



TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

DIPLOMARBEIT

Vergleich des Kraftstoffverbrauchs bei unterschiedlichem Ethanolgehalt im Ottokraftstoff (E10 und E20) mit detaillierter Analyse der Verlustaufteilung

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs unter der Leitung von

Assoc. Prof. Dr. techn. Peter Hofmann

und

Dipl.-Ing. Nikola Bobičić

E315

Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Christian Junger

0727272

Pfarrgrund 6

5252 Aspach



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna University of Technology



Institut für Fahrzeugantriebe
& Automobiltechnik

**Institut für Fahrzeugantriebe
und Automobiltechnik**

Getreidemarkt 9
A-1060 Wien
<http://www.ifa.tuwien.ac.at>

**Univ.-Prof. Dr. Dipl.-Ing.
Bernhard GERINGER**

Institutsvorstand
Tel: +43-1/ 58801-31500
Fax: +43-1/ 58801-31599
bernhard.geringer@tuwien.ac.at

Wien, 20.05.2015

Diplomaufgabe

Herrn Christian Junger, Matrikelnr. 0727272 wird folgende Diplomaufgabe gestellt:

“ Vergleich des Kraftstoffverbrauchs bei unterschiedlichem
Ethanolgehalt im Ottokraftstoff (E10 und E20) mit detaillierter
Analyse der Verlustaufteilung “

Präambel zum Inhalt der Diplomarbeit:

Die Ethanolbeimischung zum Ottokraftstoff ist ein probates Mittel um durch nachhaltig herstellbare Kraftstoffe die Abhängigkeit vom Erdöl und die CO₂-Emission zu reduzieren. Beimischungen von bis zu ca. 20% haben größeres Potential als höhere Substitutionsraten, zum Einen wegen der (noch) beschränkten Verfügbarkeit des Ethanols, zum Anderen, weil bei höheren Gehalten bereits starke Änderungen an der Motor Hard- und Software notwendig sind.

Im Zuge der Arbeit sollen die Kraftstoffe E10 und E20 mittels Messungen am Motorprüfstand sowie im Fahrzeug am Rollenprüfstand, im Hinblick auf den Unterschied beim Kraftstoffverbrauch untersucht werden. Dabei soll zwischen stöchiometrischem und magerem Betrieb unterschieden werden. Anschließend sollen durch eine detaillierte Analyse der Messdaten mögliche Unterschiede im Thermodynamischen Verhalten aufgezeigt werden. Insbesondere soll ermittelt werden ob sich Unterschiede in der Verlustteilung ergeben.

Folgende Aufgaben sind im Rahmen dieser Arbeit im Detail zu lösen:

- Literaturrecherche
- Messungen am Motorprüfstand
- Messungen am Fahrzeug auf dem Rollenprüfstand
- Detaillierte Thermodynamische Analyse
- Interpretation und Zusammenfassung der Messergebnisse

Ein gebundenes Exemplar und eine Version der Diplomarbeit auf Datenträger sind am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien abzugeben.

Dauer: Mai 2015 – November 2015

Die Ergebnisse der Arbeit sind vertraulich zu behandeln und dürfen nur mit schriftlicher Genehmigung des Institutsvorstandes weitergegeben bzw. veröffentlicht werden.

Die Benutzung der Versuchseinrichtungen des Institutes hat in den Dienststunden und unter Anleitung des Betreuers zu erfolgen. Dabei dürfen alle Arbeiten nur unter besonderer Beachtung der geltenden Sicherheitsvorschriften durchgeführt werden.

Einverstanden:

.....

Christian Junger

Betreuer:

.....

DI Nikola Bobicic

.....

Assoc. Prof. Dr. Peter Hofmann

Eidesstattliche Erklärung

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

**Vergleich des Kraftstoffverbrauchs bei unterschiedlichem
Ethanolgehalt im Ottokraftstoff (E10 und E20) mit detaillierter
Analyse der Verlustaufteilung**

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin. Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, am 01. September 2016

Christian Junger

Sperrvermerk:

Ich weise darauf hin, dass die Diplomarbeit vertrauliche Informationen und unternehmensinterne Daten beinhaltet. Daher ist eine Veröffentlichung oder Weitergabe von Inhalten an Dritte ohne die vorherige Einverständniserklärung des Instituts für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik nicht gestattet.

September 2016

B 16019

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Diplomand am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien.

Mein Dank gilt daher dem Institutsvorstand Bernhard Geringer für die Ermöglichung dieser Arbeit sowie Herrn Assoc. Prof. Dr. Peter Hofmann für die Betreuung.

Weiters möchte ich mich bei allen Mitarbeitern des Instituts für die nette und unkomplizierte Art der Zusammenarbeit bedanken. Insbesondere gilt dies meinem betreuenden Assistenten, Herrn Dipl.-Ing. Nikola Bobičić für die stets anregenden Diskussionen bei fachlichen Fragen auch abseits der eigentlichen Thematik.

Abschließend gilt ein besonderer Dank meiner Familie und meinen Freunden für die Unterstützung während der gesamten Studienzeit.

Kurzfassung

Die stetige Zunahme des Verkehrsaufkommens durch ein steigendes Bedürfnis nach individueller Mobilität ist unmittelbar mit einem Anstieg der CO₂-Emissionen im Verkehrssektor verbunden. Durch den Einsatz erneuerbarer Energieträger kann ein nennenswerter Beitrag zur Reduktion dieser Emissionen und folglich zur Minderung des Treibhausgasereffekts geleistet werden. Bedingt durch ähnliche Verbrennungseigenschaften im Vergleich zu Benzin ist Ethanol für den Einsatz im Ottomotor besonders interessant. Aufgrund immer neuer Herstellungsverfahren, insbesondere mit agrarischen Reststoffen als Basis (Biokraftstoffe 2. Generation), stehen zukünftig voraussichtlich zunehmende Mengen an Ethanol zur Verfügung. Aus diesen Gründen gibt es Bestrebungen, den Ethanolanteil im Ottokraftstoff auf bis zu 20 Vol.-% zu erhöhen, zumal diese Blendrate noch einen Motorbetrieb ohne aufwändige Umrüstungen erlaubt.

Diese Arbeit beschäftigt sich daher mit den Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch von 10 Vol.-% und 20 Vol.-% Ethanolanteil im Benzin. Dazu wurden am Motorprüfstand verschiedenen Betriebspunkte in der Teil- und Vollast untersucht sowie ein Fahrzeug am 4-Rad-Rollenprüfstand eingesetzt. Im Vergleich zum theoretisch Mehrverbrauch mit E20 bedingt durch die geringere Energiedichte, lieferten die Messergebnisse geringere Verbrauchsdifferenzen. Eine ausführliche Wirkungsgradanalyse sollte die dafür verantwortlichen Unterschiede zwischen den Kraftstoffen im motorischen Betrieb aufzeigen.

Darüber hinaus erfolgte ein Vergleich zweier durch die Direkteinspritzung realisierbarer Brennverfahren, der homogenen und der geschichteten Verbrennung. Auch hier lag der Fokus auf den Auswirkungen im Kraftstoffverbrauch. Besonders bei niedrigen Lasten wurden deutlich niedrigere Verbräuche im Schichtbetrieb gemessen. Neben den Kraftstoffen zeigte sich auch ein Einfluss durch die Regeneration des NO_x-Speicherkatalysators.

Abstract

The steady increase in traffic due to a growing need for individual mobility is directly linked to an increase in CO₂ emissions. A significant contribution to reducing these emissions and hence to reduce the greenhouse effect can be achieved by the use of renewable energy. Due to similar combustion characteristics compared to gasoline, ethanol is particularly interesting for use in gasoline engines. In the future increasing amounts of ethanol will be available, due to novel manufacturing processes, in particular based on agricultural waste. For these reasons, there are efforts to increase the ethanol content in petrol up to 20 Vol.-%, especially as this blend rate still allows engine operation without expensive retrofits.

Therefore, this thesis focuses on the impact on fuel consumption of 10 Vol.-% and 20 Vol.-% ethanol content in gasoline. For this purpose, different operating points in the partial and full load were investigated on the engine test bench together with a vehicle used on a 4-wheel chassis dynamometer. Compared to the theoretical increased consumption with E20 due to the lower energy density, the measurement results showed lower consumption differences. A detailed loss analysis should show the differences between the fuels.

Moreover, two by direct injection feasible combustion processes, the homogeneous and the stratified combustion, were compared. Again, the focus was on the impact on fuel consumption. Especially at low loads and stratified combustion significantly lower consumption were measured. Apart from the fuels there was also an influence by the regeneration of the NO_x storage catalyst.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	II
Kurzfassung	III
Abstract	IV
Abkürzungsverzeichnis	VII
1 Einleitung	1
2 Grundlagen	3
2.1 Biogene Alternativkraftstoffe	3
2.1.1 Ethanol	4
2.2 Vergleich Direkteinspritzung homogen-geschichtet	10
2.2.1 Homogenbetrieb	10
2.2.2 Schichtbetrieb	11
3 Theorie der Verlustteilung	15
4 Versuchsaufbau und -durchführung	23
4.1 Versuchsmotor	23
4.2 Versuchsfahrzeug	24
4.3 Motorprüfstand	24
4.3.1 Prüfstandstechnik	24
4.4 Rollenprüfstand	28
4.5 Versuchsdurchführung und Betriebspunktdefinition	29
4.5.1 Versuchsdurchführung am Motorprüfstand	29
4.5.2 Versuchsdurchführung am Rollenprüfstand	30

4.6 Kraftstoffe	31
5 Ergebnisse der Untersuchungen	33
5.1 Volumetrischer Kraftstoffverbrauch	33
5.2 Wirkungsgradanalyse	39
5.2.1 Niedrig- und Teillast	39
5.2.2 Volllast	45
5.3 Emissionen	52
5.3.1 Stickstoffoxide	52
5.3.2 Unverbrannte Kohlenwasserstoffe	54
5.3.3 Kohlenmonoxid	56
5.4 Geschichtetes Brennverfahren	59
5.4.1 Kraftstoffverbrauch	59
5.4.2 Emissionen	64
6 Zusammenfassung	66
Literaturverzeichnis	68

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



Abkürzungsverzeichnis

AI50	Verbrennungsschwerpunkt
BD	Brenndauer
CO	Kohlenmonoxid
CO₂	Kohlendioxid
CVS	Constant Volume Sampling
E10	Eurosuper mit 10 Vol.-% Ethanolanteil
E20	Eurosuper mit 20 Vol.-% Ethanolanteil
HC	unverbrannte Kohlenwasserstoffe
HFM	Heißfilm-Luftmassenmesser
KW	Kurbelwinkel
KWnZOT	Kurbelwinkel nach Zünd-OT
KWvZOT	Kurbelwinkel vor Zünd-OT
MOZ	Motor-Oktanzahl
n	Motordrehzahl
NDIR	Nichtdispersive Infrarottechnologie
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NO_x	Stickstoffoxide
NSC	Stickoxidspeicheratalysator
OT	Oberer Totpunkt

p_{me}	effektiver Mitteldruck
ROZ	Research-Oktanzahl
TWNSC	Dreiwege-Stickoxidspeicherkatalysator
v	Fahrzeuggeschwindigkeit
ZOT	oberer Zünd-Totpunkt
ZZP	Zündzeitpunkt
ϵ	Verdichtungsverhältnis
κ	Isentropenexponent
λ	Luftverhältnis

1 Einleitung

Durch die Unterzeichnung des Kyoto-Protokolls [1] im Jahre 1997 verpflichteten sich die Industrieländer den jährlichen Treibhausgas-Ausstoß bis 2012 um durchschnittlich 5,2 Prozent gegenüber dem Stand von 1990 zu reduzieren. Entgegen dieser Forderung steigen jedoch die weltweiten Emissionen an Treibhausgasen beispielsweise im Verkehrssektor seither ständig an. In Österreich verzeichnet der Sektor Verkehr seit 1990 eine Emissionszunahme von 54 % [2].

Bedingt durch das weltweit stetig steigende Verkehrsaufkommen ist eine langfristige Reduktion der verkehrsbedingten CO₂-Emissionen nur durch die Verringerung des Verbrauchs von fossilen Energieträgern möglich. Wesentliches Potenzial zur Erreichung dieses Ziels bietet die Effizienzsteigerung moderner Fahrzeugantriebe verbunden mit einer Verringerung des Kraftstoffverbrauchs und der Einsatz alternativer Kraftstoffe, u.a. jener biogenen Ursprungs. Aus diesem Zusammenhang heraus wird zum Beispiel durch die Erneuerbare-Energien-Richtlinie (2009/29/EG) für alle EU-Mitgliedstaaten als Ziel vorgegeben, bis 2020 10 Prozent der im Verkehr eingesetzten Energiemenge aus erneuerbaren Quellen bereitzustellen [3].

Der Vorteil von Kraftstoffen aus Biomasse liegt darin, dass sie das während der Verbrennung ausgestoßene CO₂ im Zuge des Wachstums aufnehmen. Einen geschlossenen CO₂-Kreislauf verhindern die zur Herstellung verwendeten fossilen Energieträger [4]. Einer der bedeutendsten Biokraftstoffe für die ottomotorische Verbrennung ist Ethanol, eingesetzt als Reinkraftstoff oder Blendkomponente. Die Gründe dafür sind Ähnlichkeiten mit Benzin bei den für den Einsatz im Verbrennungsmotor relevanten Stoffeigenschaften wie zum Beispiel Oktanzahl oder Gemischheizwert, die gute Mischbarkeit sowie die einfache Herstellbarkeit aus praktisch allen zucker- und stärkehaltigen Pflanzen, jedoch verbunden

mit einer unmittelbaren Konkurrenz zur Nahrungsmittelproduktion. Neue Produktionsverfahren sollen zukünftig die Herstellung von Ethanol aus Agrarreststoffen, wie zum Beispiel Stroh, ermöglichen. In Deutschland etwa werden in einer ersten Demonstrationsanlage seit 2012 jährlich 1000 Tonnen Zellulose-Ethanol produziert [5]. Aufgrund der noch geringen verfügbaren Mengen ist derzeit besonders der Einsatz als Blendkomponente bis ca. 20 Vol.-% von Interesse, auch weil diese Substitutionsraten die Verwendung im Motor ohne aufwändige Anpassungen erlauben.

Neben dem Einsatz alternativer Kraftstoffe kommt auch der Effizienzsteigerung des Verbrennungsmotors bzw. der Verbrauchssenkung große Bedeutung zu. Hinsichtlich Kraftstoffeinsparung bietet die Benzin-Direkteinspritzung großes Potenzial, da durch dieses Einspritzverfahren verschiedene Motorbetriebsarten möglich sind. Besonders im Teillastbereich kann durch den Schichtbetrieb eine deutliche Verringerung des Kraftstoffverbrauchs einerseits durch die Entdrosselung des Motors, andererseits durch thermodynamische Vorteile aufgrund minimierter Wandwärmeverluste erzielt werden. Gleichzeitig ergeben sich durch dieses Einspritzverfahren aber auch neue Herausforderungen bei der Abgasnachbehandlung, da der Drei-Wege-Katalysator bei magerem Motorbetrieb seine Wirkung verliert.

2 Grundlagen

2.1 Biogene Alternativkraftstoffe

Biokraftstoffe sind ein breiter Begriff, der alle flüssigen und gasförmigen Kraftstoffe umfasst, die aus Biomasse hergestellt sind [6]. Sie finden Verwendung als Reinkraftstoffe aber auch als Beimischungen zu fossilen Kraftstoffen (Blends). Abhängig von der Rohstoffbasis bzw. dem Herstellungsverfahren kann zwischen drei Generationen von Biokraftstoffen unterschieden werden [7].

Biokraftstoffe der 1. Generation

Biokraftstoffe der ersten Generation werden aus Nahrungspflanzen hergestellt, welche direkt verwertbaren Zucker, Stärke oder Öl als Ausgangsmaterial enthalten. Dabei wird nur ein Teil der Pflanze genutzt. [7], [8]

Sie stehen in der Kritik, da der CO₂-Wirkungsgrad - darunter wird das Verhältnis aus dem während dem Pflanzenwachstum gebundenen CO₂ und den bei der Herstellung und Verbrennung verursachten CO₂-Emissionen verstanden - nur ca. 30 % [9] beträgt und eine unmittelbare Konkurrenz zur Nahrungsmittelproduktion besteht. [7], [10]

Biokraftstoffe der 2. Generation

Lignozellulosematerial dient als Rohstoff für die Biokraftstoffe der zweiten Generation. Verwendung finden Gräser, Bäume oder auch Rückstände und Abfälle aus der landwirtschaftlichen Produktion. [8]

Im Vergleich zu den Biokraftstoffen der ersten Generation entfällt die Konkurrenz zwischen Nahrungsmittel und Treibstoff, darüber hinaus macht sie ein CO₂-Wirkungsgrad von 80 bis 90 Prozent bereits deutlich umweltfreundlicher [9].

Biokraftstoffe der 3. Generation

Algen bilden die Basis für Biokraftstoffe der dritten Generation. Zur Kraftstoffherstellung wird in der Regel aus der Algentrockensubstanz das Pflanzenöl extrahiert [9]. Eine weitere Möglichkeit ist aber auch, durch Fermentation Ethanol aus den Kohlehydraten der Algen zu gewinnen [11]. Wesentliche Vorteile ergeben sich, da zum Algenwachstum lediglich CO_2 und als Energie Sonnenlicht erforderlich ist und keine landwirtschaftlichen Anbauflächen beansprucht werden. [9], [10]

Aufgrund der verschiedenen Rohstoffe und Herstellungsverfahren steht somit theoretisch eine große Menge an Biokraftstoffen für die otto- und auch dieselmotorische Verbrennung zur Verfügung. Für den Einsatz im Ottomotor kommt Ethanol als Blendkomponente, aber auch als Reinkraftstoff große Bedeutung zu. Großindustriell wird derzeit nur Ethanol der ersten Generation genutzt, da Kraftstoffe der zweiten und dritten Generation, bedingt durch die komplexe Herstellung, noch zu teuer sind.

2.1.1 Ethanol

Die Idee des Gebrauchs von Ethanol als biogenen Alternativtreibstoff ist so alt wie der Ottomotor selbst, denn bereits Nikolaus Otto betrieb seinen ersten Motor mit reinem Alkohol [12]. Auch das Ford T Modell konnte mit Alkohol betankt werden und Henry Ford selbst bezeichnete Ethylalkohol als den Kraftstoff der Zukunft [13]. Im Zuge der ersten Energiekrise 1973 gewannen Alkohole bei der Suche nach Alternativen zu konventionellen Kraftstoffen an Bedeutung. Wesentlich für den Aufschwung war die Möglichkeit der Herstellung im eigenen Land. Ausgehend davon entwickelten sich u.a. Brasilien und die USA zu den derzeit weltweit größten Ethanolproduzenten [14]. Die Verbreitung von Ethanol ist jedoch bis heute begrenzt, da sich gegenüber Benzin auf den Stoffeigenschaften basierende Nachteile ergeben. Näheres dazu folgt im Laufe dieses Kapitels.

2.1.1.1 Herstellung

Die Basis der Ethanolherstellung bilden zucker-, stärke- oder lignozellulosehaltige Rohstoffe. Dazu zählen Zuckerrübe, Zuckerrohr, Zuckerhirse, Getreide, Mais und Kartoffel

als Vertreter zucker- und stärkehaltiger Produkte zur Herstellung von Bioethanol der ersten Generation. Als lignozellulosehaltige Rohstoffe dienen Holz (z.B.: schnellwachsende Bäume), einjährige Grünpflanzen, landwirtschaftliche Rückstände (z.B.: Stroh) und kommunale Abfälle, woraus Bioethanol der zweiten Generation hergestellt wird. [14], [15]

Zur Gewinnung des Zuckers als Ausgangsprodukt für die Fermentation aus dem jeweiligen Rohstoff, muss dieser je nach Art aufbereitet werden [16]. Bei zuckerhaltigen Rohstoffen wird der während des Pflanzenwachstums eingelagerte Zucker relativ einfach durch „auswaschen“ oder „auspressen“ extrahiert [17]. Bei stärkehaltigen Produkten wird während der Verflüssigung/Verzuckerung durch den Einsatz von Enzymen die Stärke in Zucker umgewandelt [16]. Deutlich aufwändiger gestaltet es sich bei lignozellulosehaltigen Rohstoffen. Durch den Einsatz spezieller Säuren und Enzyme wird die Zellulose in einzelne Zucker gespalten [16], [17].

Die einzelnen Prozessschritte sind in Abbildung 2.1 schematisch dargestellt.

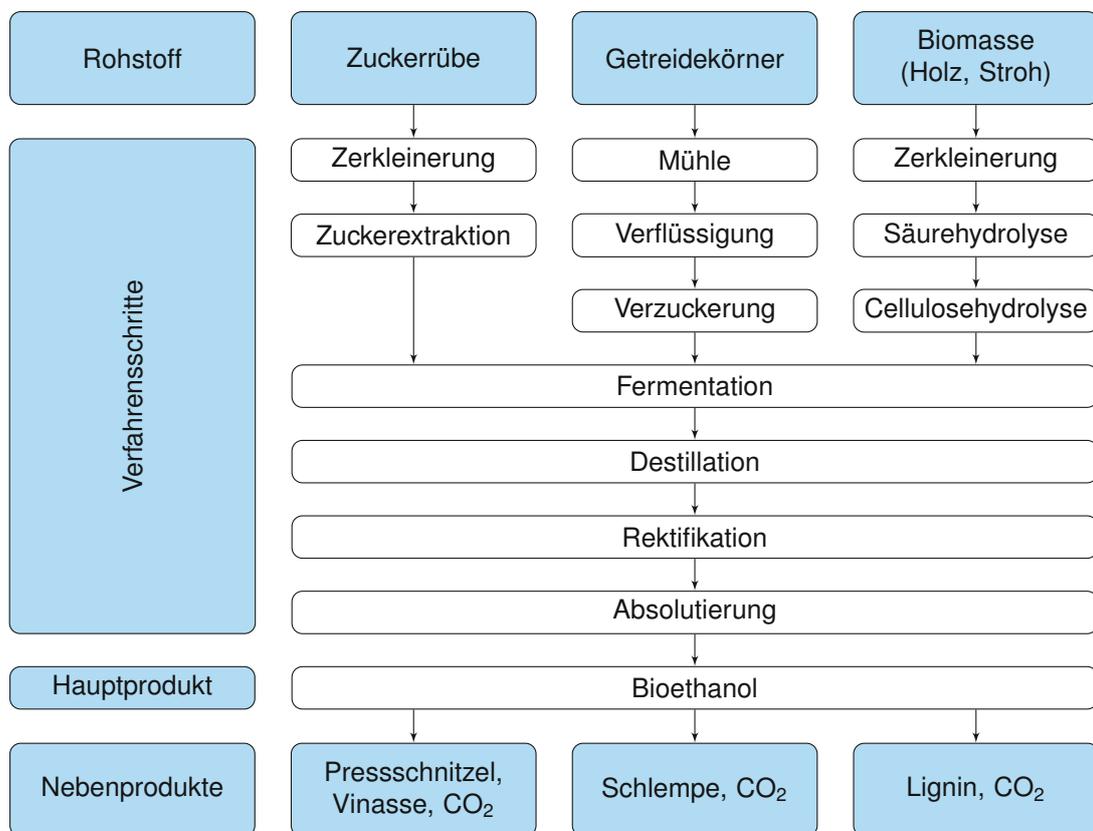


Abbildung 2.1: Vereinfachtes Schema der Ethanolherstellung mit unterschiedlichen Rohstoffen [7], [14], [17], [18]

Die aus der Rohmaterialaufbereitung gewonnene zuckerhaltige Maische wird in der Fermentation mit Hefe versetzt. Durch Gärung entsteht eine alkoholische Maische mit einem Ethanolgehalt von etwa 12 % [16]. Höhere Konzentrationen sind aufgrund der toxischen Wirkung des Alkohols auf die Hefen nicht möglich [12], [17]. Bei der anschließenden Destillation erfolgt die Separierung des Ethanols von der Maische. Das kondensierte Ethanol-Wasser-Gemisch erreicht eine Konzentration von 82 bis 87 % [19]. Durch einen nachfolgenden Reinigungsprozess, die Rektifikation, erlangt der sogenannte Rohalkohol eine Konzentration von 96 % [19]. Um die für einen Einsatz als Kraftstoff notwendige Alkoholkonzentration von über 99 % zu erreichen, ist noch ein weiterer Prozessschritt, die Absolutierung, notwendig [17]. Durch die Abtrennung des noch verbliebenen Wassers erhält man Bioethanol als Endprodukt mit einer Reinheit von bis zu 99,95 % [16].

In Österreich wurden 2014 für den Verkehrssektor ca. 182.000 Tonnen Bio-Ethanol aus Weizen, Mais und Triticale hergestellt [20]. In Deutschland werden neben Bioethanol der ersten Generation in einer ersten Demonstrationsanlage, seit 2012, bereits 1000 Tonnen Zellulose-Ethanol pro Jahr produziert [5].

2.1.1.2 Stoffeigenschaften

Ottokraftstoffe bestehen aus einem Gemisch verschiedener Kohlenwasserstoffe, das im Wesentlichen von der Rohölzusammensetzung abhängig ist. Zu den Hauptbestandteilen zählen Alkane, Aromate und Olefine.

Im Gegensatz zu Benzin handelt es sich bei Ethanol (C_2H_5OH) um einen reinen Stoff mit einer chemischen Formel. Wie alle Alkohole besteht dieser Stoff aus Kohlenwasserstoffatomen und einer Hydroxylgruppe (OH-Gruppe). Sämtliche Eigenschaften werden entscheidend von diesen beiden Strukturelementen bestimmt. [14], [18], [21]

In der nachfolgenden Tabelle 2.1 sind die wesentlichen Stoffeigenschaften von Ethanol und Benzin gegenübergestellt. Im Anschluss soll näher auf ausgewählte Größen eingegangen werden.

Tabelle 2.1: Stoffeigenschaften von Ethanol und Benzin [14], [18], [21], [22]

	Einheit	Ethanol	ROZ95
Dampfdruck nach Reid	kPa	16	45-70 (Sommer) 60-90 (Winter)
Dichte	kg/m ³	790	742
Flammpunkt	°C	11	-45
Mittlere Molmasse	g/mol	46,07	~98
Heizwert (gravimetrisch)	MJ/kg	26,77	42,6
Heizwert (volumetrisch)	MJ/l	21,15	31,6
Gemischheizwert (gemischsaugend)	MJ/m ³	3,4	3,5
Gemischheizwert (luftsaugend)	MJ/m ³	3,6	3,6
Massenanteil Kohlenstoff C	% (m/m)	52,1	86,4
Massenanteil Wasserstoff H	% (m/m)	13,1	13,1
Massenanteil Sauerstoff O	% (m/m)	34,8	0,5
Research Oktanzahl	ROZ	111	95,3
Motor Oktanzahl	MOZ	94	84,4
Siedetemperatur bei 1,013 bar	°C	78,5	30-200
Stöchiometrischer Luftbedarf	kg/kg	9	14,3
Verdampfungswärme bei 1,013 bar	kJ/kg	904	380-500
Viskosität bei 20 °C	mPas	1,2	0,42
Wasserlöslichkeit bei 20 °C	Vol.-%	100	sehr gering
Laminare Brenngeschwindigkeit bei 100 kPa	cm/s	~39	~33
Dielektrizitätskonstante bei 20 °C	-	25	2
Zündgrenze untere\obere	λ	0,3\2,1	0,4\1,4
Zündtemperatur	°C	420	200-300

Siedeverhalten

Der Siedeverlauf beschreibt den Anteil verdampfter Flüssigkeit bei steigender Temperatur. Zusammen mit dem Dampfdruck beeinflusst er wesentlich das Start- und Fahrverhalten. Ottokraftstoffe haben aufgrund verschiedener Kohlenwasserstoffverbindungen keinen Siedepunkt, sondern einen Siedebereich. Dieser liegt etwa zwischen 30 und 200 °C [23], [24]. Im Gegensatz dazu besitzen Alkohole als einheitliche Stoffe einen Siedepunkt [21]. Im Fall von Ethanol liegt dieser deutlich über dem Siedebeginn von Benzin. Dies ist

der Grund für ein schlechtes Kaltstartverhalten bei der Verwendung von reinem Ethanol [25].

Abbildung 2.2 zeigt den Siedeverlauf der eingesetzten Ethanolmischkraftstoffe sowie den von Benzin. Durch die Zumischung von Ethanol ist bereits ein Anstieg der Siedelinie im unteren Bereich erkennbar.

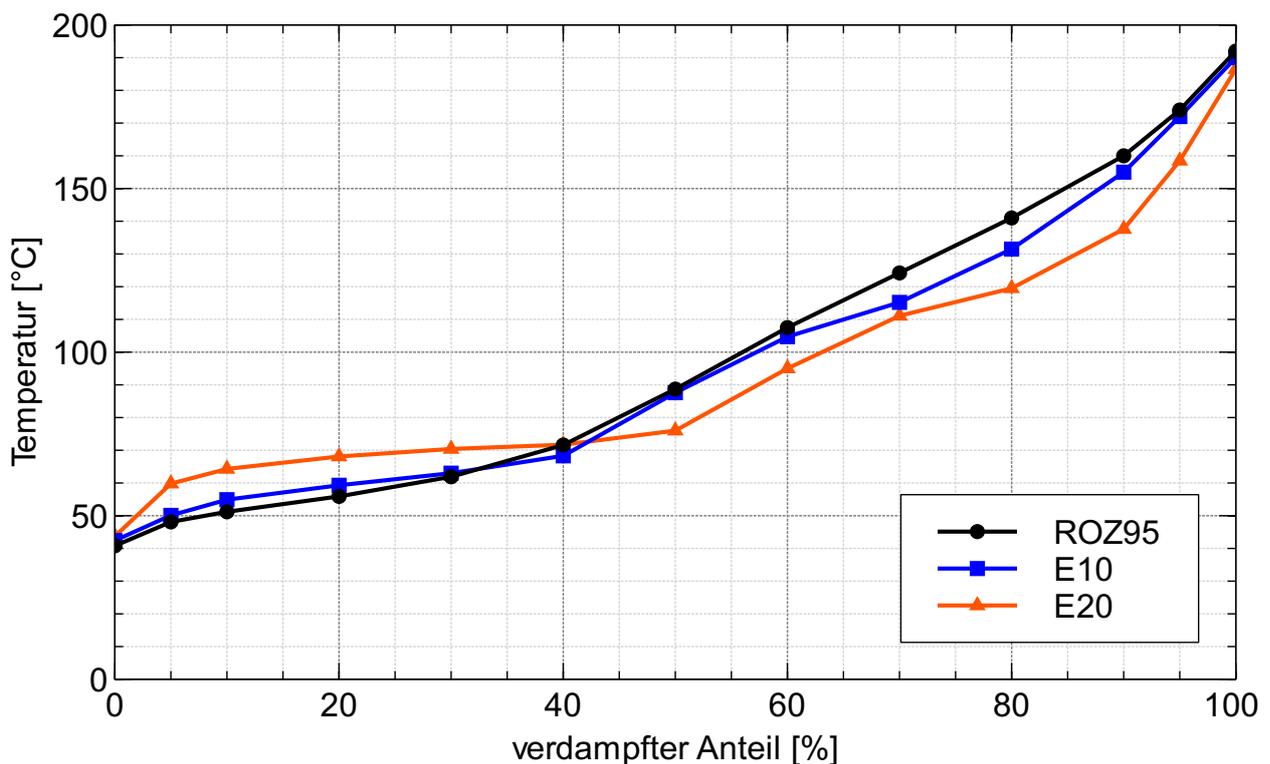


Abbildung 2.2: Siedeverlauf der Versuchskraftstoffe

Verdampfungswärme

Jene Energie, die nötig ist, um einen Stoff bei konstanter Temperatur vom flüssigen in den gasförmigen Zustand zu überführen, bezeichnet man als Verdampfungswärme. Diese ist bei Alkoholen deutlich höher als bei Kohlenwasserstoffen. Daraus folgt eine starke Abkühlung des Kraftstoff-Luft-Gemisches während der Gemischbildung bei der Verwendung von Ethanol. [21], [26]

Dies wirkt sich im Vollastbetrieb positiv auf Leistung und Drehmoment aus, da durch die bessere Innenkühlung eine verbesserte Motorfüllung und ein erhöhter Liefergrad erreicht werden können [25]. Zudem wird aus demselben Grund auch die Klopfneigung verringert.

Research- und Motoroktanzahl

Für den Einsatz in Ottomotoren ist es günstig, wenn der Kraftstoff eine möglichst hohe Oktanzahl aufweist. Dadurch hat der Hersteller mehr Spielraum im Hinblick auf eine möglichst hohe Verdichtung und damit auf den effektiven Wirkungsgrad des Motors [23]. Ethanol weist eine Research-Oktanzahl (ROZ) von 111 und eine Motor-Oktanzahl (MOZ) von 94 auf. Die deutlich höheren Werte im Vergleich zu Ottokraftstoff sind die Folge wesentlicher, bereits erwähnter Unterschiede in der Molekülstruktur [27]. Die hohe Klopfestigkeit von Ethanol kann durch Anpassung des Motors - insbesondere der Verdichtung - zur Verbesserung des Wirkungsgrades genutzt werden [26]. Ein weiterer Vorteil der höheren Oktanzahl ist eine wirkungsgradgünstige Energieumsetzung [28].

Heizwert

Der Heizwert entspricht der aus dem Energieinhalt eines Kraftstoffs tatsächlich gewinn- und nutzbaren Wärmemenge [14], [25]. Im Vergleich zu Benzin besitzt Ethanol einen deutlich niedrigeren Heizwert aufgrund eines niedrigeren Kohlenstoff-Anteils zu Gunsten eines höheren Sauerstoff-Anteils. Gleichzeitig folgt aus dem hohen Anteil gebundenen Sauerstoffs ein geringerer stöchiometrischer Luftbedarf [29]. Zur Erzielung derselben Motorleistung wie mit Benzin sind mit Ethanol deutlich größere Einspritzmengen nötig, da eine Heizwertdifferenz von 37,2 % (gravimetrisch) kompensiert werden muss. Berücksichtigt man zusätzlich die Kraftstoffdichten, so bleibt ein theoretischer volumetrischer Mehrverbrauch von 33,1 %.

Laminare Brenngeschwindigkeit

Die laminare Brenngeschwindigkeit ist die Geschwindigkeit, mit der sich die Flammenfront senkrecht zu ihrer Oberfläche relativ zum unverbrannten Gemisch aus Brennstoff und Luft ausbreitet [30], [31]. Im Vergleich zu Benzin mit ca. 33 cm/s besitzt Ethanol mit ca. 39 cm/s eine höhere laminare Brenngeschwindigkeit. Gemeinsam mit dem in Ethanol enthaltenen Sauerstoff trägt sie zu einer schnelleren Energieumsetzung bei der Verbrennung bei. [32], [33], [34]

2.2 Vergleich Direkteinspritzung homogen-geschichtet

Die Benzin-Direkteinspritzung wurde bereits vor über 60 Jahren zum ersten Mal serienmäßig in einem Viertaktmotor eingesetzt: 1954 im Mercedes-Benz 300 SL [35]. Doch erst in den letzten zwei Jahrzehnten gewann sie aufgrund steigender Verbrauchs- und Abgasanforderungen zunehmend an Bedeutung.

Gegenüber der Saugrohreinspritzung bietet die Direkteinspritzung Möglichkeiten zur Verbrauchssenkung durch verringerte Wandwärmeverluste, einen verbesserten thermischen Wirkungsgrad durch ein höheres Verdichtungsverhältnis und die Entdrosselung beim Schichtbetrieb [36].

Darüber hinaus ermöglicht die Direkteinspritzung im Gegensatz zur Saugrohreinspritzung verschiedene Betriebsarten des Motors, auf die nun im Weiteren näher eingegangen werden soll.

2.2.1 Homogenbetrieb

Beim Homogenbetrieb liegt innerhalb des gesamten Brennraums ein im Mittel stöchiometrisches Luft-Kraftstoff-Gemisch vor. Der Kraftstoff wird im Ansaugtakt eingespritzt, um auch bei hohen Drehzahlen möglichst viel Zeit für die Gemischbildung und die Gemischhomogenisierung zur Verfügung zu stellen. In bestimmten Bereichen des Motorenkennfelds wird zum Bauteilschutz das Gemisch angereichert. Der Betrieb mit $\lambda=1$ sorgt für ein niedriges Maß an Rohemissionen von Schadstoffen und ermöglicht darüber hinaus die Verwendung eines Drei-Wege-Katalysators zur effizienten Abgasnachbehandlung. [37], [38]

Im Teillastbereich können mit der Benzin-Direkteinspritzung und Homogenbetrieb nur minimale Verbesserungen hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Emissionen im Vergleich zur Saugrohreinspritzung erzielt werden [27]. Wesentliches Potenzial zur Verringerung des Kraftstoffverbrauchs bietet hier der Schichtbetrieb [39].

2.2.2 Schichtbetrieb

Die Vorteile des geschichteten Magerbetriebes liegen in der Verringerung der Ladungswechselverluste und der Erhöhung des Prozesswirkungsgrades [23], [38].

Bei einem ideal homogenen Gemisch ist die Zündgrenze bei $\lambda=1,6$ erreicht. Durch das mit der Direkteinspritzung realisierbare Schichtbrennverfahren ist eine Absenkung des globalen Verbrennungsluftverhältnisses bis zu ca. $\lambda=5$ möglich, verbunden mit einer deutlichen Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs. [40]

Die Einspritzungen erfolgen erst während bzw. gegen Ende des Verdichtungstakts. Dadurch wird eine Schichtung der Ladung im Brennraum erzielt, wobei nur im Bereich der Zündkerze ein entflammables Gemisch vorliegt, im restlichen Brennraum handelt es sich um ein sehr mageres Gemisch, reine Luft oder rückgeführtes Abgas. Entscheidend ist das Einspritzende, da zum Zündzeitpunkt die Schichtwolke ausreichend homogenisiert und an der Zündkerze positioniert sein muss. Im Mittel über den gesamten Brennraum liegt somit ein $\lambda > 1$ vor. Dadurch kann eine deutliche Verringerung der Ladungswechselverluste durch den im besten Fall ungedrosselten Ansaugvorgang erreicht werden. Darüber hinaus ermöglicht die isolierende Schicht aus Inertgas (Restgas, zurückgeführtes Abgas oder Luft) im Bereich der Zylinderwände beim idealen Schichtbetrieb eine Reduzierung der Wandwärmeverluste. [23], [37], [38]

Der Schichtbetrieb ist auf einen Bereich niedriger Teillasten begrenzt. Bei Drehzahlen über $3500-4000 \text{ min}^{-1}$ reicht die verfügbare Zeit nicht mehr aus, um eine zufriedenstellende Homogenisierung der Schichtwolke zu erreichen. Darüber hinaus kann aufgrund der hohen Turbulenzen das Strömungsfeld zum Transport der Gemischwolke zur Zündkerze nicht aufrechterhalten werden. Bei effektiven Mitteldrücken über 4-5 bar kommt es aufgrund der für diese Lasten notwendigen großen eingespritzten Kraftstoffmenge zu starker Rußbildung, verursacht durch lokal sehr fette Bereiche. Zudem schwindet der Verbrauchsvorteil bzw. ist nicht mehr gegeben, auf Grund der ohnehin auftretenden Entdrosselung. [37], [38]

Eine Möglichkeit, das Potenzial der geschichteten Verbrennung zu höheren Lasten hin auszuweiten, bietet die Betriebsart Homogen-Schicht (HOS). Dabei handelt es sich um

eine Kombination aus Saug- und Kompressionshubeinspritzung. Durch die lange erste Einspritzung ähnlich dem Homogenbetrieb wird eine Füllung des gesamten Brennraums mit einem homogen-mageren Gemisch erreicht. Durch die Einspritzung im Kompressionsstakt wird im Bereich der Zündkerze eine geringe Ladungsschichtung erzeugt. Dieses fette Gemisch ist leichter entflammbar und sorgt dann für eine sichere Entzündung des homogen-mageren Bereichs im restlichen Brennraum. [39], [40]

In Abbildung 2.3 sind die Bereiche der unterschiedlichen Betriebsarten im Motorkennfeld sowie die dazugehörigen Einspritzstrategien eines Motors mit Direkteinspritzung dargestellt.

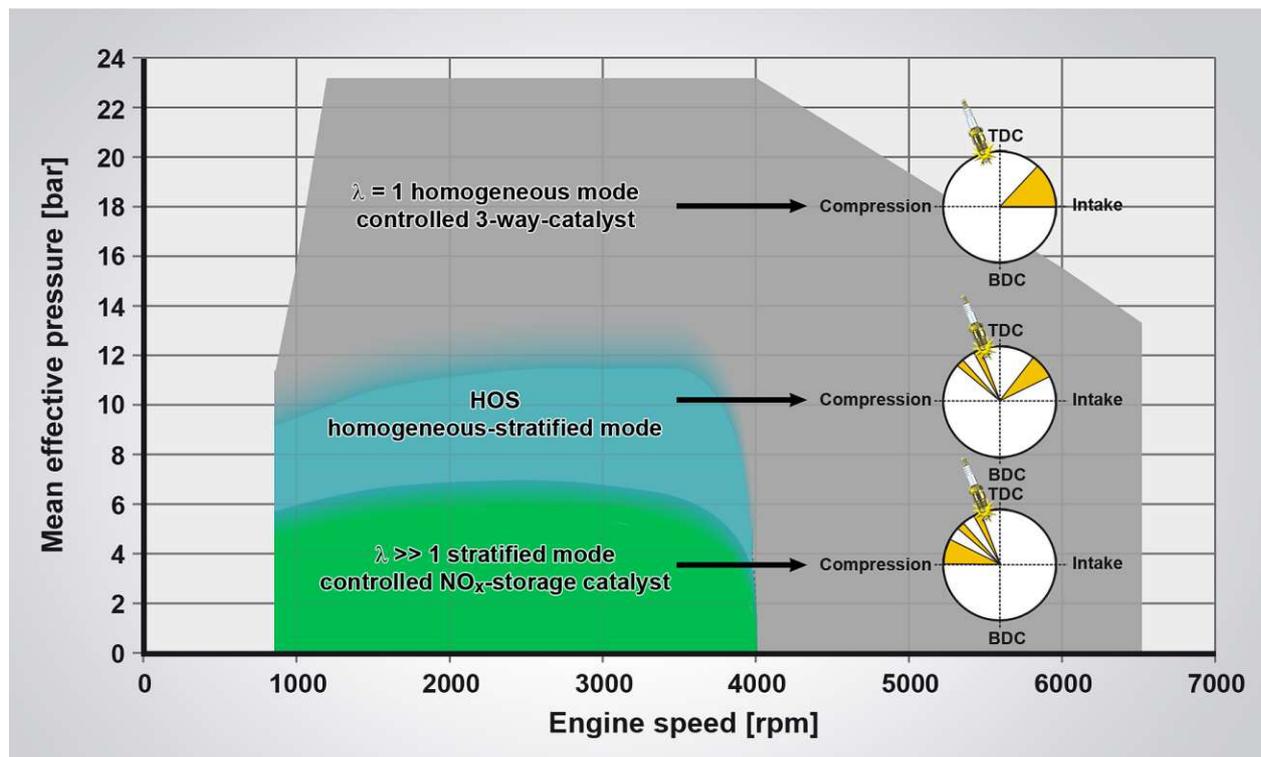


Abbildung 2.3: Die Betriebsstrategien im Motorenkennfeld [41]

Der durch die Direkteinspritzung realisierbare Schicht- bzw. Homogen-Schicht-Betrieb eröffnet zwar im Vergleich zum reinen Homogenbetrieb einige Vorteile, wie höhere Wirkungsgrade oder geringere Kraftstoffverbräuche, jedoch kann der Drei-Wege-Katalysator aufgrund des andauernden Luftüberschusses nicht mehr alleine zur Abgasnachbehandlung eingesetzt werden. Diese Tatsache macht zusätzliche Komponenten, speziell zur Reduktion der Stickoxide erforderlich. Dadurch wird ein wesentlich komplexeres und teureres Abgassystem notwendig. [23], [37]

Abbildung 2.4 zeigt ausgeführte Beispiele für den Aufbau eines Abgassystems einerseits für rein homogenen Motorbetrieb nur mit Drei-Wege-Katalysator (TWC). Im Vergleich dazu andererseits jenes für Schichtbetrieb mit einem Dreiwege-Stickoxidspeicherkatalysator (TWNSC) und einem zusätzlich im Unterboden verbauten NO_x -Speicherkatalysator (NSC).

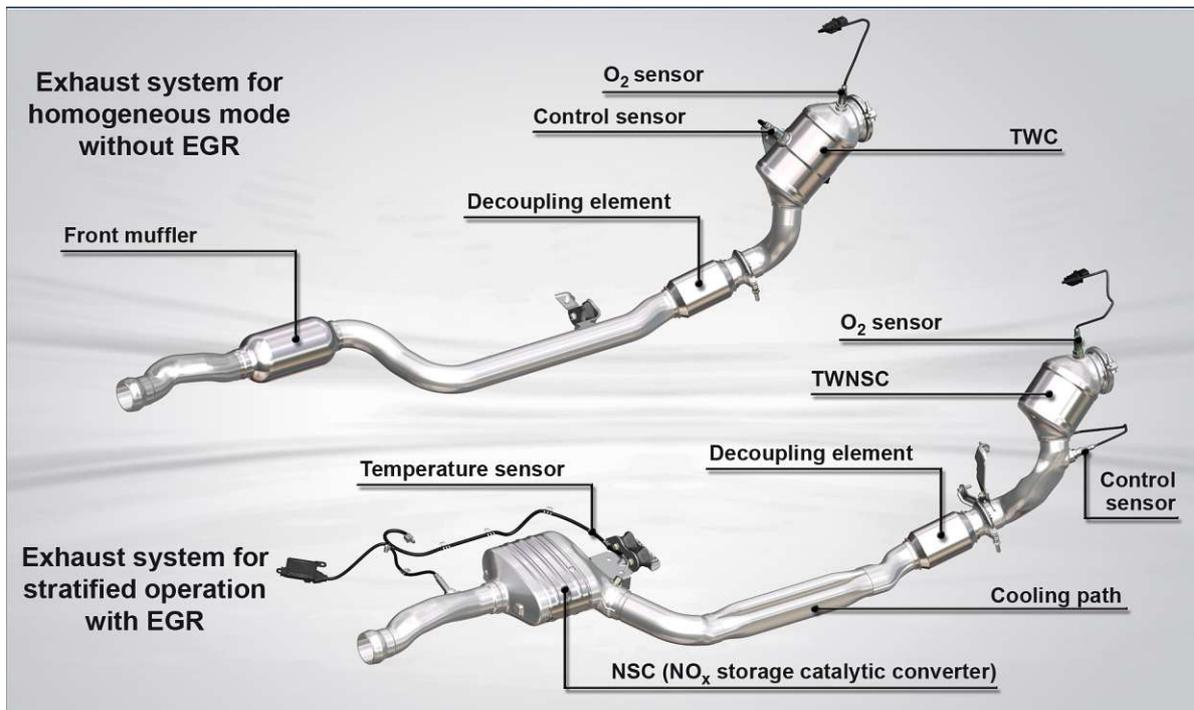


Abbildung 2.4: Vergleich der Abgassysteme für Homogenbetrieb und geschichteten Betrieb [41]

Die während des Magerbetriebs im Abgas enthaltenen Stickoxide werden im NSC aufgrund chemischer Reaktionen gespeichert. Dadurch wird das Speichermaterial zunehmend „verbraucht“, bis sich ein Sättigungszustand einstellt. Zur Aufrechterhaltung der Speicherfähigkeit ist daher in periodischen Abständen eine Regeneration notwendig. Dazu wird der Motor für wenige Sekunden in den unterstöchiometrischen Betrieb geschaltet, um ausreichend Reduktionsmittel zur Verfügung zu stellen. Das aus dem Speicherkatalysator freigesetzte NO wird mit Hilfe von CO und HC zu N_2 konvertiert. [26]

Eine zusätzliche Herausforderung beim Einsatz eines NO_x -Speicherkatalysators stellt die Verfügbarkeit von schwefelfreiem Kraftstoff (Schwefelanteil < 10 ppm) dar. An den Alkali- und Erdalkalimetallen des NSC lagern sich neben den Stickoxiden auch Schwefeloxide an und führen zu dessen Deaktivierung. Eine Desulfatisierung ist daher in gewissen Zeitabständen notwendig. Dies geschieht durch eine Anhebung der Abgastemperatur auf

die erforderliche Entschwefelungstemperatur und die Einstellung reduzierender Abgasbedingungen mit $\lambda < 1$. [42], [43]

3 Theorie der Verlustteilung

Die Wirkungsgradanalyse erfolgt in Anlehnung an die von Weberbauer et al. [44] definierte und von verschiedenen Autoren ([45], [46], [47], [48]) ausgeführte Verlustteilung. Als Basis für dieses Verlustmodell dient der Gleichraumprozess. Ausgehend davon folgt der reale Brennverlauf nach Abzug sämtlicher Wirkungsgradverluste. Besonders zu beachten ist die Reihenfolge, in der die einzelnen Verluste berücksichtigt werden, da diese Einfluss auf deren Größe hat. Die in diesem Kapitel gewählte Abfolge entspricht der von Weberbauer et al. vorgeschlagenen sowie auch jener bei der späteren Berechnung. Die einzelnen Verlustteile sind:

- Reale Ladung
- Verbrennungslage
- Unvollständige, unvollkommene Verbrennung
- Reale Verbrennung
- Wandwärmeverlust
- Blow-by Verlust
- Ladungswechselverluste
- Mechanischer Verlust

Idealprozess - thermischer Wirkungsgrad

Den Ausgangspunkt der Wirkungsgradanalyse bildet der Idealprozess, in diesem Fall der Gleichraumprozess. Abbildung 3.1 zeigt diesen Prozess im p,V- und T,s-Diagramm.

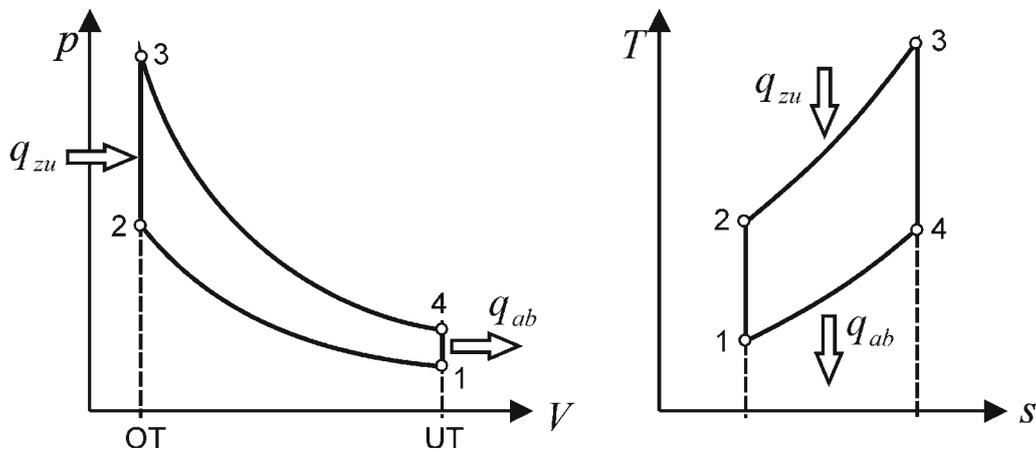


Abbildung 3.1: p,V und T,s-Diagramm des Gleichraumprozesses [37]

Der Gleichraumprozess besitzt im Vergleich zu den anderen motorischen Kreisprozessen, dem Gleichdruckprozess und dem Seiliger-Prozess den höchsten thermischen Wirkungsgrad, wodurch eine noch genauere Aufteilung der Wirkungsgradverluste ermöglicht wird [45]. Grund für den Wirkungsgradvorteil ist die im Vergleich zu den anderen Prozessen kleinste Menge an abgeführter Verlustwärme entlang der Isochore vom Punkt 4 zu Punkt 1. Damit einher gehen die höchste thermische Belastung des Brennraumes und die geringsten Abgastemperaturen [36], [37].

Der thermische Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses berechnet sich gemäß Gleichung 3.1 [49] zu:

$$\eta_{th,v} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \quad (3.1)$$

$\eta_{th,v}$ thermischer Wirkungsgrad in [%]

ϵ Verdichtungsverhältnis in [-]

κ Isentropenexponent in [-]

Wie aus Gleichung 3.1 ersichtlich, ist der Wirkungsgrad lediglich vom Verdichtungsverhältnis und vom Isentropenexponent der Luft ($\kappa=1,4$) abhängig. Für den im Zuge der Untersuchungen verwendeten Motor folgt mit $\epsilon=9,8$ ein thermischer Wirkungsgrad von 59,87 %.

Reale Ladung

Die Berechnung des thermischen Wirkungsgrades des Vergleichsprozesses erfolgt mit der Annahme von reiner Luft als Arbeitsgas. Im Vergleich dazu handelt es sich bei der realen Ladung um ein Gemisch aus Luft, Kraftstoff und Restgas. Da, abgesehen von der realen Masse und einem somit anderen Polytropenexponenten noch dieselben Randbedingungen wie beim Gleichraumprozess (idealisierter Verbrennungsverlauf, vollständige Verbrennung, isentrope Kompression und Expansion, usw.) gelten, kann der Wirkungsgrad mit realer Ladung nach Gleichung 3.1 berechnet werden. [37], [44]

Verbrennungslage

Bisher wird von einem Gleichraumprozess mit Wärmefreisetzung im oberen Totpunkt ausgegangen. Weberbauer et al. [44] schlägt u.a. aufgrund der stetigen Annäherung des Otto- und Dieselpzesses vor, die Wärmefreisetzung auf den Brennverlaufsschwerpunkt (AI50) zu beziehen. Daraus ergibt sich eine Verringerung des wirksamen Kompressionsvolumens. Diese Tatsache wird durch ein modifiziertes Verdichtungsverhältnis berücksichtigt.

Unvollständige, unvollkommene Verbrennung

Im Zuge einer unvollkommenen, unvollständigen Verbrennung des eingesetzten Kraftstoffs wird dieser nicht bis zum theoretisch erreichbaren chemischen Gleichgewicht umgesetzt. Dieser Verlustanteil berücksichtigt jenen Energieanteil des eingesetzten Kraftstoffes, der durch die Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen (HC) und Kohlenmonoxid (CO) verloren geht. [44]

Nach Bargende et al. [50] erfolgt die Berechnung der tatsächlich umgesetzte Kraftstoffenergie unter Berücksichtigung der HC- und CO-Emissionen gemäß Gleichung 3.2:

$$Q_{um(HC+CO)} = Q_{zu} \cdot \left(1 - \frac{[HC]}{10^6} \cdot (1 + \lambda_{gl} \cdot L_{min}) \right) \cdot \left(1 - 4,5 \cdot \frac{[CO]_V}{10^6} + 7 \cdot \left(\frac{[CO]_V}{10^6} \right)^2 \right) \quad (3.2)$$

$Q_{um(HC+CO)}$	tatsächlich umgesetzte Kraftstoffenergie [kJ]
Q_{zu}	zugeführte Kraftstoffenergie [kJ]
HC	gemessene HC-Emissionen in [ppm]
λ_{gl}	globales Luftverhältnis in [-]
L_{min}	stöchiometrischer Luftbedarf in [-]

wobei Gleichung 3.3 einen Bezug zwischen der im Abgas gemessenen CO-Konzentration $[CO]_{gl}$ und der tatsächlich an der Verbrennung teilgenommen Masse $[CO]_V$ herstellt:

$$CO_V = CO_{gl} \cdot \frac{1 + \lambda_{gl} \cdot L_{min}}{1 + \lambda_V \cdot L_{min}} \quad (3.3)$$

Dabei steht nach Gleichung 3.4 λ_V für das tatsächlich wirksame Verbrennungsluftverhältnis in Abhängigkeit der CO-Emissionen:

$$\lambda_V = 1 - 3,28 \cdot \frac{CO}{10^6} + 5,092 \cdot \left(\frac{CO}{10^6} \right)^2 \quad (3.4)$$

λ_V	tatsächlich wirksames Verbrennungsluftverhältnis in [-]
CO	gemessene CO-Emissionen in [ppm]

Reale Verbrennung

Die Verbrennung beim Gleichraum-Prozess wird als isochor, d.h. unendlich schnell, angenommen [37]. Da dies praktisch nicht möglich ist, folgt für die reale Verbrennung ein Brennverlauf, dessen Dauer und Form hier berücksichtigt wird [44]. In Abbildung 3.2 sind die beiden Brennverläufe im p,V-Diagramm dargestellt.

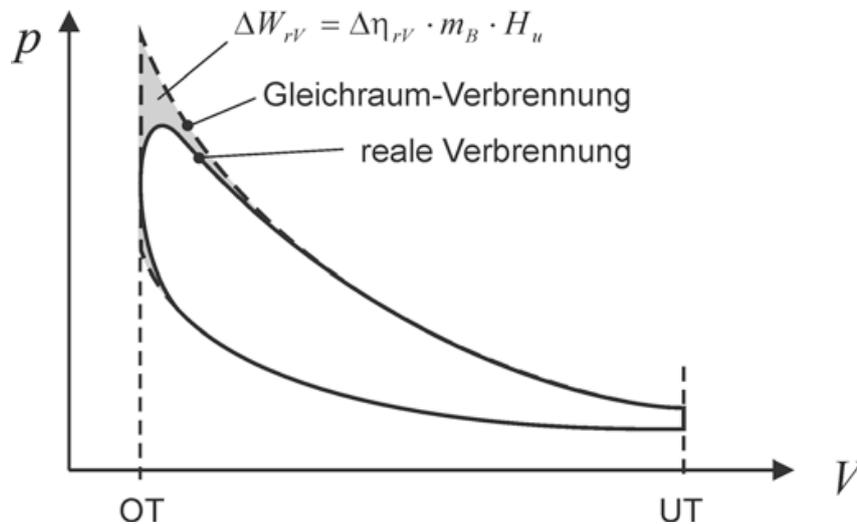


Abbildung 3.2: Verlust durch realen Verbrennungsverlauf [37]

Der Verlust durch die reale Verbrennung entspricht der in Abbildung 3.2 erkennbaren Flächendifferenz zwischen den beiden Hochdruckschleifen [36], [37].

Wandwärmeverlust

Der Wandwärmeverlust berücksichtigt den Wandwärmestrom über die Wände des Brennraums (Kolbenboden, Zylinderkopf und Zylinderwand). Die Berechnung erfolgt in Gleichung 3.5 nach der Beziehung von Newton [51]:

$$\frac{dQ_W}{dt} = \sum_i \alpha_{W,i} \cdot A_i \cdot (T_{W,i} - T_G) \quad (3.5)$$

- Q_W Wandwärmestrom [W]
- A Oberfläche [m²]
- c_W Wärmeübergangskoeffizient in [W/m²K]
- T_G mittlere Gastemperatur im Brennraum in [K]
- T_W Oberflächentemperatur in [K]

Der Wärmeübergangskoeffizient wird in Gleichung 3.6 nach dem von Woschni [52] zunächst für Dieselmotoren definierten und später für Ottomotoren [53] verifizierten An-

satz bestimmt. Als Basis für diesen dient eine Rohrströmung mit konvektivem Wärmeübergang [54].

$$\alpha_W = 130 \cdot d^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot \left(C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_h \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_0) \right)^{0,8} \quad (3.6)$$

- d Bohrungsdurchmesser in [m]
- p Zylinderdruck im befeuerten Motor in [bar]
- T momentane örtliche mittlere Gastemperatur in [K]
- c_m mittlere Kolbengeschwindigkeit in [m/s]
- c_u Drallgeschwindigkeit in [m/s]
- V_h Hubvolumen [m³]
- p_0 Zylinderdruckverlauf im geschleppten Motor in [bar]

Die Konstante C_1 dient der Anpassung an den Arbeitstakt, wobei zwischen Hochdruckteil und Ladungswechsel unterschieden wird. C_2 dient der Anpassung an das Verbrennungsverfahren [54].

$$C_1 = 2,28 + 0,308 \cdot \frac{c_u}{c_m} \quad \text{für den Hochdruckteil}$$

$$C_1 = 6,18 + 0,417 \cdot \frac{c_u}{c_m} \quad \text{für den Ladungswechsel}$$

$$C_2 = 0,00324 \quad \text{für Dieselmotoren mit Direkteinspritzung und Ottomotoren}$$

Blow-by Verlust

Die Blow-by Verluste spielen in der Regel eine untergeordnete Rolle, werden aber der Vollständigkeit halber angeführt. Die Erfassung des Blow-by Gasstroms erfolgte durch kontinuierliche Messung am Motorprüfstand.

Verursacht werden diese Leckageströme aufgrund der begrenzten Dichtheit der Kolbenringe. Dadurch gelangt ein kleiner Teil des Arbeitsgases als Blow-by aus dem Brennraum ins Kurbelgehäuse. Hinzu kommen Leckagen an den Ventilführungen und den Wellenlagerungen des Turboladers. [26]

Ladungswechselverluste

Die Ladungswechselvorgänge verursachen einen Arbeitsaufwand, welcher sich aus Expansions-, Kompressions-, Drossel- und Strömungsverlusten zusammensetzt (siehe Abbildung 3.3) [37].

Den größten Teil der gesamten Ladungswechselverluste machen die Drossel- und Strömungsverluste aus. Beim Ottomotor erfolgt die Laststeuerung durch Quantitätsregelung, d.h. die Quantität der Luftmasse muss angepasst werden. Die Regelung erfolgt dabei durch Drosselung, was besonders im unteren Last- und Drehzahlbereich zu erheblichen Verlusten führt. Zudem entstehen Arbeitsverluste durch die Strömungswiderstände beim Einströmen der Frischladung und durch das Ausschleiben der verbrannten Ladungsmasse. [37]

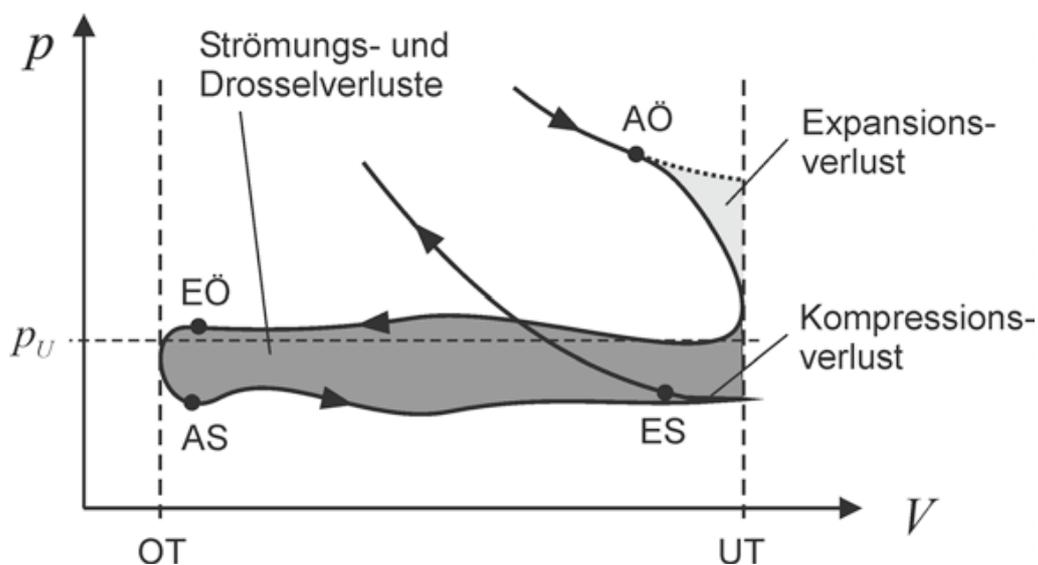


Abbildung 3.3: Aufteilung der Ladungswechselverluste [37]

Die Expansionsverluste werden durch das Öffnen der Auslassventile vor dem unteren Totpunkt verursacht. Die Zylinderladung strömt vor der vollständigen Ausnutzung der Expansion in den Auslasstrakt ab, was einen signifikanten Druckabfall zur Folge hat. Die in Abbildung 3.3 dargestellte Fläche zwischen AÖ und UT entspricht dem Verlust an Arbeit des Hochdruckteils, welcher durch den Druckabfall verursacht wird. [44], [46]

Der Kompressionsverlust berücksichtigt den durch Schließen der Einlassventile nach UT verzögerten Beginn der Kompression gegenüber dem theoretischen Einlassschluss im

unteren Totpunkt. Dadurch verringert sich die Arbeit der Hochdruckschleife. Der Kompressionsverlust entspricht im p,V -Diagramm der Fläche zwischen ES und UT. [44], [46]

Mechanischer Verlust

Der mechanische Verlust wird aufgrund von Reibung verursacht. Sämtliche bewegten Motorkomponenten haben ihren Anteil daran. Dazu gehört der Kurbeltrieb (Kurbelwelle, Pleuel und Kolben mit Kolbenringen), der Ventil- und Steuertrieb sowie die erforderlichen Nebenaggregate [26]. Der Verlust wird berechnet aus der Differenz zwischen dem indizierten Mitteldruck, welcher mit Hilfe der Zylinderdruckindizierung im Brennraum ermittelt wird und dem effektiven Mitteldruck, der mittels Drehmoment- und Drehzahlmessung an der Kurbelwelle bestimmt wird [37]. Bezogen auf die gesamte eingebrachte Kraftstoffenergie folgt daraus der Reibungsverlust [45].

Im Vergleich zu den Ladungswechselerlusten können die mechanischen Verluste nicht im p,V -Diagramm dargestellt werden, da sie erst entstehen, nachdem das Arbeitsgas einen Teil seiner Energie an den Kolben übertragen hat [37].

Somit bleibt am Ende der Wirkungsgradanalyse, ausgehend vom thermischen Wirkungsgrad unter Berücksichtigung sämtlicher Wirkungsgradverluste, der effektive Wirkungsgrad des Motors.

4 Versuchsaufbau und -durchführung

4.1 Versuchsmotor

Die Untersuchungen am Motorprüfstand wurden an einem turboaufgeladenen Vierzylinder DI-Ottomotor durchgeführt. Die technischen Daten sind nachfolgend in Tabelle 4.1 aufgelistet:

Tabelle 4.1: Technische Daten des Versuchsmotors

Hersteller/Motorbezeichnung	Mercedes-Benz M270
Bauart	Wassergekühlter 4-Zylinder-Reihenmotor
Zylinderkopf	4 Ventile/Zylinder
Hubraum	1991 cm ³
Bohrung	83,0 mm
Hub	92,0 mm
Nennleistung	155 kW bei 5500 min ⁻¹
Nenndrehmoment	350 Nm bei 1200-4000 min ⁻¹
Verdichtungsverhältnis	9,8:1
Gemischaufbereitung	Direkteinspritzung mit Piezoinjektor, strahlgeführtes Brennverfahren
Aufladung	Abgasturbolader
Emissionsklasse	Euro 6

Zu den Besonderheiten dieses Motors zählte der zentral im Brennraum angeordnete Piezoinjektor mit nach außen öffnender Düse. Dieser ermöglicht bis zu fünf Einspritzungen pro Arbeitstakt bei einem Kraftstoffdruck von 200 bar. Die Aufladung des Motors erfolgt durch einen Abgasturbolader mit Ladeluftkühler. Einlass- sowie auslassseitige Nockenwellensteller dienen zur Regelung der Zylinderfüllung. [55]

4.2 Versuchsfahrzeug

Beim verwendeten Versuchsfahrzeug handelte es sich um ein Fahrzeug der Kompaktklasse (C-Segment). Der Motor war vom selben Typ wie jener am Motorenprüfstand, der Unterschied bestand lediglich in den möglichen Betriebsarten. Neben dem Homogenbetrieb waren auch noch die Ladungsschichtung und die Homogen-Schichtverbrennung (HOS) appliziert. Das Fahrzeug war mit einem 7-Gang Automatikgetriebe ausgestattet und verfügte über eine ECO Start-Stopp-Funktion. Das Abgasnachbehandlungssystem bestand aus einem motornahen Drei-Wege-Stickoxidspeicher-katalysator (TWNSC) und einem Stickoxidspeicher-katalysator (NSC) im Unterboden (siehe auch Abbildung 2.4) [55].

4.3 Motorprüfstand

Zur Durchführung der Untersuchungen wurde der zuvor bereits beschriebene Versuchsträger auf einem Motorprüfstand aufgebaut. Über eine Kardanwelle war er mit der Belastungsmaschine, einer Drehstrom-Asynchronmaschine der Firma KRISTL-SEIBT Typ HS 315, verbunden.

Abbildung 4.1 zeigt den schematischen Prüfstands-aufbau. Erkennbar sind sämtliche Messstellen im Ansaug- und Abgassystem zur Aufnahme von Absolutdruck und Temperatur sowie die verwendete Prüfstandstechnik. Eine nähere Beschreibung der einzelnen Komponenten folgt im Anschluss.

4.3.1 Prüfstandstechnik

Zylinderdruckindizierung

Zur Erfassung des Zylinderdrucks war der Versuchsmotor an jedem Zylinder mit einem ungekühlten Piezo-Druckaufnehmer der Fa. KISTLER vom Typ 6045A ausgestattet. Als Ladungsverstärker kamen Charge Amplifier vom Typ 5011 und 5007 der Fa. KISTLER zum Einsatz. Mit Hilfe des Inkremental-Drehgebers der Fa. KÜBLER vom Typ 8.5820.1832.3600

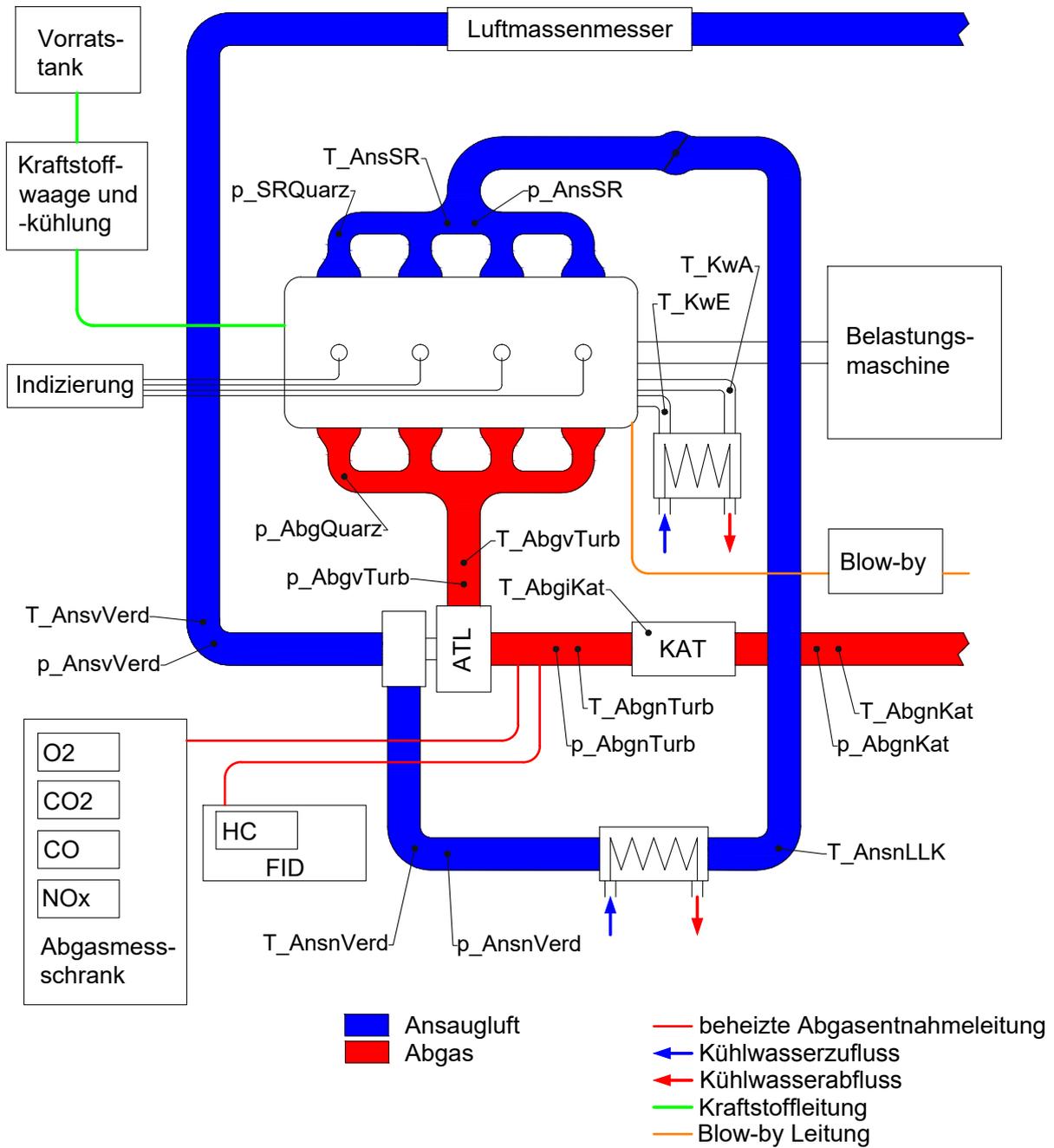


Abbildung 4.1: Schematischer Aufbau des Motorprüfstandes

konnten die aufgenommenen Zylinderdrucksignale der Kurbelwinkelposition zugeordnet werden. Zudem war im Ansaugkrümmer ein ungekühlter Druckquarz Typ 4005BA5F und im Abgaskrümmer ein wassergekühlter Druckquarz Typ 4049A10S, beide von der Fa. KISTLER, verbaut. Die Erfassung und Verarbeitung der Signale erfolgte mittels AVL INDI-MODUL.

Temperatur- und Druckmessung

Die Temperaturmessung an sämtlichen gekennzeichneten Stellen erfolgte mittels NiCr-Ni-Thermoelementen.

Abgesehen von den zwei bereits erwähnten Niederdruckquarzen waren alle anderen Druckmessstellen im Ansaug- und Abgassystem mit Membrandrucksensoren vom Typ PAA-21S der Fa. KELLER ausgestattet.

Kraftstoffverbrauchsmessung

Die Einheit zur Verbrauchsmessung bestand aus zwei Teilen, der Kraftstoffmesseinheit AVL FUEL MASS FLOW METER 735S und der Kraftstoffkonditionierung AVL FUEL TEMPERATURE CONTROL 753C. Der Kraftstoffverbrauch wurde in der Messeinheit mittels Corioliskraft-Massendurchflusssensor ermittelt. In der Konditioniereinrichtung wurde dessen Temperatur stets auf einen konstanten Wert von 20 °C geregelt.

Kühlkreislauf

Die Kühlung des Motorkühlwassers geschah im Gegensatz zum Fahrzeug mittels eines Wasser/Wasser-Wärmetauschers. Die Regelung der Motoraustrittstemperatur erfolgte dabei durch eine Verstellung des prüfstandsseitigen Frischwasservolumenstroms. Zur Kühlung der Ladeluft wurde ein Luft/Wasser-Wärmetauscher eingesetzt.

Abgasmesstechnik

Zur Bestimmung der Konzentrationen in Roh-Abgas wurde ein Teilstrom aus dem Abgassystem zwischen Abgasturbolader (ATL) und Katalysator (KAT) entnommen. Das Abgas

gelangte über beheizte Vorfilter und beheizte Leitungen in den Flammenionisationsdetektor (FID) zur Messung der Volumenkonzentration der unverbrannten Kohlenwasserstoffe (HC) und in den Abgasmessschrank zur Messung von O₂, CO₂, CO und NO_x. Die verwendeten Messgeräte sowie das jeweilige Messverfahren sind in [Tabelle 4.2](#) zusammengefasst.

Tabelle 4.2: Verwendete Abgasmessgeräte

Messgröße	Messgerät	Messprinzip
CO	SIEMENS ULTRAMAT 6	NDIR-Zweistrahl-Gegentaktverfahren
CO ₂	SIEMENS ULTRAMAT/OXYMAT 6	NDIR-Zweistrahl-Gegentaktverfahren
NO / NO _x	ECO PHYSICS CLD 700 EL HT	Chemilumineszenzdetektion
HC	TESTA FID 2000 S	Flammenionisationsdetektion
O ₂	SIEMENS ULTRAMAT/OXYMAT 6	paramagnetisches Wechseldruckverfahren

Sonstige Messgeräte

Die Ansaugluftmassenmessung erfolgte mit einem SENSYFLOW P der Fa. ABB, welches nach dem Prinzip eines Heißfilm-Massenmessers misst. Das Volumen des Blow-by Gases wurde mit dem Gerät BLOWBY 637 der Fa. KRISTL-SEIBT über den Differenzdruck an einer Blende gemessen.

Prüfstandssteuerung und Datenerfassung

Zur Steuerung des Prüfstandes sowie zur Datenerfassung kamen die in [Tabelle 4.3](#) aufgeführten Rechner zum Einsatz.

Tabelle 4.3: Mess- und Steuerungscomputer des Motorenprüfstandes

Rechner	Software	Funktion
Mess- und Steuerungscomputer	KRISTL, SEIBT TORNADO RT v3.3	Regelung der Asynchronmaschine; Erfassung sämtlicher Signale wie Druck, Temperatur, Kraftstoffverbrauch, Emissionen,...
Messcomputer	AVL INDI COM v2.4	Zylinderdruckindizierung
Mess- und Steuerungscomputer	ETAS INCA v7.0	Eingriff in die Motorsteuerung; Erfassung motorspezifischer Daten

4.4 Rollenprüfstand

Die Fahrzeuguntersuchungen wurden auf einem klimatisierten 4-Rad-Rollenprüfstand durchgeführt. Dabei wurde zum einen der Kraftstoffverbrauch über die Kraftstoffmess-einheit mit Konditionierung vom Typ AVL 735S/753C gemessen. Zum anderen wurden die Abgasemissionen nach dem CVS-Messverfahren (Constant Volume Sampling) bestimmt.

In der CVS-Anlage erfolgt eine Verdünnung der Abgase mit Umgebungsluft normgerecht im mittleren Verhältnis von 10:1 und das Einstellen eines einheitlichen Temperaturniveaus mittels Wärmetauscher. Das Gasgemisch wird durch das Rootsgebläse derart angesaugt, dass der Volumenstrom aus Abgas und Verdünnungsluft konstant bleibt, da nur unter dieser Voraussetzung eine Emissions(Massen)-Bestimmung nach Testende möglich ist. Dem verdünnten Abgasstrom wird über die gesamte Testdauer eine konstante Teilmenge entnommen und in mehreren Beuteln gesammelt. Parallel dazu wird ein Teil der Verdünnungsluft in einem Beutel gesammelt. Der Zweck der Verdünnung ist es, störende chemische Reaktionen von Kohlenwasserstoffen sowie unerwünschte Wasserdampfkondensation zu vermeiden. Nach Testende erfolgt die Analyse der einzelnen Beutelinhalte. Die Konzentrationen der verschiedenen Fahrzeugemissionen ergeben sich aus der Differenz der Konzentration von Abgas- und Raumluftbeutel. [23], [56]

Abbildung 4.2 zeigt den schematischen Aufbau des Rollenprüfstandes mit CVS-Anlage.

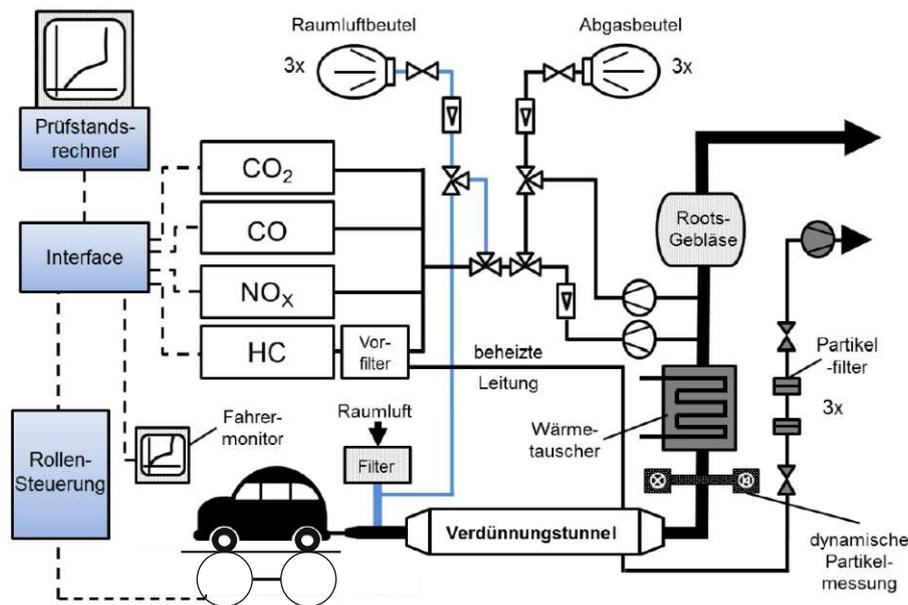


Abbildung 4.2: 4-Rad-Rollenprüfstand mit CVS [36], [57]

4.5 Versuchsdurchführung und Betriebspunktdefinition

4.5.1 Versuchsdurchführung am Motorprüfstand

Die am Motorprüfstand untersuchten Betriebspunkte gehen aus [Abbildung 4.3](#) hervor. Die Punkte bei niedrigen bis mittleren Lasten (bis ca. $p_{me}=12$ bar) wurden gewählt, da sie weitestgehend den Betriebsbereich des Fahrzeugmotors im NEFZ widerspiegeln (vgl. [58]). Die Betriebspunkte an der Volllast sollten mögliche Unterschiede zwischen den Kraftstoffen hinsichtlich Klopfestigkeit, erforderliche Anreicherung zum Bauteilschutz usw. sichtbar machen.

Sämtliche Untersuchungen am Motorprüfstand wurden bei stationären Einstellungen und betriebswarmem Motor mit einer Kühlwassertemperatur von 90 °C durchgeführt. Bei den Betriebspunkten im Niedrig- und Teillastbereich wurde der Motor im geregelten $\lambda=1$ Betrieb betrieben. Mit Hilfe der verwendeten Zylinderdruckindizierung erfolgte manuell eine wirkungsgradoptimale Einstellung der Verbrennungsschwerpunktlage auf 7-8 °KWnZOT.

Bei den Volllastbetriebspunkten wurde bis zum Erreichen einer maximal zulässigen Turbineneintrittstemperatur von 1030 °C, bzw. von maximal 950 °C im Katalysator die Luftzahl

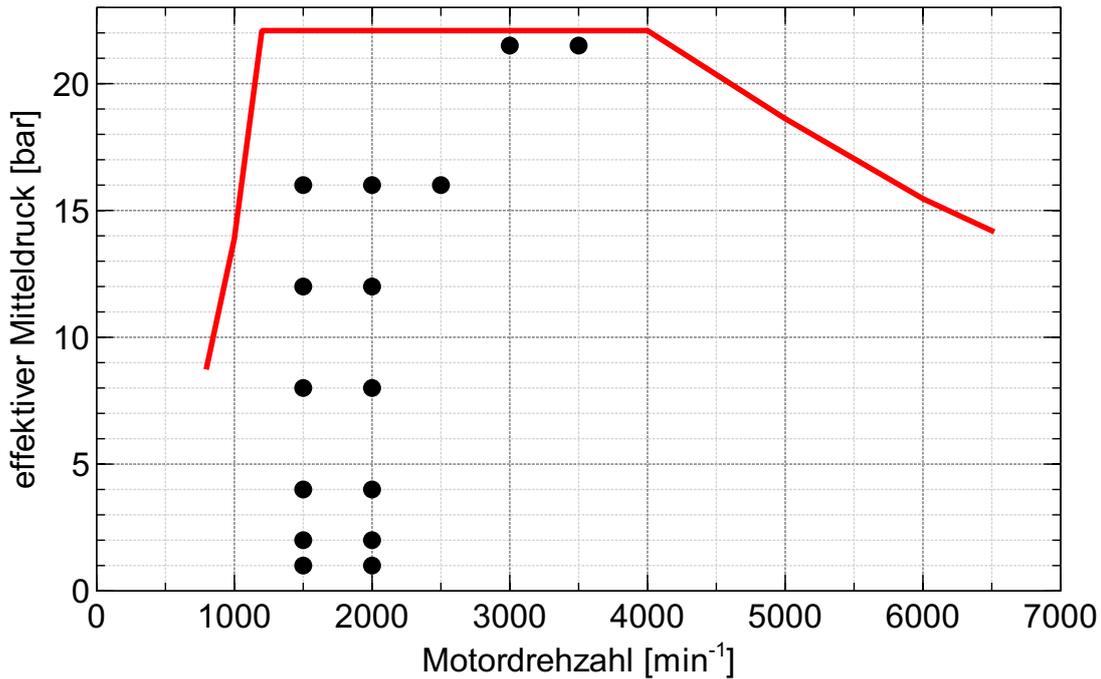


Abbildung 4.3: Betriebspunkte Motorprüfstand

bei 1 gehalten. Im Weiteren wurde dann für eine höhere Genauigkeit des Vergleichs das Temperaturniveau mittels Kraftstoffanreicherung durch manuellen Eingriff bzgl. Einstellung der Luftzahl gehalten. Der Motor wurde bei 3000 und 3500 min^{-1} zunächst ohne Eingriff in die Zündzeitpunkteinstellung betrieben. Im Vergleich dazu wurde der Zündzeitpunkt im Anschluss in Richtung früh, für eine Schwerpunktslage möglichst bei 7-8 $\% \text{KWnZOT}$, bzw. beim Auftreten von Klopfereignissen an die Klopfgrenze gestellt.

4.5.2 Versuchsdurchführung am Rollenprüfstand

Die Messungen am Rollenprüfstand umfassten den Neuen Europäischen Fahrzyklus (vgl. [59]) - Fahrprofil siehe [Abbildung 4.4](#) - mit kaltem (Typ I) und mit warmem Motor. Kalter Motor bedeutet eine Konditionierung des gesamten Fahrzeugs bei 25 °C über die Dauer von mindestens 6 Stunden, warmer Motor steht für den betriebswarmen Zustand des Fahrzeugs. Ergänzend dazu kamen Konstantfahrten bei Geschwindigkeiten von 30 bis 120 km/h, angelehnt an die Konstantfahrbereiche im NEFZ. Diese wurden durchgeführt um einerseits den beim Fahrzyklus vorhandenen Fahrereinfluss möglichst zu eliminieren. Andererseits um einen ausreichend langen Betrieb für das Erreichen der Regenerati-

onsphasen des NSC, bedingt durch den Schichtbetrieb, zu gewährleisten und somit den Vergleich der Kraftstoffe durchzuführen. Da diese während der Dauer des NEFZ nur selten auftraten, wäre eine große Anzahl an Fahrzyklen für repräsentative Ergebnisse nötig gewesen.

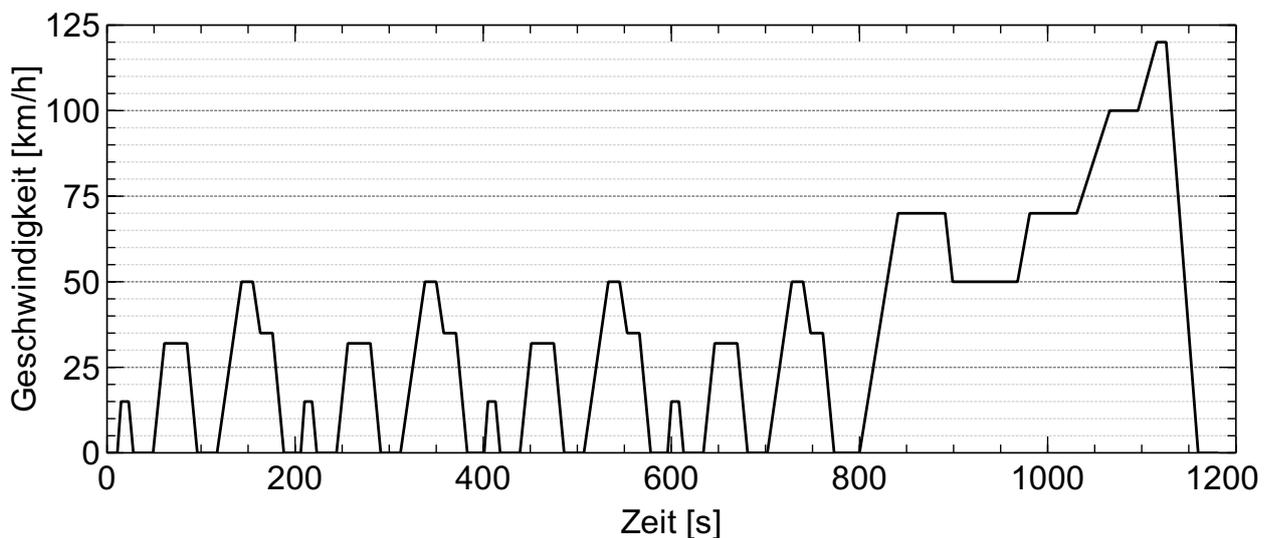


Abbildung 4.4: Fahrprofil Neuer Europäischer Fahrzyklus [60]

Sämtliche Messungen wurden zum einen mit den Standardeinstellungen des Motorsteuergeräts (Schichtbetrieb) und zum anderen, nach Eingriff in das Steuergerät und Sperrung der Betriebsarten Schicht und Homogen-Schicht, auch bei reinem Homogenbetrieb durchgeführt. Dies erlaubte den Vergleich mit dem Motorprüfstand und ermöglichte die Darstellung der Unterschiede zwischen den beiden Motorbetriebsarten.

4.6 Kraftstoffe

Die Untersuchungen am Motorprüfstand sowie am Rollenprüfstand wurden mit zwei verschiedenen Kraftstoffen durchgeführt. Einerseits kam ein E10-Kraftstoff der Firma TOTAL zum Einsatz, welcher der DIN 51626-1 [61] entspricht und somit die derzeit in Deutschland verfügbare Tankstellenqualität für E10 widerspiegelt. Andererseits fand im Vergleich dazu ein E20-Kraftstoff der Firma HALTERMANN Einsatz. In [Tabelle 4.4](#) sind die Eigenschaften der zwei verwendeten Kraftstoffe aufgelistet (sämtliche Werte stammen aus Kraftstoffanalysen).

Tabelle 4.4: Analysedaten Kraftstoffe

	Einheit	E10	E20
Dampfdruck bei 37,8 °C	kPa	58,2	52,1
Dichte bei 15 °C	kg/m ³	747,4	761,7
Ethanolgehalt	Vol.-%	9,65	20,60
Heizwert	kJ/kg	41660	39530
Massenanteil Kohlenstoff C	% (m/m)	82,97	79,39
Massenanteil Wasserstoff H	% (m/m)	13,46	13,05
Massenanteil Sauerstoff O	% (m/m)	3,56	7,55
Research Oktanzahl	ROZ	97,1	100,3
Motor Oktanzahl	MOZ	85,5	87,8
Siedetemperatur bei 1,013 bar	°C	42,4-192,3	43,7-186,5
Stöchiometrischer Luftbedarf	kg/kg	14,01	13,29

5 Ergebnisse der Untersuchungen

In diesem Kapitel sind die Ergebnisse der praktischen Untersuchungen am Motor- sowie Rollenprüfstand dargestellt. Die Unterschiede zwischen den Kraftstoffen werden zunächst anhand der Messergebnisse erläutert, im Anschluss daran sollen Unterschiede im Wirkungsgrad mittels Wirkungsgradanalyse im Detail betrachtet werden.

5.1 Volumetrischer Kraftstoffverbrauch

Der höhere Anteil an gebundenem Sauerstoff in E20 (7,55 % (m/m)) führt im Vergleich zu E10 (3,56 % (m/m)) zu einem entsprechend geringeren Heizwert. Diese Differenz der Energiedichte würde bei gleichem Wirkungsgrad einen Mehrverbrauch bei 20 Vol.-% Ethanolanteil von 5,1 % auf gravimetrischer Basis ergeben. Wird Zusätzlich die Dichte der beiden Kraftstoffe (sämtliche Stoffwerte siehe Tabelle 4.4) berücksichtigt, bleibt theoretisch ein volumetrischer Mehrverbrauch von 3,3 % bei E20 bezogen auf E10.

In Abbildung 5.1 ist zunächst der spezifische Kraftstoffverbrauch (auf volumetrischer Basis) beider Ethanol-Blends für Betriebspunkte im Niedrig- und Teillastbereich dargestellt. Die angegebenen Prozentwerte geben die relative Verbrauchsdifferenz von E20 bezogen auf E10 an. Diese Form der Auswertung wurde herangezogen, um die verbleibenden kleinsten Ungenauigkeiten bei der Einstellung des Lastpunktes am Prüfstand zu kompensieren. Eine Differenz im effektiven Mitteldruck von 1 % wirkte sich im Verbrauch in Form von bis zu einem Prozentpunkt aus. Um diesen Einfluss auszuschließen, erfolgte daher der Vergleich auf Basis des spezifischen Verbrauchs, welcher den Kraftstoffverbrauch pro Zeiteinheit ins Verhältnis zur abgegebenen mechanischen Leistung setzt.

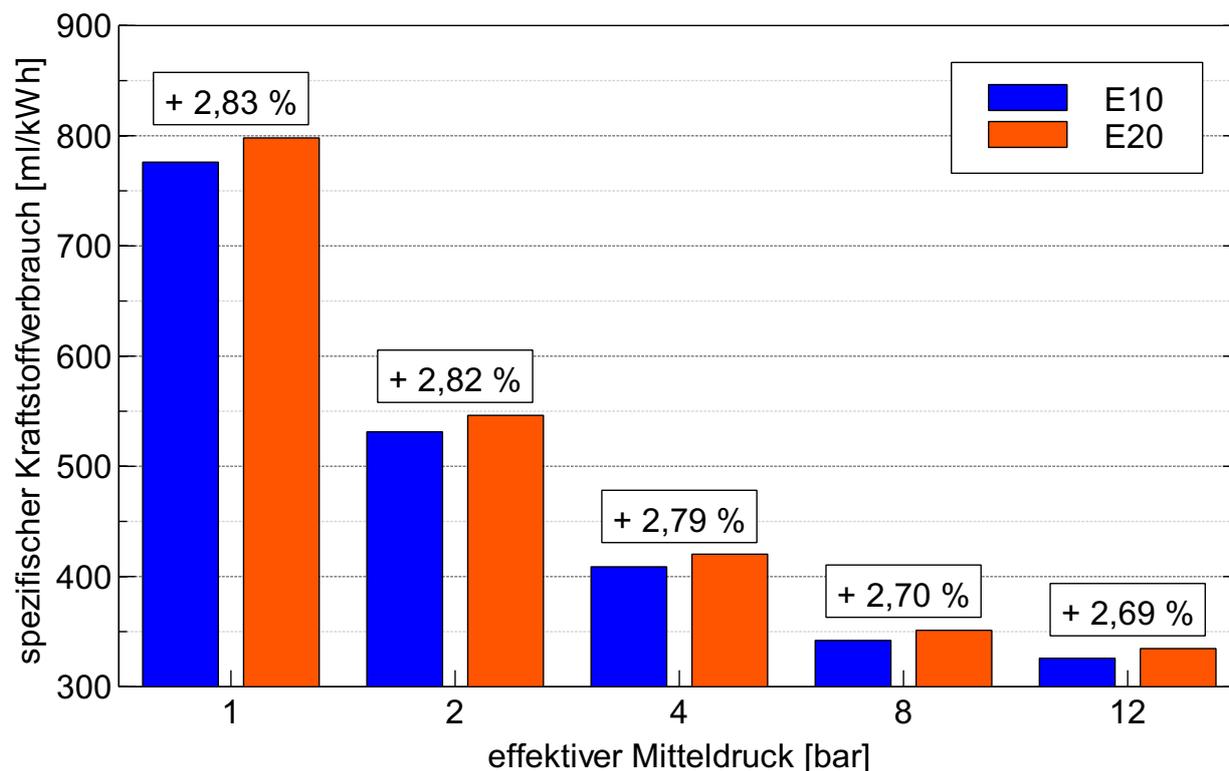


Abbildung 5.1: spezifischer Kraftstoffverbrauch; volumetrisch; $n=2000 \text{ min}^{-1}$; $\lambda=1$

Die gemessenen Mehrverbräuche lagen ca. 0,5-0,6 Prozentpunkte niedriger als der auf Basis der Stoffeigenschaften berechnete Wert von 3,3 %. Zurückzuführen war dies auf einen geringfügig höheren effektiven Wirkungsgrad mit E20, welcher den aufgrund der geringeren Energiedichte gegebenen Nachteil etwas abschwächte. Die mit steigender Last tendenziell sinkende Verbrauchsdifferenz konnte durch eine Zunahme des Wirkungsgrades bei 20 Vol.-% Ethanolanteil begründet werden. Details dazu siehe Kapitel 5.2.

Deutlich größere Unterschiede lieferten die Untersuchungen an der Volllast, wie aus [Abbildung 5.2](#) hervorgeht.

Der Betriebspunkt bei 3000 min^{-1} ohne Eingriff in den Zündzeitpunkt ließe, aufgrund stöchiometrischen Motorbetriebs, wie zuvor 3,3 % relative Verbrauchsdifferenz bedingt durch die unterschiedlichen Energiedichten erwarten. Wie später ausführlich im Kapitel 5.2 gezeigt, ergab sich mit E20 ein Wirkungsgradvorteil im Wesentlichen durch eine schnellere Energieumsetzung. Daraus folgte mit 1,97 % eine um 1,33 Prozentpunkte geringere Verbrauchsdifferenz im Bezug auf den theoretischen Wert. Bei 3500 min^{-1} (ZSP ohne Eingriff) war zudem der mit E20 geringere Anreicherungsbedarf aus Gründen des Bauteilschut-

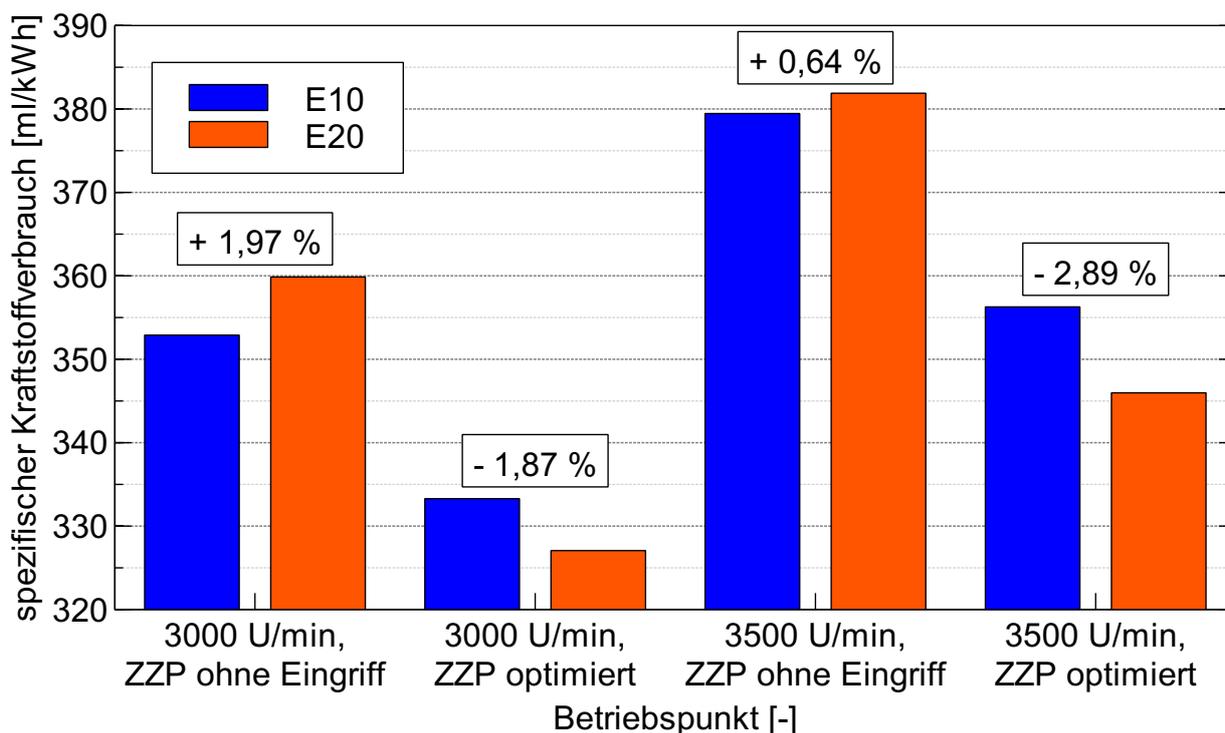


Abbildung 5.2: spezifischer Kraftstoffverbrauch; volumetrisch; $p_{me}=21,5$ bar

zes für die um 2,66 Prozentpunkte (0,64 % zu 3,3 %) verminderte relative Verbrauchsdifferenz verantwortlich. Bei diesen zwei Betriebspunkten mit Serienbedatung war der Zündzeitpunkt für beide Kraftstoffe nahezu gleich, die deutliche geringere Verbrauchsdifferenz bei 3500 min^{-1} wurde daher durch das unterschiedliche Luft-Kraftstoff-Verhältnis (E10: $\lambda=0,923$; E20: $\lambda=0,932$) verursacht.

Das Verbrauchspotenzial, welches aufgrund der höheren Oktanzahl erschlossen werden konnte, zeigen die Betriebspunkte mit optimiertem Zündzeitpunkt bei 3000 und 3500 min^{-1} . Die höhere Klopfestigkeit von E20 erlaubte eine um bis zu 6 °KW frühere Schwerpunktslage. Dies wirkte sich positiv auf die Energieumsetzung aus, wodurch ein höherer Wirkungsgrad bzw. ein geringerer Kraftstoffverbrauch erzielt werden konnte. Zudem verringerte sich dadurch der Anreicherungsbedarf aufgrund geringerer Abgastemperaturen durch die frühere Schwerpunktslage. Demzufolge wurde bei 3000 min^{-1} , mit $\lambda=1$ für beide Kraftstoffe, ein Minderverbrauch von $1,87 \text{ %}$ erreicht. Die Differenz im Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei 3500 min^{-1} von $\lambda=0,953$ mit E10 zu $\lambda=0,975$ mit E20 war verantwortlich für die Verbrauchssenkung um $2,89 \text{ %}$.

Um die bereits gezeigten Ergebnisse der Stationärmessungen vom Motorprüfstand zu validieren, werden im Folgenden auch die Unterschiede im Fahrzeug bei Konstantfahrt mit homogenem Motorbetrieb verglichen, siehe [Abbildung 5.3](#).

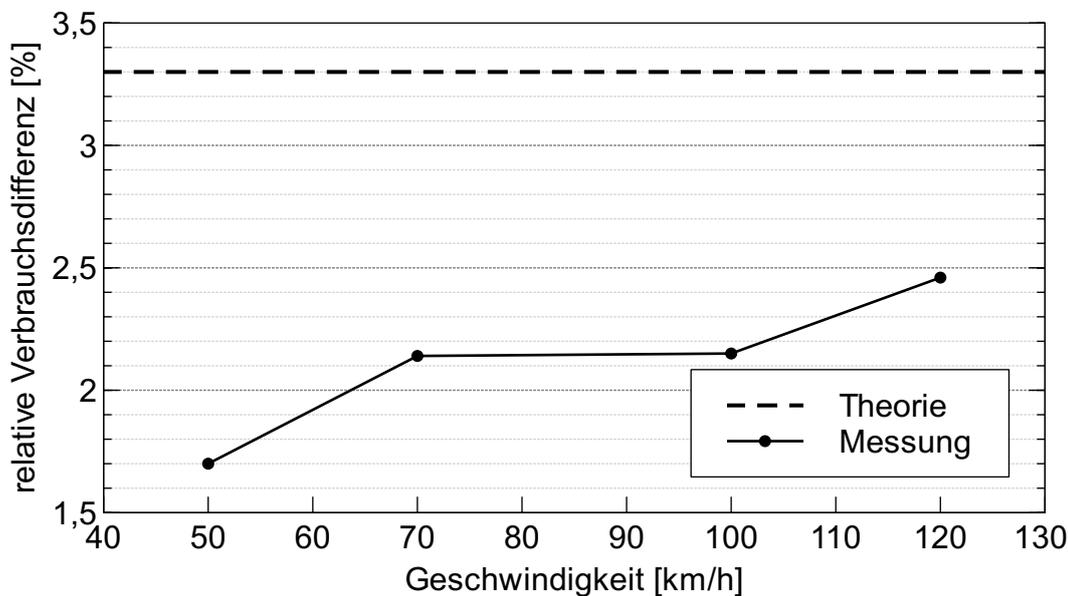


Abbildung 5.3: relative Verbrauchsdifferenz E20 zu E10; Konstantfahrten; Homogenbetrieb

Die Konstantfahrten mit 30 km/h wurden in dieser Auswertung nicht berücksichtigt, da sie keine repräsentativen Ergebnisse lieferten. Bedingt durch die niedrige Last bei dieser geringen Geschwindigkeit konnte kein reproduzierbares Einstellverhalten der Motorsteuerung betreffend Zündzeitpunkt und Einspritzmenge erreicht werden.

Im Vergleich zu den zuvor gezeigten ca. 2,7-2,8 % fiel die Verbrauchsdifferenz bei den Konstantfahrten mit Homogenbetrieb geringer aus. Diese Abweichung konnte auf die höhere Genauigkeit des Motorprüfstandes zurückgeführt werden. Der Vergleich der Ergebnisse aus [Abbildung 5.3](#) anhand der Motorlast mit jenen aus [Abbildung 5.1](#) zeigt eine akzeptable Übereinstimmung. Der Betriebszustand des Fahrzeugmotors bei 120 km/h beispielsweise entsprach anhand von Drehzahl und Verbrauch in etwa dem Lastpunkt mit $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 8 \text{ bar}$.

Abschließend sind in [Abbildung 5.4](#) die Verbrauchswerte aus dem Neuen Europäischen Fahrzyklus dargestellt. Für alle Ergebnisse des NEFZ erfolgte eine statistische Auswertung. Neben dem Mittelwert ist auch die Standardabweichung angegeben. Dadurch sollte der beträchtliche Einfluss des Fahrers auf den Kraftstoffverbrauch, sowie die Messstreu-

ung dargestellt werden. Die angegebenen Prozentwerte geben die relative Verbrauchsdifferenz an.

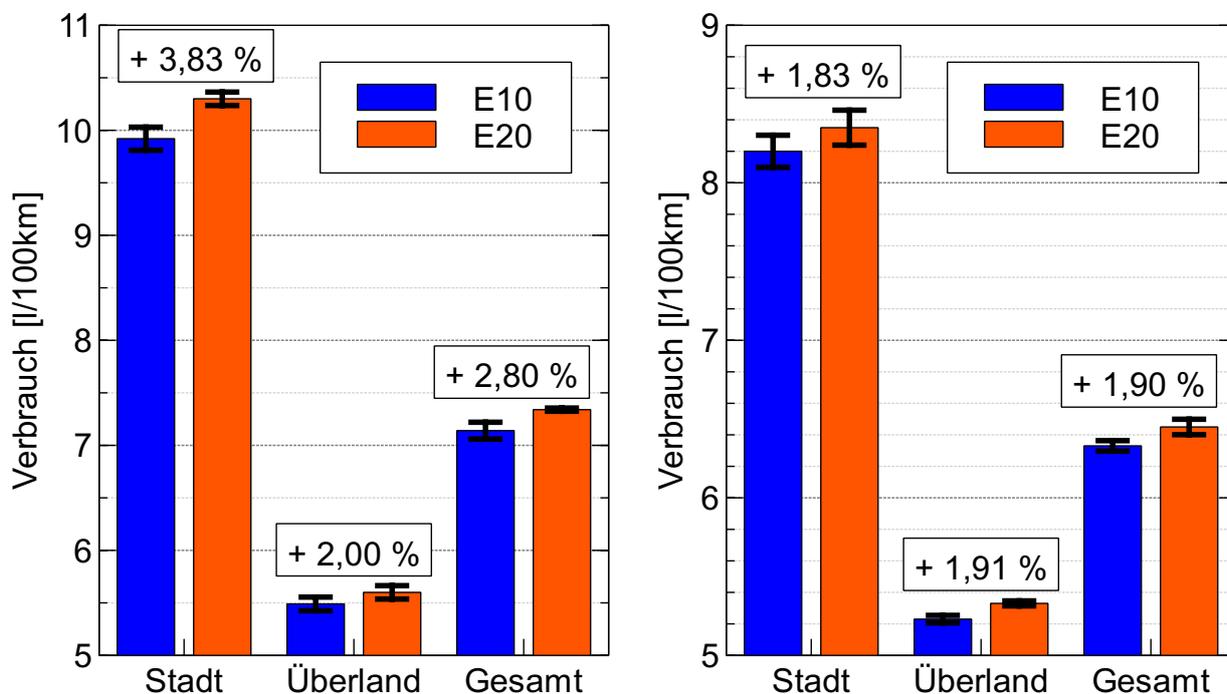


Abbildung 5.4: Kraftstoffverbrauch; NEFZ; Schichtbetrieb
links: kalter Motor; rechts: warmer Motor

Die Ergebnisse des NEFZ mit kaltem Motor sind in Abbildung 5.4 links dargestellt. Lediglich im Stadt-Zyklus war der Mehrverbrauch deutlich über dem Durchschnitt. Die Ursache dafür waren Unterschiede während der Katheizphase. Für ein schnelles Aufheizen des Katalysators wird in der Regel der Zündwinkel weit nach spät gestellt und teilweise der Motor mit leicht magerem Gemisch betrieben. Erfolgt zunächst nur eine Betrachtung der ersten 200 Sekunden des NEFZ so wurde mit E20 erheblich mehr Kraftstoff eingespritzt und der Mehrverbrauch in diesem Abschnitt lag dadurch bei 6,35 % bzw. 0,85 l/100km. Diese von der Motorsteuerung gewählte überdurchschnittlich hohe Einspritzmenge begründete somit die Abweichung beim Stadt-Zyklus vom sonstigen Mittel. Dies wurde auch durch die Ergebnisse in Abbildung 5.4 rechts bestätigt. Aufgrund des betriebswarmen Fahrzeugs entfiel das Kat-Heizen und der Mehrverbrauch war geringer. Zu beachten ist, dass bedingt durch die geringe Anzahl an Messungen mit kaltem Motor das Ergebnis etwas ungenauer ist und zum Teil lediglich Tendenzen aufzeigt.

Der Vergleich mit den Ergebnissen vom Motorprüfstand ergab für den NEFZ tendenziell geringere Mehrverbräuche. Die Erklärung dafür erfolgt anhand von [Abbildung 5.5](#). Dar-

gestellt ist das Luft-Kraftstoff-Verhältnis für den Überland-Zyklus (betriebswarmer Motor). Dabei ist zu berücksichtigen, dass aufgrund einer nicht repräsentativen Anzahl an Messungen mit reinem Homogenbetrieb die Daten von Fahrzyklen mit aktiviertem Schichtbetrieb stammen.

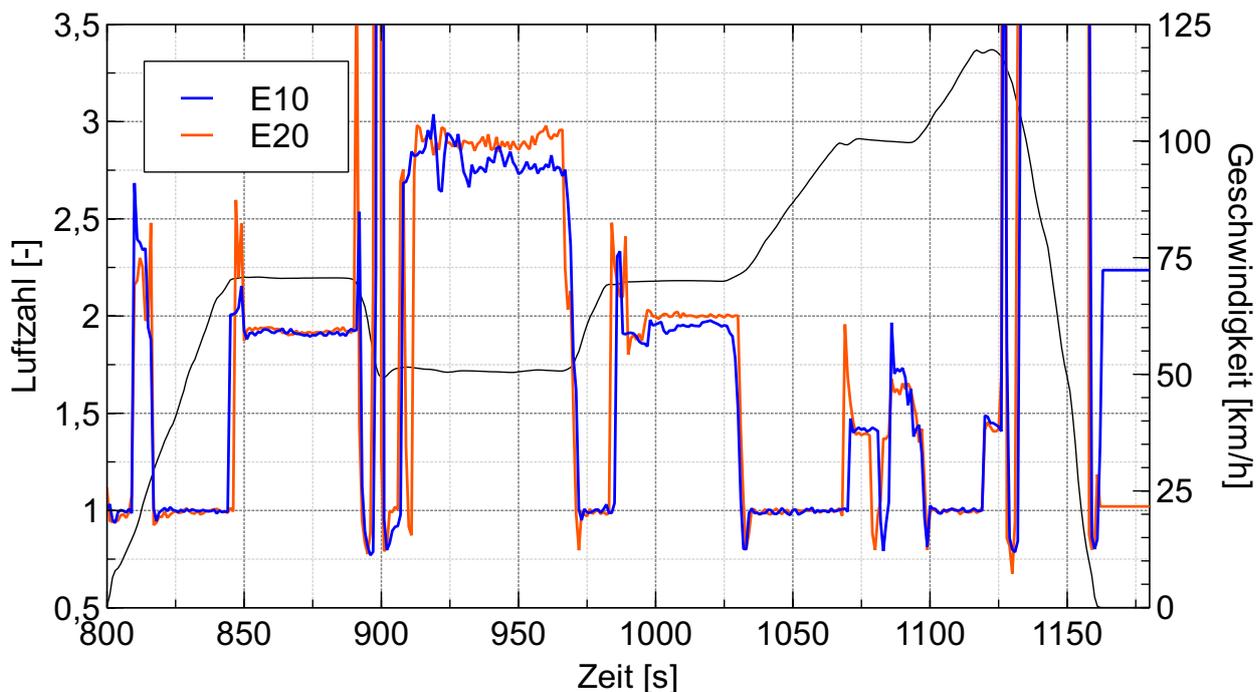


Abbildung 5.5: Luftzahl; NEFZ; Schichtbetrieb; warmer Motor

Zu beachten sind die Abschnitte mit konstanter Geschwindigkeit, in denen der Motor geschichtet ($\lambda > 1$) betrieben wurde. Der Luftüberschuss war wie aus Abbildung 5.5 hervorgeht beispielsweise bei 50 km/h (Sekunde 920-960) und den anschließenden 70 km/h (Sekunde 1000-1020) mit E20 größer. Daraus folgte mit E20 im genannten Abschnitt mit 50 km/h ein um 4,33 % geringerer und im Abschnitt mit 70 km/h ein um 0,44 % höherer Verbrauch. Bei Betrachtung des gesamten Zykluses ergab sich durch diesen Einfluss der Motorsteuerung in Form von Unterschieden im Luft-Kraftstoff-Verhältnis während des Schichtbetriebs ein geringerer Mehrverbrauch im Vergleich zum Motorprüfstand. Eine ausführliche Beschreibung des Schichtbetriebs folgt in Kapitel 5.4.

5.2 Wirkungsgradanalyse

In der vorliegenden Arbeit erfolgt die Berechnung der Verlustteilung nach den in Kapitel 3 angegebenen Formeln bzw. mit Hilfe der Auswertungssoftware CONCERTO V4.2 der Fa. AVL. Dabei dienten folgende Werte als Eingangsgröße für die Simulation: Luft-Massenstrom, Kraftstoff-Massenstrom, effektiver Mitteldruck, Drehzahl, Zylinderdruckverlauf, Restgasrate, Blow-by-Massenstrom, CO- und HC-Konzentration, Heizwert, stöchiometrisches Luftverhältnis, Kraftstoffzusammensetzung sowie die Oberfläche von Kolben, Zylinderkopf und Buchse (siehe [62]).

Die Daten stammten ausschließlich vom Motorprüfstand, da beim Fahrzeug am Rollenprüfstand die Zylinderdruckindizierung nicht zum Einsatz kam.

Zu beachten ist, dass die Ergebnisse der Verlustteilung nicht absolut, sondern nur vergleichend zwischen den beiden Kraftstoffen betrachtet werden dürfen. Dies ist der Tatsache geschuldet, dass nicht alle Wirkungsgradverluste exakt auf Basis von Messwerten bestimmt werden konnten. So fehlte beispielsweise zur genauen Berechnung der Wandwärmeverluste die Kenntnis über die Temperaturverläufe in Zylinderkopf, Kolben und Buchse, da diese nicht gemessen wurden und somit auf Modellannahmen zurückgegriffen werden musste.

5.2.1 Niedrig- und Teillast

Die Ergebnisse der Verbrauchsmessungen am Motorenprüfstand deuteten aufgrund des, bezogen auf den theoretischen Wert von 3,3 % um 0,5-0,6 Prozentpunkte geringeren Mehrverbrauchs mit E20 auf einen kleinen, aber nicht zu vernachlässigenden Wirkungsgradvorteil bei 20 Vol.-% Ethanolanteil im Vergleich zu 10 Vol.-% hin. Unterschiede in den Stoffeigenschaften der Versuchskraftstoffe, speziell die Oktanzahl, wirkten sich erwartungsgemäß erst an der Vollast deutlich aus.

Die Ergebnisse der Verlustteilung für den Betriebspunkt bei 2000 min^{-1} und 2 bar effektivem Mitteldruck zeigt Abbildung 5.6

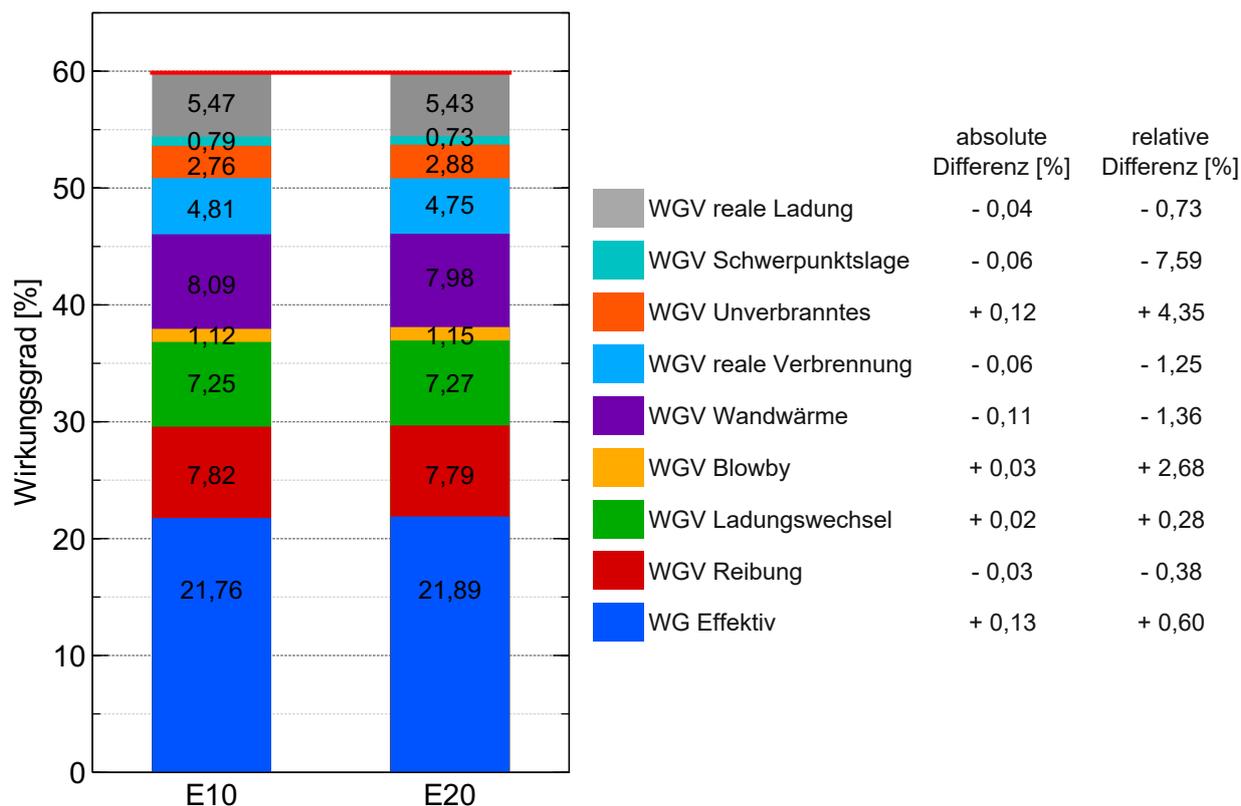


Abbildung 5.6: Verlustteilung; $n=2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me}=2 \text{ bar}$; $\lambda=1$

Wie aus Abbildung 5.6 hervorgeht, ergaben sich nur sehr geringe Unterschiede zwischen den beiden Kraftstoffen. Typisch für Betriebspunkte bei niedrigen Lasten waren die vergleichsweise hohen Ladungswechsel- sowie Reibungsverluste, da die Quantitätsregelung des Ottomotors eine starke Drosselung nötig machte. Diese waren erwartungsgemäß bei beiden Kraftstoffen im Rahmen der Messgenauigkeit gleich.

Durch die Wahl des Zündzeitpunkts für eine Lage des 50%-Umsatzpunktes bei 7-8 °KWnZOT folgten für den Wirkungsgradverlust Schwerpunktslage in beiden Fällen Werte kleiner 1 %. Dabei stellt eine mögliche Differenz keinen Vor- oder Nachteil des jeweiligen Kraftstoffs dar sondern spiegelt nur die Messgenauigkeit wider.

Vorteile für E20 ergaben sich bei Betrachtung der Energieumsetzung. In Abbildung 5.7 sind dazu über dem Kurbelwinkel der Zylinderdruckverlauf sowie der integrierte Heizverlauf dargestellt.

Der höhere Anteil an gebundenem Sauerstoff bei E20 in Form der OH-Gruppe, welche aufgrund der leichten Abspaltbarkeit die Oxidation begünstigte, führte zu einer tendenziell schnelleren Verbrennung. Die Brenndauer, definiert als Grad-Kurbelwinkel (°KW) zwi-

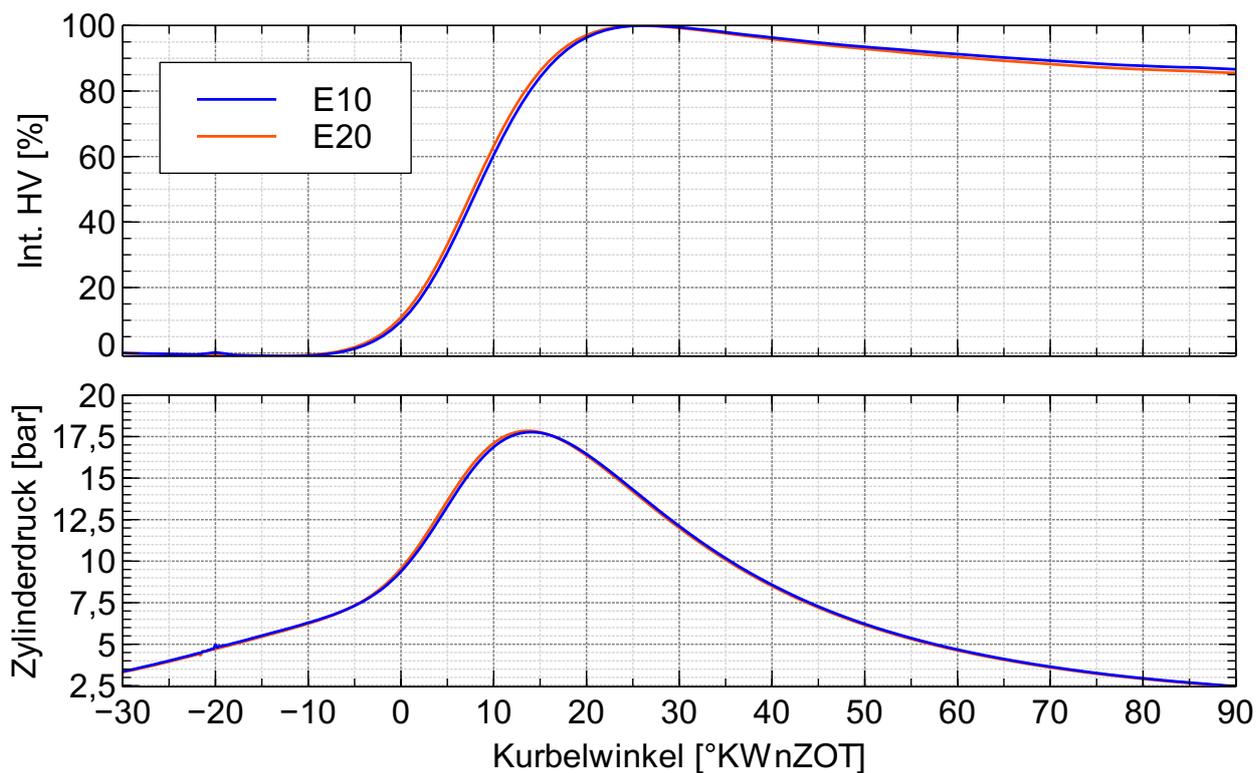


Abbildung 5.7: Zylinderdruckverlauf und integrierter Heizverlauf; $n=2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me}=2 \text{ bar}$; $\lambda=1$

schen dem 5% und dem 90%-Energieumsatzpunkt, war dadurch um $0,2 \text{ }^{\circ}\text{KW}$ kürzer, wobei diese Differenz messtechnisch nicht zuverlässig erfassbar war und eine Tendenz aufzeigte, welche sich aber bei der Datenauswertung weiterer Messpunkte bestätigte. Für den Verlustteil reale Verbrennung folgte daraus eine absolute Differenz von $0,06$ Prozentpunkte zu Gunsten des Kraftstoffs mit 20 Vol.-% Ethanolanteil.

Des Weiteren zeigte sich auch ein Vorteil bei den Wandwärmeverlusten. In [Abbildung 5.8](#) sind zur Veranschaulichung die Zylindertemperatur und der Wandwärmeübergang dargestellt. Mit zunehmendem Ethanolgehalt steigt die Verdampfungsenthalpie und bewirkt eine bessere Innenkühlung des Zylinders. Bestätigt wurde dies durch die Ergebnisse der Motorprozessrechnung, welche für E20 ab Erreichen der Verbrennungsspitzen-temperatur bei ca. $20 \text{ }^{\circ}\text{KWnZOT}$ ein im weiteren Verlauf niedrigeres Temperaturniveau lieferten, woraus die kleinere abgegebene Wärmemenge und somit der geringere Verlustanteil folgten.

Der Verlustanteil reale Ladung ist im Wesentlichen vom Polytropenexponent abhängig. Zu dessen Bestimmung wurde ebenfalls auf die Motorprozessrechnung zurückgegriffen, wobei die Schwierigkeit darin bestand, das Betrachtungsintervall so zu wählen, dass es in

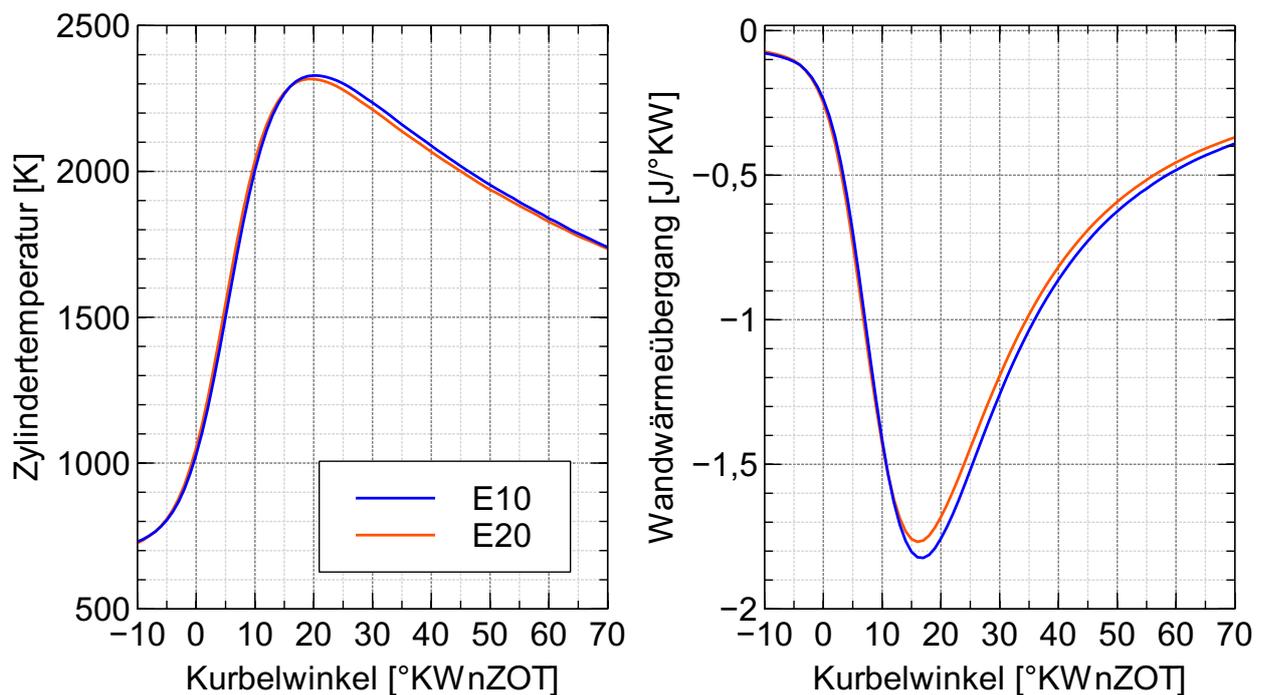


Abbildung 5.8: Zylindertemperatur und Wandwärmübergang; $n=2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me}=2 \text{ bar}$; $\lambda=1$

einem aussagekräftigen Bereich nach dem Einlassventil-Schließt Zeitpunkt und vor dem Zündzeitpunkt lag. Die Prozessrechnung ergab für E20 einen größeren Polytropenexponent, wodurch die Abweichung vom Idealwert und somit auch der Verlustanteil geringer war. Ursache dafür war möglicherweise die mit steigendem Ethanolgehalt sinkende Temperatur bei der der Großteil des Kraftstoffs verdampft. Dadurch begann die Verdampfung von E20 bereits früher und es war im Betrachtungsintervall ein größerer Anteil an dampfförmigem Kraftstoff im Brennraum vorhanden.

Aus Sicht von E20 bestand ein Wirkungsgradnachteil von 0,12 Prozentpunkte beim Verlustteil unverbrannte Ladungsanteile. Zwar waren die HC-Konzentrationen geringer, massebezogen war aber die Differenz bei den höheren CO-Konzentrationen deutlich größer. Eine ausführliche Darstellung der Emissionsverläufe folgt in Kapitel 5.3.

Schlussendlich folgte nach Berücksichtigung sämtlicher Verlustteile ein effektiver Wirkungsgrad von 21,76 % für E10 bzw. von 21,89 % für E20. Wie bereits in Kapitel 5.1 gezeigt, machte sich diese geringe relative Differenz von 0,60 % im Kraftstoffverbrauch in einer um 0,47 Prozentpunkte abgesenkten relativen Verbrauchsdifferenz bemerkbar.

Die Ergebnisse der Wirkungsgradanalyse für einen Betriebspunkt bei mittlerer Last (2000 min⁻¹ und 8 bar effektiver Mitteldruck) sind in Abbildung 5.9 dargestellt.

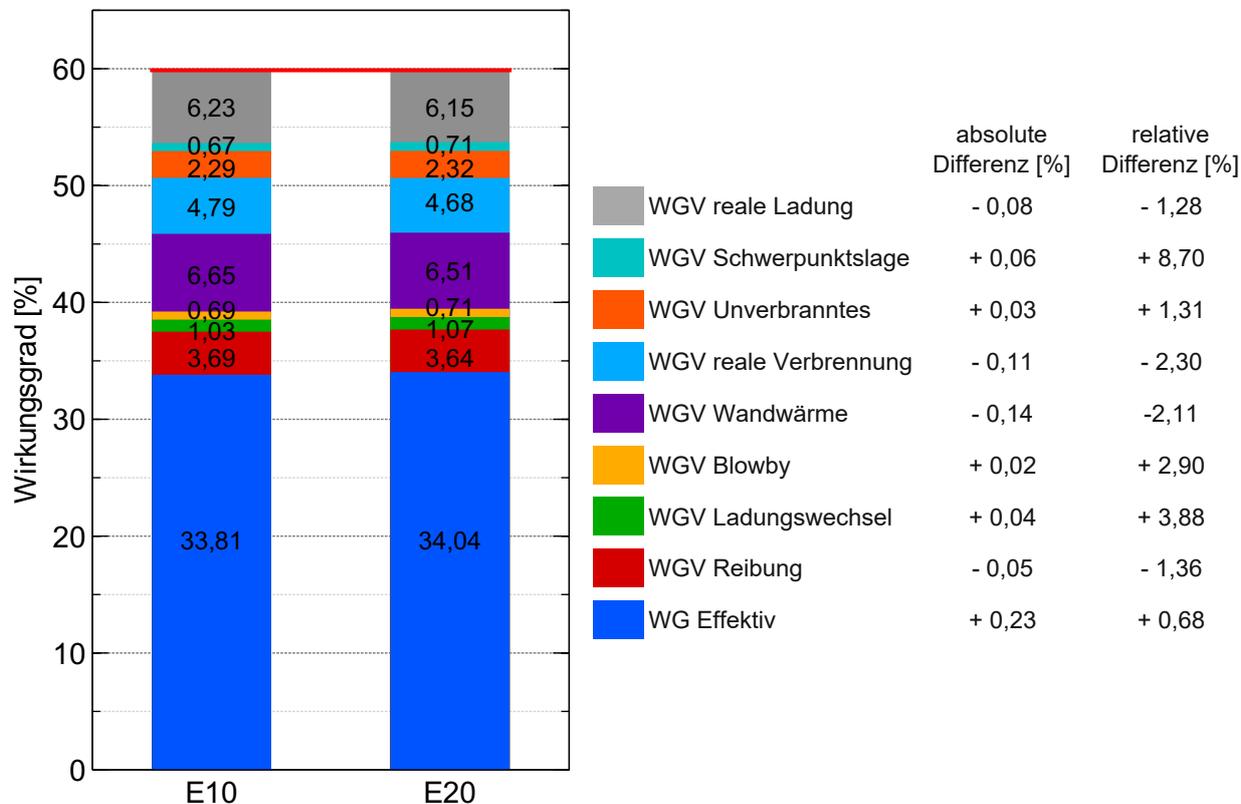


Abbildung 5.9: Verlustteilung; n=2000 min⁻¹; p_{me}=8 bar; λ=1

Im Vergleich zur vorherigen Betrachtung ergab sich für beide Kraftstoffe ein deutlich höherer effektiver Wirkungsgrad, die relative Differenz lag mit 0,68 % auf einem ähnlichen Niveau wie zuvor. Verantwortlich für diese Wirkungsgradsteigerung waren zum einen die deutlich geringeren Ladungswechselverluste, da mit steigender Last der Motor immer weniger gedrosselt werden musste. Zum anderen nimmt der Reibmitteldruck nicht im gleichen Maße zu wie der indizierte Mitteldruck wodurch relativ gesehen die Reibungsverluste sanken.

Die Aufteilung der weiteren Verluste veränderte sich nicht. Bezogen auf E20 standen wie bereits beim Betriebspunkt mit 2 bar effektivem Mitteldruck höhere Anteile bei den Verlusten Wandwärme und Unverbranntes niedrigeren bei den Verlusten reale Ladung und reale Verbrennungen gegenüber.

Die Blowby-Verluste lagen in den bereits gezeigten Fällen um 1 %, in den weiteren auch noch deutlich darunter, wurden aber der Vollständigkeit halber immer angeführt.

Zusammengefasst ergab sich für die Betriebspunkte in der Teillast eine Wirkungsgrad-differenz von ca. 0,1-0,2 Prozentpunkte. Die in Kapitel 5.1 dargestellten Messergebnisse zeigten eine im Vergleich zum theoretischen Wert um 0,5-0,6 Prozentpunkte geringere relative Verbrauchsdifferenz. Diese Abweichung konnte somit durch die Wirkungsgrad-analyse erklärt und bestätigt werden. Die größten Unterschiede waren bei den Verlust-teilen Wandwärme, reale Ladung und reale Verbrennung zugunsten von E20 bzw. beim Verlustteil Unverbranntes zugunsten von E10.

5.2.2 Volllast

Einflüsse aus den Kraftstoffeigenschaften, besonders die mit der Oktanzahl verbundene Klopfestigkeit, lassen an der Volllast deutliche Unterschiede erwarten, speziell in jenen Fällen, bei denen der Zündzeitpunkt und somit die Lage des 50%-Energieumsatzpunktes durch Eingriff optimiert wurde.

Die Ergebnisse der Wirkungsgradanalyse sind für alle Betriebspunkte dargestellt, da sich, abhängig von den gewählten Einstellungen, deutliche Unterschiede in der größenmäßigen Zusammensetzung der einzelnen Verluste zeigten.

In Abbildung 5.10 sind zunächst die Ergebnisse der Verlustteilung für den Betriebspunkt bei 3000 min^{-1} und ohne Eingriff in den Zündzeitpunkt dargestellt.

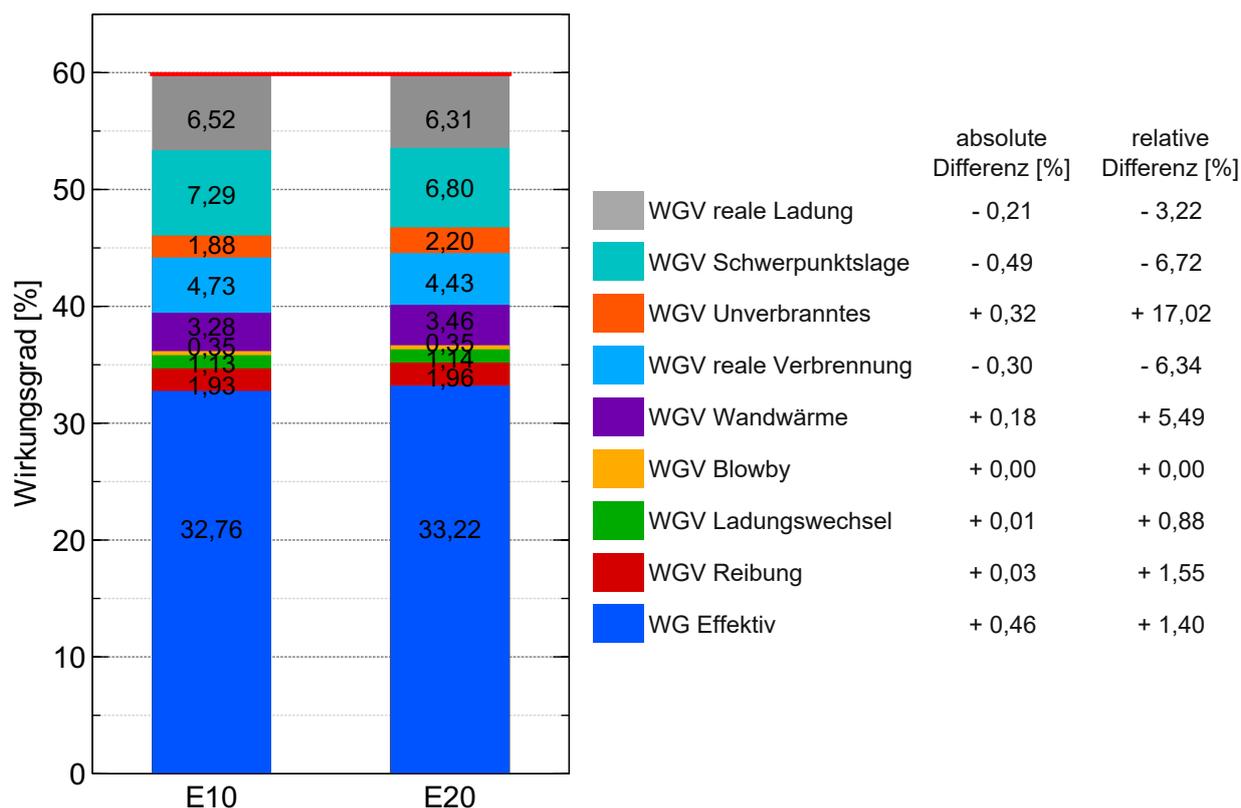


Abbildung 5.10: Verlustteilung; $n=3000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me}=21,5 \text{ bar}$; ZZZP ohne Eingriff

Der Vergleich der beiden Kraftstoffe zeigte, im Gegensatz zu den Teillastbetriebspunkten zuvor, deutlichere Unterschiede, beim effektiven Wirkungsgrad lag die relative Differenz bei 1,40 % (32,76 % zu 33,22 %). Der Zündzeitpunkt blieb unbeeinflusst wodurch eine späte Lage des 50%-Energieumsatzpunktes bei $24,8^\circ \text{KWnZOT}$ für E10 bzw.

23,9 °KWvZOT für E20 folgte. Daraus ergaben sich die hohen Verluste Schwerpunktslage, wobei dieser Verlustanteil für E20 0,49 Prozentpunkte kleiner war. Darüber hinaus war der Verlust reale Verbrennung aufgrund der schnelleren Energieumsetzung 0,30 Prozentpunkte geringer.

Wie auch zuvor bei den Betriebspunkten in der Teillast fiel der Verlust Unverbranntes für E20 höher aus. Auch in diesem Fall waren zwar die HC-Konzentrationen niedriger, bedingt durch die höheren CO-Konzentrationen folgte jedoch in Summe ein Nachteil.

Die Ergebnisse der Verlustteilung für den Betriebspunkt mit derselben Motordrehzahl wie zuvor, jedoch mit wirkungsgradoptimaler Einstellung des Zündzeitpunktes sind in Abbildung 5.11 dargestellt. Mit E10 war die Klopfgrenze bei einer Schwerpunktslage von 19,1 °KWnZOT erreicht. Der Kraftstoff mit 20 Vol.-% Ethanolanteil hingegen erlaubte, bedingt durch die höhere Oktanzahl und der damit verbundenen höheren Klopfestigkeit, eine deutlich weitere Verstellung der Zündung Richtung früh bis zu einer Lage des AI50 bei 13,1 °KWnZOT, begrenzt vor Erreichen der Klopfgrenze durch den maximal zulässigen mittleren Zylindermaximaldruck von 105 bar.

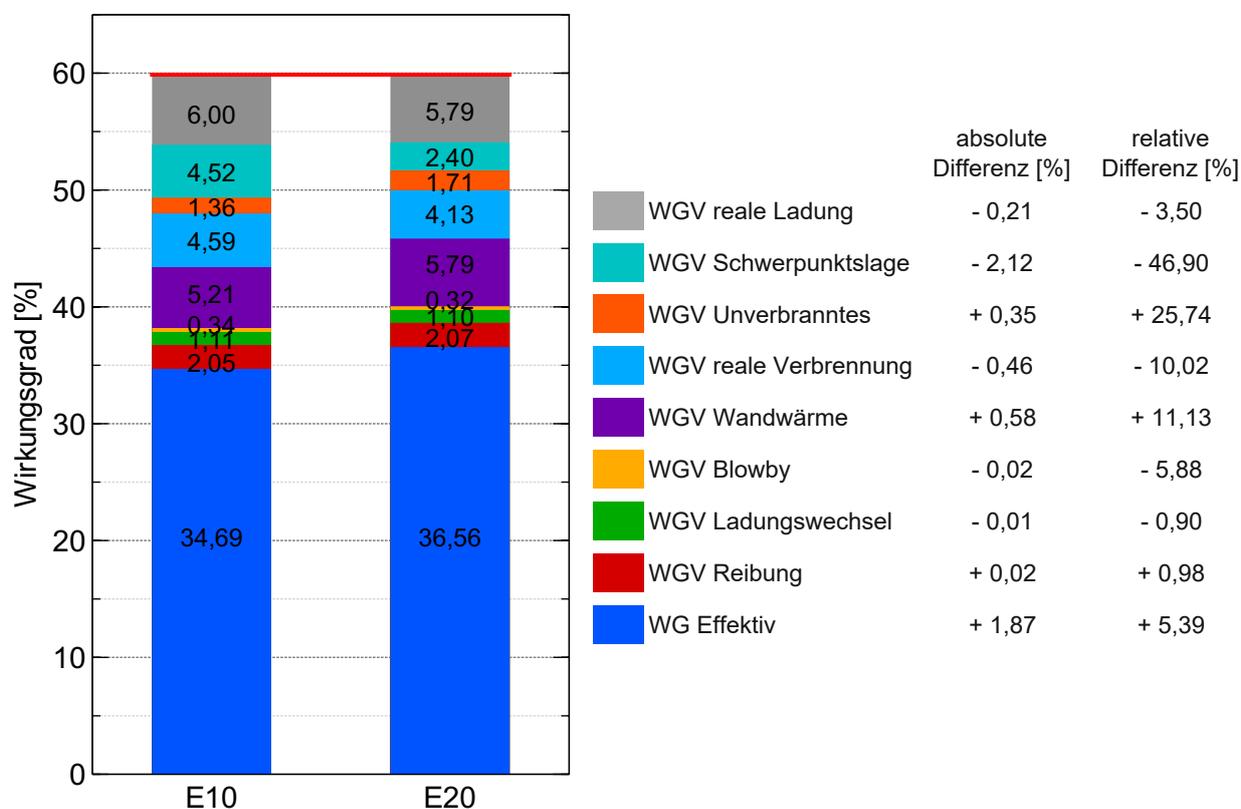


Abbildung 5.11: Verlustteilung; n=3000 min⁻¹; p_{me}=21,5 bar; ZZP optimiert

Da der Motor stöchiometrisch betrieben werden konnte, zeigten die Ergebnisse den höchsten effektiven Wirkungsgrad für beide Kraftstoffe, welcher bei den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen erreicht wurde. Mit 10 Vol.-% Ethanolanteil lag dieser bei 34,69 %, mit 20 Vol.-% Ethanol im Kraftstoff bei 36,56 %. Der deutliche relative Unterschied von 5,39 % wurde im Wesentlichen durch die wirkungsgradgünstigere Lage des Verbrennungsschwerpunkts mit E20 erreicht. Der Verlustanteil Schwerpunktslage war dadurch um 2,12 Prozentpunkte geringer.

Die positiven Auswirkungen auf die Energieumsetzung, die sich durch eine frühere Lage des AI50 ergaben, gehen auch aus Abbildung 5.12 hervor.

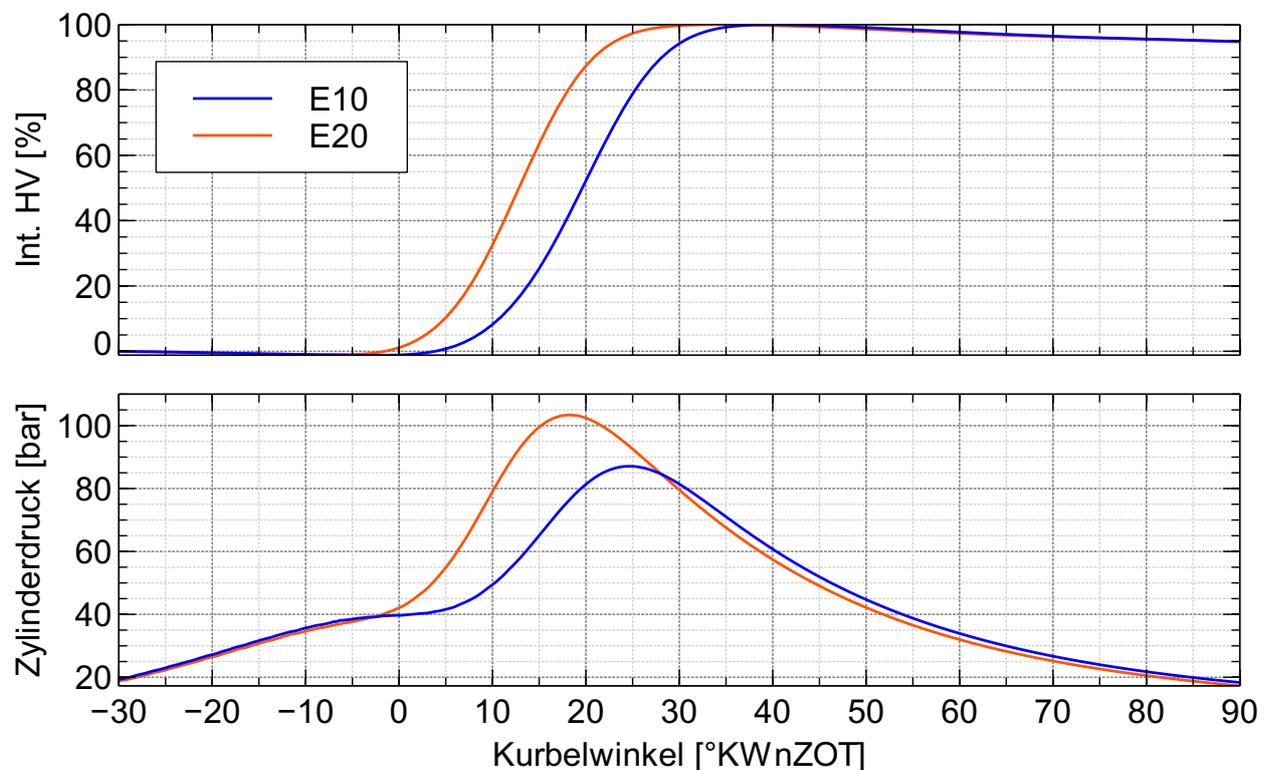


Abbildung 5.12: Zylinderdruckverlauf und integrierter Heizverlauf; $n=3000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me}=21,5 \text{ bar}$; ZZP optimiert

Der 50%-Umsatzpunkt lag mit E20 um 6 °KW früher und führte zu einem deutlich höheren Spitzendruck und Temperaturniveau während der Verbrennung verbunden mit einer schnelleren Energieumsetzung. Bestätigt wurde dies durch eine um ca. 1,5 °KW kürzere Brenndauer. Der Verlustanteil reale Verbrennung berücksichtigt die Differenz zwischen einem unendlich schnellen und dem tatsächlichen Brennverlauf und war daher für E20 um 0,46 Prozentpunkte geringer.

Ergänzend zu Abbildung 5.12 ist in Abbildung 5.13 der bereits erwähnte Temperaturverlauf dargestellt.

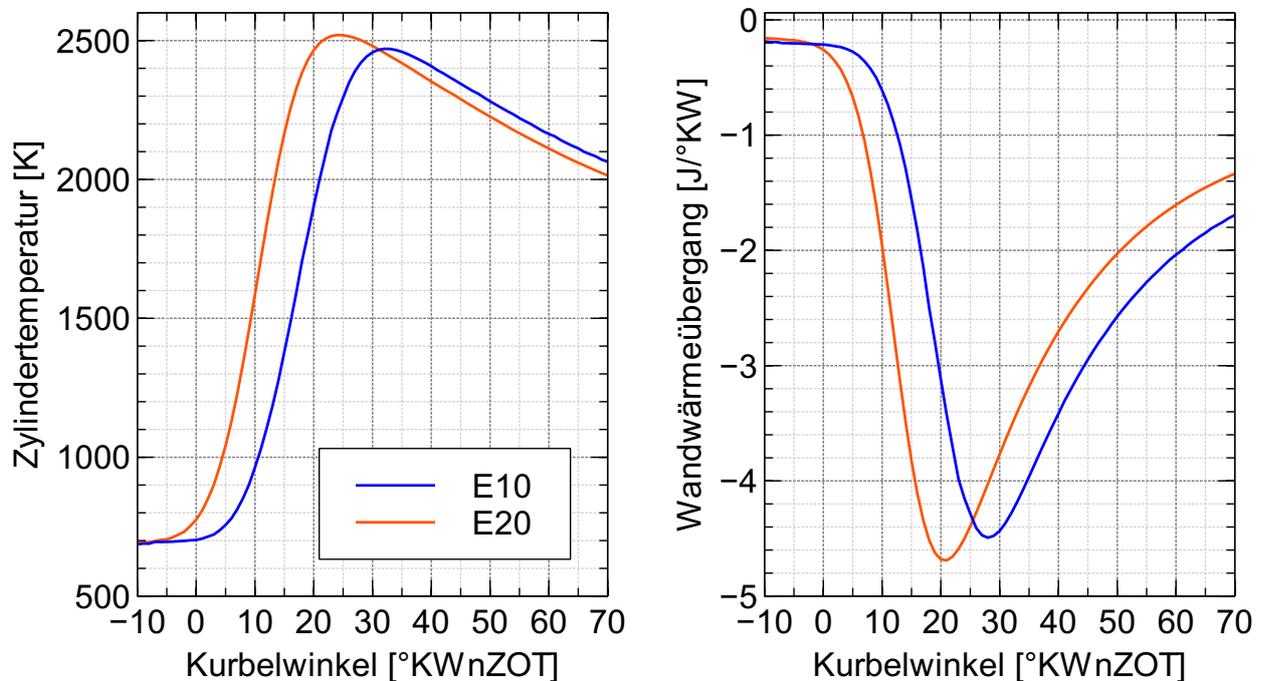


Abbildung 5.13: Zylindertemperatur und Wandwärmeübergang; $n=3000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me}=21,5 \text{ bar}$; ZZZP optimiert

Das höhere Temperaturniveau war zwar positiv für die Energieumsetzung, wirkte sich jedoch im Gegenzug negativ auf die Wandwärmeverluste aus. Der ebenfalls in Abbildung 5.13 dargestellte Wandwärmeübergang zeigt für E20 eine größere abgegebene Wärmemenge.

Die Tatsache, dass in diesem Fall neben den CO-Konzentrationen auch die HC-Konzentrationen höher waren, bewirkte einen um 0,35 Prozentpunkte höheren Verlustanteil Unverbranntes für E20. Durch die frühere Verbrennungslage und damit dabei höherem vorherrschendem Druck wurde mehr Kraftstoff zum Zeitpunkt der Verbrennung in Spalten gequetscht wo dieser von der Flamme nicht mehr erreicht werden konnte (Details siehe Kapitel 5.3).

Bei höherer Drehzahl ($n = 3500 \text{ min}^{-1}$) und unbeeinflusstem Zündzeitpunkt war ein angereichertes Gemisch nötig, um die maximal zulässige Turbineneintrittstemperatur von 1050 °C nicht zu überschreiten. Für E10 folgte $\lambda=0,923$ und für E20 $\lambda=0,932$, wobei sich die geringe Differenz durch die Motorsteuerung ergab, welche einen Unterschied zwischen

den Kraftstoffen erkannte. Der Isentropenexponent der realen Ladung ist geringer als jener von Luft und stark vom Luft-Kraftstoff-Gemisch abhängig. Daher war in diesem Fall, bedingt durch den hohen Anreicherungsbedarf, dieser Verlustanteil für beide Kraftstoffe besonders groß, wie aus [Abbildung 5.14](#) hervorgeht.

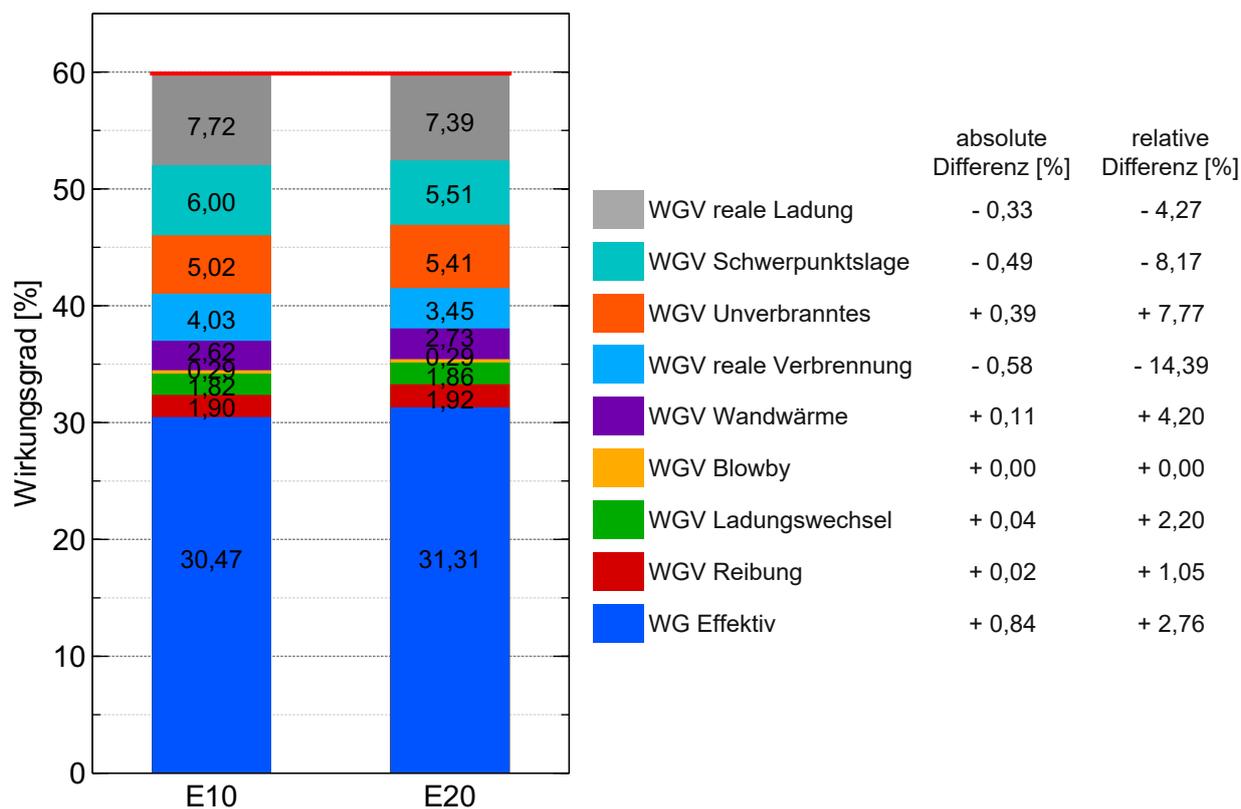


Abbildung 5.14: Verlustteilung; $n=3500 \text{ min}^{-1}$; $p_{me}=21,5 \text{ bar}$; ZZZ ohne Eingriff

Eine unmittelbare Folge des großen Kraftstoffüberschusses waren hohe HC- und CO-Konzentrationen, wodurch der Verlustanteil Unverbranntes mit 5,02 % bzw. 5,41 % eine beachtliche Größe annahm. Der Anreicherungsbedarf war auch Ursache dafür, dass der effektive Wirkungsgrad für beide Kraftstoffe niedriger ausfiel als bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

Abschließend sind in [Abbildung 5.15](#) die Ergebnisse der Wirkungsgradanalyse für den Lastpunkt mit $n = 3500 \text{ min}^{-1}$ und optimiertem Zündzeitpunkt dargestellt.

Mit E10 wurde mit einer Schwerpunktslage bei 18,4 °KWnZOT die Klopfgrenze erreicht, mit E20 wurde die Lage des AI50 bei 13,5 °KWvZOT vor Erreichen der Klopfgrenze durch die maximal zulässige Temperatur im Katalysator begrenzt. Durch den früheren ZZZ war für gleiches Moment ein geringerer Ladedruck nötig. Infolge der weiteren Öffnung des

Wastegate-Ventils war der Ethalpieabbau an der Turbine geringer und die Abgastemperaturen vor dem Katalysator höher.

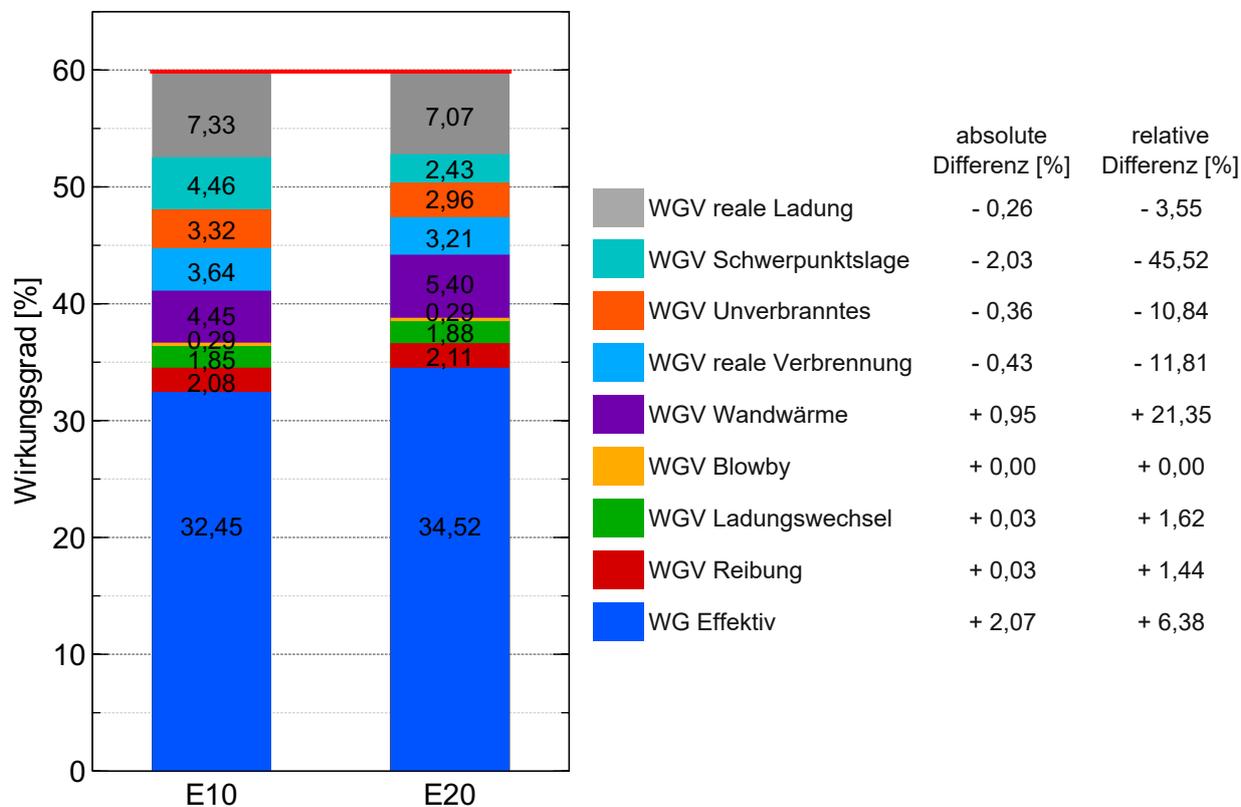


Abbildung 5.15: Verlustteilung; $n=3500 \text{ min}^{-1}$; $p_{me}=21,5 \text{ bar}$; ZZZ optimiert

Die deutliche Steigerung des effektiven Wirkungsgrades um 6,38 % (32,45 % zu 34,52 %) war im Wesentlichen auf die wirkungsgradgünstigere Schwerpunktslage mit E20 zurückzuführen. Dadurch konnte einerseits der Verlust Schwerpunktslage verringert werden, andererseits hatte die frühere Lage des AI50 einen geringeren Anreicherungsbedarf zur Folge (E10: $\lambda=0,953$; E20: $\lambda=0,975$), wodurch der Verlust reale Ladung sank. Darüber hinaus konnte dadurch eine positive Auswirkung auf das Emissionsverhalten erzielt werden. Im Gegensatz zu den zuvor betrachteten Betriebspunkten waren in diesem Fall nicht nur die HC-Konzentrationen, sondern auch die CO-Konzentrationen mit E20 niedriger (Details siehe Kapitel 5.3) und deshalb auch der Verlustanteil Unverbranntes.

Lediglich die Wandwärmeverluste waren mit 20 Vol.-% Ethanolanteil deutlich höher. Neben der abgegebenen Wärmemenge spielt ganz allgemein auch die Kurbelwinkellage der Energieumsetzung eine Rolle, da bei der Verlustteilung nicht die Energien, sondern die Arbeitsdifferenzen bezogen auf die eingesetzte Kraftstoffenergie betrachtet werden [49].

Bedingt durch die frühere Schwerpunktslage ging die Wandwärme näher am oberen Totpunkt verloren und hat so zu einem höheren Wirkungsgradverlust beigetragen.

Aufgrund des um 6,38 % höheren effektiven Wirkungsgrades konnte eine deutliche Kraftstoffeinsparung von 2,89 % mit höherem Ethanolanteil erreicht werden.

Abgesehen von den Unterschieden zwischen den Kraftstoffen zeigte die in diesem Fall für beide frühere Lage des Verbrennungsschwerpunktes im Vergleich zum vorherigen Betriebspunkt einen weiteren positiven Effekt. Die dadurch geringere Abgastemperatur verringerte den Anreicherungsbedarf zum Bauteilschutz. Infolgedessen fiel der Verlust durch reale Ladung, welcher wesentlich vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis abhängt, für beide Kraftstoffe um ca. 0,3-0,4 Prozentpunkte geringer aus.

Die Ergebnisse der Verbrauchsmessungen zeigten bei den Betriebspunkten mit Serienbedatung, bezogen auf den theoretischen Wert, eine um 1,33 bzw. 2,66 Prozentpunkte verringerte relative Verbrauchsdifferenz. Erreicht wurde dies durch Vorteile mit E20 bei den Verlustteilen reale Ladung und reale Verbrennung. Gleiches galt auch für den Wirkungsgradverlust Schwerpunktslage, welcher zudem bei den Betriebspunkten mit Eingriff nochmal deutlich geringer war. Beim Kraftstoffverbrauch bedeutete dies eine Verbrauchseinsparung mit 20 Vol.-% Ethanolanteil von 1,87 % bzw. 2,89 %.

5.3 Emissionen

5.3.1 Stickstoffoxide

Unter Stickstoffoxid NO_x versteht man im Allgemeinen ein Gemisch aus Stickstoffmonoxid (NO) und Stickstoffdioxid (NO_2). Abhängig vom Bildungsweg unterscheidet man:

Thermisches NO, dessen Entstehung im Wesentlichen von den Parametern Temperatur, Sauerstoffkonzentration, Luft-Kraftstoff-Verhältnis, Verweilzeit und Druck bestimmt wird. Promptes NO, das als Nebenreaktion in der Flammenfront entsteht und Brennstoff-NO, hervorgerufen durch den im Kraftstoff enthaltenen Stickstoff. Gegenüber dem thermischen NO kommt den anderen Bildungsmechanismen nur eine untergeordnete Rolle zu, da die dafür benötigten Bedingungen bei der ottomotorischen Verbrennung kaum auftreten. [26], [27]

In [Abbildung 5.16](#) sind zunächst die Roh- NO_x -Konzentrationen verschiedener Niedrig- und Teillastpunkte dargestellt.

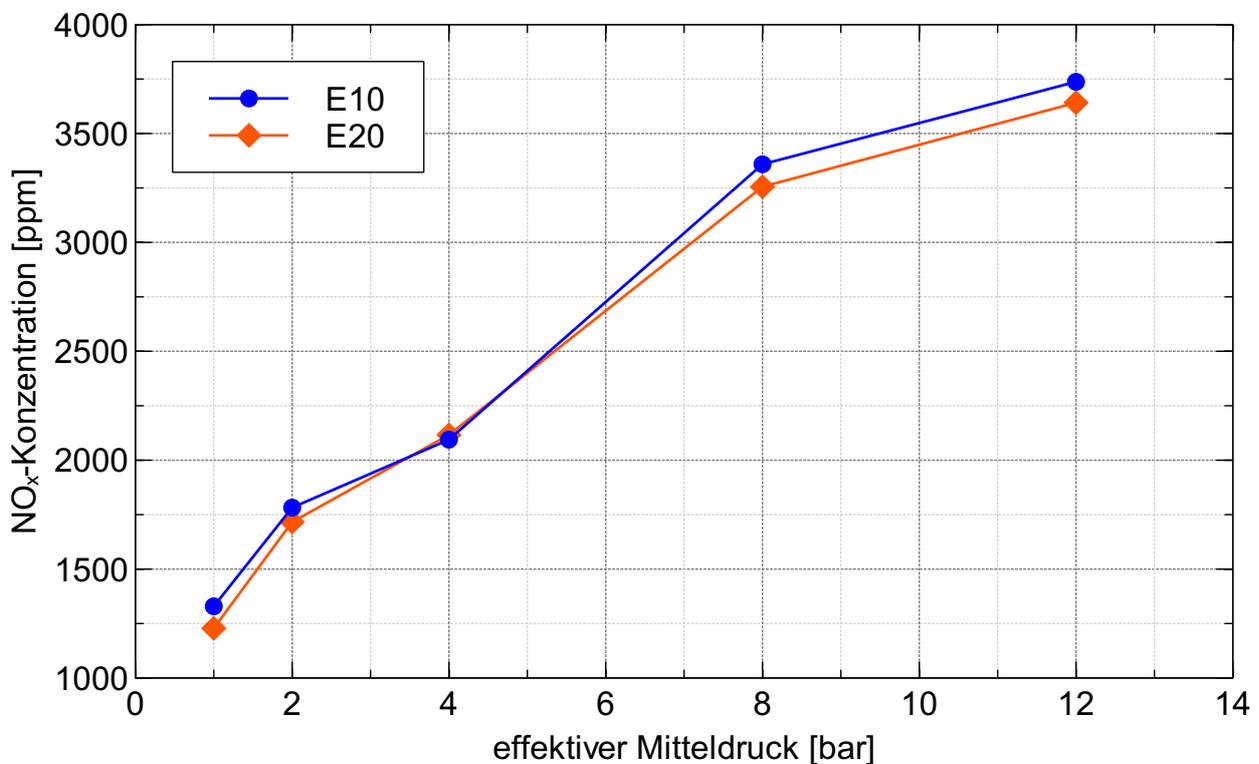


Abbildung 5.16: NO_x -Konzentrationen im Roh-Abgas; $n=2000 \text{ min}^{-1}$; $\lambda=1$

Mit zunehmendem Ethanolanteil steigt die Verdampfungswärme des Mischkraftstoffes und führt in der Teillast bei gleicher Verbrennungslage zu einer stärkeren Innenkühlung des Zylinders und somit zu geringeren Verbrennungsspitzentemperaturen. Dadurch wird die Bildung und die Emission von Stickoxiden verringert. Dies geht auch aus Abbildung 5.16 hervor. Mit E20 konnte die NO_x -Konzentration im Vergleich zu E10 weitestgehend leicht abgesenkt werden.

Im Gegensatz zu den in Abbildung 5.16 dargestellten Ergebnissen für niedrige und mittlere Lasten, stieg die NO_x -Konzentration an der Vollast mit höherem Ethanolanteil an, siehe Abbildung 5.17.

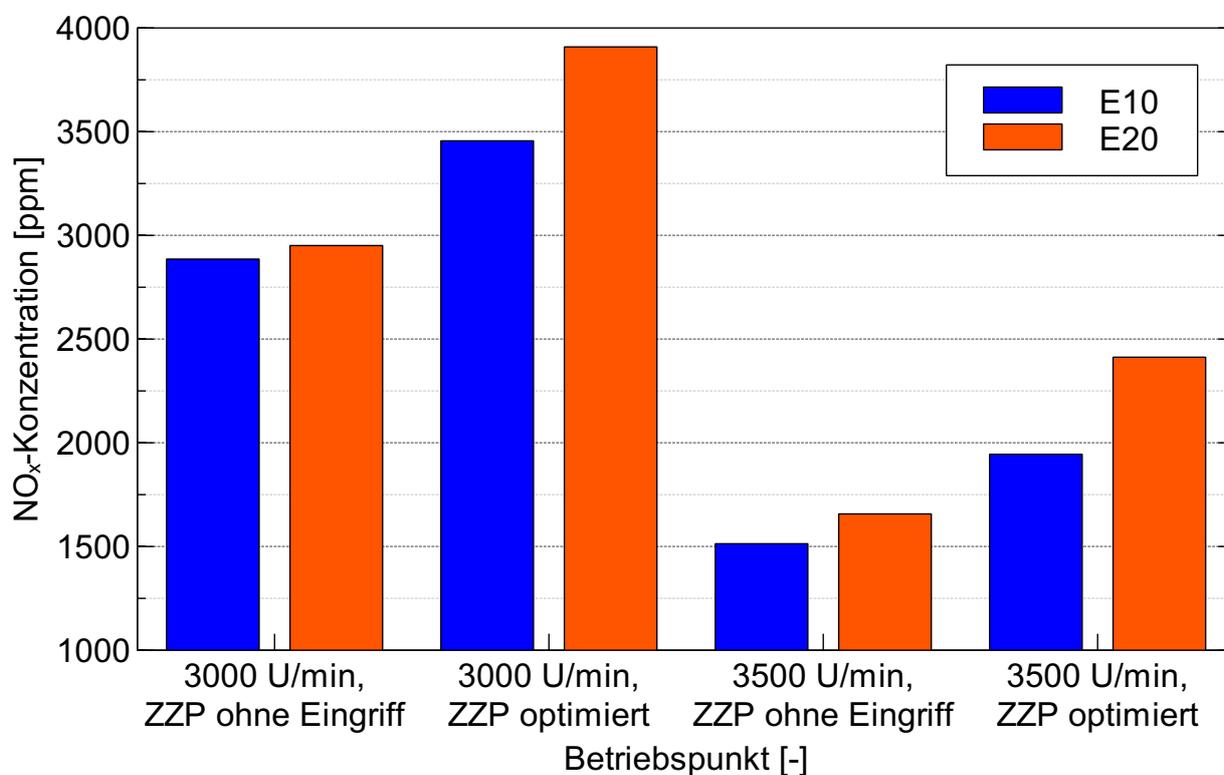


Abbildung 5.17: NO_x -Konzentrationen im Roh-Abgas; $p_{me}=21,5$ bar

Die schnellere Verbrennung mit E20 hatte an der Vollast einen höheren Spitzendruck und somit gleichzeitig eine höhere Spitzentemperatur zur Folge. Diese Tatsache förderte die NO_x -Entstehung. Bei den Betriebspunkten ohne Eingriff zeigte sich nur eine geringe Differenz zwischen den Kraftstoffen. Diese fiel bei 3500 min^{-1} aufgrund von Unterschieden im Luft-Kraftstoff-Verhältnis etwas größer aus. Die höhere Klopfestigkeit von E20 ermöglichte bei den Betriebspunkten mit optimiertem ZP eine frühere Verbrennungslage verbunden mit einem geringeren Anreicherungsbedarf. Dadurch ergaben sich noch

deutlich größere Druck- und Temperaturdifferenzen und als Folge davon die wesentlich höheren NO_x -Konzentrationen mit 20 Vol.-% Ethanolanteil.

5.3.2 Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe sind das Produkt einer unvollständigen Verbrennung der Kraftstoffmoleküle. Sie stammen aus Zonen des Brennraums, welche nicht oder nicht vollständig von der Flamme erreicht wurden. Dazu zählen wandnahe Bereiche, wo die Flamme erlischt bevor sie an die Zylinderwand gelangt (Quench-Effekt) oder auch Toträume wie Spaltvolumen der Zylinderkopfdichtung, Feuersteg, Ventilsitze, Kolbenringnut, Zündkerze und Quetschflächen, in die Kraftstoff eindringen kann aber von der Flamme nicht erfasst wird. Darüber hinaus steigen die HC-Emissionen bei einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis unter 1 stark an, da aufgrund von Luftmangel nicht der gesamte Kraftstoff umgesetzt werden kann. [23], [26], [37]

Die HC-Konzentrationen für Betriebspunkte zwischen 1 und 12 bar effektivem Mitteldruck sind in Abbildung 5.18 dargestellt. In sämtlichen Lastpunkten wurde der Motor bei einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von $\lambda=1$ betrieben.

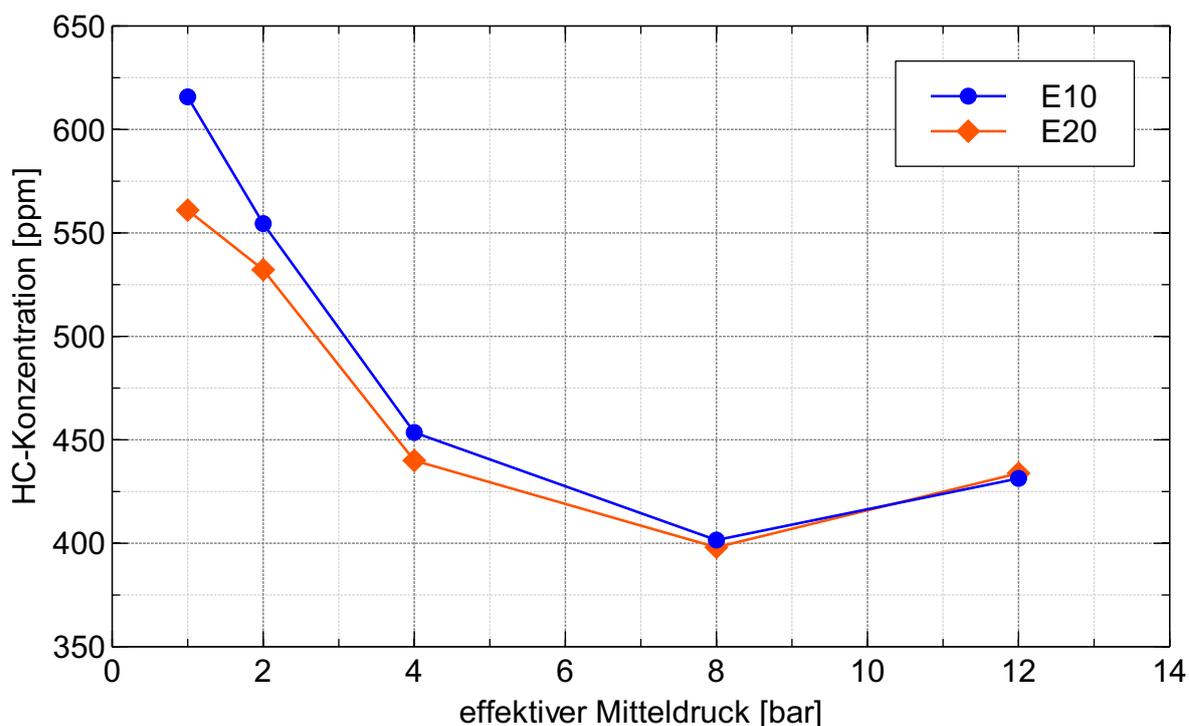


Abbildung 5.18: HC-Konzentrationen im Roh-Abgas; $n=2000 \text{ min}^{-1}$; $\lambda=1$

Wie aus Abbildung 5.18 hervorgeht, wurde nahezu über den gesamten dargestellten Lastbereich eine Absenkung der HC-Konzentration mit höherem Ethanolgehalt erreicht. Da der Motor durchgehend stöchiometrisch betrieben wurde, konnte dieser Effekt im Wesentlichen auf den im Kraftstoff gebundenen Sauerstoff zurückgeführt werden. Für E10 betrug der Sauerstoffgehalt 3,56 % (m/m), für E20 7,55 % (m/m) (siehe auch Tabelle 4.4). Dadurch wurde eine bessere Homogenisierung von Luft bzw. Sauerstoff mit dem Kraftstoff erreicht und es wurde weniger Sauerstoff aus der Ansaugluft für eine vollständige Verbrennung benötigt. Darüber hinaus sinkt mit steigendem Ethanolanteil, bedingt durch die niedrige Siedetemperatur von Ethanol, der Anteil schwer siedender Komponenten im Mischkraftstoff, welche im Allgemeinen auch das Potenzial zur Bildung von unverbrannten HC's besitzen.

An der Volllast ergaben sich teilweise deutlich größere Unterschiede zwischen den beiden Kraftstoffen, aber auch zwischen den einzelnen Betriebspunkten, wie nachfolgend aus Abbildung 5.19 hervorgeht.

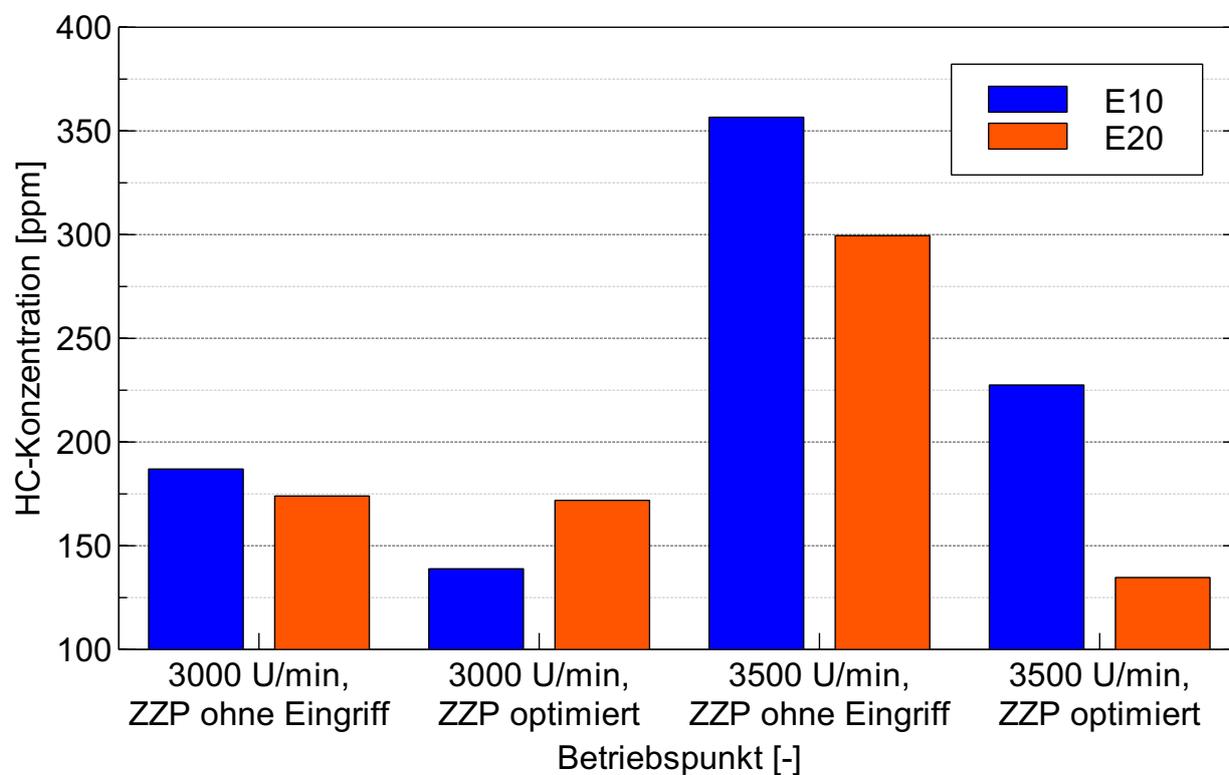


Abbildung 5.19: HC-Konzentrationen im Roh-Abgas; $p_{me}=21,5$ bar

Im Allgemeinen sank die HC-Konzentration mit dem Einsatz von E20 im Vergleich zu E10. Lediglich beim Betriebspunkt mit 3000 min^{-1} und optimiertem Zündzeitpunkt stieg

die HC-Konzentration mit E20 an. Durch die frühere Schwerpunktslage folgte ein höherer Spitzendruck wodurch größere Ladungsanteile in Spalten gequetscht und dadurch von der Flamme nicht erreicht wurden.

Dieses Ergebnis zeigt auch ganz allgemein den starken Anstieg der HC-Konzentration bei zunehmend angereichertem Gemisch (speziell 3500 min^{-1} , ZZP ohne Eingriff), da aufgrund des fehlenden Sauerstoffs nicht der gesamte eingespritzte Kraftstoff umgesetzt werden konnte.

5.3.3 Kohlenmonoxid

Kohlenmonoxid (CO) entsteht bei einer unvollständigen Verbrennung unter Sauerstoffmangel und als Zwischenprodukt während der Kohlendioxidbildung. Die CO-Bildung wird vorrangig vom lokalen Luftverhältnis und der Temperatur bzw. dem Druck bestimmt. Kenngrößen wie Verdichtungsverhältnis, Zündzeitpunkt oder Einspritzgesetz bleiben weitestgehend ohne Einfluss. Die höchsten CO-Konzentrationen treten während der Verbrennung auf. Ein Teil des Kohlenmonoxids wird bei der nachfolgenden Expansion unter Reduktion von Wasserdampf zu Kohlendioxid oxidiert. [26], [27]

Ähnlich wie bei den HC-Konzentrationen zuvor lässt ein steigender Ethanolanteil sinkende CO-Konzentrationen erwarten. Aufgrund des höheren Anteils gebundenen Sauerstoffs ist der Kraftstoff bereits teiloxydiert. Als Folge davon wird durch die verbesserte Homogenisierung eine vollständigere Verbrennung erreicht und somit mehr CO zu CO_2 oxidiert.

Dieses theoretisch angenommene Verhalten wird auch durch die Untersuchungsergebnisse verschiedener Autoren ([63, 64, 65, 66, 67]) bestätigt. Im Gegensatz dazu zeigt Abbildung 5.20 für die im Zuge dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen, höhere CO-Konzentrationen mit mehr Ethanolanteil im Kraftstoff. Diese Tatsache lässt die Vermutung zu, dass ein eventueller Fehler bei der Gemischregelung vorlag. Da der Motor in den dargestellten Lastpunkten λ -dargestellt betrieben wurde, besteht die Möglichkeit eines ungewollten Einflusses der Lambdasonde. Diese vergleicht den Restsauerstoffgehalt im Abgas mit dem Sauerstoffgehalt der Luft und basierend darauf regelt das Motorsteuergerät die Einspritzmenge für eine optimale Gemischzusammensetzung ($\lambda=1$). Die O_2 -Konzentrationen beider Kraftstoffe lieferten jedoch ähnliche Messwerte. Zudem wurde ein

Vergleich zwischen dem theoretischen und dem gemessenen Luftbedarf angestellt. Ersterer ergibt sich aus dem in der Kraftstoffanalyse angegebenen C/H/O-Verhältnis, zweiterer kann aus der gemessenen Ansaugluft- und Kraftstoffmasse berechnet werden. Es zeigte sich eine Übereinstimmung der theoretischen und gemessenen Werte. Somit konnte der vermutete Fehler ausgeschlossen werden. Zusätzlich wurde auch noch das auf Basis der im Rohabgas gemessenen Konzentrationen der Abgaskomponenten berechnete λ -Brettschneider verglichen, ebenfalls mit übereinstimmenden Ergebnissen.

Neben einem eventuellen Quereinfluss während der Messung wurde noch die Brennraumtemperatur als möglicher Einflussfaktor in Erwägung gezogen. Die Oxidation von Kohlenmonoxid zu Kohlendioxid hängt neben dem Luftverhältnis auch stark von der Temperatur ab, wobei diese Oxidationsreaktion durch höhere Temperaturen begünstigt wird. Für E20 zeigte sich aufgrund der höheren Verdampfungsenthalpie bei den Betriebspunkten in der Teillast eine etwas niedrigere Brennraumtemperatur, wodurch im Vergleich zu E10 die CO-Oxidation mehr gehemmt wurde und so möglicherweise zu höheren CO-Konzentrationen beitrug.

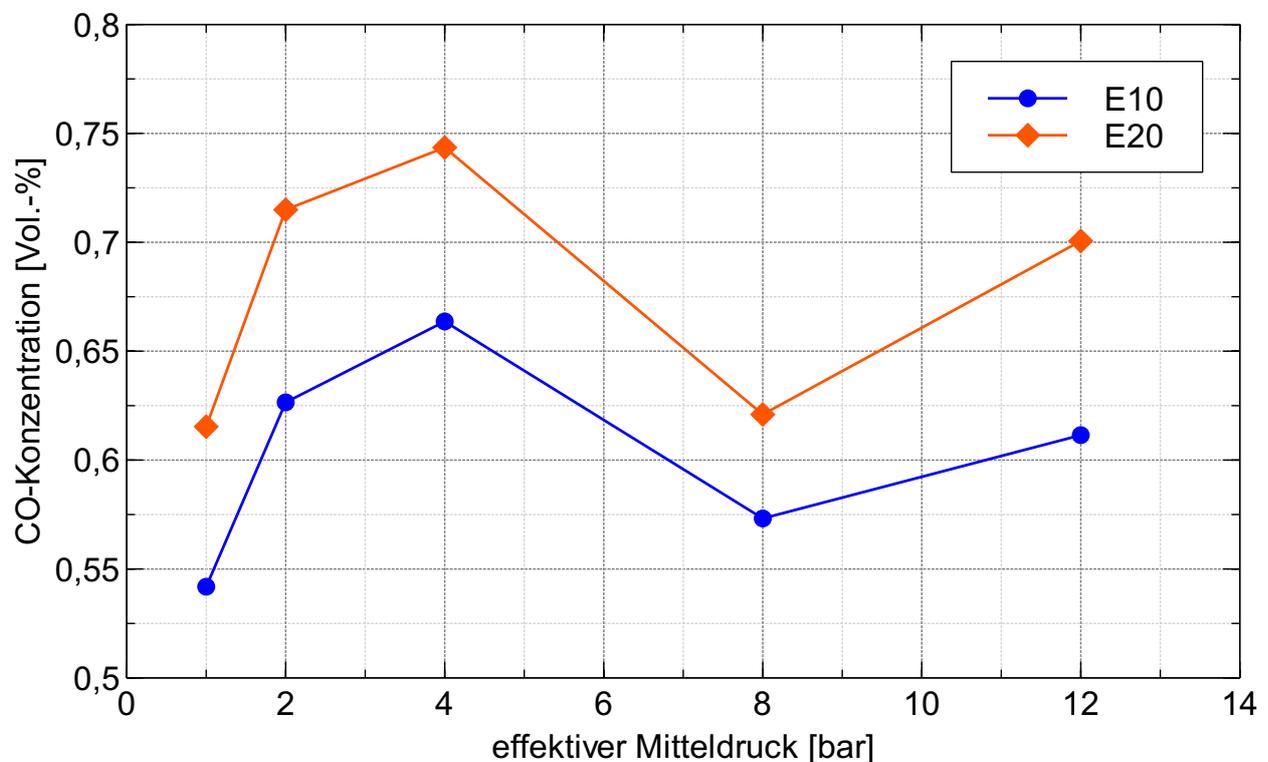


Abbildung 5.20: CO-Konzentrationen im Roh-Abgas; $n=2000 \text{ min}^{-1}$; $\lambda=1$

An der Volllast zeigte sich ein ähnliches Verhalten wie zuvor, siehe [Abbildung 5.21](#). Niedrigere CO-Konzentrationen mit E20 wurden lediglich beim Betriebspunkt 3500U/min, ZZP ohne Eingriff erreicht. In diesem Fall konnte das Ergebnis durch das eingestellte Luft-Kraftstoff-Verhältnis erklärt werden, das für E10 mit $\lambda=0,953$ deutlich mehr angereichert war als jenes für E20 ($\lambda=0,975$).

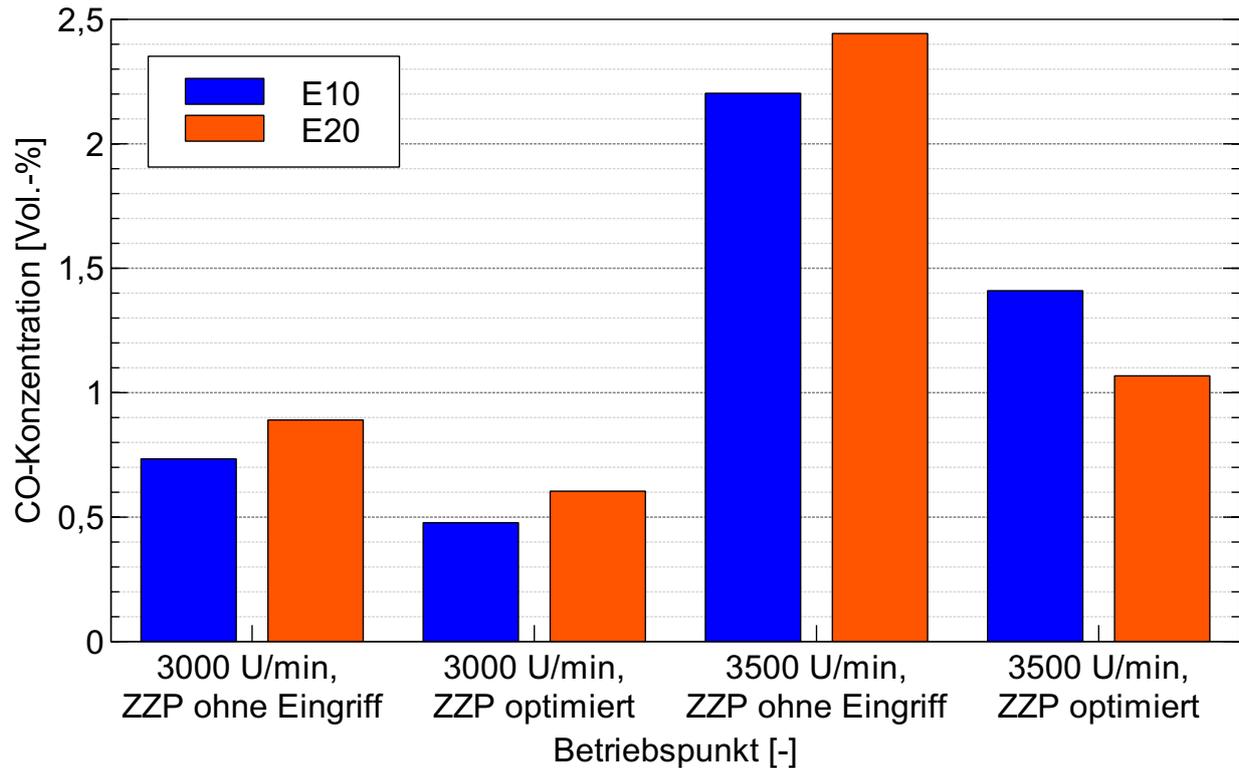


Abbildung 5.21: CO-Konzentrationen im Roh-Abgas; $p_{me}=21,5$ bar

5.4 Geschichtetes Brennverfahren

Die in diesem Kapitel gezeigten Ergebnisse stammen ausschließlich von den Gesamtfahrzeuguntersuchungen am Rollenprüfstand, da am Motorprüfstand mit dem vorliegenden Versuchsmotor kein geschichteter Betrieb möglich war.

Untersucht wurde das Verhalten im NEFZ als auch das Verhalten bei Konstantfahrten mit verschiedenen Geschwindigkeiten. Der Motorbetrieb mit einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis größer 1 lässt besonders bei niedrigen Lasten sehr deutliche Verbrauchseinsparungen erwarten. Wie bereits in Kapitel 2 erläutert, verliert der Drei-Wege-Katalysator beim Magerbetrieb seine Funktion, die NO_x -Reduktion wird durch den NSC realisiert. Dieser bedarf jedoch in gewissen zeitlichen Abständen einer Regeneration. Der mögliche Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch und die Emissionen sollen ebenfalls in diesem Kapitel bewertet werden.

5.4.1 Kraftstoffverbrauch

In Abbildung 5.22 ist zunächst die relative Verbrauchsdifferenz bei Schichtbetrieb für Fahrten mit konstanter Geschwindigkeit dargestellt. Im Vergleich dazu lag die Differenz bei Homogenbetrieb, siehe Kapitel 5.1 - Abbildung 5.3, bei ca. 2,2-2,5 %.

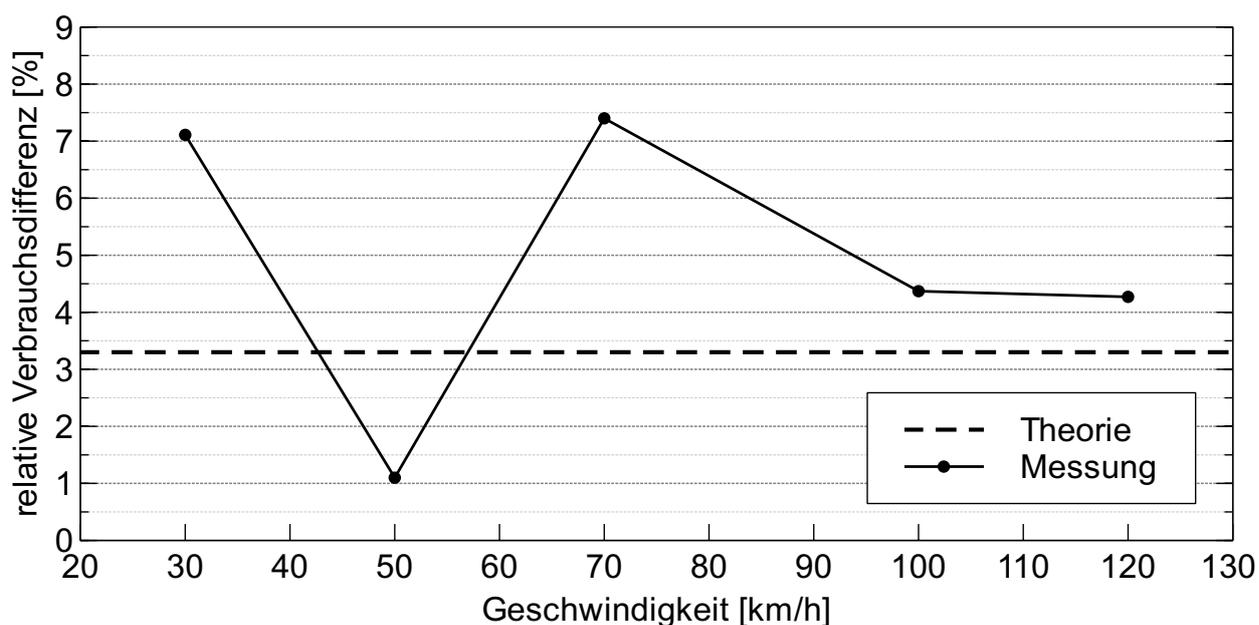


Abbildung 5.22: relative Verbrauchsdifferenz E20 zu E10; Konstantfahrt; Schichtbetrieb

Auffallend war die sehr geringe relative Verbrauchsdifferenz von 1,10 % bei der Konstantfahrt mit 50 km/h. Die Erklärung für dieses Ergebnis wird anhand des in [Abbildung 5.23](#) dargestellten zeitlichen Verlaufs der Luftzahl und der Verbrauchsdifferenz gegeben.

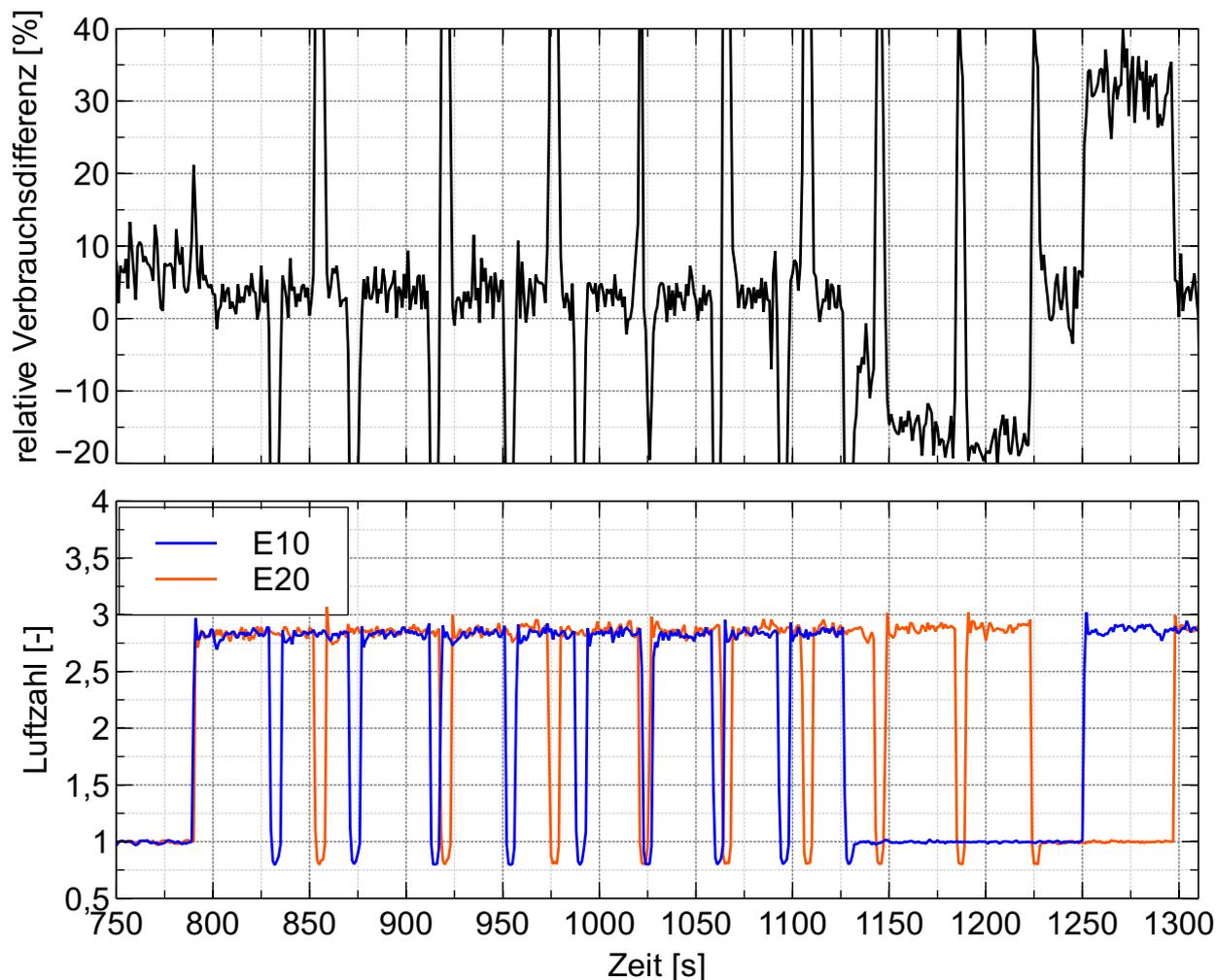


Abbildung 5.23: Luftzahl und relative Verbrauchsdifferenz; Konstantfahrt; Schichtbetrieb; $v=50$ km/h

Bei Betrachtung lediglich der Abschnitte zwischen den Regenerationsphasen (λ in etwa 3), folgte daraus eine Verbrauchsdifferenz von 2,5 - 3,5 %. Da, wie in [Abbildung 5.23](#) erkennbar, das Luft-Kraftstoff-Verhältnis für beide Kraftstoffe gleich war, deckt sich dieses Ergebnis sehr gut mit jenem aus den Prüfstanduntersuchungen und entspricht im Wesentlichen der Heizwertdifferenz.

Der Einsatz von E10 führte aufgrund höherer NO_x -Emissionen bei niedrigen Lasten (siehe auch [Kapitel 5.3](#)) zu einer schnelleren Beladung des NSC. Als Folge davon war dessen Regeneration innerhalb kürzerer Zeitabstände nötig. Dies geschah durch Wechsel in den Homogenbetrieb mit angereichertem Gemisch für eine Dauer von etwa 5-10 Sekunden.

Dieses Verhalten geht ebenfalls klar aus Abbildung 5.23 hervor. Darüber hinaus kann die Regeneration aber auch durch ein Rechenmodell ausgelöst werden wodurch die größere Häufigkeit rein durch die Motorsteuerung initiiert sein kann, ohne physikalische Begründung.

Somit konnte die Differenz zwischen den in Abbildung 5.22 angegebenen 1,10 % und den zuvor beschriebenen 2,5 - 3,5 % Verbrauchsdifferenz auf den häufigeren Regenerationsbedarf beim Fahrzeugbetrieb mit E10 zurückgeführt werden. Darüber hinaus dauerten die in gleichmäßigen Abständen, immer nach acht Peaks, wiederkehrenden Phasen im Homogenbetrieb bei $\lambda=1$ mit E10 um 60 % länger an.

In diesem Zusammenhang sei erwähnt, dass die NO_x -Regeneration von einer Vielzahl an Einflussgrößen abhängt, wie zum Beispiel dem Lastpunkt, der NO_x -Speicherkat-Temperatur, dem Abgasmassenstrom, der Beladung des NO_x -Speicherkats, dem Katalysatoralterungszustand, dem Regenerationsfortschritt oder der Binärspannung des NO_x -Sensors, wodurch das Verständnis der jeweiligen Betriebsstrategie erschwert wurde, da nicht alle Parameter berücksichtigt werden konnten. [39]

Bei 30 km/h Konstantfahrt war eine Differenz in der Luftzahl erkennbar, siehe Abbildung 5.24 links im Vergleich zu Abbildung 5.23.

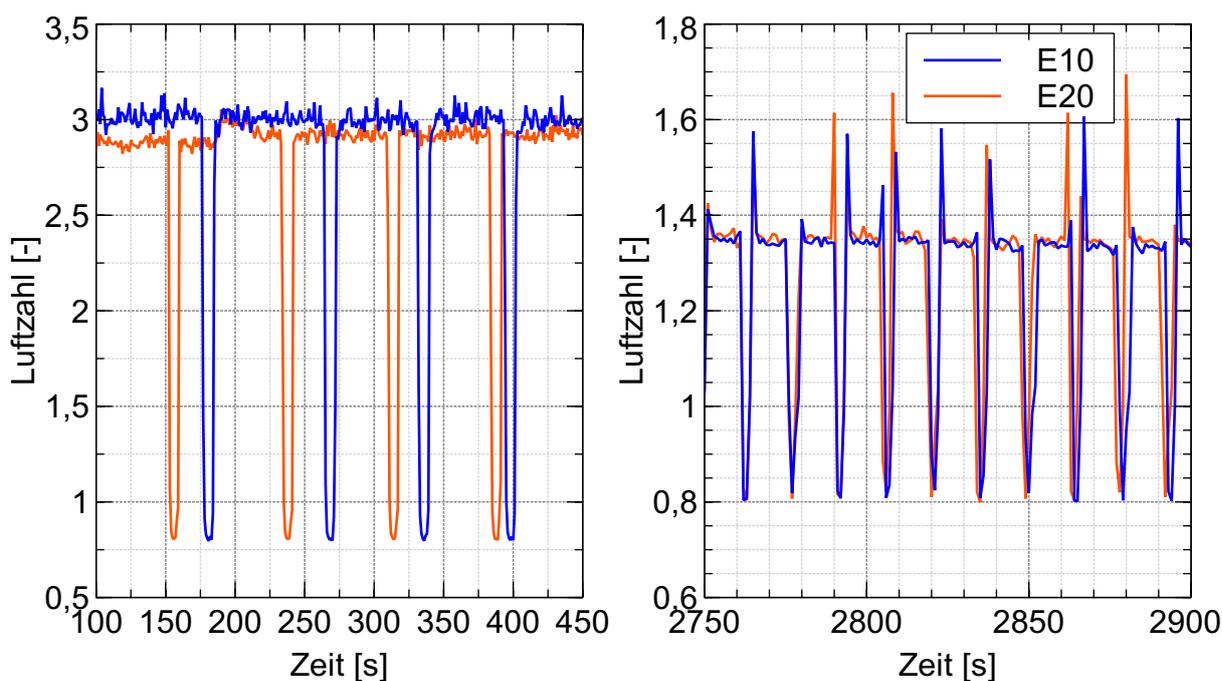


Abbildung 5.24: Luftzahl; Konstantfahrt; Schichtbetrieb
links: $v=30$ km/h; rechts: $v=120$ km/h

Die geringere Abmagerung des Gemisches bei E20 in Verbindung mit der ohnehin gegebenen niedrigeren Energiedichte führte so zu dem deutlich über dem theoretischen Wert liegenden Mehrverbrauch. Selbiges galt auch für die Konstantfahrt bei 70 km/h.

Abbildung 5.24 rechts zeigt die Luftzahl bei 120 km/h. Bedingt durch die mit steigender Last zunehmenden NO_x -Emissionen verkürzte sich die Zeit zwischen den Regenerationsphasen beträchtlich, wobei kein Unterschied mehr zwischen den beiden Kraftstoffen zu erkennen war. Dies ist wahrscheinlich auf die Strategie der Motorsteuerung zurückzuführen, wonach die Regeneration durch hinterlegte Rechenmodelle und nicht durch die Sensorik ausgelöst wurde. In Verbindung mit dem sich annähernden Luft-Kraftstoff-Verhältnis war dadurch der Mehrverbrauch bei 100 und 120 km/h geringer.

Zur Bewertung des Potenzials des Schichtbetriebs hinsichtlich Verbrauchsminderung im Vergleich zum Homogenbetrieb ist in Abbildung 5.25 die relative Verbrauchsdifferenz für E10 und E20 dargestellt.

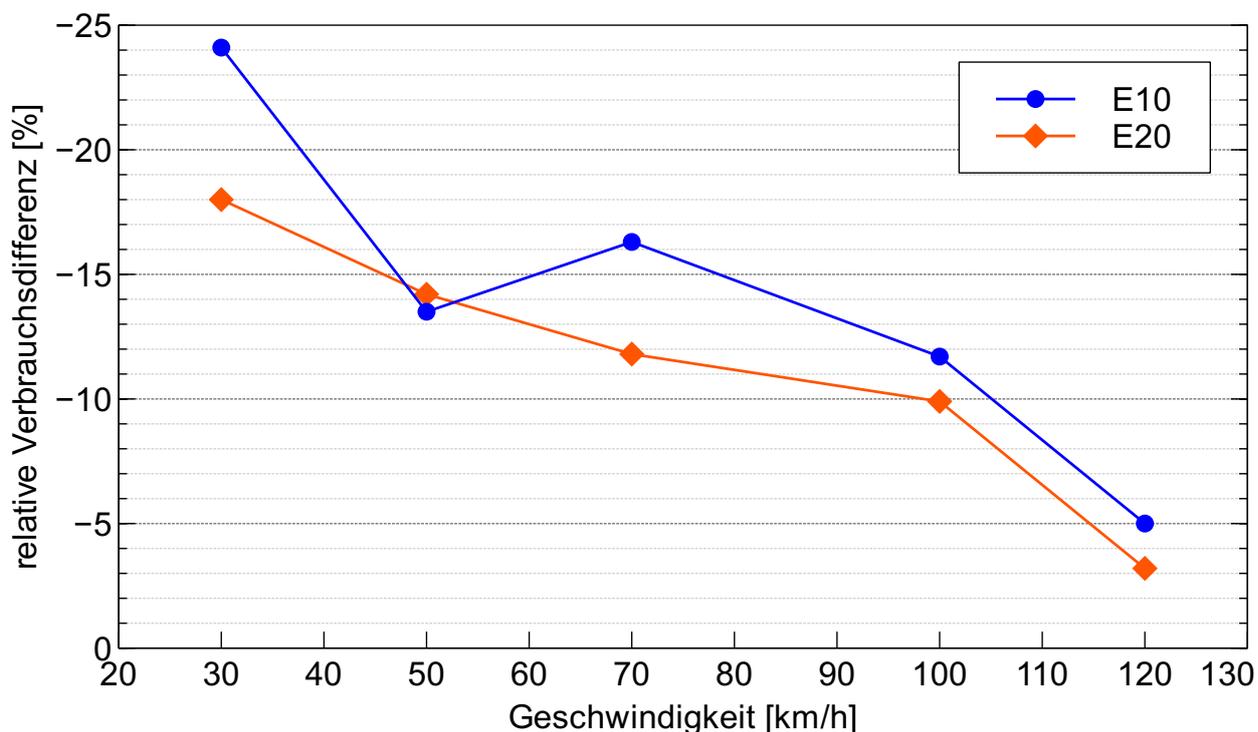


Abbildung 5.25: relative Verbrauchsdifferenz Homogen- zu Schichtbetrieb; Konstantfahrt

Aus den dargestellten Ergebnissen geht deutlich das Potential des geschichteten Betriebes hervor. So konnte bei 30 km/h eine Verbrauchssenkung von ca. 24 % mit E10 bzw. 18 % beim Einsatz von E20 gemessen werden. Das deutliche Absinken der relativen

Verbrauchsdifferenz bei 50 km/h mit E10 war auf einen überdurchschnittlich hohen Verbrauch mit diesem Kraftstoff im Schichtbetrieb zurückzuführen. Dies geht auch aus der in Abbildung 5.22 dargestellten Differenz hervor.

Mit zunehmender Last konnte das Gemisch immer weniger abgemagert werden und so betrug die Differenz bei 120 km/h nur mehr ca. 5 bzw. 3 %. Lag das Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei 30 km/h bei ca. 3, so war bei 120 km/h aufgrund der höheren Last nur mehr eine Luftzahl von 1,35 möglich. Der Motor konnte in diesem Lastpunkt nicht mehr im reinen Schichtbetrieb betrieben werden, siehe auch Kapitel 2.2.2 und die Motorsteuerung wechselte in den Homogen-Schicht-Betrieb.

Dazu sei auch noch erwähnt, dass durch das Abmagern eine Verringerung der Drosselverluste erreicht wird. Diese sind bei höheren Drehzahlen aber nicht mehr so groß und somit wurde auch dadurch der Vorteil geringer.

Hinzu kamen noch die mit steigender Geschwindigkeit häufiger werdenden Regenerationsphasen des NSC, wodurch das Potenzial zur Kraftstoffeinsparung zusätzlich verringert wurde. Der zeitliche Abstand zwischen den Regenerationen betrug bei 30 km/h zwischen 70 und 100 Sekunden, bei 120 km/h ca. 15 Sekunden.

Der Vergleich der Ergebnisse aus dem Neuen Europäischen Fahrzyklus für Homogen- und Schichtbetrieb ergab eine Differenz von durchschnittlich etwa 2,5 % sowohl für den Kraftstoff mit 10 als auch mit 20 Vol.-% Ethanolanteil, siehe [Tabelle 5.1](#).

Tabelle 5.1: Kraftstoffverbrauch NEFZ, Homogen- und Schichtbetrieb, warmer Motor

E10	homogen [l/100km]	geschichtet [l/100km]	Differenz [%]
IO	8,41	8,20	-2,50
AO	5,40	5,23	-3,15
Gesamt	6,51	6,33	-2,76
E20			
IO	8,55	8,35	-2,34
AO	5,47	5,33	-2,56
Gesamt	6,61	6,45	-2,42

Das Einsparungspotenzial lag somit deutlich niedriger als bei den zuvor beschriebenen reinen Konstantfahrten. Der Grund dafür war, dass lediglich in den Abschnitten mit konstanter Geschwindigkeit der geschichtete Magerbetrieb aktiviert wurde. Während den in-

stationären Betriebszuständen (Beschleunigungsphasen) wurde der Motor mit $\lambda=1$ betrieben.

5.4.2 Emissionen

Bei der Betrachtung der Verläufe der Schadstoffkonzentrationen ist ein zeitlicher Versatz von etwa 5-10 Sekunden zwischen Geschwindigkeitsverlauf und Konzentrationsverlauf zu beachten. Dieser folgt aus dem vom Abgas zurückzulegenden Weg von der Abgasanlage durch den Verdünnungstunnel bis hin zum Messschrank.

In Abbildung 5.26 sind die während des NEFZ kontinuierlich gemessenen, verdünnten Konzentrationen dargestellt. Der Motor war im gezeigten Fall beim Start des Fahrzyklus kalt.

Die hohen CO-, HC-, sowie NO_x-Konzentrationen zu Beginn des NEFZ wurden durch den noch kalten Katalysator verursacht.

Die Betriebstemperatur des NO_x-Speicher-katalysators von ca. 250 °C [68] wurde etwa 150 Sekunden nach dem Kaltstart erreicht, durch das Motorsteuergerät wurde daraufhin die Betriebsart Schicht freigegeben. Die Betrachtung des Abschnittes der Überlandfahrt in Abbildung 5.26 (ab Sekunde 800) zeigt für alle drei Schadstoffe zu gleichen Zeitpunkten deutliche Peaks. Ursache dafür war die Regeneration des NSC, die eine Verstellung der Luftzahl in einen Bereich $\lambda < 1$ nötig machte. Der Kraftstoffüberschuss begünstigte besonders die HC- und CO-Bildung. Charakteristisch waren auch die Peaks im Verlauf der NO_x-Konzentration. Zu Beginn der Regeneration wird der ebenfalls im Katalysator gespeicherte Sauerstoff desorbiert. Die Reduktionsmittel CO und HC reagieren zuerst mit diesem, erst danach folgt die Reaktion mit Stickoxid [68].

In Summe über den ganzen Zyklus betrachtet, lagen alle vom Gesetzgeber limitierten Konzentrationen unter den für Euro 6 Fahrzeugen geltenden Grenzwerten, teilweise sogar an der Nachweisgrenze.

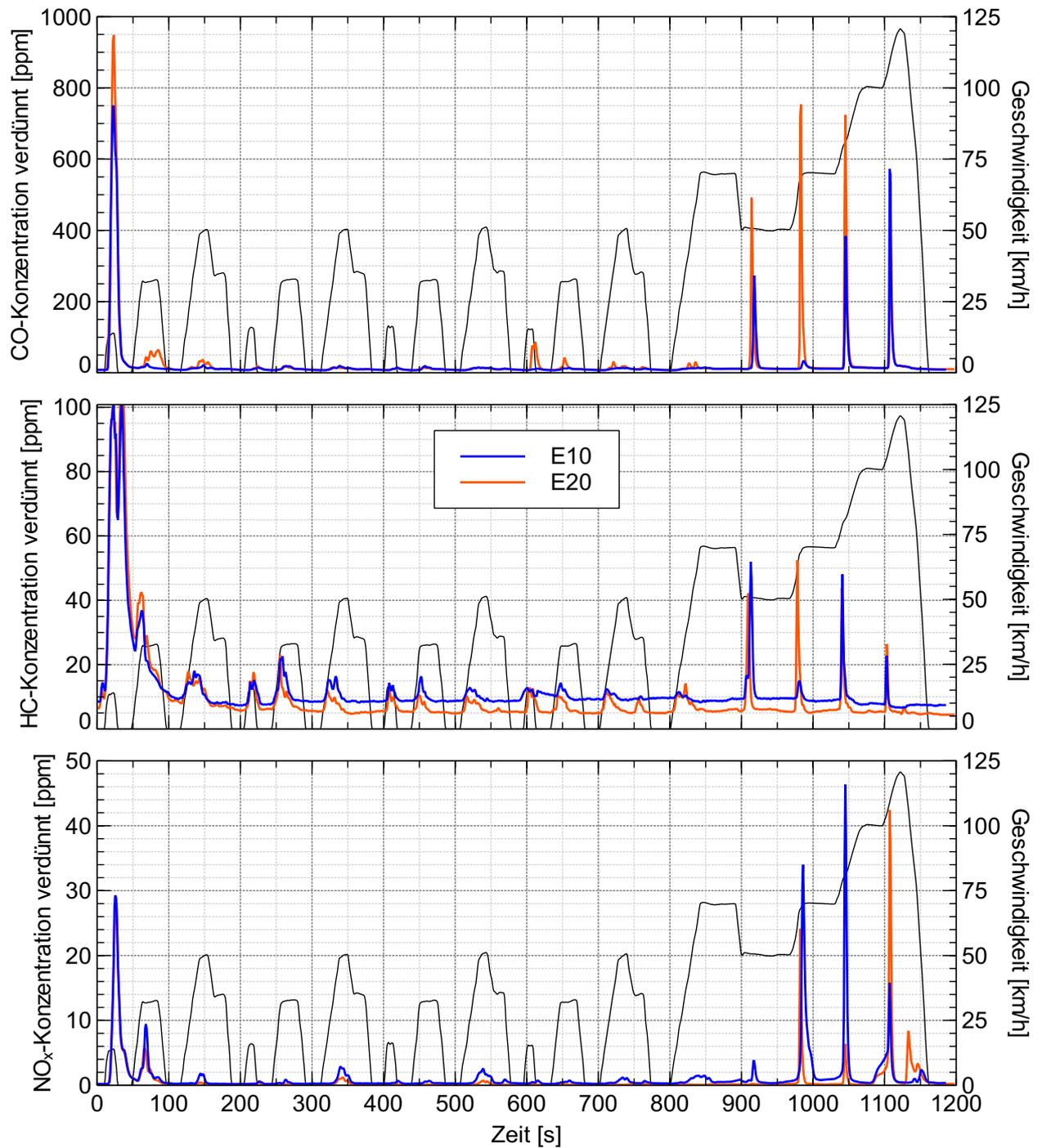


Abbildung 5.26: CO-, HC- und NO_x-Konzentrationen im CVS-Verdünnungstunnel; NEFZ; Schichtbetrieb; kalter Motor

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

6 Zusammenfassung

Der Einsatz von Biokraftstoffen ist ein möglicher Weg zur Reduktion der verkehrsbedingten CO₂-Emissionen. Für den ottomotorischen Betrieb ist u.a. Ethanol, aufgrund der ähnlichen Eigenschaften mit jenen von Benzin, von Interesse. Die Verwendung als Reinkraftstoff erfordert Anpassungen am Fahrzeug, Blendraten bis ca. 20 Vol.-% Ethanolanteil sind hingegen ohne Adaptionen möglich. Basierend darauf wird daher im Rahmen dieser Arbeit ein Vergleich zwischen dem derzeit in Deutschland verfügbaren E10- und einem E20-Kraftstoff erarbeitet. Untersucht wird dabei ein DI-Ottomotor am Motorprüfstand sowie ein Fahrzeug am 4-Rad-Rollenprüfstand.

Der theoretische volumetrische Mehrverbrauch von E20 bezogen auf E10, aufgrund der geringeren Energiedichte, beträgt 3,3 %. Die Untersuchungsergebnisse zeigten im Teillastbetrieb ($p_{me} = 1-12$ bar; geregelter $\lambda=1$ -Betrieb) mit ca. 2,7-2,8 % eine um 0,5-0,6 Prozentpunkte geringere relative Verbrauchsdifferenz wobei der Unterschied zum theoretischen Wert auf einen um ca. 0,1-0,2 Prozentpunkte höheren effektiven Wirkungsgrad mit E20 zurückzuführen war. Dieser lag in den Vorteilen die sich aus einer tendenziell schnelleren Energieumsetzung ergaben begründet.

An der Volllast zeigten sich deutliche Unterschiede zwischen den beiden Ethanolblends, wobei speziell die höhere Oktanzahl zum Tragen kam. Verbunden mit einem Eingriff in den Zündzeitpunkt für eine möglichst wirkungsgradoptimale Schwerpunktslage wurde im Zuge dieser Untersuchungen für E20 maximal ein um 2,89 % geringerer Kraftstoffverbrauch verbunden mit einem 6,49 % höheren effektiven Wirkungsgrad erzielt. In diesem Zusammenhang sei erwähnt, dass mit 20 Vol.-% Ethanolanteil die Klopfgrenze nicht erreicht wurde. Durch eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses wäre es möglich, das volle Potenzial dieses Kraftstoffs auszuschöpfen bei gleichzeitiger Steigerung des Wirkungsgrades.

Die mit dem Fahrzeug am Rollenprüfstand durchgeführten Konstantfahrten im Homogenbetrieb bestätigten die Messergebnisse vom Motorprüfsstand. Im NEFZ lag die Verbrauchsdifferenz zwischen den beiden Kraftstoffen mit ca. 2 % auf einem niedrigeren Niveau, wobei in diesen Fällen der geschichtete Magerbetrieb aktiviert war.

Die Ergebnisse der Versuche mit Schichtbetrieb zeigten deutlich das Potenzial dieser Betriebsstrategie zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs. So stellten sich bei Fahrten mit konstanter Geschwindigkeit Verbrauchsvorteile im Vergleich zum stöchiometrischen Homogenbetrieb von ca. 15 bis über 20 % bei 30 bzw. 50 km/h ein. Bei höherer Geschwindigkeit und somit höherer Last wurde zwar der Vorteil aufgrund der geringeren Abmagerungsfähigkeit abgeschwächt, bei 100 km/h war die Differenz aber beispielsweise noch ca. 10 %.

Der Vergleich der Kraftstoff im Schichtbetrieb zeigte lediglich bei den hohen Geschwindigkeiten eine klare Tendenz, wobei die relative Verbrauchsdifferenz bei ca. 4-4,5 % lag und damit im Vergleich zur Theorie höher ausfiel. Bei 30 und 70 km/h war die Differenz mit ca. 7 % deutlich über dem Mittelwert, bedingt durch eine auf die Motorsteuerung zurückzuführende geringere Abmagerung des Luft-Kraftstoff-Gemisches. Im Gegensatz dazu lag die relative Verbrauchsdifferenz mit 1,10 % bei 50 km/h deutlich darunter. Die Ursachen dafür waren die häufigere NSC-Regeneration und die länger andauernden Phasen im Homogenbetrieb bei $\lambda=1$ mit E10.

Literaturverzeichnis

- [1] N.N.: *Protokoll von Kyoto zum Rahmenübereinkommen der Vereinten Nationen über Klimaänderungen*. Kyoto 1997
- [2] N.N.: *Klimaschutzbericht 2014*. Wien : Umweltbundesamt, 2014. – ISBN 978-3-99004-299-1
- [3] EUROPÄISCHES PARLAMENT: Richtlinie 2009/28/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 zur Förderung der Nutzung von Energie aus erneuerbaren Quellen und zur Änderung und anschließenden Aufhebung der Richtlinie 2001/77/EG und 2003/30/EG. In: *Amtsblatt der Europäischen Union*. – 5.6.2009, L 140/16
- [4] GEITMANN, Sven: *Alternative Kraftstoffe - Womit fahre ich am besten?* 1. Auflage. Oberkrämer : Hydrogeit Verlag, 2008. – ISBN 978-3-937863-12-2
- [5] CLARIANT: Cellulosic ethanol from agricultural residues. (2014)
- [6] GRUDEN, Dusan: *Umweltschutz in der Automobilindustrie - Motor, Kraftstoffe, Recycling*. 1. Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2008. – ISBN 978-3-8348-0404-4
- [7] GERINGER, Bernhard ; HOFMANN, Peter: *Skriptum: Alternative Antriebe*. Wien : Technische Universität Wien, 2012
- [8] SMITH, James: *Biotreibstoff - Eine Idee wird zum Bumerang*. 1. Auflage. Berlin : Verlag Klaus Wagenbach, 2012. – ISBN 978-3-8031-3644-2
- [9] BASSHUYSEN, Richard van: *Fahrzeugentwicklung im Wandel - Gedanken und Visionen im Spiegel der Zeit*. 1. Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2010. – ISBN 978-3-8348-0797-7

- [10] BABU, Vikash ; THAPLIYAL, Ashish ; PATEL, Girijesh K.: *Biofuels Production*. 1. Auflage. Salem, Massachusetts : Scrivener Publishing, 2014. – ISBN 978-1-118-63450-9
- [11] HIRANO, Atsushi ; UEDA, Ryohei ; HIRAYAMA, Shin ; OGUSHI, Yasuyuki: CO₂ fixation and ethanol production with microalgal photosynthesis and intracellular anaerobic fermentation. In: *Energy* (1997). – Volume 22, Issues 2-3
- [12] SCHINDLER, Volker: *Kraftstoffe für morgen - Eine Analyse von Zusammenhängen und Handlungsoptionen*. 1. Auflage. Berlin Heidelberg : Springer Verlag, 1997. – ISBN 3-540-62049-4
- [13] KOVARIK, Bill: *Henry Ford, Charles Kettering and the Fuel of the Future*. Automotive History Review, 1998
- [14] LIST, Rainer: *Potenzialbewertung von Benzin-Ethanol Kraftstoffmischungen im ottomotorischen Betrieb*, Technische Universität Wien, Diss., 2008
- [15] THEWES, Matthias: *Potentiale aktueller und zukünftiger Biokraftstoffe für ottomotorische Brennverfahren*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Diss., 2013
- [16] WATTER, Holger: *Nachhaltige Energiesysteme - Grundlagen, Systemtechnik und Anwendungsbeispiele aus der Praxis*. 1. Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2009. – ISBN 978-3-8348-0742-7
- [17] BÖTTCHER, Jörg ; HAMPL, Nina ; KÜGEMANN, Martin ; LÜDEKE-FREUND, Florian: *Biokraftstoffe und Biokraftstoffprojekte - Rechtliche, technische und wirtschaftliche Aspekte*. 1. Auflage. Berlin Heidelberg : Springer Verlag, 2014. – ISBN 978-3-642-55065-2
- [18] URBANEK, Michael: *Der Einfluss von flüssigen und gasförmigen alternativen Kraftstoffen auf die Emissionen von Kraftfahrzeugen bei der ottomotorischen Verbrennung*, Technische Universität Wien, Diss., 2010

- [19] HENNIGES, Oliver: *Die Bioethanol - Wettbewerbsfähigkeit in Deutschland unter Berücksichtigung der internationalen Konkurrenz*. 2. Auflage. Lohmar Köln : Josef Eul Verlag, 2007. – ISBN 978-3-89936-586-3
- [20] BUNDESMINISTERIUM FÜR LAND- UND FORSTWIRTSCHAFT, UMWELT UND WASSERWIRTSCHAFT: *Biokraftstoffe im Verkehrssektor 2015 - Gesamtbericht*. (2015)
- [21] MENRAD, Holger ; KÖNIG, Axel: *Alkoholkraftstoffe*. 1. Auflage. Wien : Springer Verlag, 1982. – ISBN 3-211-81696-8
- [22] HARA, Takashi ; TANOUE, Kimitoshi: *Laminar flame speeds of ethanol, n-heptane, iso-octane air mixtures*. In: *SAE 2006-05-0409* (2006)
- [23] BASSHUYSEN, Richard van: *Ottomotor mit Direkteinspritzung - Verfahren, System, Entwicklung, Potenzial*. 3. Auflage. Wiesbaden : Springer Vieweg Verlag, 2013. – ISBN 978-3-658-01407-0
- [24] SCHMITZ, Norbert: *Bioethanol in Deutschland - Verwendung von Ethanol und Methanol aus nachwachsenden Rohstoffen im chemisch-technischen und im Kraftstoffsektor unter besonderer Berücksichtigung vor Agraralkohol*. Münster : Landwirtschaftsverlag, 2003. – ISBN 3-7843-3217-X
- [25] LIST, Rainer ; HOFMANN, Peter ; URBANEK, Michael: *The Effects of Bio-Ethanol Mixtures on the SI-Engine Operation*. In: *6th International Colloquium Fuels*, Ostfildern 2007
- [26] BASSHUYSEN, Richard van ; SCHÄFER, Fred: *Handbuch Verbrennungsmotor*. 7. Auflage. Wiesbaden : Springer Vieweg Verlag, 2015. – ISBN 978-3-658-04677-4
- [27] EICHLSEDER, Helmut ; KLÜTNIG, Manfred ; PLOCK, Walter F.: *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*. 1. Auflage. Wien : Springer Verlag, 2008. – ISBN 978-3-211-25774-6
- [28] GERINGER, Bernhard ; HOLUB, Florian ; URBANEK, Michael: *Bioethanol - Alltags-tauglichkeit und weiteres Potenzial im motorischen Einsatz*. In: *Experten Forum Umwelt - Bioethanol als Kraftstoff*, Wien 2008

- [29] URBANEK, Michael ; HOLUB, Florian ; GERINGER, Bernhard ; HOFMANN, Peter: Flottentest- und Prüfstandsuntersuchungen mit Bioethanol verschiedener Konzentrationen - Ergebnisse eines österreichischen Forschungsprogramms. In: *Innovative Fahrzeugantriebe*, Dresden 2008
- [30] PETERS, Norbert: *Skriptum: Technische Verbrennung 1*. Aachen : RWTH Aachen
- [31] WEISS, Maximilian: *Untersuchung von Flammenfortstreckungseffekten auf die spärliche Flammenausbreitung laminarer und turbolenter Brennstoff/Luft-Gemische*, Universität Fridericiana Karlsruhe, Diss., 2008
- [32] TURNER, Dale ; XU, Hongming ; CRACKNELL, Roger ; NATARAJAN, Vinod ; CHEN, Xiangdong: Combustion performance of bio-ethanol at various blend ratios in a gasoline direct injection engine. In: *Fuel* (2011). – Volume 90
- [33] TURNER, Dale: *The combustion and emissions performance of fuel blends in modern combustion systems*, University of Birmingham, Diss., 2010
- [34] WYMAN, Charles: *Handbook on Bioethanol: Production and Utilization*. 1. Auflage. Washington : Taylor & Francis, 1996. – ISBN 1-56032-553-4
- [35] BRUNO, Roberto: *Mercedes-Benz: Personenwagen 1886-1980*. 1. Auflage. Stuttgart : Motorbuch Verlag, 2014. – ISBN 978-3-613-03681-9
- [36] GERINGER, Bernhard: *Skriptum: Kraftfahrzeug-Antriebe*. Wien : Technische Universität Wien, 2013
- [37] GOLLOCH, Rainer: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren - Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. 1. Auflage. Berlin Heidelberg : Springer Verlag, 2005. – ISBN 3-540-23883-2
- [38] REIF, Konrad: *Ottomotor-Management - Steuerung, Regelung und Überwachung*. 4. Auflage. Wiesbaden : Springer Vieweg Verlag, 2014. – ISBN 978-3-8348-1416-6
- [39] ENDERLE, Christian ; KEMMLER, Roland ; WALTNER, Anton ; ALTENSCHMIDT, Frank: Herausforderungen bei der Entwicklung von Antriebssträngen für Ottomotoren mit Magerbrennverfahren. In: *13. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors"*, Graz 2011

- [40] BREITBACH, Hermann ; WALTNER, Anton ; LANDENFELD, Tilo ; PORTEN, Guido: Mager Schichtverbrennung beim Ottomotor. In: *Motortechnische Zeitschrift* (2013). – MTZ 5/2013 Jahrgang 74
- [41] VENT, Guido ; ENDERLE, Christian ; MERDES, Norbert ; KREITMANN, Fritz ; WELLER, Ralph: The New 2.0l Turbo Engine from the Mercedes-Benz 4-Cylinder Engine Family. In: *21. Aachener Kolloquium*, Aachen 2012
- [42] KEMMLER, Roland ; ENDERLE, Christian ; WALTNER, Anton ; VENT, Guido: Der magerbetriebene Ottomotor - ein Konzept für den weltweiten Einsatz. In: *34. Internationales Wiener Motorensymposium*, Wien 2013
- [43] WALTNER, Anton ; ALTENSCHMIDT, Frank ; KAISER, Thomas ; RECK, Thomas ; SCHAUPP, Uwe ; WUNSCH, Rolf: BlueDIRECT - the future of SI engines at Mercedes-Benz. In: *13th Stuttgart International Symposium Automotive and Engine Technology*, Stuttgart 2013
- [44] WEBERBAUER, Frank ; RAUSCHER, Martin ; KULZER, Andre ; KNOPF, Martin ; BARGENDE, Michael: Allgemein gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren. In: *Motortechnische Zeitschrift* (2005). – MTZ 2/2005 Jahrgang 66
- [45] PFLAUM, Heiko: *Potenzial von synthetischen Dieselkraftstoffen im motorischen Betrieb unter besonderer Berücksichtigung der Auswirkung alternativer Brennverfahren und Einspritzstrategien auf die Ruß- und Stickoxidbildung*, Technische Universität Wien, Diss., 2010
- [46] ZARL, Stefan: *Bewertung von Ventilhubstrategien zur Steigerung des TeillastwirkungsgrTeil bei homogenen, stöchiometrischen Otto-Brennverfahren*, Technische Universität Wien, Diss., 2009
- [47] KUBERCZKY, Raffael: *Wirkungsgradunterschiede zwischen Otto- und Dieselmotoren - Bewertung von wirkungsgradsteigernden Maßnahmen bei Ottomotoren*, Universität Stuttgart, Diss., 2009
- [48] GOIGITZER, Thomas: *Untersuchung des Potenzials alternativer Kraftstoffe hinsichtlich des motorischen Betriebsverhaltens in einem aufgeladenen DI Ottomotor am*

- Motorprüfstand und im Fahrzeugeinsatz*, Technische Universität Wien, Diplomarbeit, 2011
- [49] PISCHINGER, Rudolf ; KLELL, Manfred ; SAMS, Theodor: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 3. Auflage. Wien : Springer Verlag, 2009. – ISBN 978-3211-99276-0
- [50] BARGENDE, Michael ; BURKHARDT, Christine ; FROMMELT, Alfred: Besonderheiten der Thermodynamischen Analyse von DE-Ottomotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* (2001). – MTZ 1/2001 Jahrgang 62
- [51] MERKER, Günter ; SCHWARZ, Christian ; TEICHMANN, Rüdiger: *Grundlagen Verbrennungsmotoren - Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. 6. Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2012. – ISBN 978-3-8348-1987-1
- [52] WOSCHNI, Gerhard: Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* (1970). – MTZ 12/1970 Jahrgang 31
- [53] WOSCHNI, Gerhard ; FIEGER, Johann: Experimentelle Bestimmung des örtlich gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten im Ottomotor. In: *Motortechnische Zeitschrift* (1981). – MTZ 6/1981 Jahrgang 42
- [54] KÖHLER, Eduard ; FLIERL, Rudolf: *Verbrennungsmotoren*. 6. Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2011. – ISBN 978-3-8348-1486-9
- [55] MÜRWARD, Mario ; KEMMLER, Roland ; WALTNER, Anton ; KREITMANN, Fritz: Die neuen Vierzylinder-Ottomotoren von Mercedes-Benz. In: *Motortechnische Zeitschrift* (2013). – MTZ 11/2013 Jahrgang 74
- [56] HOLUB, Florian ; URBANEK, Michael: *Skriptum: Kraftfahrzeug-Laborübung*. Wien : Technische Universität Wien, 2009
- [57] PISCHINGER, Rudolf: *Skriptum: Kolbenmaschinen*. Graz : Technische Universität Graz, 1999
- [58] WURMS, Rainer ; BUDACK, Ralf ; GRIGO, Michael ; MENDL, Günther ; HEIDUK, Thomas ; KNIRSCH, Stefan: Der neue Audi 2.0l Motor mit innovativem Rightsizing - ein

- weiterer Meilenstein der TFSI-Technologie. In: *36. Internationales Wiener Motoren-symposium*, Wien 2015
- [59] EUROPÄISCHE KOMMISSION: Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission vom 18. Juli 2008 zur Durchführung und Änderung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 der Europäischen Parlaments und des Rates über die Typengenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeuge. In: *Amtsblatt der Europäischen Union*. – 28.7.2008, L 199/1
- [60] N.N.: Regelung Nr. 83 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nation für Europa (UN/ECE) - Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Fahrzeuge hinsichtlich der Emission von Schadstoffen aus dem Motor entsprechend den Kraftstoffanfordernisse des Motors. In: *Amtsblatt der Europäischen Union*. – 15.2.2012, L 42/1
- [61] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V.: DIN 51626-1: Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge - Anforderungen und Prüfverfahren - Teil 1: Ottokraftstoff E10. (April 2009)
- [62] AVL (Hrsg.): *Ladungswechsel- und Verbrennungsanalyse 2010*. Rev. 03. Graz: AVL, Dezember 2009
- [63] LIU, F-J ; LIU, P ; ZHU, Z ; WEI, Y-J ; LIU, S-H: Regulated and unregulated emissions from a spark-ignition engine fuelled with low-blend ethanol-gasoline mixtures. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* (2012). – Vol. 226(4)
- [64] NAJAFI, G. ; GHIBADIAN, B. ; TAVAKOLI, T. ; BUTTSWORTH, D.R. ; YUSAF, T.F. ; FAIZOLLAHNEJAD, M.: Performance and exhaust emissions of a gasoline engine with ethanol blended gasoline fuel using artificial neural network. In: *Applied Energy* (2009). – Vol. 86(5)
- [65] HSIEH, Wei-Dong ; CHEN, Rong-Hong ; WU, Tsung-Lin ; LIN, Ta-Hui: Engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline blended fuels. In: *Atmospheric Environment* (2002). – Vol. 36(3)

- [66] AL-HASAN, M.: Effect of ethanol-unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emission. In: *Energy Conversion and Management* (2003). – Vol. 44(9)
- [67] COSTAGLIOLA, M.A. ; DESIMIO, L. ; IANNACCONE, S. ; PRATI, M.V.: Combustion efficiency and engine out emissions of a S.I. engine fuel with alcohol/gasoline blends. In: *Applied Energy* (2013). – Vol. 111
- [68] WERQUET, Nicole: *Modellgesteuerte Regelung der Regenerationseinleitung in einem Abgassystem mit NOx-Speicherkatalysator*, Technische Universität Clausthal, Diss., 2008