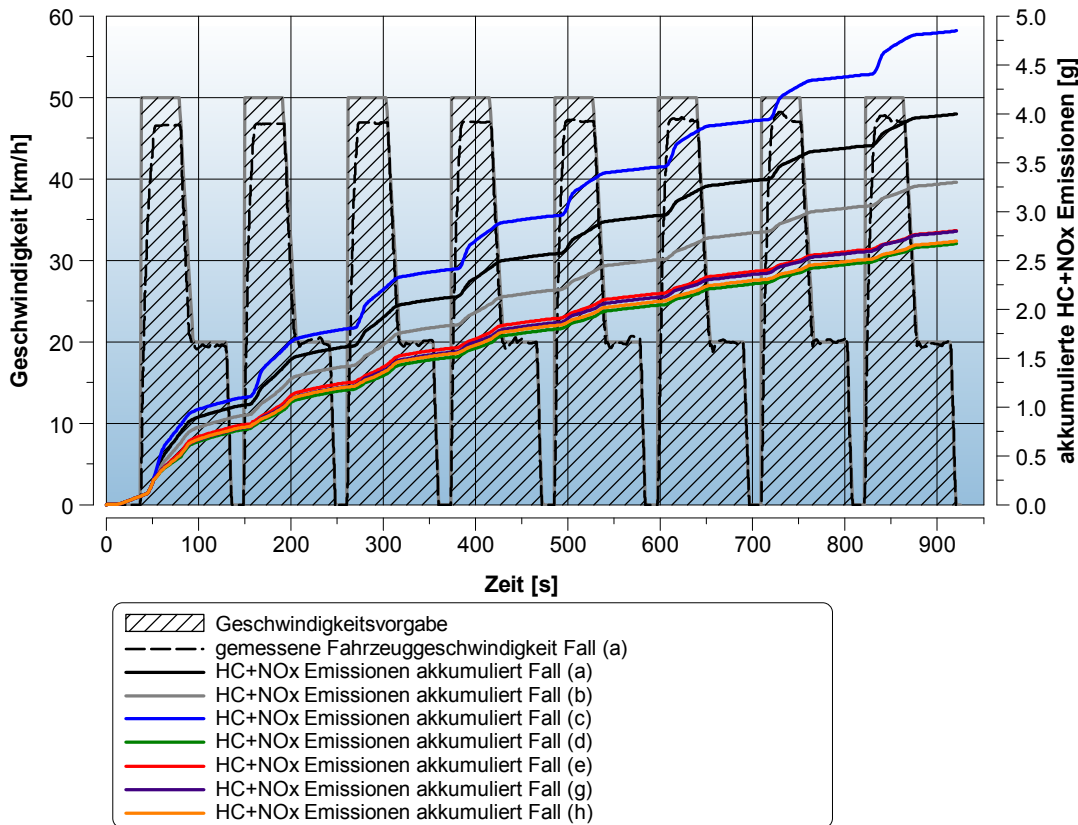


Abbildung 7.80 Vergleich der akkumulierten HC+NO<sub>x</sub>-Emissionen im UN-ECE Reg 47

Betrachtet man den Emissionsausstoß von HC und NO<sub>x</sub> als Summe so emittiert die Variante mit Abmagerung in etwa 5g und jene durch AGR nur in etwa 2,8g.

Setzt man die berechneten Abgasemissionen wieder in ein Verhältnis zum Ergebnis der Beutelemissionsauswertung des tatsächlich am Rollenprüfstand untersuchten Fahrzeugs, so kann auch eine Abschätzung der Beutelemissionen erfolgen. Das Ergebnis der virtuellen Abgasbeutelenauswertung ist in Tabelle 7.10 angeführt.



	kalter Zyklus			warmer Zyklus		
	CO [g/km]	HC [g/km]	NOx [g/km]	CO [g/km]	HC [g/km]	NOx [g/km]
Fall (a)	0,75	0,39	0,30	0,40	0,16	0,26
Fall (b)	0,54	0,40	0,19	0,21	0,16	0,16
Fall (c)	0,44	0,30	0,49	0,12	0,12	0,44
Fall (d)	0,68	0,32	0,16	0,34	0,13	0,13
Fall (e)	0,51	0,37	0,15	0,19	0,15	0,11
Fall (f)	0,68	0,33	0,16	0,33	0,13	0,13
Fall (g)	0,66	0,32	0,18	0,31	0,13	0,15
Fall (h)	0,51	0,35	0,14	0,18	0,14	0,11

Tabelle 7.10 Berechneter Emissionsausstoß mit unterschiedlichen Methoden der Leistungsdrosselung im UN ECE Reg 47

Das Basisfahrzeug nach erfolgter Prototypenimplementierung (siehe Kapitel 5.1) erfüllt bereits bei der Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung die Emissionsgrenzwerte der vorgeschlagenen Abgasemissionsgesetzgebung EURO 3 [2]. Die Emissionsgrenzwerte der im "Proposal of the European Parliament and of the Council on the approval and market surveillance of two- or three-wheel vehicles and quadricycles" von 2010 [2] sind in Tabelle 1.3 auf Seite 4 angeführt.

	50/50 Gewichtung			Grenzwert EURO 3		Grenzwert EURO 4		
	CO [g/km]	HC [g/km]	NOx [g/km]	CO [% v. Grenzwert]	HC + NOx [% v. Grenzwert]	CO [% v. Grenzwert]	HC [% v. Grenzwert]	NOx [% v. Grenzwert]
Fall (a)	0,58	0,28	0,28	58%	46%	58%	44%	165%
Fall (b)	0,37	0,28	0,18	37%	38%	37%	45%	104%
Fall (c)	0,28	0,21	0,46	28%	56%	28%	33%	273%
Fall (d)	0,51	0,23	0,14	51%	31%	51%	36%	85%
Fall (e)	0,35	0,26	0,13	35%	32%	35%	41%	76%
Fall (f)	0,51	0,23	0,14	51%	31%	51%	36%	85%
Fall (g)	0,49	0,22	0,16	49%	32%	49%	36%	97%
Fall (h)	0,34	0,25	0,13	34%	31%	34%	40%	74%

Tabelle 7.11 Emissionsausstoß bezogen auf die Grenzwerte der vorgeschlagenen Abgasgesetzgebung für Zweirad Mopeds (2010)

Tabelle 7.11 zeigt das Ergebnis dieser Berechnung des Emissionsausstoßes bezogen auf die Grenzwerte der Abgasgesetzgebung. Die Grenzwerte der EURO 3 können durch alle hier untersuchten Drosselungsmethoden erfüllt werden. Für EURO 4 ist eine separate Limitierung für HC und NOx vorgesehen. Die restriktiver werdende Abgasgesetzgebung hat zur Folge, dass die Emissionsgrenzwerte für NOx nicht mehr durch alle Drosselungskonzepte erfüllt werden können. Bei der Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=0,9$  wird der Grenzwert für NOx um 65% überschritten.

Bei der Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=1,0$  kann der Grenzwert trotz Konvertierung im Katalysator nicht eingehalten werden.

Bei der Leistungsdrosselung durch Abmagerung wird der Grenzwert von NOx bereits um 173% überschritten. Wird hingegen ein System der AGR zur Leistungsdrosselung eingesetzt, so können auch diese strengeren NOx-Grenzwerte eingehalten werden.

## 8 Zusammenfassung

Die Abgasemissionsgesetzgebung in Europa sieht immer restriktivere Emissionsgrenzwerte vor. Im Rahmen der Prototypenentwicklung eines 50 cm<sup>3</sup> und eines 125 cm<sup>3</sup> Motors konnte gezeigt werden, dass die Emissionsgrenzwerte in dieser Fahrzeugkategorie auch durch verhältnismäßig einfache Maßnahmen eingehalten werden können.

Bei der Entwicklung dieser kleinvolumigen Zweiradkraftfahrzeuge hat sich gezeigt, dass durch die Anwendung von AGR in Kombination mit einem modernen Sekundärluftsystem ein geringer Emissionsausstoß von HC, CO und NO<sub>x</sub> erzielt werden kann. Es konnte weiters gezeigt werden, dass die Grenzwerte der vorgeschlagenen EURO 3 Gesetzgebung [2] für 50 cm<sup>3</sup> Fahrzeuge mit einem Summengrenzwert für HC + NO<sub>x</sub> auch ohne die Anwendung von AGR erfüllt werden können. AGR kann aber auch bei dieser Fahrzeugkategorie zu einer Verbesserung des Emissionsverhaltens beitragen. Eine Verwendung beschränkt sich indes jedoch nicht nur auf die Schadstoffreduzierung, sondern kann bei diesen Fahrzeugen auch für eine optimierte Methode zur Einhaltung gesetzlich vorgeschriebener Geschwindigkeitslimits eingesetzt werden. Zu diesem Zweck muss die Motorleistung bei Erreichen der zulässigen Fahrzeughöchstgeschwindigkeit gedrosselt werden.

Bei den experimentellen Untersuchungen am Motorprüfstand wurden detaillierte Informationen über die Auswirkungen unterschiedlicher Methoden zur Leistungsdrosselung gesammelt, die einen Aufschluss über den Emissionsausstoß sowie den Kraftstoffverbrauch geben können. Mithilfe der gewonnenen Daten ist es möglich, abzuschätzen, in wie weit sich die unterschiedlichen Strategien der Leistungsdrosselung auf die Emissionsentstehung im Fahrzyklus auswirken.

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass die Leistungsdrosselung einen großen Einfluss auf den Wirkungsgrad und den Emissionsausstoß hat. Bei Vergasermotoren wird meist die Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung angewendet, da diese sehr leicht umzusetzen ist. Um die gewünschte Leistungsreduktion beim 50 cm<sup>3</sup> Referenzfahrzeug zu erzielen, muss die Vorzündung auf 5 - 10°KW vor OT reduziert werden. Nachteilig erweist sich bei dieser Methode jedoch der hohe Emissionsausstoß und der schlechte thermodynamische Wirkungsgrad. Die untersuchten alternativen Methoden der Leistungsdrosselung benötigen einen minimalen Mehraufwand, der aber durch das Potential der Verbesserung gerechtfertigt zu sein scheint.

Die Leistungsdrosselung durch Abmagern ist eine einfache und elegante Methode um den Kraftstoffverbrauch zu reduzieren. Diese Methode setzt aber die Möglichkeit der Regelung der Kraftstoffzufuhr voraus, die in dem geforderten Maß meist nur durch ein Einspritzsystem realisiert werden kann. Bei dieser Methode wird das Verbrennungsluftverhältnis während der Drosselungsphase auf einen  $\lambda$ -Wert von 1,25 - 1,35 erhöht. Infolgedessen kann der Kraftstoffverbrauch aber auch der CO- und HC-Emissionsausstoß reduziert werden. Durch das höhere Verbrennungsluftverhältnis entstehen aber erhöhte NO<sub>x</sub>-Rohemissionen, die nachträglich nicht mehr im 3-Wege-Katalysator reduziert werden können. Die Einhaltung zukünftiger Abgasgrenzwerte mit strengeren NO<sub>x</sub>-Grenzwerten erweist sich dadurch als schwierig.

Anders sieht es bei der Leistungsdrosselung unter Verwendung von AGR aus. Auch hier kann ein signifikant verbessertes Emissionsverhalten erzielt werden. Diese Methode setzt zudem keine Regelung der Kraftstoffzufuhr voraus und kann daher bei Vergasermotoren als auch bei Motoren mit Einspritzsystemen eingesetzt werden. Die zur Drosselung der Motorleistung benötigte AGR-Rate variiert beim 50 cm<sup>3</sup> Referenzmotor in Abhängigkeit von Verbrennungsluftverhältnis und Zündzeitpunkt im Bereich zwischen 10 – 18%. Die Mehrkosten eines AGR Systems bestehen lediglich aus den Kosten



für die AGR-Leitung, das AGR-Ventil und den Kosten für die Regelung. Wird die AGR Leitung direkt in den Zylinderkopf integriert, kann ein Teil der Systemkosten eingespart werden.

Abbildung 8.1 zeigt das Potential der Kraftstoffeinsparung, das durch eine optimierte Methode der Leistungsrosselung erzielt werden kann. Bei den Untersuchungen zur AGR konnte gezeigt werden, dass durch die Optimierung des ZZZP der Wirkungsgrad der Verbrennung gesteigert und dadurch der Kraftstoffverbrauch nochmals reduziert werden konnte. Der Kraftstoffverbrauch, der durch die AGR bei  $\lambda=0,9$  und  $\lambda=1,0$  mit optimierten ZZZP erzielt werden kann, liegt auf einem mit der Leistungsrosselung durch Abmagerung vergleichbaren Niveau.

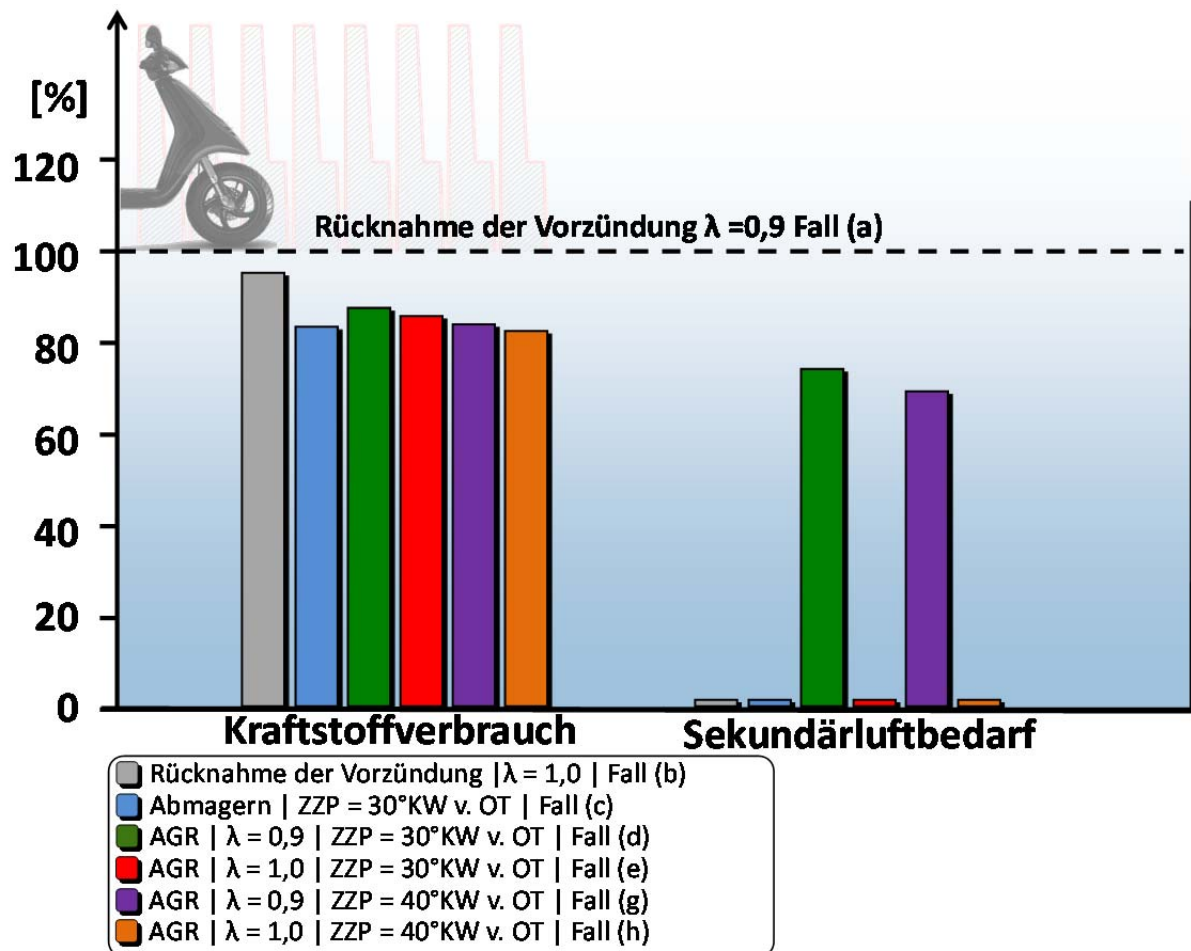


Abbildung 8.1 Kraftstoffverbrauch und Sekundärluftbedarf der unterschiedlichen Drosselungsmethoden im UNECE Reg 47 Fahrzyklus im Vergleich zur Drosselung durch Rücknahme der Vorzündung

Da durch den Einsatz der AGR bei Fahrzeugen mit Vergaser der Rohemissionsausstoß sinkt, reduziert sich auch der für die katalytische Abgasnachbehandlung erforderliche Sekundärluftbedarf. Wird die AGR bei einem Fahrzeug mit Einspritzung und Lambdasonde bei  $\lambda=1,0$  eingesetzt, wird keine Sekundärluft zur katalytischen Abgasnachbehandlung benötigt. Ein weiterer Vorteil der Drosselung mittels AGR bei  $\lambda=1,0$  ist, dass im Vergleich zur Abmagerung das Auspufflambda nicht über 1 liegt und es deshalb zu einer Reduzierung von NOx im Katalysator kommt.

Der Gesamtemissionsausstoß nach dem Katalysator der unterschiedlichen Methoden der Leistungsrosselung im UN ECE Reg47 Fahrzyklus im Vergleich zur Drosselung durch Rücknahme der Vorzündung in der Abbildung 8.2 dargestellt.

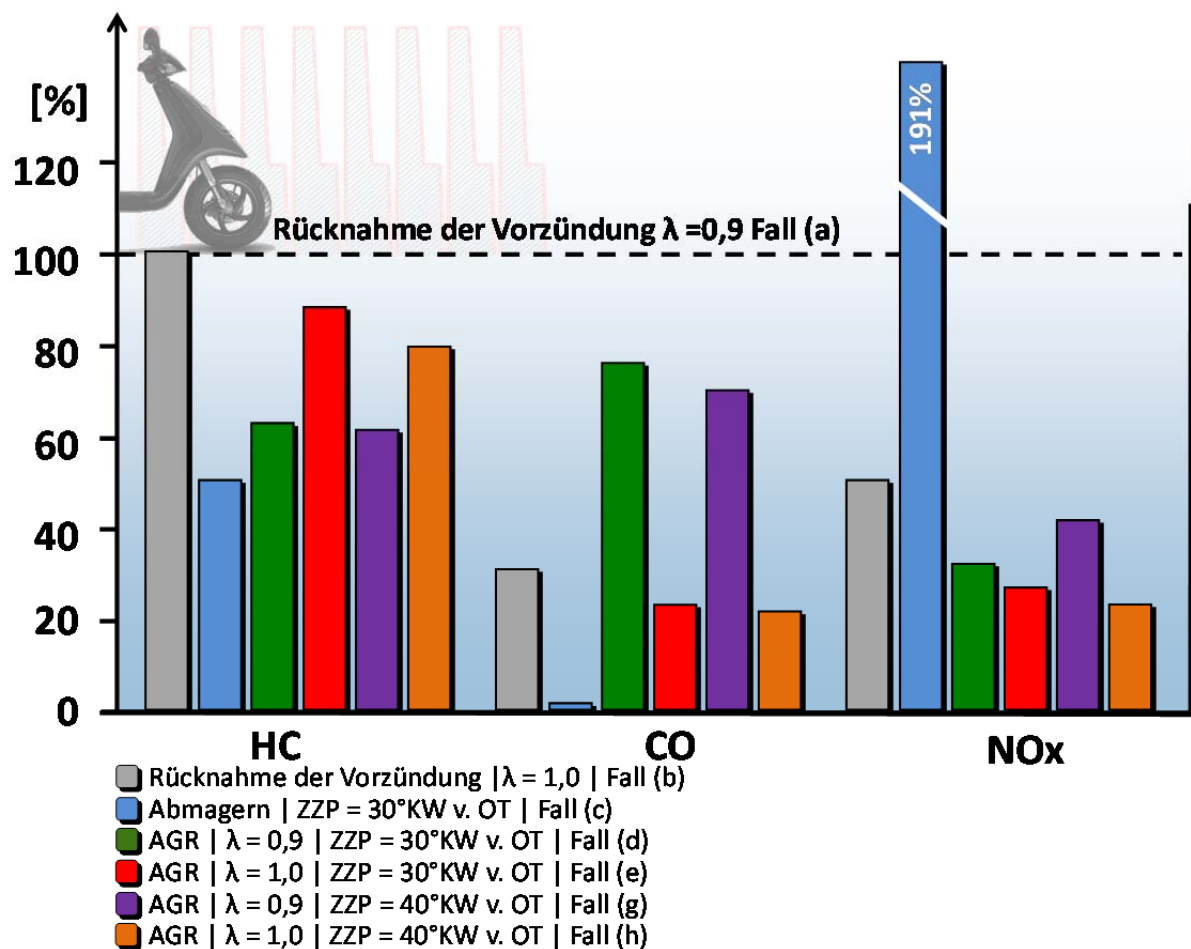


Abbildung 8.2 Emissionsausstoß der unterschiedlichen Drosselungsmethoden im UNECE Reg 47 Fahrzyklus im Vergleich zur Drosselung durch Rücknahme der Vorzündung

Der HC-Emissionsausstoß bei der Drosselung durch Abmagerung und durch AGR bei  $\lambda=0,9$  liegt deutlich unter dem durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=0,9$  und  $\lambda=1,0$ . Auch der CO-Emissionsausstoß aller hier beschriebenen Methoden liegt deutlich unter dem Emissionsausstoß durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=0,9$ . Der CO-Emissionsausstoß der  $\lambda=1,0$  und  $\lambda>1$  Konzepte hebt sich verfahrensbedingt nochmals deutlich von den Konzepten mit  $\lambda=0,9$  ab.

Ein erhöhter NOx-Ausstoß nach dem Katalysator wird nur durch die Drosselung durch Abmagerung verursacht.

Die Grenzwerte der kommenden Abgasgesetzgebung sind zum jetzigen Zeitpunkt noch nicht klar definiert. Die Emissionsgrenzwerte der vorgeschlagenen EURO 3 [2] können jedoch bereits mit dem Prototypenfahrzeug, welches durch Rücknahme der Vorzündung gedrosselt ist, erfüllt werden. Die Emissionsgrenzwerte der EURO 4 [2] sehen, im Gegensatz zur EURO 3 [2] mit einem Summengrenzwert für HC und NOx, eine separate Limitierung von HC und NOx vor. Der strenge NOx-Grenzwert kann mit dieser Methode der Leistungsdrosselung aber nicht mehr erfüllt werden. Wird hingegen die Leistungsdrosselung durch AGR angewendet, kann der Grenzwert eingehalten werden. Im Fall der Leistungsdrosselung mit AGR bei  $\lambda=0,9$  und Sekundärluft muss jedoch, wenn keine weiteren Maßnahmen getroffen werden, auf die Optimierung der Vorzündung verzichtet werden. Die Grenzwerte der EURO 4 [2] können dann aber auch mit einem Fahrzeug mit Vergaser, Sekundärluft und einem AGR System erfüllt werden.

Die gängige Methode der Leistungsdrosselung bei Fahrzeugen mit Einspritzung ist die Abmagerung. Der hohe NOx-Ausstoß der bei dieser Drosselung entsteht, führt dazu, dass der Grenzwert sogar um 173% überschritten wird. Auch die Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei  $\lambda=1,0$  führt zu einem leichten Überschreiten des Grenzwertes. Mithilfe der Drosselung durch AGR und der nachfolgenden NOx-Reduktion im Katalysator wird der Grenzwert aber deutlich unterschritten.

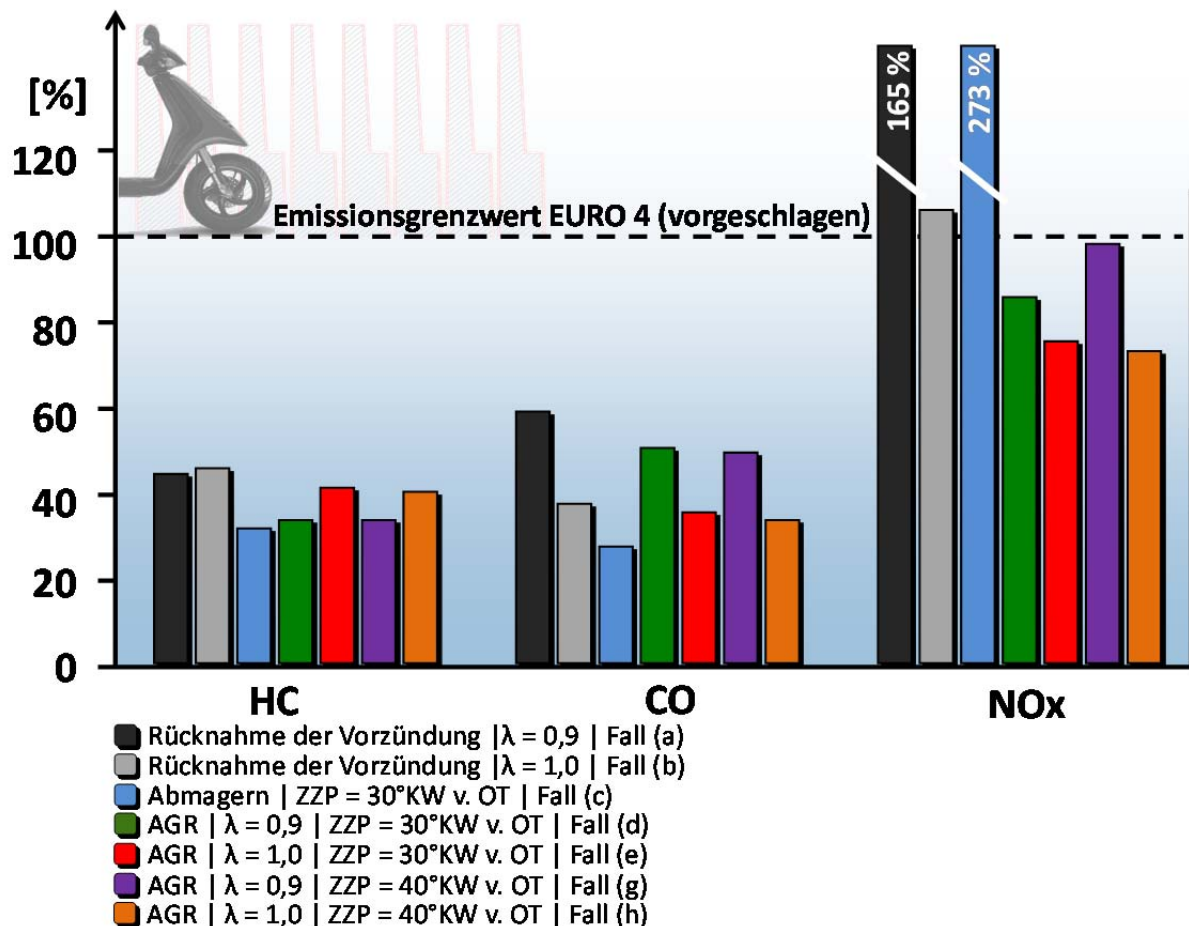


Abbildung 8.3 Emissionsausstoß im UN ECE Reg 47 bezogen auf die Grenzwerte der vorgeschlagenen EURO 4 Abgasgesetzgebung für Zweirad Mopeds (2010) [2]

Eine optimale Methode der Leistungsdrosselung kann nicht nur durch einen Parameter wie den ZZZP, die Gemischzusammensetzung oder die AGR-Rate alleine erzielt werden, sondern setzt eine Kombination aus diesen Parametern voraus. Durch die Leistungsdrosselung mittels AGR bei  $\lambda=1,0$  und einem optimierten ZZZP wurde eine mögliche Kombination dieser Parameter dargestellt. Es konnte gezeigt werden, dass eine solche Methode deutliche Emissionsreduktionen sowie erheblich niedrigere Kraftstoffverbräuche bewirken kann.

## 9 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1 UN ECE Reg 47 .....	3
Abbildung 1.2 UN ECE Reg 40 .....	5
Abbildung 1.3 WMTC Zyklus 1. Teil .....	6
Abbildung 2.1 Arbeitsverfahren des 4 Takt Motors.....	7
Abbildung 2.2 p,V Diagramm 4 Takt Motor.....	8
Abbildung 2.3 Gemischheizwert als Funktion des Luftverhältnisses für Benzin (1bar 300K).....	11
Abbildung 2.4 Zusammensetzung des trockenen und feuchten Verbrennungsgases als Funktion des Luftverhältnisses .....	13
Abbildung 2.5 K für Wassergasgleichgewicht als Funktion der Temperatur C:H:O 1:2:3 $\lambda$ .....	14
Abbildung 3.1 offene CVS Anlage .....	18
Abbildung 3.2 Kontinuierliche Messung der Abgasemissionen des 50 cm <sup>3</sup> Fahrzeuges.....	20
Abbildung 3.3 Akkumulierte Abgasemissionen der kontinuierliche Messung des 50 cm <sup>3</sup> Fahrzeuges	21
Abbildung 3.4 Lambdaverlauf des 50 cm <sup>3</sup> Fahrzeuges im ECE Reg 47 Testzyklus.....	22
Abbildung 3.5 Kontinuierliche Messung der Abgasemissionen des 125 cm <sup>3</sup> Fahrzeuges / Zyklen 1 - 3 .....	24
Abbildung 3.6 Kontinuierliche Messung der Abgasemissionen des 125 cm <sup>3</sup> Fahrzeuges / Zyklen 4 - 6 .....	24
Abbildung 3.7 Akkumulierte Abgasemissionen der kontinuierliche Messung des 125 cm <sup>3</sup> Fahrzeuges .....	25
Abbildung 3.8 Lambdaverlauf des 125 cm <sup>3</sup> Fahrzeuges im ECE Reg 47 Testzyklus.....	25
Abbildung 4.1 a.) Schadstoffbildung bei Ottomotoren über dem Luftverhältnis b.) Konvertierungsrate eines Katalysators .....	27
Abbildung 4.2 a.) Verluste durch unvollständige und unvollkommene Verbrennung b.) Laminare Flammengeschwindigkeit als Funktion des Kehrwertes des Luftverhältnisses .....	28
Abbildung 4.3 Schema eines Gleichdruck- und eines Schiebervergasers .....	29
Abbildung 4.4 WOT Leistung und Mitteldruck eines luftgekühlten 50 cm <sup>3</sup> Motors bei unterschiedlichem $\lambda$ .....	30
Abbildung 4.5 Katalysator Light-off Kurve .....	31
Abbildung 4.6 Sekundärluftsystem mit Oxidationskatalysator .....	32
Abbildung 4.7 Sekundärluftsystem mit Luftspalt .....	33
Abbildung 4.8 Sekundärluftsystem mit Reduktions- und Oxidationskatalysator .....	34
Abbildung 4.9 Akkumulierte NO <sub>x</sub> -Emissionen während des UN-ECE Reg 47 und UN-ECE Reg 40	36
Abbildung 4.10 Motordrehzahl und Motorleistung des 125 cm <sup>3</sup> Fahrzeuges im UN-ECE Reg 40.....	37
Abbildung 4.11 NO <sub>x</sub> -Reduktion durch AGR in der Teillast im UN-ECE Reg 40 .....	38
Abbildung 4.12 Kostengünstige externe AGR mit Regelung über die Drosselklappe.....	38
Abbildung 4.13 NO <sub>x</sub> -Reduktion durch durchgängige Vollast-AGR im UN-ECE Reg 47.....	39
Abbildung 4.14 NO <sub>x</sub> -Reduktion bei partielle Vollast-AGR im UN-ECE Reg 47.....	40
Abbildung 4.15 Laminare Flammengeschwindigkeit stöchiometrischer Methan-Luft-Mischung in Abhängigkeit der Temperatur bei $p_u = 1$ bar.....	41
Abbildung 4.16 AGR a.) Entnahmestelle vor Sekundärluft b.) nach Sekundärluft .....	42
Abbildung 4.17 Ölringkanal zur Kühlung des Zylinderkopfes .....	43
Abbildung 5.1 Überarbeiteter Zylinderkopf des 50 cm <sup>3</sup> Motors .....	44
Abbildung 5.2 Mitteldruck und Leistungsvergleich des 50 cm <sup>3</sup> Basis- und Prototypenmotors.....	45
Abbildung 5.3 Überarbeiteter 50 cm <sup>3</sup> Motor nach der Prototypenimplementierung .....	46
Abbildung 5.4 Auspufflambda im UN-ECE Reg 47 Basis- und Prototypenfahrzeug .....	47

Abbildung 5.5 Akkumulierte CO-Emissionen (normiert) im UN-ECE Reg 47 Basis- und Prototypenfahrzeug.....	47
Abbildung 5.6 Akkumulierte HC-Emissionen (normiert) im UN-ECE Reg 47 Basis- und Prototypenfahrzeug.....	48
Abbildung 5.7 Akkumulierte NO <sub>x</sub> -Emissionen (normiert) im UN-ECE Reg 47 Basis- und Prototypenfahrzeug.....	49
Abbildung 5.8 Akkumulierte HC+NO <sub>x</sub> -Emissionen (normiert) im UN-ECE Reg 47 Basis- und Prototypenfahrzeug.....	49
Abbildung 5.9 Überarbeiteter 125 cm <sup>3</sup> Motor nach der Prototypen Implementierung .....	51
Abbildung 5.10 Akkumulierte CO-Emissionen (normiert) im UN-ECE Reg 40 Basis- und Prototypfahrzeug.....	52
Abbildung 5.11 Akkumulierte HC-Emissionen (normiert) im UN-ECE Reg 40 Basis- und Prototypfahrzeug.....	53
Abbildung 5.12 Akkumulierte NO <sub>x</sub> -Emissionen (normiert) im UN-ECE Reg 40 Basis- und Prototypfahrzeug.....	54
Abbildung 6.1 Anteil der Betriebszustände des gedrosselten 50 cm <sup>3</sup> Testfahrzeuges im UN ECE Reg 47 .....	56
Abbildung 6.2 Ergebnisse der Volllast-Beschleunigungsmessung des ungedrosselten 50 cm <sup>3</sup> Testfahrzeuges .....	57
Abbildung 6.3 Berechnung der Volllastbeschleunigung.....	58
Abbildung 6.4 Fahrwiderstand und erforderliche Motorleistung.....	59
Abbildung 6.5 Berechnete Volllastbeschleunigung mit geänderter CVT Charakteristik.....	60
Abbildung 6.6 Wirkungsgrade des vollkommenen Motors, kombinierte Verbrennung, gemischansaugend: P <sub>max</sub> = 80 bar, b.) P <sub>max</sub> = 100 bar .....	61
Abbildung 7.1 Motorenprüfstand P7.....	63
Abbildung 7.2 Prüfstands Aufbau mit Kraftübertragung zur Leistungsbremse .....	64
Abbildung 7.3 Leistungsbremse Drehmoment und Leistung.....	64
Abbildung 7.4 NATEC Luftmassenmesser.....	67
Abbildung 7.5 Kraftstoffwaage AVL Fuel Balance 7131-03.....	68
Abbildung 7.6 Temperaturmessstellen am Versuchsträger.....	69
Abbildung 7.7 Winkelscheibe 60-2.....	71
Abbildung 7.8 Bestimmung der OT-Lage mit dem OT-Sensor .....	71
Abbildung 7.9 Bestimmung des thermodynamischen Verlustwinkels.....	72
Abbildung 7.10 Thermodynamischer Verlustwinkel .....	73
Abbildung 7.11 Druckmessstellen am Versuchsträger .....	73
Abbildung 7.12 Niederdrucksensoren für Ansaugluft- und Auspuffdruckmessung .....	74
Abbildung 7.13 Kalibrierung Zylinderdruckquarz.....	75
Abbildung 7.14 Schwungscheibe für die Niederdruckeinspritzung .....	76
Abbildung 7.15 Niederdruck – Saugrohreinspritzung und Kraftstoffversorgung.....	76
Abbildung 7.16 Versuchsträger mit Abgasrückführleitung .....	77
Abbildung 7.17 Leistungsdaten des 50 cm <sup>3</sup> Versuchsmotors mit Saugrohreinspritzung bei $\lambda=0,9$ und $\lambda=1,0$ bei einem konstanten ZZP von 30°KW vor OT (ungedrosselt).....	79
Abbildung 7.18 Spezifische Emissionen des 50 cm <sup>3</sup> Versuchsmotors mit Saugrohreinspritzung bei $\lambda=0,9$ und $\lambda=1,0$ bei einem konstanten ZZP von 30°KW vor OT (ungedrosselt) .....	80
Abbildung 7.19 Zylinderdruckverlauf und normierter Heizverlauf bei 8000 U/min, $\lambda=0,9$ und $\lambda=1,0$ , ZZP=30°KW vor OT (ungedrosselt) .....	81
Abbildung 7.20 Motorvolllastleistungskennfeld mit unterschiedlichem Zündzeitpunkt bei einem Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda=0,9$ .....	82
Abbildung 7.21 Zündzeitpunkt, Einlass- und Auslasstemperatur für eine konstante Motorleistung von 1,8 kW durch Rücknahme der Vorzündung bei $\lambda=0,9$ im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei $\lambda=0,9$ .....	83

Abbildung 7.22 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch Rücknahme der Vorzündung bei $\lambda=0,9$ im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei $\lambda=0,9$ .....	84
Abbildung 7.23 Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO <sub>2</sub> -Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch Rücknahme der Vorzündung bei $\lambda=0,9$ im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei $\lambda=0,9$ .....	85
Abbildung 7.24 Einlass-, Zylinder- und Auspuffdruckverlauf bei 8000 U/min, $\lambda=0,9$ und ZZP=10,25°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei $\lambda=0,9$ .....	86
Abbildung 7.25 Zylinderdruckverlauf und normierter Heizverlauf bei 8000 U/min, $\lambda=0,9$ und ZZP=10,25°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei $\lambda=0,9$ .....	86
Abbildung 7.26 Motorvolllastleistungskennfeld mit unterschiedlichem Zündzeitpunkt bei einem Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda=1,0$ .....	87
Abbildung 7.27 Zündzeitpunkt, Einlass- und Auslasstemperatur für eine konstante Motorleistung von 1,8 kW durch Rücknahme der Vorzündung bei $\lambda=1,0$ im Vergleich zu Fall (a) .....	88
Abbildung 7.28 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch Rücknahme der Vorzündung bei $\lambda=1,0$ im Vergleich zu Fall (a) .....	88
Abbildung 7.29 Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO <sub>2</sub> -Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch Rücknahme der Vorzündung bei $\lambda=1,0$ im Vergleich zu Fall (a) .....	89
Abbildung 7.30 Einlass-, Zylinder- und Auspuffdruckverlauf bei 8000 U/min, $\lambda=1,0$ und ZZP=14,2°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei $\lambda=1,0$ .....	90
Abbildung 7.31 Zylinderdruckverlauf und normierter Heizverlauf bei 8000 U/min, $\lambda=1,0$ und ZZP=14,2°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei $\lambda=1,0$ .....	90
Abbildung 7.32 Motorleistungskennfeld bei unterschiedlichem Verbrennungsluftverhältnis mit konstantem Zündzeitpunkt ZZP=30°KW vor OT .....	91
Abbildung 7.33 Verbrennungsluftverhältnis, Einlass- und Auslasstemperatur für eine konstante Motorleistung von 1,8 kW durch Abmagerung bei ZZP=30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a) .....	92
Abbildung 7.34 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch Abmagerung bei ZZP=30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a) .....	92
Abbildung 7.35 Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO <sub>2</sub> -Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch Abmagerung bei ZZP=30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a) .....	93
Abbildung 7.36 Einlass-, Zylinder- und Auspuffdruckverlauf bei 8000 U/min, $\lambda=1,25$ und ZZP=30°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei $\lambda=0,9$ .....	94
Abbildung 7.37 Zylinderdruckverlauf und normierter Heizverlauf bei 8000 U/min, $\lambda=1,25$ und ZZP=30°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei $\lambda=0,9$ .....	94
Abbildung 7.38 Massenaufteilung im Ladungswechsel ohne AGR .....	95
Abbildung 7.39 Bestimmung der Abgasrückführrate aus der CO <sub>2</sub> -Messung .....	96
Abbildung 7.40 Schema der internen und externen AGR bei gemischansaugenden Motoren .....	97
Abbildung 7.41 Motorleistungskennfeld bei unterschiedlichen AGR-Raten mit konstantem Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda=0,9$ und konstantem Zündzeitpunkt ZZP=30°KW vor OT .....	98
Abbildung 7.42 AGR-Rate, Einlass- und Auslasstemperatur sowie AGR-Temperatur für eine konstante Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei $\lambda=0,9$ und konstantem ZZP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a) .....	99
Abbildung 7.43 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei $\lambda=0,9$ und konstantem ZZP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a) .....	100

Abbildung 7.44 Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO <sub>2</sub> -Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei $\lambda=0,9$ und konstantem ZZP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a) .....	100
Abbildung 7.45 Einlass-, Zylinder- und Auspuffdruckverlauf bei 8000 U/min mit ungekühlter AGR, AGR-Rate=13,5%, $\lambda=0,9$ und ZZP=30°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei $\lambda=0,9$ .....	101
Abbildung 7.46 Zylinderdruckverlauf und normierter Heizverlauf bei 8000 U/min mit ungekühlter AGR, AGR-Rate=13,5%, $\lambda=0,9$ und ZZP=30°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei $\lambda=0,9$ .....	102
Abbildung 7.47 Motorleistungskennfeld bei unterschiedlichen AGR Raten mit konstantem Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda=1,0$ und konstantem Zündzeitpunkt ZZP=30°KW vor OT .....	102
Abbildung 7.48 AGR-Rate, Einlass- und Auslasstemperatur sowie AGR-Temperatur für eine konstante Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei $\lambda=1,0$ und konstantem ZZP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a) .....	103
Abbildung 7.49 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei $\lambda=1,0$ und konstantem ZZP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a) .....	104
Abbildung 7.50 Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO <sub>2</sub> -Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei $\lambda=1,0$ und konstantem ZZP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a) .....	105
Abbildung 7.51 Einlass-, Zylinder- und Auspuffdruckverlauf bei 8000 U/min mit ungekühlter AGR, AGR-Rate=10,5%, $\lambda=1,0$ und ZZP=30°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei $\lambda=0,9$ .....	106
Abbildung 7.52 Zylinderdruckverlauf und normierter Heizverlauf bei 8000 U/min mit ungekühlter AGR, AGR-Rate=10,5%, $\lambda=1,0$ und ZZP=30°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei $\lambda=0,9$ .....	106
Abbildung 7.53 Motorleistungskennfeld mit gekühlter AGR bei unterschiedlichen AGR Raten bei konstantem Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda=0,9$ und konstantem Zündzeitpunkt ZZP=30°KW vor OT .....	107
Abbildung 7.54 AGR-Rate, Einlass- und Auslasstemperatur sowie AGR-Temperatur für eine konstante Motorleistung von 1,8 kW durch gekühlte AGR bei $\lambda=0,9$ und konstantem ZZP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a) .....	108
Abbildung 7.55 AGR-Rate, Einlass- und Auslasstemperatur sowie AGR-Temperatur für eine konstante Motorleistung von 1,8 kW durch gekühlte AGR bei $\lambda=0,9$ und konstantem ZZP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (d) .....	108
Abbildung 7.56 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch gekühlte AGR bei $\lambda=0,9$ und konstantem ZZP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a) .....	109
Abbildung 7.57 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch gekühlte AGR bei $\lambda=0,9$ und konstantem ZZP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (d) .....	110
Abbildung 7.58 Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO <sub>2</sub> -Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch gekühlte AGR bei $\lambda=0,9$ und konstantem ZZP von 30°KW vor OT im Vergleich zu Fall (a) .....	110
Abbildung 7.59 Einlass-, Zylinder- und Auspuffdruckverlauf bei 8000 U/min mit gekühlter AGR, AGR-Rate=15,5%, bei $\lambda=0,9$ und ZZP=30°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei $\lambda=0,9$ .....	111
Abbildung 7.60 Zylinderdruckverlauf und normierter Heizverlauf bei 8000 U/min mit gekühlter AGR, AGR-Rate=15,5%, $\lambda=0,9$ und ZZP=30°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei $\lambda=0,9$ .....	111

Abbildung 7.61 Motorleistungskennfeld bei unterschiedlichen AGR-Raten, konstantem Verbrennungsluftverhältnis $\lambda=0,9$ und optimiertem Zündzeitpunkt (ZZP=30 - 42°KW vor OT).....	112
Abbildung 7.62 AGR-Rate, Einlass- und Auslasstemperatur sowie AGR-Temperatur und ZZP für eine konstante Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei $\lambda=0,9$ mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (a).....	113
Abbildung 7.63 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei $\lambda=0,9$ mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (a).....	114
Abbildung 7.64 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei $\lambda=0,9$ mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (d) .....	114
Abbildung 7.65 Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO <sub>2</sub> -Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei $\lambda=0,9$ mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (a) .....	115
Abbildung 7.66 Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO <sub>2</sub> -Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei $\lambda=0,9$ mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (d).....	116
Abbildung 7.67 Einlass-, Zylinder- und Auspuffdruckverlauf bei 8000 U/min mit ungekühlter AGR, AGR-Rate=15,8 %, $\lambda=0,9$ und ZZP=40°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei $\lambda=0,9$ .....	116
Abbildung 7.68 Zylinderdruckverlauf und normierter Heizverlauf bei 8000 U/min mit ungekühlter AGR, AGR-Rate=15,8 %, $\lambda=0,9$ und ZZP=40°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei $\lambda=0,9$ .....	117
Abbildung 7.69 Motorleistungskennfeld bei unterschiedlichen AGR-Raten bei konstantem Verbrennungsluftverhältnis $\lambda=1,0$ und optimiertem ZZP.....	118
Abbildung 7.70 AGR-Rate, Einlass- und Auslasstemperatur sowie AGR-Temperatur und ZZP für eine konstante Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei $\lambda=1$ mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (a).....	119
Abbildung 7.71 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei $\lambda=1,0$ mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (a).....	119
Abbildung 7.72 Spezifische Emissionen bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei $\lambda=1,0$ mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (e).....	120
Abbildung 7.73 Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO <sub>2</sub> -Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei $\lambda=1$ mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (a) .....	121
Abbildung 7.74 Spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische CO <sub>2</sub> -Emissionen und Verbrennungsbeginn bei einer konstanten Motorleistung von 1,8 kW durch ungekühlte AGR bei $\lambda=1$ mit optimierter Zündung im Vergleich zu Fall (e) .....	121
Abbildung 7.75 Einlass-, Zylinder- und Auspuffdruckverlauf bei 8000 U/min mit ungekühlter AGR, AGR-Rate=14,3%, $\lambda=1,0$ und ZZP=40°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei $\lambda=0,9$ .....	122
Abbildung 7.76 Zylinderdruckverlauf und normierter Heizverlauf bei 8000 U/min mit ungekühlter AGR, AGR-Rate=14,3 %, $\lambda=1,0$ und ZZP=40°KW vor OT im Vergleich zum ungedrosselten Motor bei $\lambda=0,9$ .....	122
Abbildung 7.77 Vergleich der akkumulierten CO-Emissionen im UN-ECE Reg 47 .....	128
Abbildung 7.78 Vergleich der akkumulierten HC-Emissionen im UN-ECE Reg 47 .....	129
Abbildung 7.79 Vergleich der akkumulierten NO <sub>x</sub> -Emissionen im UN-ECE Reg 47 .....	129
Abbildung 7.80 Vergleich der akkumulierten HC+NO <sub>x</sub> -Emissionen im UN-ECE Reg 47 .....	130
Abbildung 8.1 Kraftstoffverbrauch und Sekundärluftbedarf der unterschiedlichen Drosselungsmethoden im UNECE Reg 47 Fahrzyklus im Vergleich zur Drosselung durch Rücknahme der Vorzündung .....	133



Abbildung 8.2 Emissionsausstoß der unterschiedlichen Drosselungsmethoden im UNECE Reg 47  
Fahrzyklus im Vergleich zur Drosselung durch Rücknahme der Vorzündung ..... 134

Abbildung 8.3 Emissionsausstoß im UN ECE Reg 47 bezogen auf die Grenzwerte der  
vorgeschlagenen EURO 4 Abgasgesetzgebung für Zweirad Mopeds (2010) [2]..... 135

## 10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1.1 Emissionsgrenzwerte für einspurige Fahrzeuge in Europa .....	2
Tabelle 1.2 UN ECE Reg 47 .....	3
Tabelle 1.3 Vorgeschlagene Abgasemissionsgrenzwerte für Zweirad Mopeds (2010) .....	4
Tabelle 1.4 Abgasemissionsgrenzwerte für Motorräder (*Vorschläge).....	6
Tabelle 2.1 Zusammensetzung der trockenen Luft .....	10
Tabelle 2.2 Ergebnis der Analyse der Kraftstoffzusammensetzung.....	10
Tabelle 3.1 50 cm <sup>3</sup> Testfahrzeug .....	19
Tabelle 3.2 Beutelauswertung des 50 cm <sup>3</sup> Testfahrzeuges EURO 2.....	21
Tabelle 3.3 125 cm <sup>3</sup> Testfahrzeug .....	23
Tabelle 3.4 Beutelauswertung des 125cm <sup>3</sup> Testfahrzeuges für die EURO 3 Gesetzgebung.....	26
Tabelle 4.1 Auswirkungen der emissionsenkenden Maßnahmen .....	42
Tabelle 5.1 Gesamtauswertung EURO 3 50cm <sup>3</sup> Prototypenfahrzeug UN ECE Reg 47 .....	50
Tabelle 5.2 Gesamtauswertung EURO 3 125 cm <sup>3</sup> Prototypenfahrzeug UN ECE Reg 40 .....	55
Tabelle 7.1 Langsame Messdaten.....	66
Tabelle 7.2 Übersicht der verwendeten Temperatursensoren .....	69
Tabelle 7.3 Zyklennittelwerte der schnellen Messdatenerfassung .....	70
Tabelle 7.4 Rohemissionsausstoß bei unterschiedlichen Methoden zur Leistungsdrosselung im Vergleich zur Leistungsdrosselung durch Reduzierung der Vorzündung .....	124
Tabelle 7.5 Rohemissionsausstoß für einen Motor mit Einspritzung und Lambdasonde bei unterschiedlichen Methoden zur Leistungsdrosselung im Vergleich zur Leistungsdrosselung durch Reduzierung der Vorzündung .....	125
Tabelle 7.6 Rohemissionsausstoß der unterschiedlichen Methoden zur Leistungsdrosselung im Vergleich zur Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei $\lambda=0,9$ .....	125
Tabelle 7.7 Katalysator Konvertierungsrate.....	126
Tabelle 7.8 Berechneter Emissionsausstoß nach Katalysator der unterschiedlichen Methoden zur Leistungsdrosselung im Vergleich zur Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei $\lambda=0,9$ .....	126
Tabelle 7.9 Berechneter Emissionsausstoß nach Katalysator der unterschiedlichen Methoden zur Leistungsdrosselung im Vergleich zur Leistungsdrosselung durch Rücknahme der Vorzündung bei $\lambda=1,0$ .....	127
Tabelle 7.10 Berechneter Emissionsausstoß mit unterschiedlichen Methoden der Leistungsdrosselung im UN ECE Reg 47 .....	131
Tabelle 7.11 Emissionsausstoß bezogen auf die Grenzwerte der vorgeschlagenen Abgasgesetzgebung für Zweirad Mopeds (2010).....	131

## 11 Literaturverzeichnis

- [1] A. Pierburg,: Vergaser für Kraftfahrzeugmotoren,1970, 4. Aufl. VDI-Verlag, Düsseldorf
- [2] COM(2010)542 <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=COM:2010:0542:FIN:EN:PDF>
- [3] DellOrto: Vergasermanual. [www.dellorto.com](http://www.dellorto.com)
- [4] G. Merker, C. Schwarz (Hrsg.), Grundlagen Verbrennungsmotoren (2009), 4. überarbeitete und aktualisierte Auflage, ISBN 978-3-8348-0740-3
- [5] <http://de.wikipedia.org/wiki/Luft>
- [6] <http://www.umweltbundesamt-daten-zur-umwelt.de/umweltdaten/public/document/downloadImage.do?ident=18357>
- [7] J. Tromayer, , G. Neumann, R. Kirchberger: Different speed limiting strategies for 50cm<sup>3</sup> two-wheelers and their impacts on exhaust emissions and fuel economy, SAE 2011-32-0587 / JSAE 20119587
- [8] J. Tromayer, G. Neumann, R.Kirchberger, H.Eichlseder: Power restriction on small capacity four stroke engines by exhaust gas recirculation – A new way of speed limiting with reduced exhaust emissions?, SAE 2009-32-0069/ JSAE 20097069 - <http://papers.sae.org/2009-32-0069>
- [9] J. Tromayer, R. Kirchberger, G. Neumann, H. Eichlseder: Are low-cost, low-tech solutions adequate for small capacity EU III motorcycles?, SAE 2007-32-0014
- [10] L. Ntziachristos, S. Gkeivanidis: Summary Report: “Scenario on the future regulations of Power Two Wheelers”, Reference No 09.RE.005.V2 2009 <http://www.docstoc.com/docs/9116694/Scenarios-on-the-future-regulation-of-Power-Two-Wheelers>
- [11] M. Klütting, R. Flierl, A. Grudno, C. Luttermann: Drosselfreie Laststeuerung mit vollvariablen Ventiltrieben. MTZ 60: 476–485, 1999
- [12] R. Pischinger, M. Klell, T. Sams, (2002): Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine 2. überarbeitete Auflage Der Fahrzeugantrieb. Springer Verlag,. ISBN 3-211-83679-9.
- [13] R. Pischinger: Kolbenmaschinen, Vorlesungsskriptum TU-Graz, 1999
- [14] R. van Basshuysen, F. Schäfer (Hrsg.) (2005) Handbuch Verbrennungsmotor 3.vollständig überarbeitete und erweiterere Auflage, Vieweg ISBN 3-528-23933-6
- [15] Richtlinie 2002/51/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 19. Juli 2002 zu Verminderung der Schadstoffemissionen von zweirädrigen und dreirädrigen Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 97/24/EG
- [16] Wimmer, A.: Fahrzeug- und Motormesstechnik, Skriptum, Technische Universität Graz, 2005
- [17] [www.motorenlexikon.de](http://www.motorenlexikon.de)
- [18] Z. Samaras, Final Report on: “Impact assessment/Package of New Requirements Relating to the Emissions from Two and Three-Wheel Motor Vehicles”, Thessaloniki June 2004