



TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

DISSERTATION

Potenzial von synthetischen Dieselkraftstoffen im motorischen Betrieb unter besonderer Berücksichtigung der Auswirkung alternativer Brennverfahren und Einspritzstrategien auf die Ruß- und Stickoxidbildung

*ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Dr. der technischen Wissenschaften unter der Leitung von*

Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Bernhard Geringer
Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik E315

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Dipl.-Ing. Heiko Pflaum

Matrikelnummer: 0125357

Favoritenstraße 1/32A, A-1040 Wien

Wien, im September 2010

Vorwort

Diese Arbeit ist während meiner Tätigkeit als Projektassistent am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien in den Jahren 2008 bis 2010 entstanden.

Mein besonderer Dank gilt dem Institutsvorstand Univ. Prof. Bernhard Geringer für die Betreuung dieser Dissertation. Vor allem für die Tatsache, dass mir ein so schneller Abschluss ermöglicht wurde, möchte ich mich herzlich bedanken. Dies wurde nicht zuletzt auch durch die Förderung einer äußerst selbstständigen Arbeitsweise von der Institutsleitung ermöglicht.

Auch bei meinem Zweitbetreuer Univ. Prof. Hermann Hofbauer möchte ich mich für den hilfreichen Input zum finalen Schliff der Arbeit bedanken.

Allen Mitarbeitern des Labors danke ich für die tatkräftige Unterstützung, ohne die der Prüfstandsbetrieb zum Erliegen kommen würde.

Der Zusammenhalt unter der Assistentenschaft des Institutes sucht seinesgleichen und ich werde die kollegiale Zeit am Institut vermissen. Speziell möchte ich meinen Kollegen Peter Hofmann, Werner Tober und Werner Weissel für die zahlreichen fachlichen Diskussionen und Hilfestellungen bedanken, die wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Wien im September 2010

Heiko Pflaum

Kurzfassung

Diese Arbeit bewertet mit Hydriertem Pflanzenöl (HVO) den Einfluss eines Vertreters der synthetischen Dieselmotoren auf verschiedene Brennverfahren und Einspritzstrategien wie der homogenen Dieselerbrennung oder der Dieselpartikelfilter-Regeneration. Um dem Einfluss steigender Beimischraten gerecht zu werden, wurden neben dem reinen Alternativkraftstoff auch eine 20%- sowie eine 50%-Beimischung mit fossilem Diesel verglichen.

Der synthetische Dieselmotoren HVO zeigt deutliches Potenzial, HC-, CO- und Partikelemissionen im motorischen Betrieb zu reduzieren. Bei der konventionellen Dieselerbrennung ist die Absenkung der Partikelemissionen aber stark vom gewählten Lastpunkt abhängig. So führt die hohe Cetanzahl des Kraftstoffes vor allem bei niedrigen Lastpunkten mit hohen Beimischraten zu verkürztem Zündverzug und damit zu verminderter Gemischaufbereitung. Diese Tatsache bedingt einen Rückgang des Partikelreduzierungs potenzials durch den Alternativkraftstoff in bestimmten Lastbereichen.

Für eine homogene oder teilhomogene Verbrennung zeigen vor allem hohe Zumischraten von HVO eine deutliche Einschränkung im Betriebskennfeld bei höheren Lasten. Durch die hohe Cetanzahl des Biokraftstoffes kann hier keine ausreichende Verzögerung des Zündverzuges zur Homogenisierung der Ladung erzeugt werden. Lediglich eine geringe Beimischung von 20% führt zu keinerlei Nachteilen gegenüber fossilem Diesel hinsichtlich (teil-) homogener Verbrennung.

Im letzten Abschnitt findet eine Bewertung der untersuchten Kraftstoffmischungen hinsichtlich von NO_x- und Partikelgrenzwerten für zukünftige Abgasgesetzgebungen wie EU6, USA Tier 2 Bin 5 und Japan 2010 statt. Es wird aufgezeigt, welche Auswirkungen HVO auf die Partikel- und Stickoxidemissionen sowie das Wirkungsgradverhalten für die untersuchten Einspritzstrategien und Brennverfahren hat.

Abstract

With Hydrogenated Vegetable Oil (HVO) this work rates the influence of a substitute of synthetic Diesel fuels concerning different combustion processes as well as injection strategies such as homogeneous diesel combustion or particulate filter regeneration. To give consideration to increasing admixtures, besides the pure alternative fuel, blends with 20% as well as with 50% HVO were investigated.

The synthetic diesel fuel HVO offers great potential to lower HC, CO and particulate emissions in the engine operation. During conventional diesel combustion the reduction of particulate emissions is dependent on the load point. Especially in low load conditions the high cetane number of the alternative fuel leads to a decreased ignition delay and thereby to poor mixture preparation. This fact causes a decrease of the reduction potential for particulate emissions of the alternative fuel in certain load ranges.

Especially high admixtures of HVO show a limitation in the load range for the homogeneous combustion process. As result of the high cetane number of the fuel an adequate delay of the ignition cannot be reached to produce a homogenization of the load. Simply the admixture of 20% does not cause any disadvantages compared to fossil Diesel concerning homogeneous combustion.

In the last chapter a rating of the different fuel blends regarding NO_x and particulate limitations for future legislations like EU6, USA Tier 2 Bin 5 and Japan 2010 is carried out. The impact of HVO in combination with different injection strategies and combustion processes on particulate and nitrogen oxide emissions as well as on the efficiency behavior is demonstrated.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
2. Motivation und Zielsetzung.....	2
3. Gesetzliche Randbedingungen	4
3.1. Europäische Abgasgesetzgebung.....	4
3.1.1. Beschränkung der teil- und unverbrannten Abgasemissionen	4
3.1.2. Beschränkung des CO ₂ -Austoßes.....	5
3.1.3. Gesetzliche Beimischung von Biokraftstoffen	6
3.2. Amerikanische Abgasgesetzgebung	7
3.3. Japanische Abgasgesetzgebung	8
3.4. Vergleich der wichtigen Abgasgesetzgebungen.....	8
4. Synthetische Dieselkraftstoffe	10
4.1. Treibhausgasreduzierungspotenzial synthetischer Dieselkraftstoffe.....	10
4.2. Herstellung alternativer Dieselkraftstoffe.....	12
4.2.1. Herstellung von Pflanzenöl.....	12
4.2.2. Herstellung von FAME	12
4.2.3. Herstellung synthetischer Kraftstoffe.....	13
4.3. Emissions- und Brennverhalten synthetischer Dieselkraftstoffe.....	18
4.3.1. Emissionsverhalten synthetischer Dieselkraftstoffe.....	18
4.3.2. Brennverhalten	24
5. Motorische Randbedingungen	26
5.1. Alternative Dieselmotorenverfahren	26
5.2. Alternative Einspritzstrategien.....	28
5.2.1. Nacheinspritzung zur Rußoxidation.....	28
5.2.2. Späteinspritzung zur DPF-Regeneration.....	29
6. Prüfstands Aufbau, Versuchsträger und Versuchsdurchführung	31
6.1. Motorprüfstands Aufbau	31
6.2. Messtechnik	32
6.3. Rollenprüfstands Aufbau	33
6.4. Versuchsmotor	34

6.5. Versuchsfahrzeug	35
6.6. Versuchsdurchführung	35
7. Eigenschaften der Versuchskraftstoffe	37
8. Theorie der Verlustteilung	39
9. Versuchsergebnisse konventionelle Dieselerbrennung	44
9.1. Einfluss der Abgasrückföhrung	44
9.2. Einfluss der Piloteinspritzung	49
9.3. Einfluss des Einspritzzeitpunktes	54
9.4. Gesetzlich nicht limitierte Abgasemissionen	58
9.5. Rollenprüfstandsuntersuchungen.....	61
10. Versuchsergebnisse haupt einspritznahe Nacheinspritzung	65
10.1. Einfluss der Nacheinspritzmenge	65
10.2. Einfluss des Zeitversatzes zur Haupt einspritzung	69
10.3. Vergleich von Nacheinspritzung und konventioneller Verbrennung	72
11. Versuchsergebnisse homogenisierte Verbrennung	74
11.1. Homogenisierung bei niedriger Last.....	74
11.2. Homogenisierung der Verbrennung bei mittlerer Last.....	80
12. Versuchsergebnisse Regeneration des Dieselpartikelfilters	88
12.1. Regenerationsverhalten	88
12.2. Ölverdönnung durch Kraftstoffeintrag.....	92
13. Potenzialabschätzung hinsichtlich zukünftiger Abgasgesetzgebungen	97
14. Zusammenfassung	108
15. Ausblick.....	112
16. Literaturverzeichnis.....	113

Abkürzungen

vOT	vor oberem Totpunkt
nOT	nach oberem Totpunkt
ACEA	European Automobile Manufacturers Association
AGR	Abgasrückführung
BTL	Biomass to Liquid
CO₂e	CO ₂ Equivalent
CTL	Coal to Liquid
CVS	Constant Volume Sampler
DDMPS	Dual Differential Mobility Particle Spectrometer
DMA	Differential Mobility Analyzer
DOC	Diesel Oxidation Catalyst
DPF	Diesel Particulate Filter
EG	Europäische Gemeinschaft
EU	Europäische Union
FAME	Fatty Acid Methyl Ester
FT	Fischer Tropsch
FTIR	Fourier Transform Infrared Spectroscopy
GC-MS	Gas Chromatography-Mass Spectrometry
GTL	Gas to Liquid
HCCI	Homogenous Charge Compression Ignition
HCLI	Homogenous Charge Late Injection
HPLC	High Performance Liquid Chromatography
HPLI	Highly Premixed Late Injection
HVO	Hydrogenated Vegetable Oil (Hydriertes Pflanzenöl)
LCA	Life Cycle Assessment
MEXA	Motor Exhaust Gas Analyzer
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NExBTL	Next Generation Biomass to Liquid
NMOG	Non Methanic Organic Gases = Non Methane Hydrocarbons
NTV	Niedertemperaturvergaser
OT	Oberer Totpunkt
PKW	Personenkraftwagen
PM	Particulate Matter

SMD	Sauter Mean Diameter
VTG	Variable Turbinengeometrie

Physikalische Symbole

°KW	[Grad]	Grad Kurbelwinkel
c_m	[m/s]	Mittlere Kolbengeschwindigkeit
CZ	[-]	Cetanzahl
d	[m]	Bohrungsdurchmesser
m_B	[kg/h]	Kraftstoffmassenstrom
λ_A	[-]	Luftverhältnis aus der Abgasanalyse
L_{ST}	[-]	Stöchiometrischer Luftbedarf
m_L	[kg/h]	Luftmassenstrom
p	[N/m ²]	Zylinderdruck
P₀	[N/m ²]	Zylinderdruckverlauf im geschleppten Motor
p_{me}	[bar]	Effektiver Mitteldruck
T	[K]	Gastemperatur
V_h	[m ³]	Hubvolumen

1. Einleitung

Abgeleitet aus internationalen Übereinkommen wie dem Kyoto Protokoll [1] sind in der europäischen, aber auch in der nationalen Gesetzgebung in Österreich die Forderungen nach der Erhöhung des Anteils an erneuerbaren Energien umgesetzt. Diese Energiequellen sollen unter Beachtung der Versorgungssicherheit und der Nachhaltigkeit in verschiedenen Stufen und je nach Energiesektor schrittweise prozentuell zum Gesamtenergiebedarf beitragen [2] [3] [4] [5].

Speziell im Verkehrssektor soll somit die Verwendung von Biokraftstoffen gefördert werden, da diese als kurz- und mittelfristig realisierbare erneuerbare Energiequellen gelten. Die alternativen Kraftstoffe sollen helfen, den Treibhausgasausstoß in Form von CO₂, CH₄ und N₂O zu reduzieren. Dieses Reduktionspotenzial wird in einer Betrachtung des gesamten Lebensweges, eines Life Cycle Assessment (LCA), bewertet. Aus den Ergebnissen solcher Arbeiten kann abgeleitet werden, dass vor allem die Kraftstoffe der zweiten Generation wesentliches Treibhausgasreduzierungs-potenzial besitzen [6] [7] [8]. Für diese Kraftstoffgruppe wird die ganze Pflanze verarbeitet, während bei Kraftstoffen der ersten Generation nur Öle oder pflanzliche Zucker Verwendung finden [6].

Die Treibhausgasreduzierung sowie die Versorgungssicherheit stellen die Grundforderung nach der Verwendung von Kraftstoffen auf biologischer Basis dar, sind aber nicht Hauptaugenmerk dieser Arbeit. Vielmehr leitet sich aus der Forderung der Gesetzgebung nach erhöhten Beimischraten zu fossilen Kraftstoffen teilweise zusätzliches Potenzial der alternativen Kraftstoffe im motorischen Betrieb ab. Gleichzeitig können durch die abweichenden Kraftstoffeigenschaften aber auch zunehmend Probleme im motorischen Betrieb entstehen. So fordern die Gesetzgeber neben der Beimischung von Biokraftstoffen auch die Erfüllung immer strengerer Abgasnormen von den Fahrzeugherstellern ein. In modernen Dieselmotoren kommen fast ausschließlich Brennverfahren mit Magerkonzept zum Einsatz. Diese beinhalten vor allem das Problem, dass bei Luftüberschuss die Stickoxidemissionen nicht in herkömmlichen Oxidationskatalysatoren reduziert werden können. Somit stellen die zukünftigen Abgasgesetzgebungen immer größere Herausforderungen an die innermotorische Stickoxidreduzierung dar, denn man will teure und aufwendige NO_x-Abgasnachbehandlungssysteme vermeiden.

2. Motivation und Zielsetzung

Die innermotorische Absenkung der Stickoxide bedingt meist einen Trade-Off mit der Bildung von Partikelemissionen. Diese können in den heutzutage standardmäßig verbauten Dieselpartikelfiltern praktisch vollständig gefiltert und anschließend abgebrannt werden. Die Regeneration der Filter bedingt aber, vor allem in niedrigen Lastkollektiven, einen teils erheblichen Kraftstoffmehraufwand und schlägt sich somit vor allem im Alltagsbetrieb merkbar auf den Verbrauch nieder.

Die auf synthetischer Basis hergestellten Dieseldieselkraftstoffe bieten hier aufgrund ihrer Kraftstoffeigenschaften teils großes Potenzial. Vor allem deren Aromatenfreiheit bedingt eine erhebliche Reduzierung der Partikelemissionen [9] [10].

Dies führt bereits bei der konventionellen Dieselerbrennung zu einer Anhebung des Intervalls zwischen den einzelnen Regenerationen und somit zu einer Verbrauchseinsparung. In Kombination mit alternativen Brennverfahren wie der homogenisierten Verbrennung oder alternativen Einspritzstrategien, so wie einer nahe an der Haupteinspritzung positionierten Nacheinspritzung besteht durch die synthetischen Dieseldieselkraftstoffe weiteres Potenzial, zukünftige Abgasgesetzgebungen bei gleichzeitigem Verzicht auf NO_x- und Partikelnachbehandlungssysteme zu erfüllen.

Diese Arbeit soll im besonderen Fokus für einige ausgewählte alternative Brennverfahren sowie Einspritzstrategien das Potenzial von synthetischen Dieseldieselkraftstoffen hinsichtlich EU6, Japan 2010 und USA Tier 2 Bin 5 bewerten. Da alternative Dieseldieselkraftstoffe wie BTL (Biomass to Liquid), GTL (Gas to Liquid) und HVO (Hydriertes Pflanzenöl) chemisch als auch im motorischen Einsatz, praktisch gleiche Eigenschaften aufweisen, wird für diese Arbeit mit dem Hydrierten Pflanzenöl NExBTL der Firma Neste Oil ein Vertreter dieser Kraftstoffgruppe gewählt. Dieser Kraftstoff ist bereits verfügbar und in Beimischungen zu fossilem Diesel weltweit im Einsatz. Überdies hat sich NExBTL bereits beim Einsatz in Nutzfahrzeugmotoren [9] als auch im PKW [11] bewährt.

Zunächst soll, vor allem auch zum späteren Vergleich mit alternativen Brennverfahren, das Potenzial von HVO für die konventionelle Dieselerbrennung mit Voreinspritzung bewertet werden. Die Ergebnisse am Motorprüfstand dienen zur anschließenden Analyse von Fahrzeugrollentests im NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus). Vor allem bei der konventionellen Dieselerbrennung treten durch hohe Anteile an Diffusionsflamme, hervorgerufen durch die Voreinspritzung, große

Rußmassen im Abgas auf. Diese erfordern eine regelmäßige Regeneration des Dieselpartikelfilters (DPF) durch spät in den Arbeitstakt eingebrachten Kraftstoff. Dieser wird im Oxidationskatalysator umgesetzt und erzeugt somit die zum Rußabbrand notwendigen Temperaturen im DPF. Vor allem aufgrund der hohen Cetanzahl von synthetischem Diesel muss diese für die Erfüllung zukünftiger Abgasgesetzgebungen wichtige Einspritzstrategie mit den alternativen Kraftstoffen neu bewertet werden.

Durch eine nahe der Haupteinspritzung platzierte Nacheinspritzung können gegen Ende der Verbrennung beträchtliche Teile der zu Anfang der Energieumsetzung gebildeten Partikel nachoxidiert werden. Durch das von vornherein niedrigere Level an Rußemissionen mit synthetischen Dieselmotorkraftstoffen bietet diese Einspritzstrategie weiteres Potenzial, die Rußemissionen weiter abzusenken.

Um die Bildung von Partikeln und Stickoxiden gleichzeitig zu unterbinden, muss eine Homogenisierung der Ladung bei paralleler Absenkung der Brennraumtemperaturen erfolgen. Zu diesem Zweck wird die Eignung von HVO bezüglich zweier homogener Brennverfahren bei niedriger und mittlerer Last bewertet.

Um den Forderungen nach steigender Beimischung von Biokraftstoffen Rechnung zu tragen, sind alle Ergebnisse für Blends aus 20% HVO und 80% Diesel, 50% HVO und 50% Diesel sowie reines HVO dargestellt und werden mit fossilem Diesel nach der Norm EN 590 verglichen.

Abschließend soll eine Abschätzung des Potenzials des alternativen Kraftstoffes bei Anwendung aller untersuchter Brennverfahren und Einspritzstrategien hinsichtlich zukünftiger Abgasgesetzgebungen wie EU6 und USA Tier 2 Bin 5 erfolgen. Hier findet in erster Linie eine Einteilung der zu erzielenden Partikel- und Stickoxidemissionen statt. Gleichzeitig wird aber auch auf die erzeugten Vor- und Nachteile bei effektivem Wirkungsgrad sowie HC- und CO-Emissionen eingegangen.

3. Gesetzliche Randbedingungen

Weltweit sind die Grenzwerte für Abgasemissionen in den meisten Ländern reguliert und in Normen festgelegt. Demnach muss jedes neu zugelassene Fahrzeug die aktuell geltende Regelung erfüllen. In den Bereich der Gesetzgebung fallen derzeit die Abgasbestandteile Kohlenmonoxid (CO), Kohlenwasserstoffe (H_xC_y) Stickoxide (NO_x) und die Partikelmasse (PM).

Die Normen können je nach Land variieren. In erster gibt es weltweit drei wichtige Regelungen: jene in Europa, USA und Japan [12].

Neben der Beschränkung der Abgasemissionen findet auch ein weltweiter Trend statt, die Treibhausgasemissionen durch Beschränkungen zu reduzieren. So sind neben den Emissionsgesetzgebungen häufig auch Regularien für die Begrenzung des CO_2 -Austoßes festgelegt.

3.1. Europäische Abgasgesetzgebung

3.1.1. Beschränkung der teil- und unverbrannten Abgasemissionen

Die europäischen Abgasvorschriften werden als Euro-Normen bezeichnet und weisen unterschiedliche Grenzwerte für Personenkraftwagen und Nutzfahrzeuge auf. Für PKWs ist die Gesetzgebung in sechs Schritte unterteilt, wobei derzeit die Euro 5 in Kraft ist. Diese Norm ist am 1.9.2009 in Kraft getreten und wird am 1.9.2014 von der Euro 6 Norm abgelöst. Dabei gelten für Dieselfahrzeuge andere Grenzwerte als für Fahrzeuge mit Ottomotoren.

Tabelle 3-1: Emissionsstandards der EU für Diesel-Personenkraftwagen (Kategorie M_1) im NEFZ [13], [14], [15][16], [17], [18], [19], [20]

Norm	Euro 1	Euro 2	Euro 3	Euro 4	Euro 5	Euro 6
Typ- prüfung	ab 1.7.1992	ab 1.1.1996	ab 1.1.2000	ab 1.1.2005	ab 1.9.2009	ab 1.9.2014
CO [g/km]	2,72	1	0,64	0,5	0,5	0,5
HC+NO _x [g/km]	0,97	0,7	0,56	0,3	0,23	0,17
NO _x [g/km]	--	--	0,5	0,25	0,18	0,08
PM [[g/km]	0,14	0,08	0,05	0,025	0,005	0,005
PM [# /km]	--	--	--	--	6E11	6E11

In Tabelle 3-1 sind die Grenzwerte der verschiedenen Stufen für Dieselfahrzeuge angeführt. Die Bestimmung der Abgasemissionen eines Fahrzeugs erfolgt in einem festgelegten Geschwindigkeitsprofil mit dem Namen „Neuer Europäischer Fahrzyklus“ (NEFZ).

3.1.2. Beschränkung des CO₂-Ausstoßes

Neben der Beschränkung der genannten Schadstoffe besteht in Europa auch eine gesetzliche Regulierung des Treibhausgasausstoßes. Diese hat zum Ziel, den anthropogen verursachten CO₂-Ausstoß zu beschränken. Zu diesem Zwecke wurde von der Europäischen Union in Zusammenarbeit mit der ACEA (European Automobile Manufacturers' Association) ein Paket zur Regulierung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen erstellt. In diesem Zusammenhang sollen unter den Gesichtspunkten der Versorgungssicherheit, Wettbewerbsfähigkeit und des Umweltschutzes die Marktanteile erneuerbarer Energiequellen gesteigert werden [21].

Im Zuge dieser Regulation soll der durchschnittliche CO₂-Ausstoß von neu auf dem Markt zugelassenen PKW auf 120 g/km beschränkt sein [2]. Die Absenkung auf 130 g/km soll hierbei durch fahrzeugtechnische Maßnahmen erreicht werden, die Einsparung der restlichen 10 g/km wird durch den Einsatz von Biokraftstoffen erzielt. Die Umsetzung wird schrittweise erfolgen, indem bis 2012 65% der Fahrzeuge den Anforderungen genügen, 75% bis 2013, 80% bis 2014 und die gesamte Flotte bis 2015 die Anforderungen erfüllt.

Des Weiteren enthält die Regelung die Möglichkeit, für Fahrzeuge mit weniger als 50 gCO₂/km sogenannte „Super Credits“ zu vergeben, was bedeutet, dass diese Fahrzeuge mit einem höheren Faktor eingerechnet werden.

Für Nischenhersteller mit einem Volumen von 10.000 bis 300.000 Einheiten besteht eine Sonderregelung, aufgrund welcher nur eine Reduktion des Flottendurchschnitts um 25% erreicht werden muss.

In Ausdehnung an die Forderung zur Reduzierung des CO₂-Ausstoßes auf 120 g/km bis 2015 sollen die Treibhausgasemissionen bis 2020 auf 95 g/km reduziert werden.

Um die festgelegten Ziele zu erreichen, sind bei Nichterfüllung Strafzahlungen der Hersteller zu leisten. Bei einem Verfehlen der Ziele um 1-3 g/km sind Strafen zwischen 5 € und 25 € pro g/km zu zahlen, während sich der Betrag ab einer Überschreitung von 3 g/km auf 95 € pro g/km erhöht [2].

3.1.3. Gesetzliche Beimischung von Biokraftstoffen

Im Zuge der vorgeschriebenen Absenkung des CO₂ Ausstoßes und um die Abhängigkeit der Europäischen Union von Erdölimporten zu minimieren, wird von der EU die Verwendung von Biokraftstoffen gefördert. Zur Wahrung dieses Ziels hat das Europäische Parlament die Richtlinie 2003/30/EG [3] erlassen. Diese schreibt der Mineralölindustrie vor, den fossilen Treibstoffen Biokraftstoffe zuzumischen. Demnach musste bis Ende 2005 der im Otto- und Dieselmotorkraftstoff enthaltene biogene Anteil 2% betragen. Diese Beimischung muss bis Ende 2010 auf einen energetischen Anteil von 5,75% angehoben werden.

In Österreich wird bereits seit Anfang 2009 ein Volumenanteil von 7% Biokraftstoff zugemischt. Im Falle von Diesel wird ausschließlich FAME verwendet, wobei dieser Blend dann den Namen B7 trägt. Durch diese Beimischung wurde bereits ein wesentlicher Beitrag geleistet, um den von der Europäischen Union geforderten energetischen Anteil von 5,75% zu erfüllen [22].

Da der Begriff Biokraftstoffe oft fälschlich interpretiert wird, soll hier noch die genaue Definition dessen laut der Europäischen Union erfolgen. So wird diese Kraftstoffgruppe aus Biomasse gewonnen, worunter man biologisch abbaubare Erzeugnisse und Abfälle oder auch Rückstände aus Bereichen wie Land- und Forstwirtschaft, aber auch Haushalten versteht [3]. Dem gegenüber steht die Gruppe der „Anderen erneuerbaren Kraftstoffe“, welche aus erneuerbaren Energiequellen gewonnen werden. Darunter versteht man Energiequellen nicht fossilen Ursprungs, wie z.B. Windkraft, Sonnenenergie, Biomasse (hier als Energiequelle zur Kraftstoffgewinnung, nicht als Ausgangsstoff des Kraftstoffes), Wasserkraft, Deponiegas oder Klärgas [4]. Die Einteilung der Kraftstoffe in fossile sowie die erneuerbaren ist Abbildung 3-1 zu entnehmen. Daraus ist ersichtlich, dass auch die fossilen Kraftstoffe, welche auf Erdgas bzw. Kohle basieren, laut der Europäischen Union zu den alternativen Kraftstoffen zählen.

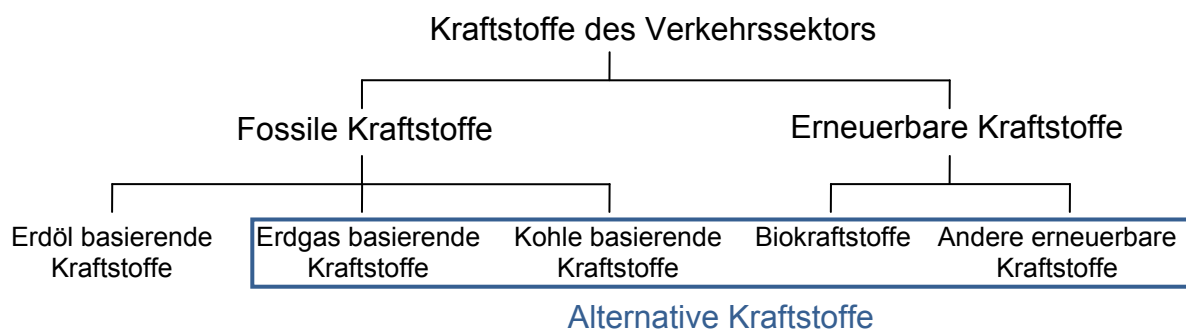


Abbildung 3-1: Einteilung der Kraftstoffe des Verkehrssektors [3] [6]

3.2. Amerikanische Abgasgesetzgebung

Neben den Regulierungen der Europäischen Union herrscht eine weitere, für die Hersteller sehr wichtige Gesetzgebung, jene in den USA. Hierin werden die verschiedenen Grenzwertstufen mit „Tier“ bezeichnet, wobei derzeit die Stufe Tier 2 in Kraft ist.

Die amerikanische Gesetzgebung unterscheidet zwischen „half useful life“, was eine Beständigkeit der Grenzwerte bis zu einer Laufleistung von 50.000 Meilen entspricht, sowie dem „full useful life“, was eine Beständigkeit bis zu 120.000 Meilen darstellt.

Innerhalb der Stufe Tier 2 wird darüber hinaus noch in sogenannte „Bin“ unterteilt, worin mit sinkender Zahl eine Verschärfung der Grenzwerte vorgesehen ist. Dies führt von Bin 8 bis zu Bin 1, was für „zero Emission“ steht.

Die Fahrzeughersteller können innerhalb Tier 2, Tabelle 3-2, beliebig aus den verschiedenen Bin-Stufen wählen, müssen jedoch im Mittel die Grenzwerte von Bin 5 sowie einen NO_x-Grenzwert von 0,07 g/Meile erfüllen.

Tabelle 3-2: Tier 2 Standards als Abgasgrenzwerte in den USA [g/mi] im FTP 75, [23]

Standard	Emission Limits intermediate life (5 Jahre, 50.000 Meilen)					Emission Limits Full Useful Life (120.000 Meilen)				
	NO _x (g/mi)	NMOG* (g/mi)	CO (g/mi)	PM (g/mi)	HCHO (g/mi)	NO _x (g/mi)	NMOG* (g/mi)	CO (g/mi)	PM (g/mi)	HCHO (g/mi)
Bin 1	-	-	-	-	-	0	0	0	0	0
Bin 2	-	-	-	-	-	0,02	0,01	2,1	0,01	0,004
Bin 3	-	-	-	-	-	0,03	0,055	2,1	0,01	0,011
Bin 4	-	-	-	-	-	0,03	0,07	2,1	0,01	0,011
Bin 5	0,05	0,075	3,4	-	0,015	0,07	0,09	4,2	0,01	0,018
Bin 6	0,08	0,075	3,4	-	0,015	0,1	0,09	4,2	0,01	0,018
Bin 7	0,11	0,075	3,4	-	0,015	0,15	0,09	4,2	0,02	0,018
Bin 8	0,14	0,100	3,4	-	0,015	0,2	0,125	4,2	0,02	0,018

*Non Methane Organic Gases: Non Methane Hydrocarbons

Neben der Beschränkung der Abgasemissionen wird im Bundesland Kalifornien auch eine in den kommenden Jahren zunehmend strengere Regelung zum CO₂-Ausstoß in Kraft treten. Diese sieht vor, die Treibhausgasemissionen von 201 g/km im Jahre 2009 bis 128 g/km im Jahre 2016 zu reduzieren [24]. Die Werte sind bereits von den Ausgangswerten in g/Mile umgerechnet und gelten für alle Kraftfahrzeuge und Leichtkraftwagen bis 3.750 lbs.

3.3. Japanische Abgasgesetzgebung

Als dritte und weltweit wichtige Abgasgesetzgebung gilt jene in Japan mit den sogenannten „Targets“, Tabelle 3-3. Diese Gesetzgebung zielt mit gleichen Grenzwerten für Otto- und Dieselmotoren auf deren Gleichbehandlung ab. Neben den in Tabelle 3-3 angeführten Grenzwerten gelten in Japan zusätzlich noch eigene Grenzwerte für Kleinserien oder auch geringe Stückzahlen bei Importen (bis zu 2000 Fahrzeuge pro Typ und Jahr) [25].

Tabelle 3-3: Japanische Targets in g/km, im 10-15 mode cycle für KFZ > 1250kg [26]

Norm	Jahr	HC [g/km]	CO [g/km]	NO _x [g/km]	PM [g/km]
Long Term Targets	2002-2004	0,12	0,63	0,30	0,056
New Long Term Targets	2005	0,024	0,63	0,15	0,014
Post New Long Term Targets	2009-2010	0,024	0,63	0,08	0,005

3.4. Vergleich der wichtigen Abgasgesetzgebungen

Alle diese für die Fahrzeugindustrie sehr bedeutenden Abgasgesetzgebungen haben gemein, dass die NO_x- und Partikel-Grenzwerte bei Dieselmotoren zunehmend strenger und somit schwerer zu erfüllen sein werden. Eine Herausforderung stellt vor allem immer die Tatsache dar, dass ein Tradeoff zwischen NO_x- und Partikelemissionen existiert. So führen die meisten Maßnahmen zur Absenkung der Stickoxidemissionen zu einem Anstieg der Partikelemissionen und umgekehrt. Die Fahrzeugapplikation stellt also immer einen Kompromiss dar und ist eine große Herausforderung für zukünftige Dieselmotoren.

Um die Motorprüfstandsergebnisse besser einordnen zu können, besteht die Möglichkeit, die Abgasgrenzwerte in die Einheit g/kWh umzurechnen. Hierfür benötigt man die mittlere Zyklusleistung, welche bei dem in dieser Arbeit verwendeten Fahrzeug bei ca. 3,8 kW liegt, sowie die in der Gesamtzeit zurückgelegte Strecke. Für die beschriebenen Abgasnormen ergeben sich zusammenfassend die Werte in Abbildung 3-2. Anhand dieser Werte kann später das Emissionspotenzial besser abgeschätzt werden.

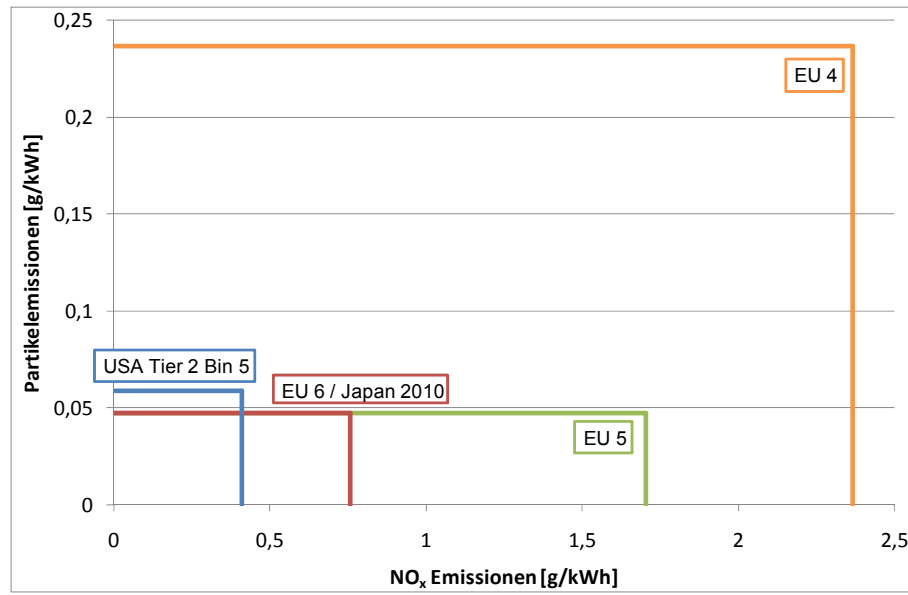


Abbildung 3-2: Weltweite PKW-Abgasnormen umgerechnet in g/kWh bei mittlerer Zyklusleistung des Fahrzeugs von 3,8 kW

4. Synthetische Dieselmotorkraftstoffe

Zu den alternativen Dieselmotorkraftstoffen gehören synthetische Kraftstoffe wie BTL (Biomass to Liquid), GTL (Gas to Liquid), CTL (Coal to Liquid) und HVO (Hydrated Vegetable Oil). Im Falle von BTL handelt es sich um einen Kraftstoff der zweiten Generation, was bedeutet, dass die gesamte Frucht verarbeitet wird. Unabhängig vom Ausgangsstoff weisen die Endprodukte dieser Kraftstoffgruppe praktisch gleiche Eigenschaften auf.

Zur Herstellung von GTL wird häufig das bei der Rohölförderung anfallende Erdölbegleitgas verwendet. Dieses wurde zuvor oft abgebrannt und trägt nun dazu bei, dass dieser Kraftstoff wirtschaftlich hergestellt werden kann. Für BTL gilt, dass der Kraftstoff aufgrund seines biogenen Ursprungs einen nahezu geschlossenen CO₂-Kreislauf aufweist [27].

Die zweite Gruppe sind Kraftstoffe der ersten Generation, was bedeutet, dass nur die Frucht der Pflanze verarbeitet wird. Darunter fallen Pflanzenöl und FAME (Fettsäuremethylester, auch als Biodiesel bezeichnet) sowie hydriertes Pflanzenöl.

Die Anforderungen an Dieselmotorkraftstoffe sind in der Norm EN 590 [28] festgelegt. Da Dieselmotorkraftstoff mit Beimischungen von FAME die Qualitätsanforderungen nicht mehr erfüllt hat, wurde diese angepasst und um die DIN 51628 [29] erweitert. FAME selbst ist durch die EN 14214 [30] genormt, während Pflanzenöl für den motorischen Einsatz nach der Norm DIN V 51605 [31] genormt ist.

4.1. Treibhausgasreduzierungspotenzial synthetischer Dieselmotorkraftstoffe

Einer der Hauptbeweggründe zur Verwendung von alternativen Dieselmotorkraftstoffen mit biogener Herkunft ist deren großes Potenzial Treibhausgasemissionen abzusenkten. Durch die biogene Gewinnung der Kraftstoffe besitzen diese einen weitgehend geschlossenen CO₂-Kreislauf, was bedeutet, dass die Rohstoffe während des Wachstums die gleiche Menge an Kohlendioxid binden, wie während der Verbrennung freigesetzt wird. Lediglich während des Herstellungsprozesses werden Treibhausgasemissionen in Form von CO₂, CH₄ und N₂O gebildet, deren Umfang in Form einer Ökobilanz bewertet wird.

Die Ergebnisse einer solchen auch LCA (Life Cycle Assessment) genannten Bilanz zeigt Tabelle 4-1 für verschiedene Kraftstoffe im Vergleich zu fossilem Diesel. Hier ist die gesamte Well to Wheels Phase angeführt, also von der Rohstoffgewinnung bis

zur Verbrennung im Fahrzeug. Des Weiteren ist hier bereits der Ausstoß in CO₂-Equivalent (CO₂e) berechnet, Methan (CH₄) und Lachgas (N₂O) wurden also ebenfalls berücksichtigt.

Tabelle 4-1: Treibhausgasreduzierungs­potenzial verschiedener Kraftstoffe in der Well to Wheels Phase in g/km [6]

	Fossiler Diesel	GTL	HVO	BTL
gCO ₂ e [g/km]	143	163	76	12
± gegenüber Diesel	0%	+14%	-47%	-91%

Die Ergebnisse zeigen für den nicht biogenen Treibstoff GTL sogar eine Verschlechterung der CO₂-Bilanz. Diese rührt zum einen von der beim Herstellungsprozess notwendigen Energie her, zum anderen von Pipelineverlusten in Form von Methan. Diese fallen an, da hier die österreichische Situation betrachtet wurde, und somit das verwendete Erdgas zu großen Teilen aus Russland stammt und über Pipelines nach Österreich gelangt.

Die aus biogenen Quellen gewonnen Kraftstoffe HVO und BTL hingegen können die Treibhausgasemissionen mit 47% und 91% deutlich reduzieren. Dieses Reduzierungspotenzial zeigt den Hauptbeweggrund für die Verwendung von Biokraftstoffen auf.

Es sei hier noch erwähnt, dass die gezeigten Daten lediglich ein Richtwert sein können, da bei einer Ökobilanz stets Annahmen getroffen werden müssen, welche von den spezifischen Randbedingungen abhängig sind. Des Weiteren wurde hier von Tober [6] die spezielle Situation in Österreich mit entsprechenden Herstellungsverfahren sowie der besonderen Rohstoffsituation betrachtet.

Weitere, in der EU allgemein anerkannte Daten für das Treibhausgasreduzierungs­potenzial von alternativen Kraftstoffen sind in den Abhandlungen von Edwards et al [7] [8] in unterschiedlichen Betrachtungsszenarien zu finden. Die Ergebnisse weisen sehr ähnliche Tendenzen wie jene von Tober auf, weichen jedoch im Detail aufgrund von unterschiedlichen Szenarien bei der Betrachtung ab.

Generell kann mit HVO eine CO₂-Reduzierung von deutlich über 40% und mit BTL von über 90% im Vergleich zu fossilem Diesel erreicht werden.

4.2. Herstellung alternativer Dieselmotoren

4.2.1. Herstellung von Pflanzenöl

Für die Produktion von Pflanzenöl wird aufgrund dessen hohen Ölanteils von 40% und den guten, daraus resultierenden Erträgen in erster Linie Raps verwendet. Darüber hinaus kommen in Europa noch Sonnenblumen mit dem Nachteil von höheren Herstellungskosten zum Einsatz. In der weltweiten Produktion werden des Weiteren Palm-, Oliven- sowie Sojaöl als Ausgangsstoffe verwendet [27].

Im Allgemeinen können zwei Herstellungsverfahren, die dezentrale Kaltpressung und die industrielle Gewinnung, unterschieden werden.

Bei der dezentralen Kaltpressung erfolgt die Produktion vor Ort im landwirtschaftlichen Betrieb. Die Ölsaaten werden hier durch ein rein mechanisches Verfahren bei geringen Temperaturen von unter 40°C ausgepresst. Noch enthaltene Schwebstoffe werden ausgefiltert. Als Restprodukt fällt ein eiweißreicher Presskuchen mit einem Ölanteil von 10% an, welcher für die Tierfütterung oder die Bioenergieerzeugung verwendet werden kann [27].

Im Gegensatz hierzu findet das Auspressen der Ölsaaten bei der industriellen Produktion bei höheren Temperaturen statt. Um eine bessere Ölausbeute zu erhalten, wird der im Presskuchen verbleibende Ölanteil mit Lösungsmitteln bei Temperaturen bis zu 80°C herausgelöst. Zuletzt wird das für diesen Prozessschritt verwendete Lösungsmittel ausgedampft. Das so erhaltene Produkt enthält noch einen hohen Anteil an unerwünschten Begleitstoffen, welche in einem weiteren Prozessschritt, der Raffination, entfernt werden. Das so erhaltene Pflanzenöl wird als Vollraffinat bezeichnet.

Als Reststoff fällt ein eiweißreicher Extraktionsschrot mit geringem Ölanteil an, welcher wieder zur Tierfütterung verwendet werden kann [27].

4.2.2. Herstellung von FAME

FAME oder Biodiesel kann zum einen aus Pflanzenöl, zum anderen aus Altfetten über den Schritt der Umesterung gewonnen werden. Bei der Umesterung wird zunächst ein Methanolanteil von etwa 10% zugemischt und anschließend noch ein Katalysator (Na- oder K-Hydroxid bzw. Na- oder K-Methylat) zugegeben. Dies führt zu einer chemischen Aufspaltung des aus Glycerin und drei Fettsäureketten bestehenden Pflanzenölmoleküls. Die Fettsäure verbindet sich daraufhin mit dem

Methanol und bildet Fettsäuremethylester. Als Nebenprodukt fällt Glycerin an, welches in der Pharmaindustrie oder der Oleochemie Verwendung findet [27].

FAME kann in dezentralen Kleinanlagen mit einer Kapazität von 500 bis 5.000 Tonnen pro Jahr bis hin zu industriellen Großanlagen mit Produktionen von bis zu 500.000 Tonne pro Jahr hergestellt werden.

Aufgrund der in Kapitel 3.1.3 beschriebenen gesetzlichen Beimischung von Biokraftstoffen in der EU steigt die produzierte Masse an FAME stetig an. Im Jahr 2007 wurden in der EU25 bereits 8 Mio. Tonnen Biodiesel produziert, wodurch Europa den größten Anteil an der weltweiten Produktion stellt [22] [32].

4.2.3. Herstellung synthetischer Kraftstoffe

Bei der Produktion von synthetischen Kraftstoffen mit BTL, CTL und GTL werden die Rohstoffe zunächst in ein Synthesegas umgewandelt. Dieses besteht größtenteils aus Kohlenstoffmonoxid (CO) und Wasserstoff (H₂). Der Begriff „synthetischer Kraftstoff“ wurde aus diesen Zwischenprodukten abgeleitet. Die Herstellung des jeweiligen Synthesegases unterscheidet sich durch die unterschiedlichen Ausgangsstoffe wesentlich.

Das erzeugte Synthesegas wird durch das Fischer-Tropsch-Verfahren (FT-Verfahren) verflüssigt. Hierbei entstehen die unterschiedlichen Fraktionen Ottokraftstoff, Dieselmotorkraftstoff sowie Kerosin. Die so gewonnenen Fahrzeugkraftstoffe besitzen den Vorteil, dass sie über das bestehende Tankstellennetz vertrieben werden können [27].

4.2.3.1. Synthesegasherstellung für GTL

Bei der Synthesegasherstellung für GTL kann zwischen der partiellen Oxidation, der Dampfreformierung und der Tandem-Reformierung unterschieden werden. Diese Herstellungsverfahren sind im Folgenden angeführt.

Partielle Oxidation (POx)

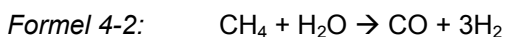
Bei der partiellen Oxidation wird ein Synthesegas aus Methan (CH₄) mit Hilfe von Sauerstoff in einer exothermen Reaktion erzeugt. Das Verhältnis von Wasserstoff zu Kohlenmonoxid beträgt 2:1, Formel 4-1 [33]. Der Prozess kann über Platin- oder Rhodium basierenden Katalysatoren herbeigeführt werden [34].



Bei diesem Prozess wird weder Wasserdampf noch Energie benötigt. Nachteilig ist allerdings, dass der für die Reaktion benötigte Sauerstoff aus der Umgebungsluft gewonnen wird, wobei hohe Kosten anfallen.

Dampfreformierung

Die Dampfreformierung benötigt zur Erzeugung von Synthesegas Wasserdampf (H_2O). Dieser Wasserdampf wird bei der Reformierung entsprechend dem notwendigen Verhältnis aufgrund des Kohlenwasserstoffeinsatzes zugegeben. Im Praxisbetrieb wird der Reformer oftmals mit höheren Dampf/Kohlenstoff-Verhältnissen als notwendig betrieben um die Wasserstoffausbeute zu maximieren. Dies bedeutet gleichzeitig auch eine Minimierung des Methangehaltes im Synthesegas. Formel 4-2 zeigt die chemische Reaktion die bei der Dampfreformierung stattfindet [35].



Tandem Reformierung

Die Tandemreformierung ist eine Kombination aus partieller Oxidation und Dampfreformierung. Hierin wird die bei der partiellen Oxidation abfallende Energie für den Prozess der Dampfreformierung genützt. Nachdem ein Kohlenwasserstoff-Dampfgemisch reformiert wurde, wird dieses anschließend mit Sauerstoff partiell oxidiert. Der Vorteil dieses Prozesses besteht darin, dass reiner Sauerstoff anstelle von Luftsauerstoff zum Einsatz kommt.

4.2.3.2. Synthesegasherstellung BTL

Ein modernes Verfahren zur Vergasung von Biomasse ist das Carbo-V-Verfahren[®], welches von der Firma Choren entwickelt wurde. Dieses enthält als zweite Stufe eine sogenannte Flugstromvergasung, die gegenüber anderen Verfahren den Vorteil besitzt, ein praktisch teerfreies Gas zu erzeugen [36]. Das Prinzip und der Aufbau einer solchen Anlage ist in Abbildung 4-1 dargestellt.

Dabei wird die auf 15% bis 20% Wassergehalt vorgetrocknete Biomasse im Niedertemperaturvergaser (NTV) durch Teilverbrennung (Verschwelung) bei

Temperaturen zwischen 400°C und 500°C in Biokoks (Holzkohle) und Schwelgas zerlegt.

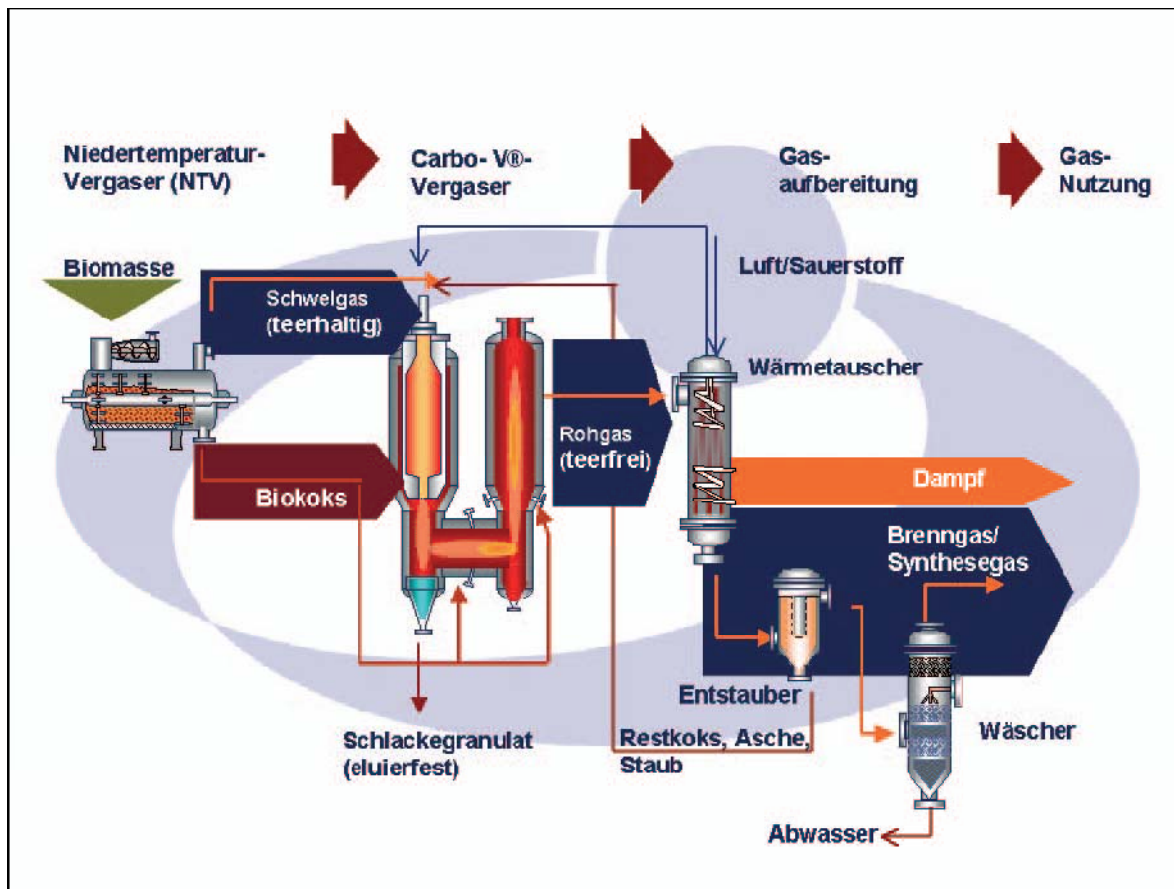


Abbildung 4-1: Carbo-V-Verfahren der Firma Choren [37]

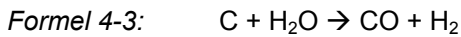
Das Schwelgas wird der Brennkammer (Carbo-V-Vergaser) zugeführt und mit Sauerstoff teiloxidiert. Die durch die Oxidation freiwerdende Wärme erhitzt das Schwelgas auf Temperaturen oberhalb des Ascheschmelzpunktes der eingesetzten Brennstoffe, d. h. auf 1300°C bis 1500°C. Als Folge dieser hohen Temperaturen ist das Rohsynthesegas praktisch frei von Teer [38].

Das gebildete Gas besteht aus den Hauptbestandteilen Stickstoff (N_2), CO, H_2 , CO_2 und Wasserdampf. Der anfallende Biokoks wird gekühlt und gemahlen und in den Heißgasstrom der Brennkammer eingeblasen. Dies führt zu einer endothermen Reaktion, welche die Gastemperatur innerhalb kürzester Zeit auf 800°C bis 900°C absenkt. Diese Tatsache hat einen hohen Wirkungsgrad bei der Herstellung des Rohgases zur Folge.

Nach einer Kühlung und Entstaubung sowie einer Gaswäsche zur Abtrennung von Chlor und Schwefel ist das Gas nun aromaten- und schwefelfrei. Anschließend kann es entweder in einem Gasmotor zur Energieerzeugung verbrannt werden oder über das FT-Verfahren zu synthetischem Kraftstoff weiterverarbeitet werden [37].

4.2.3.3. Synthesegasherstellung CTL

Bei der Umwandlung von Kohle zu Synthesegas findet die heterogene Wassergasreaktion statt, Formel 4-3. Hierin wird Kohle mithilfe von Wasserdampf vergast.



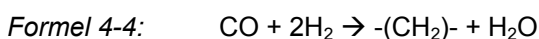
Diese Reaktion ist mit einer Reaktionsenthalpie von -118 kJ/mol stark endotherm, wodurch die für den Prozess benötigte Energie zu etwa einem Drittel durch die eingesetzte Kohle gedeckt ist. Die Vergasung erfolgt bei nur sehr geringen Drücken und Temperaturen von über 800°C. Das so erzeugte Synthesegas kann nach einer Reinigung dem FT-Verfahren zur Verflüssigung zugeführt werden.

Nachteilig bei diesem Verfahren ist ein hoher CO₂-Ausstoß im Vergleich zur konventionellen Kraftstoffproduktion aus Rohöl [39].

4.2.3.4. Verflüssigung von Synthesegas durch das Fischer-Tropsch-Verfahren (FT-Verfahren)

Wie bereits angesprochen, dient das FT-Verfahren zur Verflüssigung von Synthesegas. Die daraus entstehende Kraftstoffzusammensetzung bzw. die Eigenschaften des so erzeugten Endproduktes sind von verschiedenen Faktoren abhängig. Hierunter fallen die Zusammensetzung des Synthesegases (Verhältnis H₂:CO), das bei der FT-Synthese verwendete Katalysatormaterial, die Synthesegastemperatur sowie der Gasdruck.

Als Katalysator kommen je nach Zusammensetzung des Synthesegases Kobalt oder Eisen zum Einsatz. Das Temperaturniveau der Synthesereaktion bewegt sich zwischen 200°C und 250°C, das Druckniveau zwischen 10 bar und 60 bar. Die Synthesereaktion wird durch Formel 4-4 beschrieben [40] und zeigt, dass ein stöchiometrisches Molverhältnis von 2:1 zwischen Wasserstoff und Kohlenmonoxid vorliegen muss. Falls dieses Verhältnis im Gas niedriger ist, kann es durch die Wassergas-Shift-Reaktion ausgeglichen werden, Formel 4-5 [40]. Die in Formel 4-4 gezeigte Methylengruppe $-(\text{CH}_2)-$ repräsentiert hier die Gruppe von Kohlenwasserstoffketten C_xH_y, welche bei der FT-Reaktion gebildet werden.



Die Reaktion findet stark exotherm statt, was eine Konstruktion des Reaktors mit guter Energieabfuhr bedingt. Also Primärprodukte treten bei der FT-Synthese vor allem Diesel- und Ottokraftstoff sowie Wachs auf. Das Wachs kann mithilfe von Wasserstoff durch Hydrocracking ebenfalls zu Diesel weiterverarbeitet werden [40] [41].

4.2.3.5. Herstellung von Hydriertem Pflanzenöl

Ein weiterer Kraftstoff, welcher aus Pflanzenöl hergestellt wird, ist das hydrierte Pflanzenöl (Hydrogenated Vegetable Oil, kurz HVO). Die Firma Neste Oil stellt einen solchen Kraftstoff unter dem Namen NExBTL[®] her.

Bei der Herstellung von HVO wird das Pflanzenöl zunächst mit Phosphorsäure (H_3PO_4) und Natronlauge (NaOH) behandelt. Der darauffolgende Verfahrensschritt ist die Hydrierung, welche jener bei konventionellem Diesel entspricht. Für die Hydrierung werden dem Grundstoff 2-3% Wasserstoff beigemischt und anschließend dem Ofen zugeführt, siehe Produktionsprinzip in Abbildung 4-2.

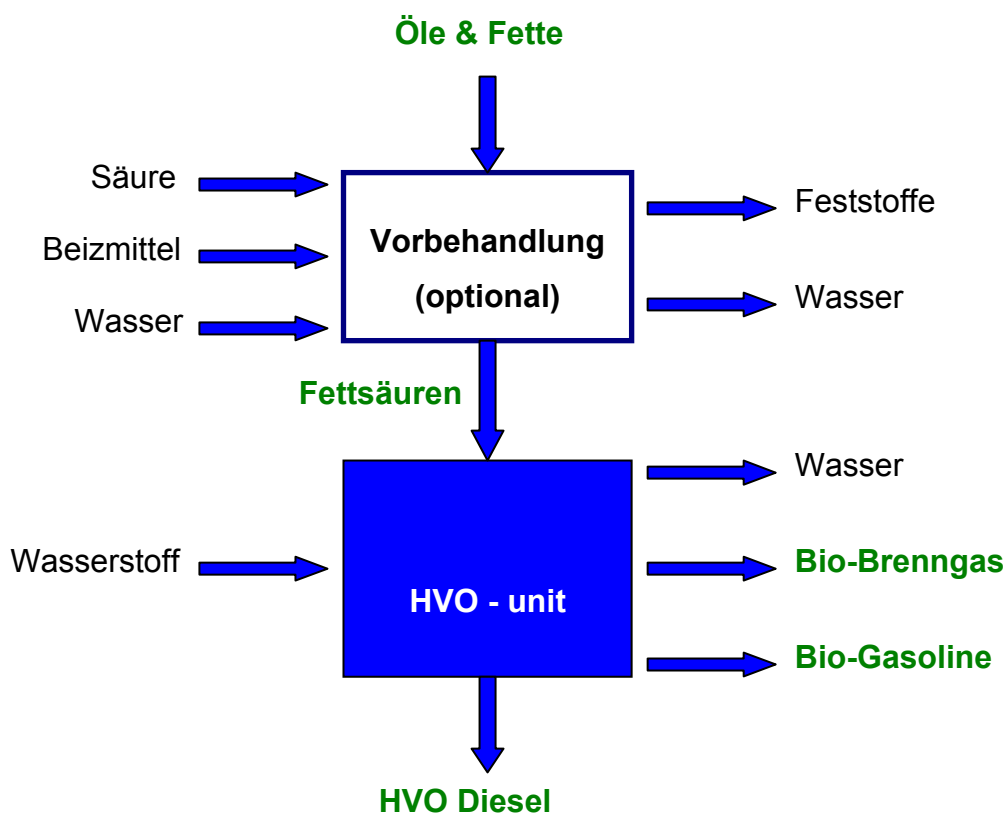


Abbildung 4-2: Produktionsprinzip von HVO [27]

Nach einer Erwärmung auf 320°C bis 360°C reagiert das Gemisch im Reaktor unter Drücken von 20 bar bis 80 bar [42] [43]. Der für den Prozess benötigte Wasserstoff wird in einem erdgasbetriebenen Reformier erzeugt.

Nebenprodukte in Form von Schlämmen, Benzinresten und Gasen können einem Blockheizkraftwerk zugeführt und zur Stromerzeugung genutzt werden. Aus den Abfällen kann fast die gesamte benötigte Prozessenergie gewonnen werden, und trägt somit zur positiven Klimabilanz dieses Kraftstoffes bei [42] [43].

Ein wesentlicher Vorteil von Anlagen zur Herstellung von HVO sind geringere Investitionskosten von nur etwa 25% im Vergleich zu einer BTL-Anlage gleicher Größe. Darüber hinaus sind auch die Rohstoffkosten für HVO um etwa 75% geringer [43].

4.3. Emissions- und Brennverhalten synthetischer Dieselkraftstoffe

Zu den aromatenfreien synthetischen Dieselkraftstoffen gehört zum einen die Gruppe der xTL (BTL, CTL und GTL) Kraftstoffe, zum anderen das hydrierte Pflanzenöl HVO. Die Abgasemissionen dieser Kraftstoffe sind zum Teil bereits bekannt. Nachfolgendes Kapitel gibt einen Überblick über den derzeitigen Forschungsstand.

4.3.1. Emissionsverhalten synthetischer Dieselkraftstoffe

Dieses Kapitel zeigt zum einen die Auswirkungen der aromatenfreien Dieselkraftstoffe auf das Emissionsverhalten durch innermotorische Ursachen, zum anderen die weiteren Auswirkungen auf das Verhalten der Fahrzeuge im realen Fahrzyklus.

4.3.1.1. Partikel- und Stickoxid-Emissionen

Innermotorisches Emissionsverhalten

Im Dieselmotor stellt die Erfüllung der NO_x-Grenzwerte eine große Herausforderung dar. Als zusätzlicher Nachteil ergibt sich meist ein Trade-Off zwischen Stickoxid- und Partikelemissionen. Eine Reduzierung einer der beiden Emissionen, ohne einen Nachteil bei der anderen in Kauf nehmen zu müssen, kann also deutliche Vorteile bringen.

In zahlreichen früheren Publikationen wurde bereits über das Partikelreduzierungspotenzial von aromatenfreien Dieselkraftstoffen berichtet. Die Ursache hierfür liegt in der Tatsache, dass sich die Partikelgrößenverteilung hin zu

kleineren Durchmessern verschiebt [44], [45]. So steigt im Falle von fossilem Diesel vor allem die Partikelanzahl mit Durchmessern ab 50 nm. Dieser Größenbereich stellt jene Partikel, welche durch Akkumulation entstehen bzw. wachsen. Im Emissionsverhalten trägt dieser Teil in erster Linie zur Partikelmasse bei.

Dem entgegen steht ein Anstieg der Partikelanzahl von aromatenfreiem Dieseldieselkraftstoff im Größenbereich kleiner als 50 nm. Diese Nanopartikel stellen den Anteil durch Nukleierung (Partikelkeimbildung) und tragen im Emissionsverhalten in erster Linie zur Partikelanzahl bei. Somit kommen die Autoren in [44] zu dem Schluss, dass mit FT-Diesel teilweise sogar ein Anstieg der Partikelanzahl zu verzeichnen ist. Dies ist vor allem dann der Fall, wenn insgesamt nur ein schwach ausgeprägter Teil der Partikel durch Nukleierung vorhanden ist, wie in Abbildung 4-3 links ersichtlich. Hier ist für FT-Diesel ein Anstieg der gesamten Partikelanzahl um 32% zu verzeichnen, während gleichzeitig ein Rückgang der Partikelmasse für den alternativen Dieseldieselkraftstoff vorliegt. Hier ist bei fossilem Diesel der Anteil durch Akkumulation stärker ausgeprägt als bei FT-Diesel.

Für den höheren Lastpunkt in Abbildung 4-3 rechts zeigt sich bei fossilem Diesel im Gegensatz zu FT-Diesel ein deutlicher Anstieg des Anteils der Nanopartikel und somit auch eine Reduzierung der gesamten Partikelanzahl von FT-Diesel um -93%. Die Verschiebung der zahlenmäßig gebildeten Partikel hin zu den Nanopartikeln wird vom Autor Abdul-Khalek in [46] auf die Abwesenheit von Ruß Agglomeraten zurückgeführt. Solche Anhäufungen von Rußpartikeln werden in modernen Dieselmotoren in abnehmender Weise gebildet und sind in erster Linie für die Partikelmassenemissionen verantwortlich.

Beim Vergleich von FT- und fossilem Diesel wird der deutliche Anstieg der Partikelzahl durch Nukleierung von Schaberg [44] auf den Schwefelgehalt im Kraftstoff zurückgeführt. Des Weiteren wird aber auch der Einfluss des Schmieröls genannt, was wiederum die Anwesenheit der Form von Nukleierung im Fall von FT-Diesel erklärt.

Bei Messungen der Partikelmasse von aromatenfreien Kraftstoffen im Vergleich zu fossilem Diesel nach EN 590 wurde von zahlreichen Autoren wie [47], [48], [49] und [50] für GTL bzw. in [9] für HVO über eine deutliche Reduzierung der Massenemission im Verbrennungsmotor berichtet. Das Reduzierungspotenzial variiert teilweise deutlich von Autor zu Autor. Siebert [51] nennt bei seinen Untersuchungen einen deutlichen Zusammenhang zwischen Rußbildung und

Aufbereitung des Gemisches. Auch in [10] wird von einem Zusammenhang zwischen Grad der Gemischaufbereitung und Rußbildung berichtet. Hier wird als weiterer Einflussfaktor auf die Bildung von Rußemissionen des Motors die Qualität des Rußabbrandes während der Verbrennung genannt. Diese Schlussfolgerung war durch eine kurbelwinkelaufgelöste Beobachtung des Verlaufes des Rußgrades während der Verbrennung möglich.

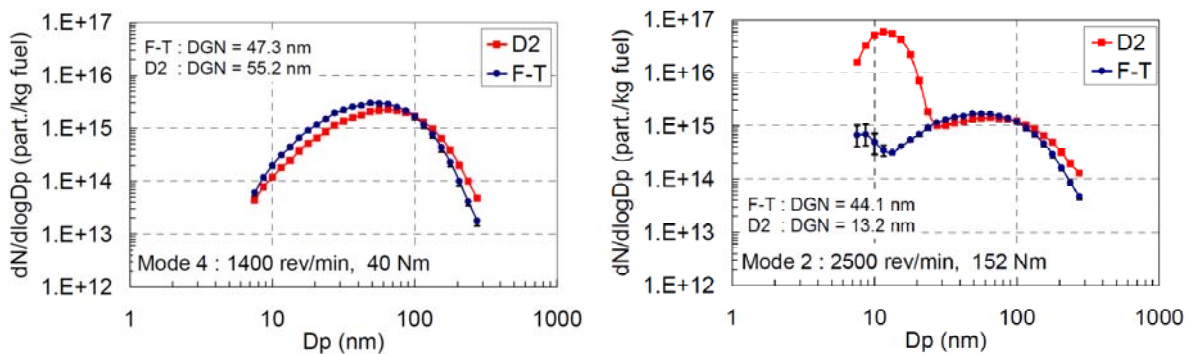


Abbildung 4-3: Partikelgrößenverteilung bei 2 unterschiedlichen Lastpunkten für fossilen Diesel (D2) und FT-Diesel [44]

Die Reduzierung der Partikelemissionen mit alternativen, aromatenfreien Dieselmotoren wird von [9] auf die Aromatenfreiheit des Alternativkraftstoffes zurückgeführt. Auch Miers [10] berichtet von einem deutlichen Rückgang der Partikelemissionen durch FT-Diesel und führt diesen auf den niedrigeren Gehalt an Aromaten und Schwefel im Vergleich zu fossilem Diesel zurück. Des Weiteren wird in [10] von einem Einfluss der Verbrennungslage auf das Rußreduzierungspotenzial von FT-Diesel berichtet. So ist vor allem bei sehr spätem Einspritzzeitpunkt eine deutlich niedrigere Partikelemission bei alternativem Dieselmotoren vorhanden, da hier niedrigere Verbrennungstemperaturen auftreten. Diese reichen im Falle von fossilem Diesel nicht aus, die große Menge an Rußpartikeln, welche durch die aromatischen Kohlenwasserstoffe gebildet werden, zu oxidieren.

Im Falle der NO_x-Emissionen wird weitgehend von einer leichten Reduzierung gesprochen. Neben GTL führt auch der Kraftstoff HVO laut [9] zu einer leichten Verbesserung der NO_x-Emissionen. Lediglich Oguma [50] zeigt einen weitgehend gleichen Stickoxid-Ausstoß für fossilen Diesel als auch für GTL.

Die Reduzierung fällt allerdings mit meist deutlich weniger als 10% bei reinem Alternativkraftstoff sehr gering aus. So berichtet Miers [10] von einer leichten Abnahme der Stickoxid-Emissionen. Auch Schaberg in [47] und [44] konnte einen leichten Rückgang der Stickoxid-Emissionen mit reinem GTL im Vergleich zu fossilem Diesel feststellen. Von Schaberg wird dies durch einen Rückgang der

adiabaten Flammentemperatur bei fallendem C/H-Verhältnis, wie im Falle von GTL im Vergleich zu Diesel vorhanden, zurückgeführt. So steigt laut Azetsu [52] die adiabate Flammentemperatur mit wachsendem Anteil an Aromaten mit zwei Ringen, und noch weiter bei höheren Anteilen an Aromaten mit drei Ringen. Dieser Zusammenhang korreliert des Weiteren mit dem fallenden C/H-Verhältnis, wie in Abbildung 4-4 dargestellt. Es sei hier noch angemerkt, dass die auf der Abszisse aufgetragenen Werte in Abbildung 4-4 die bei uns weniger gebräuchliche Größe des H/C-Verhältnisses zeigen, also den Kehrwert des C/H-Verhältnisses.

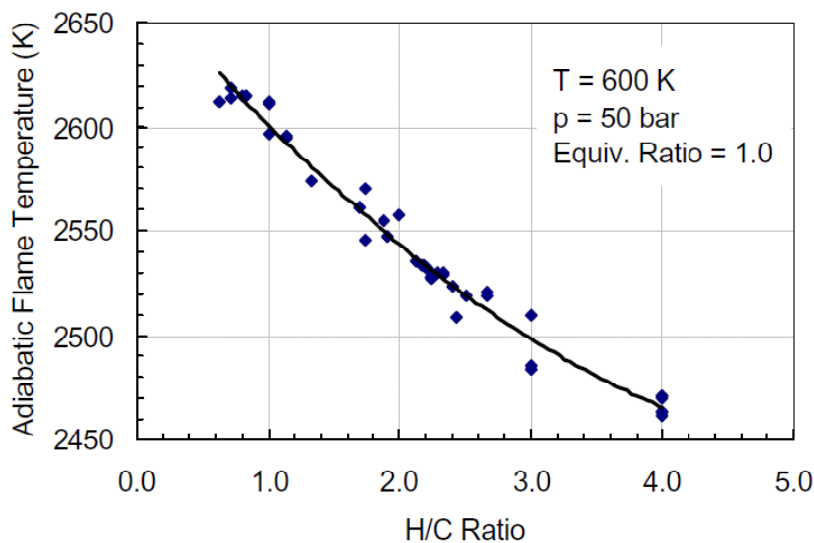


Abbildung 4-4: Abhängigkeit der adiabaten Flammentemperatur vom H/C-Verhältnis [47]

Abgasemissionen im Fahrzyklus

Im Fahrzyklus bei der Messung der Emissionen nach allen Abgasnachbehandlungssystemen, sind bei nicht vorhandener NO_x -Nachbehandlung keine signifikanten Änderungen der Stickoxidemissionen bei gleichbleibender Motorapplikation zu beobachten. So haben die Autoren in [53] bei Versuchen mit verschiedenen Oxidationskatalysatoren festgestellt, dass im Verlauf des DOC keine Reduzierung der Stickoxidemissionen stattfindet.

Von Seyfried [54] wurde in Flottentests mit 25 Fahrzeugen festgestellt, dass die Verwendung von GTL im Vergleich zu Diesel zu einer Absenkung der Stickoxidemissionen von 6,4% führt. In dieser Abhandlung wird zusätzlich auch von einer Reduzierung der Partikelemissionen um 26% durch GTL berichtet. Im Falle der Untersuchungen in [11] kann für den Kraftstoff NExBTL keine signifikante Veränderung der Stickoxidemissionen im Fahrzyklus festgestellt werden. Hier wurde NExBTL mit Diesel in drei verschiedenen Fahrzeugen und in verschiedenen

Beimischungen zu Diesel untersucht. Im Falle der Partikelemissionen berichten auch hier die Autoren über ein deutliches Reduzierungspotenzial von über 30% bei einer Beimischung von 85% NExBTL zu fossilem Kraftstoff, wobei hier noch eine weitere Steigerung durch den Oxidationskatalysator erreicht wird.

4.3.1.2. Kohlenwasserstoff- und Kohlenmonoxidemissionen

Die Emissionen von teil- und unverbranntem Kraftstoff stellen eine weitere wichtige Gruppe der Abgasemissionen dar. Auch hier sprechen zahlreiche Veröffentlichungen den alternativen Kraftstoffen großes Emissionsminderungspotenzial zu. Durch die flächendeckende Ausstattung von Fahrzeugen mit Oxidationskatalysatoren werden die CO- und HC-Emissionen zum Großteil beim Kaltstart vor dem Light-Off des DOC gebildet.

Innermotorisches Emissionsverhalten

Bei Konstantlastpunkten kann mit reinem GTL eine Reduzierung von 20% bis 60% der unverbrannten HC- und CO-Rohemissionen erreicht werden, wobei das Ausmaß stark lastabhängig ist [47]. Im Mittel über den gesamten Lastbereich ergibt sich laut Aatola [9] eine Reduzierung der Gesamtkohlenwasserstoffemissionen sowie der Kohlenmonoxidemissionen um 30%. Hier wurde als Kraftstoff hydriertes Pflanzenöl mit fossilem Diesel nach EN 590 [28] verglichen. Bei einer Beimischrate von 85% NExBTL zu fossilem Kraftstoff konnte sogar ein Rückgang der HC-Emissionen um 45% bis 55%, und der CO-Emissionen um 50% beobachtet werden [11]. Die Ergebnisse der bisherigen Veröffentlichungen zeigen einen eindeutigen Trend zum Rückgang der Kohlenwasserstoff- und Kohlenmonoxidemissionen. Gleichzeitig differiert das Reduzierungspotenzial aber auch je nach Lastpunkt.

Neben den in den Gesetzgebungen beschränkten Gesamtkohlenwasserstoffemissionen werden auch kleinere Mengen an diversen anderen Kohlenwasserstoffverbindungen emittiert. In diese Gruppe fallen unter anderem die Formaldehyde sowie die Acetaldehyde, für deren Emissionsausmaß Hasegawa [55] einen direkten Zusammenhang mit der emittierten Menge an Gesamt-HC-Emissionen gefunden hat, Abbildung 4-5.

Durch das große Absenkungspotenzial für Kohlenwasserstoffemissionen der synthetischen Kraftstoffe lässt sich nun auch die Reduzierung der Formaldehyd- und Acetaldehyd-Emissionen erklären. So konnte Rantanen [11] eine Absenkung beider

Kohlenwasserstoffverbindungen (Formaldehyd und Acetaldehyd) um 30% bei einer Beimischung von 85% NExBTL zu fossilem Diesel nachweisen.

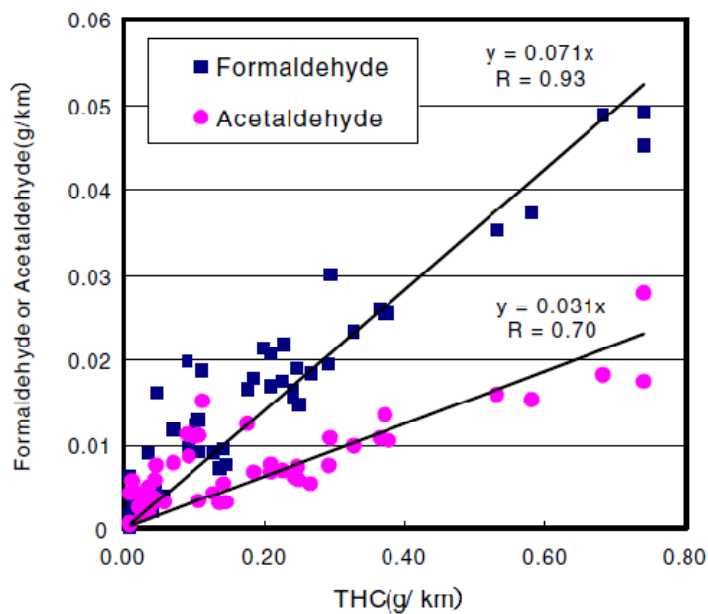


Abbildung 4-5: Abhängigkeit der Formaldehyd-, und Acetaldehyd-Emissionen von den Gesamt-HC-Emissionen, Untersuchungen an einem LKW-Motor, die Messpunkte stellen verschiedene Lastpunkte sowie Beimischungen von RME zu fossilem Diesel von 5%, 20% und 50% sowie reinem RME dar [55]

Fahrzyklus

Im Flottentest mit 25 Fahrzeugen konnte in [54] eine Reduzierung der HC-Emissionen um 63% mit reinem GTL erreicht werden, während die CO-Emissionen sogar um 91% reduziert werden konnten. Auch Hartmann [48] konnte im Zyklus eine Reduzierung von 90% bei reinem GTL, und von 50% bei einer Beimischung von 50% für HC- und CO-Emissionen erreichen. Zu praktisch identen Werten für die Absenkung der teil- und unverbrannten Abgasemissionen kommen die Autoren von [47] bei Rollenprüfstandsuntersuchungen mit reinem GTL sowie einer Beimischung von 50% GTL zu fossilem Diesel.

Alle Untersuchungen haben gemein, dass die Reduzierung der HC- und CO-Emissionen im Fahrzyklus bei der Messung nach Oxidationskatalysator deutlich größer ausfällt als bei den Rohemissionen am Motorprüfstand. Hier können, wie oben beschrieben, nur Reduzierungen von meist 50% bis maximal 60% erreicht werden. Schaberg [47] führt diesen starken Unterschied auf die Tatsache zurück, dass im Falle von GTL praktisch die gesamten Emissionen beim Kaltstart im Katalysator eingespeichert werden, während bei Diesel durch das hohe

Emissionsniveau bereits im Kaltstart ein Schlupf über den Katalysator zu verzeichnen ist, da die Einspeicherfähigkeit hier an die Grenzen stößt. Nach dem Light-Off können dann die eingespeicherten unverbrannten Abgasemissionen umgesetzt werden, was im Falle von GTL zu dem sehr niedrigen Emissionsniveau im Zyklus führt.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass synthetische Dieseldieselkraftstoffe in Reinform innermotorisch bis zu 60% der HC-, CO- und Partikelemissionen reduzieren können. Auch die Stickoxidemissionen weisen eine Tendenz zur Absenkung auf, was in gleichem Maße auch auf den Fahrzyklus übertragen werden kann, ähnlich wie bei den Partikelemissionen. Im Falle der HC- und CO-Emissionen wird einheitlich von einer weiteren Reduzierung auf bis zu 90% bei Zyklusuntersuchungen mit Kaltstart berichtet.

4.3.2. Brennverhalten

Eine wichtige Kenngröße von Dieseldieselkraftstoffen ist deren Cetanzahl, welche die Zündwilligkeit von Kraftstoffen beschreibt. Im Falle von synthetischen Kraftstoffen liegt diese mit einem Wert von etwa CZ 78 weit höher als bei fossilem Diesel nach EN 590 mit einer Cetanzahl von CZ 54. Dies führt zu einer schnelleren Entzündung der Voreinspritzung bei reinem GTL als auch einer 50%-Beimischung, im Vergleich zu fossilem Diesel. Für eine geringere Beimischrate von 20% GTL zu Diesel kann praktisch keine Veränderung beim Zündverzugsverhalten im Vergleich zu herkömmlichem Diesel festgestellt werden [47]. Des Weiteren ergibt sich laut Schaberg [47] vor allem im Niedriglastbereich auch ein früherer Start der Verbrennung vom Haupteinspritzereignis, während dies bei höheren Lasten nicht zu beobachten ist. Dies kann auch in der interessanten Abhängigkeit des Unterschiedes im Zündverzug (Delta Zündverzug) zwischen Diesel und GTL von Druck und Temperatur im Zylinder bestätigt werden, Abbildung 4-6. Dieses Kennfeld wurde von Schaberg [47] mit dem mathematischen Modell von Yates [56] für die verschiedenen Kraftstoffe erstellt. Es zeigt sich, dass vor allem bei niedrigen Temperaturen und Drücken im Zylinder ein deutlicher Unterschied im Zündverzug zwischen den beiden Kraftstoffen zu erwarten ist.

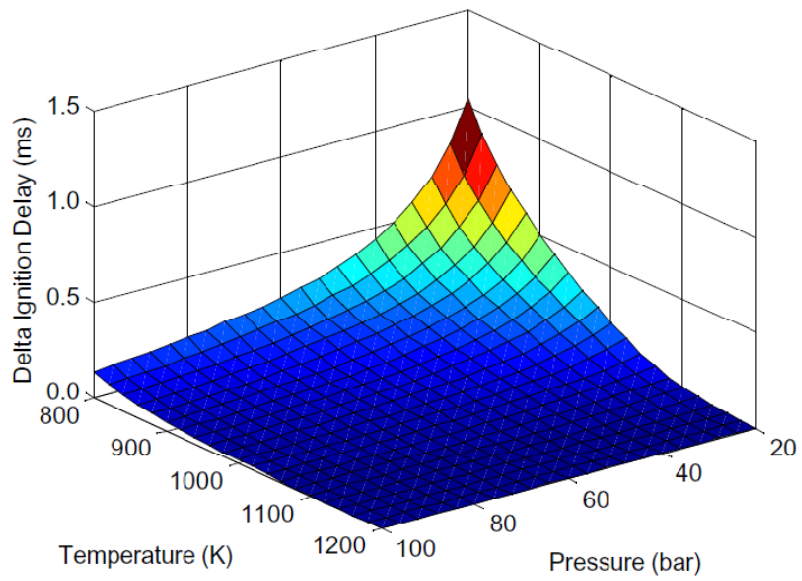


Abbildung 4-6: Temperatur- und Druckabhängigkeit des Zündverzugsverhaltens von GTL gegenüber Diesel [47]

5. Motorische Randbedingungen

5.1. Alternative Dieselmotorenverfahren

Durch die zunehmend strengeren Abgasvorschriften, welche vor allem auch auf die Reduzierung der Ruß- und Stickoxidemissionen hinzielen, wird vermehrt nach der Möglichkeit gesucht, die Verbrennungszustände, in welchen diese Schadstoffe innermotorisch gebildet werden, zu vermeiden.

Die Bildung beider Abgasemissionen weist eine Abhängigkeit von lokalem Luftverhältnis und der Temperatur auf. So werden NO_x -Emissionen vor allem in Bereichen nahe der stöchiometrischen Verbrennung sowie in Bereichen mit Luftüberschuss bei hohen Temperaturen gebildet, Abbildung 5-1. Hierin sind die einzelnen Bereiche in Abhängigkeit des Äquivalenzverhältnisses ϕ aufgetragen. Dieses stellt den Kehrwert des Luftverhältnisses λ dar. Demnach stellen Werte größer eins Sauerstoffmangel und Werte kleiner eins Sauerstoffüberschuss dar.

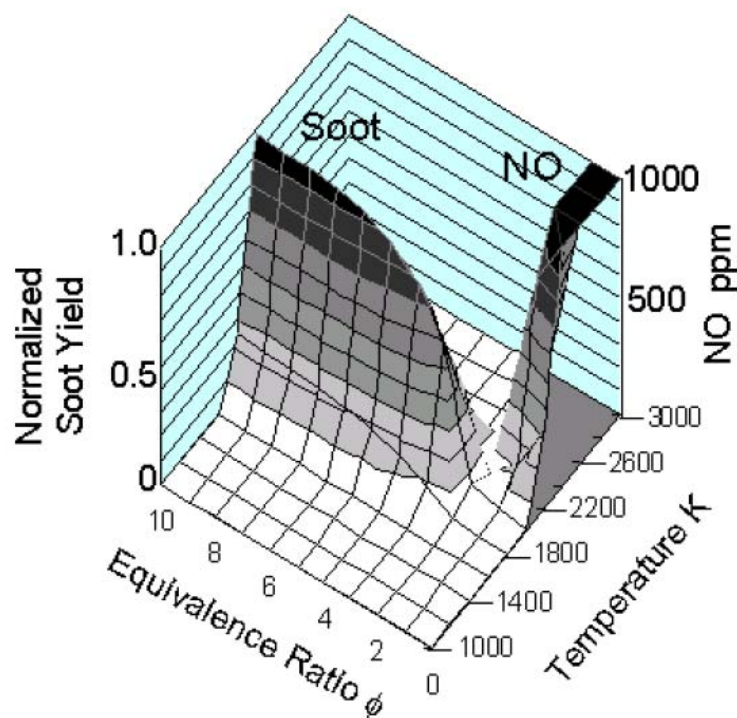


Abbildung 5-1: Bereiche der Ruß- und Stickoxidbildung im ϕ -T-Diagramm [57]

Die Partikelemissionen hingegen werden größtenteils bei Temperaturen unter jener der Stickoxidformation und deutlich unterstöchiometrischem lokalem Luftverhältnis gebildet. Die konventionelle Dieselmotorenverbrennung bewegt sich in genau jenen Bereichen, in welchen entweder NO_x - oder Partikelemissionen entstehen. Alternative Brennverfahren zielen nun darauf ab, diese Gebiete möglichst zu vermeiden. Meist wird bei diesen Verfahren versucht, das Gemisch zu homogenisieren. Zum einen

durch Saugrohreinspritzung, zum anderen durch frühe Direkteinspritzung im Kompressionstakt. Durch die abgesenkten Temperaturen während der Verbrennung führen diese Verfahren aber meist zu deutlich erhöhten HC- und CO-Emissionen [58], [59].

Die Verfahren unterscheiden sich stark in ihrem jeweiligen Betriebsbereich und sollen im Folgenden kurz eingeteilt werden. So kann zum einen das meist als HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) bezeichnete Brennverfahren genannt werden. Dieses bewegt sich in Bereichen von Luftverhältnissen, wie sie der NO_x -Bildung entsprechen, zielt aber darauf ab, die Temperaturen, in welchen Stickoxidbildung stattfindet, zu unterschreiten. Aus dieser Forderung ergibt sich eine bestimmte Kombination aus Ansaugtemperatur, AGR-Rate und Verdichtungsverhältnis. Bei diesem Brennverfahren ist der Betriebsbereich in höheren Lastbereichen begrenzt, da hier oft eine explosionsartige Verbrennung stattfindet [60]. Die Einspritzung passiert bei der HCCI Verbrennung sehr früh im Verdichtungstakt (120°KWvOT) und führt somit auch zu einer sehr frühen Gemischbildung. Aufgrund der lange zur Verfügung stehenden Zeit für die Gemischaufbereitung kann die Ladung ausreichend homogenisiert werden. Bei gleichem globalen Lambda können damit die lokalen unterstöchiometrischen Gemischzonen, in welchen Rußbildung stattfindet, vermieden werden.

Ebenfalls durch eine homogenisierte Ladung verhindert die HCLI Verbrennung (Homogeneous Charge Late Injection) Ruß- und Stickoxidbildung. Allerdings findet hier die Einspritzung sehr spät im Verdichtungstakt statt (ca. 40°KWvOT).

Die HPLI (Highly Premixed Late Injection) verfolgt den Ansatz eines sehr spät im Zyklus liegenden Einspritzereignisses. Dadurch wird die Diffusionsverbrennung verhindert, da der Zündverzug deutlich verlängert wird und somit für eine ausreichende Homogenisierung ausreicht [61].

Einen anderen Weg beschreitet die Niedertemperaturverbrennung. Hier werden durch sehr hohe AGR-Raten die Verbrennungstemperaturen so weit abgesenkt, dass die Rußbildungstemperatur unterschritten wird. Durch die fehlende Homogenisierung treten dabei aber trotzdem lokale Luftverhältnisse auf, bei welchen in höheren Temperaturbereichen Ruß gebildet wird [62].

5.2. Alternative Einspritzstrategien

Durch neue Technologien bei den Einspritzsystemen werden zunehmend mehr Einspritzereignisse pro Zyklus ermöglicht. Dies gestattet zahlreiche neuartige Einspritzstrategien zur Reduzierung von Abgasemissionen. Die in dieser Arbeit behandelten Alternativen sollen kurz vorgestellt werden.

5.2.1. Nacheinspritzung zur Rußoxidation

Neben der Möglichkeit, über alternative Brennverfahren die Bildung von Ruß- und Stickoxidemissionen zu verhindern, kann auch über eine alternative Einspritzstrategie der bereits gebildete Ruß nachoxidiert werden. So können die Rußemissionen durch eine Hochdruck-Nacheinspritzung, welche nahe an der Haupteinspritzung positioniert wird, um bis zu 47% reduziert werden [63]. Das Optimum der nacheingespritzten Menge an Kraftstoff findet man bei demselben Versuchsmotor nicht als Anteil an der Haupteinspritzmenge, sondern unabhängig vom Betriebspunkt als konstante Menge pro Arbeitsspiel [64]. Andere Arbeiten wie [65], [66] hingegen gehen von einer anteiligen Menge der Nacheinspritzung von der Haupteinspritzung als Optimum aus.

So führt eine nahe an der Haupteinspritzung platzierte Nacheinspritzung dazu, dass die Verbrennung, welche gegen Ende langsamer wird, beschleunigt werden kann. Diese wiederum führt zu einer Abnahme der Partikelemissionen. Wird die Menge der Nacheinspritzung aber zu groß oder in zu großem Abstand zur Haupteinspritzung gewählt, entsteht eine Diffusionsflamme, welche wiederum zu einer erhöhten Rußbildung führt [67].

Neben den Vorteilen der Rußoxidation kann die Nacheinspritzung aber auch zu einer erhöhten HC-Emission führen. So führen die während der Verbrennung der Haupteinspritzung gebildeten Inertgase zu einer Absenkung der Verbrennungstemperatur der Nacheinspritzung, was in weiterer Folge die vollständige Verbrennung hemmt [68].

Von Benajes [69] wird ein deutlicher Zusammenhang des Rußabbrandes durch die Nacheinspritzung und der Temperatur zum Ende der Verbrennung genannt. So kann eine nahezu lineare Korrelation zwischen den vom Motor ausgestoßenen Partikelemissionen und der Temperatur im Brennraum zum Zeitpunkt des 97,5% Energieumsatzes nachgewiesen werden.

5.2.2. Späteinspritzung zur DPF-Regeneration

Um auch bei niedrigen Lasten die Regeneration eines beladenen Dieselpartikelfilters zu gewährleisten, müssen die zum Rußabbrand nötigen hohen Temperaturen über eine Späteinspritzung generiert werden. Diese führt zur Bildung hoher Kohlenwasserstoffemissionen, welche dann im DOC (Diesel Oxidation Catalyst), der vor dem DPF liegt, oxidiert werden und somit hohe Temperaturen produzieren. So kann bei Temperaturen von $630\pm 5^\circ\text{C}$ am Eingang des DPF eine Regenerationsgüte von 90% (90% der im DPF eingespeicherten Rußmasse werden abgebrannt) erreicht werden [70]. Da die eingespritzte Kraftstoffmenge aber keinen Beitrag zum Moment des Verbrennungsmotors liefert, sind lange Intervalle zwischen den DPF-Regenerationsereignissen wünschenswert, um den Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch so gering wie möglich zu halten [71]. Ein Nachteil bei spät liegenden Einspritzereignissen ist, dass hier Teile des Kraftstoffes an die Zylinderwand gelangen können, somit in das Schmieröl eingetragen werden und dieses verdünnen [72].

Auch alternative Kraftstoffe haben einen deutlichen Einfluss auf die Ölverdünnung. Vor allem FAME kann aufgrund seiner hohen Siedelage zu einem deutlich höheren Kraftstoffeintrag in das Öl führen als herkömmlicher Diesel [73].

Die Verlagerung des Nacheinspritzzeitpunktes hat einen deutlichen Einfluss auf die Zusammensetzung der unverbrannten Kohlenwasserstoffe. So konnte von Yamamoto [74] beobachtet werden, dass bei früher Lage von 73°KWnOT steigende Anteile von C_2H_4 , HCHO , CH_3CHO und CO im Abgas vorhanden waren. Dementgegen stieg der Anteil der Gesamt-HC bei später liegendem Nacheinspritzereignis von 98°KWnOT weiter an. Dies wird darauf zurückgeführt, dass bei später Einspritzlage die Verweilzeit im Zylinder kürzer ist und somit ein größerer Anteil der langkettigen Kohlenwasserstoffe thermisch zu kürzeren HC-Spezies und Kohlenmonoxid zersetzt werden. Storey [75] berichtet auch, dass nicht limitierte Kohlenwasserstoff-Species wie Propen, Acetaldehyd und Butadien bei später Einspritzung deutlich ansteigen.

Nishizawa kommt in [76] zu dem Schluss, dass der Aromatengehalt des Kraftstoffes keine Auswirkungen auf das Abbrandverhalten im Partikelfilter der im Motor gebildeten Partikel hat. Untersucht wurde hier das Regenerationsverhalten von GTL im Vergleich zu herkömmlichem Diesel, und es konnte ein Einfluss des Kraftstoffes

auf das Abbrandverhalten im Partikelfilter gänzlich ausgeschlossen werden. Allerdings wurde festgestellt, dass jene Partikel, welche bei niedriger Last gebildet werden, mehr Sauerstoff beinhalten. Diese benötigen somit eine um ca. 40°C herabgesetzte Regenerationstemperatur als Partikel, welche bei hohen Lasten entstehen.

6. Prüfstands Aufbau, Versuchsträger und Versuchsdurchführung

6.1. Motorprüfstands Aufbau

Für alle Untersuchungen war der Versuchsmotor an einem Motorprüfstand aufgebaut. Um unterschiedlichen Abgasgegendruck aufgrund abweichender Beladungszustände des Partikelfilters zu verhindern, wurde für alle Messungen von Rohemissionen eine Abgasgegendruckklappe anstelle des DOC/DPF-Moduls verwendet. Für Messungen von DPF-Regenerationsstrategien konnte dieses Modul aber auch wahlweise verbaut werden.

Zur Messung des Light-Off Verhaltens des Oxidationskatalysators wurden 5 Hz FTIR Messungen während des Kaltstartes an Messstellen vor- und nach dem DOC/DPF-Modul durchgeführt.

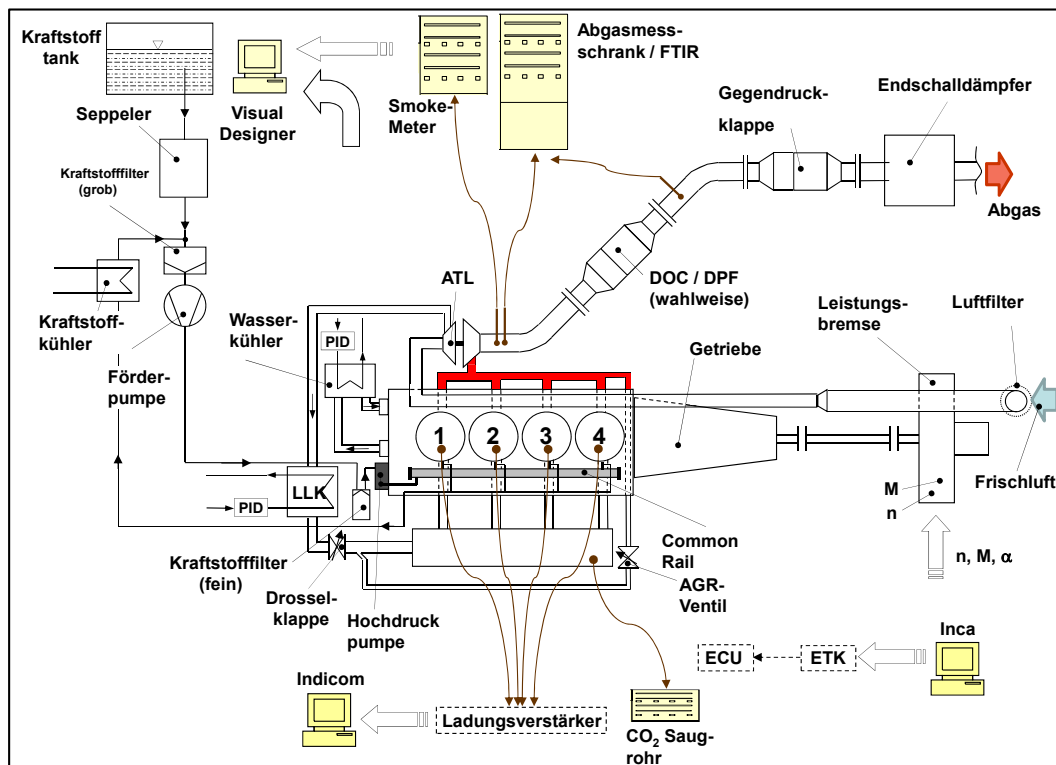


Abbildung 6-1: Schematischer Aufbau des Motorprüfstandes

Zur Bestimmung der exakten AGR-Rate ist eine CO_2 -Messung im Abgas sowie im Saugrohr von äußerster Wichtigkeit, um auch die Vergleichbarkeit der einzelnen Messungen mit verschiedenen Kraftstoffen zu gewährleisten.

Zur genauen Brennverlaufsbestimmung ist der Versuchsmotor auf allen vier Zylindern über die Glühstiftbohrungen druckindiziert.

Die Messung der Partikelemissionen erfolgt standardmäßig mit einem AVL-Smoke-Meter über die Bestimmung der Schwärzungszahl und anschließender Umrechnung der FSN-Werte nach Mira in Massenemissionen nach [77]. Zusätzlich

wurde bei einigen Messungen die Partikelgrößenverteilung mit einem Dual Differential Mobility Particle Spectrometer (DDMPS) bestimmt. Der schematische Prüfstands Aufbau ist Abbildung 6-1 zu entnehmen.

6.2. Messtechnik

Kühlkreislauf

Das Kühlmittel wird durch einen Plattenwärmetauscher geleitet, mit dessen Hilfe die Kühlmitteltemperatur durch Regelung des Sekundärflusses konstant gehalten wird. Das Thermostat des Motors ist ausgebaut und der Kurzschlusskreislauf verschlossen. Der serienmäßige Ladeluftkühler wurde durch einen Wasserwärmetauscher ersetzt, um die Ladelufttemperatur regeln zu können.

Kraftstoffmesstechnik

Zur volumetrischen Kraftstoffverbrauchsmessung verfügt der Prüfstand über ein Seppeler – Verbrauchsmesssystem. Der Kraftstoff wird auf eine Temperatur von 20°C konditioniert.

Abgasanalyse

Zur Analyse der Abgasemissionen wird Abgas durch Entnahmestellen über beheizte Vorfilter geleitet und gelangt schließlich über beheizte Leitungen zu einem Flammenionisationsdetektor (für HC) bzw. einem Abgasmessschrank (für CO, NO, NO_x, CO₂, O₂).

Über eine weitere Entnahmesonde mit beheizter Leitung wird ein Teilstrom des Abgases für die Bestimmung der Filter Smoke Number (FSN) entnommen. Um die Wiederholbarkeit der Ergebnisse der FSN-Messung sicherzustellen, wurden für jeden Messpunkt drei Werte aufgenommen und gemittelt.

Zur Berechnung der tatsächlichen AGR-Rate wurde der CO₂ Gehalt im Saugrohr bestimmt. In Tabelle 6-1 sind die verwendeten Analysegeräte angeführt.

Tabelle 6-1: Verwendete Messgeräte

	Messgerät	Messverfahren
CO	Siemens Ultramat 6	Infrarot- Gegentakt- Wechsellichtprinzip
CO ₂	Siemens Ultramat 6	Infrarot- Gegentakt- Wechsellichtprinzip
CO ₂ ,Saugrohr	Siemens Ultramat 6	Infrarot- Gegentakt- Wechsellichtprinzip
NO / NO _x	Eco Physics CLD 700 EL ht	Chemolumineszenzverfahren
O ₂	Siemens Oxymat 6	Paramagnetisches Wechseldruckverfahren
HC	Testa FID 123 I-S	Flammenionisation
FSN	AVL Smokemeter 415 S G0022	Optisch
Gasanalyse 5 Hz	FTIR MultiGas Analyzer 2030D von MKS	Fourier Transform Infrared Spectroscopy
Partikel- größenverteilung	Dual Differential Mobility Particle Spectrometer (DDMPS) von G.P. Reischl Aerosol Inc.	Differential Mobility Analyzer (DMA)
Ölviskosität/ Öldichte	Stabinger Viskometer SVM 3000	Rotationsviskosimeter/ Biegeschwingerprinzip
Tröpfchen- größenverteilung	Malvern Spray Tec	Laserbeugung

6.3. Rollenprüfstands Aufbau

Die Rollenprüfstandsuntersuchungen wurden auf einer Anlage durchgeführt, die den Anforderungen der Prüfgrundlage entspricht. Es handelt sich bei dem Bremsendynamometer um einen Doppelrollenprüfstand der Firma Schenck / Kristl&Seibt. Das Venturi Probenentnahmesystem hat einen Constant Volume Sampler (CVS), woran ein Motor Exhaust Gas Analyzer (MEXA) angeschlossen ist. Über diesen werden die in Beuteln gesammelten, verdünnten Emissionen nach Abschluss des Rollentests analysiert, und daraus wird der Emissionsausstoß errechnet.

6.4. Versuchsmotor

Bei dem Versuchsmotor handelt es sich um einen Vierzylinder Dieselmotor mit Hochdruck Direkteinspritzung. Die technischen Daten sind in Tabelle 6-2 zusammengefasst. Der Motor verfügt über einen Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG) zur Steuerung des Ladedruckes sowie einen Ladeluftkühler. Zur innermotorischen Stickoxidreduzierung ist eine gekühlte Hochdruck-AGR verbaut. Diese ist so ausgelegt, dass je nach Lastpunkt bzw. Frischluftmasse bis zu ca. 60% an rückgeführtem Abgasmassenstrom möglich sind. Bei einem Teillastpunkt von 2000 U/min und 2 bar p_{me} ist dieser Wert aber bereits nicht mehr zu erreichen.

Tabelle 6-2: Technische Daten des Versuchsmotors

Zylinderzahl/-anordnung		4 Zylinder / Reihe, 4 Ventile pro Zylinder
Hubraum	cm ³	1995
Bohrung x Hub	mm	84,0 x 90,0
Nennleistung	kW	105 bei 4000 U/min
Nenn Drehmoment	Nm	300 ab 1750 U/min
Verdichtungsverhältnis		16,0:1
Gemischaufbereitung		Hochdruck-Direkteinspritzung, Common-Rail-System mit 1600 bar Magnetinjektoren mit 7-Loch Mikrosacklochdüse
Aufladung		Abgasturbolader mit VTG, Ladeluftkühler
Abgasrückführung		Primär über Sollluftmasse gesteuert
Abgasnachbehandlung		Oxidationskatalysator und DPF
Emissionsklasse		EU5

Zur Verwirklichung von höheren AGR-Raten wurde am Versuchsmotor neben der serienmäßigen Hochdruck-AGR auch eine Niederdruck-AGR verbaut. Bei dieser wird das nach der Turbine entnommene Abgas über einen Wasserwärmetauscher auf eine konstante Temperatur konditioniert und dem Frischluftpfad vor dem Verdichter wieder zugeführt. Die Regelung des entnommenen Abgasmassenstromes erfolgt über das Einstellen der Abgasgegendruckklappe und somit der Druckdifferenz zwischen Frischluftpfad und Abgasstrang.

6.5. Versuchsfahrzeug

Bei dem für die Untersuchungen verwendeten Versuchsträger handelt es sich um ein Fahrzeug der Kompaktklasse. Dieses verfügt über den gleichen Motor wie jener für die Motorprüfstandsuntersuchungen. Das Fahrzeug ist mit einem manuellen 6-Gang Getriebe ausgestattet und verfügt über eine Start-Stopp-Funktion.

6.6. Versuchsdurchführung

Motorprüfstandsuntersuchungen

Um einen Einfluss der Variationsparameter (AGR-Rate, Piloteinspritzung) bzw. der unterschiedlichen Kraftstoffe (Zündverzugsverhalten) auf die Schwerpunktslage der Verbrennung und somit auch auf Parameter wie NO_x - und Partikelemissionen sowie den Wirkungsgrad zu vermeiden, wurde für alle Messungen über den Einspritzzeitpunkt ein konstanter Verbrennungsschwerpunkt eingestellt.

Bei steigender Abgasrückführung von Hochdruck AGR sinkt der Abgasmassenstrom über der Turbine. Dies führt zu einem Absinken des Ladedruckes bei konstanter VTG-Stellung. Diese Tatsache macht es notwendig, die Stellung der variablen Turbine in der Form zu regeln, dass ein konstanter Ladedruck beibehalten werden kann. Würde dies nicht geschehen, könnte aufgrund von abweichendem Gegendruckverhalten und somit abweichender Ladungswechselarbeit ein Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad des Motors entstehen.

Den entsprechenden Variationsparameter ausgenommen, wurden alle weiteren luft- und kraftstoffrelevanten Parameter wie z.B. Voreinspritzmenge oder Einspritzdruck konstant gehalten.

Bei Messungen mit konstanter AGR-Rate wurde diese über die tatsächlich gemessene, aus der CO_2 -Saugrohr-Konzentration berechnete Rate eingestellt.

Um den Einfluss der unterschiedlichen Heizwerte der Kraftstoffe auszuschließen, wurden die Messungen nicht bei konstanter Einspritzmenge, sondern bei konstantem, effektivem Mitteldruck durchgeführt.

Für die Messungen der Ölverdünnung während der DPF-Regeneration wurde nach einem Öl- und Ölfilterwechsel der entsprechende Lastpunkt für vier Stunden konstant eingestellt. Nach Abschluss dieser Messung wurde das Öl exakt eine Stunde abgelassen, um wieder den gleichen Ausgangszustand herzustellen. Aufgrund einer genauen gravimetrischen und volumetrischen Messung der eingefüllten Ölmenge

konnte anschließend der exakte Kraftstoffeintrag aus der GC-MS Analyse berechnet werden. Die Aussagekraft dieser Messungen wurde durch die gute Reproduzierbarkeit verdeutlicht.

Die Ermittlung der Tröpfchengrößenverteilung des Einspritzstrahls erfolgte bei Umgebungsbedingungen. Eine Untersuchung im Brennraum konnte wegen des großen Aufwandes nicht durchgeführt werden. Die Untersuchungen erfolgten mit dem Originalinjektor, welcher mit dem originalen Einspritzsignal des Motors betrieben wurde. Das Spray Tec Messgerät wurde für alle Kraftstoffe in einem axialen Abstand von 5 cm vom Injektor positioniert. Die Einspritzrandbedingungen wie Einspritzdruck- und -dauer entsprechen jenen des DPF-Regenerationspunktes 1250 U/min und 2 bar p_{me} . Die Messungen erfolgten bei Umgebungsbedingungen.

Rollenprüfstandsuntersuchungen

Bei allen Rollentests wurde der NEFZ-Zyklus mit Kaltstart (20°C) durchgeführt. Nach den gesetzlichen Vorgaben betrug die Zeit zwischen den einzelnen Tests mindestens sechs Stunden.

Am Fahrzeug wurden keinerlei Veränderungen vorgenommen, die verschiedenen Kraftstoffe wurden in der Serienapplikation vermessen.

Um eine ausreichende Reinheit des Kraftstoffsystems zu gewährleisten, wurde ein Vorgehen zum Ausspülen des alten Kraftstoffes dreimal wiederholt. Demnach wurde der Fahrzeugtank komplett leergepumpt, und anschließend mit der neuen Kraftstoffmischung befüllt. Nach der Inbetriebnahme des Motors zum Befüllen des gesamten Kraftstoffsystems mit dem neuen Blend, wurde dieser Vorgang dreimal wiederholt.

7. Eigenschaften der Versuchskraftstoffe

Synthetische Kraftstoffe wie HVO bestehen weitestgehend aus kettenförmigen Kohlenwasserstoffen oder auch Paraffinen mit der Summenformel C_nH_{2n+2} [78]. Dies bedeutet auch, dass der Alternativkraftstoff im Gegenteil zu fossilem Diesel frei von aromatischen Kohlenwasserstoffen ist, Tabelle 7-1.

Aufgrund einer höheren Anzahl an Kohlenstoffatomen in ringförmigen Kohlenwasserstoffen im Vergleich zu kettenförmigen sinkt somit bei steigender Zumischrate an HVO der Kohlenstoffanteil bei steigendem Wasserstoffanteil [79]. Aus diesem Faktor kann in Kombination mit dem Heizwert und der Dichte des Kraftstoffes eine Kenngröße zur Beschreibung des Kohlendioxidausstoßes berechnet werden: die Masse an CO_2 , gebildet bei vollständiger Verbrennung, bezogen auf den Energieinhalt des Kraftstoffes. Dieser Wert nimmt für reines HVO im Vergleich zu fossilem Diesel um ca. 4,5% ab, Tabelle 7-1, und stellt den bei gleichem Motorwirkungsgrad zu erwartenden Rückgang der CO_2 -Emissionen dar.

Eine weitere, für das Brennverhalten entscheidende Größe der Versuchskraftstoffe ist die Cetanzahl. Diese wurde für alle Blends bzw. Reinkraftstoffe nach DIN 51773 [80] bestimmt. Die Ergebnisse zeigen mit CZ 78 für HVO einen deutlich erhöhten Wert im Vergleich zu fossilem Diesel mit CZ 55. Des Weiteren kann lineares Verhalten der Cetanzahlen für die Zumischraten von 20% und 50% verzeichnet werden. Dies bedeutet, dass mit steigender Beimischung von HVO eine Reduzierung des Zündverzuges aufgrund der höheren Cetanzahlen zu erwarten ist [81]. Dieser Rückgang im Zündverzug bzw. die Steigerung der Cetanzahl kann laut Zannis [82] auf den niedrigen Aromatengehalt des Alternativkraftstoffs zurückgeführt werden.

Tabelle 7-1: Eigenschaften der Versuchskraftstoffe- und Kraftstoffblends

	Einheit	Diesel 100%	Diesel 80% HVO 20%	Diesel 50% HVO 50%	HVO 100%
C-Gehalt	Gew%	86,2	86,0	85,6	84,9
H-Gehalt	Gew%	13,3	13,6	14,2	15,1
Aromaten	Gew%	16,2	12,2	7,8	<0,2
Heizwert	MJ/m ³	35,6	35,3	34,9	34,2
Viskosität bei 40°C	mm ² /s	3,2	3,0	2,9	2,6
Cetanzahl	CZ	55,0	59,8	67,1	78,0
Masse CO₂ pro kJ Kraftstoff	g CO ₂ / kJ KS	74,1 (100%)	73,5 (99,2%)	72,4 (97,7%)	70,7 (95,4%)

Die Siedeverläufe von GTL und HVO in Reinform weisen sehr ähnliches Verhalten auf wie jener von fossilem Diesel, Abbildung 7-1. Aufgrund des hohen Anteils von aromatischen Kohlenwasserstoffen im Dieselpkraftstoff weist dieser lediglich ein leicht erhöhtes Siedeende gegenüber den beiden Alternativkraftstoffen auf. Im Vergleich dazu zeigt FAME einen deutlich höheren Siedeverlauf, vor allem einen höheren Siedebeginn, als alle anderen Kraftstoffe. Dies wurde bereits unter Kapitel 5.2.2 als Ursache für einen erhöhten Kraftstoffeintrag während der DPF-Regeneration angeführt.

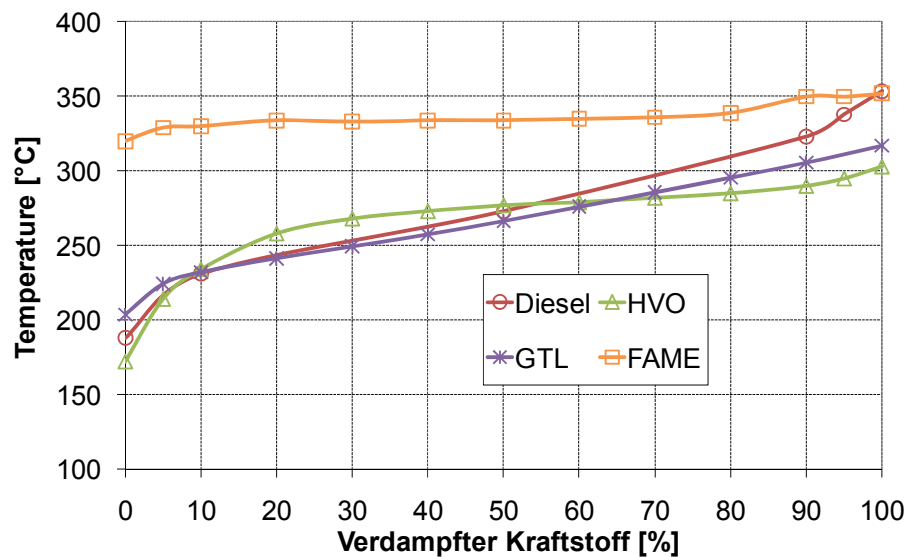


Abbildung 7-1: Siedeverläufe verschiedener Kraftstoffe in Reinform

8. Theorie der Verlustteilung

Zum genaueren Verständnis der Wirkungsgrade folgt in späteren Kapiteln eine Analyse der einzelnen Verlustanteile. Das Modell für die Verlustteilung wurde aus Weberbauer [83] entnommen und ist im Folgenden für die einzelnen Wirkungsgradverluste beschrieben. Die Verluste sind durchgehend in Prozentpunkten, also als absoluter Wirkungsgradverlust, angegeben.

Als Grundlage dieses Verlustmodells dient der Gleichraumprozess, von welchem ausgehend die einzelnen Wirkungsgradverluste aufgeteilt werden, bis man schließlich bei dem realen Brennverlauf angelangt ist.

Thermischer Wirkungsgrad

Den ersten Verlust stellt jener aufgrund des theoretisch möglichen Wirkungsgrades des idealen Prozesses, dem Gleichraumprozess, dar. Dieser kommt hier zur Anwendung, da der Gleichraumprozess einen höheren thermischen Wirkungsgrad als der Gleichdruck- und der Seiliger-Prozess erreicht [12], und somit die Wirkungsgradverluste noch genauer aufgeteilt werden können.

Für den Versuchsmotor mit einem geometrischen Verdichtungsverhältnis errechnet sich dieser mit Formel 8-1 [84] zu einem Wert von 67,0%.

Formel 8-1:
$$\eta_{Ideal} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

$\varepsilon = 16,0$ (geometrisches Verdichtungsverhältnis des Motors) [-]

$\kappa = 1,4$ (Isentropenexponent für Luft) [-]

Wirkungsgradverlust Reibleistung und Ladungswechsel

Aus dem indizierten Reib- bzw. Ladungswechsellmitteldruck (jeweils aus dem gemessenen Zylinderdruckverlauf bestimmt) kann die indizierte Reib- bzw. Ladungswechselleistung berechnet werden. Diese werden dann anschließend auf die gesamte eingebrachte Kraftstoffenergie bezogen und ergeben daraus die Wirkungsgradverluste aufgrund Reibleistung bzw. Ladungswechsel.

Wirkungsgradverlust Wandwärme

Zum Schutz der Bauteile müssen die Zylinderwände über das Kühlwasser gekühlt werden, was zu einem erheblichen Wärmeverlust führt. Dieser Verlustteil wurde mit Hilfe des Ansatzes von Woschni [85] für den konvektiven Wärmeübergang an den

Brennraumwänden bestimmt, Formel 8-2. Der Verlauf der Gastemperatur kann aus dem über die Druckindizierung gemessenen Zylinderdruck bestimmt werden. Mit der Temperatur im Brennraum kann der Wärmeübergang in Abhängigkeit des Kurbelwinkels abgebildet werden.

$$\text{Formel 8-2:} \quad \alpha_{Konv} = 130 * d^{-0,2} * p^{0,8} * T^{-0,53} * [C_1 * c_m + C_2 * \frac{V_h * T_1}{p_1 * V_1} * (p - p_0)]^{0,8}$$

α_{Konv} :	Wärmeübergangskoeffizient [W/m ² K]
d :	Bohrungsdurchmesser [m]
p :	Zylinderdruck im befeuerten Motor [N/m ²]
T :	Momentane örtlich mittlere Gastemperatur [K]
c_m :	Mittlere Kolbengeschwindigkeit [m/s]
V_h :	Hubvolumen [m ³]
p_0 :	Zylinderdruckverlauf im geschleppten Motor [N/m ²]
Index 1:	Zeitpunkt zu Beginn der Verdichtung

Darin ist der Term C_1 in Formel 8-3 für den Ladungswechsel bzw. in Formel 8-4 für die Hochdruckphase definiert und gibt den Einfluss eines Eintrittdralls wieder. Die Konstante C_2 nimmt einen Wert von 0,00324 für den direkt einspritzenden Dieselmotor an.

$$\text{Formel 8-3:} \quad C_1 = 6,18 + 0,417 * \frac{c_u}{c_m}$$

$$\text{Formel 8-4:} \quad C_1 = 2,28 + 0,308 * \frac{c_u}{c_m}$$

Der Term c_u ist in Formel 8-5 [85] beschrieben und bedeutet hierin laut [84]: „Umfangsgeschwindigkeit der Luft, welche im Stationärversuch aus der Drehzahl n_D eines Flügelradanometers, dessen Durchmesser 70 % des Zylinderdurchmessers d beträgt, bestimmt wird.“

$$\text{Formel 8-5:} \quad c_u = d * \pi * n_D$$

Wirkungsgradverlust Unverbranntes

Für das Dieselabgas wird in dieser Arbeit eine leichte Vereinfachung des Vorgehens von Bargende in [86] gewählt. So kann aus den HC- und CO-Abgasmassenemissionen mithilfe derer Heizwerte, entnommen aus Baehr [87], die emittierte Verlustenergie berechnet werden. Dieser Wert kann dann wieder auf die

gesamte eingebrachte Kraftstoffenergie bezogen werden und ergibt damit den Verlustteil in Prozent.

Das FID-Messgerät wird mit C_3H_8 kalibriert, wodurch in weiterer Folge bei unterschiedlichen Kohlenwasserstoffspezies im Abgas Fehler in der Messung entstehen. Diese Abweichungen sind bekannt und können bei Kenntnis der verschiedenen Stoffe über Responsefaktoren berücksichtigt werden. Aufgrund der Unkenntnis der Zusammensetzung der Kohlenwasserstoffemissionen konnten diese Responsefaktoren der FID-Messgeräte aber nicht berücksichtigt werden. Somit wird von einer mittleren Zusammensetzung der Abgasemission aus C_3H_8 ausgegangen. Laut Klingenberg [88] weichen die im Dieselabgas vorkommenden HC-Species um weniger als 6% von dem kalibrierten C_3H_8 ab.

Wirkungsgradverlust Schwerpunktslage

In allen bisherigen Schritten wurde davon ausgegangen, dass die gesamte Energie im oberen Totpunkt freigesetzt wird. Weberbauer [83] schlägt vor, die Energiefreisetzung auf den 50%-Umsatzpunkt der Verbrennung zu beziehen.

Durch die meist nach dem oberen Totpunkt liegende Verbrennung ergibt sich daraus ein Rückgang des wirksamen Kompressionsvolumens, Abbildung 8-1, und damit ein Nachteil im effektiven Verdichtungsverhältnis und somit im Wirkungsgrad des thermischen Vergleichsprozesses. Die Berechnung des neuen Verdichtungsverhältnisses erfolgt nun unter der Annahme, das kleinste Zylindervolumen sei im Punkt der Verbrennungsschwerpunktslage.

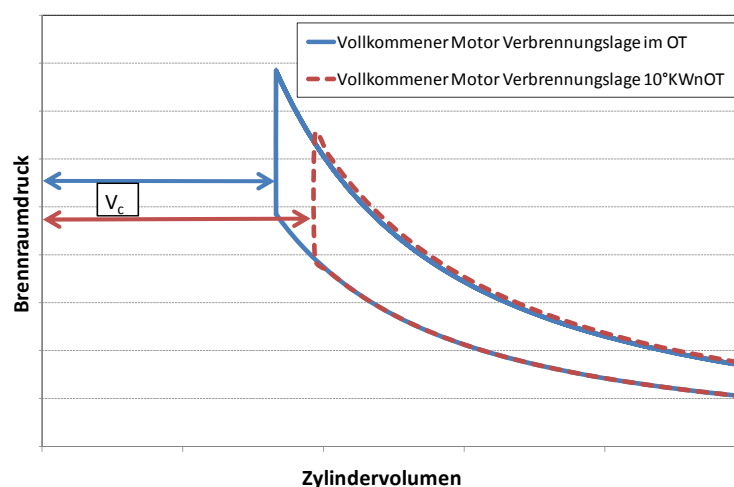


Abbildung 8-1: Einfluss der Verbrennungslage auf das Kompressionsvolumen V_c bei vollkommener Verbrennung

Wirkungsgradverlust reale Verbrennung

Der ideale Vergleichsprozess geht davon aus, dass die gesamte Verbrennung bei konstantem Volumen vor sich geht. Im Falle der realen Verbrennung muss von einem Brennverlauf ausgegangen werden. Um dieser Tatsache Rechnung zu tragen, muss im p-V-Diagramm die Fläche, die zwischen realer Verbrennung und idealem Brennverlauf mit isentroper Entspannung eingeschlossen wird, als Verlust berücksichtigt werden, Abbildung 8-2.

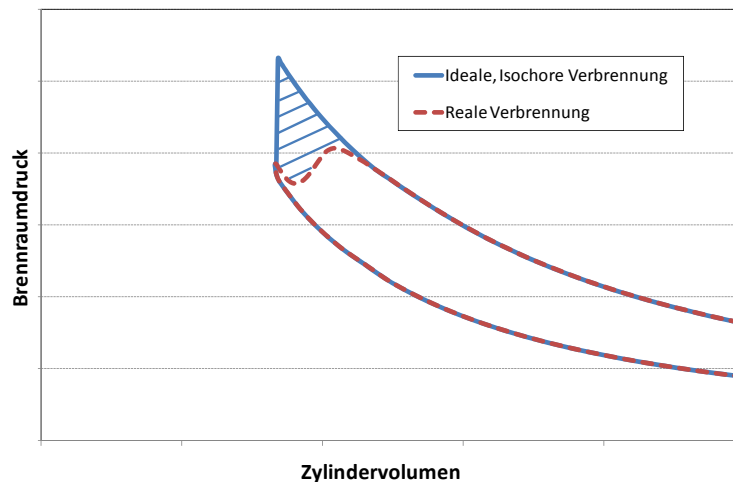


Abbildung 8-2: Vergleich von isochorer und realer Verbrennung

Wirkungsgradverlust reale Ladung

Bei der Berechnung des thermischen Wirkungsgrades wurde von einem Polytropenexponenten von $\kappa=1,4$ für Luft ausgegangen. Durch die Zusammensetzung des Gemisches liegt der tatsächliche Wert allerdings niedriger und führt laut Formel 8-1 wiederum zu einem Wirkungsgradnachteil.

Eine weitere Absenkung des Polytropenexponenten findet aufgrund von Restgas im Zylinder sowie von erhöhten Temperatur- und Druckwerten statt.

Die Bestimmung erfolgt, indem der Polytropenexponent einer isentropen Verdichtungskurve soweit angepasst wird, bis sich die Druckkurven des gemessenen Zylinderdruckes (nach Einlass schließt bis vor Start der Verbrennung) und jene der isentropen Verdichtung mit angepasstem Exponenten decken. Dieser neu bestimmte Wert des Polytropenexponenten wird in Formel 8-1 zur neuen Berechnung des Wirkungsgrades eingesetzt und ergibt somit über die Differenz zum Wert mit $\kappa = 1,4$ den Wirkungsgradverlust.

Wirkungsgradverlust durch Kraftstoffeintrag in das Schmieröl

Um den Wirkungsgradverlust durch Kraftstoffeintrag in das Schmieröl zu bestimmen, kann über eine genaue Verbrauchsmessung sowie die Luftmassenmessung durch einen Hitzedraht der Verlust an Kraftstoff nach Formel 8-6 [60] bestimmt werden.

Formel 8-6:
$$\Delta m_B = \left[m_B - \frac{m_L}{\lambda_A \cdot L_{st}} \right] * \frac{1}{m_B} * 100\% \text{ [%]}$$

m_B Kraftstoffmassenstrom gemessen [kg/h]

m_L Luftmassenstrom gemessen [kg/h]

λ_A Luftverhältnis berechnet aus der Abgasanalyse [-]

L_{st} Stöchiometrischer Luftbedarf [-]

Für diese Berechnung wird das Luftverhältnis (λ_A) benötigt, welches eine hochgenaue Messung der Abgaskomponenten voraussetzt. Deren Bestimmung ist aber während des DPF-Regenerationsbetriebes aufgrund der hohen Mengen an unverbranntem Kraftstoff nicht mit ausreichender Genauigkeit möglich. Aus diesem Grund wurde für diese Messungen zur Berechnung des Wirkungsgradverlustes durch Kraftstoffeintrag in das Schmieröl eine GC-MS Analyse (Gas Chromatography-Mass Spectrometry) durchgeführt. Diese liefert den prozentualen Kraftstoffgehalt im Schmieröl. Zur Bestimmung des Wirkungsgradverlustes muss außerdem das genaue Volumen der Frischölmenge bekannt sein. Der Regenerationsbetrieb wird nun mit frischem Öl für eine genau festgelegte Zeit konstant gehalten. Mithilfe des prozentualen Kraftstoffgehaltes aus der GC-MS Analyse kann nun das absolute Volumen an Kraftstoff im Schmieröl bestimmt werden. Daraus wiederum kann über die festgelegte Zeit des Regenerationsbetriebes der Kraftstoffeintrag in das Schmieröl pro Zeiteinheit errechnet werden. Dies führt über den Heizwert des Kraftstoffes zu einem Energieverlust pro Zeiteinheit, welcher bezogen auf den Gesamtenergieverbrauch an Kraftstoff den Wirkungsgradverlust in Prozent ergibt.

9. Versuchsergebnisse konventionelle Dieselerbrennung

9.1. Einfluss der Abgasrückföhrung

In der unteren Teillast mit teils hohen AGR-Raten kann das Potenzial eines alternativen Kraftstoffes am besten mit einer AGR-Variation dargestellt werden. Für den zyklusrelevanten Lastpunkt 2000 U/min und 2 bar effektiver Mitteldruck ergibt sich für alle Kraftstoffe bei steigender Abgasrückföhrtrate der erwünschte Effekt von deutlich reduzierten NO_x -Emissionen, Abbildung 9-1. Die der Verbrennung zugeföhrten Verbrennungsprodukte Wasser und auch CO_2 (bei höheren, während der Verbrennung auftretenden Temperaturen) des Abgases besitzen eine deutlich höhere Wärmekapazität als Luft [87] und ersetzen bei zunehmender Rate an rückgeföhrtem Abgas steigende Teile der Ansaugluft. Durch die Anwesenheit dieser beiden Inertgase während der Verbrennung mit deren hohen Wärmekapazitäten werden die Gastemperaturen deutlich abgesenkt. Durch diese abgesenkten Temperaturen kann die Bildung von thermischen NO_x in zunehmendem Maße verhindert werden [60], [89], [90].

Bei der Messung ohne AGR, also für jeden Kraftstoff der jeweils rechte Punkt in Abbildung 9-1, zeigt sich bei steigender Zumischung von HVO ein leichter Rückgang der NO_x -Emissionen. Dies hat seine Ursache in einem Rückgang der adiabaten Flammentemperatur bei fallendem C/H-Verhältnis, wie dies bereits von Schaberg et al. [44] [47] berichtet wurde. Der Zusammenhang einer fallenden adiabaten Flammentemperatur bei fallendem C/H-Verhältnis ist in [52] zu finden und wird hier auch auf den Rückgang an aromatischen Kohlenwasserstoffen im Kraftstoff zurückgeföhrte.

Als negativer Effekt der Abgasrückföhrung ergibt sich ein Anstieg der Partikelemissionen. Durch die für die NO_x -Emissionen positive Absenkung der Verbrennungstemperaturen können die meist zu Anfang der Verbrennung gebildeten Partikel nun in geringerem Maße während des Verbrennungsvorganges abgebrannt werden. Durch das abgesenkte Temperaturniveau wird die Abbrandgeschwindigkeit deutlich gebremst, bzw. wird die Abbrandreaktion teilweise sogar komplett eingefroren. Des Weiteren föhrt das abgesenkte Verbrennungsluftverhältnis aufgrund des sinkenden Anteils an Sauerstoff aus der Frischluft von vornherein zu einer erhöhten Rußbildung [91], [90]. Durch den steigenden Anteil an rückgeföhrtem Abgas wird zusätzlich noch das Wachstum der bereits im Abgas enthaltenen

Rußteilchen gefördert, was ebenfalls zu einer erhöhten Masse an Partikelemissionen führt. Das Partikelwachstum bei steigender AGR-Rate führt zu einer deutlichen Verschiebung der Partikelgrößenverteilung hin zu größeren Partikeldurchmessern, Abbildung 9-2. Dieser Anstieg des Anteils durch Akkumulation bildet den Hauptteil der ausgestoßenen Partikelmasse, was zum Anstieg der Rußemissionen führt.

Bei zunehmender Beimischung von HVO zu fossilem Diesel ergibt sich eine deutliche Reduzierung der Partikelemissionen, Abbildung 9-1. Wie bereits in Kapitel 7 gezeigt, besitzt Diesel einen hohen Anteil an aromatischen Kohlenwasserstoffen, während HVO praktisch aromatenfrei ist. Aromaten stellen einen der Hauptgründe für die Bildung von Rußpartikeln dar. So fördern unverbrannte aromatische Kohlenwasserstoffe bei lokalen Temperaturen von 1200°C bis 1800°C die Partikelbildung stark, da hier die Entstehung von neuen Rußagglomeraten durch partielle Oxidation sowie thermische und oxidative Pyrolyse unter sauerstoffarmen Bedingungen eingeleitet wird [92] [93]. Vor allem Polyaromaten, welche zwei- oder mehr Benzolringe enthalten, führen zu einer erhöhten Rußbildung in der Flamme [52] [94].

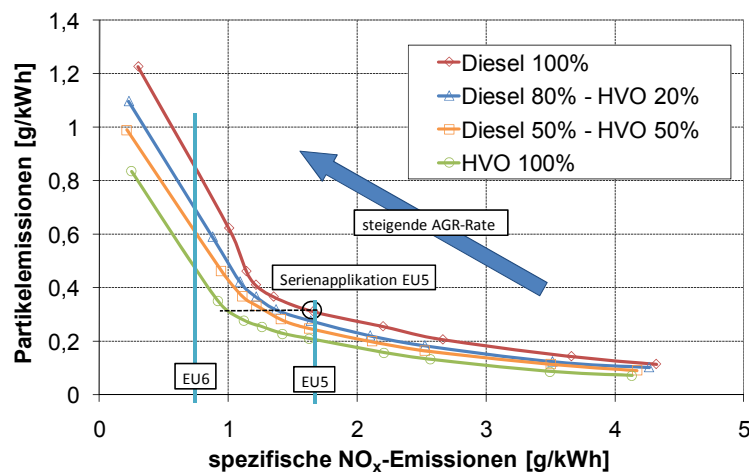


Abbildung 9-1: NO_x- und Partikelemissionen bei Variation der AGR-Rate mit konstant gehaltenem 50% Umsatzpunkt, 2000 U/min und 2 bar p_{me}

Dies bedeutet also, dass hohe Aromatenanteile im Kraftstoff zu einer erhöhten Rußbildung führen. Somit kann durch die steigende Beimischung von HVO zu fossilem Diesel ein deutlicher Rückgang der Partikelemissionen erreicht werden [95]. Die Kurven zeigen auch, dass vor allem durch die geringe Beimischung von 20% bereits eine deutliche Reduzierung der Partikelemissionen erreicht werden kann. Durch das Erhöhen des Anteils an Alternativkraftstoff kann zwar eine weitere Absenkung erreicht werden, jedoch fällt diese nicht im gleichen Maße aus, wie aufgrund der Beimischrate zu erwarten wäre. Dies führt dazu, dass die Absenkung

der Partikelemissionen mit einem Wert von ca. 32% durch HVO im Vergleich zu fossilem Diesel deutlich geringer ausfällt als aus der Literatur bekannt und in Kapitel 4.3.1.1 beschrieben. Eine genauere Analyse dieses Effektes erfolgt später anhand einer Variation des Voreinspritzereignisses, in diesem Falle des Abstandes der Piloteinspritzung zur Haupteinspritzung.

Die Größenverteilung der ausgestoßenen Partikel zeigt, dass die Absenkung der Rußemissionen durch HVO in erster Linie von einer Verschiebung der Partikelgröße herrührt, Abbildung 9-2. So fällt vor allem die Anzahl an sehr großen (ab ca. 100 nm) Partikeln, welche in erster Linie für die Partikelmasse verantwortlich sind, im Falle von HVO deutlich geringer aus als bei fossilem Diesel.

Die Variation in Abbildung 9-1 zeigt den applizierten Punkt für fossilen Diesel bei einer Abstimmung auf EU5, wonach sich in diesem Lastpunkt ein NO_x -Ausstoß von ca. 1,2 g/kWh ergibt. Die AGR-Rate wurde hier so gewählt, dass die Partikelemissionen noch nicht in übermäßig starkem Maße ansteigen, wie dies bei einer weiteren Steigerung der AGR der Fall ist. Somit kann das Niveau der Stickoxide bei Verwendung von HVO in diesem Lastpunkt sogar ohne Nachteile bei den Partikeln deutlich unter dem Niveau von EU5 gehalten werden.

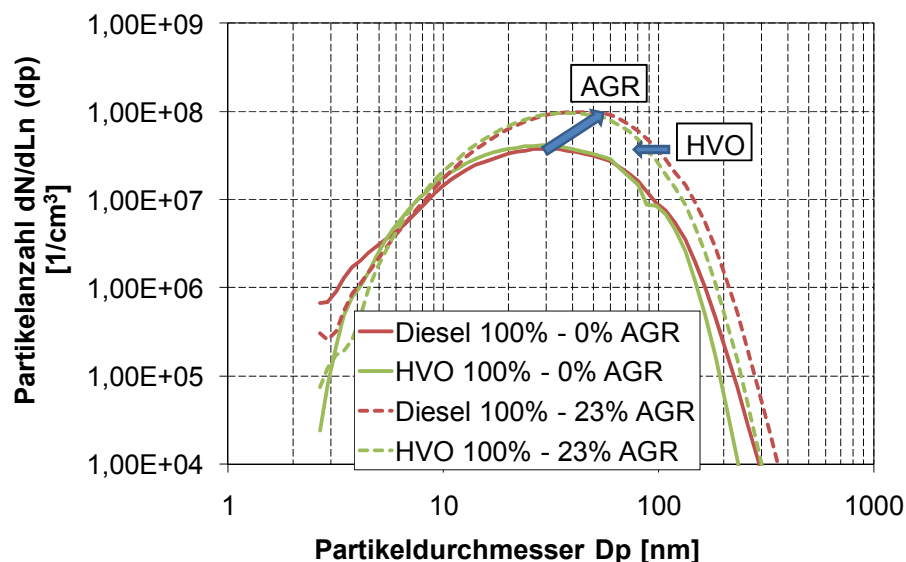


Abbildung 9-2: Partikelgrößenverteilung bei Variation der AGR-Rate für reinen Diesel bzw. HVO bei 2000 U/min, 2 bar p_{me}

Bezieht man nun den Einfluss des Kraftstoffes mit ein, so können im Falle von reinem HVO die Stickoxidemissionen durch eine Erhöhung der AGR-Rate noch weiter abgesenkt werden, erreichen jedoch nicht das Niveau von EU6. Gleichzeitig

bleiben die Partikelemissionen praktisch auf gleichem Niveau wie im Falle von fossilem Diesel mit niedrigerer AGR-Rate und EU5-Abstimmung, Abbildung 9-1.

Bei einer Erhöhung der Abgasrückführung stellt sich immer sofort die Frage nach dem Wirkungsgrad des Motors. Der Wirkungsgrad kann aber auch bei einer deutlichen Erhöhung der AGR, hier von ca. 23% (Serienapplikation) auf über 50% AGR-Rate, auf gleichem Niveau gehalten werden, Abbildung 9-3. Dies kann aufgrund des konstant gehaltenen 50% Umsatzpunktes der Verbrennung, welcher einen erheblichen Einfluss auf den Wirkungsgrad des Motors hat, erreicht werden. Auch der konstante Ladedruck anstelle der konstanten VTG-Stellung führt zu dem gezeigten, gleichbleibenden Wirkungsgrad über den gesamten AGR-Bereich.

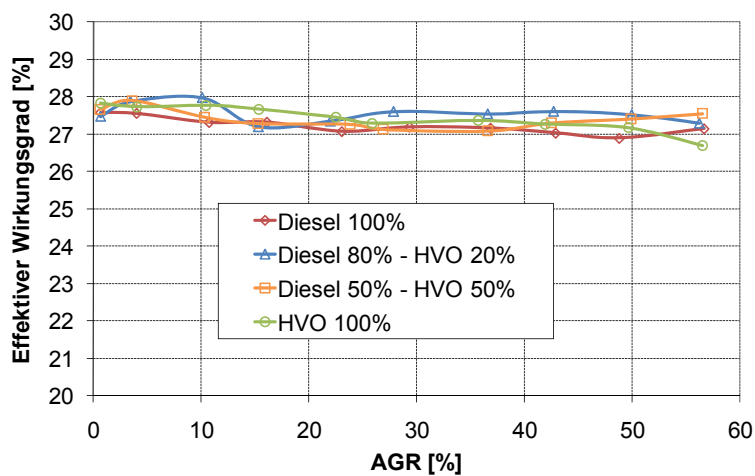


Abbildung 9-3: Effektiver Gesamtwirkungsgrad des Motors bei Variation der AGR-Rate, konstant gehaltener 50% Umsatzpunkt, konstanter Ladedruck, 2000 U/min und 2 bar p_{me}

Im AGR-Bereich ergibt sich naturgemäß eine gewisse Schwankung im Wirkungsgrad, welche hier innerhalb eines Kraftstoffes auf ca. 0,5% beziffert werden kann. Dies entspricht auch jener Schwankung, die zwischen den einzelnen Kraftstoffmischungen zu verzeichnen ist. Es kann also kein signifikanter Unterschied im effektiven Motorwirkungsgrad zwischen den einzelnen Kraftstoffblends beobachtet werden. Dies ist eine Folge von nahezu gleichen, für den Wirkungsgrad relevanten Brennparametern wie Brenndauer und Schwerpunktslage, wobei letztere ja von vornherein konstant gehalten wurde.

Obwohl sich die Emissionen an Teil- und Unverbranntem bei der konventionellen Dieselerbrennung bereits im Falle der Rohemissionen auf äußerst niedrigem Niveau bewegen, soll hier ein erheblicher Vorteil, welcher sich durch den Alternativkraftstoff ergibt, nicht unerwähnt bleiben. Für die bereits diskutierte AGR-Variation ergibt sich bei Steigerung der rückgeführten Abgasmasse vor allem bei Raten über 50% ein deutlicher Anstieg der HC- und CO-Emissionen bei allen Kraftstoffen, Abbildung 9-4.

In erster Linie zeigen die Kohlenmonoxidemissionen hier eine deutliche Anfälligkeit. Durch die Reduzierung der Frischluftmasse, welche mit der Steigerung der Abgasmasse einhergeht, wird auch der für die Verbrennung zur Verfügung stehende Sauerstoff reduziert, was einen deutlichen Rückgang des effektiven Verbrennungsluftverhältnisses mit sich bringt. Bei einer AGR-Rate von über 50% bewegt sich die Verbrennung bereits nahe dem stöchiometrischen Luftverhältnis. Dies führt bei den für dieses Brennverfahren typischen unterstöchiometrischen lokalen Luftverhältnissen aufgrund der inhomogenen Gemischaufbereitung zu einer erhöhten Bildung an teil- und unverbrannten Abgasemissionen.

Gleichzeitig kann aber über der gesamten AGR-Rate eine deutliche, und mit der Zumischrate steigende, Reduzierung der HC- und CO-Emissionen durch HVO erreicht werden.

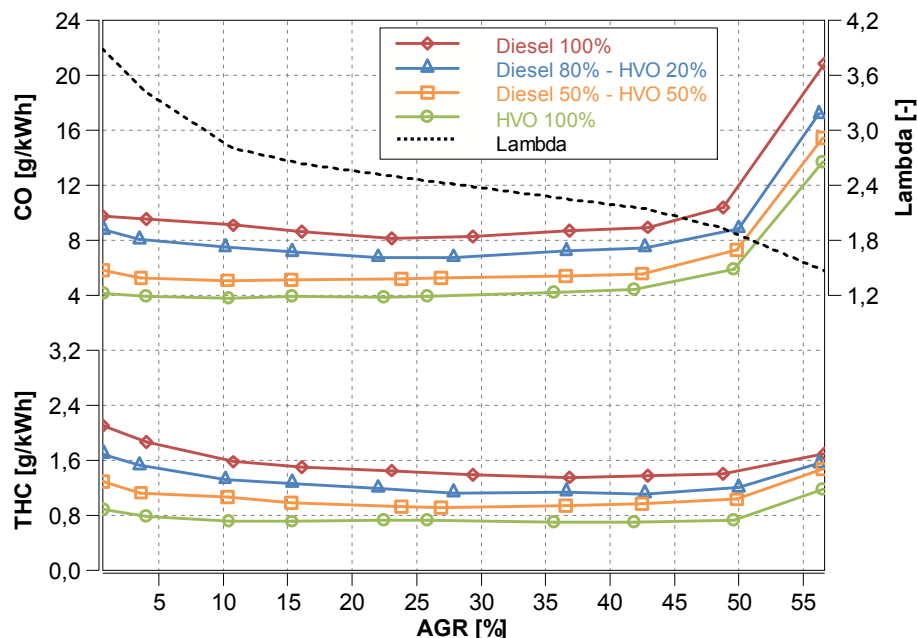


Abbildung 9-4: Spezifische Total-HC- und CO-Emissionen bei Variation der AGR-Rate mit konstant gehaltenem 50% Umsatzpunkt, 2000 U/min und 2 bar p_{me}

Wie bereits im Falle der Partikelemissionen spielt auch hier wieder die Aromatenfreiheit des Alternativkraftstoffes die ausschlaggebende Rolle. Der Hauptbestandteil von HVO sind kettenförmige Alkane, welche Zündtemperaturen im Bereich von 200°C aufweisen. Die in fossilem Diesel enthaltenen ringförmigen aromatischen Kohlenwasserstoffe hingegen besitzen Zündtemperaturen von über 500°C, wodurch eine weit höhere Aktivierungsenergie zur Einleitung der Verbrennung notwendig ist. Somit bleiben bei den Kraftstoffmischungen mit hohem Aromatenanteil steigende Anteile an Teil- und Unverbranntem im Abgas zurück.

Bei einer Erhöhung der Last steigen auch die Gastemperaturen während der Verbrennung. Dies führt dazu, dass der Abbrand der im Kraftstoff enthaltenen Aromaten begünstigt wird und somit das Reduzierungspotenzial für HC- und CO-Emissionen zurückgeht, Abbildung 9-5. Die dargestellten Lastpunkte decken einen Großteil des Betriebsbereiches des Motors ab. Es zeigt sich, dass die CO-Reduzierung durch HVO gegenüber fossilem Diesel, ausgehend von bis zu 60% bei niedrigen Gastemperaturen, auf nur ca. 20% bei Steigerung der Gastemperatur abnimmt.

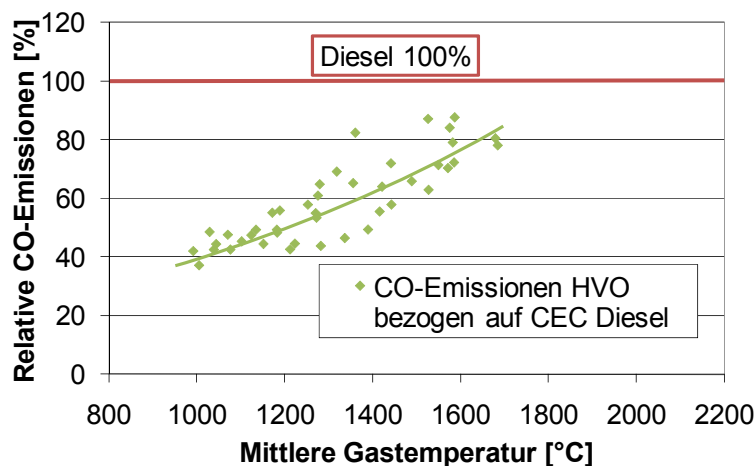


Abbildung 9-5: Emissionsreduzierungspotenzial für Kohlenmonoxid durch HVO gegenüber fossilem Diesel bei verschiedenen Lastpunkten in Abhängigkeit der mittleren Gastemperatur

9.2. Einfluss der Piloteinspritzung

Wie bereits bei den Ergebnissen für die Variation der AGR-Rate erwähnt, fällt die Reduzierung der Partikelemissionen in niedrigen Lastbereichen bei Verwendung von reinem HVO mit ca. 30% geringer aus als erwartet. Bei der Variation des Piloteinspritzereignisses lässt sich die Ursache hierfür erklären.

Der Vorteil der Piloteinspritzung liegt in der deutlichen Reduzierung des Verbrennungsgeräusches, da ein Rückgang des Druckanstiegscoeffizienten erreicht werden kann [96] [97]. Wird die Verbrennung mit nur einer Blockeinspritzung (0 mg/Hub Piloteinspritzung) eingeleitet, können die Partikelemissionen für alle vier Kraftstoffblends auf einem sehr niedrigen Niveau gehalten werden, Abbildung 9-6. In diesem Fall kann eine deutliche Homogenisierung des Gemisches vor Einsetzen der Verbrennung erreicht werden. Der gesamte Einspritzvorgang verläuft während des Zündverzuges, Abbildung 9-7. Bei Verbrennung mit Piloteinspritzung und weiterer Steigerung der Pilotmenge nehmen die Partikelemissionen deutlich zu, Abbildung 9-6. Wie für eine Voreinspritzmenge von 1,8 mg/Hub in Abbildung 9-8 gezeigt, findet

nun das Haupteinspritzereignis während der Verbrennung der Voreinspritzung bzw. Teilen der Verbrennung der Haupteinspritzung statt. Dies bedeutet, dass die homogenisierte vorgemischte Verbrennung in eine heterogene Diffusionsverbrennung übergeht. Diese führt aufgrund eines sinkenden Homogenisierungsgrades mit steigender Anzahl an unterstöchiometrischen Gemischzonen zu einer erhöhten Bildung von Rußpartikeln.

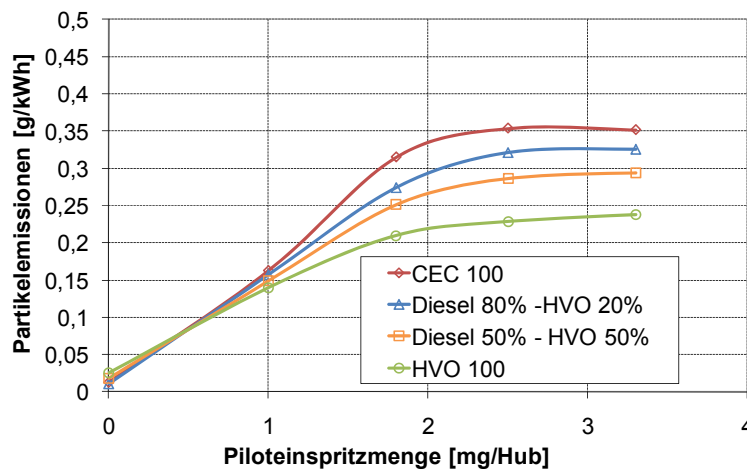


Abbildung 9-6: Spezifische Partikelemissionen bei Variation der Einspritzmenge ($dt_{Pilot} = 800 \mu s$) mit konstant gehaltenem 50% Umsatzpunkt, 2000 U/min 2 bar p_{me}

Bei konstanter Voreinspritzmenge und Variation des Abstandes zwischen den beiden Einspritzereignissen kann bei einer Erhöhung der Zeitkomponente eine Reduzierung der Partikel erreicht werden, Abbildung 9-9. Hier kann die Haupteinspritzung weiter von der Verbrennung der Voreinspritzung weggerückt werden. Dadurch nimmt der Anteil an Diffusionsverbrennung ab, und es werden weniger Partikel gebildet.

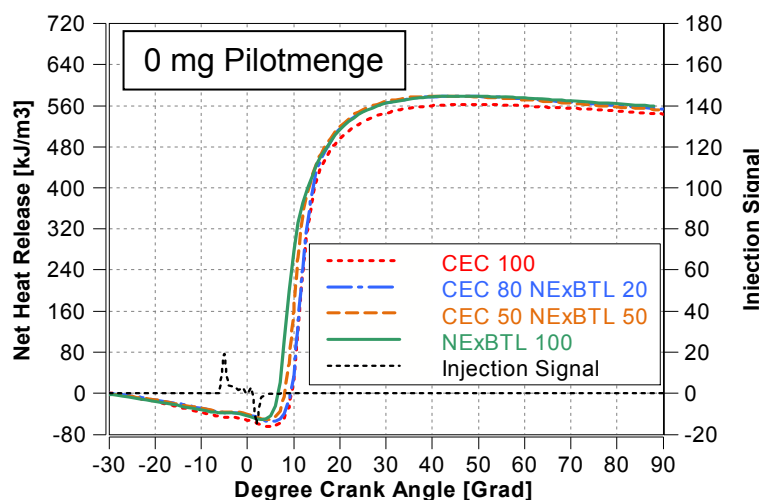


Abbildung 9-7: Integrierter Heizverlauf bei einem Einspritzereignis (0 mg/Hub Piloteinspritzung, 2000 U/min 2 bar p_{me})

Es zeigt sich aber auch, dass im Falle von HVO (1000 μs bis 1400 μs) der Vorteil der Rußemissionen gegenüber reinem Diesel deutlich abnimmt. Im Falle von 1400 μs

zeigt sich sogar, dass die Rußemissionen für reines HVO und den 50%-Blend am höchsten sind, während für reinen Diesel und den 80%-Blend die geringsten Partikel zu beobachten sind. Hier überwiegt nun neben der Aromatenfreiheit mit der Zündwilligkeit des Alternativkraftstoffes eine andere, sehr wichtige Eigenschaft.

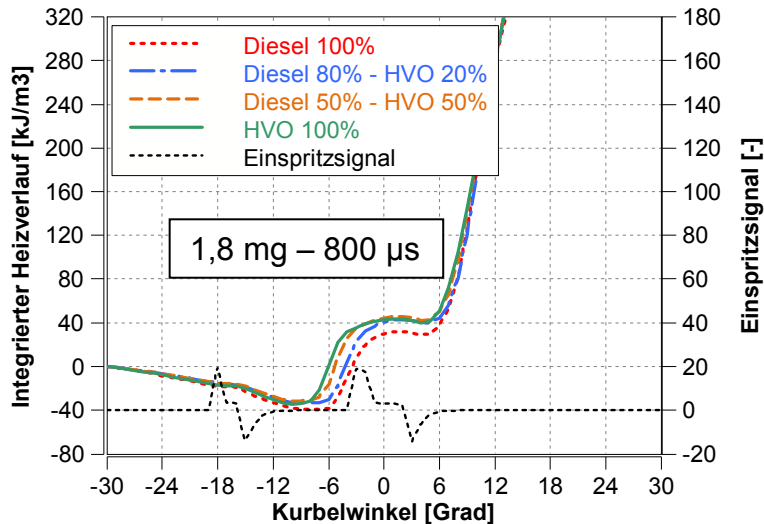


Abbildung 9-8: Integrierter Heizverlauf bei einer Voreinspritzung mit konstantem Zeitversatz zur Haupteinspritzung (1,8 mg/Hub Piloteinspritzung, $dt = 800 \mu s$), 2000 U/min 2 bar p_{me}

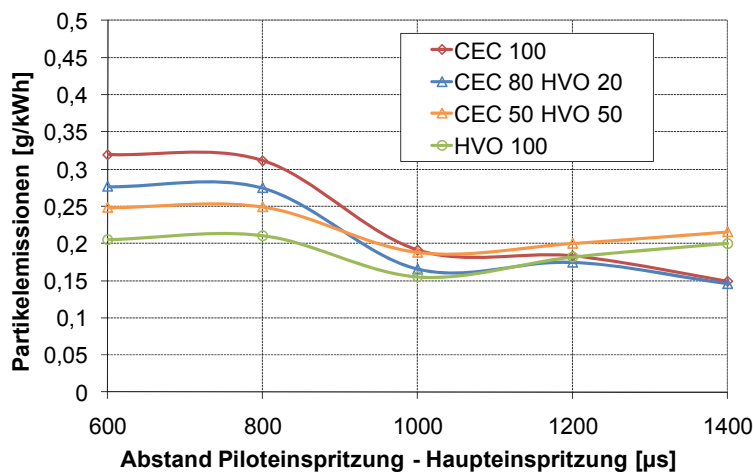


Abbildung 9-9: Spezifische Partikelemissionen bei Variation des Abstands zwischen Pilot- und Haupteinspritzung (1,8 mg/Hub Pilotmenge) mit konstant gehaltenem 50% Umsatzpunkt, 2000 U/min 2 bar p_{me}

Wie bereits in Kapitel 7 beschrieben, besitzt HVO mit CZ 78 eine deutlich höhere Cetanzahl und damit auch Zündwilligkeit als fossiler Diesel. Dies führt dazu, dass vor allem bei niedriger Last eine deutliche Verkürzung des Zündverzuges erfolgt. Für einen Abstand zwischen Pilot- und Haupteinspritzung von 1400 μs zeigt sich bei gleichem Haupteinspritzzeitpunkt aller Kraftstoffe eine in Richtung früh wandernde Lage der Verbrennung der Piloteinspritzung bei steigendem Anteil an HVO, Abbildung 9-10. In geringerem Maße ist dies auch bei der Messung mit 800 μs , Abbildung 9-8, zu beobachten, allerdings kommt bei 1400 μs noch hinzu, dass auch

größere Anteile der Verbrennung des Haupteinspritzereignisses Richtung früh wandern.

Dies bedeutet, dass mit höheren Beimischungen an Alternativkraftstoff zum einen der Zündverzug sinkt, was bedeutet, dass eine schlechtere Gemischaufbereitung vorliegt und somit die Rußbildung aufgrund vermehrter unterstöchiometrischer Gemischzonen zunimmt. Hier zeigt sich ein wichtiger Einflussfaktor auf die Rußbildung: das Verhältnis von vorgemischter- zu diffusionsgesteuerter Verbrennung.

Laufen größere Anteile der Verbrennung diffusionsgesteuert ab, so wird mehr Ruß gebildet [98]. Bei Kraftstoffen mit hoher Cetanzahl steigt also der Anteil der Diffusionsverbrennung aufgrund eines reduzierten Zündverzuges bei gleichem Einspritzereignis und führt dadurch zu einer erhöhten Rußbildung im Vergleich zu fossilem Diesel mit geringerer Cetanzahl. Auch von Czerwinski [99] wurde speziell für sehr niedrige Lastpunkte bereits festgestellt, dass, in diesem Falle GTL, zu höheren Rußemissionen führen kann als Diesel. Allerdings wird hier nicht die Ursache des Effektes genannt.

Zusammenfassend zeigt sich also bei verlängertem Abstand zwischen Pilot- und Haupteinspritzung aufgrund einer Verkürzung des Zündverzuges eine Abnahme bis hin zum Ausgleich des Partikelreduzierungs-potenzials aufgrund der Aromatenfreiheit von HVO. In abgeschwächter Form zeigt sich dieser Effekt auch bei 1,8 mg/Hub und 800 μ s, Abbildung 9-8. Auch hier liegt die Verbrennung, vor allem des Voreinspritzereignisses, für zunehmende Anteile an HVO im Kraftstoffblend früher. Für die Rußemissionen bedeutet dies, dass für die 20%-Beimischung der Vorteil aufgrund des niedrigeren Aromatenanteils einen größeren Einfluss hat als die Abnahme im Zündverzug durch die erhöhte Cetanzahl. Es kann eine Reduzierung der Rußemissionen um ca. 13% erreicht werden. Im Vergleich zu reinem HVO mit einer Reduzierung um ca. 33% stellt dies eine der Beimischrate überproportionale Reduzierung dar. Hier stellt die Steigerung der Cetanzahl, und die damit einhergehende Reduzierung im Zündverzug mit schlechterer Gemischaufbereitung eine steigende Rolle auf die Bildung von Partikeln dar.

Der gleiche Effekt zeigt sich auch bei den teil- und unverbrannten HC- und CO-Emissionen. Der abnehmende Grad der Gemischaufbereitung vor allem bei reinem HVO sowie der 50%-Beimischung führt hier ebenfalls zu einer überproportionalen

Reduzierung der Kohlenwasserstoffe und des Kohlenmonoxids durch die 20% Beimischrate, Abbildung 9-4.

Wie bereits in Kapitel 4.3.2 beschrieben, weist das Zündwilligkeitsverhalten synthetischer Kraftstoffe im Vergleich zu Diesel eine starke Temperatur- und Druckabhängigkeit auf. Somit tritt eine Verkürzung des Zündverzuges vor allem beim Voreinspritzereignis auf, wo noch niedrige Gastemperaturen herrschen. Auch mit der Steigerung der Last geht der Effekt aufgrund größerer Temperaturen durch erhöhte Ladelufttemperatur sowie einen steigenden Aufladegrad zurück. Des Weiteren überschreitet die Voreinspritzmenge im gesamten Motorkennfeld Werte von 2,2 mg/Hub nicht und nimmt somit bei höheren Motorlasten zunehmend kleinere Anteile an der Gesamteinspritzmenge an.

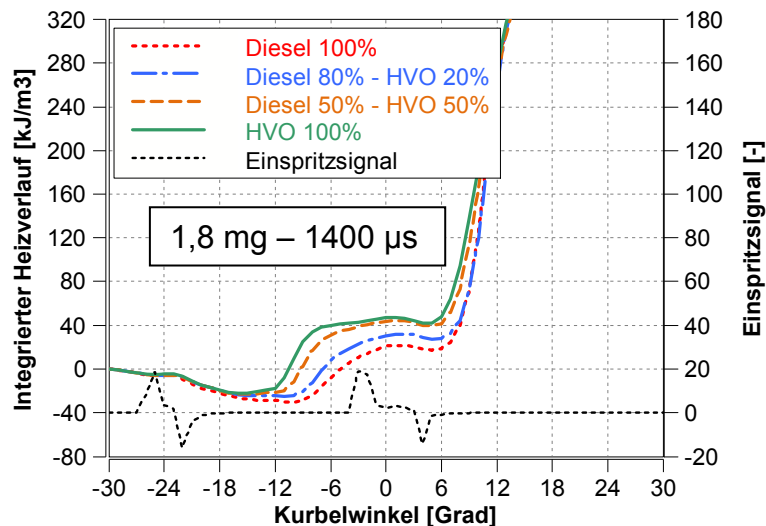


Abbildung 9-10: Integrierter Heizverlauf bei zwei Einspritzereignissen (1,8 mg/Hub Piloteinspritzung, $dt = 1400 \mu s$), 2000 U/min 2 bar p_{me}

Trotz leicht verkürztem Zündverzug bei steigender Motorlast wie dem Punkt 3000 U/min und 10 bar p_{me} verbrennt hier die Haupteinspritzung für alle Kraftstoffblends praktisch gleichzeitig, während die leicht verfrüht brennende Piloteinspritzung von HVO nur geringe Anteile am Gesamtenergieumsatz einnimmt, Abbildung 9-11. Die Reduzierung der Rußemissionen entspricht hier in weiterer Folge jener aufgrund der Beimischrate zu erwartenden prozentuellen Absenkung und weist lineares Verhalten auf.

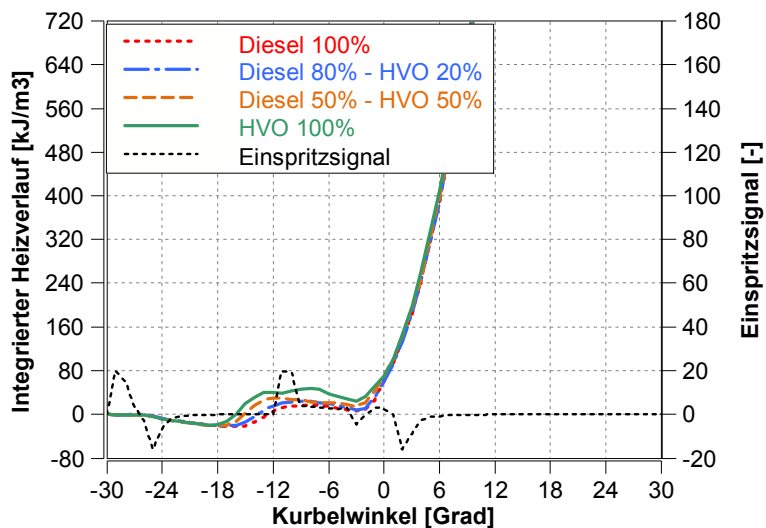


Abbildung 9-11: Integrierter Heizverlauf bei zwei Einspritzereignissen (1,8 mg/Hub Piloteinspritzung, $dt = 800 \mu s$), 3000 U/min 10 bar p_{me}

9.3. Einfluss des Einspritzzeitpunktes

Neben der AGR-Rate hat auch die Lage der Verbrennung einen deutlichen Einfluss auf die Ruß- und Stickoxidbildung. So führt eine über den Einspritzzeitpunkt zunehmend nach spät verschobene Verbrennung zu einer Abnahme der maximalen Brennraumdrücke und damit auch zur Reduzierung der maximalen Brennraumtemperaturen. Dies unterbindet in zunehmendem Maße die Bildung von thermischen NO_x -Emissionen bei später Verbrennungslage [100], Abbildung 9-12.

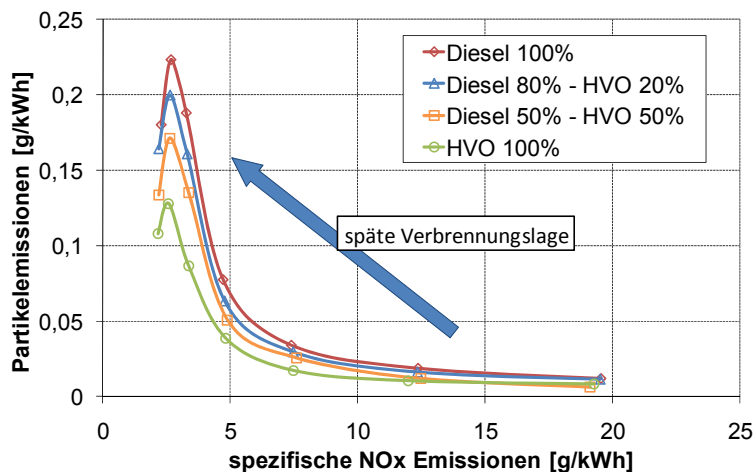


Abbildung 9-12: NO_x -Partikel-Tradeoff bei Variation des Einspritzzeitpunktes, keine AGR, eine Piloteinspritzung, 3000 U/min 6 bar p_{me}

Neben diesem positiven Effekt zeigt sich bei spätem Einspritzzeitpunkt bzw. später Verbrennungslage aber auch eine deutliche Zunahme der Partikelemissionen. Dies ist eine Folge von einer ansteigenden flüssigen Strahleindringtiefe des Kraftstoffes aufgrund der ungünstigen Kolbenstellung während der Einspritzung. So trifft

Kraftstoff auf den Zylinderwänden auf, von wo er abdampft und unterstöchiometrische Gemischzonen bildet [101]. In diesen findet wiederum erhöhte Rußbildung aufgrund des Sauerstoffmangels statt.

Ein weiterer Effekt, welcher zu dem erhöhten Partikelausstoß führt, sind die für die NO_x -Bildung positiven abgesenkten Brennraumtemperaturen bei später Verbrennungslage. Hier fehlt das nötige Temperaturniveau zur Nachoxidation der bereits gebildeten Partikel.

Der in Abbildung 9-12 gezeigte letzte Messpunkt mit der spätesten Verbrennungslage zeigt einen weiteren interessanten Effekt. Durch die auch zu Beginn der Verbrennung abnehmenden Brennraumtemperaturen fällt die Temperatur zum Zeitpunkt des Entzündens des Gemisches weiter ab und bedingt somit einen deutlichen Anstieg des Zündverzuges bei später Verbrennungslage, Abbildung 9-13. Dies führt zu einer besseren Homogenisierung des Gemisches und zu einer Reduzierung der Partikelemissionen bei gleichzeitiger Reduzierung der NO_x -Emissionen durch die weiter abnehmenden maximalen Brennraumdrücke. Auch die zunehmend längere Brenndauer trägt zur Absenkung der Partikel bei, indem diese zu einer besseren Rußnachoxidation führt. Hier findet bereits der Übergang in die teilhomogene Verbrennung statt, welche in Kapitel 11.2 noch ausführlich behandelt wird.

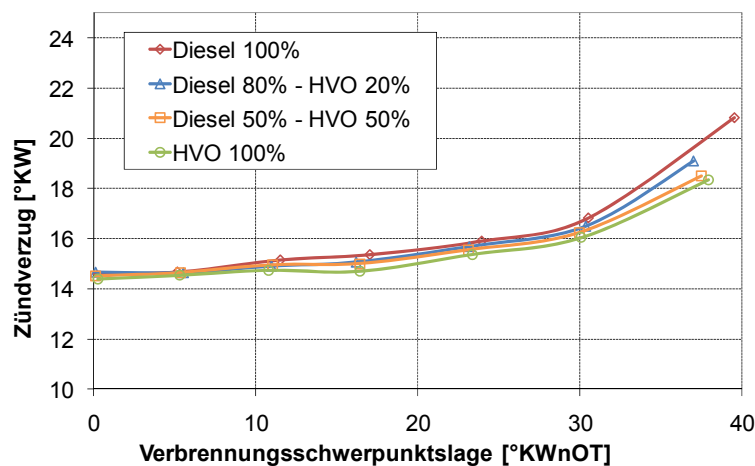


Abbildung 9-13: Zündverzug bei Variation des Einspritzzeitpunktes, 0% AGR, 3000 U/min 6 bar p_{me}

Beim Vergleich der Kraftstoffe zeigt sich eine mit der Beimischrate nahezu lineare Absenkung der Rußemissionen. Wie bereits im vorherigen Kapitel 9.2 beschrieben, weist HVO zwar auch ein leicht verkürztes Zündverzugsverhalten auf, Abbildung 9-13. Bei ansteigender Last wird der prozentuale Anteil der Voreinspritzung an der Gesamteinspritzmenge allerdings zunehmend kleiner. Zwar weist auch diese einen

leicht reduzierten Zündverzug für HVO auf, allerdings ist hier der Einfluss aufgrund des geringen Anteils am Gesamtenergieumsatz wesentlich kleiner.

Der Energieumsatz der Haupteinspritzung läuft für alle Kraftstoffe praktisch gleichzeitig ab, Abbildung 9-14. Ein unterschiedlicher Grad der Gemischaufbereitung mit Einfluss auf die Rußbildung tritt hier also nicht auf. Somit kann das Partikelreduzierungspotenzial durch den abnehmenden Aromatengehalt bei steigender Zumischrate von HVO voll zur Geltung kommen und beträgt ca. 50 % bei reinem HVO.

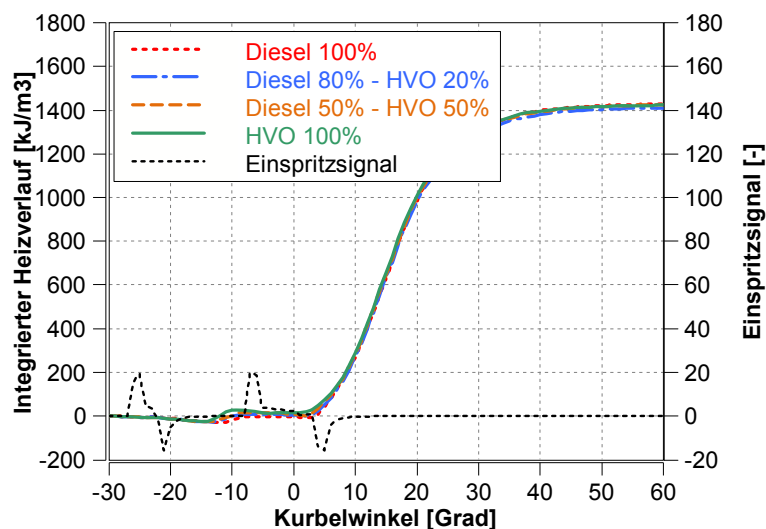


Abbildung 9-14: Integrierter Heizverlauf bei einer Schwerpunktslage von 17°KWnOT

Neben einer Zunahme der Partikelemissionen führt die späte Verbrennungslage bei allen Kraftstoffen auch zu einer Abnahme des effektiven Wirkungsgrades, Abbildung 9-15. Wie unter Kapitel 8 beschrieben, tritt hier eine deutliche Zunahme des Verlustteils aufgrund Schwerpunktslage auf, Abbildung 9-15. Durch die spät liegende Verbrennung nimmt das effektive Verdichtungsverhältnis ab und reduziert somit den theoretisch möglichen thermischen Wirkungsgrad. Auch die Zunahme der Brenndauer bei später Verbrennungslage trägt zu einer Absenkung des Wirkungsgrades bei. Der Wirkungsgradverlust aufgrund Schwerpunktslage würde aber zu einem wesentlich größeren Rückgang des effektiven Wirkungsgrades bei später Verbrennungslage führen. Hier kann der Nachteil durch geringere Wandwärmeverluste teilweise ausgeglichen werden. Bei zunehmend später Verbrennung nehmen auch die Gastemperaturen während der Verbrennung deutlich ab, was zu dem Rückgang der Wandwärmeverluste führt.

Auch in diesem höheren Lastbereich ergeben sich wie bereits in Kapitel 9.1 beschrieben keine signifikanten Unterschiede im effektiven Wirkungsgrad zwischen den Kraftstoffen, Abbildung 9-15. Zwar findet, wie bereits erwähnt, aufgrund der

hohen Cetanzahl ein leichter Rückgang im Zündverzug statt, aber die Verbrennung der Haupteinspritzung erfolgt zu praktisch gleichen Zeitpunkten für alle Kraftstoffe. Somit wirken sich weder Brenndauer noch Verbrennungslage als Haupteinflussparameter auf den Wirkungsgrad aus.

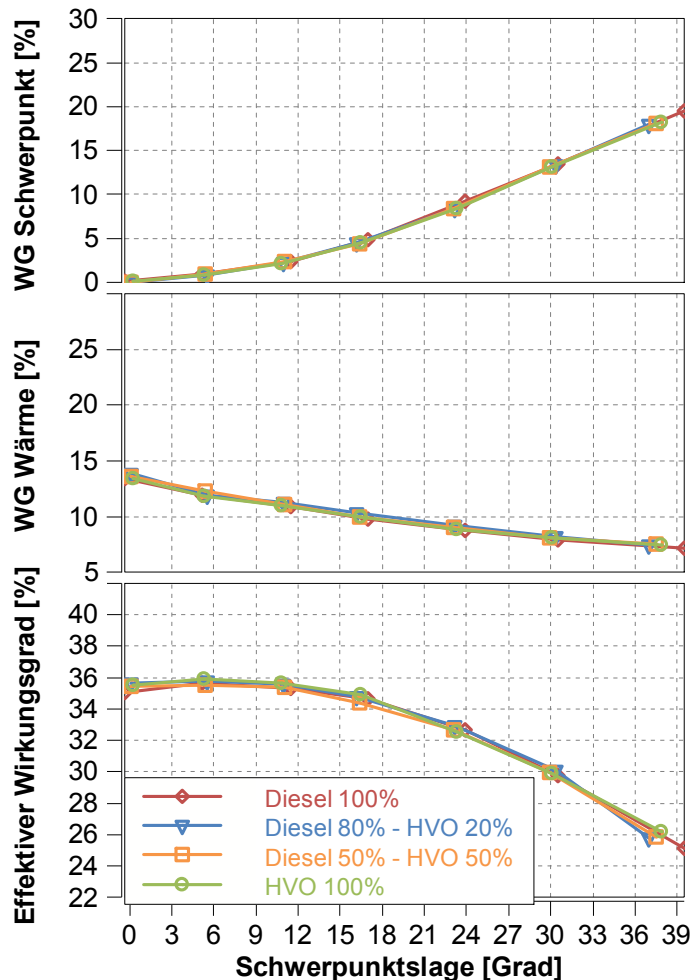


Abbildung 9-15: Effektiver Wirkungsgrad und Wirkungsgradverluste (WG) aufgrund Schwerpunktlage bzw. Wandwärme bei Variation des Einspritzzeitpunktes, 0% AGR, 3000 U/min 6 bar p_{me}

Für den Lastpunkt 3000 U/min und 6 bar p_{me} und eine Verbrennungsschwerpunktlage von 11°KWnOT zeigt die genaue Wirkungsgradanalyse, dass auch für alle einzelnen Verlustteile keine signifikanten Unterschiede vorherrschen, Abbildung 9-16.

Der effektive Wirkungsgrad zeigt mit einer Schwankung von nur 0,3% sehr gute Genauigkeit der Analytik-Reproduzierbarkeit, allerdings ohne kraftstoffspezifische Tendenz. Die Wandwärmeverluste weisen neben der Reibleistung bei der mittleren Last den höchsten Verlustanteil auf. Als einziger signifikanter Trend bei steigender Zumischung von HVO können abfallende Verluste aufgrund Unverbranntem genannt werden.

Dieser Verlustteil kann mit reinem HVO gegenüber Diesel um die Hälfte reduziert werden, da auch die HC- und CO-Emissionen um etwa 50% abnehmen. Allerdings bewegen sich die Emissionen aufgrund der deutlich unterstöchiometrischen Verbrennung auf äußerst niedrigem Niveau. Mit einer Abnahme von nur 0,2% bei reinem HVO bewegt sich hier der Wirkungsgradvorteil im Bereich der Schwankungsbreite der anderen Verluste, wodurch dieser Teil praktisch keinen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad hat.

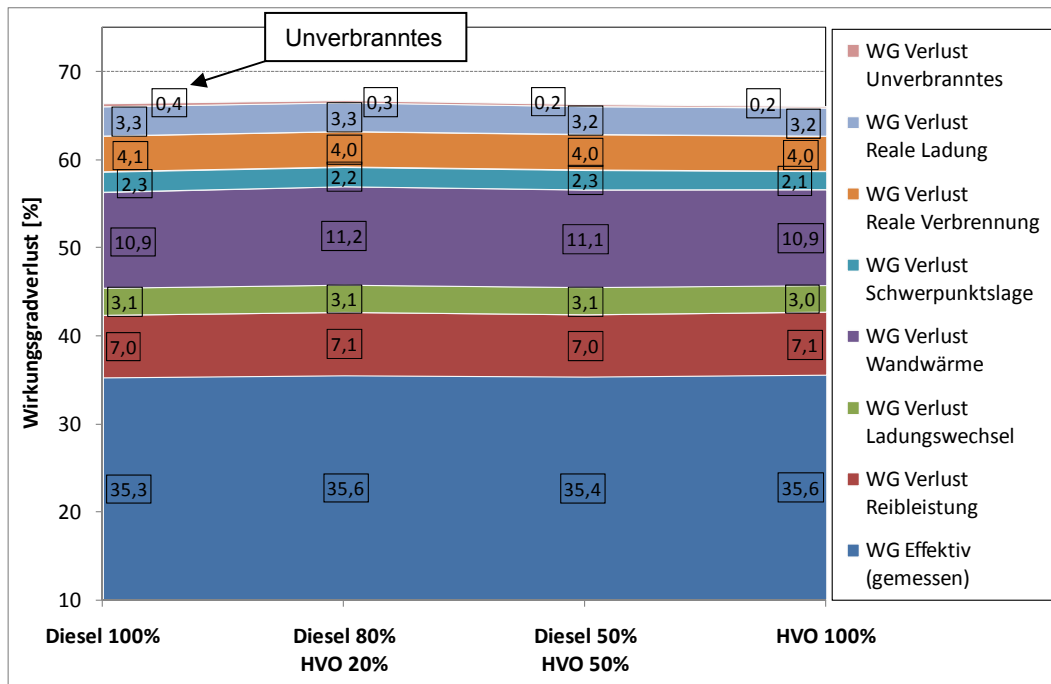


Abbildung 9-16: Effektiver Wirkungsgrad und Wirkungsgradverluste bei 3000 U/min und 6 bar p_{me} , Schwerpunktslage 11°KWnOT

9.4. Gesetzlich nicht limitierte Abgasemissionen

Aldehyde

Als eine Gruppe der unlimitierten Emissionen sind zunächst die Aldehyde zu nennen, welche sich im Dieselabgas auf äußerst niedrigem Niveau bewegen. Dies macht eine Erfassung mit am Motorprüfstand vorhandener Messtechnik schwierig bzw. unmöglich. Eine Messung der Gesamt-Aldehyde mittels FTIR Messgerät musste wegen der Unterschreitung der Detektionsgrenze (von ca. <1ppm) verworfen werden.

Als Alternative wurde eine Offline-Messung der Abgaskomponenten durch eine chemische Analyse durchgeführt. Hierzu wurde ein Abgasmassenstrom entnommen und über zwei hintereinander geschaltete Frittengaswaschflaschen, welche mit einer Reaktions- bzw. Absorptionslösung gefüllt waren, geleitet. Nach einer Gastrocknung

über eine Kieselgelpatrone waren eine Membranpumpe sowie eine Gasvolumenmessung angeordnet.

Die Analytik erfolgte nach Extraktion mit Cyclohexan mittels HPLC (High Performance Liquid Chromatography).

Die Ergebnisse in der Niedriglast bei 2000 U/min und 2 bar p_{me} zeigen einen deutlichen Rückgang aller Aldehyde bei reinem HVO gegenüber fossilem Diesel, Abbildung 9-17. Wie bereits die Untersuchungen von Hasegawa [55] gezeigt haben, besteht ein deutlicher Zusammenhang zwischen Gesamt-HC-Emissionen und Formaldehyd- sowie Acetaldehyd-Emissionen. Der Rückgang, vor allem der Acetaldehyde, fällt laut Hasegawa sogar überproportional im Vergleich zu den Total-Kohlenwasserstoffen aus, was auch für diesen Niedriglastpunkt bestätigt werden kann. Im Falle des Versuchsmotors besteht bei reinem HVO eine Reduzierung der HC-Emissionen von etwa 50%, während die Form- und Acetaldehyde eine deutlich stärkere Absenkung erfahren.

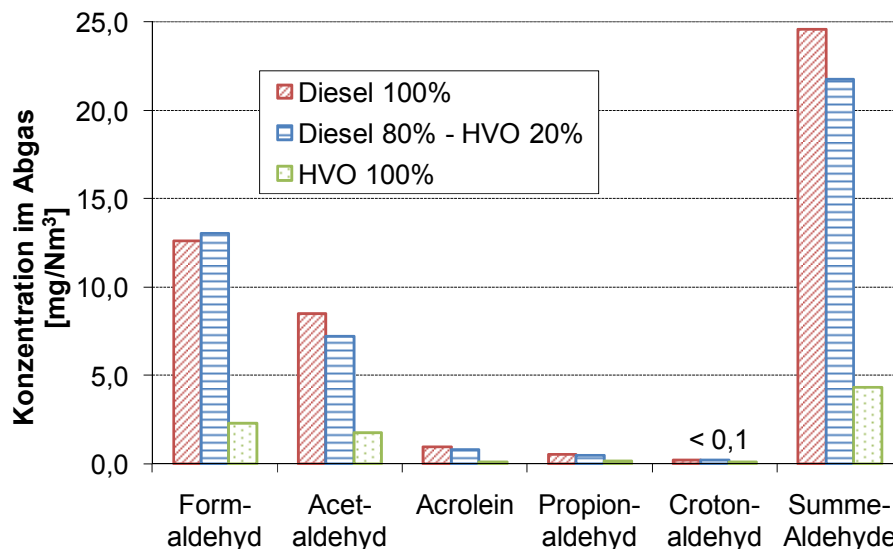


Abbildung 9-17: Nichtlimitierte Abgasemissionen, 2000 U/min 2 bar p_{me} , AGR = 23%

Bei weiterer Steigerung der Last sinkt das Niveau der Emissionen bei allen Kraftstoffen weiter deutlich ab. Auch dies deckt sich wiederum mit der von Hasegawa berichteten Korrelation mit den Gesamt-HC-Emissionen, da auch diese bei hoher Last aufgrund eines gesteigerten Temperaturniveaus deutlich abgesenkt werden.

Im Falle der bereits bei 2000 U/min und 2 bar p_{me} sehr niedrigen Acrolein-, Propionaldehyd, und Crotonaldehyd-Emissionen führt dies dazu, dass sich diese Stoffe bei höheren Lasten unter der Nachweisgrenze der Messmethode befinden.

Methan (CH₄)

Einen weiteren Bestandteil der unverbrannten Kohlenwasserstoffe stellt Methan dar, welches neben CO₂ und N₂O auch zu den Treibhausgasen zählt. Hier kann die Erfassung mittels speziellem Flammenionisationsdetektor für Methan durchgeführt werden.

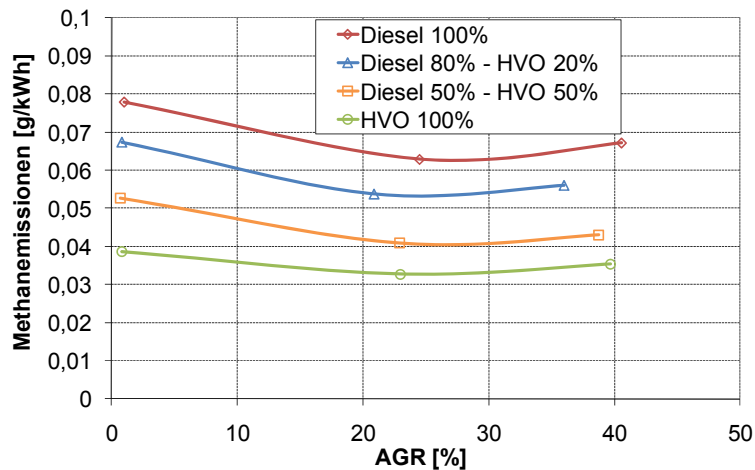


Abbildung 9-18: Methanemissionen bei Variation der AGR-Rate, 2000 U/min 2 bar p_{me}

Ähnlich wie bei den Aldehyden kann auch hier eine Korrelation zwischen dem Absenkungspotenzial für Total-HC und CH₄ beobachtet werden. In Abbildung 9-4 wurden bereits die HC-Emissionen für den Lastpunkt 2000 U/min 2 bar p_{me} gezeigt und weisen bei reinem HVO im Vergleich zu fossilem Diesel einen Rückgang von ca. 50% auf. Ein entsprechender Rückgang kann auch bei den Methanemissionen im gleichen Lastpunkt erzielt werden, Abbildung 9-18. Es ist aber auch die Größenordnung zu beachten, denn CH₄ macht nur etwa 5% der HC-Emissionen aus. Als Treibhausgas spielen diese in einer solch kleinen Größenordnung praktisch keine Rolle.

Stickstoffdioxid (NO₂)

Eine Gefahr bei hohen AGR-Raten ist das Problem, dass sich die NO_x-Emissionen zunehmend von NO zu Seiten der NO₂-Emissionen verschieben. So steigt ausgehend von nahezu gleichen Anteilen bei 0% AGR bei einer Steigerung der AGR auf 40% der Anteil der NO₂- an den NO_x-Emissionen auf ca. 65%, Abbildung 9-19. Aufgrund der Absenkung der Gesamtstickoxide bei Steigerung der AGR-Rate kann dieser Effekt aber ausgeglichen werden, und die absoluten NO₂-Emissionen fallen, wie auch die NO_x Emissionen, deutlich ab, Abbildung 9-19.

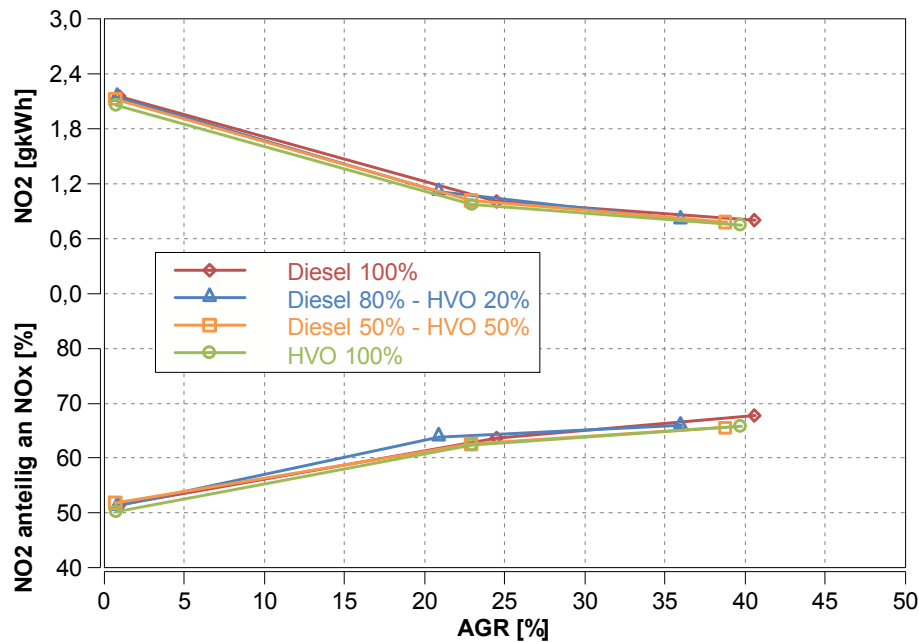


Abbildung 9-19: Stickstoffdioxidemissionen, anteilig und absolut an NO_x , bei Variation der AGR-Rate, 2000 U/min 2 bar p_{me}

Beim Vergleich der Kraftstoffe untereinander zeigt sich, dass der Anteil der NO_2 -Emissionen an den NO_x -Emissionen gleich bleibt. Aufgrund der praktisch gleichen Gesamtstickoxide für alle Kraftstoffe ergeben sich somit auch gleiche Stickstoffdioxidemissionen für HVO und fossilen Diesel, Abbildung 9-19.

9.5. Rollenprüfstandsuntersuchungen

In Fortsetzung an die Versuchsergebnisse von Konstantlastpunkten am Motorprüfstand beschreibt dieses Kapitel die Auswirkungen der einzelnen Kraftstoffblends auf den dynamischen Motorbetrieb im realen Fahrzyklus.

Die aktuell gültigen Grenzwerte wurden bereits in Kapitel 3 angeführt. Aus der Differenz der Limits für $\text{NO}_x + \text{HC}$ und NO_x ergibt sich eine Beschränkung für Gesamtkohlenwasserstoffe von 0,05 g/km. Der Grenzwert für die Gesamtkohlenwasserstoffe existiert zwar in der Gesetzgebung nicht, allerdings gilt für den Dieselmotor vor allem die Erfüllung des NO_x -Grenzwertes als Herausforderung. Somit sollte der Wert für THC von 0,05 g/km nicht überschritten werden.

Bei den Ergebnissen der Konstantlastpunkte in Kapitel 9 wurde bereits gezeigt, dass für alle untersuchten Kraftstoffblends keine signifikanten Unterschiede im effektiven Motorwirkungsgrad vorherrschen. Somit kann auch im realen Fahrzyklus der Vorteil im CO_2 -Ausstoß aufgrund der leicht abweichenden Kraftstoffzusammensetzung

beibehalten werden. Wie in Kapitel 7 gezeigt, führt das abgesenkte C/H-Verhältnis von HVO zu einer Reduzierung des CO₂-Ausstoßes in Gramm CO₂ pro Energieinhalt Kraftstoff. Im Falle von reinem HVO ergibt sich somit eine Reduzierung von etwa 4,5% im Vergleich zu fossilem Diesel, was auch im realen Fahrzyklus bestätigt werden kann, Abbildung 9-20.

Durch die überstöchiometrische Verbrennung beim Dieselmotor bewegen sich die HC- und CO-Emissionen bereits vor dem Oxidationskatalysator auf sehr niedrigem Niveau. Des Weiteren entstehen diese Emissionen fast ausschließlich während der Kaltstartphase vor dem Light-Off des Oxidationskatalysators. Dies führt dazu, dass die CO-Emissionen im Fahrzyklus bei fossilem Diesel den Grenzwert von 0,5 g/km annähernd um den Faktor 10 unterschreiten. Da der Light-Off des Katalysators äußerst anfällig auf kleinste Schwankungen in dessen Ausgangstemperatur und damit auf die Abkühlzeit zwischen den Rollentests ist, schwanken die Ergebnisse trotz genauer Erfüllung der gesetzlichen Vorgaben deutlich. Trotz dieser Tatsache zeigen die Ergebnisse der einzelnen Kraftstoffmischungen eine eindeutige Tendenz zum Rückgang der CO-Emissionen bei steigender Beimischung von HVO zu fossilem Diesel, Abbildung 9-20. Für reines HVO ergibt sich eine Reduzierung der CO-Emissionen um 80%. Trotz Schwankungen um $\pm 10\%$ fällt diese Reduzierung eindeutig größer aus als aufgrund der Motorprüfstandsergebnisse zu erwarten war. Hier konnte in den Niedriglastpunkten eine maximale Reduzierung von 60% erreicht werden.

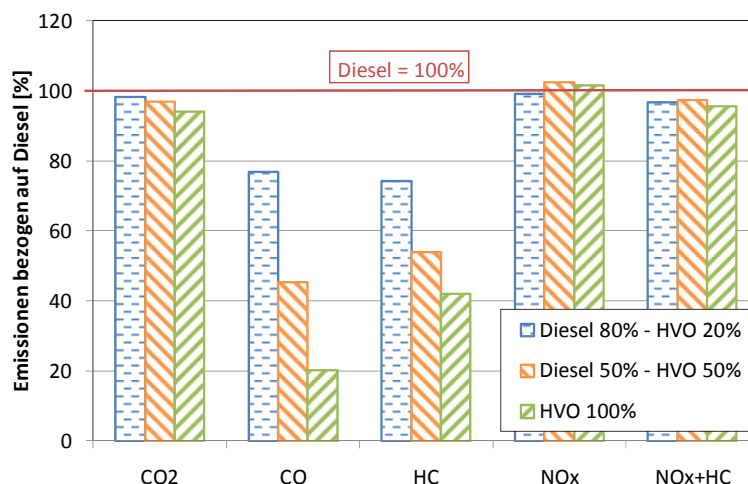


Abbildung 9-20: Versuchsergebnisse aus NEDZ Rollenuntersuchungen, Kaltstart 20°C

Die Ursache zeigt sich im Verlauf der Emissionen vor und nach Oxidationskatalysator. Diese Untersuchungen wurden allerdings aufgrund besserer

Wiederholbarkeit am Motorprüfstand sowie zum Zwecke der besseren Zeitauflösung mit einem FTIR Messgerät bei 5 Hz durchgeführt.

Die CO-Emissionen nach Oxidationskatalysator können trotz fehlendem Light-Off bei Diesel wie auch HVO um den gleichen absoluten Betrag von 200 ppm im Vergleich zu den Rohemissionen reduziert werden, Abbildung 9-21. Dies wirkt sich aufgrund des deutlich geringeren Emissionslevels von HVO in der relativen Reduzierung stärker aus und führt damit zu dem hohen Rückgang von 80% im Fahrzyklus.

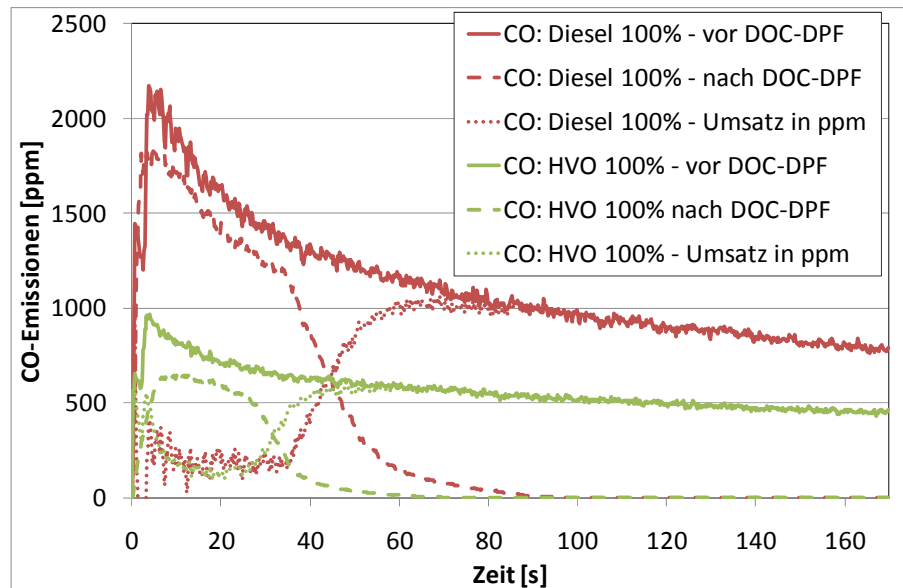


Abbildung 9-21: CO-Emissionen während dem Kaltstart vor und nach Oxidationskatalysator, konstante Einspritzmenge von 14 mg/Hub

Während der Kaltstartphase wird von beiden Kraftstoffen mit etwa 100 ppm die gleiche Menge an NO_2 emittiert, Abbildung 9-22. Bei NO_2 handelt es sich um ein starkes Oxidationsmittel, welches bereits bei Raumtemperatur mit CO reagieren kann [102]. Das bedeutet, dass 200 ppm CO mit Hilfe der gesamten zur Verfügung stehenden 100 ppm NO_2 im Katalysator zu CO_2 reduziert werden. Wenn nun nach etwa 30 s die Light-Off Temperatur im Katalysator erreicht ist, beginnt bei beiden Kraftstoffen die Oxidation von CO mithilfe des von der überstöchiometrischen Verbrennung zur Verfügung stehenden Sauerstoffs.

Auch im Falle der Kohlenwasserstoffemissionen fällt die Reduzierung durch HVO im Fahrzyklus tendenziell größer aus als bei Konstantlastpunkten auf dem Motorprüfstand. Auf dem Rollenprüfstand kann eine Reduzierung von etwa 60% erreicht werden, Abbildung 9-20. Auch in diesem Fall können während der Kaltstartphase für alle Kraftstoffe die gleichen Mengen an Kohlenwasserstoffen im Oxidationskatalysator über Physisorption [103] [104] eingespeichert werden. Diese

werden dann nach dem Light-Off mit dem zur Verfügung stehenden Sauerstoff zu CO_2 und H_2O oxidiert.

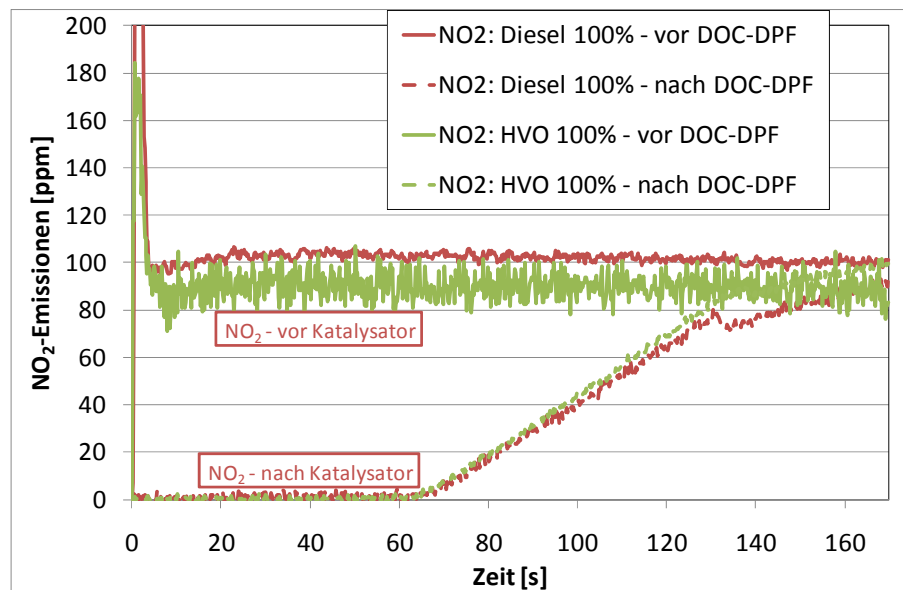


Abbildung 9-22: NO_2 -Emissionen während dem Kaltstart vor und nach Oxidationskatalysator, konstante Einspritzmenge von 14 mg/Hub

Allerdings fällt hier der Einfluss nicht so groß aus wie im Falle der CO-Emissionen. Dies hat seine Ursache darin, dass auch während des gesamten Fahrzyklus Methanschlupf im DOC auftritt. Somit wird nur ein Teil der HC-Emissionen während dem Kaltstart emittiert, wohingegen die gesamten CO-Emissionen vor dem Light-Off des Katalysators ausgestoßen werden, Abbildung 9-21.

Die NO_x -Emissionen können für alle Kraftstoffe auf praktisch gleichem Niveau gehalten werden, Abbildung 9-20. Es ist lediglich eine leichte, aber nicht signifikante Tendenz zu einem Anstieg der Stickoxide zu verzeichnen. Der unter Kapitel 9.1 beschriebene leichte Rückgang der NO_x aufgrund einer abgesenkten adiabaten Flammentemperatur tritt hier nicht auf. Die Ursache ist hier in einer aufgrund der hohen Cetanzahl vorherrschenden Tendenz zu einer verfrühten Verbrennung im Falle von HVO zu suchen. Dies führt durch einen Anstieg der maximalen Brennraumdrücke auch zu einem Anstieg der Brennraumtemperaturen und somit zu einer erhöhten Tendenz zur Bildung von thermischen NO_x [60] [89] [90]. Allerdings kann dies aufgrund der fehlenden Druckindizierung am Versuchsfahrzeug nicht mit Messergebnissen belegt werden.

10. Versuchsergebnisse haupteinspritznahe Nacheinspritzung

Ein nahe der Haupteinspritzung positionierte Nacheinspritzung kann helfen, die gegen Ende verlangsamte Verbrennung zu beschleunigen und hilft somit, Teile der während der Verbrennung gebildeten Partikel zu oxidieren. Hierzu wird die Haupteinspritzung um die entsprechende Menge reduziert und dieser Kraftstoff mit einem gewissen Zeitversatz der bereits wieder ausklingenden Verbrennung zugeführt.

Als Haupteinflussfaktoren gelten der Zeitversatz zwischen Haupt- und Nacheinspritzung, sowie die Masse an nacheingespritztem Kraftstoff [64] [105]. Die Auswirkungen dieser beiden Größen auf das Emissions- und Wirkungsgradverhalten sind im Folgenden angeführt.

10.1. Einfluss der Nacheinspritzmenge

Ausgehend von Null Nacheinspritzmenge, also der Referenz der konventionellen Dieselerbrennung wie in Kapitel 9 beschrieben, sind in Abbildung 10-1 die Partikelemissionen in der Niedriglast bei ansteigender nacheingespritzter Kraftstoffmenge dargestellt. Es kann eine deutliche Reduzierung der ausgestoßenen Rußmasse für alle Kraftstoffe bei ansteigender Nacheinspritzmenge erreicht werden. Bei Abflachen des integrierten Heizverlaufes von Vor- und Hauptpeinspritzung (siehe Pfeil A in Abbildung 10-2) erfolgt die Verbrennung der Nacheinspritzung, Abbildung 10-2. Somit kann die gegen Ende sehr langsam verlaufende Verbrennung deutlich beschleunigt werden. Dies führt zu einer besseren Nachoxidation der während der Verbrennung gebildeten Partikel und somit zu einem Rückgang der Partikelemissionen. Als Ursache hierfür wurde bereits von Desantes [67] angeführt, dass sich bei steigender Nacheinspritzmenge der Anteil an Partikel zu Seiten des Modus durch Nukleierung verschiebt, während die gesamte Partikelmasse durch die Nachoxidation reduziert werden kann.

Der integrierte Heizverlauf in Abbildung 10-2 zeigt bereits ein Optimum mit Nacheinspritzung von 2 mg/Hub, während in Abbildung 10-3 die Verbrennung bei der geringen Nacheinspritzmenge von 0,8 mg/Hub dargestellt ist. Hier zeigt sich, dass die Verbrennung gegen Ende nur in einem sehr geringen Maße beschleunigt werden kann und der Heizverlauf kaum von jenem der konventionellen Dieselerbrennung abweicht.

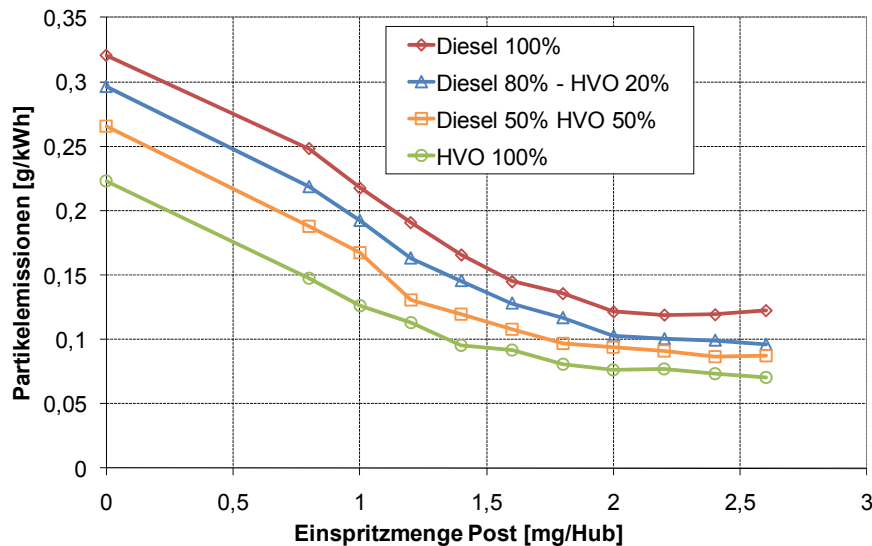


Abbildung 10-1: Partikelemissionen bei Variation der Nacheinspritzmenge, 2000 U/min 2 bar p_{me} , 30% AGR, Schwerpunktslage 12°KWnOT

Ab einer Menge von 2 mg/Hub nimmt aber der Anteil der Diffusionsflamme wieder zu, was zu einem Abflachen des Verlaufes der Partikelemissionen in Abbildung 10-1 führt.

Neben der Absenkung der Partikelemissionen weisen die NO_x -Emissionen konstantes Verhalten für alle Nacheinspritzmengen auf. Es tritt hier also der seltene Fall eines Vorteils der Partikelemissionen auf, ohne dass ein Nachteil bei den Stickoxidemissionen in Kauf genommen werden muss.

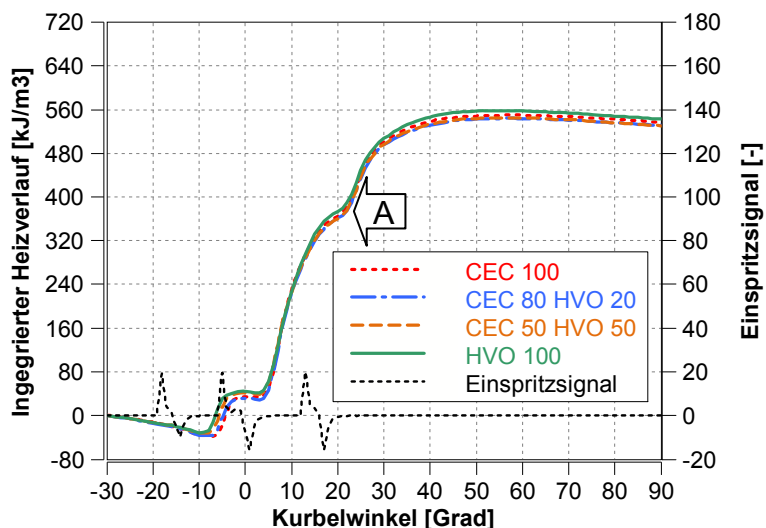


Abbildung 10-2: Integrierter Heizverlauf bei Nacheinspritzmenge 2 mg/Hub, Zeitversatz Haupt- und Nacheinspritzung 800 μs , 2000 U/min 2 bar p_{me} , 30% AGR, Schwerpunktslage 12°KWnOT

Das Verhalten der einzelnen Kraftstoffe untereinander weist praktisch lineares Verhalten auf. So kann das Rußabsenkungspotenzial von HVO auch bei einer

ansteigenden Menge an naheingespritztem Kraftstoff auf konstant hohem Niveau gehalten werden, Abbildung 10-1.

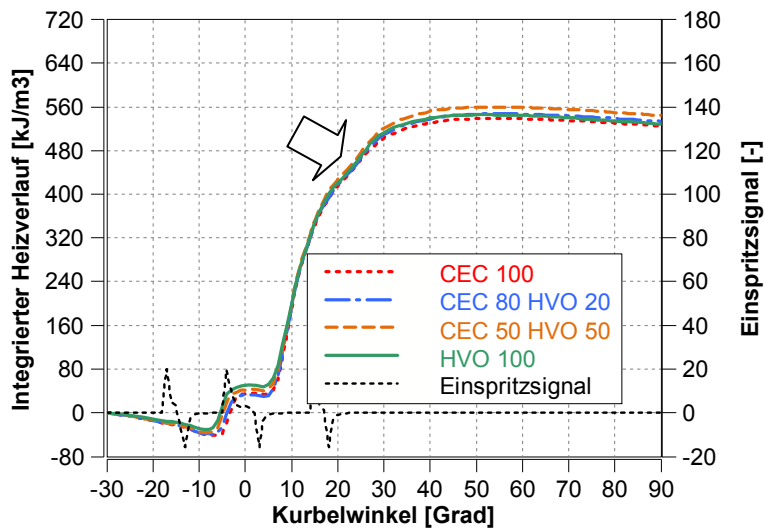


Abbildung 10-3: Integrierter Heizverlauf bei Nacheinspritzmenge 0,8 mg/Hub, Zeitversatz Haupt- und Nacheinspritzung 800 µs, 2000 U/min 2 bar p_{me} , 30% AGR, Schwerpunktslage 12°KWnOT

Eine Nacheinspritzung führt zwar zu einer Beschleunigung der Verbrennung, hat aber auch eine Verlängerung der Brenndauer zur Folge. Dies bedingt, dass auch der Wirkungsgradverlust aufgrund der länger andauernden Verbrennung zunimmt und in weiterer Folge zu einer Reduzierung des effektiven Wirkungsgrades bei Nacheinspritzung führt, Abbildung 10-4.

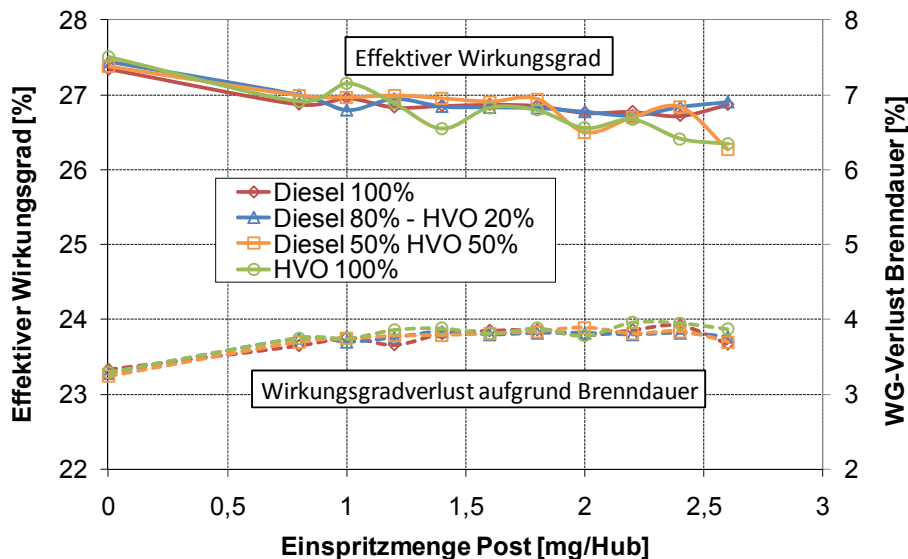


Abbildung 10-4: Effektiver Wirkungsgrad und Wirkungsgradverlust (absolut) aufgrund Brenndauer bei Variation der Nacheinspritzmenge, 2000 U/min 2 bar p_{me} , 30% AGR, Schwerpunktslage 12°KWnOT

Mit einer Reduzierung von etwa 0,5% für alle Kraftstoffmischungen fällt dieser aber relativ gering aus und tritt als Verlust bereits bei der geringen Nacheinspritzmenge

von 0,8 mg/Hub auf. Eine weitere Erhöhung der spätliegenden Einspritzung hat keinen nennenswerten nochmaligen Anstieg der Brenndauer zur Folge und führt somit auch nicht mehr zu einer signifikanten Steigerung des Verlustes aufgrund Brenndauer.

Auf die Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen und teilverbranntem Kohlenmonoxid hat die Nacheinspritzung nur sehr geringe Auswirkung, Abbildung 10-5. Lediglich die HC-Emissionen steigen gegenüber der Verbrennung ohne Nacheinspritzung leicht an. Dies wurde auch von Park [68] beobachtet und darauf zurückgeführt, dass die während der Hauptverbrennung gebildeten Inertgase CO_2 und H_2O die Verbrennungstemperatur absenken, und somit die vollständige Verbrennung der Nacheinspritzung hemmen. Das bedeutet, dass ein leichter Anstieg der Kohlenwasserstoffe in Kauf genommen werden muss. Der parallel dazu verlaufende leichte Abfall der CO-Emissionen deutet aber auch darauf hin, dass die Nacheinspritzung den Abbrand von HC- und CO-Emissionen zu Ende der Verbrennung wie auch bei den Rußemissionen begünstigt.

Gleichzeitig weisen die einzelnen untersuchten Kraftstoffe durch die steigende Beimischung an HVO konstantes Reduzierungspotenzial für diese Emissionen auf und können somit den bei Diesel entstehenden leichten Nachteil kompensieren.

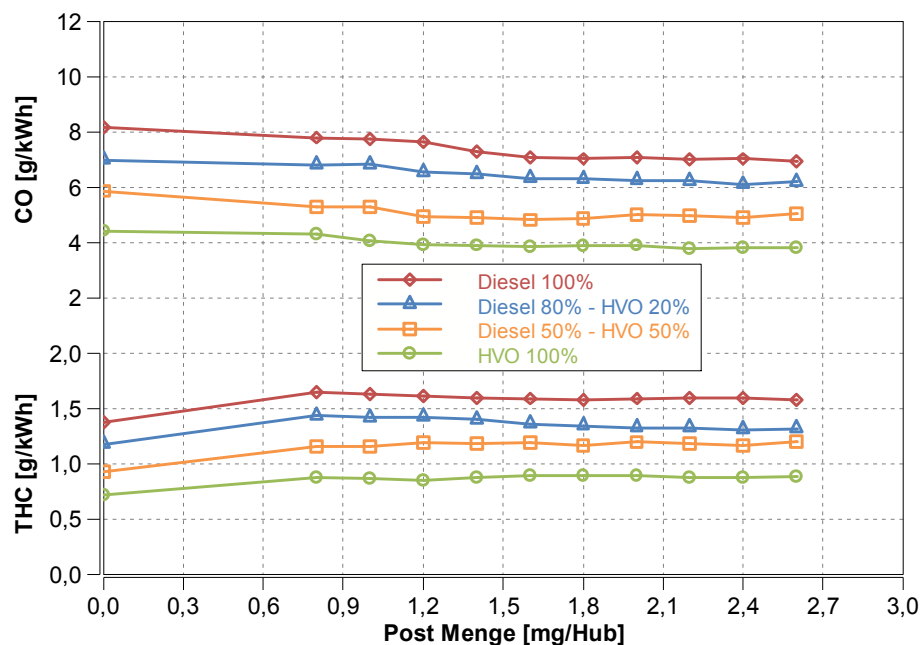


Abbildung 10-5: Spezifische Total-HC- und CO-Emissionen bei Variation der Nacheinspritzmenge, 2000 U/min 2 bar p_{me} , 30% AGR, Schwerpunktlage 12°KWnOT

10.2. Einfluss des Zeitversatzes zur Haupteinspritzung

Ein weiterer Parameter, welcher einen wichtigen Einfluss auf die Rußabsenkung hat, ist der Zeitversatz zwischen Haupt- und Nacheinspritzung. Für den Lastpunkt 2000 U/min und 2 bar p_{me} zeigt sich, dass der optimale Abstand zwischen 800 μs bis 1200 μs liegt, Abbildung 10-6. Die Variation zeigt eine konstante Nacheinspritzmenge von 2 mg/Hub, welche sich, wie in Abbildung 10-1 gezeigt, als Optimum erwiesen hat. Es sei noch erwähnt, dass die Messung in Abbildung 10-6 aus Gründen des Datenstandes (mögliche Einspritzzeitpunkte) im Steuergerät bei einer früheren Schwerpunktslage durchgeführt wurde als jene in Abbildung 10-1 und somit Partikelemissionen auf einem niedrigeren Niveau aufweist.

Das Optimum von 800 μs zeigt beim Heizverlauf, Abbildung 10-7, dass die Verbrennung der Haupteinspritzung bereits sehr weit fortgeschritten ist, bevor die Verbrennung der Nacheinspritzung erfolgt. Wird diese zu nah an der Haupteinspritzung positioniert (600 μs), tritt Diffusionsverbrennung auf, was wiederum zu einer erhöhten Rußbildung führt. Somit kann bei dieser frühen Nacheinspritzung zwar Ruß im Vergleich zur Verbrennung ohne Nacheinspritzung reduziert werden, da auch hier die Temperatur zu Ende der Verbrennung deutlich angehoben werden kann. Allerdings weist diese Einstellung aufgrund eines zu hohen Anteils an Diffusionsverbrennung nicht das Optimum auf.

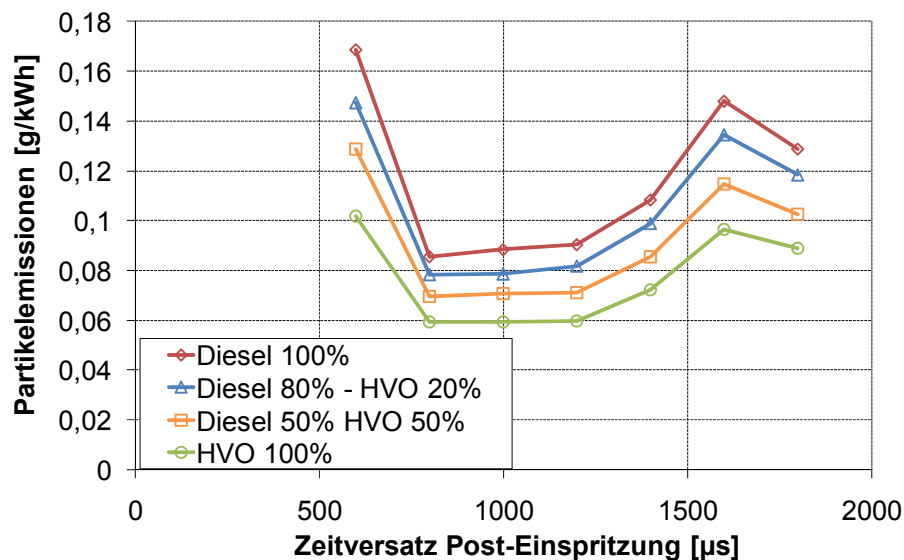


Abbildung 10-6: Partikelemissionen bei Variation des Zeitversatzes zwischen Haupt- und Nacheinspritzung, 2000 U/min 2 bar p_{me} , 30% AGR, Schwerpunktslage 6°KWnOT, Nacheinspritzmenge 2 mg/Hub

Wird der Zeitversatz weiter erhöht, wie in Abbildung 10-8 für 1600 μs gezeigt, erfolgt die Verbrennung der Nacheinspritzung erst nach Ende der Hauptverbrennung. Somit

kann die Temperatur während des 97,5% Energieumsatzpunktes nicht in ausreichendem Maße angehoben werden. Des Weiteren entsteht bei der Verbrennung der Nacheinspritzung als weitgehend eigenständige Verbrennung eine Diffusionsflamme, was wiederum zum Anstieg der Partikelemissionen bei längeren Zeitversätzen führt, Abbildung 10-6.

Auch hier kann kein unterschiedlicher Einfluss des Zeitversatzes auf die Partikelabsenkung durch HVO beobachtet werden. Das Potenzial zur Reduzierung der Rußemissionen durch Beimischung von HVO bleibt also erhalten. Gleichzeitig treten bei allen Kraftstoffblends gleiche und über die Variation konstante NO_x -Emissionen auf, es ergibt sich also auch hier kein Nachteil.

Die Heizverläufe in Abbildung 10-7 und Abbildung 10-8 zeigen wieder einen verkürzten Zündverzug bei steigender Beimischung von HVO, wie dies bereits bei der konventionellen Dieselverbrennung zu beobachten war. Dieser tritt in erster Linie bei der Voreinspritzung auf, nicht aber bei der Haupt- oder Nacheinspritzung. Lediglich bei einem Zeitversatz von 1600 μs , Abbildung 10-8, wo die Verbrennung der Haupteinspritzung praktisch abgeschlossen ist, wenn jene der Nacheinspritzung beginnt, zeigt sich wieder eine leichte Tendenz von HVO zu einem verfrühten Zünden aufgrund der hohen Cetanzahl.

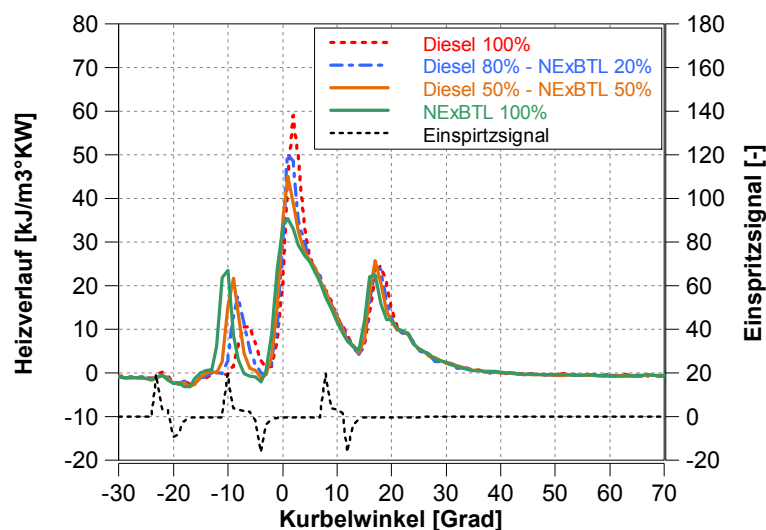


Abbildung 10-7: Heizverlauf bei einem Zeitversatz zwischen Haupt- und Nacheinspritzung = 800 μs , 2000 U/min 2 bar p_{me} , 30% AGR, Schwerpunktslage 6°KWnOT

Durch den zunehmenden Abstand der Nacheinspritzung zur Haupteinspritzung wird erwartungsgemäß für alle Kraftstoffe die Brenndauer spürbar verlängert. So verschiebt sich die Differenz zwischen 5%- und 90%-Umsatzpunkt, ausgehend von etwa 20°KW auf bis zu 40°KW bei einem Versatz von 1800 μs . Dies hat zur Folge,

dass der Wirkungsgradverlust aufgrund Brenndauer für alle Kraftstoffe um ca. 1% Punkt ansteigt, Abbildung 10-9.

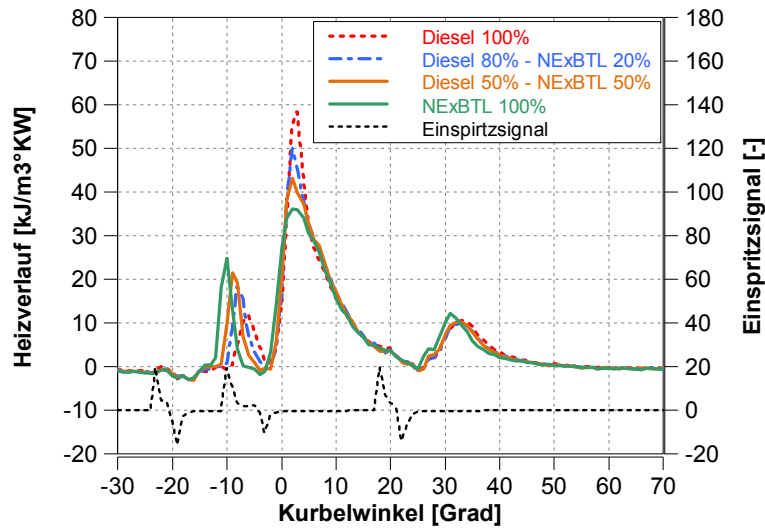


Abbildung 10-8: Heizverlauf bei einem Zeitversatz zwischen Haupt- und Nacheinspritzung = 1600 μ s, 2000 U/min 2 bar p_{me} , 30% AGR, Schwerpunktslage 6°KWnOT

Dies bedingt wiederum einen Rückgang der effektiven Wirkungsgrade aller Kraftstoffe um den gleichen Betrag, Abbildung 10-9. Die Wirkungsgrade der einzelnen Blends hingegen können untereinander auf gleichem Niveau gehalten werden. Aufgrund eines konstant gehaltenen 50%-Umsatzpunktes durch Anpassung des Haupteinspritzzeitpunktes ist hierdurch kein Wirkungsgradnachteil zu beobachten.

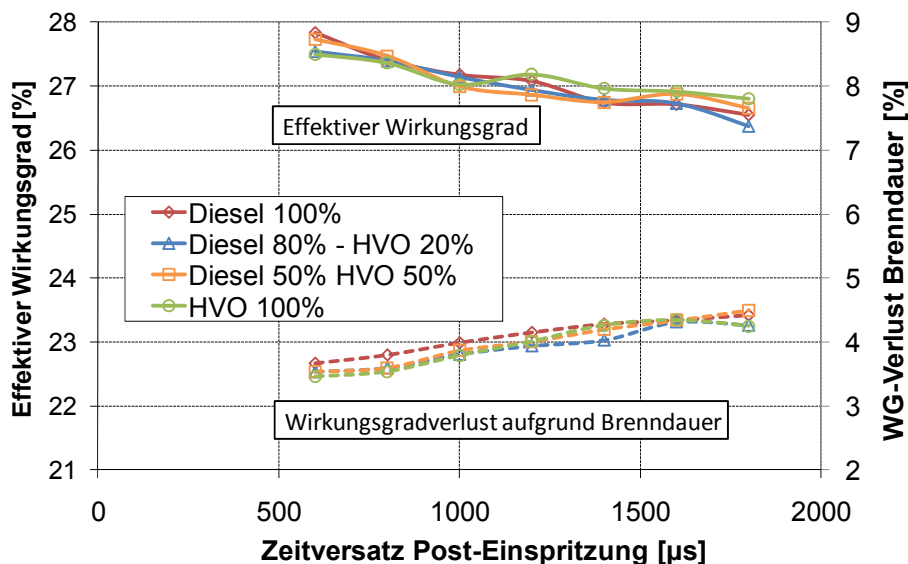


Abbildung 10-9: Effektiver Wirkungsgrad und Wirkungsgradverlust aufgrund Brenndauer bei Variation des Zeitversatzes zwischen Haupt- und Nacheinspritzung, 2000 U/min 2 bar p_{me} , 30% AGR, Schwerpunktslage 6°KWnOT

10.3. Vergleich von Nacheinspritzung und konventioneller Verbrennung

Bei einer Variation der AGR-Rate mit den optimierten Parametern von 2 mg/Hub und 800 µs Zeitversatz zwischen Haupt- und Nacheinspritzung kann das Potenzial der Nacheinspritzung mit der konventionellen Dieselverbrennung verglichen werden, Abbildung 10-10. Für reinen fossilen Diesel sowie reines HVO sind die Trade-Off-Kurven ohne Nacheinspritzung zum Vergleich ebenfalls dargestellt. Es zeigt sich, dass über die gesamte AGR-Rate die Messung mit Nacheinspritzung bereits bei fossilem Diesel unter jener für HVO ohne Nacheinspritzung liegt. Mit steigender Zumischung von HVO können die Partikelemissionen durch eine Nacheinspritzung nochmals deutlich reduziert werden. Allerdings nimmt die absolute Absenkung bei zunehmend fallendem Rußemissionsniveau ab, da aufgrund von HVO meist eine prozentuelle Reduzierung der Partikel erreicht werden kann.

Geht man von Stickoxidemissionen auf EU5-Niveau aus (wie dieses in Kapitel 3.4 berechnet wurde), so können diese mithilfe der Nacheinspritzung bereits mit fossilem Diesel auf EU6-Niveau abgesenkt werden, ohne Nachteile beim Partikelaustritt hinnehmen zu müssen.

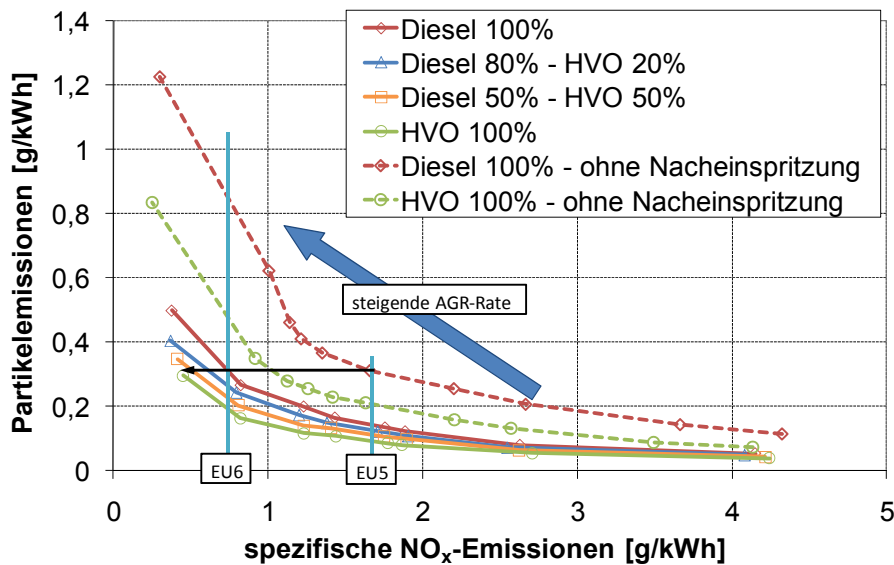


Abbildung 10-10: NO_x- und Partikelemissionen bei Variation der AGR-Rate für verschiedene Blends mit (2 mg/Hub, 800 µs) und ohne Nacheinspritzung, 2000 U/min 2 bar p_{me}, Schwerpunktslage 12°KWnOT

Mit zunehmender Beimischung von HVO kann das Potenzial sogar noch ausgeweitet werden. Bei gleicher AGR-Rate wie für fossilen Diesel können die Stickoxidemissionen auf EU6-Niveau bei gleichzeitiger, mit der Zumischrate an HVO steigender, Reduzierung der Partikelemissionen erreicht werden. Andererseits führt

eine Anpassung der AGR-Rate zu einer weiteren Reduzierung der Stickoxidemissionen bei gleichzeitigem Beibehalten der Partikelmasse.

Das deutliche Absenkungspotenzial der Rußemissionen bei Nacheinspritzung nimmt aber mit steigender Last ab. So kann bei dem leicht erhöhten Lastpunkt 1500 U/min und 5 bar p_{me} nur noch eine Absenkung der Partikel um ca. 12% erreicht werden. Diese Einspritzstrategie bietet also vor allem im Niedriglastbereich die Möglichkeit zur Partikelabsenkung.

11. Versuchsergebnisse homogenisierte Verbrennung

Bei der Dieselerbrennung findet die Verbrennung meist schon vor Abschluss des Einspritzvorganges statt und führt somit zu einer Diffusionsflamme. Diese Tatsache wiederum bedingt aufgrund unterstöchiometrischer lokaler Gemischzonen eine inhomogene Gemischaufbereitung. Kann nun die Verbrennung so lange verhindert werden, bis die Einspritzung abgeschlossen ist, so kann von einer homogenen Verbrennung gesprochen werden. Als Maß kann eine Mischungszeit t_{mix} definiert werden, welche die Differenz aus Zündverzug und Einspritzdauer in Grad Kurbelwinkel darstellt. Nimmt diese Größe negative Werte an, so überschneiden sich Einspritzung und Verbrennung und es liegt eine teilhomogene Verbrennung vor, ist t_{mix} positiv, sind Einspritzung und Verbrennung zeitlich getrennt und es kann von einer Verbrennung mit zunehmendem Homogenisierungsgrad ausgegangen werden [60].

11.1. Homogenisierung bei niedriger Last

In niedrigen Lastbereichen kann bereits durch die Steigerung der AGR-Rate eine deutliche Homogenisierung der Ladung erreicht werden [106]. Ein Beispiel hierfür stellt die Homogeneous Charge Late Injection (HCLI) genannte Verbrennung dar. Hier erfolgt die Einspritzung des Kraftstoffes spät im Verdichtungstakt (im Bereich 40°KWvOT). Durch eine hohe AGR-Rate kann der Zündverzug soweit verzögert werden, dass sich Verbrennungslagen in oder kurz nach dem oberen Totpunkt einstellen.

Die Untersuchungen wurden im Rahmen dieser Arbeit mit einer Blockeinspritzung durchgeführt, da bei der homogenen Verbrennung auch durch ein Aufbrechen des Einspritzstrahls, also eine Split Injection, praktisch keine Verbesserung des Emissionslevels erreicht werden kann [107].

Mit einer Variation des Spritzbeginns kann der Einfluss der einzelnen Kraftstoffblends dargestellt werden. Bis zu einem Spritzbeginn von früher als 31°KWvOT kann die Bildung von Rußpartikeln praktisch vollständig unterbunden werden und führt somit zu Partikelemissionen weit unter dem Limit von EU6 mit $0,05\text{ g/kWh}$, Abbildung 11-1. Diese bewegen sich auch auf so niedrigem Niveau, dass praktisch kein Unterschied mehr unter den einzelnen Kraftstoffen festgestellt werden kann. Es ist hier über den gesamten Variationsbereich mit einer minimalen Mischungszeit t_{mix} (Differenz aus

Zündverzug und Einspritzdauer) von 6°KW für alle Kraftstoffblends eine ausreichende Gemischhomogenisierung vorhanden, Abbildung 11-2. Obwohl die 50%-Beimischung sowie das reine HVO aufgrund eines reduzierten Zündverzuges deutlich kürzere Mischzeiten t_{mix} aufweisen, reicht hier die Zeit zur Gemischaufbereitung aus und wirkt sich nicht negativ auf die Partikelemissionen aus. Bei einer weiteren Verschiebung des Einspritzzeitpunktes Richtung früh findet dann für alle Kraftstoffe ein deutlicher Anstieg der Rußemissionen statt. Als Ursache kann hier, wie auch schon von [60] und [101] beschrieben, die hohe flüssige Strahleindringtiefe bei früher Einspritzung genannt werden, was zu einer Wandanlagerung von flüssigem Kraftstoff führt. Dieser dampft während der Verbrennung ab und bildet wandnahe unterstöchiometrische Zonen, welche unter Rußbildung verbrennen. Gleichzeitig kann in diesem Bereich aber wieder eine deutliche Reduzierung der Rußemissionen bei steigender Beimischung von HVO beobachtet werden.

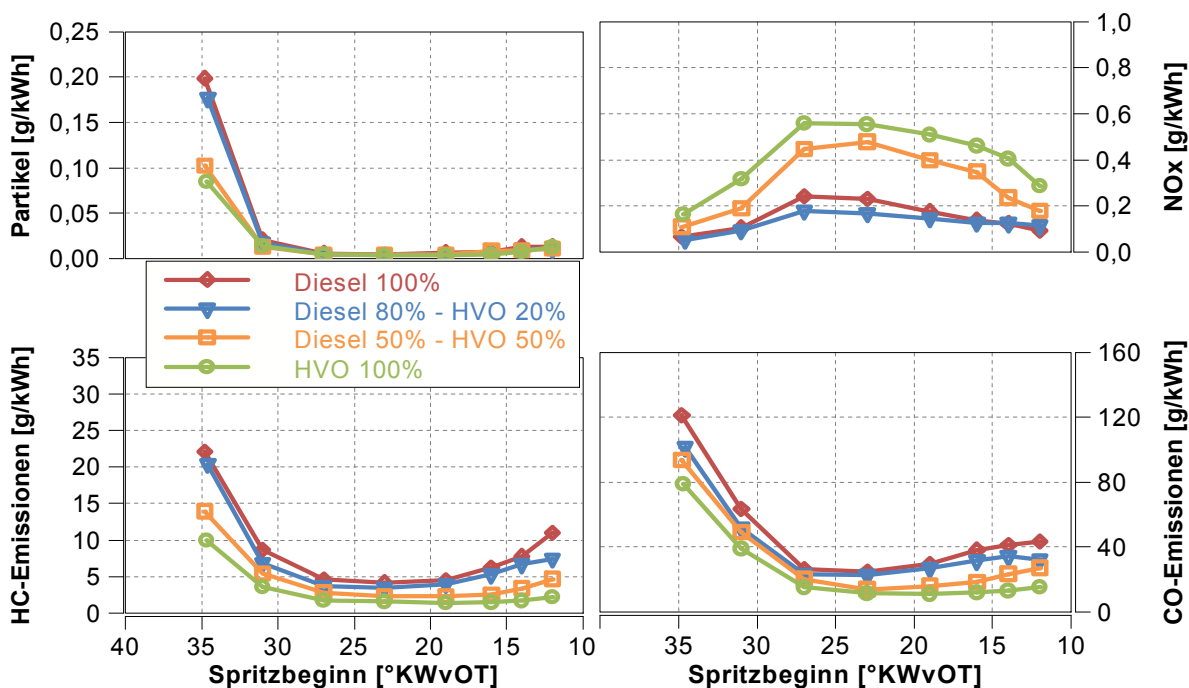


Abbildung 11-1: NOx- und Partikelemissionen sowie HC- und CO-Emissionen bei Variation des Einspritzzeitpunktes, Blockeinspritzung bei 2000 U/min und 2 bar pme, AGR = 50%

Ähnlich wie bei den Partikelemissionen findet auch bei den HC- und CO-Emissionen bei einem Spritzbeginn von 31°KWvOT ein Anstieg statt. Aufgrund der hohen Strahleindringtiefe gelangt flüssiger Kraftstoff an die Brennraumwände und in die Quetschspalten zwischen Kolben und Zylinderwand und führt somit zu einem erhöhten Ausstoß von teil- und unverbranntem Kraftstoff [108] [109]. Eine weitere Ursache für den Anstieg der HC- und CO-Emissionen bei früher Einspritzung kann in

den vorherrschenden niedrigen Gastemperaturen gesucht werden. Hier herrscht ein hohes Oberflächen/Volumen-Verhältnis vor, welches zu hohen Wandwärmeverlusten führt. Bedingt durch diese führen abgesenkte Gastemperaturen zu einem Anstieg an teil- und unverbranntem Kraftstoff [110].

Auch bei diesem Brennverfahren kann mit steigender Beimischung von HVO wieder eine deutliche Reduzierung der HC- und CO-Emissionen erreicht werden. So kann man bei gleichem Emissionslevel eine weitere Frühverschiebung des Einspritzzeitpunktes bei hohen Anteilen an Alternativkraftstoff realisieren, ohne einen Nachteil dieser Emissionen in Kauf nehmen zu müssen. Bei diesem Brennverfahren spielen diese Emissionen eine wichtige Rolle, da sie sich auf extrem hohem Niveau befinden. So sind für fossilen Diesel CO-Emissionen von nicht weniger als 20 bis zu 120 g/kWh zu verzeichnen, während bei der konventionellen Dieselerbrennung gleicher Last nur 10 g/kWh (Abbildung 9-4) auftreten. Gleiches gilt für die HC-Emissionen, welche bei der homogenen Verbrennung Werte von 5 bis 20 g/kWh annehmen und bei der konventionellen Verbrennung nur bis zu 2 g/kWh (Abbildung 9-4) betragen.

Neben der Absenkung der Partikelemissionen durch die homogenisierte Ladung können aufgrund der hohen AGR-Rate auch die NO_x-Emissionen auf äußerst niedrigem Niveau gehalten werden. Für reinen Diesel ergibt sich ein maximaler Wert von ca. 0,2 g/kWh, während zum Vergleich bei der konventionellen Dieselerbrennung in EU5-Abstimmung ein Ausstoß von 1,7 g/kWh zu verzeichnen ist (siehe Abbildung 9-1 in Kapitel 9.1). Durch die hohe AGR-Rate von 50% können die Temperaturen während der Verbrennung deutlich abgesenkt werden, wodurch die Bildung von NO_x-Emissionen abgesenkt wird.

Die Schwerpunktslage der 50%-Beimischung sowie des reinen Alternativkraftstoffes verschiebt sich aufgrund einer deutlichen Absenkung des Zündverzuges weiter in Richtung früh, Abbildung 11-2. Während für Diesel Schwerpunktslagen auftreten, welche nicht früher als 1°KW vor dem oberem Totpunkt liegen, so verschiebt sich die Verbrennung bei HVO um bis zu 8° vor den OT. Diese Tatsache bedingt einen deutlichen Anstieg der maximalen Brennraumtemperaturen als auch des maximalen Druckanstiegskoeffizienten, Abbildung 11-2. Beide Größen führen wiederum zu einem erheblichen Nachteil in der thermischen Bildung von Stickoxidemissionen. So ist mit reinem HVO im Bereich des NO_x-Peaks fast eine Verdreifachung zu verzeichnen, Abbildung 11-1.

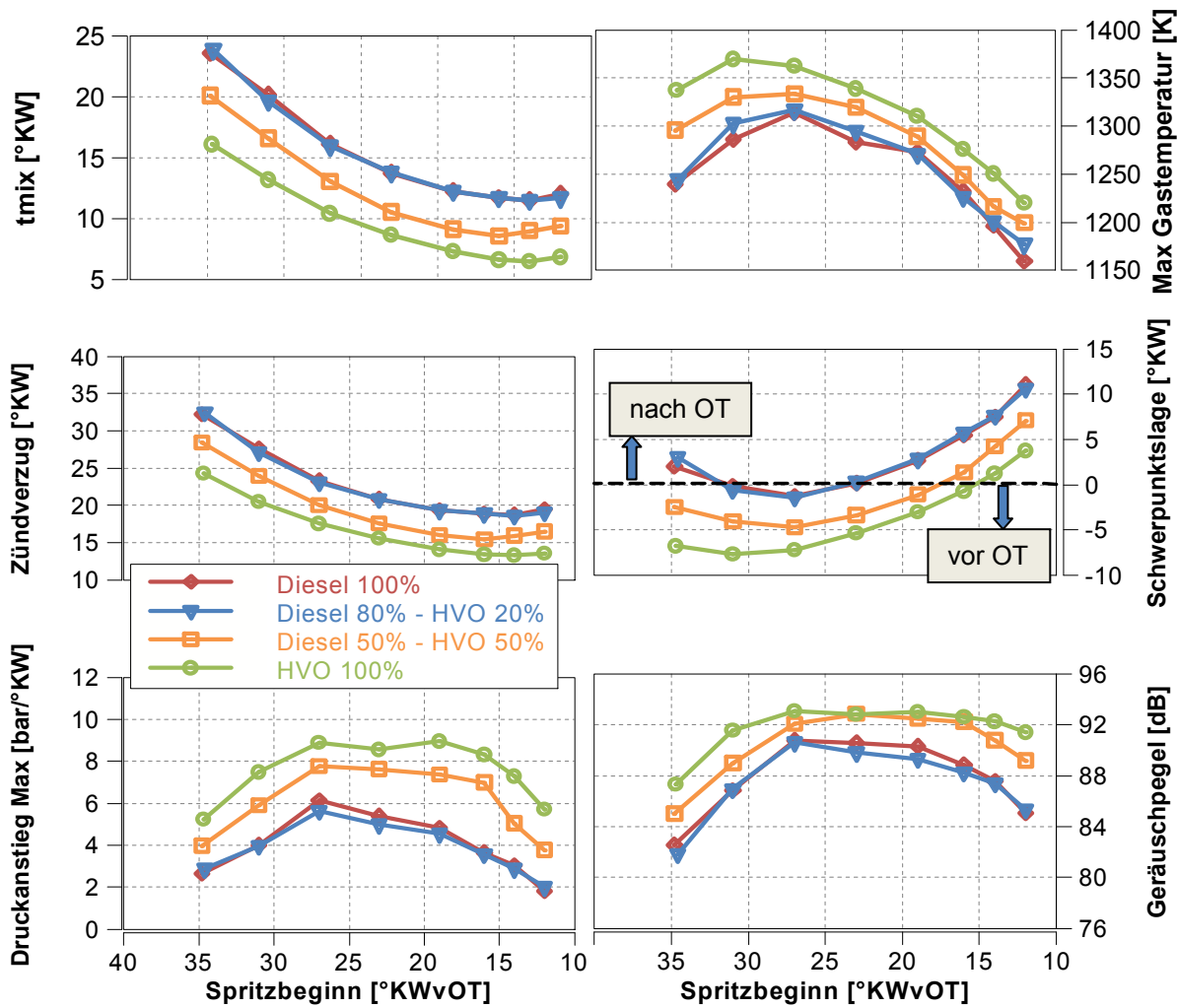


Abbildung 11-2: Brennp Parameter sowie Geräuschpegel und maximale Brennraumtemperatur berechnet aus dem Zylinderdruck bei Variation des Einspritzzeitpunktes, Blockeinspritzung bei 2000 U/min und 2 bar p_{me} , AGR = 50%

Neben dem Anstieg der Stickoxide führt die verfrühte Verbrennung der 50%-Beimischung sowie des reinen Alternativkraftstoffes noch zu einem weiteren Nachteil. Der maximale Druckanstieg sowie der maximale Brennraumdruck zeichnen sich verantwortlich für das Verbrennungsgeräusch. Ein Maß für dieses kann mithilfe des Zylinderdruckverlaufes errechnet werden und ist ebenfalls in Abbildung 11-2 dargestellt. Während die 20%-Beimischung hier gegenüber Diesel keinerlei Nachteile aufweist, zeigt sich ein merkbarer Anstieg mit der hohen Beimischung sowie dem reinen Alternativkraftstoff und stellt somit eine Einbuße im Komfortverhalten dar.

Die erheblichen Nachteile des Alternativkraftstoffes für dieses Brennverfahren erfordern eine Anpassung an den Kraftstoff. Die Ursache für die frühe Verbrennungslage mit daraus resultierendem Anstieg von Verbrennungsgeräusch und Stickoxidemissionen ist in dem reduzierten Zündverzug zu suchen. Dieser kann durch eine Anhebung der AGR-Rate auf ein ähnliches Niveau gebracht werden wie

für reinen Diesel bzw. die 20%-Beimischung, welche ja praktisch gleiches Verhalten aufweist wie der fossile Kraftstoff.

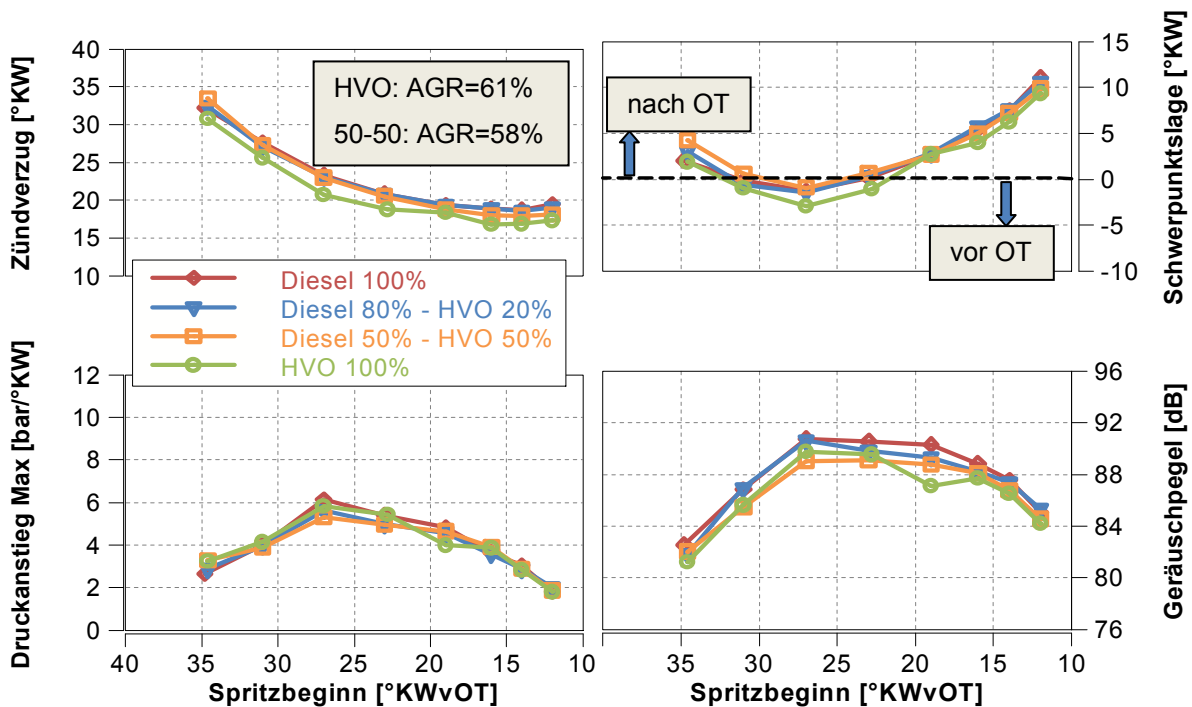


Abbildung 11-3: Brennp Parameter sowie Geräuschpegel berechnet aus dem Zylinderdruck bei Variation des Einspritzzeitpunktes, Blockeinspritzung bei 2000 U/min und 2 bar p_{me} , angepasste AGR-Raten: AGR = 50% (Diesel und 80-20), AGR = 58% (50-50), AGR = 61% (HVO)

Da die gezeigten Nachteile für den Praxiseinsatz unbefriedigend sind, erfolgt eine Analyse der einzelnen Wirkungsgrade erst nach Anpassung der AGR-Rate an den jeweiligen Kraftstoff.

Um den Zündverzug und damit auch den Verbrennungsschwerpunkt anzupassen, erfordert die 50% HVO-Beimischung eine Anhebung der AGR-Rate um 8%, reines HVO eine Anhebung um 11%. Mit dieser Maßnahme ergibt sich ein praktisch gleiches Zündverzugsverhalten aller Kraftstoffe, Abbildung 11-3. Durch die nun wesentlich später liegende Verbrennung kann auch der maximale Druckanstieg der beiden Kraftstoffe auf das Niveau von fossilem Diesel abgesenkt werden, was in weiterer Folge auch zu einer Anpassung der Geräuschemissionen führt.

Aufgrund der Anhebung der AGR-Rate werden die Brennraumtemperaturen durch weiter ansteigende Anteile der Inertgase H_2O und CO_2 weiter abgesenkt. Gleichzeitig erfolgt eine zusätzliche Reduzierung der Temperaturen durch die Verschiebung der Verbrennung in Richtung spät durch die Absenkung der maximalen Brennraumdrücke. Diese Temperaturabsenkung wiederum führt zur Reduzierung der

Stickoxidemissionen für die hohe Beimischrate sowie HVO, wobei hier sogar das Niveau unter jenem von fossilem Diesel erreicht wird, Abbildung 11-4.

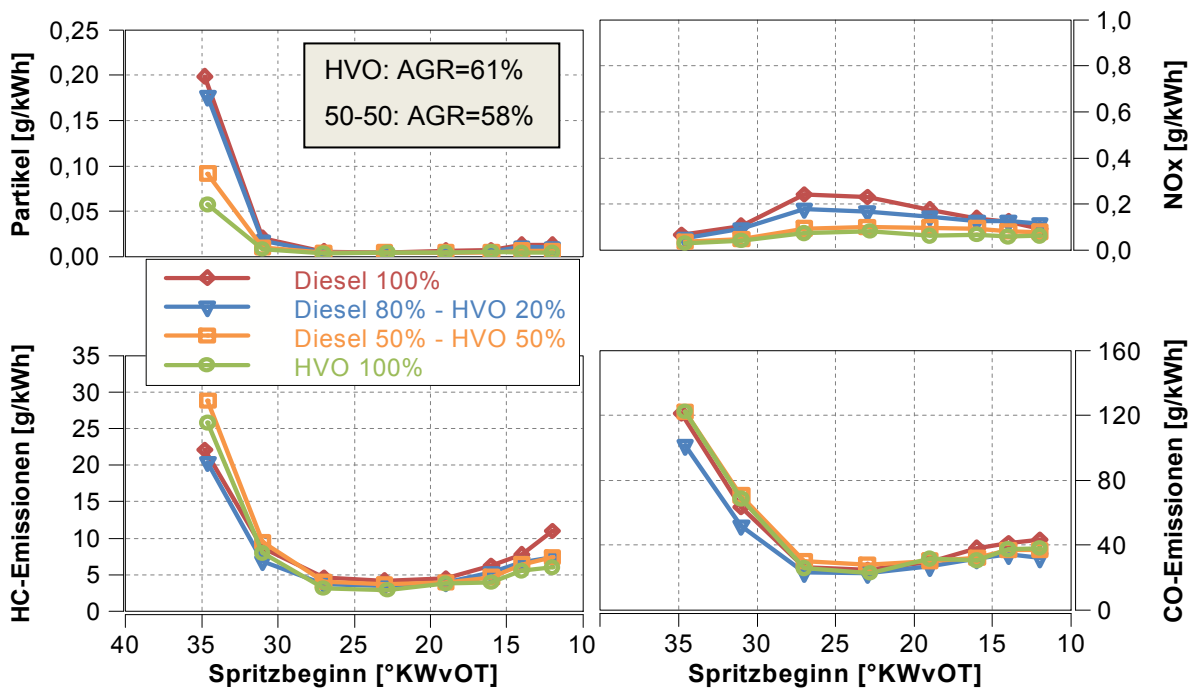


Abbildung 11-4: NO_x - und Partikelemissionen sowie HC- und CO-Emissionen bei Variation des Einspritzzeitpunktes, Blockeinspritzung bei 2000 U/min und 2 bar p_{me} , angepasste AGR-Raten: AGR = 50% (Diesel und 80-20), AGR = 58% (50-50), AGR = 61% (HVO)

Eine Erhöhung der AGR-Rate geht allerdings auch immer mit einer Absenkung des Luftverhältnisses einher. Das heißt, dass aufgrund der höheren zurückgeführten Abgasmenge weniger Restsauerstoff zur Oxidation zur Verfügung steht. Erhöhte HC- und CO-Emissionen bei der 50%-Beimischung sowie reinem HVO sind die Folge. Der Vorteil der beiden Kraftstoffe ist verlorengegangen, und die Emissionen an teil- und unverbranntem Kraftstoff bewegen sich jetzt auf dem Niveau von fossilem Diesel, Abbildung 11-4.

Nach Anpassung der AGR-Rate zur Erfüllung gleicher NO_x -Emissionen und ähnlichem Geräuschverhalten der Verbrennung zeigt sich bei den Wirkungsgradverlusten kein signifikanter Unterschied zwischen den Kraftstoffen, Abbildung 11-5. Es ergeben sich somit praktisch gleiche Wirkungsgrade für die vier Kraftstoffblends. Den Haupteinflussparameter auf den Verlauf der Wirkungsgrade stellen die Verluste aufgrund von Unverbranntem dar. Diese steigen bei frühen Werten des Spritzbeginns deutlich an und führen zu einem signifikanten Wirkungsgradverlust für alle Kraftstoffe.

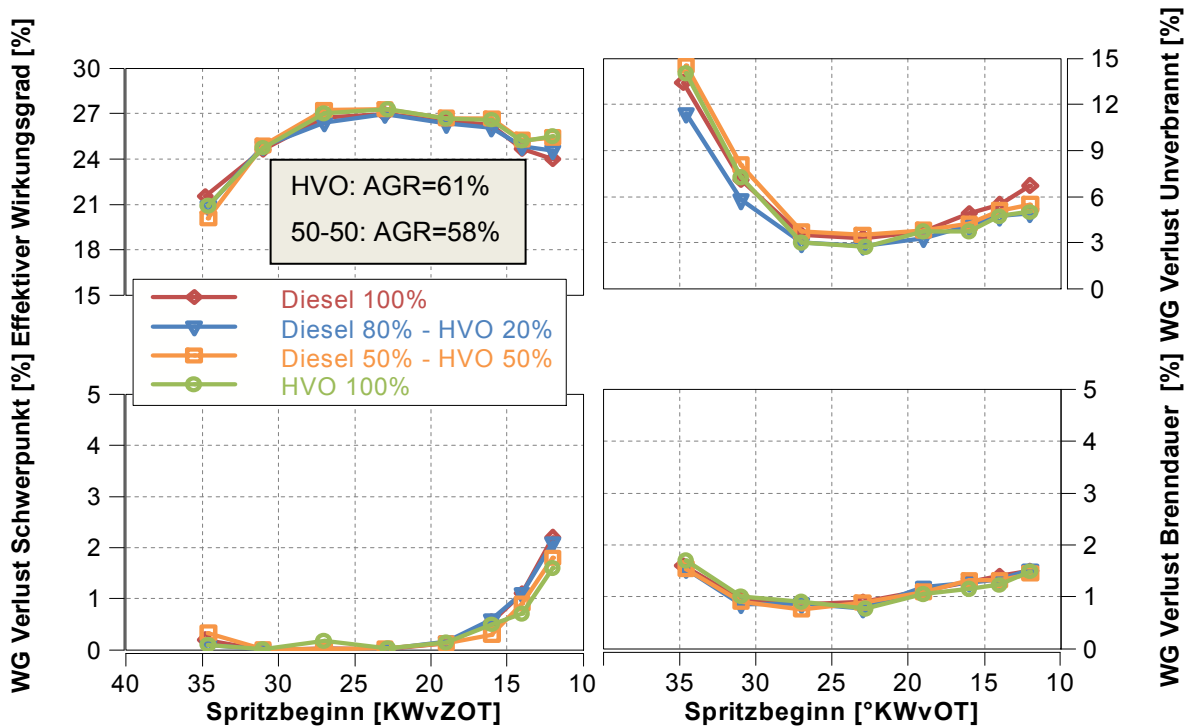


Abbildung 11-5: Effektiver Wirkungsgrad und Wirkungsgradverluste bei Blockeinspritzung, 2000 U/min und 2 bar p_{me} , angepasste AGR-Raten: AGR = 50% (Diesel und 80-20), AGR = 58% (50-50), AGR = 61% (HVO)

Auffällig zeigen sich hier auch die Verluste aufgrund Brenndauer. Diese bewegen sich mit Werten von teilweise unter 1% auf äußerst niedrigem Niveau. Die nahe des OT liegende Verbrennung findet aufgrund der homogenen Gemischaufbereitung nahezu isochor statt und bewegt sich somit nahe dem Wirkungsgradoptimum.

11.2. Homogenisierung der Verbrennung bei mittlerer Last

In höheren Teillastbereichen kann durch hohe AGR-Raten bei früher Einspritzung keine ausreichende Verzögerung der Verbrennung erreicht werden. Des Weiteren werden die Werte der Druckanstiegskoeffizienten und damit das Verbrennungsgeräusch inakzeptabel hoch.

Bei der Steigerung der Last muss also ein anderer Ansatz zur Homogenisierung der Ladung verfolgt werden. Eine Möglichkeit besteht darin, durch ein sehr spät im Zyklus liegendes Einspritzereignis den Zündverzug deutlich zu verlängern. Dies führt zu einer ausreichenden Homogenisierung der Ladung und verhindert somit die Diffusionsverbrennung. Dieses Verfahren wird oft auch als Highly Premixed Late Injection (HPLI) bezeichnet.

Der Übergang von der teilhomogenen in die homogene Verbrennung kann hierbei am besten mit einer Variation des Haupteinspritzzeitpunktes dargestellt werden.

Diese wurde bei dem Lastpunkt 2000 U/min und 5 bar p_{me} durchgeführt. Um einen Einfluss der Piloteinspritzung zu verhindern, erfolgt die Einspritzung nur durch eine Blockeinspritzung.

Das Ergebnis zeigt für reinen Dieselkraftstoff, dass bei einer zunehmend späten Verbrennungslage die Partikelemissionen zunächst zunehmen, Abbildung 11-6. Hier tritt noch Diffusionsverbrennung auf, und aufgrund der abnehmenden Verbrennungstemperaturen bei späten Schwerpunktlagen wird der Rußabbrand zunehmend gehemmt. Gleichzeitig führen die reduzierten Temperaturen durch eine Abnahme des Spritzendruckes auch zum Rückgang der NO_x -Emissionen, Abbildung 11-6, wie dies bereits in Kapitel 9.3 ausführlich beschrieben wurde.

Bei einer weiteren Verschiebung der Verbrennungslage in Richtung spät zu Werten größer als $13^\circ K W n O T$ nimmt die bis dorthin negative (bzw. Werte von null) Mischungszeit t_{mix} positive Werte an, Abbildung 11-6, da der Zündverzug deutlich zunimmt. Einspritzung und Verbrennung verlaufen ab hier also zeitlich getrennt, und es kann von einer homogenen Ladung gesprochen werden. Dies führt zu einer verstärkten Abnahme der Partikelemissionen bei gleichzeitigem Rückgang der NO_x -Emissionen für reinen Diesel ab einer Schwerpunktlage von $13^\circ K W n O T$.

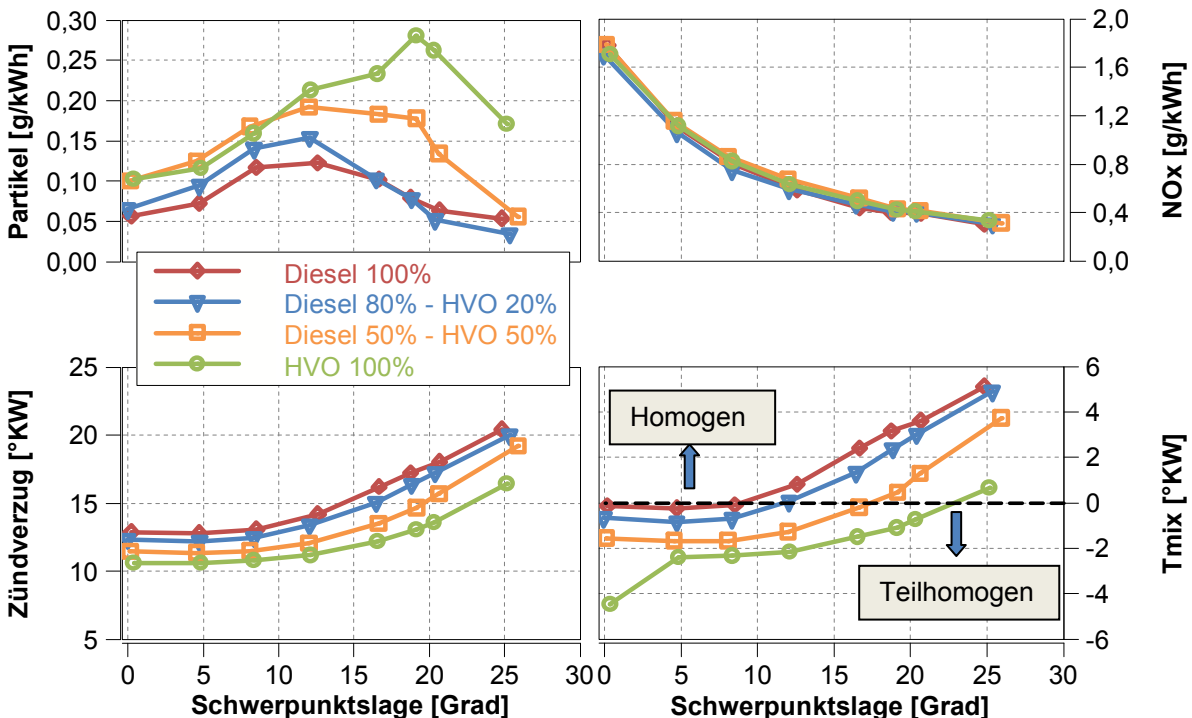


Abbildung 11-6: NO_x - und Partikelemissionen sowie Zündverzug und Mischungszeit T_{Mix} bei Variation des Einspritzzeitpunktes, Blockeinspritzung bei 2000 U/min und 5 bar p_{me} , AGR = 20%

In Kapitel 9.2 wurde gezeigt, dass zunehmende Beimischraten von HVO aufgrund der steigenden Cetanzahl zu einer Abnahme des Zündverzuges führen. Hier wurde
 September 2010 B10030

im Gegensatz dazu ein Brennverfahren mit Piloteinspritzung gewählt, wobei der Vorgang der Haupteinspritzung während der Verbrennung der Voreinspritzung stattfindet. Somit führten zunehmende Beimischraten von HVO vor allem zu einem Rückgang des Zündverzuges der Verbrennung der Piloteinspritzung. Die in die Verbrennung eingespritzte Haupteinspritzung hingegen zeigte nur einen schwachen Einfluss des Zündverzuges bei unterschiedlichen Cetanzahlen.

In diesem Kapitel hingegen wirkt sich die Cetanzahl aufgrund der Blockeinspritzung ohne Voreinspritzung deutlicher aus. So zeigt sich hier bei steigender Zumischung von HVO ein signifikanter Rückgang im Zündverzug über die gesamte Variation, Abbildung 11-6. Dies führt bereits bei sehr frühen Verbrennungslagen zu einem erhöhten Anteil an Diffusionsflamme und somit zu einem Anstieg der Partikelemissionen mit steigender Cetanzahl. Der Vorteil der Aromatenfreiheit des Alternativkraftstoffes in Bezug auf die Rußbildung geht hier also verloren.

Es kann zwar mit allen Kraftstoffblends ein Anstieg des Zündverzuges bei späten Verbrennungslagen erreicht werden, allerdings führt das niedrigere Niveau bei steigender Beimischung von HVO dazu, dass für den jeweiligen Kraftstoff erst bei späteren Verbrennungslagen positive Werte der Mischungszeit t_{mix} , und damit eine homogene Ladung erreicht werden. Diese Tatsache bedingt wiederum, dass der Peak der Partikelemissionen bei hohen Beimischraten weiter nach spät verschoben wird und gleichzeitig aufgrund des schlechteren Rußabbrandes bei diesen Schwerpunktlagen wesentlich größere Werte annimmt.

Dies wirkt sich auch auf die Messung bei der mit 25°KWnOT bereits sehr späten Verbrennungslage aus. So kann hier vor allem mit reinem HVO aufgrund der wesentlich niedrigeren Mischungszeit bei weitem nicht die gleiche Reduzierung der Partikelemissionen erreicht werden wie mit geringeren Beimischraten.

Bei den NO_x-Emissionen zeigt sich praktisch kein Unterschied zwischen den Kraftstoffen, während HVO in der Rußbildung aufgrund der hohen Cetanzahl zu einem deutlichen Nachteil bei Überführung in die homogene Verbrennung führt.

Bei den HC- und CO-Emissionen ist für alle Kraftstoffmischungen ein Anstieg mit zunehmender Spätverstellung der Verbrennung zu verzeichnen, Abbildung 11-7. Die Brennraumtemperaturen werden reduziert, was zu einer Abnahme der Nachoxidation führt. Gleichzeitig führt die späte Verbrennungslage auch zu einer zunehmenden Verschleppung der Verbrennung, angezeigt durch eine deutliche Zunahme des

zweiten Teils der Brenndauer, Abbildung 11-7. Auch diese Tatsache trägt zum Anstieg der teil- und unverbrannten Emissionen bei.

Beim Vergleich der Kraftstoffe zeigt sich bei frühen Verbrennungslagen der zu erwartende Rückgang der HC- und CO-Emissionen bei steigender Beimischung von HVO. Die Ursache liegt auch hier wieder in der Aromatenfreiheit des Alternativkraftstoffes, wie in Kapitel 9.1 näher beschrieben.

Bei der Verbrennungslage von 25°KWnOT zeigen aber die 50%-Beimischung sowie das reine HVO einen deutlichen Anstieg der Brenndauer durch eine Verschleppung der Verbrennung im 2. Teil, Abbildung 11-7. Dies hat, aufgrund abgesenkter Temperaturen herbeigeführt durch die spätere Lage der Verbrennung, eine erhebliche Verlangsamung der Oxidationsgeschwindigkeit zu Folge [111] und führt zu einem signifikanten Anstieg der HC- und CO-Emissionen dieser beiden Kraftstoffmischungen gegenüber reinem fossilen Diesel und der 20%-Beimischung.

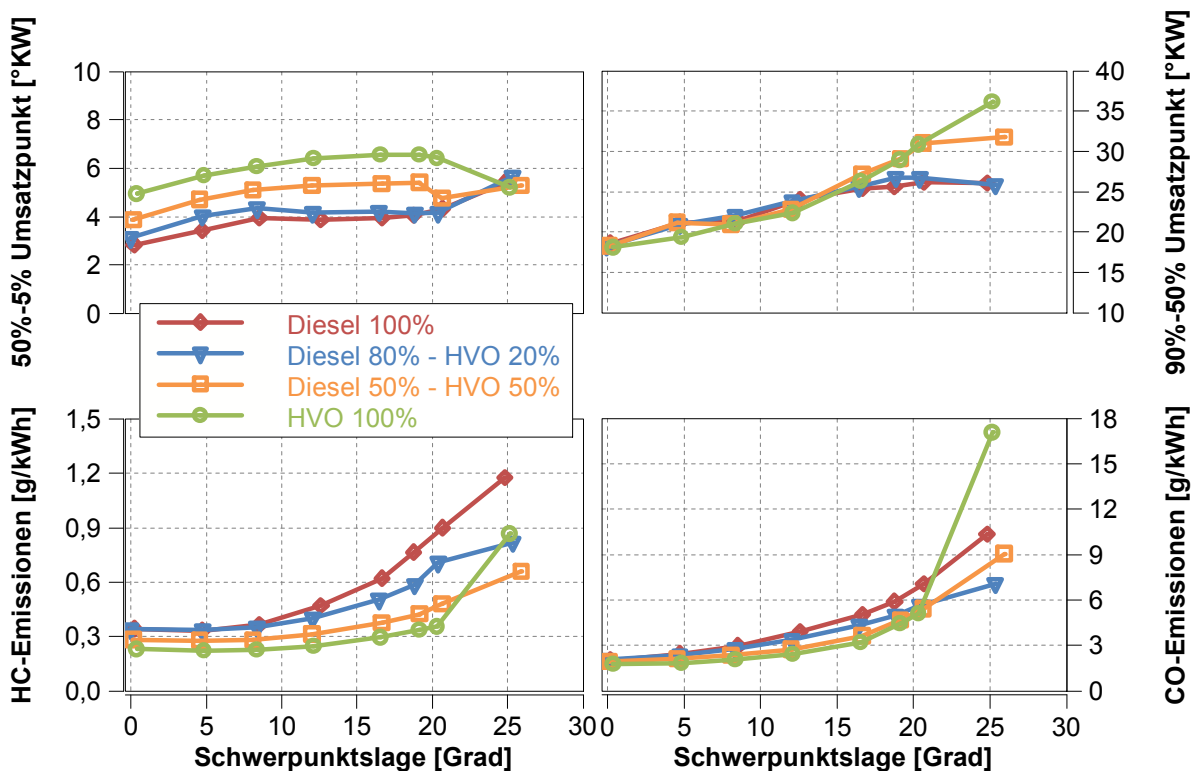


Abbildung 11-7: Erster (50%-5% Umsatzpunkt)- und Zweiter (90%-50% Umsatzpunkt) Teil der Verbrennung sowie HC- und CO-Emissionen bei Variation des Einspritzzeitpunktes, Blockeinspritzung bei 2000 U/min und 5 bar p_{me} , AGR=20%

Wie bereits in Abbildung 11-6 gezeigt, hat die Beimischung von HVO einen Rückgang des Zündverzuges zu Folge. Gleichzeitig zeigt sich allerdings eine deutliche Verlängerung des ersten Teils der Verbrennung, Abbildung 11-7. Ist die schwer zu initiierende Verbrennung der im fossilen Diesel enthaltenen ringförmigen Kohlenwasserstoffe gestartet, so führt eine höhere Energiefreisetzung auch zu einem

Anstieg der Abbrandgeschwindigkeit. Dies spiegelt sich in weiterer Folge in einem Rückgang der Brenndauer des ersten Teils der Verbrennung für fossilen Diesel gegenüber HVO wieder.

Der Vorteil der parallelen Absenkung von Partikel- und Stickoxidemissionen muss bei diesem Brennverfahren allerdings durch einen deutlichen Nachteil im effektiven Wirkungsgrad sowie einem Anstieg der HC- und CO-Emissionen erkauft werden. Für reinen fossilen Diesel nimmt dieser vom Maximalwert bei einer Schwerpunktlage von ca. 5°KWnOT um über 6%-Punkte bei einer Verbrennungslage von 25°KWnOT ab. Die Hauptursache hierfür ist eine Zunahme des Wirkungsgradverlustes aufgrund Schwerpunktlage, Abbildung 11-8. Dieser steigt bei einer Spätstellung der Verbrennung deutlich an, wobei dieser Verlustteil lediglich durch die Schwerpunktlage (wie in Kapitel 8 beschrieben), nicht aber durch den Kraftstoff oder weitere Brennparameter bestimmt wird.

Eine ebenfalls steigende Tendenz weist der Verlust aufgrund Brenndauer auf. Wie bereits in Abbildung 11-7 gezeigt, steigt die Brenndauer bei später Verbrennungslage für alle Kraftstoffe an. Dies gilt auch für die HC- und CO-Emissionen und somit den Wirkungsgradverlust aufgrund Unverbranntem.

Der Abfall des effektiven Wirkungsgrades bei Spätstellung der Verbrennung ergibt sich also als Summe der genannten drei Verlustteile. Dieser Rückgang würde aber größer ausfallen als im effektiven Wirkungsgrad zu beobachten.

Durch die spät liegende Verbrennung sinken die Gastemperaturen während der Verbrennung deutlich ab, wie die maximalen Brennraumtemperaturen zeigen, Abbildung 11-8. Dies wiederum bedingt einen Rückgang der Wandwärmeverluste und damit zum Teil einen Ausgleich der ansteigenden Verlustteile durch Schwerpunktlage, Brenndauer und Unverbranntes.

Der Vergleich der effektiven Wirkungsgrade bzw. Verluste der einzelnen Kraftstoffe zeigt über der Variation prinzipiell keine signifikanten Unterschiede. Lediglich der Verlustteil aufgrund von unverbranntem Kraftstoff spiegelt die Tendenzen bei diesen Emissionen wieder. So kann hier mit steigender Zumischung von HVO eine Reduzierung des Verlustteils erreicht werden. Diese fällt aber bei frühen Schwerpunktlagen noch relativ gering aus und schlägt sich so kaum im Gesamtwirkungsgrad nieder. Im letzten Messpunkt bei 25°KWnOT zeigt sich aber der deutliche Einfluss der stark ansteigenden HC- und CO-Emissionen von reinem HVO. So steigt hier der Wirkungsgradverlust aufgrund von Unverbranntem um ca.

1%-Punkt gegenüber der 80%- und 50%-Beimischung, sowie ca. um 0,5%-Punkte gegenüber fossilem Diesel an.

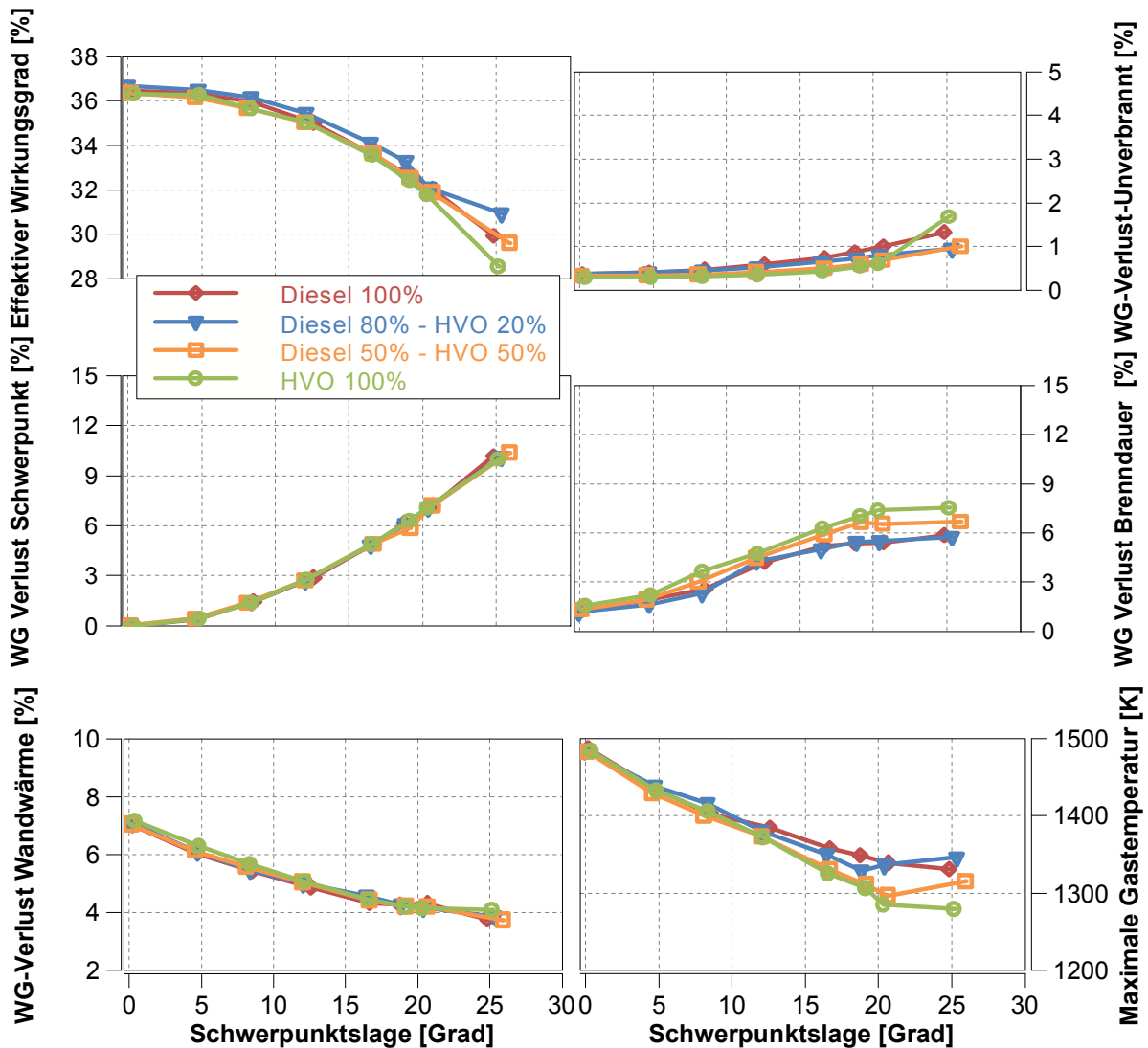


Abbildung 11-8: Effektiver Wirkungsgrad sowie Wirkungsgradverluste aufgrund Schwerpunktslage, Brenndauer, Wandwärme und Unverbranntem sowie maximale Gastemperaturen bei Variation des Einspritzzeitpunktes, Blockeinspritzung bei 2000 U/min und 5 bar p_{me} , AGR=20%

Hinzu kommt auch, dass die 50%-Beimischung und reines HVO aufgrund der ansteigenden Brenndauern Nachteile in diesem Wirkungsgradverlust gegenüber der geringen Beimischrate und reinem Diesel zu verzeichnen haben. In Summe ergibt sich für die 20%-Beimischung ein deutlicher Vorteil und für reines HVO ein eindeutiger Nachteil im effektiven Wirkungsgrad bei einer Schwerpunktslage von 25°KWnOT.

Zusammenfassend zeigt sich bei der homogenisierten Verbrennung durch Späteinspritzung ein eindeutiger Nachteil durch hohe Cetanzahlen und den dadurch

abnehmenden Zündverzug. Die 20%-Beimischung kann bei zunehmender Homogenisierung der Ladung noch zu einem leichten Vorteil gegenüber Diesel führen. So hat hier die Cetanzahl praktisch keinen Einfluss auf das Brennverhalten, der Zündverzug wird zwar geringfügig verkürzt, führt aber noch zu keinem Nachteil im Homogenisierungsverhalten.

Dem entgegen steht allerdings ein erheblicher Nachteil von reinem HVO, das aufgrund seiner hohen Cetanzahl erst sehr viel später von der Diffusionsverbrennung in die homogene Verbrennung übergeht. Auch bei sehr späten Verbrennungslagen weist der Kraftstoff noch eine wesentlich kürzere Mischungszeit auf und führt somit zu einem erheblichen Nachteil bei den Rußemissionen. Wie bereits bei der homogenisierten Verbrennung bei niedriger Last in Kapitel 11.1, kann man auch hier wieder versuchen, diesen Nachteil durch eine Anhebung der AGR-Rate bei der hohen Beimischrate sowie reinem HVO auszugleichen.

Exemplarisch für eine Schwerpunktslage von 16°KWnOT zeigt sich bei einer Erhöhung der AGR, dass bei dieser hohen Last im HCCI-Betrieb die Mischungszeit t_{mix} nur geringfügig angehoben werden kann, Abbildung 11-9. Bei der 50%-Beimischung kann eine leicht positive Mischungszeit und damit eine Trennung von Einspritzvorgang und Verbrennung erreicht werden. Gleichzeitig nimmt das Luftverhältnis aufgrund der hohen AGR-Rate zunehmend kleinere Werte an und bedingt somit einen Anstieg der Partikelemissionen. Durch die nur sehr kurze zur Verfügung stehende Zeit kann keine ausreichende Gemischhomogenisierung erreicht werden, um eine weitere Partikelabsenkung zu erreichen. Wie aus Abbildung 11-9 ersichtlich, nehmen die Rußemissionen bei einer weiteren Anhebung signifikant zu. Es können also auch durch eine Anhebung der AGR-Rate die Brennraumtemperaturen nicht in ausreichendem Maße abgesenkt werden, um ein Zündverzugsverhalten ähnlich jenem von fossilem Diesel oder der 80%-Beimischung hervorzurufen.

Als positiver Effekt können allerdings die NO_x -Emissionen aufgrund der hohen AGR-Rate weiter abgesenkt werden, Abbildung 11-9.

Durch Auswahl dieses Lastpunktes konnte aufgezeigt werden, dass vor allem in der oberen Lastgrenze der Homogenisierung des Dieselmotors deutliche Einschränkungen durch Kraftstoffe mit hohen Cetanzahlen besteht. Eine weitere Anhebung des Luftverhältnisses könnte den Nachteil zwar ausgleichen, ist aber am Versuchsmotor nicht mehr möglich, da sich hier der VTG-Steller bereits in maximaler

Position befindet. Aus diesem Grund wurde auch bewusst dieser Lastpunkt gewählt, um die Grenzen bzw. Nachteile der Kraftstoffe aufzuzeigen.

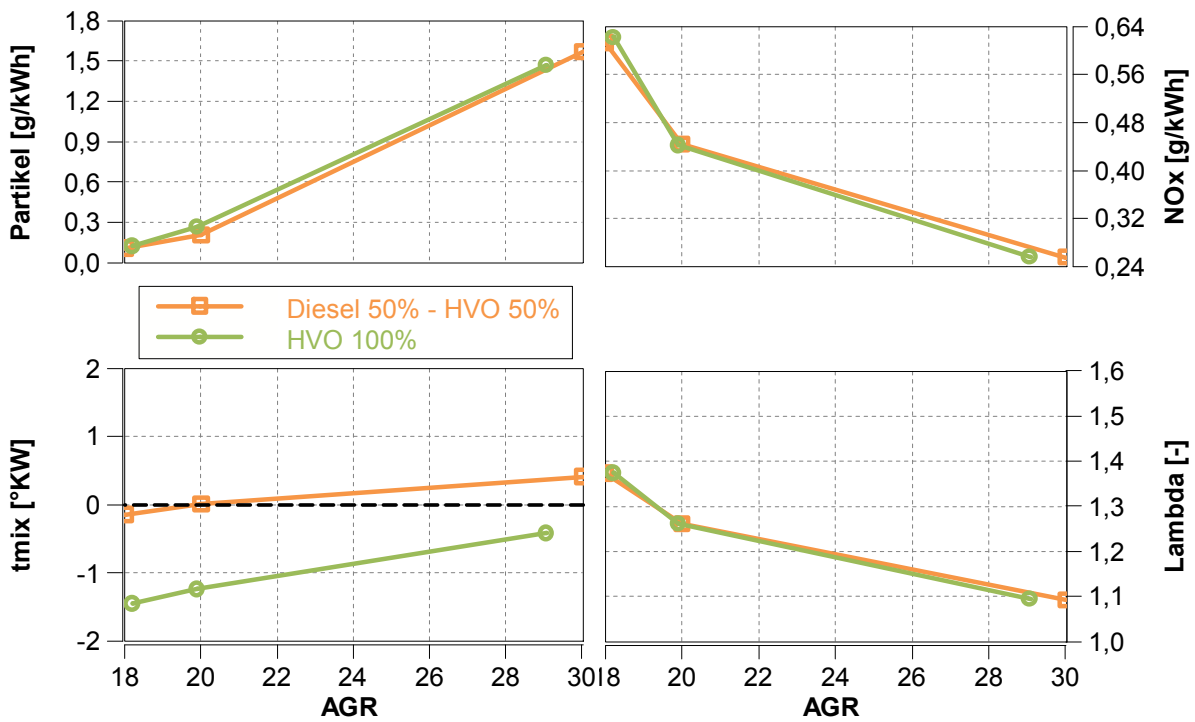


Abbildung 11-9: NO_x- und Partikelemissionen sowie Mischungszeit t_{mix} und Lambda bei Variation der AGR-Rate, Blockeinspritzung bei 2000 U/min und 5 bar p_{me} , Schwerpunktslage=16°KWnOT

12. Versuchsergebnisse Regeneration des Dieselpartikelfilters

Dieses Kapitel behandelt keine direkte innermotorische Strategie zur Emissionsabsenkung. Der Partikelfilter als Abgasnachbehandlungssystem erfordert aber innermotorische Maßnahmen zur Regeneration. Zu diesem Zwecke muss vor allem bei niedrigen Lastpunkten die Temperatur im DPF deutlich angehoben werden, um den angesammelten Ruß abzubrennen. Hierfür werden Temperaturen im Bereich von 630°C am Eingang des Filters benötigt, wie bereits unter Kapitel 5.2.2 erläutert.

Die in diesem Kapitel beschriebenen Ergebnisse beziehen sich immer auf zwei verschiedene Applikationen im Motorsteuergerät. Zum ersten den Fall der Standardapplikation, was heißt, der alternative Kraftstoff wird ohne weitere Veränderung der Motorsteuerung verwendet. Dies kann aber ein aufgrund der unterschiedlichen Kraftstoffeigenschaften abweichendes Regenerationsverhalten bedeuten. Somit muss die Motorapplikation unter Umständen so angepasst werden, dass die zur Regeneration geforderte Temperatur am Eingang des Partikelfilters gewährleistet ist. Daraus ergibt sich der zweite Fall, genannt konstante Temperatur.

12.1. Regenerationsverhalten

Wenn der Motor im Modus „DPF-Regeneration“ betrieben wird, sind im Steuergerät neben der Vor- und Haupteinspritzung zwei späte Nacheinspritzereignisse appliziert. Hier zeigt sich ein deutlicher Einfluss des Kraftstoffes auf das Temperaturverhalten. Als ausschlaggebende Größe wird die Temperatur nach Oxidationskatalysator, welche die Temperatur am Eingang des Partikelfilters darstellt, herangezogen. Vor allem sehr niedrige Lastpunkte stellen kritische Betriebsbereiche dar, da sehr hohe Nacheinspritzmengen zum Erreichen der nötigen Temperatur am Eingang des Partikelfilters notwendig sind. Ein Schema der Anordnung der Temperaturmessstellen ist Abbildung 12-1 zu entnehmen.

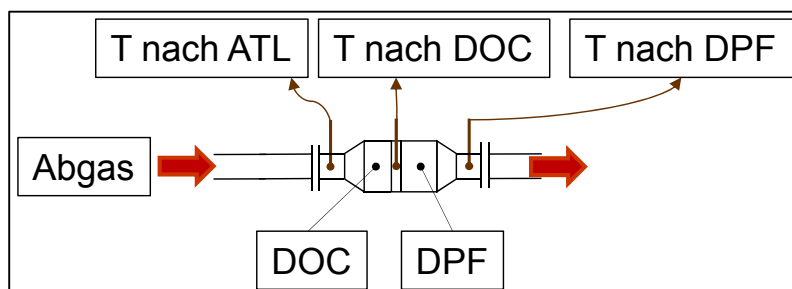


Abbildung 12-1: Schematische Anordnung der Temperaturmessstellen im Abgasstrang

Wird keine Veränderung an der Motor Serienapplikation vorgenommen, sondern lediglich der Lastpunkt (effektiver Mitteldruck und Drehzahl) am Motorprüfstand

eingestellt, nimmt die Temperatur bei steigender Zumischung an HVO zu Diesel deutlich ab, Abbildung 12-2. Bei reinem HVO ist im Vergleich zu Diesel bei beiden gezeigten Lastpunkten ein Rückgang von ca. 45°C zu verzeichnen. Dem entgegen steht ein deutlicher Anstieg der Temperaturen nach Abgasturbolader bei steigender Zumischung von HVO, Abbildung 12-2.

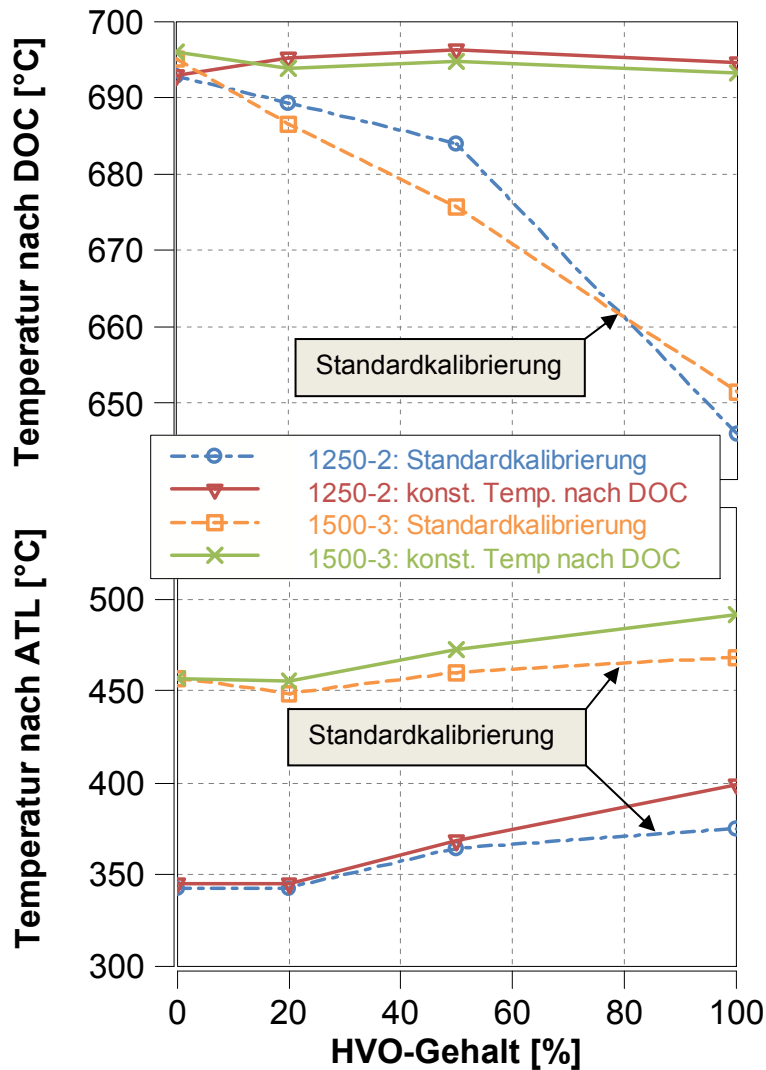


Abbildung 12-2: Temperaturen nach Abgasturbolader und nach Oxidationskatalysator bei den zwei Lastpunkten 1250 U/min 2 bar p_{me} und 1500 U/min 3 bar p_{me} , jeweils in Standardkalibrierung sowie bei konstanter Temperatur nach Katalysator im DPF-Regenerationsbetrieb

Die Ursache hierfür ist allerdings nicht in einem späteren Einspritzzeitpunkt und damit späterer Verbrennung zu suchen. Der Beginn der beiden Nacheinspritzungen erfolgt mit deutlich nach 40°KWnOT sehr spät. Bei diesen Bedingungen sind die Temperatur- und Druckrandbedingungen für eine Entzündung des Kraftstoffes bereits sehr schlecht, was den erwünschten hohen Anteil an unverbranntem Kraftstoff bedingt. Andererseits macht sich hier aber die hohe Cetanzahl von HVO

deutlich bemerkbar und führt zu einem besseren Zündverhalten des Kraftstoffes. Somit kann ein größerer Anteil des spät eingebrachten Kraftstoffes verbrannt werden, wie der Heizverlauf für den Lastpunkt 1500 U/min 3 bar p_{me} zeigt, Abbildung 12-3 oben. Dies bedeutet also, dass mit steigender Zumischung von HVO ein größerer Anteil des naheingespritzten Kraftstoffes verbrannt werden kann und somit durch die sehr späte Verbrennungslage höhere Abgastemperaturen generiert werden.

Neben einer Erhöhung der Abgastemperatur steht zusätzlich auch weniger Menge an unverbranntem Kraftstoff zur Erzeugung der notwendigen Temperaturen im Katalysator zur Verfügung, was zu der gezeigten Abnahme der Temperatur am Eingang des Partikelfilters führt.

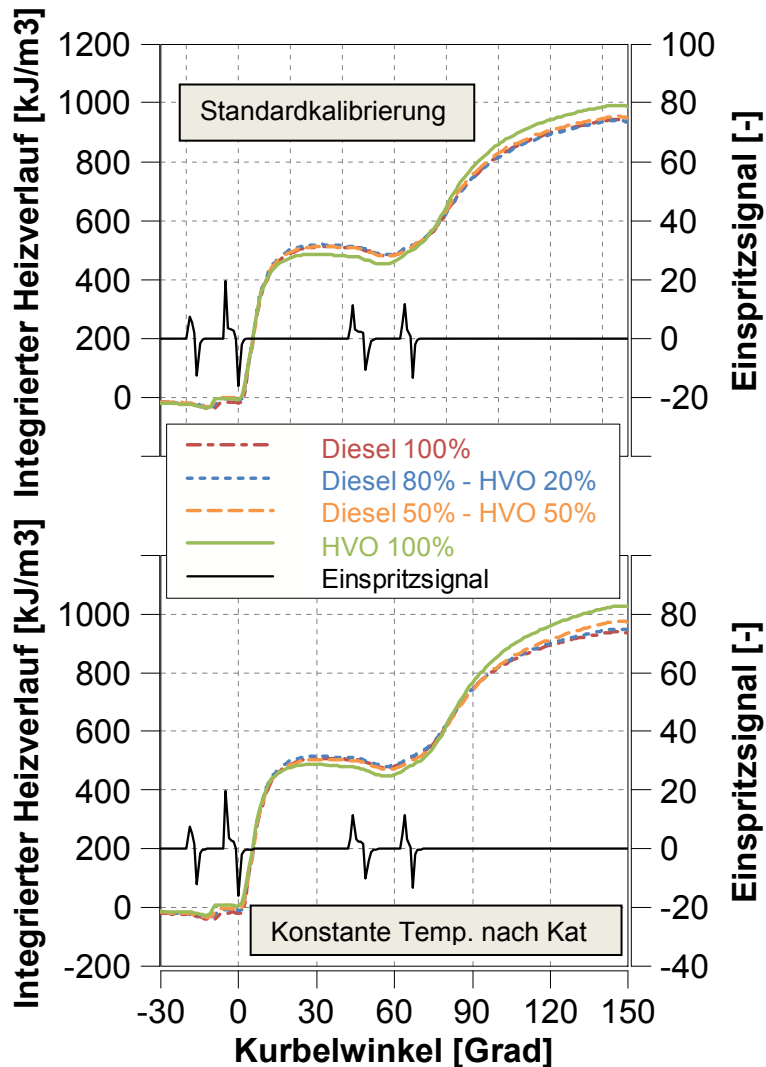


Abbildung 12-3: Integrierter Heizverlauf bei 1500 U/min und 3 bar p_{me} in Standardkalibrierung sowie bei konstanter Temperatur nach Katalysator im DPF-Regenerationsbetrieb

Um ein gleichbleibendes Regenerationsniveau zu gewährleisten muss die Temperatur also bei HVO angehoben werden. Dies kann durch einen Angleich der

nacheingespritzten Menge an Kraftstoff erreicht werden. Diese Messung ist ebenfalls in Abbildung 12-2 dargestellt und zeigt einen nahezu konstanten Verlauf der Partikelfilter-Eingangstemperatur. Durch die Erhöhung der Nacheinspritzmenge wird auch die Menge an Kraftstoff, welche bei der Verbrennung der Nacheinspritzung umgesetzt werden kann, weiter erhöht, Abbildung 12-3 unten. Dies führt bei allen Zumischraten zu einem weiteren Anstieg der Abgastemperatur nach Turbolader im Vergleich zur Messung bei Standardkalibrierung. Gleichzeitig kann durch die ebenfalls ansteigenden Anteile an teil- und unverbranntem Kraftstoff die gewünschte Erhöhung der Abgastemperatur erreicht werden.

Die Erhöhung der Temperatur nach Abgasturbolader bei steigendem HVO-Gehalt führt allerdings auch dazu, dass für konstante Eingangstemperatur des Partikelfilters die zu erzeugende Temperaturdifferenz am Katalysator sinkt. Es muss dem Abgas also weniger Energie über teil- und unverbranntem Kraftstoff zugeführt werden. In Summe muss allerdings die Nacheinspritzmenge im Falle von HVO angehoben werden, was einen Nachteil darstellt.

Die hohen CO-Emissionen, welche in erster Linie durch die unvollständige Verbrennung aufgrund der ungünstigen Temperatur- und Druckverhältnisse zustande kommen, bleiben für alle Kraftstoffe praktisch gleich, Abbildung 12-4. Die HC-Emissionen, welche unverbranntem Kraftstoff darstellen, gehen hingegen bei steigendem Anteil an HVO deutlich zurück, Abbildung 12-4. Somit findet eine Verschiebung des HC/CO-Verhältnisses hin zu HC statt.

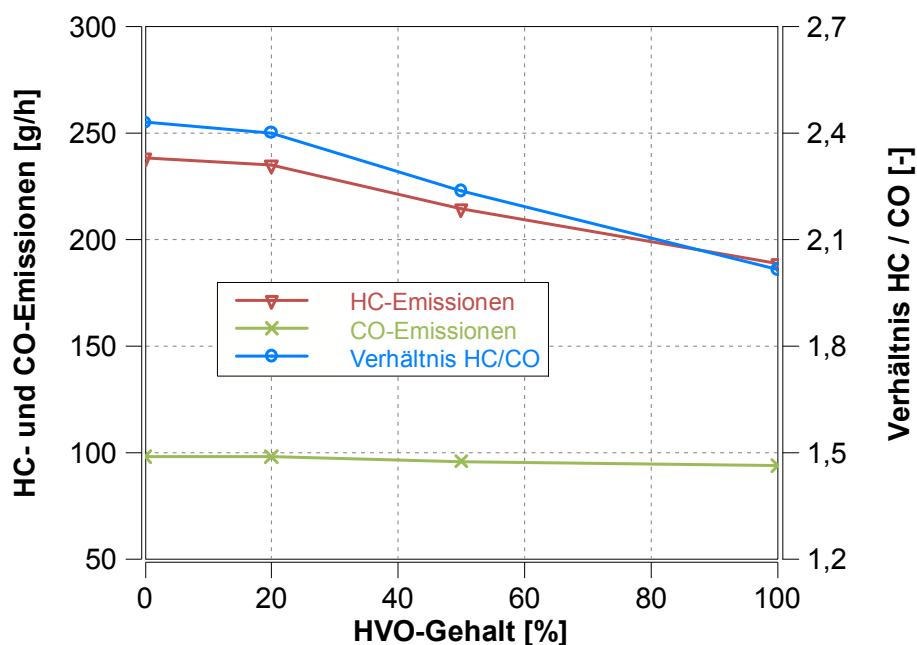


Abbildung 12-4: HC- und CO-Emissionen im DPF-Regenerationsbetrieb bei 1250 U/min 2 bar p_{me} , konstante Temperatur nach Oxidationskatalysator

Dieser Rückgang, vor allem der HC-Emissionen, führt dazu, dass auch der Wirkungsgradverlust durch Unverbranntes für HVO um 2% geringer ausfällt als bei reinem Diesel, Abbildung 12-5. Gleichzeitig kann aber im effektiven Wirkungsgrad kein signifikanter Unterschied zwischen den Kraftstoffen festgestellt werden. Die genaue Wirkungsgradanalyse zeigt noch weitere Unterschiede zwischen den einzelnen Kraftstoffen auf. So steigt vor allem der Verlust durch Kraftstoffeintrag in das Schmieröl bei höheren Beimischraten von HVO deutlich an. Die genaue Aufgliederung mit den Ursachen dieses Effektes erfolgt in Kapitel 12.2 bei der Analyse des Kraftstoffeintrages in das Motoröl.

Aufgrund der höheren Menge an Kraftstoff der Nacheinspritzung, welcher bei Verwendung des Alternativkraftstoffes verbrennt, verschiebt sich zum einen die Schwerpunktslage der Verbrennung weiter nach hinten, zum anderen wird die Brenndauer leicht ausgedehnt. Beide Effekte zeigen zwar eine leichte Tendenz zu steigenden Wirkungsgradverlusten durch Schwerpunktslage bzw. reale Verbrennung, fallen aber äußerst gering aus. Alle anderen Wirkungsgradverluste weisen keine signifikante Veränderung auf.

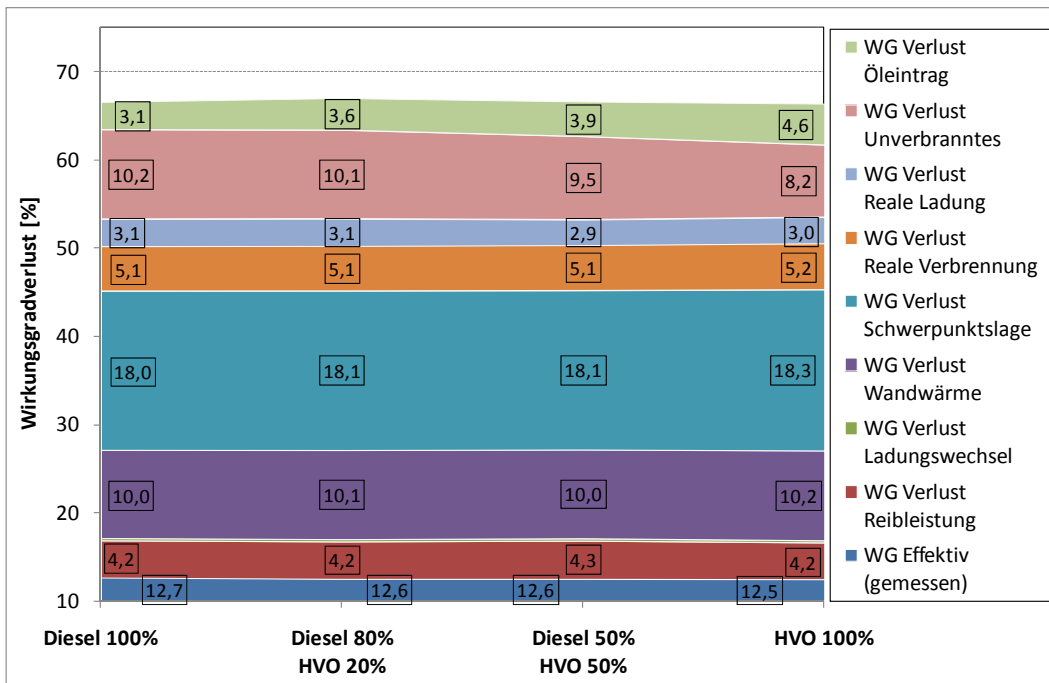


Abbildung 12-5: Wirkungsgradverluste im DPF-Regenerationsbetrieb bei 1250 U/min 2 bar p_{me} , konstante Temperatur nach Oxidationskatalysator

12.2. Ölverdünnung durch Kraftstoffeintrag

Für die Messung der Ölverdünnung während der DPF-Regeneration wurde der Motor für vier Stunden im Regenerationsmodus betrieben, die genaue Vorgehensweise ist

Kapitel 6.6 zu entnehmen. In Kapitel 12.1 wurde bereits ein steigender Wirkungsgradverlust durch Kraftstoffeintrag in das Schmieröl gezeigt. Dieser konnte aus einer Gas Chromatography-Mass Spectrometry errechnet werden, wie in Kapitel 8 beschrieben. Die Ergebnisse für den Lastpunkt 1250 U/min und 2 bar p_{me} im DPF-Regenerationsbetrieb sind in Abbildung 12-6 gezeigt. Für den Fall der Standardapplikation ergibt sich bei steigender Zumischung von HVO ein Anstieg des Kraftstoffeintrages in das Schmieröl. Für reinen Alternativkraftstoff wird mit 13,5 Vol% um 3,2 Vol% mehr Kraftstoff in das Schmieröl eingebracht, als bei reinem fossilen Diesel. Dies führt neben einem ansteigenden Wirkungsgradverlust mit einem Rückgang der Ölviskosität noch zu einem weiteren Nachteil. Diese nimmt aufgrund des ansteigenden Kraftstoffeintrages mit hohen Beimischungen von HVO merklich ab, Abbildung 12-6.

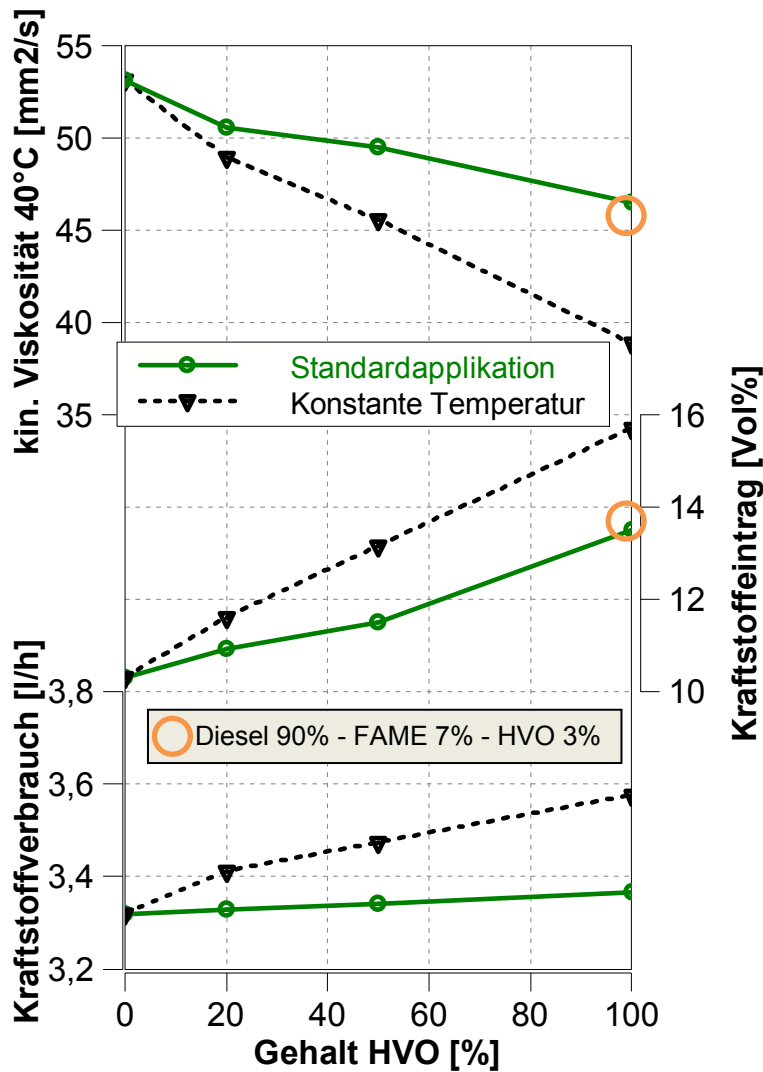


Abbildung 12-6: Viskosität, Kraftstoffeintrag und Kraftstoffverbrauch bei zwei verschiedenen Motorapplikationen im DPF-Regenerationsprogramm, 1250 U/min 2 bar p_{me}

Die Ursache für den erhöhten Kraftstoffeintrag ist in einem mit der Beimischung abweichenden Verhalten des Einspritzstrahls zu suchen. Abbildung 12-7 zeigt charakteristische Kennwerte der Tröpfchengrößenverteilung des Einspritzstrahls für die verschiedenen Kraftstoffblends. Hierbei bedeutet die Bezeichnung „DV 10%“, dass sich die Durchmesser von 10% der Tropfen unter dem angegebenen Durchmesser befinden.

Die Ergebnisse zeigen, dass bei steigender Zumischung von HVO eine Verschiebung der kleinen Tropfen hin zu jenen mit großem Durchmesser vorliegt. Bei alternativem Kraftstoff steigt also der Durchmesser der ohnehin schon großen Tropfen (DV 90) weiter an. Diese penetrieren den Brennraum aufgrund ihres hohen Gewichtes am weitesten und treffen auf der Brennraumwand auf, wo diese durch die Ölabstreifringe in das Schmieröl gelangen. Zu einem ähnlichen Ergebnis sind auch die Autoren um Gong [112] in einer Simulation zum Sprayverhalten von Hydriertem Pflanzenöl im Vergleich zu Diesel gekommen. Vor allem bei fortgeschrittener Zeit nach der Einspritzung liegen im Falle von HVO im Vergleich zu Diesel nach EN 590 unter Beachtung der Verdampfung deutlich größere maximale Tropfendurchmesser des Einspritzstrahles vor. Diese führen zwar nicht zu einem Anstieg der Eindringtiefe der Strahlspitze, allerdings zeigt die Kraftstoffmassenverteilung im Falle von HVO eine deutlich erhöhte Massenkonzentration im vorderen Teil des Einspritzstrahls.

Durch das Anwachsen der großen Tropfen im Falle von HVO steigt also der Anteil an Kraftstoff, welcher auf die Wand auftrifft, deutlich an. Dieser Effekt trägt also zu einem erhöhten Kraftstoffeintrag in das Schmieröl bei.

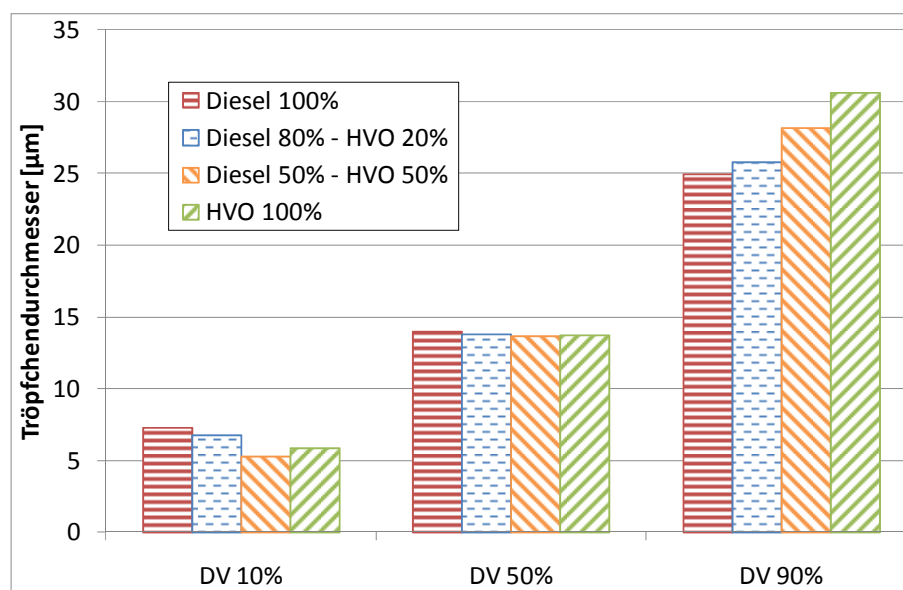


Abbildung 12-7: Tröpfchengrößenverteilung des Einspritzstrahls bei Umgebungsbedingungen für verschiedene Kraftstoffblends, Raildruck 480 bar

Es sei hier noch erwähnt, dass der häufig, wie z.B. von Agudelo [113] oder Chi [114], zur Charakterisierung von Einspritzstrahlen herangezogene Sauterdurchmesser (SMD) in diesem Fall als nicht aussagekräftig angesehen wird. Dieser beschreibt das Verhältnis von Volumen zu Oberfläche der gesamten Tröpfchengrößenverteilung. In den Ergebnissen in dieser Arbeit zeigt der SMD aufgrund der gleichzeitigen Abnahme des DV 10% bei Zunahme des DV 90% jedoch kaum Änderungstendenzen und scheint somit in diesem Fall wenig aussagekräftig.

Neben der abgeänderten Tröpfchengrößenverteilung tritt auch noch ein weiterer Effekt auf. Mit steigender Zumischung von HVO liegt ein abgesenkter volumetrischer Heizwert der Kraftstoffe vor, Tabelle 7-1. Demnach weist HVO einen um ca. 4% niedrigeren Heizwert in MJ/m^3 als Diesel auf, und es muss zur Erzeugung des notwendigen Drehmomentes eine erhöhte Öffnungsdauer des Einspritzventils gewählt werden. Dies bedeutet, dass auch die Nacheinspritzmenge einen leicht erhöhten Wert annimmt. Somit findet durch die gesteigerte Nacheinspritzmenge auch eine Steigerung des wandaufgetragenen Kraftstoffvolumens statt. Diese Tatsache spiegelt sich auch im volumetrischen Kraftstoffverbrauch wieder, welcher bei hohen Zumischraten leicht ansteigt, Abbildung 12-6.

Dieser Effekt zeigt allerdings gegenüber dem abweichenden Verhalten des Einspritzstrahls eine eher untergeordnete Rolle. Demnach haben Untersuchungen mit konstanter volumetrischer Einspritzmenge für HVO und Diesel zu einem Rückgang der Viskosität bei HVO um $6,1 \text{ mm}^2/\text{s}$ geführt. In der Standardapplikation hingegen liegt eine um $6,6 \text{ mm}^2/\text{s}$ abgesenkte Viskosität vor. Der Hauptgrund ist also in der tieferen Strahlpenetration bei steigender Beimischung von HVO zu suchen.

Wie bereits in Kapitel 12.1 beschrieben, kann mit Beimischungen von HVO in der Standardapplikation nicht die notwendige Temperatur nach Oxidationskatalysator erreicht werden. Dies erfordert also eine weitere Anhebung der Nacheinspritzmenge mit steigenden Anteilen an HVO. Als Folge steigt der Wandauftrag weiter an, was zu einem nochmaligen Anstieg des Kraftstoffeintrages in das Schmieröl führt, Abbildung 12-6. Auch hier spiegelt sich der Effekt in einem deutlichen Anstieg des volumetrischen Kraftstoffverbrauchs bei steigender Zumischung an Alternativkraftstoff, aber auch im Vergleich zur Messung in Standardapplikation, wider. Durch die notwendige weitere Erhöhung der Nacheinspritzmenge bei

konstanter Eingangstemperatur am DPF muss ein weiterer Rückgang der Viskosität bei hohen Beimischraten in Kauf genommen werden, Abbildung 12-6.

Als Vergleich wurden auch Untersuchungen mit der B7+3-Mischung, also 90% Diesel, 7% FAME und 3% HVO, durchgeführt. Der hierdurch erzeugte Kraftstoffeintrag in das Schmieröl entspricht in etwa der Messung mit reinem HVO bei Standardapplikation, Abbildung 12-6. Gleiches gilt auch für die Ölviskosität, welche bei HVO und Standardapplikation in etwa jener der B7+3-Mischung entspricht. Der Rückgang der Ölviskosität während der DPF-Regeneration für FAME-Beimischungen wurde bereits von vielen Autoren beschrieben [73] [115] [116] und auf geänderte physikalische Eigenschaften wie höhere Oberflächenspannung, höhere Siedelinie, aber auch höhere Dichte zurückgeführt. Dies hat größere Tröpfchendurchmesser zu Folge, und damit ergibt sich durch eine tiefere Brennräumenpenetration ein Anstieg im Wandauftrag [73] [116], welcher sich wiederum in einer erhöhten Ölverdünnung niederschlägt.

Aufgrund der Tatsache, dass HVO durch abweichendes Brennverhalten nicht zu der gewünschten Temperatur am Eingang des Partikelfilters führt, muss die Nacheinspritzmenge soweit erhöht werden, dass ein erheblicher Nachteil in der Schmierölviskosität zu verzeichnen ist. Lediglich bei der Standardapplikation nimmt der Viskositätsrückgang Werte an, wie diese bei der B7+3-Mischung vorzufinden sind.

13. Potenzialabschätzung hinsichtlich zukünftiger Abgasgesetzgebungen

In diesem Kapitel soll eine Einstufung des alternativen Kraftstoffes HVO und den untersuchten Beimischraten hinsichtlich zukünftiger Abgasgesetzgebungen erfolgen. Eine große Herausforderung stellt hier die Erfüllung der strengen NO_x-Grenzwerte dar. Eine weitere Absenkung der Stickoxide führt meist zu einem Anstieg der Partikelemissionen. Aus dieser Tatsache heraus soll hier besonders auf diese beiden Emissionen eingegangen werden. Um die Übersichtlichkeit zu wahren, wird in erster Linie auf die Grenzwerte von EU6 und Japan 2010 eingegangen, wobei die Grunderkenntnisse auch auf den noch strengeren NO_x-Grenzwert von USA Tier 2 Bin 5 übertragbar sind.

Konventionelle Dieselerbrennung

Bereits bei der konventionellen Dieselerbrennung kann durch eine steigende Beimischung von HVO zu fossilem Diesel eine deutliche Reduzierung des Emissionslevels, vor allem der Partikel-, HC- und CO-Emissionen, erreicht werden. Es bestehen hier in erster Linie zwei Möglichkeiten, die Partikelabsenkung zu nutzen. Zum einen kann bei gleichem NO_x-Level eine Reduzierung der gebildeten Rußmasse erreicht werden. Dies führt zu Vorteilen bei den Regenerationsintervallen der heute standardmäßig verbauten Dieselpartikelfilter. Dieser Fall bedingt meist eine gleichbleibende Motorapplikation.

Zum anderen kann durch Anpassen von Motorparametern wie z.B. AGR-Rate oder Verbrennungslage (gesteuert über den Einspritzzeitpunkt) bei konstanten Partikelemissionen ein Vorteil bei den Stickoxidemissionen erreicht werden. Hier wird die NO_x-Ruß-Schere durch Ausnützen des Vorteils der abgesenkten Rußemissionen zugunsten der NO_x-Emissionen verschoben.

Bei der ersten Möglichkeit wurde im Niedriglastpunkt 2000 U/min 2 bar p_{me} die AGR-Rate soweit erhöht, dass für alle Kraftstoffe das NO_x-Niveau von EU6 mit 0,75 g/kWh (Wert entnommen aus Abbildung 3-2) erreicht wird, Abbildung 13-1.

Durch diese Maßnahme treten Partikelemissionen weit über dem Niveau von EU6 mit 0,05 g/kWh auf. Durch das Brennverfahren mit Voreinspritzung tritt bei allen Kraftstoffen ein hohes Maß an Rußbildung auf. Durch das Einbringen der Haupteinspritzung in die Flamme der Voreinspritzung entsteht eine Diffusionsflamme und ein großer Teil des Kraftstoffes verbrennt unter erheblicher Rußbildung.

Gleichzeitig kann aber durch eine zunehmende Beimischung von HVO zu fossilem Diesel eine deutliche Absenkung der ausgestoßenen Rußmasse verzeichnet werden. Bei diesen hohen AGR-Raten beträgt die Reduzierung mit reinem HVO beträchtliche 44% gegenüber fossilem Diesel.

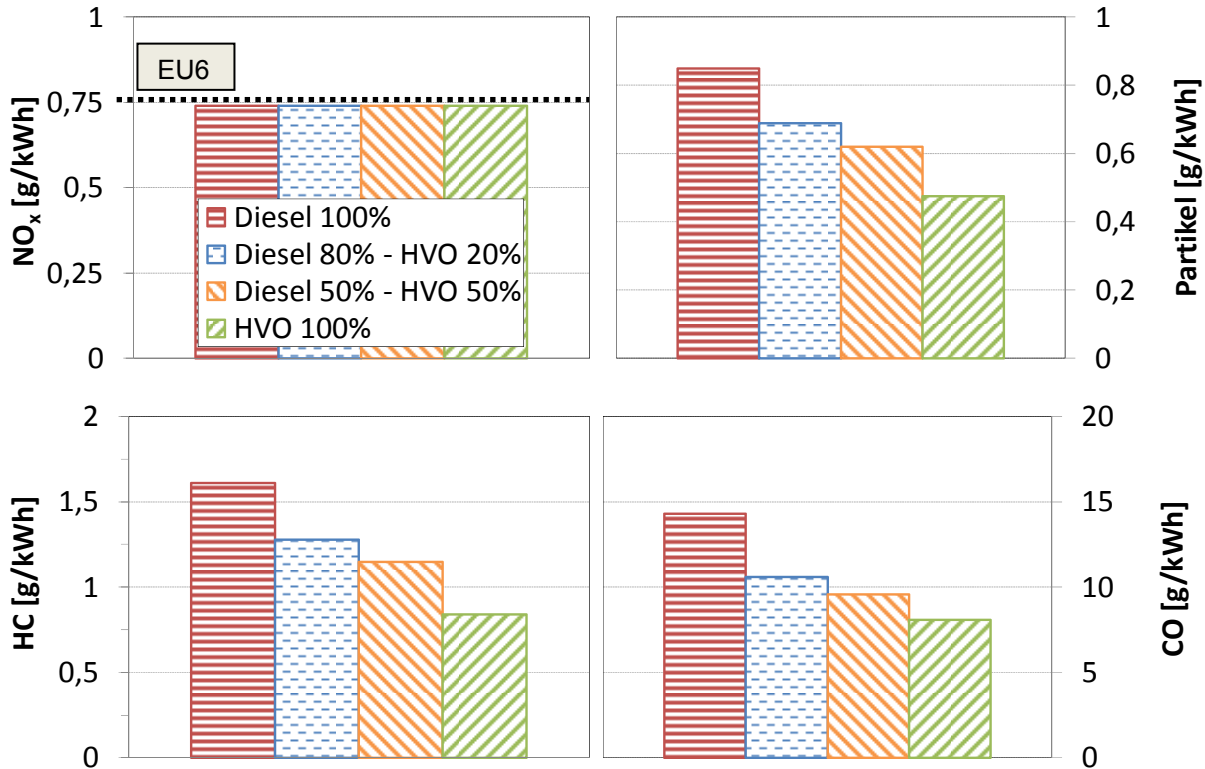


Abbildung 13-1: NO_x-, Partikel-, HC- und CO-Emissionen bei Anpassung der AGR-Rate an konstante Stickoxidemissionen auf Niveau von EU6 für alle Kraftstoffe, 2000 U/min und 2 bar p_{me} , konstante Schwerpunktslage

Dieser Vorteil im Partikelaustritt hilft zwar nicht, zukünftige Abgasgesetzgebungen zu erfüllen, im Alltagsbetrieb können aber die Intervalle zwischen den Regenerationsphasen des Partikelfilters deutlich ausgedehnt werden. Die Beladungserkennung löst meist bei einem bestimmten Differenzdruck (gemessen vor- und nach dem DPF) eine Regeneration aus. Somit führt eine reduzierte Partikelmasse zu einer Ausdehnung des Regenerationsintervalls. Dies kann, je nach Situation, vor allem bei innerstädtischem Fahrverhalten zu einem merklichen Verbrauchsvorteil führen.

Als weitere Möglichkeit kann der Fall von konstanten Partikelemissionen bei allen Kraftstoffen betrachtet werden. Dies führt zu einem signifikanten Rückgang der Stickoxidemissionen bei steigender Beimischung von HVO, Abbildung 13-2. Für den reinen Alternativkraftstoff können die NO_x-Emissionen annähernd auf den Wert von EU6 ohne einen Nachteil bei der emittierten Partikelmasse abgesenkt werden.

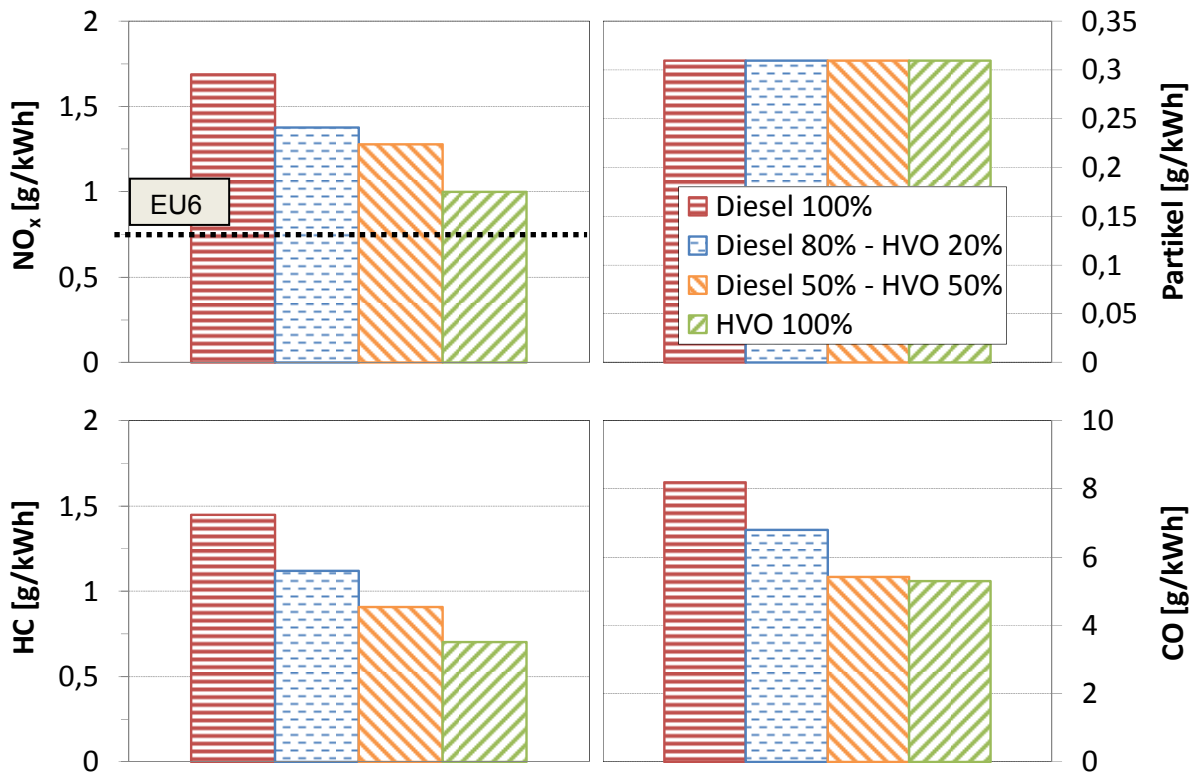


Abbildung 13-2: NO_x-, Partikel-, HC- und CO-Emissionen bei AGR-Rate mit konstanten Partikelemissionen in Serienabstimmung EU5 für alle Kraftstoffe, 2000 U/min und 2 bar p_{me} , konstante Schwerpunktslage

Gleichzeitig kann für beide Fälle, konstante Stickoxidemissionen sowie konstante Partikelemissionen bei allen Kraftstoffen, bei steigender Beimischung von HVO ein erheblicher Vorteil der Emissionen an teil- und unverbranntem Kraftstoff erzielt werden. In dem hier gezeigten Niedriglastpunkt können die HC-Emissionen um ca. 50%, die CO-Emissionen um ca. 40% bei reinem HVO reduziert werden, Abbildung 13-1 und Abbildung 13-2.

In Kapitel 9.1 wurde bereits auf das Wirkungsgradverhalten eingegangen, und es hat sich gezeigt, dass bei konstant gehaltenem Verbrennungsschwerpunkt keine Wirkungsgradunterschiede zwischen den Kraftstoffen auftreten. Die Reduzierung der Emissionen an teil- und unverbranntem Kraftstoff zeigt zwar eine Tendenz zur Absenkung dieses Verlustteiles. Allerdings bewegt sich dieser Wirkungsgradverlust aufgrund der deutlich überstöchiometrischen und somit fast vollständigen Verbrennung auf äußerst niedrigem Niveau. In weiterer Folge führt dies bei dem hier zur Anwendung gelangten Brennverfahren zu einem vernachlässigbar geringen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad.

Auch bei Erhöhung der Abgasrückführrate hat sich keine Absenkung des Wirkungsgrades gezeigt. Beide gezeigten Applikationsfälle lassen also auch für die Effektivität keine Unterschiede erwarten.

Bei der konventionellen Dieselerbrennung können zwar durch hohe AGR-Raten Stickoxidemissionen auf dem Niveau von EU6 erreicht werden, allerdings bedingt dies auch einen deutlichen Anstieg der Partikelemissionen. Bei Zumischung von HVO kann dieser Nachteil zu einem gewissen Grad ausgeglichen werden, aber auch mit reinem Alternativkraftstoff kann nicht das Partikel-Niveau von einer EU5 Abstimmung erreicht werden.

Haupteinspritznahe Nacheinspritzung

Um diesen Nachteil auszugleichen, bietet vor allem im Niedriglastbereich eine nahe der Haupteinspritzung platzierte Nacheinspritzung weiteres Potenzial zu einer erhöhten Rußnachoxidation. Dies geschieht praktisch ohne jegliche Nachteile im sonstigen Emissionslevel oder Wirkungsgradverhalten, wie in Kapitel 10 bereits ausführlich gezeigt wurde. Vorteile können mit dieser Einspritzstrategie allerdings vor allem im Niedriglastbereich erzielt werden.

Auch für diese Einspritzstrategie kann zunächst wieder der Fall von konstanten Partikelemissionen einer EU5 Abstimmung mit Partikelfilter betrachtet werden. In diesem Niedriglastbereich kann der Vorteil der abgesenkten Partikelemissionen durch eine Anhebung der AGR-Rate zu Seiten der NO_x-Emissionen verschoben werden. Die hier gezeigten Ergebnisse stellen Daten einer optimierten Einspritzstrategie mit Nacheinspritzung dar.

Mit fossilem Diesel kann bei gleichbleibendem Rußausstoß auf EU5-Niveau bereits eine Absenkung der Stickoxide auf das Niveau von EU6 mit 0,75 g/kWh durch die Applikation einer Nacheinspritzung erreicht werden, Abbildung 13-3.

Aufgrund des weiteren Rußabsenkungspotenzials bei hohen Beimischungen von HVO können die Stickoxidemissionen nochmals reduziert werden, indem die AGR-Rate mit der Zumischrate weiter gesteigert wird, Abbildung 13-3.

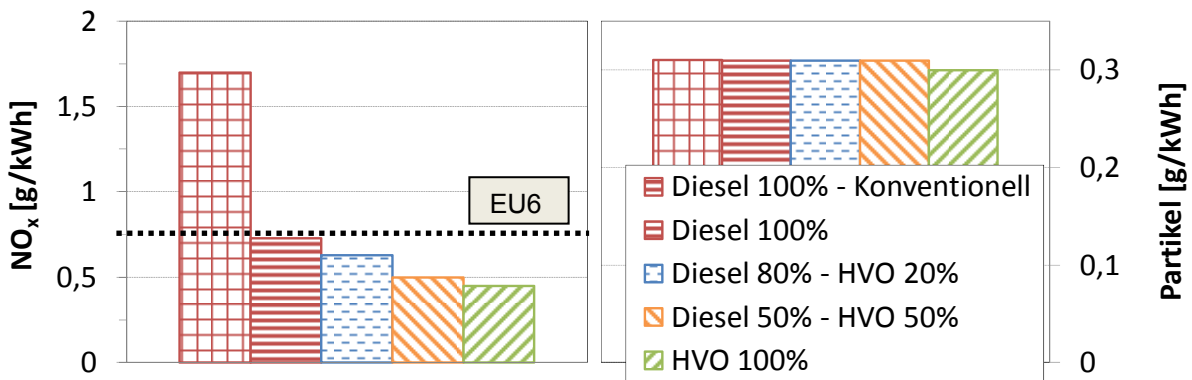


Abbildung 13-3: NO_x- und Partikelemissionen bei Anpassung der AGR-Rate an konstante Partikelemissionen für alle Kraftstoffe, 2000 U/min und 2 bar p_{me} , optimierte Nacheinspritzungsparameter, sowie zum Vergleich reiner Diesel ohne Nacheinspritzung in EU5 Abstimmung („konventionell“)

Als weitere Möglichkeit können auch bei der haupt einspritznahen Nacheinspritzung die Stickoxidemissionen auf den Wert von EU6 abgesenkt werden. Für diese Forderung ergeben sich für alle Kraftstoffe ähnliche AGR-Raten. Durch die Applikation einer Nacheinspritzung können aber die Partikelemissionen für fossilen Diesel im Vergleich zur konventionellen Verbrennung ohne Nacheinspritzung auf etwa 1/3 reduziert werden, Abbildung 13-4. Auch hier kann HVO wieder sein Potenzial zur Reduzierung der Partikelemissionen ausspielen und führt mit steigender Zumischrate zu einer weiteren Absenkung des Rußausstoßes, Abbildung 13-4. Im Vergleich zur konventionellen Dieselerverbrennung kann durch reines HVO mit Nacheinspritzung eine Absenkung der Partikel um über 75% bei konstanten NO_x-Emissionen erreicht werden. Dieser Vorteil ergibt sich bei konstantem Wirkungsgrad und praktisch ohne Nachteile bei den HC- und CO-Emissionen, wie in Kapitel 10 bereits ausführlich erläutert.

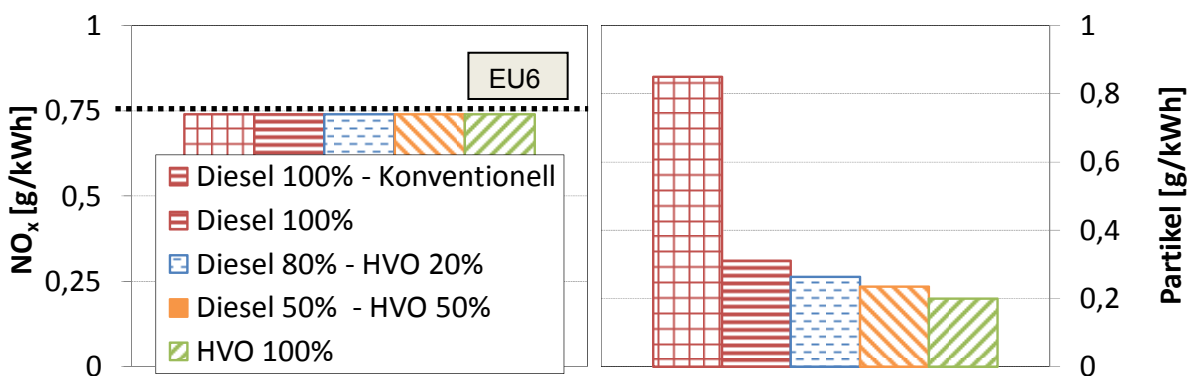


Abbildung 13-4: NO_x- und Partikelemissionen bei Anpassung der AGR-Rate an konstante Stickoxidemissionen auf Niveau EU6 für alle Kraftstoffe, 2000 U/min und 2 bar p_{me} , optimierte Nacheinspritzungsparameter, sowie zum Vergleich reiner Diesel ohne Nacheinspritzung in EU5 Abstimmung („konventionell“)

Trotz der deutlichen Absenkung der Partikel durch ein nahe der Haupteinspritzung positioniertes Nacheinspritzereignis können auch mit reinem HVO nicht die Partikelemissionen auf Niveau von EU6 mit 0,05 g/kWh erreicht werden. Des Weiteren bringt diese Einspritzstrategie in erster Linie im Niedriglastbereich Vorteile. Bei Erhöhung des Lastbereiches gehen die Vorteile schnell verloren. Aufgrund der praktisch nicht vorhandenen Nachteile bietet die Strategie im unteren Lastbereich aber deutliche Vorteile ohne nennenswerten Mehraufwand, welche durch eine steigende Beimischung von HVO nochmals ausgeweitet werden können.

Homogenisierung der Verbrennung

Bei einer Homogenisierung des Gemisches im Niedriglastbereich, herbeigeführt durch hohe AGR-Raten, entstehen oft sehr hohe Verbrennungsgeräusche. Durch die gute Gemischaufbereitung findet die Verbrennung äußerst schnell, einhergehend mit hohen Druckanstiegskoeffizienten, sowie durch die Lage nahe dem oberen Totpunkt mit hohen Maximaldrücken statt. Dies bedingt einen erheblichen Nachteil bei den Geräuschemissionen des Motors und somit im Komfortverhalten. Während bei der konventionellen Dieselerverbrennung im Lastpunkt 2000 U/min und 2 bar p_{me} Verbrennungsgeräusche von 84 dB auftreten, erhöht sich dieser Wert über weite Teile von Verbrennungslagen bei der teilhomogenen Verbrennung auf über 90 dB.

Eine Optimierung des Brennverfahrens soll aber nicht Teil dieser Arbeit sein. Es sollen vielmehr die Unterschiede zwischen den einzelnen Kraftstoffblends im Vergleich zu konventionellem Diesel aufgezeigt werden. Die Einordnung der Kraftstoffe mit diesem Brennverfahren erfolgt somit bei optimierten Emissionsparametern ohne Berücksichtigung des Nachteils bei den Geräuschemissionen, welcher für alle Kraftstoffe gleichermaßen gilt.

Zum Vergleich der Kraftstoffe wurde die Messung mit einem Einspritzzeitpunkt von 27°KWvOT gewählt. In diesem Punkt zeigen sich neben dem Wirkungsgradoptimum noch relativ niedrige HC- und CO-Emissionen.

Für die 50%-Beimischung sowie reines HVO wurde die AGR-Rate angehoben (von 50% für reinen Diesel auf 58% bzw. auf 61% für reines HVO), um keinen Nachteil bei den Geräuschemissionen bzw. im maximalen Druckanstieg gegenüber fossilem Diesel in Kauf nehmen zu müssen.

Im Vergleich zur konventionellen Dieselerverbrennung bei einer Abstimmung für Dieselpartikelfilter können durch die homogene Verbrennung die Rußemissionen für alle Kraftstoffe praktisch auf Null reduziert werden, Abbildung 13-5. Gleichzeitig führen die hohen AGR-Raten zur Reduzierung der Stickoxidemissionen deutlich unter die Grenzwerte von allen zukünftigen Emissionsgesetzgebungen, einschließlich der strengen amerikanischen Regelung Tier 2 Bin 5.

Die Partikelemissionen bei allen Kraftstoffen führen bereits zu einem Niveau, welches die Erfassung durch die Filterzahlbestimmung an die Grenzen stoßen lässt. Somit können hier praktisch keine Tendenzen unter den Kraftstoffen mehr verzeichnet werden. Bei den NO_x -Emissionen hingegen zeigt sich für die 50%-Beimischung und das reine HVO eine weitere Absenkung gegenüber Diesel und der 20% Zumischrate aufgrund der angehobenen AGR-Raten.

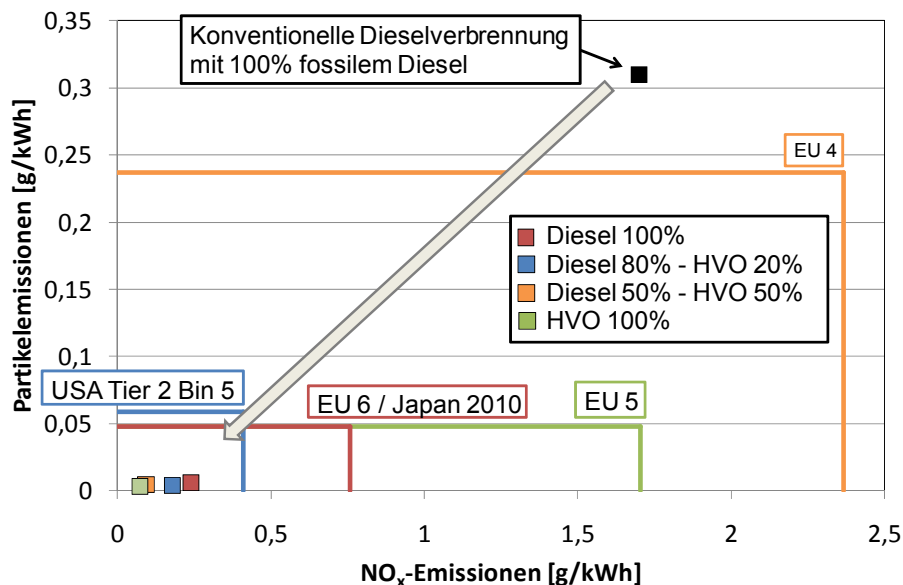


Abbildung 13-5: Partikel- und NO_x -Emissionen bei homogener Dieselerverbrennung mit Anpassung der AGR-Rate an den Kraftstoff im Vergleich zur konventionellen Verbrennung mit fossilem Diesel, Einspritzzeitpunkt 27°KWvOT , Blockeinspritzung, 2000 U/min 2 bar ρ_{me}

Es ist naheliegend, dass auch bei fossilem Diesel und der 20%-Zumischrate noch eine weitere Absenkung der Stickoxidemissionen bzw. des Geräuschverhaltens durch eine Anhebung der Abgasrückführung erreicht werden kann. Die AGR-Rate wurde aber so gewählt, dass noch Unterschiede zwischen den Kraftstoffen aufgezeigt werden können.

Diese Untersuchungen sollen in erster Linie den Unterschied zwischen den Kraftstoffen aufzeigen. In diesem Zusammenhang muss festgehalten werden, dass Alternativkraftstoffe wie HVO aufgrund der hohen Cetanzahl bei der gezeigten

Homogenisierung immer früher an ihre Grenzen stoßen als fossiler Diesel. Andererseits kann das gleiche Brennverhalten erreicht werden, dies erfordert aber im Niedriglastbereich eine deutlich höhere AGR-Rate.

In diesem Niedriglastbereich ergibt sich als Hauptnachteil bei der homogenen Verbrennung ein deutlicher Anstieg der HC- und CO-Emissionen gegenüber der konventionellen Dieselerbrennung um jeweils mehr als das 3-fache bei fossilem Diesel, Abbildung 13-6. Bei dem Vergleich der Kraftstoffe führt die 20%-Beimischung noch zu einem Vorteil gegenüber fossilem Diesel. Durch die angehobenen AGR-Raten bei steigender Beimischung geht vor allem bei den CO-Emissionen der im Normalfall bei diesen Emissionen zu erwartende Vorteil verloren.

Zusammenfassend kann mit diesem Brennverfahren eine gleichzeitige Reduzierung von Partikel- und Stickoxidemissionen erreicht werden, wobei leichte Nachteile bei den Emissionen an teil- und unverbranntem Kraftstoff zu verzeichnen sind. Durch die wirkungsgradoptimale Verbrennungslage in Verbindung mit geringen Verlusten durch Brenndauer kann außerdem der Wirkungsgradnachteil durch den gesteigerten Verlustteil aufgrund von unverbranntem Kraftstoff im Vergleich zur konventionellen Dieselerbrennung ausgeglichen werden. Somit erreichen alle Kraftstoffe in der homogenen Verbrennung einen Wirkungsgrad von etwa 27%, was jenem von fossilem Diesel bei der konventionellen Verbrennung entspricht.

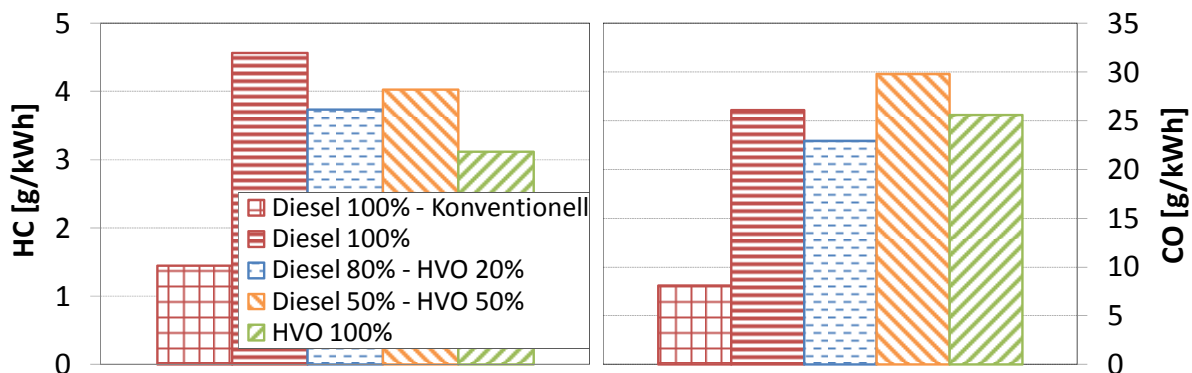


Abbildung 13-6: HC- und CO-Emissionen bei homogener Dieselerbrennung mit Anpassung der AGR-Rate an den Kraftstoff im Vergleich zur konventionellen Verbrennung mit fossilem Diesel, Einspritzzeitpunkt 27°KWvOT , Blockeinspritzung, 2000 U/min 2 bar p_{me}

Bei einer Steigerung der Last kann die Homogenisierung des Gemisches durch eine Spätstellung der Verbrennung und damit eine Steigerung des Zündverzuges erreicht werden. Wie auch bei der Homogenisierung in der Niedriglast hat sich gezeigt, dass die hohe Cetanzahl von HVO naturgemäß für eine Verlängerung des Zündverzuges ungeeignet ist. Während bei einem effektiven Mitteldruck von 2 bar eine Anhebung

8%-Punkten in Kauf genommen werden, Abbildung 13-8. Wie in Kapitel 11.2 ausführlich erläutert, ergibt sich der beste Wirkungsgrad für die 20%-Beimischung, während der Wirkungsgrad für reines HVO um 1%-Punkt geringer ausfällt als für fossilen Diesel bei homogener Verbrennung.

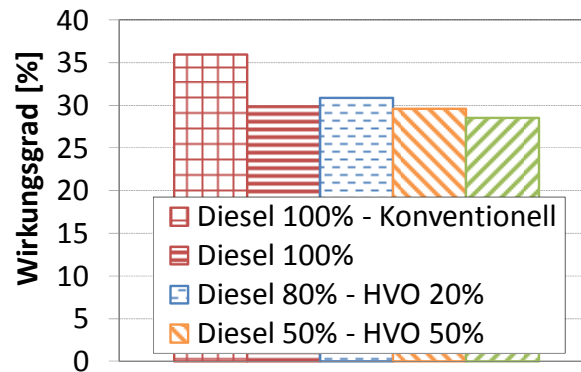


Abbildung 13-8: Effektive Wirkungsgrade bei homogenisierter Verbrennung durch Späteinspritzung (Schwerpunktslage=26°KWnOT) im Vergleich zu fossilem Diesel mit konventioneller Verbrennung (Schwerpunktslage=13°KWnOT), 2000 U/min 5 bar p_{me}

Die homogene Verbrennung im Dieselmotor ist von vornherein im Motorkennfeld nach oben hin beschränkt. Bei steigender Last wird es zunehmend schwer, den geforderten Zündverzug für die Homogenisierung der Ladung zu erreichen. Diese Tatsache wird durch eine steigende Beimischung von HVO aufgrund dessen zunehmender Zündwilligkeit noch verstärkt. Der Lastbereich für die homogene Verbrennung wird also nach oben hin weiter eingeschränkt. Eine Beimischung von nur 20% zeigt aber noch praktisch gleiches Zündverzugsverhalten wie konventioneller Diesel. Bei den teil- und unverbrannten Emissionen sowie im effektiven Wirkungsgrad können teilweise noch leichte Vorteile mit dieser geringen Beimischung erreicht werden.

Regeneration des Partikelfilters

Bei der Regeneration des Partikelfilters hat sich gezeigt, dass bei gleicher Motorapplikation nicht bei allen Kraftstoffen die gleichen Temperaturen am Eingang des DPF erreicht werden können. Die Ursachen sind zum einen in der verbesserten Zündwilligkeit bei steigender Beimischung von HVO zu suchen. Aufgrund dieser brennen steigende Anteile der naheingespritzten Kraftstoffmenge bereits im Brennraum und stehen in weiterer Folge nicht im Oxidationskatalysator für eine Temperaturerhöhung zur Verfügung. Dies bedingt einen Eingriff in die Motorapplikation in Form von erhöhter naheingespritzter Kraftstoffmenge, damit die gleiche Temperatur im Partikelfilter zum Rußabbrand zur Verfügung gestellt wird.

Diese Tatsache, als auch größere Tröpfchen des Einspritzstrahls bedingen eine mit der Beimischrate von HVO ansteigende Ölverdünnung durch wandaufgetragenen Kraftstoff während des Regenerationsvorganges.

Diesem Nachteil steht eine zu erwartende reduzierte Anzahl an Regenerationsvorgängen gegenüber, welche durch eine geringere Partikelmasse bei Verbrennung des Alternativkraftstoffes gebildet wird. Eine quantitative Bewertung dieser beiden gegensätzlichen Effekte ist mit den zur Verfügung stehenden Daten praktisch nicht möglich. Hier wäre es notwendig, durch Beladung des Partikelfilters bei Verwendung der unterschiedlichen Kraftstoffe die Auswirkung auf den Beladungszustand zu beurteilen.

Die Untersuchungen in Standardapplikation haben gezeigt, dass die Schmierölverdünnung mit reinem HVO jener mit einer FAME Beimischung von 7% entspricht. Dies stellt den heutigen Normalfall dar und führt somit zu keinem Nachteil.

Für den Applikationsfall „konstante Temperatur“ am Eingang des DPF ist jedoch eine weitere Abnahme der Schmierölviskosität zu verzeichnen. Hier bewegt sich der Kraftstoffeintrag in das Motoröl mit einer Steigerung von knapp 30% aber in einer ähnlichen Größenordnung wie die minimal zu erwartende Partikelreduzierung durch reines HVO. Bei linearem Verhalten der DPF-Beladung kann also von einem Ausgleich der beiden Effekte ausgegangen werden. Aussagekräftige Ergebnisse über den Einfluss der abfallenden Schmierölviskosität können aber nur in Motordauerläufen getroffen werden. Dies übersteigt den Umfang der vorliegenden Arbeit und ist motorspezifisch abzusichern.

14. Zusammenfassung

Bei der konventionellen Dieselerbrennung mit Piloteinspritzung zeigt sich durch eine steigende Beimischung von HVO eine deutliche Absenkung der emittierten Partikelmasse. Diese kann je nach Lastpunkt bis zu 50% für reines HVO im Vergleich zu fossilem Diesel betragen. Die Ursache der Absenkung kann auf die Aromatenfreiheit des alternativen Diesekraftstoffes zurückgeführt werden. Allerdings variiert das Reduzierungspotenzial teilweise stark zwischen den einzelnen Lastpunkten. Als Ursache hat sich gezeigt, dass vor allem im Niedriglastbereich die hohe Cetanzahl einer 50%-Beimischung sowie von reinem HVO zu verkürztem Zündverzugsverhalten im Vergleich zu fossilem Diesel und der 20%-Beimischung führen. Dies bedeutet einen erhöhten Anteil an Diffusionsflamme durch verkürzte Mischungszeiten bei Kraftstoffen mit hoher Cetanzahl und somit einen Rückgang des Partikelreduzierungspotenzials. So kann die maximale Partikelabsenkung durch reines HVO von ausgehend 50% in manchen Lastbereichen vollständig verloren gehen.

Dieser Effekt tritt vor allem bei niedrigen Lastpunkten auf, bei welchen hohe Anteile der Voreinspritzung an der Gesamteinspritzmenge auftreten, die dann unter verkürztem Zündverzug verbrennen. Gleichzeitig wird der Nachteil bei Brennverfahren mit nur einer Blockeinspritzung auf höhere Lastbereiche ausgedehnt. Der beschriebene Rückgang im Zündverzug tritt im Wesentlichen nur bei einer Beimischung von 50% bzw. reinem HVO auf. Eine geringe Beimischrate von nur 20% zeigt hier noch keinen Einfluss. Dies führt in weiterer Folge dazu, dass mit der geringen Zumischung die Partikelreduzierung aufgrund des geringeren Aromatenanteils im Kraftstoff noch voll zur Geltung kommt. Beim Vergleich aller Kraftstoffblends mit fossilem Diesel zeigt sich somit in einigen Lastbereichen eine überproportionale Absenkung der Partikelemissionen durch geringe Beimischraten.

In der konventionellen Dieselerbrennung ohne Anpassung der Motorapplikation hilft die Partikelabsenkung durch den Alternativkraftstoff, die durch Beladungserkennung ausgelöste Partikelfilterregeneration hinauszuzögern. Diese Tatsache besitzt das Potenzial, je nach Fahrverhalten zu einer erheblichen Verbrauchseinsparung zu führen.

Neben einer Absenkung der Rußemissionen führt die Aromatenfreiheit von HVO auch zu einer Reduzierung der HC- und CO-Emissionen um bis zu 60% bei reinem

Alternativkraftstoff. Hier ist der Rückgang des teil- und unverbrannten Kraftstoffes vor allem bei niedrigen Lasten am größten. Bei einer Steigerung der Brennraumtemperatur durch hohe abgegebene Drehmomente werden vermehrt Anteile der im Diesel enthaltenen aromatischen Kohlenwasserstoffe auch bei konventionellem Diesel vollständig verbrannt. Es findet also ein Angleich der HC- und CO-Emissionen aller Kraftstoffe bei hohen Lasten statt.

Trotz der Absenkung der HC- und CO-Emissionen bei reinem HVO gegenüber Diesel von teilweise bis zu 60% bei niedriger Last bewegen sich diese Emissionen auf niedrigem Gesamtniveau. Somit ist der Einfluss auf den Wirkungsgradverlust durch Unverbranntes äußerst gering und hat praktisch keinen Einfluss auf den effektiven Motorwirkungsgrad. Dieser erfährt aufgrund auch sonst gleichen Verlustverhaltens aller Kraftstoffblends keinen Einfluss durch den jeweiligen Kraftstoff.

Das unveränderte Wirkungsgradverhalten der Versuchskraftstoffe kann auch am Rollenprüfstand im NEFZ abgebildet werden. In weiterer Folge können die CO₂-Emissionen aufgrund des niedrigeren C/H-Verhältnisses mit reinem HVO um knapp 5% gegenüber fossilem Diesel abgesenkt werden.

Wie bereits am Motorprüfstand werden auch im realen Fahrzyklus die Emissionen an teil- und unverbranntem Kraftstoff durch Beimischung von HVO deutlich reduziert. Allerdings fällt hier die Reduzierung mit bis zu 80% bei den CO-Emissionen wesentlich höher aus als aufgrund der Ergebnisse der Rohemissionen zu erwarten gewesen wäre. Die in erster Linie während dem Kaltstart vor Light-Off des Oxidationskatalysators ausgestoßenen CO-Emissionen können in dieser Phase mit vom Motor gebildeten NO₂ reduziert werden. Da die zur Verfügung stehende Menge an NO₂ bei allen Kraftstoffen gleich ist, fällt die gleiche absolute Reduzierung bei HVO aufgrund des niedrigeren Rohemissionslevels relativ betrachtet höher aus als bei fossilem Diesel.

Die bei der konventionellen Dieselerverbrennung vorherrschende Partikelreduzierung durch HVO wird durch eine nahe der Haupteinspritzung positionierte Nacheinspritzung im Vergleich zu fossilem Diesel beibehalten. Für alle Kraftstoffe kann durch diese Einspritzstrategie eine weitere deutliche Absenkung der Rußemissionen erreicht werden. Es ist möglich dass dieser Vorteil durch eine gezielte Anhebung der AGR-Rate bei gleichzeitiger Anpassung des

Einspritzzeitpunktes zu einer Reduzierung der Stickoxidemissionen ausgenutzt wird. Aufgrund der reduzierten Partikelemissionen bei steigender Beimischung von HVO kann man hier in vielen Lastbereichen eine weitere Reduzierung der NO_x-Emissionen ohne Nachteil im Partikelaustritt erzielen. Ohne diese Maßnahme weisen alle Kraftstoffe praktisch gleiche Stickoxidemissionen auf.

Für das Erreichen einer parallelen Absenkung der Partikelemissionen bei gleichzeitig reduzierten Stickoxidemissionen ist eine zunehmende Homogenisierung des Gemisches im Brennraum notwendig. Zu diesem Zweck ist ein Anstieg des Zündverzuges bis dahin, dass Einspritzung und Verbrennung zeitlich getrennt verlaufen, notwendig. Diese kann bei niedriger Last durch hohe AGR-Raten, bei höherer Last durch eine späte Einspritzung erreicht werden. Die hohe Zündwilligkeit der 50%-Beimischung sowie des reinen HVO führt im Niedriglastbereich zu der Forderung einer weiteren Anhebung der Abgasrückführung. Mit dieser Maßnahme kann gleiches Zündverzugsverhalten und somit Partikelabsenkungspotenzial erreicht werden.

Ohne Anpassung der Abgasrückführung führt die hohe Zündwilligkeit des Alternativkraftstoffes zu erhöhtem Verbrennungsgeräusch und zu steigenden Stickoxidemissionen.

Im Niedriglastbereich können durch die homogenisierte Verbrennung noch für alle Kraftstoffe NO_x- und Partikelemissionen auf dem Niveau von EU6 mit 0,05 g/kWh erreicht werden. Bei höheren Lastbereichen hingegen führt auch eine Anhebung der AGR-Rate nicht zu dem gewünschten Angleich des Zündverzugsverhaltens von HVO an jenes von fossilem Diesel. Hier ist der ohnehin schon eingeschränkte Kennfeldbereich der homogenen Verbrennung durch HVO sowie die 50%-Beimischung weiter eingeschränkt. Dem entgegen steht die Tatsache, dass die Beimischung von 20% HVO praktisch keinen Einfluss auf das Zündverzugsverhalten hat. Eine Einschränkung der homogenen Dieselerverbrennung durch geringe Beimischraten ist also nicht zu erwarten.

Neben deutlich ansteigenden Wirkungsgradverlusten während der DPF-Regeneration besteht hier ein weiterer Nachteil durch Kraftstoffeintrag in das Schmieröl aufgrund von wandangelagertem Kraftstoff. Dieser Effekt verstärkt sich bei HVO weiter. So steigt der Kraftstoffeintrag in das Schmieröl, ausgehend von 10,3%

bei fossilem Diesel, auf 13,5% bei reinem HVO an. Dies führt auch zu einer verstärkten Abnahme der Schmierölviskosität. Die Ursache liegt zum einen in größeren Kraftstofftropfen bei steigender Beimischung von HVO. Diese führen zu einer steigenden Brennraumpenetration des Einspritzstrahls und damit erhöhter Wandauflagerung.

Andererseits verbrennen aufgrund der hohen Cetanzahl von HVO größere Anteile der naheingespritzten Kraftstoffmasse im Brennraum und stehen nicht im Oxidationskatalysator für die Anhebung der Temperatur zur Verfügung. Um diesen Effekt auszugleichen, muss die Nacheinspritzmenge weiter angehoben werden und trägt somit zu einer weiteren Steigerung der Ölverdünnung bei.

Der alternative Kraftstoff bietet vor allem durch seine Partikelreduzierung weiteres Potenzial, diesen Vorteil zu Gunsten der Stickoxidemissionen zu verschieben. Somit kann bei gleichbleibenden Partikelemissionen eine weitere Absenkung der NO_x-Emissionen bei steigender Beimischung von HVO erreicht werden.

Die hohe Cetanzahl des Biokraftstoffes führt vor allem bei einer weiteren Homogenisierung der Ladung zu erheblichen Nachteilen bzw. zur Einschränkung des Betriebskennfeldes.

15. Ausblick

Durch die Richtlinien der Europäischen Union wird ein steigender Anteil an Beimischungen von Biokraftstoff zu fossilem Diesel gefordert. Hier versprechen synthetische Dieselmotorkraftstoffe zusätzlich zur Treibhausgasreduzierung aufgrund der biogenen Gewinnung weiteres Potenzial zur Reduzierung der Abgasemissionen.

Vor allem in der konventionellen Dieselmotorkraftstoffverbrennung kann der Kraftstoff HVO in Reinform wie auch in geringeren Beimischraten ohne nennenswerte Nachteile bei der Dieselmotorkraftstoffverbrennung verwendet werden. Zusätzlich bietet der Kraftstoff die Möglichkeit zur Absenkung der teil- und unverbrannten Abgasemissionen. Darüber hinaus hilft vor allem die Absenkung der Partikelmasse, die Regenerationsintervalle des Partikelfilters auszudehnen.

Ein möglicher Nachteil bleibt aber zu nennen: Neben einer Absenkung der emittierten Partikel führt der Alternativkraftstoff auch zu einer erhöhten Ölverdünnung während der DPF-Regeneration. In Kombination mit der reduzierten Partikelmasse durch HVO entsteht hier ein entgegengesetzter Effekt, welcher noch weiterer Untersuchung bedarf. So bleibt zu klären, ob die verlängerten Intervalle zwischen den Regenerationsphasen den Nachteil in der Ölverdünnung ausgleichen. Aussagekräftige Ergebnisse sind hier motorspezifisch über Motordauerläufe zu treffen.

Auch das abgesenkte Temperaturniveau, welches bei der Partikelfilterregeneration bei steigender Beimischung von HVO zur Verfügung gestellt wird, könnte zu einem Nachteil im Rußabbrand führen. Dieser Einfluss, vor allem bei hohen Beimischraten, muss im Fahrbetrieb vor allem für kritische Umgebungsbedingungen noch geklärt werden.

Die gesetzlich festgelegten Beimischraten für Biokraftstoffe fordern in absehbarer Zukunft in erster Linie kleine Zumischungen von biogenen Dieselmotorkraftstoffen zu fossilem Diesel. Hier hat selbst in der homogenen Dieselmotorkraftstoffverbrennung, wo hohe Beimischraten zu deutlichen Nachteilen führen können, eine 20%-Beimischung keinerlei Nachteile gegenüber konventionellem Dieselmotorkraftstoff gezeigt.

16. Literaturverzeichnis

[1] **United Nations.:** *Kyoto Protocol To The United Nations Framework Convention On Climate Change*. Kyoto : United Nations, 11.12.1997.

[2] **Eropäisches Parlament.:** Verordnung 443/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen. *Amtsblatt der Europäischen Union*. 2009.

[3] **Europäisches Parlament.:** *Richtlinie 2003/30/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 8. Mai 2003 zur Förderung der Verwendung von Biokraftstoffen oder anderen erneuerbaren Kraftstoffen im Verkehrssektor*. Brüssel : Amtsblatt der Europäischen Union, 17.05.2003. L123, S. 42-46.

[4] **Europäisches Parlament.:** *Richtlinie 2001/77/EG des Europäischen Parlamentes und des Rates vom 27. September 2001 zur Förderung der Stromerzeugung aus erneuerbaren Energiequellen im Elektrobinnenmarkt*. Brüssel : Amtsblatt der Europäischen Union, 27.10.2001. L283, S. 33-40.

[5] **Urbanek, Michael.:** *Emissionen von flüssigen und gasförmigen alternativen Kraftstoffen bei der ottomotorischen Verbrennung im Fahrzeugeinsatz*. Wien : Dissertation Technische Universität Wien, 2010.

[6] **Tober, W.:** *Abschlussbericht "Einsatz und Potenzial von biogenen Designerkraftstoffen – BTL (Biomass to Liquid) im Motoreinsatz" Teilbericht zum Arbeitspaket 9 - Erstellen einer Ökobilanz (Life Cycle Assessment - LCA) für BTL*. Wien : TU Wien, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau, 2009. B09012.

[7] **Edwards, R., et al.:** *Well-to-Wheels analysis of future automotive fuels and powertrains in the European context, WELL TO TANK Report Version 3.0, Appendix 2*. s.l. : Joint Research Centre, 2008.

[8] **Edwards, R., et al.:** *Well-to-Wheels analysis of future automotive fuels and powertrains in the European context, WELL TO TANK Report Version 2c, Appendix 2*. s.l. : Joint Research Centre, 2007.

- [9] **Aatola, Hannu, et al.:** *Hydrotreated Vegetable Oil (HVO) as a Renewable Diesel Fuel: Trade-off between NOx, Particulate Emission, and Fuel Consumption of a Heavy Duty Engine*. Warrendale : SAE International, 2008. SAE 2008-01-2500.
- [10] **Miers, Scott A., et al.:** *Emissions, Performance, and In-Cylinder Combustion Analysis in a Light-Duty Diesel Engine Operating on a Fischer-Tropsch, Biomass-to-Liquid Fuel*. Warrendale : SAE International, 2005. SAE 2005-01-3670.
- [11] **Rantanen, Leena, et al.:** *NExBTL - Biodiesel Fuel of the Second Generation*. Warrendale : SAE International, 2005. SAE 2005-01-3771.
- [12] **Basshuysen, Richard und Schäfer, Fred.:** *Handbuch Verbrennungsmotor*. Wiesbaden : Vieweg Verlag, 2005. ISBN 3-528-23933-6 3. Auflage.
- [13] **Europäisches Parlament.:** Richtlinie 91/441/EWG des Rates vom 26. Juni 1991 zur Änderung der Richtlinie 70/220/EWG zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen. *Amtsblatt der Europäischen Union*. 30.08.1991, L242, S. 1-106.
- [14] **Europäisches Parlament.:** Richtlinie 93/59/EWG des Rates vom 28. Juni 1993 zur Änderung der Richtlinie 70/220/EWG zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen. *Amtsblatt der Europäischen Union*. 28.07.1993, L186, S. 21-27.
- [15] **Europäisches Parlament.:** Richtlinie 94/12/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. März 1994 über Maßnahmen gegen die Verunreinigungen der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen und zur Änderung der Richtlinie 70/220/EWG. *Amtsblatt der Europäischen Union*. 19.04.1994, L100, S. 42-52.
- [16] **Europäisches Parlament.:** Richtlinie 96/69/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 8. Oktober 1996 zur Änderung der Richtlinie 70/220/EWG zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von KFZ. *Amtsblatt der Europäischen Union*. 01.11.1996, L282, S. 64-67. Berichtigung in ABI. L83 vom 25.03.1997, S. 23.
- [17] **Europäisches Parlament.:** Richtlinie 98/69/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 13. Oktober 1998 über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen und zu Änderung der Richtlinie

70/220/EWG des Rates. *Amtsblatt der Europäischen Union*. 28.12.1998, L350, S. 1-57. Berichtigung in ABl. L104 vom 21.04.1999, S. 31.

[18] **Europäisches Parlament.:** Richtlinie 2002/80/EG der Kommission vom 3. Oktober 2002 zur Anpassung der Richtlinie 70/220/EWG des Rates über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen an den technischen Fortschritt. *Amtsblatt der Europäischen Union*. 28.10.2002, L291, S. 20-56.

[19] **Europäisches Parlament.:** Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 20. Juni 2007 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und ... *Amtsblatt der Europäischen Union*. 29.06.2007, L171, S. 1-16.

[20] **Europäische Kommission.:** Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission vom 18. Juli 2008 zur Durchführung und Änderung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen... *Amtsblatt der Europäischen Union*. 28.07.2008, L199, S. 1-136.

[21] **Europäische Gemeinschaft.:** *Entscheidung des Rates vom 14. Dezember 1998 über ein mehrjähriges Rahmenprogramm für Maßnahmen im Energiesektor (1998-2002) und flankierende Maßnahmen*. Brüssel : *Amtsblatt der Europäischen Union*, 13.01.1999. L7, S. 16.

[22] **Winter, R.:** *Biokraftstoffe im Verkehrssektor in Österreich 2008*. Wien : Umweltbundesamt, 2008. ISBN: 3-85457-967-5.

[23] **Ecopoint Inc.:** Emissions Standards: USA: Cars and Light-Duty Trucks - Tier 2. [Online] 1997-2010. [Zitat vom: 28. 04 2010.]
http://www.dieselnet.com/standards/us/ld_t2.php.

[24] **Ecopoint Inc.:** Emission Standards: Cars: California: Cars GHG. [Online] 1997-2010. [Zitat vom: 28. 04 2010.] http://www.dieselnet.com/standards/us/ca_ghg.php.

[25] **Mollenhauer, Klaus und Tschöke, Helmut.:** *Handbuch Dieselmotoren*. Berlin Heidelberg : Springer, 2007.

- [26] **Ecopoint Inc.:** Emission Standards: Japan: On-Road Vehicles and Engines. [Online] 1997-2010. [Zitat vom: 28. 04 2010.] <http://www.dieselnet.com/standards/jp/onroad.php>.
- [27] **Fricke und Turk.:** *Potentiale und Perspektiven einer regionalen Erzeugung von Kraftstoffen aus Biomasse in Nordhessen*. Wiesbaden : Hessisches Ministerium für Umwelt, ländlichen Raum und Verbraucherschutz, 2006.
- [28] **DIN Deutsches Institut für Normung e.V.:** DIN EN 590: Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge – Dieselkraftstoff – Anforderungen und Prüfverfahren; Deutsche Fassung EN 590:2009. Berlin : Beuth Verlag GmbH, 2009. DIN EN 590.
- [29] **DIN Deutsches Institut für Normung e.V.:** DIN 51628: Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge – Anforderungen und Prüfverfahren – Dieselkraftstoff B7. Berlin : Beuth Verlag GmbH, 2008. DIN 51628.
- [30] **DIN Deutsches Institut für Normung e.V.:** DIN EN 14214: Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge – Fettsäure-Methylester (FAME) für Dieselmotoren – Anforderungen und Prüfverfahren; Deutsche Fassung prEN 14214:2009. Berlin : Beuth Verlag GmbH, 2009. DIN EN 14214.
- [31] **DIN Deutsches Institut für Normung e.V.:** DIN V 51605: Kraftstoffe für pflanzenölsaugliche Motoren – Rapsölkraftstoff – Anforderungen und Prüfverfahren. Berlin : Beuth Verlag GmbH, 2006. DIN V 51605.
- [32] **Bockey, D.:** *Biodiesel und pflanzliche Öle als Kraftstoffe - aus der Nische in den Kraftstoffmarkt, Stand und Entwicklungsperspektiven*. Berlin : Union zur Förderung von Öl- und Proteinpflanzen e.V., 2006.
- [33] **Heitnes Hofstad, K., et al.:** Partial oxidation of methane to synthesis gas over a Pt/10%Rh gauze. s.l. : Springer Verlag, 1997, Bd. Catalysis Letters, Volume 45, Numbers 1-2. ISSN 1011-372X.
- [34] **Schneider, Adrian, Mantzaras, John und Jansohn, Peter.:** Experimental and numerical investigation of the catalytic partial oxidation of CH₄/O₂ mixtures diluted with H₂O and CO₂ in a short contact time reactor. Cambridge : Elsevier, 2006, Bd. Chemical Engineering Science, 61 (2006), S. 4634 - 4649.
- [35] **Cormier, Jean Marie und Rusu, Iulian.:** Syngas production via methane steam reforming with oxygen: plasma reactors versus chemical reactors. Michigan : IOP

Publishing Ltd., 2001, Bd. Journal Of Physics D: Applied Physics, 34 (2001), S. 2798 - 2803.

[36] **Althapp, Anton.:** *Kraftstoffe aus Biomasse mit dem Carbo-V-Vergasungsverfahren.* Stuttgart : FVS Fachtagung: Fachtagung Regenerative Kraftstoffe Entwicklungstrends, Forschungs und Entwicklungsansätze, Perspektiven, 2003.

[37] **Rudolff, M.:** *Neues Verfahren optimiert Holzvergasung.* Hannover : Sun Media Verlags- und Kongressgesellschaft für Erneuerbare Energien mbH, 2005.

[38] **Henrich, E., Dinjus, E. und Meier, D.:** *Flugstromvergasung von flüssigen Pyrolyseprodukten bei hohem Druck - Ein neues Konzept zur Biomassevergasung.* Velen : DGMK-Tagung: Energetische Nutzung von Biomassen, 2002.

[39] **Sichinga, J. und Buchanan, A.:** *Unlocking the potential wealth of coal.* Johannesburg : Sasol Synfuel International, 2005.

[40] **Boerrigter, H. und Zwart, R. W. R.:** *High efficiency co-production of Fischer-Tropsch (FT) transportation fuels and substitute Natural Gas (SNG) from Biomass.* Petten, Netherlands : ECN, 2004. ECN-C--04-001.

[41] **Opdal, Olav A. und Skreiberg, Øyvind.:** *Production of synthetic biodiesel via Fischer-Tropsch synthesis.* Trondheim : Department of Energy & Process engineering, Norwegian University of Science and Technology, 2006.

[42] **Böhme, Walter.:** *NExBTL - Stand der Entwicklung und Potentiale.* Stuttgart : OMV, 2008.

[43] **Gattermann, R. und Trechow, P.:** *Premium-Biodiesel aus Palmöl bedroht Regenwald.* Düsseldorf : VDI Nachrichten, 2008.

[44] **Schaberg, Paul W., et al.:** *Exhaust Particle Number and Size Distributions with Conventional and Fischer-Tropsch Diesel Fuels.* Warrendale : SAE International, 2002. SAE 2002-01-2727.

[45] **Ihalainen, M., et al.:** *Biobased diesel fuels: particulate emissions and their inflammation response.* Zürich : 13th ETH Conference on Combustion Generated Nanoparticles, 20.-24. Juni 2009, 2009.

[46] **Abdul-Khalek, I. S., et al.:** *Diesel Exhaust Particle Size: Measurement Issues and Trends.* Warrendale : SAE International, 1998. SAE 980525.

- [47] **Schaberg, Paul, et al.:** *Emissions Performance of GTL Diesel Fuel and Blends with Optimized Engine Calibrations*. s.l. : SAE International, 2005. SAE 2005-01-2187.
- [48] **Hartmann, Udo.:** *Biogene Kraftstoffe und deren Beiträge für eine umweltfreundliche Mobilität*. Stuttgart : Tagung "Kraftstoff aus Biomasse - Sprit der Zukunft?", Daimler Chrysler AG, 2005.
- [49] **Schaberg, Paul.:** *The Potential of GTL Diesel to Meet Future Exhaust Emission Limits*. Detroit : 12th Diesel Engine-Efficiency and Emissions Research Conference, U.S. Department of Energy, 2006.
- [50] **Oguma, Mitsuharu, et al.:** *The Possibility of Gas to Liquid (GTL) as a Fuel of Direct Injection Diesel Engine*. Warrendale : SAE International, 2002. SAE 2002-01-1706.
- [51] **Siebers, Dennis, Higgins, Brian und Pickett, Lyle.:** *Flame lift-off on direct-injection diesel fuel jets: Oxygen concentration effects*. Warrendale : SAE International, 2002. SAE 2002-01-0890.
- [52] **Azetsu, Akihiko, Sato, Yuki und Wakisaka, Yoshifumi.:** *Effects of Aromatic Components in Fuel on Flame Temperature and Soot Formation in Intermittent Spray Combustion*. Yokohama : SAE International, 2003. SAE 2003-01-1913.
- [53] **Tamanouchi, Mitsuo, et al.:** *Effects of Fuel Properties on Exhaust Emissions for Diesel Engines With and Without Oxidation Catalyst and High Pressure Injection*. Warrendale : SAE International, 1997. SAE 970758.
- [54] **Seyfried, F.:** *Alternative flüssige Kraftstoffe - Verfügbarkeit, Emissionen, CO₂, Kosten*. Essen : Volkswagen Konzernforschung, Haus der Technik, 26.06.2007, 2007.
- [55] **Hasegawa, Makoto, et al.:** *Effects of Fuel Properties (Content of FAME or GTL) on Diesel Emissions under Various Driving Modes*. Warrendale : SAE International, 2007. SAE 2007-01-4041.
- [56] **Yates, Andy D. B., Viljoen, Carl L. und Swarts, André.:** *Understanding the Relation Between Cetane Number and Combustion Bomb Ignition Delay Measurements*. Warrendale : SAE International, 2004. SAE 2004-01-2017.

- [57] **Akihama, Kazuhiro, et al.:** *Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature*. Warrendale : SAE International, 2001. SAE 2001-01-0655.
- [58] **Benajes, Jesus, et al.:** *Optimization Towards Low-temperature Combustion in a HSDI Diesel Engine, Using Consecutive Screenings*. Warrendale : SAE International, 2007. SAE 2007-01-0911.
- [59] **Kimura, Shuji, et al.:** *Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards*. Warrendale : SAE International, 2001. SAE 2001-01-0200.
- [60] **Haas, Simon-Florian.:** *Experimentelle und theoretische Untersuchung homogener und teilhomogener Dieselmotorenverfahren*. Stuttgart : Dissertation Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart, 2007.
- [61] **Eichseder, Helmut und Wimmer, Andreas.:** *Future Perspectives Of The IC Engine*. Graz : 14th International Conference "Transport and Air Pollution", Technische Universität Graz, 2005.
- [62] **Figer, Günter, et al.:** *Analyse von HCCI-Brennverfahren beim direkteinspritzenden Dieselmotor*. Graz : 9. Tagung "Der Arbeitsprozess Des Verbrennungsmotors", Technische Universität Graz, 2003.
- [63] **Greeves, Godfrey, Tullis, Simon und Barker, Barrie.:** *Advanced Two-Actuator EUI and Emission Reduction for Heavy-Duty Diesel Engines*. Warrendale : SAE International, 2003. SAE 2003-01-0698.
- [64] **Payri, Francisco, et al.:** *Influence of the Post-Injection Pattern on Performance, Soot and NOx Emissions in a HD Diesel Engine*. Warrendale : SAE International, 2002. SAE 2002-01-0502.
- [65] **Gruber, Martin.:** Charakterisierung partikelförmiger Emissionen beim Dieselmotor und Untersuchung von Verminderungsmaßnahmen. *Fortschritt-Berichte VDI*. Reihe 12, Nr. 507, 2002.
- [66] **Pfeifer, A.:** *Untersuchungen zur Lösung des Partikel-NOx-Konflikts bei Nutzfahrzeug-Dieselmotoren*. Wien : Dissertation TU Wien, 2000.

- [67] **Desantes, José M., et al.:** *A Comprehensive Study of Diesel Combustion and Emissions with Post-injection*. Warrendale : SAE International, 2007. SAE 2007-01-0915.
- [68] **Park, Cheolwoong, Kook, Sanghoon und Bae, Choongsik.:** *Effects of Multiple Injections in a HSDI Diesel Engine Equipped With Common Rail Injection System*. Warrendale : SAE International, 2004. SAE 2004-01-0127.
- [69] **Benajes, Jesús, Molina, Santiago und García, José M.:** *Influence of Pre- and Post-Injection on the Performance and Pollutant Emissions in a HD Diesel Engine*. Warrendale : SAE International, 2001. SAE 2001-01-0526.
- [70] **Lee, Jin-ha, et al.:** *Control of Diesel Catalyzed Particulate Filter System I (The CPF System Influence Assessment According to a Regeneration Condition)*. Warrendale : SAE International, 2005. SAE 2005-01-0661.
- [71] **Hiranuma, Satoshi, et al.:** *Development of DPF System for Commercial Vehicle - Basic Characteristic and Active Regenerating Performance*. Warrendale : SAE International, 2003. SAE 2003-01-3182.
- [72] **Belloir, Méllanie, Sakushima, Nobuyuki und Lahfaily, Hamid.:** *A CFD Study to Optimize the Injection Strategy for Diesel Particulate Filter Regeneration*. Detroit, Michigan : SAE International, 2007. SAE 2007-01-0164.
- [73] **Howard, L. Fang, et al.:** *Biodiesel Impact on Wear Protection of Engine Oils*. Illinois : SAE Internationaional, 2007. SAE 2007-01-4141.
- [74] **Yamamoto, Kanta, et al.:** *Influence of Diesel Post Injection Timing on HC Emissions and Catalytic Oxidation Performance*. Warrendale : SAE International, 2006. SAE 2006-01-3442.
- [75] **Storey, John M., et al.:** *Hydrocarbon Species In The Exhaust Of Diesel Engines Equipped With Advanced Emissions Control Devices*. Oak Ridge : Fuels, Engines, and Emissions Research Center Oak Ridge National Laboratory, 2005.
- [76] **Nishizawa, Toru, et al.:** *Study of the Combustion Mechanism of Diesel Particulate Matter*. Warrendale : SAE International, 2007. SAE 2007-01-3613.
- [77] **Dodd, A. E. und Holubecki, Z.:** *The Measurements of Diesel Exhaust Smoke*. Warwickshire : MIRA Report, 1965. 1965/10.

- [78] **Kitano, Koji, Sakata, Ichiro und Clark, Richard.:** *Effects of GTL Fuel Properties on DI Diesel Combustion*. Warrendale : SAE International, 2005. SAE 2005-01-3763.
- [79] **Ogawa, Tadao, et al.:** *Fuel Effects on Particulate Emissions from D. I. Engine - Chemical Analysis and Characterization of Diesel Fuel*. Warrendale : SAE International, 1995. SAE 952351.
- [80] **DIN Deutsches Institut für Normung e.V.:** Prüfung flüssiger Kraftstoffe – Bestimmung der Zündwilligkeit (Cetanzahl) von Dieselmotoren mit dem BASF-Prüfmotor. Berlin : Beuth Verlag GmbH, 2009. DIN 51773.
- [81] **Steiger, Wolfgang, Schumacher, Volker und Kohnen, Christoph.:** Potenziale synthetischer Kraftstoffe im CCS Brennverfahren. Wien : Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 566, 2004.
- [82] **Zannis, T. C., et al.:** *Effect of Fuel Chemical Structure and Properties on Diesel Engine Performance and Pollutant Emissions: Review of the Results of Four European Research Programs*. Warrendale : SAE International, 2008. SAE 2008-01-0838.
- [83] **Weberbauer, Frank, et al.:** Allgemein gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren. *Motortechnische Zeitschrift* . 2005, MTZ 2/2005 Jahrgang 66.
- [84] **Pischinger, Rudolf, Klell, Manfred und Sams, Theodor.:** *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Wien - New York : Springer Verlag, 2009. ISBN 978-3211-99276-0 3. Auflage.
- [85] **Woschni, Eugen-Georg.:** *Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren*. Wiesbaden : Vieweg Verlag, 1970. MTZ Nr. 31.
- [86] **Bargende, Michael, Burkhardt, Christine und Frommelt, Alfred.:** Besonderheiten der thermodynamischen Analyse von DE-Ottomotoren. *Motorentechnische Zeitschrift*. 2001, MTZ 62 (2001) 1.
- [87] **Baehr, Hans Dieter.:** *Thermodynamik - Eine Einführung in die Grundlagen und ihre technischen Anwendungen*. Berlin/Heidelberg : Springer Verlag, 2009. 8. Auflage ISBN 3-540-54672-3 8.

- [88] **Klingenberg, H.:** *Automobil-Meßtechnik, Band C: Abgasmesstechnik*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 1995. ISBN 3-540-59108-7.
- [89] **Merkisz, Jerzy, et al.:** *Possibilities of NO_x Reduction in the Emissions of Compression Ignition Engines through Ceramic Oxygen Conductors and Thermoelectric*. Warrendale : SAE International, 2007. SAE 2007-01-3449.
- [90] **Sams, Theodor, et al.:** *Möglichkeiten und Grenzen der Low-Nox Dieselverbrennung im Hinblick auf EURO 6*. Graz : 11. Tagung "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors", 2007.
- [91] **Atzler, F., et al.:** *Hohe Einspritzdrücke zur Verbesserung des Ruß-NO_x-Kompromisses bei höheren Lasten in Dieselmotoren für Personenwagen*. München : 9. Tagung der Motorischen Verbrennung, 2009.
- [92] **Hopp, Martin.:** *Untersuchung der Rußoxidation unter dieselmotorischen Randbedingungen*. Aachen : Dissertation Technische Hochschule Aachen, 2001.
- [93] **Suzuki, Hisakazu, et al.:** *Exhaust Emission Behavior of Mixed Fuels having Different Component Cetane Number and Boiling Point*. Yokohama : SAE International, 2003. SAE 2003-01-1868.
- [94] **Kono, Naoki, Suzuki, Yoshikatsu und Takeda, Hiroshi.:** *Effects of Driving Conditions and Fuel Properties on Diesel Emissions*. Warrendale : SAE International, 2005. SAE 2005-01-3835.
- [95] **Nakakita, Kiyomi, et al.:** *Effect of Hydrocarbon Molecular Structure in Diesel Fuel on In-Cylinder Soot Formation and Exhaust Emissions*. Warrendale : SAE International, 2003. SAE 2003-01-1914.
- [96] **Badami, M., Millo, F. und D'Amato, D.:** *Experimental investigation on soot and NO_x formation in a DI common-rail diesel engine with pilot injection*. Warrendale : SAE International, 2001. SAE 2001-01-0657.
- [97] **Sun, Yong und Reitz, Rolf D.:** *Modelling Diesel Engine NO_x and Soot Reduction With Optimized Two-Stage Combustion*. Warrendale : SAE International, 2008. SAE 2008-01-0809.
- [98] **Schubiger, Raffael A.:** *Untersuchungen zur Russbildung und –oxidation in der dieselmotorischen Verbrennung: Thermodynamische Kenngrößen,*

Verbrennungsanalyse und Mehrfarbenendoskopie. Zürich : Dissertation Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, 2001.

[99] **Czerwinski, Jan, et al.:** *Alternative Diesel Fuels (GTL, RME, ROR) and (Nano) Particle Emissions.* Esslingen : 7.Colloquium Fuels 14.& 15.01.2009, 2009.

[100] **Yang, B., Mellor, A. M. und Chen, S. K.:** *Multiple Injections with EGR Effects on NOx Emissions for DI Diesel Engines Analyzed Using an Engineering Model.* Warrendale : SAE International, 2002. SAE 2002-01-2774.

[101] **Schloz, Eckart.:** *Untersuchung zur homogenen Dieselerbrennung bei innerer Gemischbildung.* Karlsruhe : Dissertation Fakultät für Maschinenbau der Universität Karlsruhe, 2003.

[102] **Hao, Xianghong, et al.:** *Experimental and Theoretical Study of CO Oxidation on PdAu Catalysts with NO Pulse Effects.* Dallas : Departments of Materials Science and Engineering and Physics, University of Texas at Dallas, Richardson, 2009.

[103] **Makino, M., et al.:** *Evaluation of Advanced Diesel Oxidation Catalyst Concepts: Part 2.* Warrendale : SAE International, 2006. SAE 2006-01-0032.

[104] **Adams, Karen M., et al.:** *Laboratory Screening of Diesel Oxidation Catalysts and Validation with Vehicle Testing: The Importance of Hydrocarbon Storage.* Warrendale : SAE International, 1996. SAE 962049.

[105] **Chen, S. Kevin.:** *Simultaneous Reduction of NOx and Particulate Emissions by Using Multiple Injections in a Small Diesel Engine.* Warrendale : SAE International, 2000. SAE 2000-01-3084.

[106] **Steiger, Wolfgang.:** *Alternative Kraftstoffe für Dieselmotoren - Chancen und Risiken.* Dresden : 8. Dresdner Motorenkolloquium 17. & 18.06.2009, 2009.

[107] **Bression, Guillaume, et al.:** *A Study of Methods to Lower HC and CO Emissions in Diesel HCCI.* Warrendale : SAE International, 2008. SAE 2008-01-0034.

[108] **Yanagihara, H., Sato, Y. und Mizuta, J.:** *A simultaneous reduction of NOx and soot in diesel engines under a new combustion system (Uniform Bulky Combustion System – UNIBUS).* Wien : 17. Internationales Wiener Motorensymposium, 1996.

[109] **Christensen, Magnus, Johansson, Bengt und Hultqvist, Anders.:** *The Effect of Piston Topland Geometry on Emissions of Unburned Hydrocarbons from a*

Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine. Warrendale : SAE International, 2001. SAE 2001-01-1893.

[110] **Harada, A., et al.:** *The Effects of Mixture Formation on Premixed Lean Diesel Combustion*. Warrendale : SAE International, 1998. SAE 980553.

[111] **Vanhaelst, Robin.:** *Optische und thermodynamische Methoden zur Untersuchung der teilhomogenen Dieselerbrennung*. Wolfsburg : Dissertation Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2003.

[112] **Gong, Y., et al.:** *A Computational Investigation of Hydrotreated Vegetable Oil Sprays Using RANS and a Modified Version of the RNG k-epsilon Model in OpenFOAM*. Warrendale : SAE International, 2010. SAE 2010-01-0739.

[113] **Agudelo, John, Agudelo, Andrés und Benjumea, Pedro.:** Study of diesel sprays using computational fluid dynamics. *Rev. Fac. Ing. Univ. Antioquia*. N.º 49, 2009, Seite 61-69.

[114] **Chi, Yohan und Kim, Eungseo.:** *Measurement of Droplet Size Distribution of Transient Diesel Spray*. Warrendale : SAE International, 1993. SAE 931949.

[115] **Thornton, Matthew J., et al.:** *Impacts of Biodiesel Fuel Blends Oil Dilution on Light-Duty Diesel Engine Operation*. Florence : SAE International, 2009. SAE 2009-01-1790.

[116] **Peterson, Amy, et al.:** *Impact of Biodiesel Emission Products from a Multi-Cylinder Direct Injection Diesel Engine on Particulate Filter Performance*. Warrendale : SAE International, 2009. SAE 2009-01-1184.

Curriculum Vitae: Heiko Pflaum

Beruflicher Werdegang

- seit 01/2008** Assistent am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik, Technische Universität Wien (bis 2009: Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugtechnik)
- 03/2007 – 08/2007** Diplomarbeit in der Abteilung Versuch/Integration Motormechanik, BMW M GmbH, München
- 07/2004 – 09/2004** Praktikum in der Abteilung Versuch/Integration Motormechanik, BMW M GmbH, München
- 07/2003 – 08/2003** Praktikum in der Abteilung Entwicklung und Forschung Verbrennungsmotorische Antriebe, Volkswagen AG, Wolfsburg

Hochschulausbildung

- 03/2008 – 09/2010** Doktoratsstudium der technischen Wissenschaften, Technische Universität Wien, September 2010: Rigorosum
- 09/2005 – 06/2006** Studium im Rahmen des Erasmus Austauschprogramms, University of Birmingham, England
- 10/2001 – 12/2007** Studium des Maschinenbaus, Technische Universität Wien, Dezember 2007: Diplomprüfung

Veröffentlichungen / Vorträge

„**Potential of Hydrogenated Vegetable Oil (HVO) in a modern Diesel Engine**“, SAE International Small Engine Technology Conference, Linz: 28.-30. September 2010, SAE 2010-32-0081 (Autor und Vortragender)

„**Biokraftstoffe – Herausforderungen an die Motoren von morgen**“, 18. Symposium Bioenergie, Bad Staffelstein: 18./19. November 2009 (Co-Autor)

„**Emission Behavior and Efficiency of SI Engines Operated with Biogas**“, A3 PS Conference, Wien: 16. Oktober 2009 (Vortragender)

„**Potenzial von unterschiedlichen Biogasqualitäten im Ottomotorischen Betrieb**“, 12. Tagung der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, Graz: 24./25. September 2009 (Autor und Vortragender)