

BESCHREIBUNG DES ZÜNDVERZUGES VON DIESELÄHNLICHEN KRAFTSTOFFEN IM HCCI – BETRIEB

Von der Fakultät
Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Sebastian Andre Beck
aus Schorndorf

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende
Mitberichter: Prof. Dr. sc. techn. Konstantinos Boulouchos

Tag der mündlichen Prüfung: 12. April 2012

Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen
der Universität Stuttgart

2012

“The Stone Age didn’t end for lack of stone, and the oil age will end long before the world runs out of oil.”

Ahmed Zaki Yamani, 2. Ölminister Saudi Arabiens, 1962-1986.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK) der Universität Stuttgart unter der Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Bargende.

Mein besonderer Dank gilt den Herren Prof. Dr.-Ing. M. Bargende, Hans-Jürgen Berner und Dr. rer. nat. Dietmar Schmidt für die hervorragende wissenschaftliche und persönliche Betreuung während der Durchführung dieser Arbeit.

Herrn Prof. Dr. sc. techn. K. Boulouchos danke ich herzlich für das entgegengebrachte Interesse an dieser Arbeit, die aufschlussreichen Diskussionen und Anregungen im Zuge der Arbeitskreissitzungen und für die Übernahme des Koreferates.

Besonders möchte ich an dieser Stelle meinen langjährigen Freund und Kollegen Herr Peter Bloch nennen, welcher auch aufgrund des gemeinschaftlichen Prüfstandbetriebs und Nähe der jeweiligen Forschungsprojekte ein hervorragender Diskussionspartner, und darüber hinaus in den schwierigen Phasen stets ein kongenialer Bürokollege war.

Mein Dank gilt der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV) welche durch den Forschungcluster „Kraftstoffkennzahlen für homogene Verbrennung“ den Rahmen für diese Arbeit bereitet hat, sowie dem Bundesministerium für Wirtschaft und Technik (BMWi) und der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen e.V. (AiF) für die Finanzierung.

Mein persönlicher Dank gilt allen Mitarbeitern des Institutes, den studentischen Hilfskräften und Studienarbeitern, die mich im Laufe dieser Arbeit unterstützt haben.

Ganz herzlich Danken möchte ich meinen Eltern, welche mich immer begleitet haben, aber mich dennoch stets meine eigenen Wege suchen ließen, und damit maßgeblich auch zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Stuttgart, Juli 2011

Kurzfassung

Homogene selbstzündende Brennverfahren werden schon seit den 70er Jahren im ottomotorischen Bereich untersucht. Durch die zunehmende Verschärfung der Abgasgesetzgebung stehen seit Mitte der 90er Jahre auch verstärkt homogene Brennverfahren mit Dieselmotorkraftstoff (HCCI-Verfahren) im Fokus der Forschung. Das große Interesse begründet sich in einer annähernd verbrauchsneutralen Reduzierung von sowohl Partikel als auch Stickoxid-Emissionen und damit in der innermotorischen Auflösung des Ruß-NO_x Trade-Offs.

Durch die frühe Einbringung des zündwilligen Kraftstoffs in den Brennraum entfällt der Einspritzzeitpunkt als direkte Kontrollgröße der Verbrennungslage. Der Brennbeginn wird nun durch den Ladungszustand (Druck, Temperatur, Restgasanteil), die Gemischbildung und insbesondere durch die Selbstzündeigenschaften des Kraftstoffs bestimmt. Die traditionelle Charakterisierung der Selbstzündeigenschaften eines Kraftstoffes über die Cetanzahl ist unter homogenen selbstzündenden Bedingungen nicht ausreichend für eine quantitativ befriedigende Beschreibung des Zündverhaltens. Die wichtigste Kenngröße zur Charakterisierung des Selbstzündverhaltens ist der Zündverzögerung. Insbesondere der Zündverzögerung der Hauptwärmefreisetzung ist bezüglich der Beschreibung der Verbrennungslage von Interesse. Ziel dieser Arbeit ist deshalb, eine möglichst genaue quantitative Beschreibung des Zündverzögerung unter homogenen, selbstzündenden Betriebsbedingung bei Verwendung von dieselähnlichen Kraftstoffen zu erreichen.

Grundlage dafür bilden umfassende Untersuchungen mit zehn unterschiedlichen, dieselähnlichen Kraftstoffen auf einem PKW-Einzyliermotor im homogenen und teilhomogenen Betrieb. Dazu wurden je Kraftstoff über 40 Variationen der Abgasrückführ率 vermessen, um eine breite Datenbasis für die Beschreibung des Zündverhaltens zu schaffen. Für die homogenen Untersuchungen wurde ein experimenteller Gemischbildner (Atomizer) verwendet. Mit Hilfe dieses Atomizers ist die Erzeugung eines homogenen Kraftstoff-/Luftgemisches im Saugrohr auch für hochsiedende Kraftstoffe möglich.

Der Vergleich des Zündverzögerung der Kraftstoffe untereinander bestätigt zwar die Cetanzahl als Maß zur Beschreibung eines qualitativen Trends im homogenen Zündverhalten der Kraftstoffe. Allerdings zeigt sich die Cetanzahl, vor allem im mittleren untersuchten Cetanzahlbereich, nicht in der Lage, das gefundene Zündverhalten quantitativ ausreichend genau zu beschreiben. Durch die Bandbreite der Cetanzahlen in diesem Bereich wird ein Unterschied im Zündverhalten der Kraftstoffe zueinander impliziert, welcher in den motorischen Untersuchungen nicht nachgewiesen werden konnte.

Aufgrund dieser beschränkten Aussagekraft der Cetanzahl wurde ein Zündintegral mit einem modifizierten 1-Arrhenius-Ansatz verwendet, um das Zündverhalten unter HCCI-Bedingungen in Abhängigkeit der motorischen Druckhistorie und unter Berücksichtigung der O_2 -Konzentration zu beschreiben. Die dabei gefundene mittlere Aktivierungsenergie zeigt sich unabhängig vom Betriebspunkt und scheint nur von dem verwendeten Kraftstoff abhängig zu sein. Vorbehaltlich weiterer wichtiger Validierungsuntersuchungen stellt diese „Kennzahl“ damit eine alternative Möglichkeit zur Beschreibung des Selbstzündverhaltens von Kraftstoffen unter homogenen Bedingungen dar. Mit dieser Kennzahl und unter Verwendung der gemessenen Druckverläufe ist eine sehr genaue Berechnung des Zündverzuges unter verschiedenen Betriebsbedingungen möglich.

Für eine Vorausberechnung des Zündverzuges unter homogenen Bedingungen, z.B. im Zuge einer Arbeitsprozessrechnung, darf der gefundene Ansatz keine Messwerte als Eingangsgrößen verwenden. Da eine Modellierung auf Basis von einfach zu bestimmenden geschleppten Druckverläufen nicht möglich ist, wurde ein empirisches Verbrennungsmodell erstellt. Damit gelingt es, den Einfluss der Niedertemperaturwärmeabfuhr auf den Zylinderdruck zu erfassen und damit eine tatsächliche Vorausberechnung des Zündverzuges der Hauptwärmeabfuhr zu ermöglichen. Die mit Hilfe einer Arbeitsprozessrechnung, unter Berücksichtigung des Cool Flame Modells, berechenbaren Zylinderdruckverläufe ermöglichen nun in Kombination mit dem entwickelten 1-Arrhenius-Ansatz und dem Zündintegral eine sehr genaue Voraussage des sich ergebenden Zündverzugs unter unterschiedlichen HCCI-Betriebsbedingungen.

Abstract

Homogeneous self-igniting combustion processes have been studied since the 70s in the field of gasoline engines. Because of the increasingly stringent emissions legislation since the mid-90s homogeneous combustion processes with diesel fuel (HCCI) have gained importance in research as well. The great interest is due to the approximate consumption-neutral internal reduction of both particles and nitrogen oxide emissions and thus the break-up of the soot- NO_x trade-off.

Due to an early injection of the self-igniting fuel into the combustion chamber the direct control of the combustion phasing by the start of injection is no longer possible. The start of combustion now is solely determined by the charge state (pressure, temperature, residual gas fraction), the mixture formation and in particular by the ignition quality of the fuel. The traditional characterization of the ignitability of a fuel by the cetane number was found to be not sufficient for a satisfactory quantitative description of the ignition quality under homogeneous self-igniting conditions. The most important parameter to characterize the ignition quality is the ignition delay. In order to describe the combustion phasing, the ignition delay of the main heat release is of specific interest. Therefore the scope of this work is an accurate quantitative description of the ignition delay under homogeneous self-igniting operation conditions for diesel-like fuels.

The bases are investigations with ten different fuels on a passenger car single-cylinder engine under homogeneous and partial homogeneous conditions. For each fuel over 40 variations of the exhaust gas recirculation were measured to create a broad database for the description of the ignition behavior. The homogenous test-bed investigations were performed with an experimental device for homogeneous mixture formation (atomizer). By the means of the atomizer the creation of a homogeneous fuel-/air mixture inside the intake manifold even with fuels of a high boiling range is possible.

The comparison of ignition delay times between the fuels confirms the cetane number as a measure to describe a qualitative trend in the ignition behavior of the fuels. However, the cetane number has shown, particularly in its middle area, to be not sufficient to quantitatively describe the ignition delay accurately enough. The range of cetane numbers in this area implies differences in the ignition behavior of the fuels, which could not be detected in the motor tests.

A modified 1-Arrhenius-approach, based on the engines pressure history and the O_2 concentration, was utilized to describe the auto-ignition under HCCI conditions to overcome the limitation of the cetane number. The mean activation energy found here appears independent

of the operating point and seems to be solely dependent on the fuel. Subject to further validation studies, this "indicator" represents an alternative way to describe the ignition quality of fuels under homogeneous conditions. It is possible to precisely calculate the ignition delay for various operation conditions by means of this characteristic fuel index and by using measured pressure traces.

For the prediction of the ignition delay under homogeneous conditions, e.g. in the course of a working process calculation, the approach may not use measured variables as an input. Since modeling based on motored pressure traces is not possible, an empirical combustion model was created. Thereby it is possible to account the influence of the low-temperature heat release (Cool Flame) on the cylinder pressure and thus to allow an actual prediction of the ignition delay of the main heat release. By means of a working process calculation, and taking into account the Cool Flame empiric model, the computed pressure traces in combination with the developed 1-Arrhenius-approach and the ignition integral allow a very accurate prediction of the resulting ignition delay under various HCCI operation conditions.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	V
Kurzfassung	VII
Abstract	IX
Inhaltsverzeichnis	XI
Nomenklatur	XIII
Lateinische Symbole	XIII
Griechische Symbole	XIII
Indizes	XIV
Abkürzungen	XIV
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik	5
2.1 Das konventionelle Dieselmotorenverfahren	5
2.1.1 Schadstoffemissionen	7
2.2 Die HCCI – Verbrennung	9
2.2.1 Grundlagen der 2-stufigen Wärmefreisetzung	10
2.3 Alternative Dieselmotorenverfahren	12
2.3.1 HCCI – Homogeneous Charge Compression Ignition	15
2.3.2 HCLI – Homogeneous Charge Late Injection	16
2.3.3 LTC – Low Temperature Combustion	17
2.3.4 HPLI – Highly Premixed Late Injection	18
2.3.5 Zusammenfassende Betrachtung	19
2.4 Der Zündverzöger	20
2.4.1 Verwendete Definition des Zündverzöger	20
2.5 Die Cetanzahl	22
2.5.1 Entwicklung	23
2.5.2 Motorische Bestimmung	26
2.5.3 Bisherige Ansätze für eine HCCI Kennzahl	27
2.6 Empirische Zündverzögermodelle	30
2.7 Empirische Verbrennungsmodelle	34
2.7.1 Ersatzbrennverlauf	35
2.7.2 Empirisches Modell	37
3 Versuchsaufbau und -durchführung	43
3.1 Einzylindermotor	43
3.2 Prüfstand	44
3.2.1 Luft- und Abgassystem	45
3.3 Atomizer	46
3.3.1 Funktionsprinzip „Atomizer“	46
3.3.2 Aufbau	47
3.3.3 Spannungsversorgung / Regelung	49
3.3.4 Einbau	49
3.4 Betriebsstrategie	50
3.5 Kraftstoffe	52

4	<i>Motorversuche zur teil- / homogenen Dieselerbrennung</i>	55
4.1	Einfluss der AGR-Rate	55
4.2	Einfluss der Saugrohrtemperatur	60
4.3	Einfluss des Ansteuerbeginns	61
4.4	Einfluss der Drehzahl	64
4.5	Einfluss des Kraftstoffes	66
5	<i>Charakterisierung des Zündverzuges in Abhängigkeit des Kraftstoffes</i>	71
5.1	Zündintegral mit einem 1-Arrhenius-Ansatz	71
5.2	Validierung des 1-Arrhenius-Ansatzes	76
5.3	Gültigkeit des 1-Arrhenius-Ansatzes	78
5.4	Grenzen des 1-Arrhenius-Ansatzes	82
5.5	Vergleich Cetanzahl / Aktivierungsenergie	83
6	<i>Vorhersagefähiger Ansatz zur Beschreibung des Hot Flame Zündverzuges unter HCCI-Bedingungen</i>	85
6.1	Berechnung des Brennbeginns der Cool Flame	86
6.2	Vibe – Ersatzbrennverlauf	87
6.3	Empirisches Cool Flame Modell	91
6.3.1	Einfluss der Sauerstoffkonzentration	91
6.3.2	Einfluss der Drehzahl	93
6.3.3	Gesamtmodell	95
6.4	Arbeitsprozessrechnung und Bestimmung des Hot Flame ZV mittels Zündintegral	97
7	<i>Schlussbetrachtung und Ausblick</i>	103
8	<i>Literaturverzeichnis</i>	105
9	<i>Anhang</i>	113
9.1	Zündverzug über der AGR-Rate	113
9.2	Aktivierungsenergie über der AGR-Rate	118

Nomenklatur

Lateinische Symbole

A	[A]	Ampere
E_A	[kJ/kg]	Aktivierungsenergie der Hot Flame
E_{A_CF}	[kJ/kg]	Aktivierungsenergie der Cool Flame
c	[variabel]	Parameter Aktivierungsenergie / empirisches CF Modell
c_m	[m/s]	mittlere Kolbengeschwindigkeit
k	[s ⁻¹]	Reaktionsgeschwindigkeitskonstante
m	[-]	Formfaktor des Vibe-Ersatzbrennverlaufes
n	[min ⁻¹]	Drehzahl
p	[bar]	Druck
Q	[mm ³]	Einspritzmenge
R	[J/kg/K]	spezifische Gaskonstante
T	[K, °C]	Temperatur

Griechische Symbole

ε	[-]	Verdichtungsverhältnis
φ	[°KW]	Grad Kurbelwinkel
ϕ	[-]	Luftverhältnis ($= 1/\lambda$)
λ	[-]	Luftverhältnis
$\Re$	[J/mol/K]	universelle Gaskonstante
ρ	[kg/m ³]	Dichte
τ	[ms]	Zündverzögerung

Indizes

2	Zustand im Saugrohr (p_2 , T_2 ...)
3	Zustand im Krümmer (p_3 , T_3 ...)
A	Aktivierung (Aktivierungsenergie, Aktivierungstemperatur)
chem.	Chemisch
inj.	Einspritzung
phys.	Physikalisch
ref.	Referenzpunkt
ZV	Zündverzug

Abkürzungen

[O ₂]	Konzentration (z.B. Sauerstoff)
ABHE	Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung
abs.	absolut
AGR	Abgasrückführung
Ah	Amperestunden
AMA	Abgasmessanlage
AMN	1-Methylnaphthalin
APR	Arbeitsprozessrechnung
ASP	Arbeitsspiel
BB	Brennbeginn
BD	Brenndauer
BE	Brennende
BV	Brennverlauf
CAI	Controlled Auto-Ignition
CF	Cool Flame
CFR	Co-operative Fuel Research
CO	Kohlenmonoxid

CR	Common Rail
CRI	Common Rail Injektor
CZ	Cetanzahl
DCCS	Dilution Controlled Combustion System
dQ_{B_max}	maximale Umsatzrate, maximaler Anstieg im Brennverlauf
DVA	Druckverlaufsanalyse
EBV	Ersatzbrennverlauf
el.	Elektrisch
EV	Einspritzverzug
FB	Förderbeginn
FSN	Schwärzungszahl
geom.	geometrisch
HC	Kohlenwasserstoff
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HCDC	Homogeneous Charge Diesel Combustion
HCLI	Homogeneous Charge Late Injection
HF	Hot Flame
HMN	Heptamethylnonan
HPLI	Highly Premixed Late Injection
HTHR	High Temperature Heat Release
Hu	unterer Heizwert
HV	Hauptverbrennung
I_{Inj}	Injektorstrom
KW	Kurbelwinkel
Kst	Kraftstoff
LTC	Low Temperature Combustion
LTHR	Low Temperature Heat Release
m_B	Brennstoffmasse

MK	Modulated Kinetics
MMT	Massenmitteltemperatur
MULINBUMP	Multi Injection and BUMP Combustion Chamber
NADI	Narrow Angle Direct Injection
NiCr/Ni	Nickel-Chrom-Legierung / Nickel
NTC	Negative Temperature Coefficient
O ₂ _ES	O ₂ Konzentration bei Einlass schließt
OT	oberer Todpunkt
PAK	polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
PCI	Premixed Compression Ignition
p _{max}	Spitzendruck
p _{mi}	indizierter Mitteldruck
PREDIC	Premixed Lean Diesel Combustion
PRF	Primary reference fuel
Q _{B_ges}	insgesamt umgesetzte Energie
Q _{B_Kst}	gesamte durch den Kraftstoff eingebrachte Energie
RCM	Rapid Compression Machine
spez.	spezifisch
TLnFass	Temperatur des Luft-/AGR-Gemisches nach dem Mischungsfass
UNIBUS	Uniform Bulky Combustion System
UT	unterer Todpunkt
VE	Voreinspritzung
VV	Vorverbrennung
ZOT	oberer Todpunkt in welchem die Zündung statt findet
ZV	Zündverzug
ZZP	Zündzeitpunkt

1

Einleitung

Die Herausforderung für zukünftige Motoren besteht darin, den Zielkonflikt zwischen Emissionsreduzierung und Wirkungsgradoptimierung zu überwinden. Bei der homogenen selbstzündenden Verbrennung (HCCI) können die bei einer konventionellen dieselmotorischen Verbrennungen kritischen Partikel- und Stickoxid-Emissionen gleichzeitig und annähernd verbrauchsneutral reduziert werden. Bei einem HCCI-Brennverfahren wird der Kraftstoff typischerweise zur Unterstützung der Homogenisierung sehr früh in den Brennraum eingebracht. Damit entfällt die Möglichkeit zur Steuerung des Brennbeginns durch die Einspritzung. Der Brennbeginn wird jetzt durch die Ladungszustände (Druck, Temperatur, Restgasanteil), die Gemischbildung und insbesondere durch die Selbstzündeeigenschaften des Kraftstoffs bestimmt.

Die historisch gewachsene Methode, die Selbstzündeeigenschaft von Dieselmotorkraftstoffen für konventionelle Brennverfahren zu charakterisieren, ist die Bestimmung der Cetanzahl. Die Cetanzahl wird für einen gegebenen Kraftstoff durch einen Vergleich mit einem Bezugsgemisch aus den beiden Referenzkraftstoffen (Cetan, 1-Methylnaphthalin) ermittelt, welches in einem CFR-Motor bei vorgegebenen Betriebsbedingungen vergleichbare Selbstzündeeigenschaften aufweist. Bei dem CFR-Motor handelt es sich um einen Vorkammermotor, welcher 1928 entwickelt wurde und seit dem nur leicht verändert wurde. Das Einspritzsystem arbeitet mit einem Einspritzdruck von 103 bar und ist nicht mit modernen CR-Einspritzsystemen zu vergleichen. Deshalb ist umstritten, ob das Cetan-Verfahren heutigen Anforderungen an die Beurteilung des Selbstzündverhaltens gerecht wird. Darüber hinaus stellt die selbstgezündete homogene Verbrennung weitergehende Anforderungen an die Selbstzündeeigenschaften von Kraftstoffen.

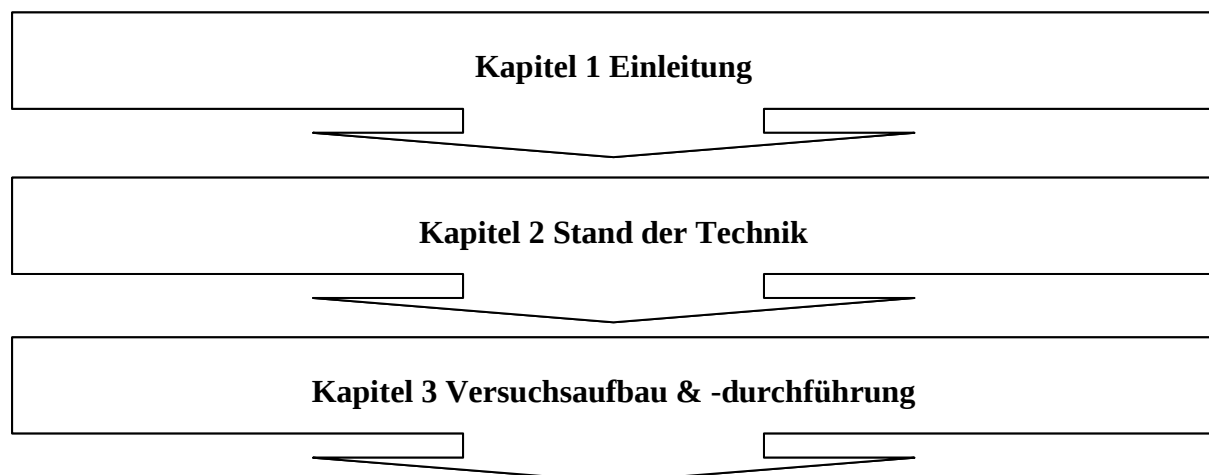
Diese Anforderungen gehen über die gebräuchliche Beschreibung der Zündwilligkeit durch die Cetanzahl hinaus. Vor allem der für die Lage der Wärmefreisetzung wichtige Zündverzögerung der Hauptwärmefreisetzung muss in Abhängigkeit der Ladungszustände und der Kraftstoffeigenschaften unter homogenen, selbstzündenden Bedingungen beschrieben werden können. Dazu muss ein neuer Ansatz / eine neue Kennzahl gefunden werden, mit welchem diese Be-

schreibung des Zündverzuges gelingt. Mit diesem Wissen kann dann der Brennbeginn von Kraftstoffen abhängig von den Betriebsbedingungen vorhergesagt werden.

Als Basis für einen solchen Ansatz / eine solche Kennzahl müssen die motorischen Untersuchungen möglichst den Idealzustand der HCCI-Verbrennung erreichen. Damit kann der Einfluss von Gemischinhomogenitäten auf eine neue Kennzahl, so weit motorisch möglich, eliminiert werden, wodurch diese als Referenz für die homogene selbstzündende Verbrennung dienen kann. Das bedeutet, dass ein „klassisches“ HCCI-Verfahren mit Gemischbildung durch einen experimentellen Gemischbildner („Atomizer“) im Saugrohr und damit max. mögliche Gemischhomogenität im Rahmen dieser Arbeit verwendet wird. Damit einhergehende Nachteile wie hohe HC- & CO-Emissionen, ein schlechter Wirkungsgrad aufgrund der frühen Schwerpunktlage und fehlende arbeitsspielaufgelöste Kontrolle der Verbrennungslage werden dabei bewusst in Kauf genommen.

Das Ziel dieser am IVK der Universität Stuttgart angefertigten Arbeit ist eine umfassende Untersuchung einer breiten Basis von dieselähnlichen Kraftstoffen in teilhomogenen und homogenen Betriebszuständen. Auf Grundlage dieser motorischen Experimente wird die Eignung der Cetanzahl zur quantitativen Beschreibung des Selbstzündverhaltens und damit des Zündverzuges analysiert und überprüft. Für den motorischen Idealzustand der homogenen Verbrennung wurde ein Ansatz für eine ausreichend genaue quantitative Beschreibung des Zündverzuges entwickelt. Um eine Vorausberechnung des Zündverhaltens unter HCCI-Bedingungen zu ermöglichen, wurde abschließend ein empirisches Cool Flame Modell entwickelt, welches den für die Bestimmung des Zündverzuges der Hauptwärme freisetzung wichtigen Wärmeeintrag abbildet.

Aufbauend auf dieser Zielsetzung gliedert sich die vorliegende Arbeit in sieben Kapitel. Der Aufbau sowie die Vorgehensweise sind in Abbildung 1.1 dargestellt.



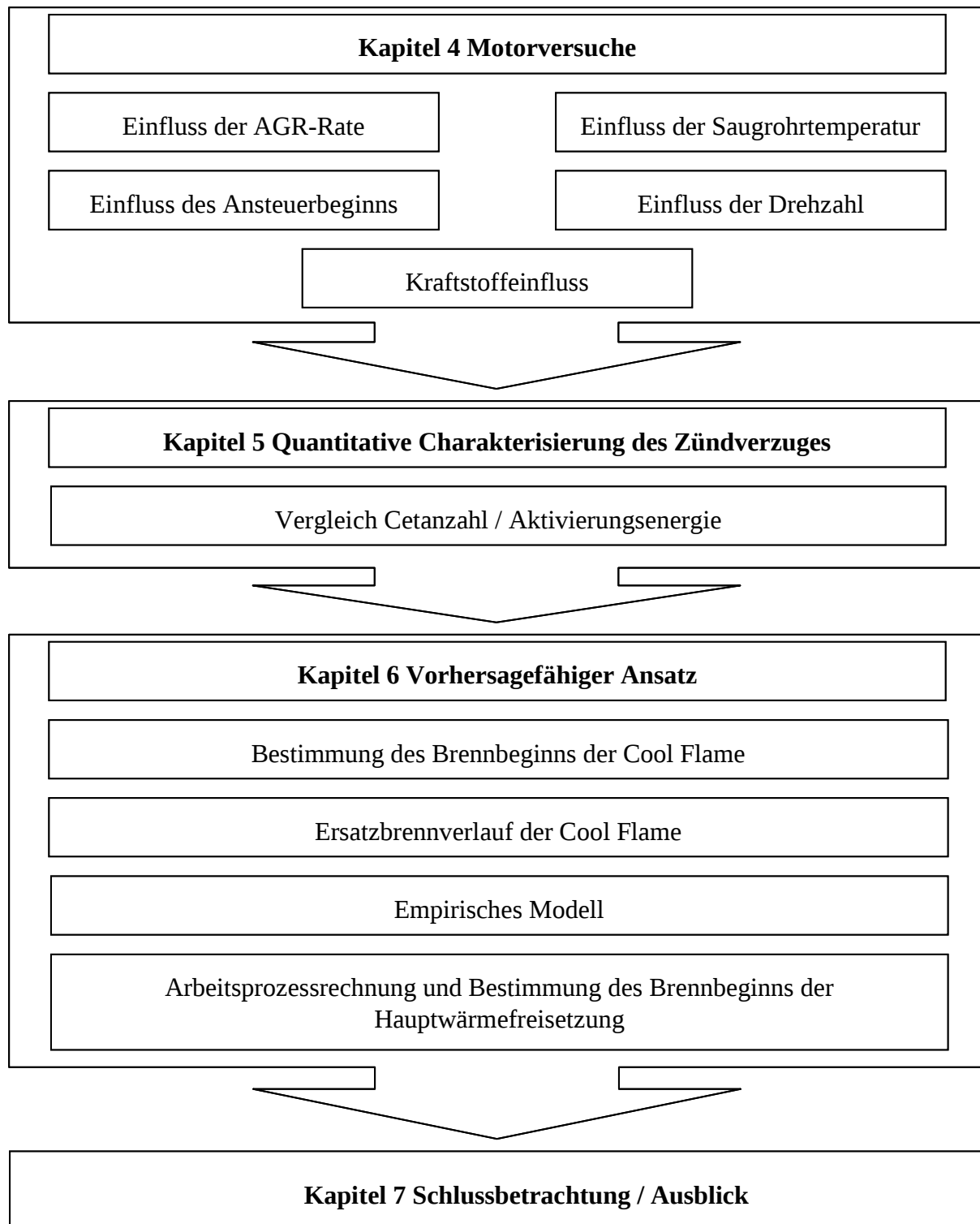


Abbildung 1.1: Aufbau der Arbeit

Ein Teil der in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse ist im Zuge des von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV) initiierten Clusterprojektes „Kraftstoffkennzahlen für homogene Verbrennung“ entstanden. Deshalb bleiben Verweise auf Ergebnisse, welche in Partnerprojekten ermittelt wurden, nicht aus. Für weiterführende Informationen bzgl. dieser Untersuchungen wird auf die jeweiligen Abschlussberichte verwiesen.

Stand der Technik

2.1 Das konventionelle Dieselmotorenverfahren

Mit seinen beiden 1892 und 1893 eingereichten Patenten (deutsche Patent No. 67 207, 82 168) gilt Rudolf Christian Karl Diesel als Erfinder des nach ihm benannten Motors. Der im zweiten Patent beschriebene Gleichdruckprozess stellt dabei bis heute die Grundlage der Dieselmotorenverbrennung dar. Rudolf Diesel formulierte folgende Erfindungsgedanken, welche seinen Patenten zugrunde liegen [1]:

- Erhitzung von reiner Luft im Zylinder mittels Kompression bis weit über die Entzündungstemperatur des Brennstoffes.
- Allmähliches Zuführen des Kraftstoffes ab dem oberen Totpunkt (OT) bei gleichzeitiger Verbrennung.
- Allmähliche Vergasung des Brennstoffes (Diesel ging zunächst von Kohlestaub als Brennstoff aus; die ersten Versuche wurden jedoch bereits mit Rohöl durchgeführt).

Bei modernen Dieselmotoren mit konventionellem Motorenverfahren wird auch heute noch der Kraftstoff um den oberen Totpunkt (OT) mittels Direkteinspritzung in den Brennraum eingebracht. Früher verwendete Bauformen mit geteiltem Brennraum (Wirbelkammer- / Vorkammernverfahren) kommen heutzutage vor allem aufgrund ihres Wirkungsgradnachteiles nicht mehr zum Einsatz [2]. Durch die Vermischung mit der heißen, komprimierten Luft im Zylinder entstehen Zonen mit zündfähigem Gemisch, welche sich nach kurzer Zeit selbst entzünden. Während dieses Selbstzündprozesses laufen physikalische und chemische (Oxidations-) Vorgänge teilweise simultan unter veränderlichen Bedingungen ab. Zu den physikalischen Vorgängen zählen der primäre Strahlzerfall an der Düse, der sekundäre Strahlzerfall aufgrund der aerodynamischen Kräfte zwischen Kraftstoff und Gas im Brennraum, die Mulden / Strahl-Interaktion, die Verdampfung des Kraftstoffes, die Vermischung von Kraftstoff und Luft sowie die Wärmeübertragung zwischen Kraftstoff, Brennraumgas und Wand [3].

Abbildung 2.1 zeigt qualitativ die aus der Einspritzung resultierende Wärmefreisetzung im Brennraum, den sogenannten Brennlauf (BV). Der BV lässt sich in drei Phasen einteilen, welche jeweils von dem langsamsten Vorgang bestimmt wird. In der ersten Phase wird der während des Zündverzuges physikalisch und chemisch aufbereitete Kraftstoff sehr schnell mit einer hohen Brennrates umgesetzt. Dieser auch als Premixed-Peak bezeichnete Abschnitt ist aufgrund der zu Beginn vorherrschenden, relativ niedrigen Temperaturen von den chemischen Vorgängen kontrolliert.

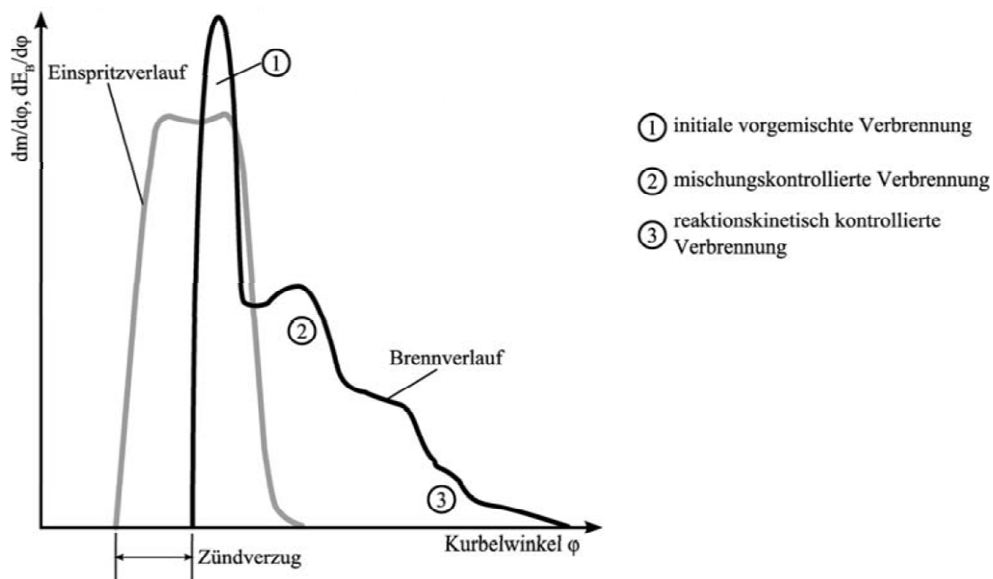


Abbildung 2.1: Qualitativer Einspritz- und Brennverlauf im Dieselmotor [4]

In der daran anschließenden zweiten Phase werden die Vorgänge von der turbulent ablaufenden Vermischung von Kraftstoff und Luft kontrolliert. Die chemischen Vorgänge laufen bedingt durch den Temperaturanstieg der ersten Phase nun stark beschleunigt ab. Da in dieser Phase Einspritzung, Strahlaufbruch, Verdampfung und die Verbrennung parallel ablaufen, kommt es zu starken Inhomogenitäten im Brennraum bzgl. lokalem λ und der lokalen Temperatur, was die Schadstoffbildung (v.a. Ruß, HC, CO) begünstigt. In der letzten und dritten Phase nimmt die Brennrates weiter ab. Durch die reduzierte Sauerstoffkonzentration und das Abnehmen der Gastemperatur aufgrund der Expansion ist diese Phase reaktionskinetisch, sprich chemisch kontrolliert. Diese Phase ist von hoher Bedeutung für die Nachoxidation des in der zweiten Phase gebildeten Rußes. [3] [4] [5]

Stand der Technik bei modernen Dieselmotoren ist die Applikation von mindestens einer Voreinspritzung in weiten Kennfeldbereichen. Dadurch kommt es zu einer Temperaturerhöhung im Brennraum welche den Zündverzug (ZV) der Haupteinspritzung maßgeblich verkürzt. Dadurch ist weniger Brennstoffmasse bei Brennbeginn (BB) aufbereitet was zu einer

geringeren Ausprägung der vorgemischten Verbrennung führt. Die dadurch reduzierte Brennrate hat einen verringerten Druck- und Temperaturgradienten zur Folge, was sich günstig auf das Verbrennungsgeräusch und die NO_x Emissionen auswirkt.

2.1.1 Schadstoffemissionen

Bei der vollständigen Verbrennung eines C_xH_y -Kraftstoffes besteht das Abgas ausschließlich aus den Komponenten Stickstoff (N_2), Sauerstoff (O_2), Kohlendioxid (CO_2) und Wasserdampf (H_2O). Bei einer realen, unvollständigen Verbrennung entstehen darüber hinaus die Schadstoffe Kohlenmonoxid (CO), Stickoxide (NO_x), unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC) und Partikel. Von besonderer Bedeutung sind dabei die Stickoxid- und Partikel-Emissionen, welche vom Gesetzgeber besonders streng reglementiert sind und nicht mit einem Oxidationskatalysator reduziert werden können.

Stickoxide

Unter motorischen Bedingungen entsteht überwiegend (85-95%) Stickstoffmonoxid (NO) welches erst nach längerem Verweilen in der Atmosphäre in Stickstoffdioxid (NO_2) umgewandelt wird [6]. Der größte Anteil der motorisch gebildeten Stickoxide (90-95%) entsteht über den Zeldovich-Mechanismus (thermisches NO), die verbleibenden 5-10% werden dem Fenimore-Mechanismus (Prompt- NO) zugeschrieben. Der erweiterte Zeldovich-Mechanismus wird über die bekannten drei Elementarreaktionen beschrieben [7]:



Die Bezeichnung thermisches NO rührt aus den hohen Temperaturen (Aktivierungsenergie), welche für das Aufbrechen der Dreifachbindung des molekularen Stickstoffes in Gleichung (2.1) benötigt werden.

Die Bildung von Prompt- NO nach *Fenimore* ist wesentlich komplizierter, da CH -Radikale daran beteiligt sind, welche im Motor auf vielfältige Weise reagieren können. Dieser Mechanismus ist deshalb auch nach heutigem Stand der Forschung noch nicht ausreichend genau verstanden [8].

Partikel

Als Partikelemission eines Fahrzeuges wird die gravimetrische Masse bezeichnet, welche sich in einem Filter unter genau definierten Bedingungen ablagert. Die Bestandteile können dabei sowohl organischen als auch anorganischen Ursprungs sein. Der überwiegende Anteil der Partikel ist organisch und besteht aus elementarem Kohlenstoff, sprich Ruß, oder unverbrannten Kohlenwasserstoffen. Die während der Rußbildung wirksamen chemischen und physikalischen Prozesse sind grob verstanden, allerdings ist die Modellierung der Partikelemissionen weiterhin sehr schwierig, da die ablaufenden Prozesse nicht ausreichend detailliert bekannt sind. Schematisch lässt sich die Rußentstehung wie folgt darstellen [4]:

- Reduktion von Brennstoff unter sauerstoffarmen Bedingungen => Bildung der ersten Benzolringe
- Bildung von polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffen (PAK) durch Polymerisation
- Kondensation und Bildung von Rußkernen (Nukleation)
- Koagulation von Rußkernen und Oberflächenwachstum zu Rußprimärteilchen
- Agglomeration von Rußprimärteilchen
- Verkleinerung von Rußprimärteilchen durch Oxidation

Die Mechanismen, welche zur Stickoxid- und Partikelbildung führen, lassen sich durch unterschiedliche innermotorische Maßnahmen in weitem Umfang beeinflussen. Allerdings zeigt sich beim konventionellen Dieselvefahren ein Zielkonflikt, da sich die Bildung der beiden Schadstoffe gegenläufig verhält.

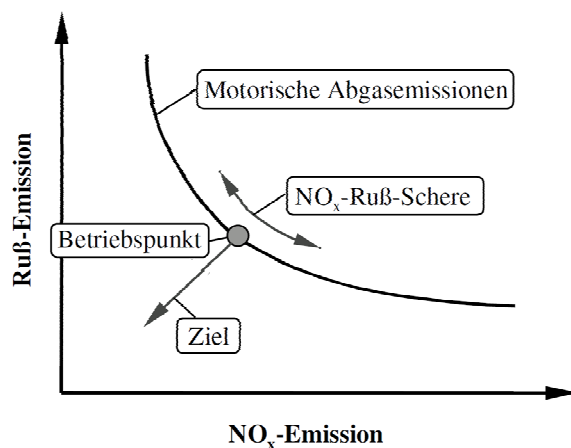


Abbildung 2.2: Ruß-NO_x Trade-Off schematisch [9]

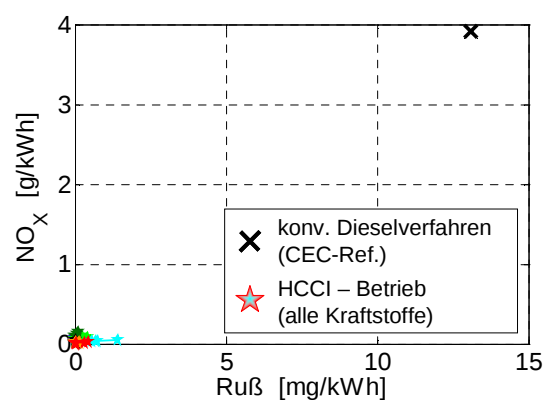


Abbildung 2.3: Ruß-NO_x Trade-Off, konv. Dieselvefahren vs. HCCI-Verfahren

Aufgrund dieses sogenannten „Ruß-NO_x Trade-Offs“ können in einem Betriebspunkt, z.B. durch Zugabe von rückgeführtem Abgas (AGR), die NO_x-Rohemissionen soweit gesenkt werden, dass die Abgasgrenzwerte eingehalten werden. Der gleichzeitige Anstieg der Partikelemissionen erfordert allerdings den Einsatz eines Dieselpartikelfilters. Das Ziel einer Reduktion beider Rohemissionen ist deshalb mit einem konventionellen Dieselfahren nicht erreichbar (vgl. Abbildung 2.2). Aufgrund dieses Zusammenhangs und einer stetig zunehmende Verschärfung der Abgasgesetzgebung rückten ab den 90er Jahren verstärkt alternative Dieselmotorenverfahren in den Fokus der Forschung.

2.2 Die HCCI – Verbrennung

Da eine innermotorische Auflösung des Ruß-NO_x Trade-Offs bei konventionellen Dieselmotorenverfahren auch aus heutiger Sicht nicht möglich erscheint, sind aktuelle Serienmotoren teilweise so appliziert, dass eine Vorhomogenisierung des Diesel-/Luftgemisches, z.B. durch multiple Voreinspritzungen, zur Schadstoffreduktion eingesetzt wird [10]. Diese Vorhomogenisierung ist das Resultat aus Untersuchungen zu alternativen Brennverfahren, welche auf der Selbstzündung von homogenen Kraftstoff-/Luftgemischen basieren. Die homogenisierenden Verfahren zeichnen sich durch einen relativ hohen Wirkungsgrad bei gleichzeitig minimalen Ruß- und Stickoxidemissionen aus und werden im dieselmotorischen Bereich meist unter dem Sammelbegriff Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) geführt¹. Dass die Aufhebung des Ruß-NO_x Trade-Offs mit Hilfe einer „klassischen“ HCCI-Verbrennung² gelingt ist in Abbildung 2.3 zu erkennen. Darin ist der Trade-Off an einem Betriebspunkt für alle während dieses Projektes untersuchten Kraftstoffe im HCCI-Betrieb gegenüber demselben Punkt im konventionellen Betrieb dargestellt. Im Detail bedeutet dies, dass die Rußemissionen mindestens um den Faktor 10, und die NO_x-Emissionen sogar mindestens um den Faktor 24 gesenkt werden konnten [11].

¹ Ziel der homogenen dieselmotorischen Selbstzündung ist die Reduktion der Schadstoffe Ruß und NO_x was im Idealfall bei gleich bleibendem Wirkungsgrad gelingt. Bei der ottomotorischen Selbstzündung – in der Literatur meistens als CAI (Compressed Auto-Ignition) bezeichnet – wird versucht, den Wirkungsgrad anzuheben, wobei Nachteile hinsichtlich Ruß und NO_x entstehen.

² Als HCCI werden in der Literatur eine Vielzahl von unterschiedlichen, alternativen Dieselmotorenverfahren bezeichnet, welche sich signifikant in ihrer Verbrennungsprozessführung respektive in ihrer Gemischbildung unterscheiden. Als klassisches HCCI-Verfahren versteht der Autor das Verfahren mit der im Verbrennungsmotor höchsten möglichen Homogenisierung, welche eine Gemischbildung im Saugrohr voraussetzt und als Teil dieser Arbeit untersucht wurde (vgl. Definition Kapitel 2.3.1). Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird unter der Bezeichnung HCCI das „klassische“ Verfahren verstanden.

Der Grund für diese weitgehend Ruß- und Stickoxidfreie Verbrennung liegt in der Absenkung der Verbrennungstemperatur durch die Anhebung des lokalen Verbrennungsluftverhältnisses (λ_{lokal}), im perfekt homogenisierten Idealfall bis auf das globale Luftverhältnis (λ_{global}) und durch die Applikation von AGR. Mit Hilfe dieser Ladungshomogenisierung werden zusätzlich die für die Rußbildung verantwortlichen fetten Bereiche vermieden. Die lokalen Verbrennungstemperaturen werden mindestens so weit abgesenkt, dass eine nennenswerte thermische Stickoxidbildung nicht mehr stattfinden kann.

Einen Überblick über alternative Dieselmotorenverfahren gibt Kapitel 2.3.

2.2.1 Grundlagen der 2-stufigen Wärmefreisetzung

Zündwillige Kraftstoffe zeigen bei einer HCCI-Verbrennung eine charakteristische 2-stufige Wärmefreisetzung. Die erste Stufe resultiert aus Niedertemperaturreaktionen (LTHR – Low Temperature Heat Release) während in der zweiten Stufe die Hauptwärmefreisetzung (HTHR – High Temperature Heat Release) stattfindet. Die beiden Wärmefreisetzungen werden in der Literatur insbesondere als Cool Flame (CF) und Hot Flame (HF) bezeichnet. Der Übergangsbereich zwischen dem Maximum der CF und dem Beginn der HF wird als „negative temperature coefficient regime“ (NTC-Bereich) bezeichnet (vgl. Abbildung 2.4). Im NTC-Bereich nimmt die Reaktionsgeschwindigkeit trotz steigender Brennraumtemperaturen ab, wodurch die Reaktivität des Gesamtsystems reduziert wird [12].

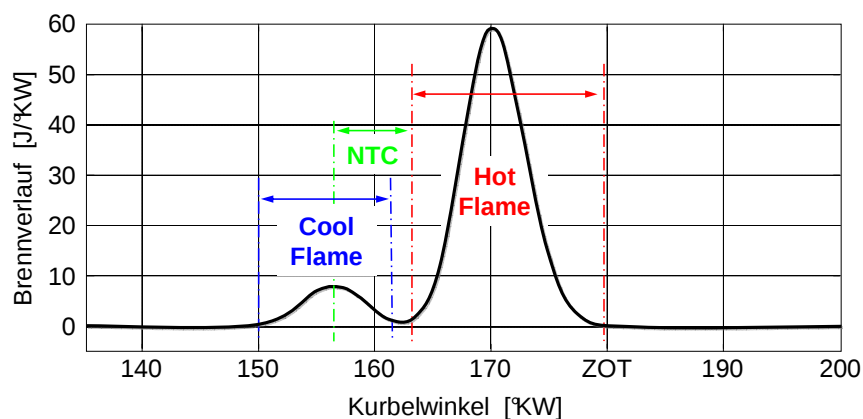


Abbildung 2.4: Typischer 2-stufiger HCCI Brennverlauf

Die Vorgänge bei den Niedertemperaturreaktionen werden schon seit einiger Zeit untersucht, da diese auch für das Auftreten von Klopfphänomenen in Ottomotoren verantwortlich sind [13]. Eine vollständige kinetische Modellierung von Mischungen aus n-Heptan und iso-Oktan, sogenannten primary reference fuels (PRF) umfasst bereits über 1000 Spezies und

über 4000 Reaktionen [14], weshalb zur Beschreibung von Selbstzündvorgängen überwiegend reduzierte Modelle zum Einsatz kommen. Die nachfolgend beschriebenen, reduzierten Mechanismen, welche das Entstehen und Abbrechen der LTHR bestimmen, werden in der Literatur ähnlich dargestellt und gelten allgemein für die Alkanumsetzung [15] [16] [17] [18].

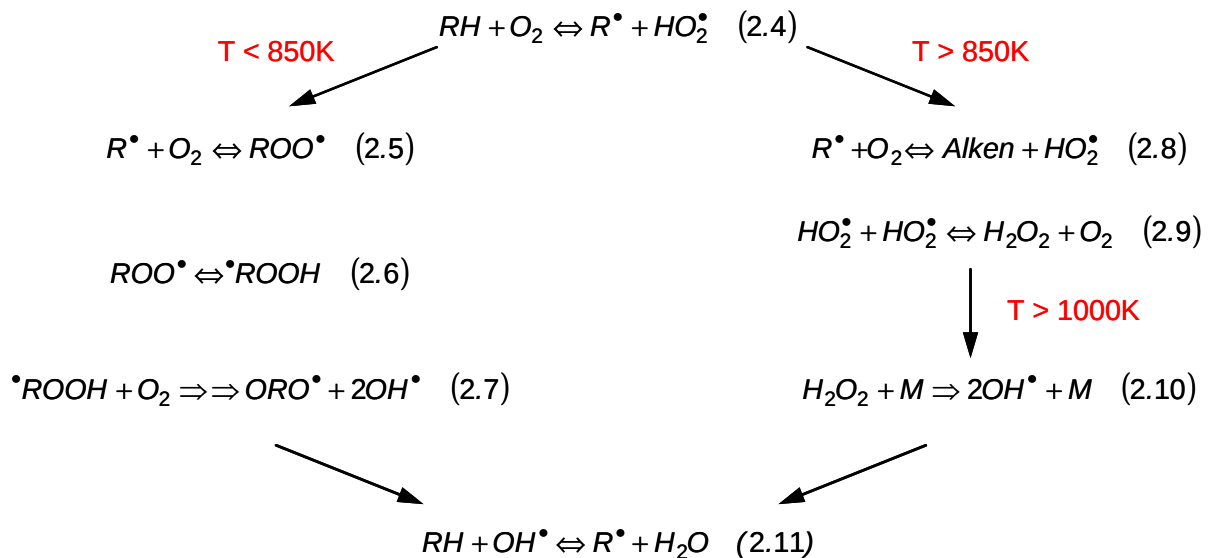


Abbildung 2.5: LTHR und HTHR Reaktionen, vgl. [17]

Die Basis sowohl für den Niedertemperaturmechanismus als auch für den Hochtemperaturmechanismus bildet die H-Abstraktion nach Gleichung (2.4). Nachfolgend laufen eine O_2 -Addition und eine interne Isomerisierung ab (Gleichungen (2.5) & (2.6)). Nach einer weiteren O_2 -Addition erfolgt in mehreren Schritten die Hydroxylbildung (Gleichung (2.7)). Die Hydroxylradikale (OH) sind an einer Vielzahl von Reaktionen beteiligt, und reagieren unter anderem durch H-Abstraktion exotherm zu Wasser (Gleichung (2.11)).

Durch eine Temperaturerhöhung auf über 850K [19], aufgrund der Kombination aus Kompression und LTHR, verschiebt sich das Reaktionsgleichgewicht in Gleichung (2.5), wodurch die Dissoziation bevorzugt abläuft. Die Niedertemperaturwärmeabfuhr bricht ab, da die exotherme Reaktion (Gl. (2.11)) ohne die Zufuhr von Hydroxylradikalen nicht stattfinden kann und der NTC-Bereich beginnt.

Ab ca. 850 K laufen die ersten beiden Reaktionen des Hochtemperaturmechanismus verstärkt ab (Gleichung (2.8) & (2.9)). Da die Zerfallsreaktion von Wasserstoffperoxid (H_2O_2) eine hohe Aktivierungsenergie erfordert, läuft Gleichung (2.10) erst nach einer weiteren Temperaturerhöhung auf ca. 1000K ab [19]. Die dann auftretende schnelle Umwandlung in Hydroxylradikale beendet den NTC-Bereich und die Hauptwärmeabfuhr (HTHR) beginnt.

2.3 Alternative Dieselmotorenverfahren

In der Literatur lassen sich eine Vielzahl von unterschiedlichen alternativen Dieselmotorenverfahren zur Reduktion der Ruß- und NO_x -Emissionen auf Basis von Gemischhomogenisierung und / oder Absenkung der Verbrennungstemperatur finden. Ziel dieses Kapitels ist es, bekannte Verfahren sinnvoll zu ordnen und die jeweils wichtigsten Vertreter kurz zu beschreiben sowie auf weiterführende Quellen zu verweisen. Die nachfolgende Zusammenfassung erhebt diesbezüglich keinen Anspruch auf Vollständigkeit.

Eine Einordnung der alternativen Brennverfahren erfolgt in Anlehnung an *Figer* [20] primär über den Zeitpunkt der Gemischbildung (vgl. Abbildung 2.6):

- Verfahren mit sehr früher Gemischbildung mit Hilfe eines externen Gemischbildners im Saugrohr oder mittels Direkteinspritzung zu Beginn des Verdichtungshubes (HCCI)
- Verfahren mit früher Gemischbildung gegen Ende des Verdichtungshubes (HCLI – Homogeneous Charge Late Injection)
- Verfahren mit Gemischbildung um den oberen Totpunkt (LTC – Low Temperature Combustion)
- Verfahren mit später Gemischbildung zu Beginn des Expansionshubes (HPLI – Highly Premixed Late Injection)

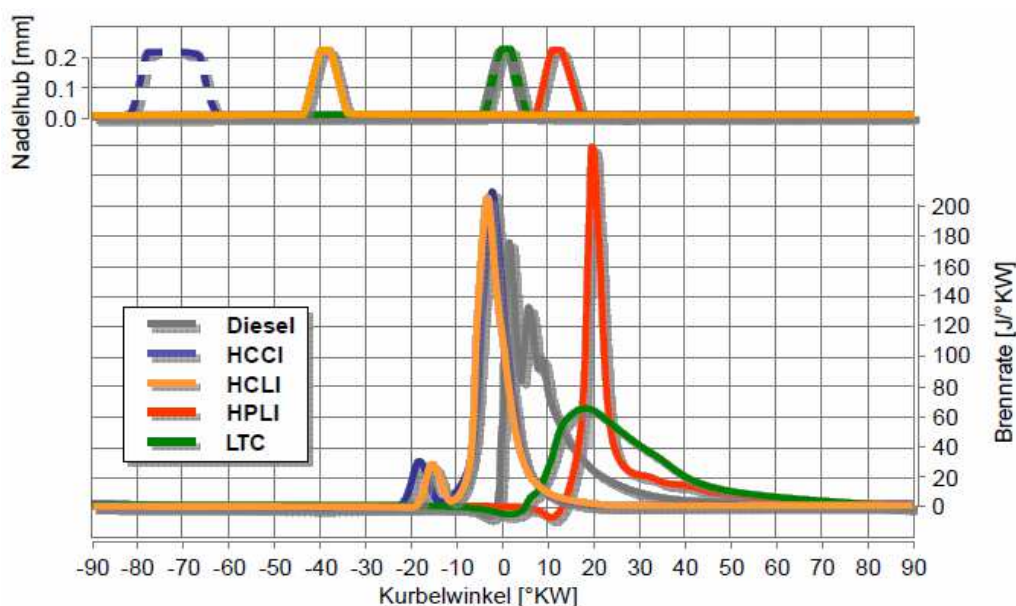


Abbildung 2.6: „Einspritzverlauf“ und Brennverlauf alternativer Dieselmotorenverfahren [21]

Diesen Verfahren liegen per Definition unterschiedliche Gemischbildungsstrategien sowie unterschiedliche Ladungszusammensetzungen zu Grunde, womit sie sich in ihrem Grad an Homogenisierung und der Verbrennungstemperatur unterscheiden. Diese beiden Unterscheidungsmerkmale sind für die Schadstoffreduktion von hauptsächlichlicher Bedeutung, weshalb sich die genannten Verfahren diesbezüglich in ihrer Verbrennungsprozessführung unterscheiden. In Abbildung 2.7 im λ_{lokal} -T-Diagramm sind die Bereiche der Ruß- und Stickoxidbildung dargestellt. Davon ausgehend lassen sich die möglichen Bereiche identifizieren, in welchen ein Verbrennungsprozess ablaufen muss ohne Ruß und Stickoxide zu emittieren. Der Bereich oberhalb von 2500K und unterstöchiometrischem Luftverhältnis kann nicht erreicht werden, da selbst die stöchiometrische, adiabate Flammentemperatur von Diesel-/Luftgemischen unter 2500K liegt.

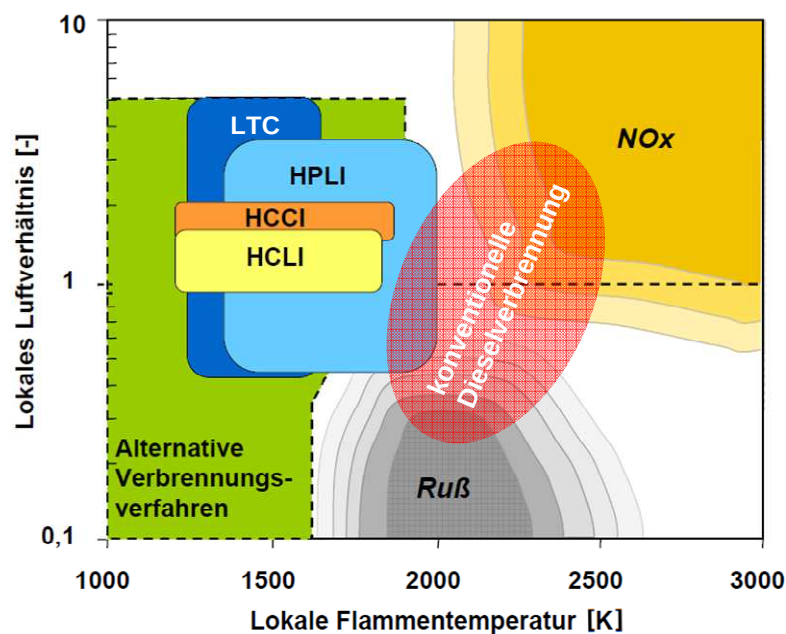


Abbildung 2.7: Bekannte Konzepte alternativer Dieseldieselnverfahren im λ_{lokal} -T-Diagramm³

Der tatsächliche Bereich von umsetzbaren alternativen Verbrennungsverfahren unterliegt außerdem Einschränkungen bzgl. des lokalen Luftverhältnisses hinsichtlich extrem fetter und magerer Gemische. Unter zu mageren Bedingungen ist eine sichere Entflammung nicht länger gewährleistet und unter extrem fetten Bedingungen läuft die Verbrennung stark unvollständig ab.

³ Darstellung der Ruß-/NO_x-Bildung erstmals von Kkimoto / Bae [22], Überarbeitung der Darstellung nach Akihama et al. [23], Darstellung der alternativen BV nach Figer. [20], Diagramm in Anlehnung an [24].

Wie bereits erwähnt unterscheiden sich die vorgestellten Verfahren hinsichtlich ihrer Verbrennungsführung, bzw. der Art und Weise wie die Ruß- und Stickoxidbildung im Detail vermieden wird.

Beim HCCI-Verfahren wird durch die sehr frühe Einbringung des Kraftstoffes die höchste Homogenisierung erzielt, wodurch die Rußentstehung unterdrückt wird. Durch das Ausbleiben von hohen lokalen Flammentemperaturen aufgrund der homogenen Selbstzündung, welche an vielen Stellen gleichzeitig im Brennraum auftritt, wird die Stickoxidbildung vermieden. AGR wird nur zur Vermeidung einer zu frühen Schwerpunktlage benötigt und nicht zur weiteren Absenkung der Flammentemperatur.

Das HCLI-Verfahren hat eine ebenfalls geringe Abweichung des Verbrennungsluftverhältnisses vom globalen Luftverhältnis, sprich eine im Vergleich relativ hohe Homogenisierung. Allerdings wird im Gegensatz zum HCCI-Verfahren keine vollständige Homogenisierung erreicht, weshalb zur Unterdrückung der Rußbildung zusätzlich AGR benötigt wird, um die Verbrennungstemperaturen zu senken. Die Unterschreitung der Stickoxidbildungsgrenze erfolgt damit automatisch.

Bei der LTC Verbrennung wird vom Ansatz der Homogenisierung zur Rußvermeidung Abstand genommen. Bei diesem Verfahren wird die Verbrennungstemperatur infolge extrem hoher AGR-Raten so weit abgesenkt, dass die Rußbildungstemperatur unterschritten wird. Von dem Prinzip der Diffusionsverbrennung muss deshalb nicht abgerückt werden, weshalb die Einspritzung wie bei konventionellen Dieselfahrern um den OT erfolgen kann [21].

Beim HPLI Verfahren wird die Gemischhomogenisierung durch einen langen Zündverzug infolge der späten Einspritzung in den Expansionshub und durch eine Absenkung der Sauerstoffkonzentration über die Zugabe von AGR erzielt. *Figer* und *Choi et al.* zeigten in Untersuchungen, dass bei der HPLI-Verbrennung die Rußbildung nicht vollständig unterdrückt wird [25]. *Figer* zeigt weiter, dass die geringen Emissionen vielmehr aus den höheren Temperaturen im Brennraum spät im Zyklus resultieren und damit von den stark verbesserten Bedingungen für die Nachoxidation des Rußes abhängen. Da mit Hilfe der AGR-Rate ausschließlich die Stickoxidbildungs- und nicht die Rußbildungstemperatur unterschritten werden muss und keine Verschiebung des Verbrennungsschwerpunkts nötig ist, muss weniger Inertgas verwendet werden als bei den übrigen Verfahren. [20]

Nachfolgend werden einige aus der Literatur bekannte Ansätze entsprechend der verwendeten Gruppierung vorgestellt.

2.3.1 HCCI – Homogeneous Charge Compression Ignition

Bedingt durch eine sehr frühe Gemischbildung im Saugrohr, erreicht das HCCI-Verfahren im Vergleich die maximale Gleichverteilung von Luft und Kraftstoff im Brennraum. Nach der Modellvorstellung der homogenen Selbstzündung kommt dieses max. homogene Gemisch zeitgleich an unendlich vielen Stellen im Brennraum zur Zündung was mit einer extrem schnellen Freisetzung der im Kraftstoff gebundenen Energie einhergeht. Dass diese Idealvorstellung in der Realität nicht ganz zutrifft hat zwei primäre Gründe. Zum einen kann ein Kraftstoff-/Luftgemisch in einer turbulent arbeitenden Kolbenmaschine nie als perfekt homogenisiert angesehen werden und, weit entscheidender, kann zum anderen im Brennraum nicht von einer, für die Modellvorstellung nötigen Annahme, der Temperaturhomogenität ausgegangen werden.

Verschiedene Arbeiten haben den Einfluss der Brennraumform auf den Brennverlauf einer HCCI-Verbrennung nachgewiesen. Dabei zeigen sich vor allem beim Übergang von einem Flächenkolben auf einen Kolben mit einer quadratischen Mulde Unterschiede, während das über die Einlasskanäle beeinflusste Drallniveau wesentlich weniger Einfluss hat [26] [27] [28]. Optische Untersuchungen unterstützt von Simulationen zeigen deutlich, dass die Unterschiede im BV auf Temperaturinhomogenitäten aufgrund unterschiedlicher Oberflächen/Volumenverhältnisse und weit weniger auf die unterschiedlichen, geometrie-induzierten Turbulenzniveaus zurück zu führen sind [29]. Trotz dieser prinzipbedingten Temperaturschichtung im Brennraum repräsentiert das HCCI-Verfahren mit externer Gemischbildung den motorisch maximal erreichbaren Grad an Homogenisierung eines Diesel-/Luftgemisches.

Eine erste Untersuchung mit Dieseldieselkraftstoff wurde 1989 von *Thring* durchgeführt und mit denen von Benzin verglichen. Es zeigte sich eine wesentlich höhere AGR-Verträglichkeit der Untersuchungen mit Diesel. Gleichzeitig wurde von *Thring*, trotz Einlasstemperaturen von 370°C, auf die schlechte Zerstäubung des Dieseldieselkraftstoffes hingewiesen. [30]

Erste grundlegende Untersuchungen mit Dieseldieselkraftstoffen wurden ab Mitte der 1990er Jahre von *Ryan et al.* durchgeführt. Untersucht wurde der Einfluss des Verdichtungsverhältnisses, der AGR-Rate, der Einlasstemperatur und des Luft-/Kraftstoffverhältnisses hinsichtlich stabiler Betriebsbedingungen für die HCCI-Verbrennung. Sie konnten eine leichte Verbesserung des Wirkungsgrades bei deutlicher Reduktion der NO_x- und Partikelemissionen zeigen. Auch diese Untersuchungen mit einer Saugrohreinjection des Dieseldieselkraftstoffes konnten nur bei hohen Einlasstemperaturen durchgeführt werden, um eine Wandfilmbildung zu vermeiden und damit eine ausreichende Gemischhomogenisierung zu ermöglichen. Bei Temperaturen unterhalb von 130°C zeigte sich ein deutliches Ansteigen der Rußwerte welches auf diffusive Verbrennungsanteile hinweist. [31] [32]

Suzuki et al. untersuchten eine Kombination aus externer und interner Gemischbildung [33] [34]. Das HCDC (Homogeneous Charge Diesel Combustion) genannte „hybride“ Verfahren unterscheidet sich wie auch Untersuchungen von *Aroonsrisopon et al.* [35] dadurch stark von den hier betrachteten „klassischen“ HCCI-Verfahren mit Saugrohreinspritzung. Die Ursache für die zusätzliche Direkteinspritzung liegt, neben der besseren Kontrolle über den Brennbeginn des homogenen Gemisches und einer möglichen Laststeigerung, in der großen Herausforderung welche die schwersiedenden Kraftstoffbestandteile bezüglich einer hohen Gleichverteilung von Kraftstoff und Luft im Saugrohr stellen. Auch mit modernen Common Rail Dieseleinspritzsystemen ist es trotz der erreichbaren hohen Drücke nicht möglich einen flüssigen Wandfilm im Saugrohr zu vermeiden [36].

Während in den bisher Vorgestellten Ansätze vor allem Niederdruck Benzineinspritzsysteme für die Gemischbildung zum Einsatz kamen, verwendeten *Midlam-Mohler et al.* einen Kraftstoffverdampfer – genannt Atomizer – welcher ein Diesel-/Luftaerosol erzeugt und damit eine sehr gute Gemischhomogenisierung bereits im Saugrohr ermöglicht. Primäres Ziel dieses Verdampfers war die Bereitstellung von HC und CO für die Regeneration von Abgasnachbehandlungssystemen. Zusätzlich wurden in Untersuchungen zur HCCI-Verbrennung ein hoher Homogenisierungsgrad, eine ruß- und NO_x-freie Verbrennung sowie ein sehr stabiler HCCI-Betrieb gezeigt [37] [38], was von *Haas et al.* bestätigt wurden [39].

2.3.2 HCLI – Homogeneous Charge Late Injection

Gegenüber der Gemischaufbereitung im Saugrohr, welche bedingt durch die hohe Siedelage von Dieseldieselkraftstoff schwer zu verwirklichen ist, hat das HCLI-Verfahren bezogen auf eine Gemischbildung mittels Einspritzsystem Vorteile, da durch die höheren Brennraumtemperatur/-dichte der Kraftstoff prinzipiell besser verdampft wird. Dennoch stellt die Gemischbildung nach wie vor eine große Herausforderung hinsichtlich eines möglichst homogenen Kraftstoff-/Luftgemisches und hinsichtlich der Vermeidung von Kraftstoffeintrag ins Öl durch den Auftrag von flüssigem Kraftstoff auf die Brennraumwände dar.

Das PREDIC-Verfahren (Premixed Lean Diesel Combustion) – einer der interessantesten Ansätze früher direkteinspritzenden HCLI-Verfahren welcher am New ACE Institut in Japan entwickelt wurde – verwendet deshalb zur Gemischbildung in einem NKW-Motor drei Injektoren. In diesen Untersuchungen von *Takeda et al.* [40] sowie *Nakagome et al.* [41] kamen verschiedene Einspritzstrategien zum Einsatz. So wurde versucht mit den außenliegenden Injektoren durch Kollision der Sprays die Wandbenetzung zu minimieren und eine höhere Homogenisierung zu erreichen. Der zentrale Injektor wurde für unterschiedliche Messreihen hinsichtlich seiner Spritzlochanzahl, seines Spritzlochdurchmessers und seines Spritzkegel-

winkels modifiziert. *Takeda et al.* konnten eine sehr starke Absenkung der Stickoxide nachweisen, allerdings bei erhöhten HC- und CO-Emissionen. *Nakagome et al.* zeigten ebenfalls eine starke Stickoxidreduktion und konnten mit verschiedenen Inertgasen nachweisen (v.a. mit CO₂), dass sich die Wärmefreisetzung der Cool und Hot Flame damit signifikant verzögern lässt. In weiterführenden Untersuchungen wurde das Verfahren hinsichtlich höherer Lasten [42] – als MULDIC bezeichnet und mit einer zweiten, diffusiv Verbrennenden, Einspritzung nahe OT – und Reduktion der HC und CO-Emissionen erweitert [43]. (Weitere Literatur / Quellen: [44] [45]).

Das von *Yanagihara* (Toyota) untersuchte UNIBUS-Verfahren verwendete zur Verringerung der Wandbenetzung und für eine verbesserten Homogenisierung zu Beginn eine Zapfendüse [47]. Die optischen Aufnahmen zeigten bei hohen AGR-Raten kein Rußleuchten, zusätzlich konnten mit einer zweiten Einspritzung nach OT der Wirkungsgrad und die CO- und HC-Emissionen verbessert werden. Das Verfahren wurde mit konventioneller Düse 2000 im Japanischen Markt eingeführt (Motor: 1KD-FTV, 3 Liter - 4 Zylinder) [48].

Ein nachträglich als MULINBUMP bezeichnetes Verfahren ist die Kombination einer frühen Mehrfacheinspritzung zur Homogenisierung mit einer anschließender Haupteinspritzung nach OT. Zur Unterstützung der Gemischaufbereitung der Haupteinspritzung wurde ein so genannter „BUMP“ Brennraum entwickelt, welcher einen speziellen Kolben mit Omega-Mulde und darüber liegenden „BUMP“ Ringen besitzt [49].

Weitere Verfahren sind das von IFP entwickelte NADI-Verfahren (Narrow Angle Direct Injection), welches einen Injektor mit kleinem ($< 100^\circ$) Spritzkegelwinkel und reduziertem Verdichtungsverhältnis verwendet [50] [51] und das von Mitsubishi vorgestellte PCI-Verfahren (premixed compression-ignited) [52].

2.3.3 LTC – Low Temperature Combustion

Die Low Temperature Combustion ist eine Dieselvebrennung mit sehr hohen Abgasrückführaten (ca. 65-80%), wodurch die zur Bildung von Rußpartikeln nötigen Temperaturen unterschritten werden. Dabei wird die Bildung des Rußes aus den PAKs auch unter fetten Bedingungen unterbunden. Dieses von Toyota erstmals vorgestellte System benötigt abgesehen von einer leistungsfähigeren AGR-Strecke keine Modifikation des Einspritzsystems oder des Brennraumes und kann damit ohne Beschränkungen im Vollastbetrieb an konventionellen Motoren appliziert werden. Ziel des Verfahrens ist es, im Niedriglastbereich für die Abgasnachbehandlung ideale Bedingung zur Regeneration / Desulfatisierung eines NO_x-Speicherkatalysators zu schaffen. Durch die bei stöchiometrischen Bedingungen ablaufende nahezu rußfreie Verbrennung wird ein reduzierendes Abgas mit angehobenem Temperaturni-

veau geschaffen, welches die in der Magerphase (60 Sekunden) in Form von Nitraten eingelagerten Stickoxide katalytisch reduziert (ca. 3 Sekunden). Im Gegensatz zu den weiteren vorgestellten alternativen Brennverfahren sind die Unterschiede zwischen LTC- und konventionellen Verfahren bzgl. Gemischbildung gering, d.h. es wird keine Gemischhomogenisierung angestrebt. [23] [53] [54] [55]

Die fundamental neue Erkenntnis von *Sasaki et al.* war, dass durch hohe Abgasrückführaten bei konventioneller Einspritzstrategie die Partikelentstehung vollständig vermieden werden kann und damit eine rußfreie Verbrennung auch unter fetten Bedingungen möglich ist (vgl. Abbildung 2.8).

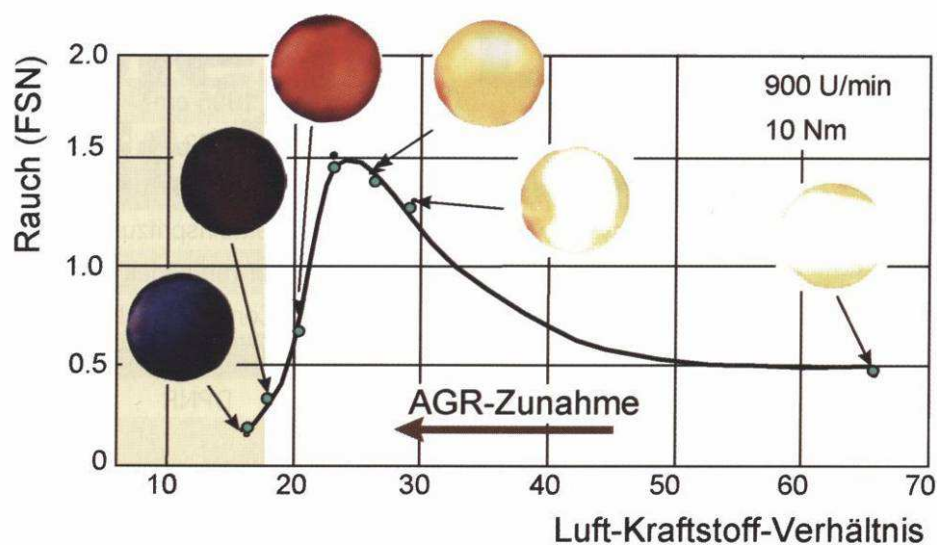


Abbildung 2.8: Rußleuchten der LTC über die gesamte Verbrennungsdauer über der AGR-Rate [54]

Weitere Arbeiten zu diesem Verfahrens wurden von der TU Graz und der AVL unter dem Namen DCCS (Dilution Controlled Combustion System) vorgestellt [20] [56].

2.3.4 HPLI – Highly Premixed Late Injection

Das bekannteste Verfahren mit später Gemischbildung ist das von Nissan entwickelte Modulated Kinetics (MK). Im Gegensatz zur LTC wird hier eine vorgemischte Verbrennung zur Unterdrückung der Rußbildung angestrebt. Dazu wird die Zündverzugszeit verlängert damit Einspritzung und Gemischbildung vor dem Verbrennungsbeginn abgeschlossen sind. Dies wird erreicht, indem die Gemischbildung im Expansionstakt abläuft, das Verdichtungsverhältnis abgesenkt wird, ein hohes Drallniveau verwendet und rückgeführtes Abgas zugemischt wird. Zusätzlich werden hohe Einspritzdrücke und damit hohe Einspritzraten verwendet, um die Einspritzdauer zu verkürzen. [57] [58] [59] [60]

Ein wesentliches Merkmal dieses Verfahrens ist die strikte Trennung von Gemischaufbereitung und Verbrennung. Schon bei geringer Überschneidung dieser beiden Phasen erhöhen sich die Partikelemissionen deutlich [61].

2.3.5 Zusammenfassende Betrachtung

Die Vielzahl von unterschiedlichen alternativen Brennverfahren resultiert aus den hohen Anforderungen und den prozessbedingten Nachteilen, welche mit diesen einhergehen. Folgende Herausforderungen haben sich im Laufe der Forschungen als ausschlaggebend herausgestellt, um die Potenziale einer Homogenen-/Niedertemperaturverbrennung zu erschließen:

- Das Erreichen einer hohen Gemischhomogenisierung und damit die Vermeidung von Kraftstoff/Wandinteraktionen sind kritisch hinsichtlich der Schadstoffreduktion, des Wirkungsgrades, der HC/CO-Emissionen und der Ölverdünnung.
- Die arbeitsspielaufgelöste Kontrolle der Verbrennungslage ist vor allem bei gemisch-ansaugenden Verfahren durch den Wegfall der Direkteinspritzung schwer zu erreichen.
- Die HC/CO-Emissionen sind aufgrund der niedrigeren Verbrennungstemperaturen und der hohen Empfindlichkeit bzgl. Wärmeabfuhr in wandnahen Bereichen prinzipbedingt höher im Vergleich zu konventioneller Dieselvebrennung.
- Die bei hohem homogenem Anteil entstehenden hohen Druckgradienten und damit verbundenen Geräuschanregungen.
- Die erhöhte Systemkomplexität/Kosten durch einen zweiten Gemischbildner (zweiter interner Injektor / zusätzlicher externer Gemischbildner).
- Die Beschränkung des Betriebsbereiches hin zu niedrigen/mittleren Lasten, sowie des transienten Umschaltens zwischen alternativem und konventionellem Brennverfahren.

Alle in diesem Kapitel vorgestellten alternativen Brennverfahren haben bezüglich der genannten Herausforderungen spezifische Stärken und Schwächen. Überzeugende, ganzheitliche Lösungen wurden noch nicht gefunden, was ein noch fehlender Einsatz in der Großserie belegt. Reine HCCI-Verfahren werden voraussichtlich in absehbarer Zeit keine herausragende Rolle im verbrennungsmotorischen Bereich spielen, jedoch wird durch deren Erforschung der Weg für konventionelle Verfahren mit einem höheren vorgemischten Anteil – wie bereits in Kapitel 2.2 vorgestellt – bereitet.

2.4 Der Zündverzug

Als Zündverzug wird die Zeitspanne zwischen Einspritzbeginn und Brennbeginn verstanden. Beide Größen sind im motorischen Betrieb nur schwierig zu bestimmen.

Der Zeitpunkt des tatsächlichen Eintrittes des Kraftstoffes in den Brennraum weicht vom vorgegebenen Ansteuerbeginn um den sogenannten hydraulischen Einspritzverzug ($\Delta_{hydr. EV}$) ab. Die einzige Möglichkeit, den Einspritzbeginn direkt zu erfassen besteht darin, einen Injektor mit eingebautem Nadelhubsensor zu verwenden. Dies ist mit einem hohen technischen Aufwand verbunden. Um dies zu vermeiden, wurde anstatt dessen der hydraulische Einspritzverzug des Injektors mittels eines Injection Analyzers der Firma IAV in einem Partnerprojekt am LAV der ETH Zürich bestimmt. Diese Untersuchungen zeigten, dass der hydraulische Einspritzverzug für die untersuchten motorischen Betriebspunkte in sehr guter Näherung als konstant mit 0.3 ms angenommen werden kann. Damit definiert sich der Einspritzbeginn über den Ansteuerbeginn zuzüglich des ermittelten hydraulischen Versatzes.

Bis zum Brennbeginn laufen die physikalische und chemische Prozesse der Selbstzündung teilweise parallel ab. Die wichtigsten physikalischen Vorgänge, welche vor allem für die Dieseldirekteinspritzung Bedeutung haben, sind:

- Der primäre Strahlzerfall an der Düse aufgrund von Strömungseffekten in der Einspritzdüse.
- Der sekundäre Strahlzerfall aufgrund von aerodynamischen Kräften zwischen beschleunigtem Kraftstoff und „ruhemdem“ Gas im Brennraum.
- Die Verdampfung der Kraftstofftröpfchen.

Bei einer Gemischbildung im Saugrohr nimmt die Bedeutung der physikalischen Vorgänge stark ab. Wenn im Saugrohr ein fein verteiltes Kraftstoff-Aerosol erzeugt wird, entfallen der primäre und sekundäre Strahlzerfall. Einzig die Verdampfung des Aerosols während der Kompression bleibt erhalten.

Die relevanten chemischen Prozesse, welche während der homogenen Selbstzündung ablaufen, wurden bereits in Kapitel 2.2.1 dargestellt.

2.4.1 Verwendete Definition des Zündverzuges

Die Bestimmung des Brennbeginnes mit Hilfe einer Druckverlaufsanalyse aus dem Brennverlauf gestaltet sich als schwierig, da z. B. der Beginn der Verbrennung von Rauschanteilen überlagert sein kann, oder, vor allem im Fall der teilhomogenen Betriebspunkte, Cool Flame und Hot Flame ineinander übergehen können. Eine weitere Schwierigkeit stellt bei manchen

Kraftstoffen die Detektion der Cool Flame dar, welche auch bei sehr geringer Ausprägung sicher von Rauschteilen im Brennverlauf unterschieden werden muss. Aufgrund dieser unterschiedlichen Ausprägung der Cool Flame sind auch Verfahren, welche einen Schwellwert des Massenumsatzes, ermittelt aus dem Summenbrennverlauf, als Kriterium für den Brennbeginn verwenden, für die geforderte Auflösung zu ungenau. Im Rahmen der hier durchgeführten Arbeiten wurde daher ein Tangentenverfahren entwickelt, welches mit Hilfe der 1. Ableitung des Brennverlaufes den Brennbeginn von sowohl CF als auch HF sehr genau bestimmt (vgl. Abbildung 2.9). Die Bestimmung des Brennendes der CF erfolgt nach dem gleichen Verfahren.

Detektion Brennbeginn der Hot Flame:

1. Absolutes Maximum im BV suchen ($\text{Max}_{\text{abs}}\text{BV}$).
2. Minimum vor $\text{Max}_{\text{abs}}\text{BV}$ bestimmen.
3. Maximum der 1. Ableitung des BV im Intervall I suchen ($\text{Max}_{\text{HF}}\text{BV}'$).
4. Minimum vor $\text{Max}_{\text{HF}}\text{BV}'$ bestimmen.
5. 25% des $\text{Max}_{\text{HF}}\text{BV}'$ im Intervall II suchen.
6. Nulldurchgang der Gerade durch A & B $\Rightarrow$ Brennbeginn Hot Flame.
 - $A = \text{Max}_{\text{HF}}\text{BV}'$
 - $B = 0.25 \times \text{Max}_{\text{HF}}\text{BV}'$

Detektion Brennbeginn der Cool Flame:

7. Maximum der 1. Ableitung des BV im Intervall III suchen ($\text{Max}_{\text{CF}}\text{BV}'$).
8. Wenn $\text{Max}_{\text{CF}}\text{BV}' > 2\% \text{Max}_{\text{HF}}\text{BV}' \Rightarrow$ Cool Flame vorhanden.
9. 25% des $\text{Max}_{\text{CF}}\text{BV}'$ im Intervall IV suchen.
10. Nulldurchgang der Gerade durch C & D $\Rightarrow$ Brennbeginn Cool Flame.
 - $C = \text{Max}_{\text{CF}}\text{BV}'$
 - $D = 0.25 \times \text{Max}_{\text{CF}}\text{BV}'$

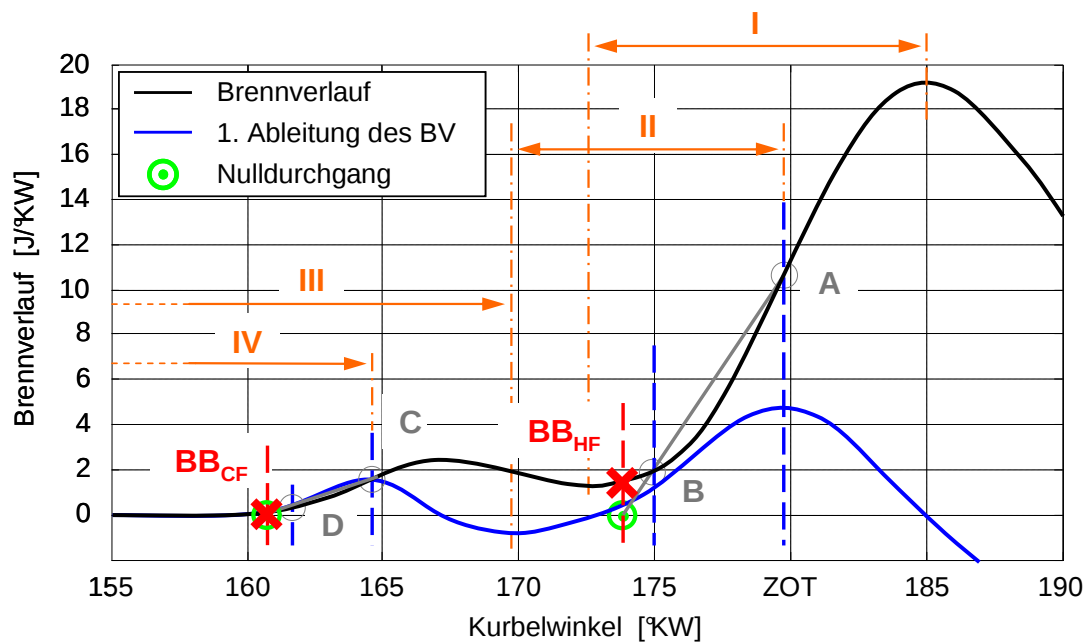


Abbildung 2.9: Bestimmung des Brennbeginnes von Cool & Hot Flame

Damit ergibt sich der Zündverzug zu:

$$ZV_{HF/CF} = BB_{HF/CF} - ABHE - \Delta_{hydr.EV} \quad (2.12)$$

Da bei der Saugrohrreinblasung des Kraftstoffes mittels Atomizer kein ABHE zur Verfügung steht, wurde für die Atomizermessungen ein virtueller ABHE von 55°KW v.OT gewählt. Dies ermöglicht die direkte Vergleichbarkeit mit den Untersuchungen mit Direkteinspritzung bei diesem ABHE.

2.5 Die Cetanzahl

Die internationale Definition der Zündwilligkeit von Dieselmotoren ist durch die Cetanzahl gegeben. Da zur Bestimmung der Cetanzahl sehr niedrige Drehzahlen, ein Einspritzsystem mit geringem Druck und eine nicht mehr aktuelle Brennraumgeometrie verwendet wird, ist ihre Aussagekraft für moderne Dieselmotoren nicht unumstritten. Von besonderem Interesse für diese Arbeit ist die Fragestellung, inwieweit die Cetanzahl den chemischen Zündverzug widerspiegeln kann bzw. wie stark der Quereinfluss des Einspritzsystems und damit der physikalischen Gemischbildung auf das Zündverhalten ist.

2.5.1 Entwicklung

In den 1920er Jahren wurde das Co-operative Fuel Research (CFR) Komitee gegründet um dem steigenden Bedarf der Raffineriegesellschaften und Motorenhersteller nach einem Instrument zur Beurteilung der Verbrennungseigenschaften von Benzin Rechnung zu tragen. 1928 einigte sich das Komitee darauf, dass ein standardisierter Einzylindermotor für die Klopfuntersuchungen benötigt wird. Daraus entwickelte sich 1929 der erste Benzin CFR-Motor welcher von der Waukesha Motor Company gebaut wurde [62]. Die Bestimmung der Oktanzahl eines Kraftstoffes erfolgt dabei über den Abgleich der Klopfintensität bei gleichen Prüfbedingungen (Verdichtungsverhältnis) mit einem Referenzgemisch aus n-Heptan und iso-Oktan. Der Anteil von iso-Oktan am Referenzgemisch in Volumen % ergibt die Oktanzahl.

Die frühesten Bewertungen von Dieselmotorkraftstoffen erfolgten wahrscheinlich akustisch, insofern, dass mit manchen Kraftstoffen der Motor ruhiger betrieben werden konnte. Für die notwendige quantitative Bewertung der Zündwilligkeit wurde in den 1930er Jahren von *Boerlage* und *Broeze* die Methode der Referenzkraftstoffe, welche sich bei der Oktanzahl bewährt hatte, mit dem zündwilligen Ceten ($C_{16}H_{32}$) und dem schwer entzündlichen α -Methylnaphthalin ($C_{11}H_{10}$) vorgeschlagen. Wegen der schwierigen Herstellung (Doppelbindung an derselben Stelle) und Lagerung (hohe Oxidationswilligkeit) von Ceten wurde in den USA dazu übergegangen Cetan als Referenzkraftstoff zu verwenden [64].

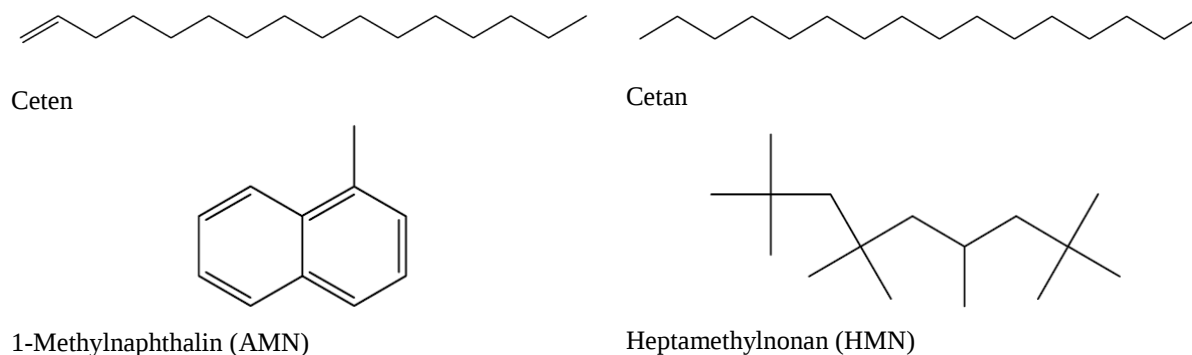


Abbildung 2.10: Referenzkraftstoffe [63]

Die Cetanzahl ergibt sich aus dem Cetananteil in Volumen % des Referenzgemisches welches dieselbe Zündwilligkeit wie der zu prüfende Kraftstoff aufweist. Der Wechsel auf Heptamethylnonan als Niedrig-CZ-Referenzkraftstoff wurde in der amerikanischen ASTM Norm aus Stabilitäts- und Verfügbarkeitsgründen 1962 vorgenommen. HMN wird dabei ein aus motorischen Untersuchungen bestimmter CZ-Wert von 15 zugeordnet. Damit ist die Cetanzahl-Skala nach der ASTM D613 (ebenso DIN EN ISO 5165 – Cetan-Verfahren mit dem CFR-Motor) nach folgender Beziehung definiert [65] [66]:

$$CZ = \% \text{ Cetan} + 0.15 (\% \text{ HNM}) \quad (2.13)$$

Bis zum Erscheinen der ersten Version der ASTM D613 1941 gab es viele unterschiedliche Verfahren und verwendete Motoren zur Bestimmung der Zündwilligkeit. Dabei wurde z.B. die CZ beim „Anlassverfahren“ über die Kaltstarttemperatur, oder bei einem anderen Verfahren über die kritische Verdichtung bei welcher gerade noch eine Zündung erfolgt, definiert. Die wichtigsten Testmotoren waren damals der I.-G.-Prüfdiesel, der Deutz-Motor und der CFR-Motor [64]. In der ASTM D613 wurde als Standardverfahren, welches bis heute mit nur geringen Änderungen gültig ist, ein Verfahren mit konstantem Zündverzug auf dem CFR-Motor (vgl. Abbildung 2.11) definiert.

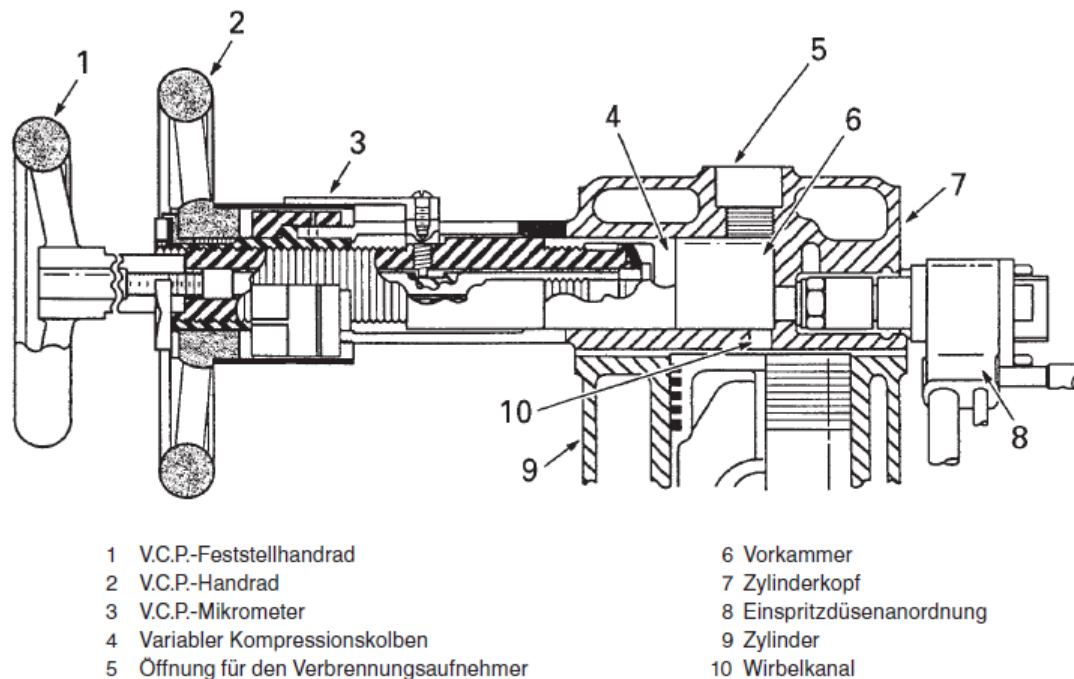


Abbildung 2.11: CFR-Motor mit variablem Verdichtungsverhältnis [66]

Ein konstanter Zündverzug für unterschiedliche Kraftstoffe wird bei sonst gleichen Bedingungen durch eine Änderung des Vorkammervolumens und damit des Verdichtungsverhältnis erreicht. Der vorgegebene Zündverzug beträgt 13°KW was bei fixem Einspritzbeginn von 13°KW v.OT zu einem Brennbeginn in OT führt.

Im Gegensatz zur DIN-Norm für die Bestimmung der Klopfestigkeit von Ottokraftstoff, welche sich sehr stark an die international gültige ASTM-Norm anlehnt, veröffentlichte der Fachausschuss für „Mineralöl- und Brennstoffnormung“ 1953 eine deutsche Norm zur Bestimmung der Zündwilligkeit von Dieselmotoren. Diese DIN 51773 lehnt sich in geringe-

rem Maße an den internationalen ASTM-Vorgaben an. Übereinstimmung besteht darin, dass der Zündverzug als Maß für die Zündwilligkeit verwendet wird und diese mit Hilfe der Cetanzahl ausgedrückt wird. Allerdings schrieb die Norm damals keinen explizit zu verwendenden Motor vor, da im Gegensatz zur Klopfprüfung der Einfluss verschiedenartiger Betriebsbedingungen und Motorbauarten als gering anzusehen war [67].

Aus diesen Vorgaben entwickelte sich der BASF-Prüfdiesel welcher nachfolgend auch als Prüfmotor innerhalb der DIN 51773 vorgeschrieben wurde. Zwischenzeitlich (1996-1999) war das BASF-Verfahren das einzige in Deutschland zugelassene Verfahren zur Bestimmung der Cetanzahl. Ein konstanter Zündverzug von 20°KW , mit Zündung in OT, für unterschiedliche Kraftstoffe wird beim BASF-Verfahren durch die Drosselung der angesaugten Luft erreicht. Im Unterschied zum CFR-Motor kann damit auf die Änderung der Kompression im laufenden Betrieb verzichtet werden. Die im Querschnitt durch den BASF-Prüfdiesel (Abbildung 2.12) ersichtliche Wirbelkammer ist im Vergleich zur CFR-Vorkammer das „modernere“ Konzept welches eine stärkere Kraftstoffempfindlichkeit besitzt [67].

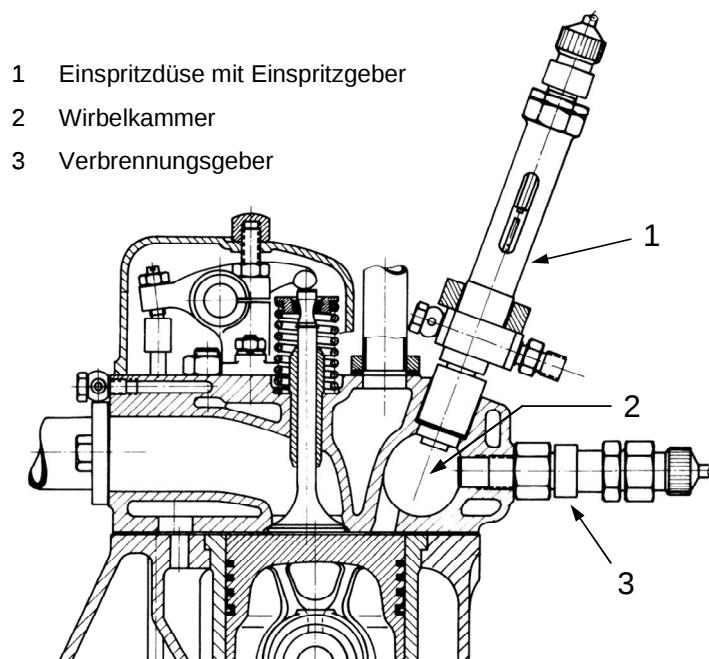


Abbildung 2.12: BASF-Prüfdiesel [68]

Aus Ringversuchen der Jahre 1981 bis 1990 wurde ermittelt, dass das BASF-Verfahren eine im Mittel 1,2 höhere Cetanzahl ergibt [69]. Neueste Ringversuche aus den Jahren 1997 bis 2007 haben eine noch geringere Abweichung zwischen den beiden Verfahren ergeben. Für einen Messbereich von ca. $CZ = 48$ bis $CZ = 59$ gibt die aktuelle DIN 51773 die nachfolgende Korrelation an [70].

$$CZ_{CFR_{berechnet}} = 0.9965 \cdot CZ_{BASF} - 0.1413 \quad (2.14)$$

Einen Vorteil erlangt das BASF-Verfahren durch eine wesentlich bessere Vergleichbarkeit der Ergebnisse. Unter der Vergleichbarkeit wird der Unterschied zwischen zwei unabhängigen Ergebnissen welche von verschiedenen Beobachtern an verschiedenen Motoren bei gleichen Kraftstoffproben ermittelt wurden verstanden. Bei einer korrekten Anwendung der Verfahren wird der Unterschied beim BASF-Verfahren maximal 1.9 CZ betragen, während beim CFR-Verfahren – in Abhängigkeit vom CZ-Bereich – ein maximaler Unterschied von 4.8 CZ möglich ist [65] [70].

Als Interessant ist der geringe Unterschied in der Cetanzahl zwischen den beiden Verfahren anzusehen. Besonders vor dem Hintergrund, dass das Einstellen eines konstanten Zündverzuges durch eine Veränderung des Verdichtungsverhältnisses oder des Startdruckes thermodynamisch höchst unterschiedliche Auswirkungen hat. Beim CFR-Motor wird durch die Änderung der Verdichtung mittelbar der Brennraumdruck und die Brennraumtemperatur, welche beide signifikanten Einfluss auf den Zündverzug besitzen, verändert. Im Gegensatz dazu wird beim BASF-Motor durch das Drosseln der angesaugten Luft lediglich der Startdruck variiert, was keinen direkten Einfluss auf die Brennraumtemperatur hat.

2.5.2 Motorische Bestimmung

Neben den unterschiedlichen Motoren und der Methode zur Einstellung des Zündverzuges liegen die Unterschiede vor allem im Betriebspunkt. Tabelle 2.1 gibt einen Überblick über die Verfahrensunterschiede.

Die allgemeine Versuchsdurchführung für die Ermittlung der Cetanzahl ist in beiden Verfahren recht ähnlich. Nach einer Überprüfung des motorischen Zustandes folgt in beiden Verfahren die Warmlaufphase des Motors mit konventionellem Dieselmotorkraftstoff. Danach wird auf die Kraftstoffprobe umgestellt und der Zündverzug wird über das Verdichtungsverhältnis oder die Ansaugluftmenge eingestellt und der entsprechende Verdichtungsgrad (Ablesung der Skala am Handrad des variablen Kompressionskolbens) bzw. Luftwert (Anzeige des Luftmessers) wird notiert.

Tabelle 2.1: Unterschiede CFR- / BASF-Verfahren

		Einheit	CFR-Verfahren	BASF-Verfahren
Motor	Bohrung	mm	82.6	95
	Hub	mm	114.3	120
	Hubraum	cm ³	631	850
	Verdichtung	–	8 – 36	18.2
Betriebspunkt	Drehzahl	min ⁻¹	900	1000
	Ansauglufttemperatur	°C	66	Raumtemperatur
	Kühlmitteltemperatur	°C	100	100
	Einspritzbeginn	°KW v.OT	13	20
	Verbrennungsbeginn	–	OT	OT
	Zündverzögerung	°KW	13	20
	Kraftstoffdurchsatz	ml/min	13	8
	Einspritzdruck	bar	103	124

Die Bestimmung der CZ der Probe erfolgt durch Eingabelung mit zwei Bezugskraftstoffen bekannter CZ (Mischungen aus den Referenzkraftstoffen) und anschließender Interpolation. Die Methode der Eingabelung setzt eine ungefähre Kenntnis der CZ der Probe voraus, da der Unterschied zwischen dem oberen und unteren Bezugskraftstoff max. 5.5 bzw. 4 CZ betragen darf. Die Cetanzahl der Probe wird nach Gleichung (2.15) errechnet.

$$CZ_P = CZ_{UBK} + \left(\frac{X_{UBK} - X_P}{X_{UBK} - X_{OBK}} \right) \cdot (CZ_{OBK} - CZ_{UBK}) \quad (2.15)$$

Dabei ist:

CZ_P	Cetanzahl der Probe
CZ_{UBK}	Cetanzahl des unteren Bezugskraftstoffs
CZ_{OBK}	Cetanzahl des oberen Bezugskraftstoffs
X_P	Luftwert / Verdichtungswert der Probe
X_{UBK}	Luftwert / Verdichtungswert des unteren Bezugskraftstoffs
X_{OBK}	Luftwert / Verdichtungswert des oberen Bezugskraftstoffs

Für das CFR-Verfahren gilt $X_i = -X_i$

Für die Untersuchung mehrerer Proben mit unbekannter CZ kann beim BASF-Verfahren mit einer Bezugskurve gearbeitet werden.

2.5.3 Bisherige Ansätze für eine HCCI Kennzahl

In diesem Abschnitt werden zwei interessante, aus der Literatur bekannte Ansätze hinsichtlich ihrer Eignung als HCCI-Kennzahl untersucht.

Die etwas ältere Methode zur Bestimmung der Selbstzündeeigenschaften von benzinähnlichen Kraftstoffen wurde in [71] [72] vorgestellt. Diese als Oktanindex bezeichnete Kennzahl ist eine Anwendung des von *Kalghatgi* vorgestellten Ansatzes zur Beschreibung der Klopfneigung als Kombination aus RON und MON [73]. Die Selbstzündeeigenschaft wird in diesen Arbeiten nicht über den Zündverzug oder Brennbeginn definiert, sondern über die aus der Druckverlaufsanalyse bekannte, allerdings weniger aussagekräftige, 50%-Umsatzlage (B50). Die Beschreibung von B50 in Abhängigkeit von RON und MON erfolgt gemäß Gl. (2.16) für einen definierten Betriebspunkt mit Hilfe einer multilinenaren Regressionsanalyse.

$$B50 = a \cdot RON + b \cdot MON + c \quad (2.16)$$

$$B50 = c + (a + b) \cdot \left[\frac{a}{a + b} \cdot RON + \frac{b}{a + b} \cdot MON \right] \quad (2.17)$$

Daraus ergibt sich der Oktanindex zu

$$OI = \left[\frac{a}{a + b} \cdot RON + \frac{b}{a + b} \cdot MON \right] \quad (2.18)$$

Und mit $K = b/(a+b)$ und $S = RON - MON$ folgt

$$OI = (1 - K) \cdot RON + K \cdot MON = RON - K \cdot S \quad (2.19)$$

Mit dieser Kennzahl zeigt *Risberg* eine gute Korrelation zur B50-Lage für verschiedene benzinähnliche Kraftstoffe [72] bei bestimmten Betriebsbedingungen.

Es gilt allerdings anzumerken, dass eine Klassifizierung von Kraftstoffen durch den Oktanindex jeweils nur für einen K-Faktor gültig ist. Dadurch ist eine Einteilung von Kraftstoffen bzgl. ihrer Selbstzündeeigenschaft über diese „Kennzahl“ ebenso wie bei RON und MON von den Betriebsparametern abhängig (vgl. Abbildung 2.13). Des Weiteren ist die Definition des Selbstzündverhaltens von Kraftstoffen über die 50%-Umsatzlage kritisch zu hinterfragen. Neben der bekannten Problematik das Brennende richtig zu bestimmen, hat auch die Cool Flame, in welcher je nach Kraftstoff und Betriebspunkt zwischen 0-15% der gesamten Kraftstoffenergie umgesetzt werden kann, einen erheblichen Einfluss auf die B50-Lage.

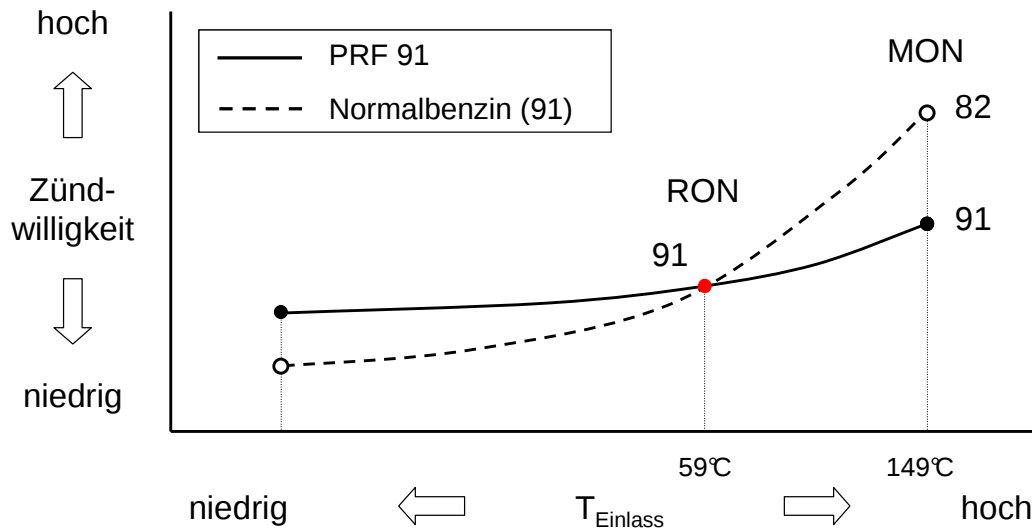


Abbildung 2.13: Unterschiede in der Zündwilligkeit von PRF 91 und Normalbenzin in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen, vgl. [74]

In einem weiteren Ansatz von *Shibata et al.* wurde ein so genannter HCCI Kraftstoffindex entwickelt. Dieser weist neben einem MON- (RON-) Einfluss auch Abhängigkeiten von der Kraftstoffzusammensetzung auf. Im Detail sind dies die Anteile von n-Paraffinen, iso-Paraffinen, Olefinen, Aromaten und von Kohlenwasserstoffen mit Sauerstoffanteil in Volumenprozent. Daraus ergibt sich die auf umfangreichen Untersuchungen mit über 20 Kraftstoffen basierende, empirisch ermittelte Gleichung (2.20).

$$\begin{aligned} \text{HCCI Index} = & c_1 \cdot \text{MON} + c_2 \cdot n\text{Paraffine} + c_3 \cdot \text{isoParaffine} + \dots \\ & \dots c_4 \cdot \text{Olefine} + c_5 \cdot \text{Aromaten} + c_6 \cdot \text{Sauerstoffgehalt} + Y \end{aligned} \quad (2.20)$$

Die vom HCCI Index ausgedrückte Zündwilligkeit ist die Beschreibung der B20-Lage, welche in dieser Arbeit für die Charakterisierung der Selbstzündeeigenschaften verwendet wurde. Um Gültigkeit für verschiedene motorische Betriebsbereiche zu erzielen, wurden für Gl. (2.20) sechs unterschiedliche Parametersätze (c_x) definiert. Eine Zuordnung zu einem Parametersatz erfolgt anhand der bei 15 bar Zylinderdruck vorherrschenden Kompressionstemperatur. *Shibata et al.* erreichen durch die Einteilung in verschiedene Temperaturbereiche und mittels der damit verbundenen Parametersätze eine Vergleichbarkeit des HCCI Index über verschiedene Betriebspunkte. [74]

Es muss angemerkt werden, dass es sich um eine inkrementelle Zuordnung der Parametersätze handelt, welche den unterschiedlichen experimentellen Bedingungen entsprechen. Bei einer breiten Anwendung dieses Ansatzes sollte die Gültigkeit dieser Zuordnung sowie die Schrittweite der Temperaturbereiche überprüft werden. Die Verwendung der B20-Lage ist wie bei dem Oktanindex als kritisch zu sehen.

Beiden Ansätzen gemein ist die Fokussierung auf benzinähnliche, niedrigsiedende Kraftstoffe. Durch die Verwendung der verschiedenen Oktanzahlen, sind diese Ansätze auf Kraftstoffe begrenzt, welche im Oktanzahlverfahren charakterisiert werden können. Daraus folgt, dass hochsiedende Kraftstoffe wie z.B. Dieselmotorkraftstoffe, mit diesen Verfahren nicht beschrieben werden können.

2.6 Empirische Zündverzugsmodelle

Unter empirischen Zündverzugsmodellen wird die Beschreibung von empirischen Beobachtungen des Zündverzuges mittels einfacher mathematischer Zusammenhänge verstanden. Die Vielzahl der bis heute veröffentlichten empirischen Modelle basiert auf den Überlegungen von *van't Hoff* und *Arrhenius* welche in den 1880er Jahren den mathematischen Zusammenhang zwischen der Temperatur und der chemischen Reaktionsgeschwindigkeitskonstanten (k) sowie einer stoffspezifischen Aktivierungsenergie (E_A) hergeleitet haben. Die Reaktionsgeschwindigkeit (w) einer unimolaren Reaktion – wenn N gleich der Zahl der Moleküle der reagierenden Substanz ist – lässt sich schreiben als [75]:

$$w = k \cdot N \quad (2.21)$$

$$k = c \cdot e^{-E_A / R \cdot T} \quad (2.22)$$

In Gleichung (2.22) ist c eine Konstante. Diese Gleichung der Reaktionsgeschwindigkeitskonstanten (k) wird auch als Arrhenius-Gleichung bezeichnet.

Eine der ersten grundlegenden Anwendungen dieser Gleichung auf das Zündverhalten von dieselähnlichen Kraftstoffen wurde 1938 von *Wolfer* durchgeführt. Untersucht wurde der Zündverzug in zwei unterschiedlichen Verbrennungsbomben, wovon eine durch Rotation der Wand eine künstliche Turbulenz erzeugte. *Wolfer* identifizierte in seinen Versuchsreihen den Druck und die Temperatur als die wichtigsten Einflussgrößen. Weitere von Ihm variierte Faktoren wie das Luftverhältnis, der Einspritzdruck, die Düsengeometrie, die Form der Verbrennungsbombe oder die Turbulenz zeigten keinen nennenswerten Einfluss auf die Ergebnisse. Die von *Wolfer* hergeleitete Formel (Gl. (2.23)) des Zündverzuges in Abhängigkeit von p , T , bildet in seiner allgemeinen Form (Gl. (2.24)) die Grundlage für zahlreiche weitere Ansätze auf Basis eines 1-Arrhenius-Terms [75].

$$\tau_{ZV} = 0.44 \cdot p^{-1.19} \cdot e^{\frac{4650}{T}} \quad (2.23)$$

$$\tau_{ZV} = c_1 \cdot p^{c_2} \cdot e^{\frac{E_A}{RT}} \quad (2.24)$$

Einen Überblick über die wichtigsten Arbeiten im Bereich der empirischen Zündverzugsmodellierung gibt Tabelle 2.2. Ausgewählte Ansätze werden zusätzlich nachfolgend genauer beschrieben.

Tabelle 2.2: Übersicht über die wichtigsten empirischen Modelle, in Anlehnung an [76]

Empirisches Zündverzugsmodell	Bemerkung
Wolfer [75], 1938: $\tau_{ZV} = 0.44 \cdot p^{-1.19} \cdot e^{\frac{4650}{T}}$	Ursprünglicher Arrhenius-Ansatz
Elliot, 1949: $\tau_{ZV} = 0.710 \cdot e^{\frac{1070}{T}} + 3.47 \cdot 10^{-14} \cdot e^{\frac{17620}{T}}$	ZV für Cetan als Summe von phys. & chem. Anteil
Tsao, 1963: $\tau_{ZV} = \left(\frac{123}{p} + 0.415 \right) \cdot \left[\left(-36.3 \frac{1}{T} + 0.022 \right) \cdot n + \left(\frac{47.5 \cdot 10^5}{T} - 26.66 \right) + \left(\frac{T}{1000} - 1.45 \right) \cdot \left(\frac{1000 - n}{60} \right) \right]$	ZV in einem Prüfmotor bis zum ersten messbaren T-Anstieg in Abhängigkeit der Drehzahl
Sitkei, 1963: $\tau_{ZV} = \tau_{phys} + \tau_{CF} + \tau_{HF}$ $\tau_{ZV} = 0.5 + 0.135 \cdot p^{-0.7} \cdot e^{\frac{7800}{RT}} + 4.8 \cdot p^{-1.8} \cdot e^{\frac{7800}{RT}}$	Aufteilung des chem. Anteils in HF und CF. Parametrierung an einem Vorkammermotor
Hiroyasu, 1975: $\tau_{ZV} = 0.01 \cdot p^{-2.5} \cdot \phi^{-1.04} \cdot e^{\frac{6000}{T}}$	ZV unter Berücksichtigung der Gemischzusammensetzung in einer Verbrennungsbombe
Hardenberg und Hase, 1979: $\tau_{ZV} = (0.36 + 0.22 \cdot c_m) \cdot e^{\left[E_A \cdot \left(\frac{1}{RT_2 \epsilon^{\kappa-1}} - \frac{1}{17190} \right) + \left(\frac{21.2}{p_2 \epsilon^{\kappa} - 12.4} \right)^{0.63} \right]}$ $E_A = \frac{618.8}{CZ + 25} \left[\frac{kJ}{mol} \right]$	ZV am DI-Motor in Abhängigkeit der mittleren Kolbengeschwindigkeit. Aktivierungsenergie in Abhängigkeit von der CZ

Pischinger und Xu, 1991: $\tau_{ZV} = 340.33 \cdot \frac{(p_{inj} - p)^{0.15} \cdot Q_{inj}^{0.08} \cdot (L/d)^{0.6}}{p^{0.86} \cdot CZ^{1.5}} \cdot e^{\frac{378.6}{T-604}}$	Freistrah-ZV in einer Druckkammer unter Berücksichtigung der Düsenlochgeometrie, Einspritzdruck & -menge sowie der CZ.
Weisser, 2001: $\tau_{ZV}^{-1} = (\tau_1 + \tau_2)^{-1} + \tau_3^{-1}$ $\tau_x = c_1 \cdot \phi^{c_2} \cdot \left(\frac{p}{p_{ref}} \right)^{c_3} \cdot e^{\frac{T_A}{T}}$	Chem.-ZV wird mit einem 3-Arrhenius-ansatz welcher LTHR, NTC und HTHR berücksichtigt modelliert. Die Gemischzusammensetzung spielt nur im NTC-Bereich eine Rolle.
Barba, 2001: $\tau_{ZV} = \tau_{phys.} + 4 \cdot 10^{-5} \cdot \left(\frac{p}{p_{ref}} \right)^{-1.2} \cdot \lambda^{0.2} \cdot e^{\frac{6600}{T}}$ $\tau_{phys.} = C \cdot u_{Tropfen} \cdot d_{Düse}$	ZV der Hauptverbrennung bei einem DI-Motor unter Berücksichtigung der Gemischzusammensetzung. Phys. ZV in Abhängigkeit der Tropfengeschwindigkeit und des Düsendurchmessers.

Sitkei war der Ansicht, dass besonders bei theoretischen Untersuchungen der Zündverzug aufzuteilen ist. Er unterteilte den Zündverzug in einen physikalischen Anteil, den Anteil der kalten Flamme, in den Zündverzug der blauen Flamme und den der Explosionsflamme.

$$\tau_{ZV} = \tau_{phys} + \tau_{CF} + \tau_{blau} + \tau_{expl.} \quad (2.25)$$

Da eine eindeutige, experimentelle Bestimmung des Zündverzuges der blauen Flamme nicht möglich war, und dies auch in heutigen Untersuchungen am Prüfstand mittels Drucksensor nicht möglich ist, wird der ZV der blauen und Explosionsflamme zum HF Zündverzug zusammengefasst. Für die von *Sitkei* verwendeten Bedingungen ($p_{inj.} \approx 123$ bar) konnte der physikalische Zündverzug mit 0.5 ms als konstant angenommen werden. Die weiteren Parameter für den empirischen Ansatz wurden aus Untersuchungen an einem Vorkammermotor für einen Kraftstoff mit einer CZ von 52 bestimmt. Die experimentelle Bestimmung der Zündverzüge von CF und HF erfolgte über die Strahlungsintensität bestimmt. In weiteren Experimenten mit Kraftstoffen unterschiedlicher CZ konnte im untersuchten Bereich eine lineare Abnahme des Zündverzuges der HF über der Cetanzahl gezeigt werden. [77] [78]

Dem empirischen Ansatz von *Pischinger* und *Wu* liegt eine Vielzahl von Zündverzugsmessungen mit einer großen Anzahl an Parametervariationen in einer Druckkammer zugrunde.

Der Brennbeginn wurde über die Detektion der ersten Lichtemissionen der Verbrennung definiert. Interessant an diesem Ansatz ist die Einbeziehung des Einspritzsystems, welches über den Einspritzdruck aber auch über die Düsenlochgeometrie (Spritzlochlänge/Düsenlochdurchmesser) Einfluss auf den ZV hat. In den Untersuchungen wird zwischen dem ZV im Freistrah und dem ZV bei Wandinteraktion unterschieden. Dabei konnte eine Beziehung zwischen den beiden Zündverzügen in Abhängigkeit des Auftreffwinkels (ν), der Wandtemperatur (T_W) und des Abstandes Düse-Wand (Δs) nachgewiesen werden.

$$\tau_{ZV,Wand} = \frac{3.21 \cdot \nu^{0.05}}{T_W \cdot \Delta s^{0.1}} \cdot \tau_{ZV,Freistrah} \quad (2.26)$$

Diese Abhängigkeit zeigt, dass die Strahl-/Wandinteraktion, neben den bisherigen Einflussfaktoren, einen starken zusätzlichen Einfluss besitzt [79].

Barba hat seinen Ansatz sowohl auf den Zündverzug der Vor- als auch der Haupteinspritzung mit unterschiedlichen Parametersätzen abgestimmt. Grundlage seiner Arbeit waren Messungen an Mercedes Seriidieselmotoren (OM 611, 660, 668) mit Common Rail (CR) Einspritzung. Neben der Verwendung eines 1-Arrhenius-Ansatzes für die Modellierung des chemischen Zündverzuges erfolgt die Anpassung des physikalischen Anteils in Abhängigkeit des Einspritzsystems und der Einspritzparameter.

$$\tau_{phys.} = c \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_{Kst}} \cdot p_{inj}} \cdot d_{Düse} \quad (2.27)$$

Der Einfluss des Einspritzdruckes auf die Tropfengeschwindigkeit und damit auf den physikalischen Anteil des Zündverzuges ist über einen weiten Raildruckbereich relativ gering, vor allem im Vergleich zu dem Gesamtzündverzug. Um den sich während des Zündverzuges ändernden Bedingungen Rechnung zu tragen, wird der Zündverzug mittels des zu jedem Zeitpunkt im Brennraum herrschenden Drucks und der Massenmitteltemperatur diskret berechnet und mittels Zündintegral aufsummiert [80].

Die in Tabelle 2.2 dargestellten Arrhenius-Gleichungen beschreiben den Zündverzug von Kraftstoff-/Luftgemischen stets unter konstanten Druck- und Temperaturbedingungen. Diese Voraussetzungen sind bei den Messungen, z.B. in Verbrennungsbomben, Druckkammern, Stoßwellenrohren oder Strahlverbrennungskammern, welche den Gleichungen zugrunde liegen, im Wesentlichen erfüllt. Für die Verwendung dieser Gleichungen unter motorischen Bedingungen – mit dem hierfür charakteristischen p , T -Verlauf anstatt konstanter Werte – wird

häufig das erstmalig von *Livengood* und *Wu* 1954 vorgestellte Zündintegral verwendet [81]. Unter der Annahme, dass der Fortschritt der zugrunde liegenden Reaktionen kumulativ ist, schlugen die Autoren eine schrittweise Integration der Reaktionsgeschwindigkeit vor, um den kritischen Zeitpunkt zu bestimmen, bei welchem die Selbstzündung eintritt.

$$\int_{t_{EB}}^{t_{BB}} \frac{1}{\tau_{ZV}} dt = 1 \quad (2.28)$$

Damit erfolgt für jeden Druck- und Temperaturschritt die Berechnung von τ_{ZV} mit den jeweiligen Werten. Die Selbstzündung tritt genau dann ein, wenn das Integral einen Wert von 1 erreicht.

2.7 Empirische Verbrennungsmodelle

Unter einem empirischen Verbrennungsmodell versteht man die Beschreibung der Verbrennung, sprich des Brennverlaufs, in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen. Dazu werden gewöhnlich zwei Elemente verwendet:

- Ein Ersatzbrennverlauf (EBV) welcher experimentell ermittelte Brennverläufe mit einfachen mathematischen Ausdrücken möglichst genau beschreiben kann.
- Ein empirisches Modell welches die Änderung des EBV, bzw. dessen mathematische Parameter, ausgehend von einem Referenzpunkt abhängig von den Änderungen der Betriebsparameter beschreibt.

Die Verwendung eines Referenzpunktes geht auf die Arbeit von *Woschni* und *Anisitis* aus dem Jahr 1973 zurück. Der Vorteil durch die Verwendung eines gemessenen und mit einem EBV wiedergegebenen Referenzpunktes ist die indirekte Berücksichtigung aller nicht vom empirischen Modell erfassbaren und damit unbekannten Einflüsse wie Brennraumgeometrie, Einspritzsystem und Turbulenz [82].

Empirische Modelle werden in der Literatur auch als Brennverlaufsvorausrechnung/-umrechnung oder als Umrechnungs-/Verschiebegleichungen bezeichnet. Einen guten Überblick über das Konzept des empirischen Verbrennungsmodells gibt Abbildung 2.14.

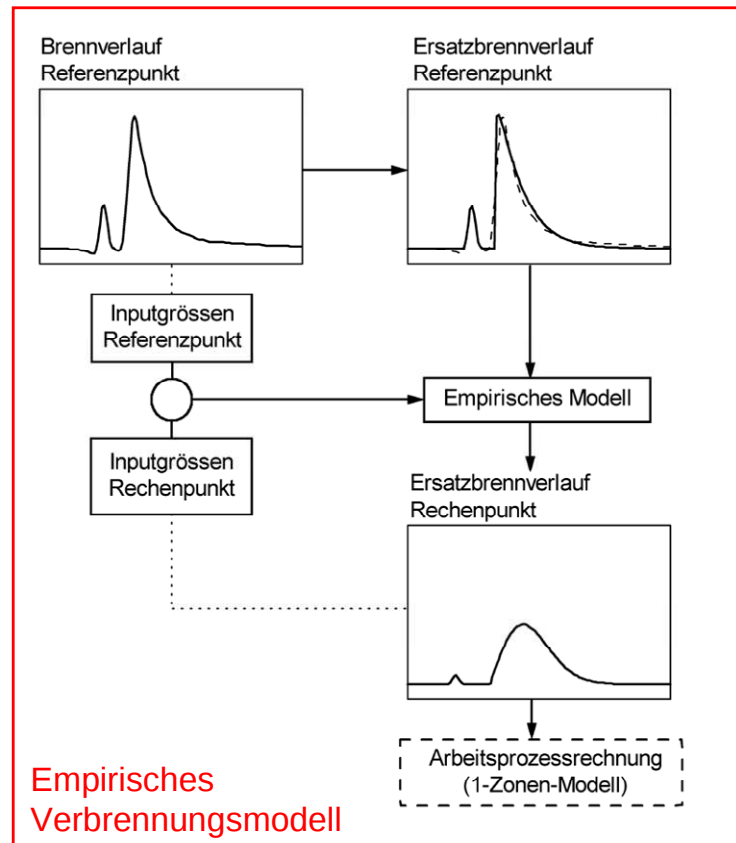


Abbildung 2.14: Konzept des empirischen Verbrennungsmodells [80]

2.7.1 Ersatzbrennverlauf

Zur Abbildung der Verbrennung durch einen Ersatzbrennverlauf stehen unterschiedliche mathematische Ansätze zur Verfügung. Die bekanntesten Vertreter sind dabei:

- Dreiecks-Funktionen nach *List* [83]
- Einfach/Doppel-Vibe-Funktionen nach *Vibe* [84] / *Oberg* [85]
- Polygon/Vibe-Hyperbel-Funktion nach *Schreiner* [86] / *Barba et al.* [87]
- neuronale Netze

Die einfachste und älteste Form den Brennverlauf darzustellen ist die Dreiecks-Funktion nach *List*. Dabei stellt die Grundseite die Verbrennungsdauer da, und über die Höhe des Dreiecks kann die maximale Umsatzrate abgebildet werden. Da diese Form vorrangig nur die Rahmenparameter (dQ_{B_max} , VD) sowie den integralen Wert (Q_{B_ges}) abbildet, sich jedoch nicht dem realen Verlauf der Wärmefreisetzung annähern kann, wurden nachfolgend detailliertere Ersatzbrennverläufe entwickelt.

Als anschaulicher und einfach handhabbarer Exponential-Ansatz ist die von *Vibe* 1970 veröffentlichte und nach ihm benannte Vibe-Funktion weit verbreitet. Damit kann der Brennverlauf über dem Kurbelwinkel als eine mathematisch geschlossene Funktion der Form

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = \frac{Q_{B-ges}}{\Delta\varphi_{BD}} \cdot 6.908 \cdot (m+1) \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}} \right)^m \cdot e^{-6.908 \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}} \right)^{m+1}} \quad (2.29)$$

dargestellt werden. Die Abstimmung des Vibe-Ersatzbrennverlaufes an einen realen Brennverlauf erfolgt mit den drei Vibe-Parametern Brennbeginn, Brenndauer (BD) und dem Formfaktor m . Der Einfluss des Formfaktors auf den Brennverlauf über der relativen Brenndauer bzw. dem relativen Kurbelwinkel kann Abbildung 2.15 entnommen werden.

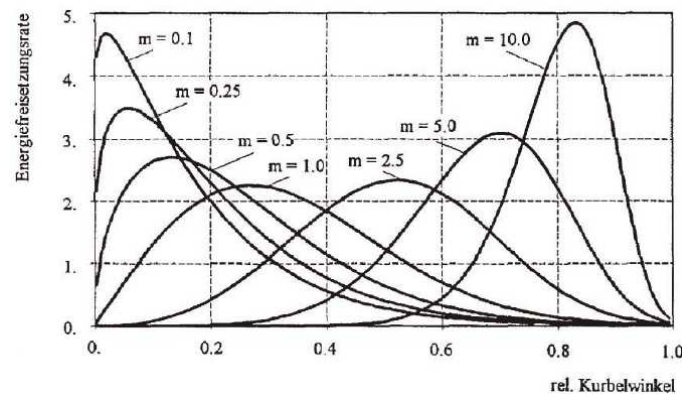


Abbildung 2.15: Energiefreisetzungsrate / Brennverlauf nach Vibe [84]

Für die Darstellung des Ersatzbrennverlaufes von Betriebspunkten mit deutlich ausgeprägtem Premixed-Anteil ist ein einfacher Vibe-Ansatz prinzipbedingt nicht geeignet. Deshalb wurde von *Oberg* bereits 1976 die Verwendung von Doppel-Vibe-Funktionen vorgeschlagen. Dabei bildet die erste Vibe-Funktion den Premixed-Peak und die zweite den Ausbrand ab. [85]

Im Hinblick auf die Berechnung der NO_x -Bildung mittels Mehr-Zonen-Modellen wurde von *Schreiner* 1993 der Polygon-Hyperbel-Verlauf entwickelt. Bei diesem wird ein Polygon mit angeschlossener Hyperbel zu Beginn von einem Dreieck überlagert, welches zur Darstellung der Premixed-Verbrennung benötigt wird. Um das reaktionskinetisch kontrollierte Ende der Dieselvebrennung zu beschreiben, verwendet *Schreiner* eine Hyperbelfunktion, welche sich besser eignet den Ausbrand zu beschreiben als die Doppel-Vibe-Funktion. [4] [86]

Infolge der Möglichkeit mit einem Common-Rail- bzw. einem angepassten Pumpe-Düse-System zusätzlich eine Voreinspritzung zu applizieren, wurde von *Barba et al.* 1999 ein Vibe-Hyperbel-Ersatzbrennverlauf vorgestellt. Dabei wird die Vorverbrennung über eine Vibe-Funktion mit einem festen Formfaktor ($m = 2$) modelliert. Die anschließende Hauptverbrennung wird in Anlehnung an *Schreiner* mit einem mehrteiligen Vibe-Hyperbel-EBV abgebildet. Die dazu nötigen mathematischen Kurvenparameter können rein rechnerisch aus den charakteristischen Verbrennungskenngrößen, BB , dQ_{B_max} , Ort dQ_{B_max} , Ort 50%- und 90%-

Umsatz, sowie aus den Forderungen, dass die umgesetzte Menge der vorgegebenen entspricht und der EBV stetig ist, bestimmt werden [87].

Die bisher vorgestellten Ansätze zur Vorgabe eines EBV stoßen aufgrund der weiterhin zunehmenden Komplexität der Brennverfahren sowohl im ottomotorischen als auch im dieselmotorischen Bereich an ihre Grenzen. Eine Möglichkeit diese zum Teil frei formbaren Brennverläufe rein numerisch zu beschreiben, ist die Verwendung und das Training von neuronalen Netzen. Als Nachteil dieses Ansatzes ist die fehlende Möglichkeit zur Extrapolation und die nicht gegebene Transparenz bezüglich der Abhängigkeit des EBV von den einzelnen Einflussgrößen zu nennen [4].

2.7.2 Empirisches Modell

Das Ziel des empirischen Modells ist es, basierend auf dem gemessenen Referenzpunkt und dem dafür bestimmten Ersatzbrennverlauf den Ersatzbrennverlauf eines nicht vermessenen Betriebspunkts mit einer Reihe von Einflussfunktionen z.B. für eine Arbeitsprozessrechnung voraus zu berechnen [88]. Die bekanntesten Ansätze aus der Literatur stammen dabei von:

- *Woschni und Anisitis*, 1973, [82]
- *Oberg*, 1976, [85]
- *Csallner*, 1981, [89] [90]
- *Schreiner*, 1993, [86]
- *Witt*, 1999, [91]
- *Barba*, 2001, [80]

Diese Ansätze sind sich in ihrer Form relativ ähnlich, unterscheiden sich allerdings hinsichtlich der zugrunde liegenden Versuchsträger und damit auch hinsichtlich der Ergebnisse signifikant. Aus diesem Grund und da darüber hinaus eine CF anstatt einer HF modelliert wurde, wird in dieser Arbeit ein eigener, formal ähnlicher Ansatz entwickelt und parametrisiert (vgl. Kapitel 6.3). Die bekanntesten Ansätze werden im Folgenden kurz vorgestellt.

Das erste Modell, welches von *Woschni* und *Anisitis* auf Basis von Untersuchungen an einen mittelschnelllaufenden (Nenndrehzahl: 900 min^{-1}) MAN Einzylinderdieselmotor mit 240 mm Bohrung und Direkteinspritzung entwickelt wurde, wird nach [82] in diesem Absatz dargestellt. Für die Modellierung des Ersatzbrennverlaufes wird der Vibe-Ansatz verwendet. Die dafür benötigte Parameter BB, BD und Formfaktor werden wie nachfolgend dargestellt in

Abhängigkeit der Betriebsparameter beschrieben. Der Brennbeginn setzt sich aus dem bekannten Förderbeginn (FB) sowie dem Einspritzverzöger (EV) und dem ZV zusammen.

$$\varphi_{BB} = \varphi_{FB} + \Delta\varphi_{EV} + \Delta\varphi_{ZV} \quad (2.30)$$

Für die Berechnung des Zündverzöger schlagen die Autoren die Verwendung des Ansatzes nach *Wolfer* oder *Sitikei* vor (vgl. Kapitel 2.6). Die Beschreibung des Einspritzverzöger erfolgt gemäß Gl. (2.31). Der Bezug auf den Referenzpunkt erfolgt dieser Arbeit generell mit dem Indize 0.

$$\frac{\Delta\varphi_{EV}}{\Delta\varphi_{EV0}} = \left(\frac{n}{n_0} \right) \quad (2.31)$$

Für die Brenndauer ergab sich in den Untersuchungen eine Abhängigkeit vom Luftverhältnis und von der Drehzahl.

$$\frac{\Delta\varphi_{BD}}{\Delta\varphi_{BD0}} = \left(\frac{\lambda_0}{\lambda} \right)^{0.6} \cdot \left(\frac{n}{n_0} \right)^{0.5} \quad (2.32)$$

Der Formfaktor m wird von *Woschni* und *Anisitis* in Abhängigkeit der Bedingungen im Brennraum bei Verdichtungsbeginn, der Drehzahl und des Zündverzöger beschrieben.

$$\frac{m}{m_0} = \left(\frac{p_Z}{p_{Z0}} \cdot \frac{T_{Z0}}{T_Z} \right) \cdot \left(\frac{n_0}{n} \right)^{0.3} \cdot \left(\frac{\Delta\varphi_{ZV0}}{\Delta\varphi_{ZV}} \right)^{0.5} \quad (2.33)$$

Dem empirischen Modell von *Oberg* liegen Versuche an einem schnelllaufenden Daimler Einzylinderdieselmotor mit 128 mm Bohrung, Direkteinspritzung und Topfmulde zu Grunde [85]. Durch die Einführung der Doppel-Vibe-Funktion als EBV ist die Brennverlaufsverausrechnung wesentlich aufwändiger als beim Ansatz nach *Woschni* / *Anisitis*, da neben den Parametern der zweiten Vibe-Funktion zusätzlich eine Aufteilung der freigesetzten Wärme zwischen den beiden Vibe-Funktionen notwendig ist [8].

Im Gegensatz zum Dieselmotor entfällt bei einem Ottomotor theoretisch die Beschreibung des Brennbeginns, da dieser durch den Zündzeitpunkt (ZZP) definiert ist. In der Realität liegt zwischen ZZP und einer ersten sichtbaren Energiefreisetzung eine gewisse Zeitspanne, wel-

che darin begründet ist, dass die zu Beginn punktförmige Flamme Zeit benötigt, um ein signifikantes Volumen zu erfassen. Dieser scheinbare Zündverzug muss für das empirische Modell mit berücksichtigt werden. *Csallner* verwendete für die Beschreibung des Ersatzbrennverlaufs von Ottomotoren ebenfalls eine Vibe-Funktion. Die Grundlage seines Ansatzes bilden Messungen an zwei verschiedenen Ottomotoren. Zum einen wurde ein Einzylindermotor der Firma MTU (Nenndrehzahl: 2500 min⁻¹) mit Flüssiggas untersucht und zum anderen ein BMW Vierzylindermotor (Nenndrehzahl: 5800 min⁻¹) mit Superbenzin. Durch die Variation von jeweils nur einem Parameter und in Folge seiner, und der Ergebnisse von *Woschni / Anisitis*, zeigte *Csallner*, dass es für die betrachteten Fälle möglich ist, den Einfluss der einzelnen Betriebsparameter voneinander zu trennen. Damit wurde zulässig angenommen diese multiplikativ miteinander zu verknüpfen. Für den Zündverzug, die Brenndauer und den Formfaktor lassen sich die multiplikative Verknüpfungen wie folgt schreiben.

$$\frac{ZV}{ZV_0} = f_{ZZP} \cdot f_n \cdot f_p \cdot f_T \cdot f_{x_{RG}} \cdot f_{\lambda} \quad (2.34)$$

$$\frac{\Delta\phi_{BD}}{\Delta\phi_{BD0}} = g_{ZZP} \cdot g_n \cdot g_p \cdot g_T \cdot g_{x_{RG}} \cdot g_{\lambda} \quad (2.35)$$

$$\frac{m}{m_0} = h_{ZZP} \cdot h_n \cdot h_p \cdot h_T \cdot h_{x_{RG}} \cdot h_{\lambda} \quad (2.36)$$

Darin sind f , g , h die Einflussfunktionen in Abhängigkeit des variierten Betriebsparameters (Zündzeitpunkt, Drehzahl, Druck und Temperatur bei 60°KW v.OT, Restgasanteil, Luftverhältnis). Die jeweiligen Einflussfunktionen sind in Tabelle 2.3 dargestellt. [89] [90]

Tabelle 2.3: Einflussfaktoren nach *Csallner* [89]

	Zündverzug	Brenndauer	Formfaktor
ZZP	$f_{ZZP} = \frac{430 - \phi_{ZZP}}{430 - \phi_{ZZP0}}$	$g_{ZZP} = 1$	$h_{ZZP} = 1$
Drehzahl	$f_n = \frac{1 + \frac{400}{n} - \frac{8 \cdot 10^{-5}}{n^2}}{1 + \frac{400}{n_0} - \frac{8 \cdot 10^{-5}}{n_0^2}}$	$g_n = \frac{1.33 - \frac{660}{n}}{1.33 - \frac{660}{n_0}}$	$h_n = \frac{0.625 + \frac{750}{n}}{0.625 + \frac{750}{n_0}}$
$p_{60^\circ\text{KW v.OT}}$	$f_p = \left(\frac{p_{60\text{vOT}}}{p_{60\text{vOT}0}} \right)^{-0.47}$	$g_p = \left(\frac{p_{60\text{vOT}}}{p_{60\text{vOT}0}} \right)^{-0.28}$	$h_p = 1$
$T_{60^\circ\text{KW v.OT}}$	$f_T = 2.16 \cdot \frac{T_{60\text{vOT}0}}{T_{60\text{vOT}}} - 1.16$	$g_T = 1.33 \cdot \frac{T_{60\text{vOT}0}}{T_{60\text{vOT}}} - 0.33$	$h_T = 1$

Restgas	$f_{x_{RG}} = 0.088 \cdot \frac{x_{RG}}{x_{RG0}} + 0.912$	$g_{x_{RG}} = 0.237 \cdot \frac{x_{RG}}{x_{RG0}} + 0.763$	$h_{x_{RG}} = 1$
Luftverh.	$f_{\lambda} = \frac{2.2 \cdot \lambda^2 - 3.74 \cdot \lambda + 2.54}{2.2 \cdot \lambda_0^2 - 3.74 \cdot \lambda_0 + 2.54}$	$g_{\lambda} = \frac{2 \cdot \lambda^2 - 3.4 \cdot \lambda + 2.4}{2 \cdot \lambda_0^2 - 3.4 \cdot \lambda_0 + 2.4}$	$h_{\lambda} = 1$

Die Gleichungen von *Csallner* sind nur für einen geringen Restgasanteil (max. 10%) und gedrosselten Betrieb gültig. Aus dieser Einschränkung heraus hat *Witt* den Ansatz mit zwei Parametersätzen jeweils für den gedrosselten und den ungedrosselten Ottomotor sowie für einen höheren Restgasanteil (10-26%) angepasst. Seinem Modell liegen ca. 400 Betriebspunkte an einem Einzylinderottomotor mit einem vollvariablen Ventiltrieb zu Grunde [91]. Weitere Arbeiten im ottomotorischen Bereich sind unter [92] [93] [94] [95] zu finden. Ansätze für moderne Dieselmotoren wurden von *Schreiner* und *Barba* geschaffen. *Schreiner* verwendet für einen schnelllaufenden MAN Hochleistungsdiesel den Polygon-Hyperbel-Ersatzbrennverlauf. Für die den EBV beschreibenden Parameter stellt er Umrechnungsgleichungen bezogen auf einen Referenzpunkt in Abhängigkeit von Drehzahl, Kraftstoffmenge, p und T während des ZV und dem Verhältnis von der während des ZV eingespritzten Brennstoffmasse zu gesamter Brennstoffmasse auf [86].

Barba hat gemäß des von Ihm vorgestellten, zweigeteilten Ersatzbrennverlaufs Umrechnungsgleichungen für sowohl die mit einer Vibe-Funktion beschriebenen Vorverbrennung, (VV) als auch für die mittels Vibe-Hyperbel-Funktion beschriebenen Hauptverbrennung (HV) erstellt. Der Ersatzbrennverlauf sowie die empirischen Modelle wurden auf Basis von über 2000 Betriebspunkten von unterschiedlichen Dieselerienmotoren mit CR-Direkteinspritzung der Firma Daimler (OM611, 660, 668) erarbeitet und parametrisiert.

Die Brenndauer der Vorverbrennung wird z.B. in Abhängigkeit der eingespritzten Pilotmenge und des Zündverzuges der Voreinspritzung (VE) beschrieben (vgl. Gl. (2.37)). Die Berechnung des Zündverzugs der VE erfolgt dabei auf Basis des in Kapitel 2.6 vorgestellten 1-Arrhenius-Ansatzes.

$$\frac{\Delta\phi_{BD,VV}}{\Delta\phi_{BD,VV0}} = \left(\frac{Q_{B_ges,VE} + 4}{Q_{B_ges,VE0} + 4} \right)^{0.16} \cdot \left(\frac{\tau_{ZV,VE}}{\tau_{ZV,VE0}} \right)^{0.3} \quad (2.37)$$

Eine charakteristische Größe für den Vibe-Hyperbel-EBV der Hauptverbrennung ist die 90%-Umsatzlage bezogen auf den BB, welche *Barba* in Abhängigkeit des Raildrucks, der Drehzahl und des Luftverhältnisses beschreibt. [80]

$$\frac{\Delta\varphi_{90\%,HV}}{\Delta\varphi_{90\%,HV_0}} = \left(\frac{p_{Rail}}{p_{Rail_0}}\right)^{-0.29} \cdot \left(\frac{n+1200}{n_0+1200}\right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\lambda_V-0.8}{\lambda_{V_0}-0.8}\right)^{-0.47} \cdot e^{0.103(\lambda_V-\lambda_{V_0})} \quad (2.38)$$

Die Basis für die Gültigkeit aller vorgestellten Ansätze ist eine jeweils unabhängige Beeinflussung des Brennverlaufs durch die verschiedenen Einflussfaktoren. Das bedeutet, dass in einem gewissen Rahmen ein Faktor den Einfluss eines anderen nicht in Ausprägung oder Art verändern darf, da sonst der Einfluss der beiden Größen in einer gekoppelten Form beschrieben werden müsste. Aufgrund der Vielzahl und Qualität der beschriebenen Ansätze, kann die Annahme im Rahmen der für diese Arbeit benötigten Genauigkeit getroffen werden. [91] [95]

Versuchsaufbau und -durchführung

Dieses Kapitel dient der Beschreibung des verwendeten Einzylindermotors und Prüfstandes. Die für die Untersuchungen wichtigen Subsysteme werden vorgestellt. Auf die Darstellung bekannter Standardmesstechnik wird bewusst verzichtet. Zusätzlich werden die Betriebsstrategie und die Betriebspunkte sowie die getesteten Kraftstoffe vorgestellt.

3.1 Einzylindermotor

Die Messungen wurden an einem Einzylinder-Forschungsmotor auf Basis eines OM 646 EVO der Daimler AG durchgeführt [96]. Es handelt sich dabei um einen nadelgelagerten Einzylinder-Rumpfmotor mit aufgesetztem Serienzylinderkopf, bei dem die Zylinder 2-4 stillgelegt sind. Tabelle 3.1 gibt einen Überblick über die wichtigsten Motorparameter.

Tabelle 3.1: Technische Daten des Einzylinder-Forschungsmotor

	Bezeichnung	Einheit	
	Hersteller / Typ	–	Mercedes-Benz / OM646 Evo
	Aufladung	–	extern
	Ventile	–	4
	Hubraum	cm ³	537
	Bohrung	mm	88
	Hub	mm	88.4
	Pleullänge	mm	147
	Verdichtung (geom.)	–	16.7
	Einspritzsystem	–	Common Rail, CRI 2.2, Robert Bosch GmbH
Ventil	Ø Einlass	mm	28.7
	Ø Auslass	mm	26.2
	Winkel Einlass	°	9.22
	Winkel Auslass	°	9.98
	max. Hub	mm	7.9
	Einlass öffnet (0mm)	°KW v.OT	10.0
	Einlass schließt (0mm)	°KW n.UT	52.5
	Auslass öffnet (0mm)	°KW v.UT	38.6
	Auslass schließt (0mm)	°KW n.OT	23.9

Das Einzylinder-Aggregat besitzt im Gegensatz zum Vollmotor keinen Lanchester-Ausgleich zur Kompensation von Massenkräften zweiter Ordnung [97], sondern einzig ein Schwungrad mit hohem Trägheitsmoment zur Verringerung der Drehungleichförmigkeit.

Als weiterer Unterschied zum Serienmotor ist der Forschungsmotor mit einem Einspritzsystem der 2. Generation mit Magnetventilinjektoren (Robert Bosch GmbH) ausgestattet, welches mit einem maximalen Systemdruck von 1600 bar betrieben werden kann.

3.2 Prüfstand

Die Versuche wurden an einem speziell ausgerüsteten Einzylinderprüfstand durchgeführt. Zur Steuerung des Prüfstandes wurde das Automatisierungssystem Autotest 2000 der Firma Technogerma Systems GmbH verwendet. Die Steuerung des Einspritzsystems erfolgte mit Hilfe des Applikationssystems INCA der Robert Bosch GmbH, für die Indizierung der Brennraumdrücke wurde das System IndiGO des FKFS verwendet. Der Prüfstandsaufbau ist in Abbildung 3.1 schematisch dargestellt.

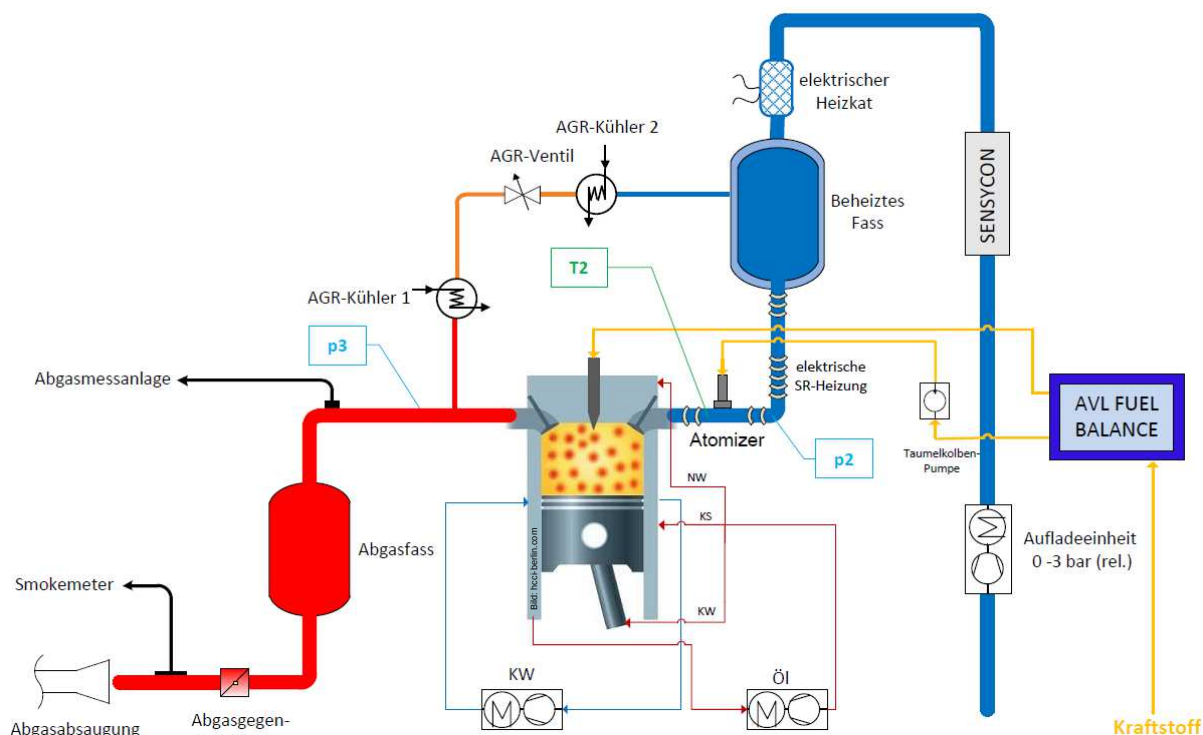


Abbildung 3.1: Schematischer Aufbau des Einzylinderpfpfstandes

Eine Besonderheit bei dem Betrieb von Einzylinder-Forschungsmotoren ist das Fehlen sämtlicher Nebenaggregate, wodurch alle Betriebsmedien extern konditioniert und zugeführt werden müssen. Die Schmieröl- und Wassertemperatur wurde zu diesem Zweck konstant auf

80°C geregelt. Die Öldrücke betrugen 3.2 bar für die Versorgung der Nockenwelle und der Spritzölkühlung des Kolbens, sowie 3.5 bar für die Versorgung der Kurbelwelle. Die Versuchsrandbedingungen, wie Lade-, Abgasdruck, Ladelufttemperatur oder AGR-Rate, wurden extern mittels Kompressor, Gleitschieberventil, Kat-Heizung und elektrischem AGR-Ventil vorgegeben, und konnten somit in weiten Grenzen variiert werden. Nachfolgend werden die wichtigsten Subsysteme beschrieben.

3.2.1 Luft- und Abgassystem

Bedingt durch das Fehlen eines Turboladers wurden zusätzliche Systeme zur Erzeugung eines definierten Ansaug- und Abgasgegendrucks benötigt. Zur Fremdaufladung wurde ein Kompressor für bis zu 4 bar_{abs} Ladedruck verwendet. Die Regelung des Abgasgegendrucks wurde durch ein thermisch hoch belastbares Gleitschieberventil mit gleichprozentiger Kennlinie realisiert. Dadurch war sowohl der Volllastbetrieb mit Temperaturen des Abgaskrümmers von über 750°C, als auch eine sehr genaue Regelung des Gegendrucks bei niedrigen Teillastpunkten möglich.

Besonderst hohe Anforderungen wurden an eine gleichbleibende Saugrohrtemperatur gestellt, deren Sollwert je nach Messpunkt 40, 60, 80°C betrug. Die größten Schwierigkeiten entstanden bei der Verwendung extrem hoher AGR-Raten von teilweise über 70% in Kombination mit hohen Lasten (hohe Abgastemperaturen) und niedrigen Saugrohrtemperaturen. Um dennoch eine max. Temperaturabweichung von $\pm 0.5^\circ\text{C}$ erreichen zu können, wurde der Luft- und AGR-Pfad an mehreren Stellen konditioniert (vgl. Abbildung 3.1).

Luftpfad:

Die durch den Kompressor stark erhitze Luft wurde zuerst über einen Wasserkühler auf maximal 10-15°C gekühlt. Die eigentliche Regelung erfolgte danach über einen elektrisch beheizten Katalysator vor dem Beruhigungs- / Mischungsbehälter (AGR & Luft), welcher die Temperatur T_{LnFass} als Regelgröße verwendet. Um ein möglichst konstantes Temperaturniveau bis zu den Einlasskanälen zu erreichen, wurden der Mischungsbehälter (externe Wasserkonditionierung) und das Saugrohr (el. Heizband) zusätzlich auf die gewünschte Temperatur konditioniert.

AGR-Pfad:

Das heiße Abgas wurde direkt aus dem Krümmer entnommen und zum Schutz des AGR-Ventils durch einen ersten AGR-Kühler geführt. Dieser wurde von ca. 10°C kaltem Hauswasser durchströmt und nach Möglichkeit so eingestellt, dass das rückgeführte Abgas das AGR-

Ventil mit einer Temperatur von ca. 100°C erreicht. Zwischen AGR-Ventil und Mischungs-fass befand sich der zweite AGR-Kühler, welcher, ebenso wie das Mischungs-fass, über eine externe Wasserkonditionierung auf die Solltemperatur im Saugrohr geregelt wurde.

3.3 Atomizer

Für die Untersuchungen wurden sowohl das konventionelle Einspritzsystem wie auch ein externer Gemischbildner verwendet. Im Gegensatz zu aktuellen Dieseleinspritzsystemen steht bei einer äußeren Gemischbildung ausreichend Zeit zur Verfügung, um eine motorisch maximal homogene Kraftstoff-/Luftverteilung zu erreichen. Diese Art der Gemischbildung stellt jedoch verfahrensbedingt für hochsiedende Kraftstoffe mit einem Siedebereich von ca. 180 bis 350°C eine große Herausforderung dar [98] [99]. Aus diesem Grund wurde bei vorangegangenen Untersuchungen vorwiegend mit Saugrohrtemperaturen von über 140°C gearbeitet [100] [32] oder auf PRF mit dieselähnlicher Cetanzahl, aber wesentlich reduzierter Siedelinie zurückgegriffen [101]. Konventionelle Saugrohreinspritzsysteme erfüllen die Anforderungen an eine homogene Gemischbildung aufgrund der mangelnden Strahlaufbereitung und der zu geringen Saugrohrtemperaturen nicht. Dies führt zu einer Wandfilmbildung im Saugrohr sowie zu großen mittleren Sauterdurchmesser und damit letztendlich auch zu erhöhter Rußbildung [102].

Um dennoch hoch siedende Kraftstoffe möglichst homogen testen zu können, kam für die Untersuchungen am Prüfstand ein spezieller externer Gemischbildner, welcher auf dem Prinzip der Kraftstoffvorverdampfung basiert, zum Einsatz. Dieser sogenannte „Atomizer“ umgeht die spezifischen Probleme der äußeren Gemischbildung und wird im Folgenden näher beschrieben.

3.3.1 Funktionsprinzip „Atomizer“

Die Entwicklung des patentierten Verfahrens zur Erzeugung eines Kraftstoffaerosols erfolgte an der Ohio State University in Columbus, Ohio, USA. Grundlage für die Erzeugung von Tröpfchen im unteren Mikrometerbereich ist das in Abbildung 3.2 dargestellte Prinzip der Kraftstoffverdampfung im Gemischbildner (Atomizer). Hierbei wird der Kraftstoff zunächst in der Zone L1 bis zum Siedebeginn erwärmt. Im darauf folgenden Abschnitt L2 gehen die Bestandteile des Kraftstoffes entsprechend ihres Siedepunktes in die Gasphase über. Die zuerst verdampften Komponenten bilden daraufhin, abhängig von dem Neigungswinkel der Kapillare und weiteren geometrischen und stofflichen Parametern, zusammen mit der verbleibenden Flüssigphase unterschiedlichste Strömungsformen aus, welche in dieser Zone zu sehr

unterschiedlichen Wärmeübergangskoeffizienten führen [103]. Die sich daran anschließenden Überhitzungszone L3 bewirkt, dass der Kraftstoff den Atomizer vollständig verdampft verlässt. Durch den Kontakt mit der relativ kühlen Ladeluft kondensiert der Kraftstoffdampf unmittelbar nach dem Austritt aus dem Atomizer zu einem Aerosol.

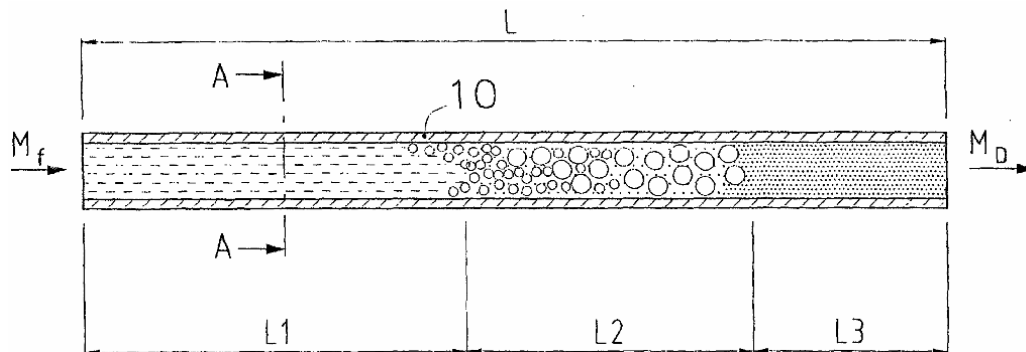


Abbildung 3.2: Verdampfungsprinzip Atomizer [104]

Das sich im Saugrohr gebildete Kraftstoffaerosol folgt der Strömung nahezu trägheitsfrei, wodurch die Ausbildung eines Wandfilms vollständig vermieden werden kann, wie im Rahmen von langen Messreihen nachgewiesen werden konnte. Das auf Grund der geringen Tröpfchengröße hohe Obeflächen/Volumen-Verhältnis sorgt darüber hinaus für hervorragende Bedingungen bei der sich anschließenden Verdampfung des Kraftstoffes im Kompressionshub.

3.3.2 Aufbau

Der vor den Untersuchungen zur Verfügung stehende Atomizer der Ohio State University nutzt als Wärmequelle zur Verdampfung konventionelle Glühkerzen, um welche die Kapillare gewickelt und für einen besseren Wärmeübergang verlötet wird [105].

Prinzipbedingt kommt es vor allem bei dieselähnlichen Kraftstoffen bei hohen Temperaturen unter Luftausschluss innerhalb der Kapillare zur Verkokung des Kohlenstoffs. Diese Ablagerungen wachsen mit der Zeit an und können zu einem Verschließen der Kapillare führen. Um dies zu verhindern, muss der Atomizer regelmäßig, unter kontrollierter Zufuhr von Druckluft, bei Temperaturen von über 600°C freigeblüht werden. Dies führt bei einem Atomizer auf Glühkerzenbasis zu erheblichen Problemen. Zum einen können aufgrund der engen Wicklungen und eines ausreichend hohen Wärmeübergangs nur dünnwandige Kapillaren verwendet werden, welche bei den hohen Temperaturen, die bei einem Koksabbbrand unter Sauerstoffzufuhr entstehen, v.a. an Umlenkstellen zum Durchbrennen neigen. Zum anderen kommt es durch die hohen Temperaturen zum Schmelzen des Lotes und damit zu einer Veränderung des

Wärmeübergangs. Weitere Nachteile sind eine ungleichmäßige Verteilung der Heizleistung aufgrund der lokal sehr unterschiedlichen Temperaturen an den Glühstiften und in den Übergangsbereichen, sowie eine fehlende Beheizung der Kapillare bis zum Austritt des Kraftstoffes.

Aufgrund dieser Erfahrungen wurde im Vorfeld der Messungen das Heizprinzip komplett überarbeitet und davon ausgehend, ein neuer, robuster Atomizer entwickelt (s. Abbildung 3.3). Um einen wesentlich konstanteren Wärmeeintrag über die Länge der Kapillare zu erzielen, wurde die Kapillare selbst als Widerstandsheizelement verwendet. Durch Verwendung einer 12V Gleichspannungsquelle lässt sich an einer entsprechenden Kapillare ein ausreichend homogenes Temperaturfeld erzielen. Naturgemäß ist die Temperatur nahe den elektrischen Kontakten geringer, was bei der Auslegung berücksichtigt wurde. Durch die Verwendung als Widerstandsheizelement musste die Wandstärke der Kapillare angepasst werden, um den el. Widerstand nicht zu hoch werden zu lassen. Dies hätte bei einer Betriebsspannung von 12V zu einer Beschränkung der verfügbaren Heizleistung geführt. Die Erhöhung der Wandstärke war darüber hinaus auch erforderlich, um ein Durchbrennen während des Freiglühens zu verhindern. Das Beheizen bis zum Kraftstoffaustritt (Düse) wurde durch ein Umlenken der Kapillare im Saugrohr realisiert, wodurch der Masseanschluss außerhalb des Saugrohres, ganz am Ende der Kapillare angebracht werden konnte. Dieser Aufbau macht allerdings eine elektrische Isolierung der in das Saugrohr ein- und austretenden Kapillaren unabdingbar. Dazu wurde eine spezielle Keramik verwendet, welche temperatur- und schwingungsresistent ist und spanend bearbeitet werden kann. Zusätzlich wird durch die Verwendung des Keramikblockes der Atomizer gegenüber der Motormasse isoliert, wodurch Störungen der Motormasse, welche die Druckindizierung beeinflussen können, minimiert werden. Dichtigkeit gegenüber dem Saugrohr wird durch zwei Klemmringverschraubungen, zur Durchführung der Kapillare durch den Keramikblock, erreicht.

Zur Überwachung und Regelung der Verdampfungstemperatur werden zwei NiCr/Ni-Thermoelemente (Typ K) verwendet. Der Fühler für die Regeltemperatur wird dabei außen an der Kapillare mit einem dünnen Metallband punktförmig verschweißt und durch eine dünne Glasfasermatte gegenüber der Umgebung thermisch isoliert. Der zweite Temperaturoptioner wird durch das dem Kraftstoffeintritt gegenüberliegende Ende der Kapillare eingeführt und bis vor die Düse geschoben, um die Temperatur des Kraftstoffes beim Austritt aus dem Atomizer zu überwachen. Der ausgeführte Atomizers ist in Abbildung 3.5 dargestellt.

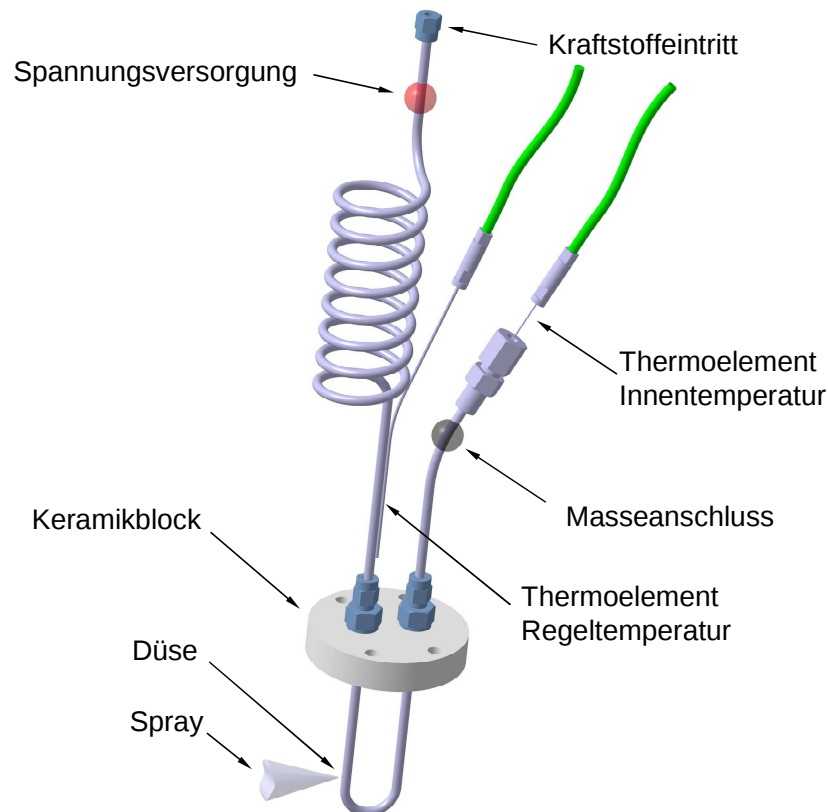


Abbildung 3.3: Schematische Darstellung des Atomizers

3.3.3 Spannungsversorgung / Regelung

Um die hohe benötigte Heizleistung dauerhaft zur Verfügung zu stellen, wurden zwei 100 Ah Batterien parallel geschaltet und zusätzlich mit einem 50 A Ladegerät versorgt.

Die Regelung der Atomizer-Solltemperatur erfolgte über einen, in die Prüfstandssteuerung integrierten PI-Regler, welcher ein PWM-Signal ausgibt und damit ein Relais ansteuert. Aufgrund der hohen verwendeten Stromstärken, wurde ein bis max. 100 A belastbares Solid State Relais verwendet und zusätzlich aktiv gekühlt.

3.3.4 Einbau

Die Montage des Atomizers erfolgte im Saugrohr ca. 20 cm stromaufwärts der Ventile (vgl. Abbildung 3.1 & Abbildung 3.4). Die Einbringung des verdampften Kraftstoffes erfolgte stromabwärts. Zur Abdichtung wird zwischen Flansch und Keramikblock eine spezielle, temperaturresistente Teflondichtung verwendet.

Die Kraftstoffversorgung wurde durch eine, über den Prüfstand steuerbare, Taumelkolbenpumpe, welche bis zu 6 bar Differenzdruck liefert, realisiert. Der Druck im Kraftstoffsystem wurde durch einen Druckaufnehmer kontinuierlich überwacht, und diente zur Sicherstellung eines stabilen Atomizerbetriebs. Zusätzlich ist direkt vor dem Kraftstoffeintritt in den Atomi-

zer ein schaltbares Ventil platziert worden, womit die Kraftstoffzufuhr bei Bedarf extrem schnell unterbunden werden konnte.

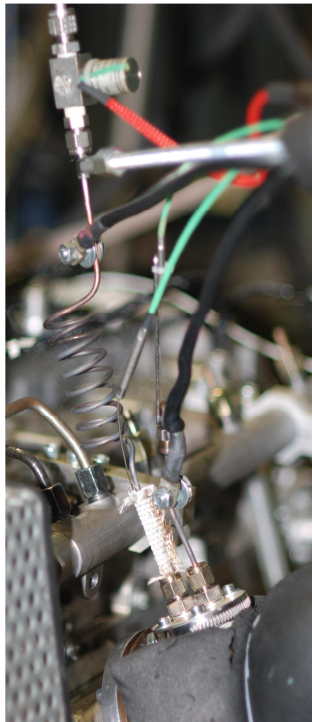


Abbildung 3.4:
Einbaulage Atomizer

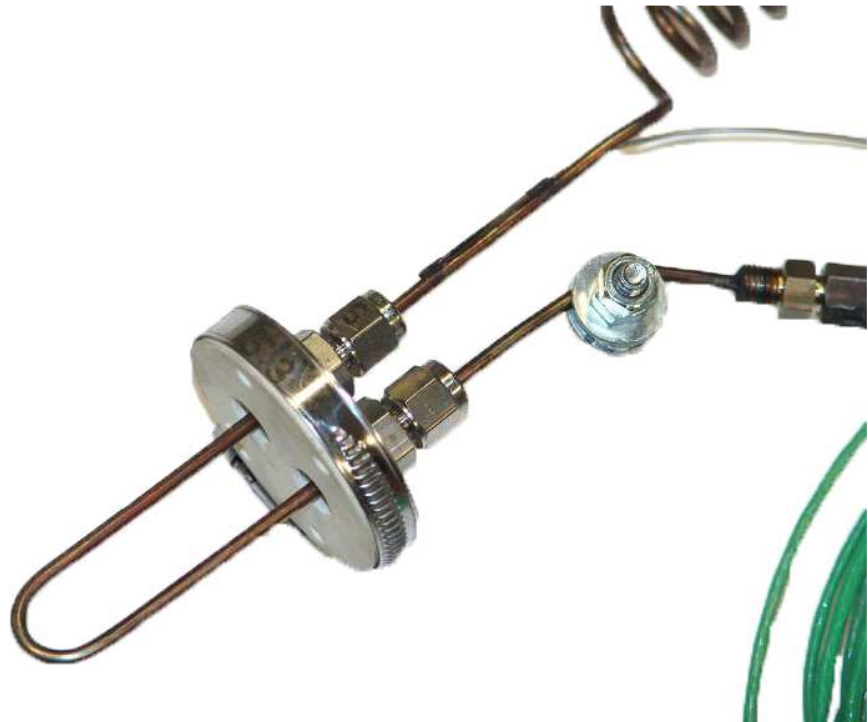


Abbildung 3.5: Atomizer

3.4 Betriebsstrategie

Die Versuche am Einzylinderprüfstand wurden an definierten Betriebspunkten, deren Rahmenbedingungen dem Kennfeld des Serienmotors entnommen wurden, durchgeführt. Die überwiegend im Teillastbereich liegenden Betriebspunkte bewegen sich zwischen der minimalen und maximalen Lastgrenze im HCCI-Betrieb. Tabelle 3.2 gibt einen Überblick über die getesteten Betriebspunkte sowie deren Einstellparameter. Die Kurzbezeichnung der Betriebspunkte (z.B. 2000/4) setzt sich zusammen aus der Motordrehzahl und dem indizierten Mitteldruck (pmi) des Einzylinders, unter Verwendung der Serieneinspritzstrategie im Betrieb mit Referenzdiesel. Die dafür erforderliche eingespritzte Energiemenge wurde in jedem Betriebspunkt für die (teil-)homogenen Untersuchungen konstant gehalten. Das bedeutet, dass z.B. der Betriebspunkt 2000/4 für alle Kraftstoffe mit einem konstanten Energieeintrag von 536 J/ASP vermessen wurde, und nicht mit einem konstanten indizierten Mitteldruck (pmi). Dies führt aufgrund der unterschiedlichen unteren Heizwerte (H_u) der getesteten Kraftstoffe zu geringen Unterschieden in der eingespritzten Kraftstoffmasse. Wie in der Übersicht zu erkennen ist, wurde der Saugrohrdruck nicht kraftstoffabhängig angepasst, um die für eine HCCI-Verbrennung wichtige p-,T-Historie nicht zu verändern. Die daraus resultierenden Schwan-

kungen des Luftverhältnisses betragen höchstens 2.5%. Der entscheidende Vorteil für den Betrieb mit konstantem Energieeintrag ist die direkte Vergleichbarkeit der Kraftstoffe zueinander.

Tabelle 3.2: Betriebspunkte

	Einheit	Betriebspunkt			
		2000/2	2000/4	2000/6	3000/4
Drehzahl	1/min	2000			
Energieeintrag	J/ASP	358	536	822	536
p2	mbar (abs.)	1093	1193	1263	1193
p3	mbar (abs.)	1263	1363	1513	1363
Raildruck	bar	720	800	950	–
T2	°C	40, 60, 80			
ABHE	°KW v.OT	15, 20, 25, 55 (Blockeinspritzung) & Atomizer			
		Atomizer			

Die Werte für p2, p3 und den Raildruck wurden dem Serienkennfeld entnommen und konstant gehalten. Die Einstellparameter mit dem, neben der AGR-Rate, größten Einfluss auf die homogene Verbrennung (Saugrohrtemperatur, Einspritzzeitpunkt) wurden in drei bzw. fünf Stufen verändert. Durch die Saugrohrtemperatur wird das Temperaturniveau im Zylinder bei Einlass-Schließt bestimmt und somit auch das Niveau der Temperaturhistorie festgelegt, welcher das Kraftstoff-/Luftgemisch ausgesetzt ist. Der Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung (ABHE) definiert den Zeitpunkt, ab welchem der Kraftstoff der Temperaturhistorie ausgesetzt ist. Je früher die Einspritzung stattfindet, desto geringer ist die im Zylinder vorherrschende Kompressionstemperatur. Im Falle der Saugrohrenbringung des Kraftstoffes mittels Atomizer ist dies die Saugrohrtemperatur (T2).

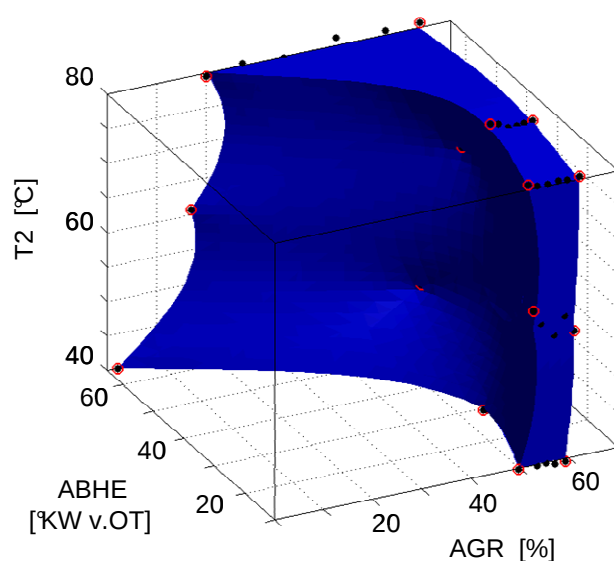


Abbildung 3.6: Exemplarischer Versuchsraum

Für jede Kombination von Einstellparametern wurde eine AGR-Variation (AGR-Haken) mit ca. 5-7 Messpunkten gefahren. Dies bedeutet, dass für die Betriebspunkte 2000/2, 4 & 6 jeweils 15 AGR-Haken je Kraftstoff vermessen wurden. Die minimale AGR-Rate wird hierbei durch einen maximal zulässigen Druckgradienten von $10 \text{ bar/}^\circ\text{KW}$ bestimmt. Die Randbedingungen für die maximale AGR-Rate stellen die Verbrennungsstabilität sowie zu hohe HC- und CO-Emissionen (max. Messbereich AMA) dar. Abbildung 3.6 zeigt beispielhaft einen fahrbaren Versuchsraum welcher in Voruntersuchungen ermittelt wurde.

Betriebspunkte mit einem ABHE von 15, 20 und 25°KW v.OT werden nachfolgend als teilhomogene Punkte bezeichnet, da unabhängig von den weiteren Einstellparametern, das Kraftstoff-/Luftgemisch aufgrund der Verwendung einer Direkteinspritzung und der Nähe des Ansteuerbeginns zum oberen Totpunkt nie vollständig homogenisiert sein kann. Die Untersuchungen mit dem Atomizer stellen dagegen für die vorgegebene Motorgeometrie und die dadurch bedingten Turbulenzen im Brennraum (Kanalgeometrie, Ventile, Kolben), die maximal mögliche Homogenisierung von Kraftstoff und Luft dar. Die so gefahrenen Betriebspunkte werden dementsprechend im Weiteren als homogen bezeichnet. Bei den Untersuchungen mit einem ABHE von 55°KW v.OT wurde bewusst ein Auftreffen der Einspritzstrahlen auf der Zylinderwand (Ölverdünnung) und damit Inhomogenitäten in Kauf genommen. Diese Untersuchungen stellen aufgrund der zur Gemischaufbereitung zur Verfügung stehenden Zeit, den maximalen Grad an Homogenisierung bei Applikation einer Blockeinspritzung dar, und dienen der Validierung der Atomizerergebnisse.

Der Betriebspunkt 3000/4, welcher nur mit Atomizer gefahren wurde, diente primär der Validierung der vorgestellten Ansätze und wurde aus diesem Grund nach Möglichkeit nicht zur Modellierung verwendet. Ausnahme bildete hierbei das empirische Modell der Cool Flame (vgl. Kapitel 6.3), in welchem der Drehzahleinfluss berücksichtigt werden musste.

3.5 Kraftstoffe

Im Zuge dieses Forschungsvorhabens wurden 10, meist synthetische, Kraftstoffe auf einem Einzylinderprüfstand untersucht. Die Kraftstoffe wurden für diesen Zweck so gemischt, dass sie die gewünschte Bandbreite an Cetanzahlen und Flüchtigkeiten abdecken. Dadurch weichen diese in ihren Eigenschaften von marktüblichen Kraftstoffen z.T. erheblich ab.

Neben der Gruppe der Referenzkraftstoffe, bestehend aus CEC-Referenz-Dieselskraftstoff und n-Heptan, lassen sich die restlichen Kraftstoffe in Abhängigkeit ihres Siedebereichs in 3 Gruppen unterteilen. Hierbei verfügen die niedrigst siedenden Kraftstoffe (Naptha 1 & 2) über einen „naphthenischen“ Siedebereich von ca. 90 bis 180°C . Die mittlere Gruppe enthält

Kraftstoffe (Kerosin 1, 2 & 3), welche im Bereich zwischen 150 und 315°C siedend. Dies entspricht einem Siedebereich vergleichbar zu Kerosin. Die am höchsten siedende Gruppe enthält rein paraffinische Kraftstoffe, welche einen diesel-ähnlichen Siedeverlauf aufweisen (vgl. Abbildung 3.7).

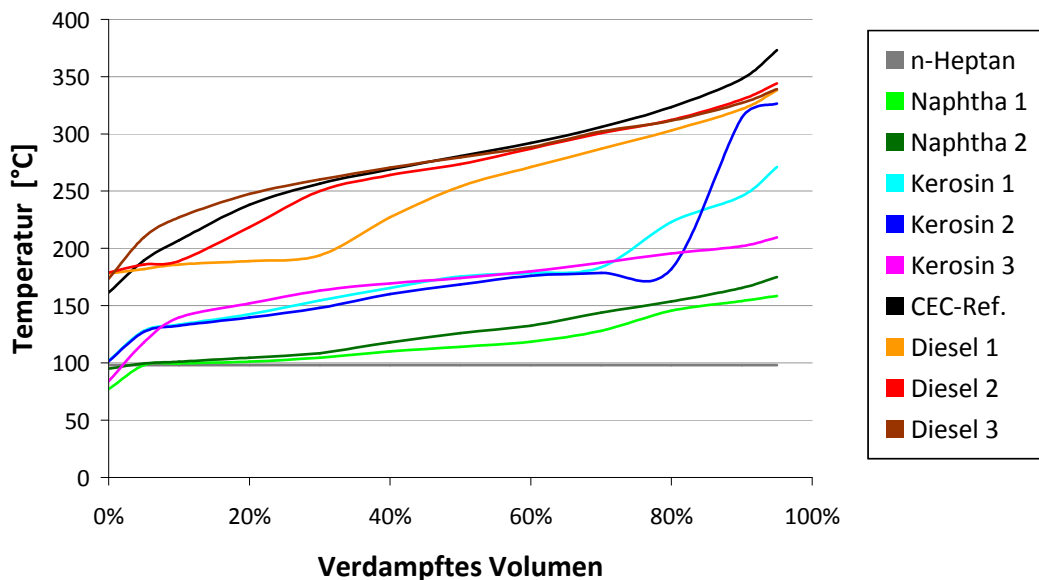


Abbildung 3.7: Siedeverlauf der untersuchten Kraftstoffe

Die in Abbildung 3.7 verwendete Farbkodierung der untersuchten Kraftstoffe wird für alle nachfolgenden Diagramme – soweit nicht explizit angegeben – verwendet und nicht in einer Legende extra dargestellt.

Weiterhin verfügen die Kraftstoffe über unterschiedliche chemische Zusammensetzungen und Cetanzahlen. Einen Überblick über die Zusammensetzung der Kraftstoffe liefert Tabelle 3.3 (Cetanzahlen s. Tabelle 3.4).

Tabelle 3.3: Kraftstoffzusammensetzung [Massenprozent]; Quelle: GC/MS Analysen Universität Duisburg-Essen

	Alkane																	Naphthene	Aromate
	C ₆ H ₁₄	C ₇ H ₁₆	C ₈ H ₁₈	C ₉ H ₂₀	C ₁₀ H ₂₂	C ₁₁ H ₂₄	C ₁₂ H ₂₆	C ₁₃ H ₂₈	C ₁₄ H ₃₀	C ₁₅ H ₃₂	C ₁₆ H ₃₄	C ₁₇ H ₃₆	C ₁₈ H ₃₈	C ₁₉ H ₄₀	C ₂₀ H ₄₂	C ₂₁ H ₄₄	C ₂₂ H ₄₆		
CEC-Ref.						5.7	6.7	5.9	13	16.5	15.5	12.1	9.7	7.8					7.1
n-Heptan		100																	
Naphtha 1	1.3	18.5	26.8	22.4	1.8													29.3	
Naphtha 2		10.1	15	20	8.2													46.7	
Kerosin 1			0.4	8.4	24.5	2.7												51.9	12.1
Kerosin 2		1.3	1.8	7.8	42.4	10.4								5.9				31.2	
Kerosin 3			0.4	11	40.2	18.7	8.9	0.3											20.5
Diesel 1					14.2	19.4	1.9	2.8	7.5	14.2	11.7	11.6	8.9	4.9	2.5	0.5			
Diesel 2					5.8	8.1	1.5	3.8	8.8	17	14.2	13.9	11.6	7.3	5	3			
Diesel 3					0.4	2.5	2.7	5.9	9.6	19.2	16.1	15.6	13.1	8.1	5.1	1.6	0.4		

Die Kraftstoffe wurden freundlicherweise von der Shell AG und der VW AG (Kerosin 3) zur Verfügung gestellt.

Tabelle 3.4: Cetanzahlen der untersuchten Kraftstoffe

	CEC-RF	n-Heptan	Naphtha 1	Naphtha 2	Kerosin 1	Kerosin 2	Kerosin 3	Diesel 1	Diesel 2	Diesel 3
Cetanzahl	55	57	35	48	38	50	44	50	57	60

Motorversuche zur teil- / homogenen Dieselverbrennung

4.1 Einfluss der AGR-Rate

Die meisten homogenen Konzepte, sowohl HCCI als auch CAI (Ottomotor), nutzen eine Form der Abgasrückführung, um die Lage der Verbrennung zu kontrollieren. Die Effekte der, vor allem bei einer homogenen Dieselverbrennung zum Einsatz kommenden, gekühlten, externen Abgasrückführung auf die Verbrennung sind nach [106] [107]:

- Verringerung der O_2 -Konzentration (chemisch – verzögernd)
- Erhöhung der spezifischen Wärmekapazität c_v (thermodynamisch – verzögernd)
- Erhöhung der H_2O -Konzentration (chemisch – beschleunigend)
- Verbleibende Spezies aufgrund unvollständiger Verbrennung (chemisch – beschleunigend/verzögernd)

Die mit Abstand wichtigsten Effekte sind dabei die Verringerung der Massenmitteltemperatur im Zylinder durch die erhöhte spez. Wärmekapazität, sowie die Reduktion des für die Verbrennung verfügbaren Sauerstoffs. *Sjöberg, Dec* und *Hwang* betrachten in [106], [108] die unterschiedlichen Effekte des AGRs auf die HCCI-Verbrennung isoliert. Sie legen dar, dass die $[O_2]$ -Reduktion die stärkste Auswirkung auf Kraftstoffe mit einer 2-stufigen Wärmefreisetzung hat. Bei diesen zeigt sich bereits im Bereich der LTHR, sowie im Übergangsbereich, eine starke $[O_2]$ -Empfindlichkeit, welche sich deutlich auf die nachfolgende HTHR auswirkt. Bei einem Absenken der Massenmitteltemperatur verhalten sich die Kraftstoffe umgekehrt. Dabei reagieren die Kraftstoffe mit 2-stufiger Verbrennung aufgrund der vorangehenden LTHR deutlich unempfindlicher auf niedrigere Gastemperaturen als solche ohne LTHR. Abbildung 4.2 zeigt beispielhaft die Abnahme der Massenmitteltemperatur für eine AGR-Variation mit Diesel 1. Die Konzentration von Wasserdampf im Zylinder hat neben der deutli-

chen Anhebung der spez. Wärmekapazität c_v , und damit einer Verzögerung des Zündvorganges, auch einen chemischen Einfluss zur Folge. Laut Untersuchungen mit Hilfe von CHEM-KIN-Modellen attestieren *Sjöberg et al.* der $[H_2O]$ -Konzentration einen direkten chemischen Effekt, welcher die Selbstzündung beschleunigt. Die im AGR vorhandenen Bestandteile der unvollständigen Verbrennung (unverbrannte HC, teilweise oxidierte HC, CO, OH, Aldehyde) können sowohl leicht beschleunigend, als auch verzögernd auf die Selbstzündung wirken.

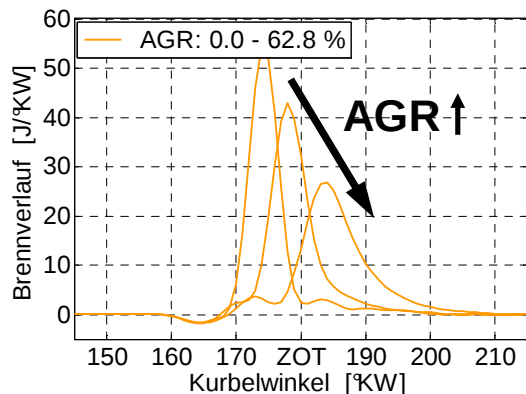


Abbildung 4.1: Brennverlauf, Diesel 1, ABHE: 25°KW v.OT, 2000/2, T2: 40°C, AGR: 0, 47, 63%

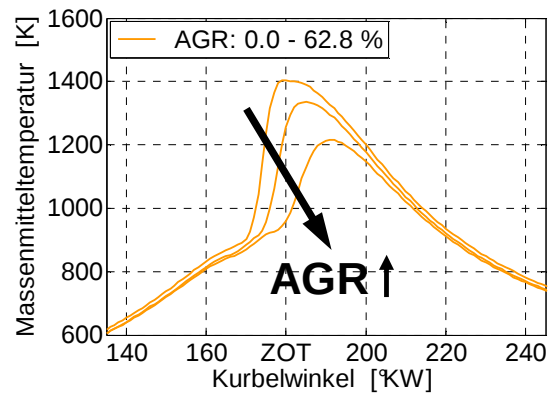


Abbildung 4.2: Massenmitteltemperatur, Diesel 1, ABHE: 25°KW v.OT, 2000/2, T2: 40°C, AGR: 0, 47, 63%

Abbildung 4.1 zeigt eine Variation der AGR-Rate bei einem späten (25°KW v.OT) Einspritzbeginn. Die Saugrohrtemperatur wird dabei unabhängig von der AGR-Zumischung auf 40°C gehalten. Deutlich lässt sich die durch Verlängerung des Zündverzuges bewirkte Veränderung im Zündverhalten beim Kraftstoff Diesel 1 erkennen. Ohne Abgasrückführung zeigt der Brennverlauf den für eine Blockeinspritzung bei 25°KW v.OT typischen Verlauf. Nach dem Wärmeentzug durch die Verdampfung des eingespritzten Kraftstoffes erfolgt eine sehr rasche Wärmefreisetzung der im Kraftstoff gebundenen chemischen Energie. Dies führt zu sehr steilen Druckgradienten, bis hin zur maximalen Belastungsgrenze des Aggregates von 10 bar/°KW. Die Verwendung der gekühlten, externen AGR führt bei moderaten Raten von bis zu 30 % kaum zu einem veränderten Zündverhalten. Erst der Einsatz höherer AGR-Raten von bis zu 70% hat einen merklichen Einfluss auf den Zeitpunkt der Selbstzündung. Hierbei wird die Hauptwärmefreisetzung basierend auf dem Hochtemperaturmechanismus verzögert. Als Folge steht dem Niedertemperaturmechanismus ausreichend Zeit für eine sichtbare Wärmefreisetzung (Cool Flame) zur Verfügung. Dies führt bei hohen AGR-Raten zu zwei deutlich voneinander abgesetzten Wärmefreisetzungen mit dazwischen liegendem NTC-Bereich.

Der geringe Einfluss von AGR-Raten unter 30% beruht auf einem nichtlinearen Zusammenhang von AGR-Rate und der Konzentration von Sauerstoff im Zylinder bei Einlass schließt (s. Abbildung 4.3). Die geringere Veränderung der $[O_2]$ -Konzentration bei niedrigen AGR-Raten

resultiert aus dem hohen Restsauerstoffgehalt des zurückgeführten Abgases aufgrund eines hohen Luftverhältnisses. Die mit der AGR-Rate steigende Sensitivität führt zu einer hohen Empfindlichkeit des Brennverfahrens, vor allem im Bereich von hohen Lasten. Die an der HCCI-Lastgrenze benötigten hohen AGR-Raten und der schmale fahrbare AGR-Bereich führen dazu, dass geringe Unterschiede der AGR-Rate starke Druckgradienten oder Verbrennungsaussetzer bewirken können. [28]

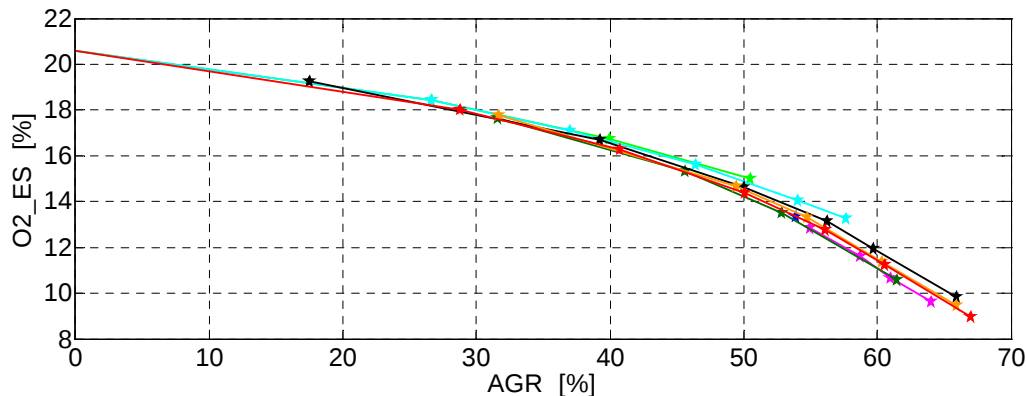


Abbildung 4.3: Sauerstoffkonzentration bei Einlass schließt, Atomizer, 2000/4, T₂: 80°C

Bei der Einbringung des Kraftstoffes in das Saugrohr mittels Atomizer steht immer ausreichend Zeit für die sichtbare Ausbildung einer Cool Flame zur Verfügung. Der Anteil der Cool Flame an der Gesamtwärmefreisetzung ist abhängig von dem untersuchten Kraftstoff. So zeigen *Szybist* und *Bunting*, dass unterhalb einer Cetanzahl von 34 keine nennenswerte Cool Flame mehr detektierbar ist [109]. Bei den in diesem Projekt untersuchten Kraftstoffen zeigte sich im Atomizerbetrieb immer eine Cool Flame. Allerdings ist diese bei den Kraftstoffen Kerosin 1 (CZ=38) und vor allem Naphtha 1 (CZ=35) sehr schwach ausgeprägt.

Abbildung 4.4 zeigt drei Punkte einer AGR-Variation mit Atomizer und 40°C Saugrohrtemperatur. Deutlich zu erkennen ist im Vorfeld der Cool Flame, das fehlende Absinken des Brennverlaufes durch die Verdampfungsenthalpie, aufgrund des frühen Kraftstoffeintrags in das Saugrohr. Die steigende AGR-Rate bewirkt eine Verlängerung des Zündverzuges von sowohl CF als auch HF. Zusätzlich werden beide Wärmefreisetzungen dabei in ihren maximalen Umsatzrate reduziert. Bei der Hauptwärmefreisetzung ist der Effekt der AGR wesentlich sichtbarer. Diese Verminderung der max. Umsatzrate der HF beeinflusst signifikant den sich ergebenden Druckgradienten ($dp/d\phi$) und reduziert damit maßgeblich das Verbrenungsgeräusch. Darüber hinaus wird gleichzeitig die Verbrennungsdauer beider Wärmefreisetzungen verlängert, wobei auch hier eine deutlichere Ausprägung bei der Hot Flame erkennbar ist. Eine Reduzierung der maximalen Umsatzrate und eine Verlängerung der Verbrennungsdauer der HF ist auch bei den teilhomogenen Betriebspunkten (vgl. Abbildung

4.1) ersichtlich. Für die CF lässt sich diesbezüglich keine eindeutige Aussage treffen, da die Wärmefreisetzung in diesem Bereich abhängig von Kraftstoff, ABHE, T2 und AGR-Rate unterschiedlich in Größe und Form ausgeprägt, bzw. nicht vorhanden ist.

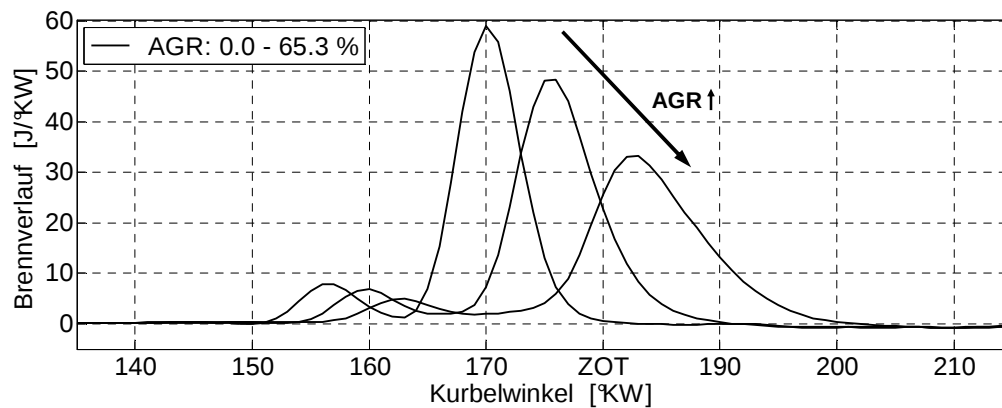


Abbildung 4.4: Brennverlauf, CEC-RF, Atomizer, 2000/4, T2: 40°C, AGR: 0, 51, 65%

Der Beginn der Wärmefreisetzung der CF - soweit im Brennverlauf des Messpunktes mit dem vorgestellten Verfahren (s. Kapitel 2.4) detektierbar - lässt sich relativ gut auswerten und dem Beginn der Wärmefreisetzung der HF gegenüberstellen. Dabei fällt eine sehr schwache Abhängigkeit des CF-Zündverzuges von der AGR-Rate im teilhomogenen Betrieb auf. Abbildung 4.5 zeigt eine deutliche Verlängerung des Hot Flame Zündverzuges bei einem ABHE von 20°KW v.OT über der AGR-Rate, während der Zündverzug der CF fast konstant ist.

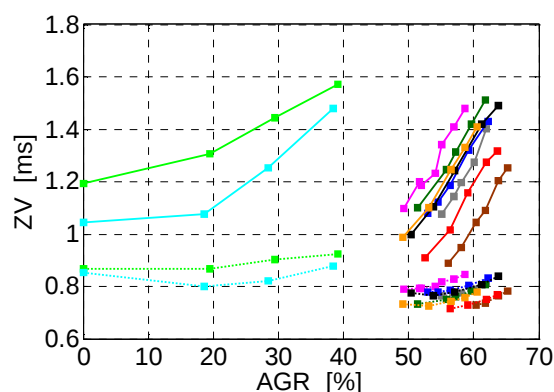


Abbildung 4.5: Vergleich ZV CF (---) & HF (—), ABHE: 20°KW v.OT, 2000/4, T2: 40°C

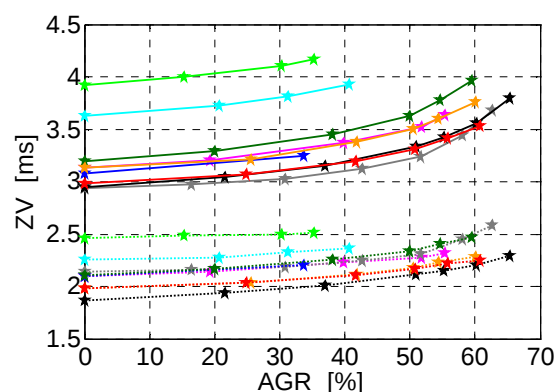


Abbildung 4.6: Vergleich ZV CF (---) & HF (—), Atomizer, 2000/4, T2: 40°C

Im Gegensatz zu den teilhomogenen Betriebspunkten lässt sich in Abbildung 4.6 erkennen, dass das Zündverhalten der Cool Flame im homogenen Betrieb wesentlich stärker von der AGR-Rate beeinflusst wird. Die Änderung beträgt hier etwa 50% der bei der Hot Flame beo-

bachteten Verlängerung des Zündverzuges. Damit kann festgestellt werden, dass die AGR-Rate den Beginn der Niedertemperatur- und Hochtemperaturwärme freisetzung in gleichem Maß beeinflusst. Eine Ausnahme bilden hier die untersuchten Kraftstoffe Naphtha 1 und Kerosin 1, welche durch die niedrigsten Cetanzahlen gekennzeichnet sind. Der Brennbeginn der Cool Flame zeigt sich hier unabhängig von der AGR-Rate. Dies geht einher mit der bereits erwähnten geringen Ausprägung der Cool Flame bei Kraftstoffen mit niedrigen Cetanzahlen.

Einen Überblick über den Einfluss der AGR-Rate auf den Zündverzug der untersuchten Kraftstoffe gibt Abbildung 4.7. Dargestellt ist der Zündverzug der Hot Flame für alle Ansteuerbeginn-Variationen im Betriebspunkt 2000/4 bei 80°C Saugrohrtemperatur. Die Verlängerung des Zündverzuges zeigt bei den Atomizer-Versuchen bis 30% AGR die oben beschriebene geringe Sensitivität. Über den gesamten AGR-Bereich lässt sich gut die nicht-lineare $[O_2]$ -Reduktion erkennen. In den teilhomogenen Betriebspunkten lässt sich dieser Effekt nur schwer erkennen, da hier aufgrund der Betriebsgrenzen nur ein schmales AGR-Band experimentell untersucht werden konnte.

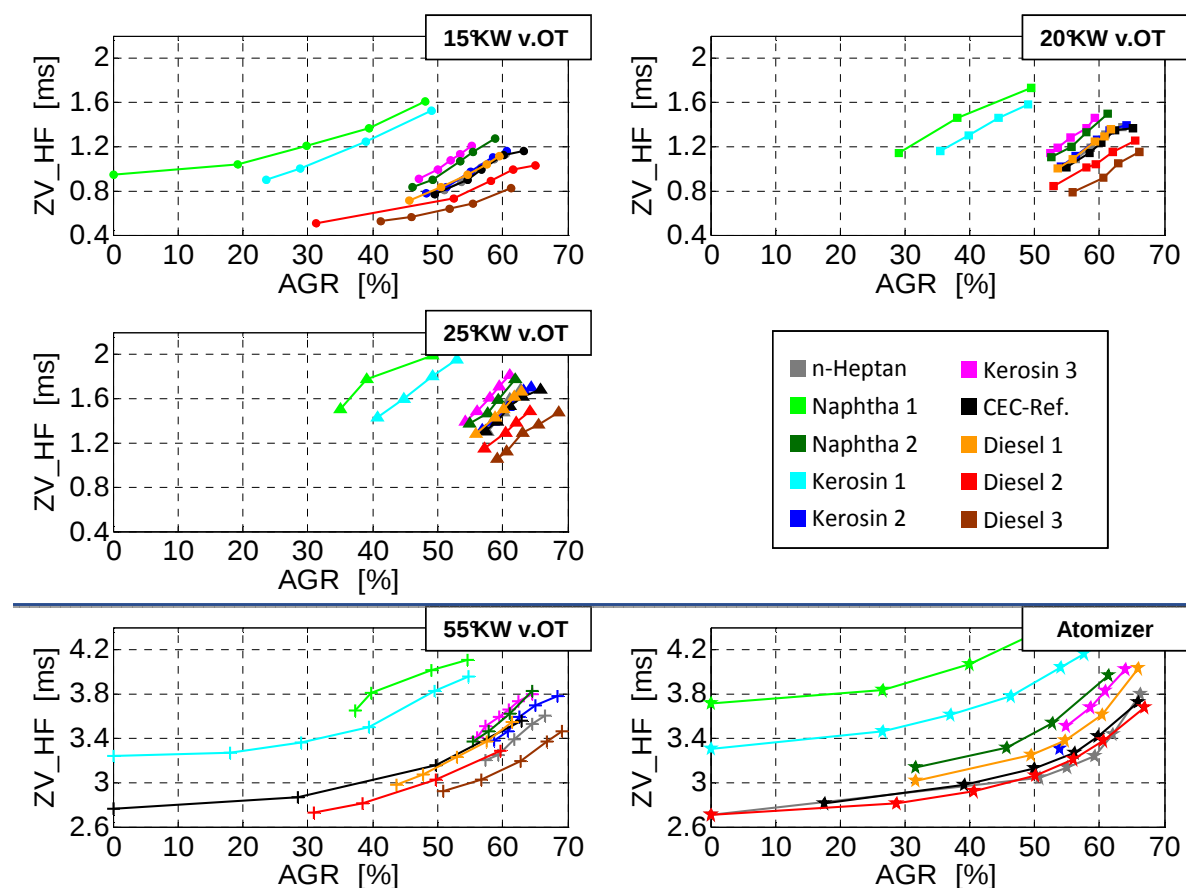


Abbildung 4.7: Zündverzug der Hot Flame, 2000/4, T₂: 80°C

Die Darstellung der Zündverzöge für alle untersuchten Betriebspunkte ist im Anhang (Kapitel 9.1) zu finden.

4.2 Einfluss der Saugrohrtemperatur

Der Einfluss der Temperatur auf die Selbstzündung von Kraftstoffen wurde bereits in vielen Arbeiten untersucht. Zumeist handelt es sich dabei um Untersuchungen am Stoßwellenrohr [110] [111], darauf aufbauenden reaktionskinetischen Modellen [112] oder um numerische Arbeiten zu turbulenten Freistrahlfammen [113]. Alle Untersuchungen zeigen eine Abnahme des Zündverzuges bei höheren Temperaturen aufgrund von allgemein beschleunigten Reaktionsraten gemäß den Arrheniusgleichungen. Die Experimente am Stoßwellenrohr innerhalb dieses Clusterprojekts zeigen, ebenso wie die Untersuchungen von *Fieweger et al.* und *Gauthier et al.*, ein beschleunigtes Zündverhalten mit zunehmender Temperatur, mit Ausnahme des NTC-Bereiches [114].

Untersuchungen bzgl. der Saugrohrtemperatur an einem RCM-Triebwerk [115], einem CFR-Motor [116] sowie umfangreiche Experimente diesbezüglich an einem 4-Zylinder Propan-gasmotor [117] – alle im HCCI-Betrieb – weisen übereinstimmend mit den Grundlagenexperimenten ein beschleunigtes Zündverhalten für Hot und Cool Flame auf.

In den Ergebnissen der durchgeführten Untersuchungen zeigt sich folgerichtig eine Abnahme der Zündverzugszeiten bei einer Erhöhung der Saugrohrtemperatur. Abbildung 4.8 stellt den Verlauf des Zündverzuges über der Saugrohrtemperatur für einen homogenen Betriebspunkt ohne AGR und den verschiedenen Kraftstoffen dar. Im Zündverhalten der Hot Flame lässt sich eine um ca. 0.3 – 0.4 ms beschleunigte Zündung bei einem Sprung der Einlasstemperatur von 40 auf 80°C erkennen. Mit Ausnahme von Kerosin 3 folgen dabei die Zündverzöge der Hot Flame der durch die Cetanzahl vorgegebenen Rangfolge. Bei dem Zündverzöge der Cool Flame lässt sich dagegen keine klare Abstufung mehr, sondern eher eine Gruppenbildung in Kraftstoffe mit hohen und niedrigen Cetanzahlen, mit Ausnahme des n-Heptans, erkennen. Die Cool Flame zeigt mit einer Reduktion des Zündverzuges um ca. 0.4 – 0.5 ms eine geringfügig stärkere Abhängigkeit von der Saugrohrtemperatur.

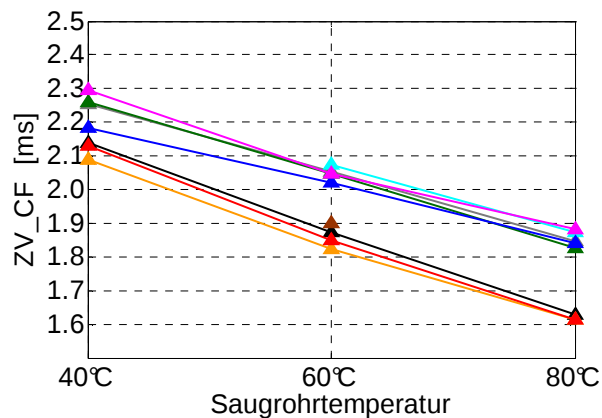
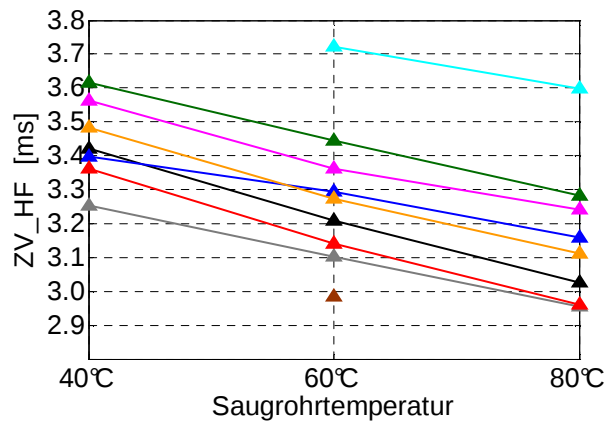


Abbildung 4.8: Zündverzug HF(oben) & CF (unten), Atomizer, 2000/2, ohne AGR

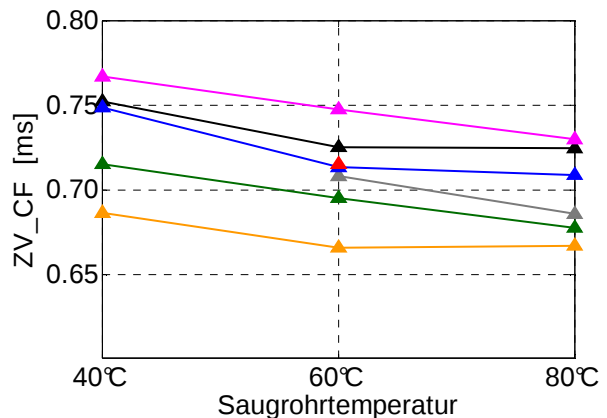
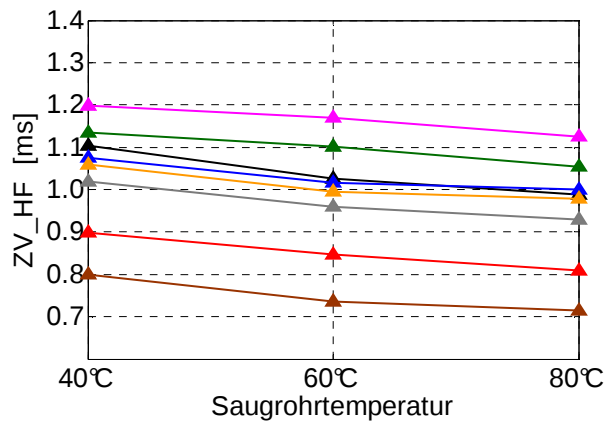


Abbildung 4.9: Zündverzug HF(oben) & CF (unten), ABHE: 20°KW v.OT, 2000/2, AGR: 55%

Abbildung 4.9 stellt einen wesentlich geringeren Einfluss der Saugrohrtemperatur auf den Zündverzug für den teilhomogenen Betrieb dar. Besonders die Auswirkung auf die CF ist mit unter 0.05 ms ZV-Reduktion für ein ΔT_2 von 40°C praktisch vernachlässigbar. Die geringe Sensitivität der Cool Flame unter teilhomogenen Bedingungen gegenüber T_2 und, wie in 4.1 gezeigt, gegenüber der AGR-Rate weist darauf hin, dass die zeitbestimmenden Vorgänge bei der Zündung weniger reaktionskinetisch- sondern eher mischungskontrolliert sind. Die Zündung der Hot Flame stellt sich diesbezüglich indifferent dar. Einerseits reagieren die teilhomogenen Punkte vergleichbar wie die homogenen Punkte auf die Zugabe von AGR, andererseits ist ihre T_2 -Abhängigkeit wesentlich geringer ausgeprägt.

4.3 Einfluss des Ansteuerbeginns

Der Zeitpunkt der Einspritzung ist bei einer konventionellen Dieselapplikation einer der wichtigsten Parameter für die Gemischbildung und die anschließende Verbrennung. Bei einem ideal homogenen Dieselfahrerfahren spielt der Einspritzzeitpunkt keine Rolle, da der Kraftstoff zu einem sehr frühen Zeitpunkt eingespritzt wird und sich ein vollständig homogenes Ge-

misch bildet, welches ausschließlich abhängig von reaktionskinetischen Parametern zur Zündung gelangt. Da dieser ideale Zustand im motorischen Betrieb praktisch nicht erreicht werden kann, und hier auch teilhomogene Betriebspunkte mit einem relativ späten ABHE untersucht wurden, stellt der Ansteuerbeginn eine wichtige Einflussgröße dar.

Folgende Randbedingungen werden durch den ABHE definiert:

- Zylinderdruck und Gastemperatur zum Zeitpunkt der Einspritzung
- Strahleindringtiefe der Flüssig- und Gasphase (Gasdichte)
- Geometrische Strallage im Brennraum (Muldeninteraktion, etc.)

Die wichtigste Randbedingung dabei stellen der Zylinderdruck und die Gastemperatur zum Zeitpunkt der Einspritzung dar. So hat z.B. ein früheres Ansteuern des Injektors, aufgrund der zu diesem Zeitpunkt vorherrschenden niedrigen Drücke und Temperaturen, einen längeren Zündverzug zur Folge. Die untersuchten teilhomogenen ABHE wurden unter Berücksichtigung der Motorgeometrie so gewählt, dass bei dem frühesten Ansteuerbeginn (25°KW v.OT) noch der Muldenrand vom Einspritzstrahl erfasst wird. Dadurch soll sichergestellt werden, dass die für PKW-Dieselmotoren wichtige Strahl-/Wandinteraktion innerhalb der teilhomogenen Untersuchungen noch gegeben ist. Bei den Untersuchungen mit einem ABHE von 55°KW v.OT wurde, auch bedingt durch die Verwendung einer Blockeinspritzung, ein Auftreffen des Kraftstoffes auf der Zylinderwand in Kauf genommen. Die sich dadurch ergebende Ölverdünnung wurde überwacht und durch regelmäßige Ölwechselintervalle die Schmierfähigkeit über den Versuchszeitraum sichergestellt.

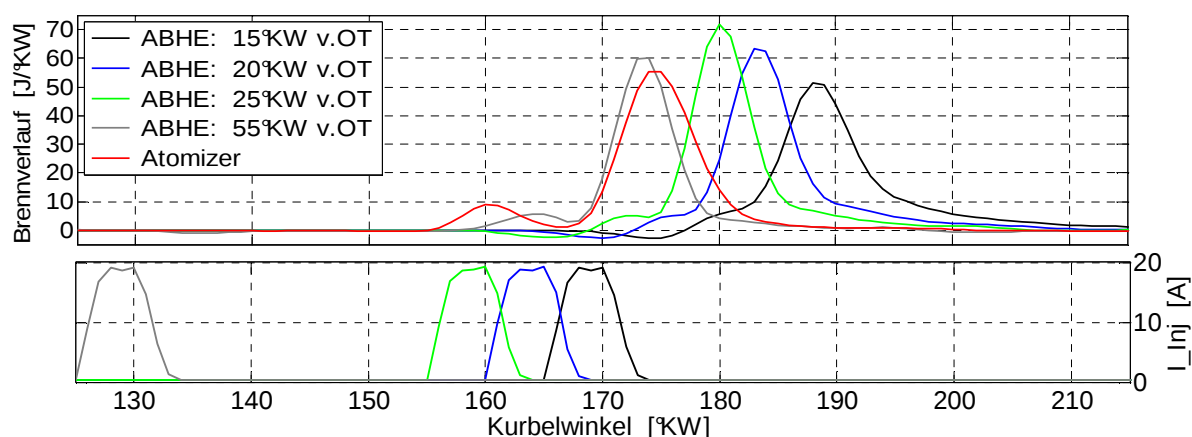


Abbildung 4.10: Brennvorgang & Verlauf Injektorstrom, n-Heptan, 2000/4, T₂: 40°C, AGR: ≈58%

Abbildung 4.10 zeigt den Brennverlauf und den Verlauf des Injektorstromes für eine Verschiebung des ABHE in Richtung früh bis hin zur Saugrohrenblasung des Kraftstoffes (n-Heptan) mittels Atomizer. Der Verlauf des Injektorstromes wurde während der Messungen mit Hilfe einer Strommesszange auf dem Indiziersystem mit aufgezeichnet. Im Vorfeld von CF und HF ist bei den Punkten mit Direkteinspritzung, das Absinken des Brennverlaufes aufgrund der Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffes zu sehen. Im Anschluss daran zeigen sich auch bereits bei 15°KW v.OT Niedertemperaturreaktionen, welche durch das Einsetzen des Hochtemperaturmechanismus abgebrochen werden. Bei früherem ABHE, und dem dadurch verlängerten ZV der Hot Flame, steht mehr Zeit für die Niedertemperaturreaktionen zur Verfügung, was zu einer stärker ausgeprägten Cool Flame führt. Bei 55°KW v.OT ist die Cool Flame eindeutig als abgesetzte Wärmefreisetzung zu erkennen. Von 15 auf 25°KW v.OT ist eine Zunahme der max. Brennrate sowie der Brenndauer zu beobachten. Dies resultiert zum einen aus einer Verschiebung der Hauptwärmefreisetzung in Richtung ZOT und zum anderen aus einer Erhöhung des homogenen Anteiles an der Verbrennung aufgrund des längeren Zündverzuges. Das langsamere Ausbrennen im Vergleich zu den Punkten mit frühem ABHE/Atomizer, ist die Folge von reduzierten Gastemperaturen am Ende der Verbrennung durch das Einsetzen der Expansion. In den motorischen Untersuchungen kann von einer kompletten Trennung von Einspritzung und Wärmefreisetzung erst ab einem Ansteuerbeginn von 55°KW v.OT oder im Atomizerbetrieb ausgegangen werden. Zwar ist, wie im Diagramm ersichtlich, die Ansteuerung des Injektors vor dem Einsetzen der CF abgeschlossen, aber das hydraulische Einspritzende verzögert sich gemäß Einspritzverlaufsmessungen, abhängig vom Betriebspunkt, um ca. 0.4 – 0.6 ms. Dadurch ergibt sich zumindest ein Überlappen von Einspritzende und beginnender Cool Flame.

Abbildung 4.11 und Abbildung 4.12 zeigen den Verlauf des Zündverzuges über dem Ansteuerbeginn für Hot und Cool Flame. Wie bereits beschrieben, beeinflussen die im Brennraum vorherrschenden Bedingungen bei Einspritzbeginn die Zündverzugszeit des Kraftstoff- / Luftgemisches. Bei einer Verschiebung des ABHE nach früh zeigt sich unter konstanter AGR-Rate im teilhomogenen Betrieb für alle in diesen Betriebspunkten fahrbaren Kraftstoffe eine Zunahme des Zündverzuges um ca. 0.3ms (ca. 3.6 °KW). Unterstützt wird die Verlängerung der Zündverzugsphase durch eine verbesserte Homogenisierung, die zu einer Vermeidung fetter Gemischbereiche führt. Die Auswirkungen des ABHE, und damit von Druck und Temperatur, auf den Zündverzug der Cool Flame sind, wie schon die Auswirkung von AGR und T₂, geringer im Vergleich zur Hot Flame. Auch hier zeigt sich eine übergeordnete Rolle der noch ablaufenden Gemischbildung. Homogene Betriebspunkte weisen dagegen ein wesentlich anderes Verhalten bzgl. CF und HF auf.

Abbildung 4.10 und Abbildung 4.12 zeigen einen deutlich früheren Beginn (ca. 2-3°KW) der Niedertemperaturreaktionen im Atomizerbetrieb. Ein Grund dafür ist die starke Abhängigkeit der Niedertemperaturreaktionen von der Gastemperatur. Durch die Einspritzung bei 55°KW v.OT wird die Massennitteltemperatur (MMT) um ca. 20 – 25K abgesenkt. Im Unterschied dazu zeigt die Hot Flame nur geringe Unterschiede im ZV, mit Tendenzen zu einem späteren Brennbeginn bei den Atomizeruntersuchungen. Hier wirken verschiedene den ZV beschleunigende und verzögernde Mechanismen zusammen. Bei den Experimenten im Atomizerbetrieb beschleunigt die im Vergleich höhere MMT die Zündung, während gleichzeitig die homogenere Verteilung des Kraftstoff- / Luftgemisches verzögernd wirkt. Bei den Untersuchungen mit einem ABHE von 55°KW v.OT wird der ZV durch fette Gemischbereiche beschleunigt, während die niedrigere MMT sowie ein global niedrigeres Lambda (Ölverdünnung) die Zündung verlangsamen.

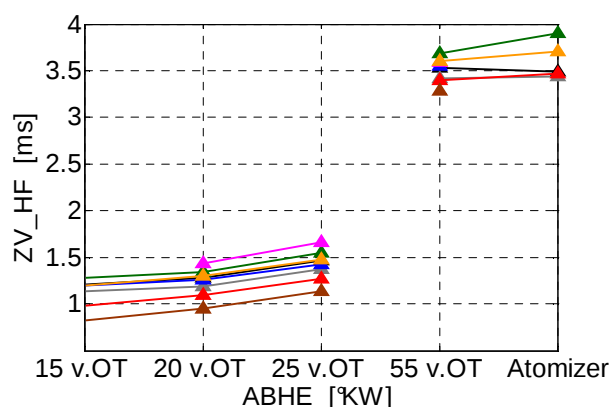


Abbildung 4.11: Zündverzug HF, 2000/4, T2: 40°C, AGR: 58%

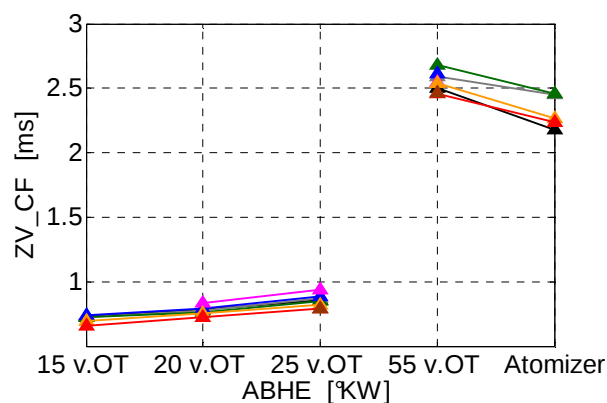


Abbildung 4.12: Zündverzug CF, 2000/4, T2: 40°C, AGR: 58%

Bei einer ABHE-Variation von 15 bis 25°KW v.OT ist der sich verkleinernde AGR-Bereich gut zu erkennen, in welchem der Motor innerhalb der Betriebsgrenzen betrieben werden kann (vgl. Abbildung 4.7). Da sich durch das Verschieben der Einspritzung in Richtung früh die Schwerpunktlage der Hauptwärmefreisetzung in Richtung ZOT verlagert, ist bei sonst gleichen Einstellungen mehr AGR nötig, um den max. Druckgradient von 10 bar/°KW nicht zu überschreiten.

4.4 Einfluss der Drehzahl

Konventionelle Dieselmotoren sind physikalisch in ihrer maximalen Drehzahl begrenzt. Dies ist auf den Zündverzug des Dieselmotorkraftstoffes und damit auf die Zeitskalen, innerhalb welcher die chemischen Reaktionen ablaufen, zurückzuführen. Durch die mit einer Erhöhung der

Drehzahl einhergehenden Reduzierung der Zeit/°KW, muss im konventionellen Betrieb bei höheren Drehzahlen der ABHE in °KW nach früh verschoben werden. Daraus folgt, dass sich bei einem fest vorgegebenem ABHE und einer Drehzahlerhöhung die Verbrennung nach spät verschiebt. Der sich dadurch einstellende verlängerte Zündverzug in °KW entspricht allerdings einem verkürzten ZV in ms. In Abbildung 4.13 ist die Zeitspanne zwischen dem Beginn der ersten Niedertemperaturreaktionen bei ca. 600K und dem Einsetzen der Hochtemperaturreaktionen sowohl in °KW als auch in ms dargestellt. Im Verlauf der Massenmitteltemperatur lässt sich darüber hinaus ein schnelleres Ansteigen für die Messung bei 3000 min⁻¹ erkennen. Dies resultiert aus einem geringeren Wandwärmeverlust aufgrund der schnelleren Kompression und begründet die um 0.7 ms kürzere Zeitspanne bis zur Zündung bei 3000min⁻¹. In Abbildung 4.14 zeigt sich die um ca. 2 – 3 °KW spätere Lage der Hot Flame.

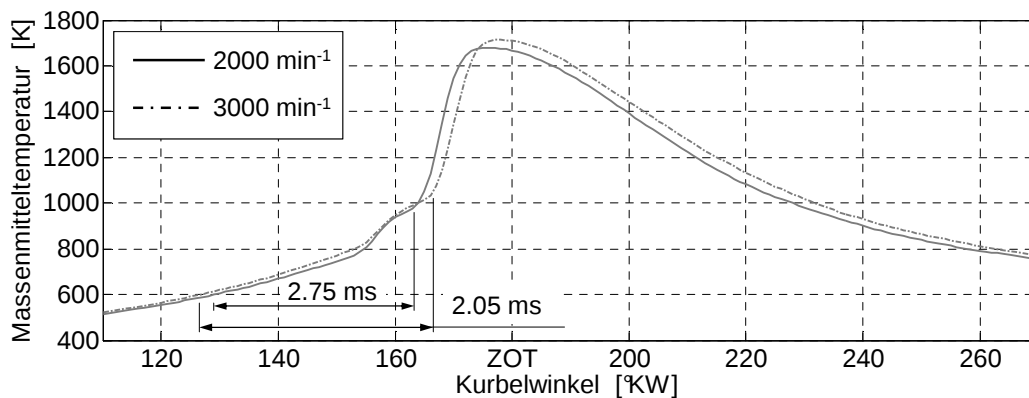


Abbildung 4.13: Massenmitteltemperatur, n-Heptan, Atomizer, 2000/4 & 3000/4, T₂: 60°C, AGR: 0%

Das Zündverhalten der Cool Flame verhält sich gegenüber dem der Hot Flame auffällig konstant über der Drehzahl. Über alle Kraftstoffe und AGR-Raten zeigt sich im Vergleich der Betriebspunkte 2000/4 und 3000/4 ein konstanter bis max. 1°KW früherer Brennbeginn. *Aroonsrisopon et al.* sowie *Ebrahimi et al.* bestätigen in Ihren Untersuchungen das Verhalten für niedrigere Drehzahlen [118] [119]. Die Stabilität des CF Brennbeginnes rührt von einer im Vergleich zur Zeitabhängigkeit hohen Temperaturabhängigkeit der Niedertemperaturreaktionen her.

Weiter auffällig ist die durch die Drehzahlerhöhung geringere Wärmefreisetzung während der Cool Flame (vgl. Abbildung 4.14). In Untersuchungen von *Bunting et al.* reduziert sich der CF-Wärmeeintrag von 900 auf 2700 min⁻¹ um ca. 50% [120]. Weiter zeigen diese Untersuchungen eine konstante mittlere Wärmefreisetzung über der Zeit (J/ms) für unterschiedliche Drehzahlen. Da die Reaktionen, welche die Niedertemperaturreaktionen verursachen, thermodynamisch nicht mehr bevorzugt ablaufen, wenn die Zylindertemperaturen ausreichend hoch

genug sind, kommt es zu einem zeitlich früheren Stillstand der CF, und dadurch zu einem geringeren totalen Wärmeeintrag der CF bei höheren Drehzahlen.

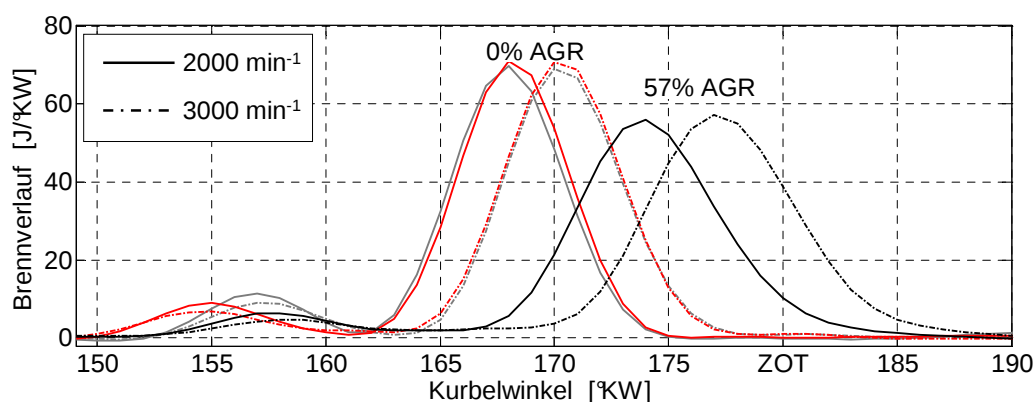


Abbildung 4.14: Brennverlauf, n-Heptan / Diesel 2 / CEC-RF., Atomizer, 2000/4 & 3000/4, T2: 60°C

4.5 Einfluss des Kraftstoffes

Abhängig von den Variationsparametern Ansteuerbeginn, Drehzahl, eingespritzte Menge, Saugrohrtemperatur und dem verwendeten Kraftstoff, ergab sich ein unterschiedlicher nutzbarer AGR-Bereich. Abbildung 4.15 zeigt beispielhaft dieses Verhalten für den Betriebspunkt 2000/4 bei 40°C Saugrohrtemperatur und einem ABHE von 15°KW v.OT. Der zur Verfügung stehende AGR-Bereich bei Untersuchungen mit den Kraftstoffen Naphtha 1 und Kerosin 1 zeigt deutliche Unterschiede zu den AGR-Bereichen der übrigen Kraftstoffe. So konnten diese im betrachteten Betriebspunkt ohne AGR getestet werden, ohne den maximal zulässigen Druckgradienten von 10 bar/°KW zu überschreiten. Dies resultierte aus der niedrigen Cetanzahl und der damit bereits bei niedrigen AGR-Raten einhergehenden, relativ gesehenen, späten Verbrennungslage. Bei hohen AGR-Raten sind diese beiden Kraftstoffe aus demselben Grund durch die daraus resultierende abnehmende Verbrennungsstabilität beschränkt. Der in anderen Betriebspunkten fahrbare AGR-Bereich kann den Diagrammen im Anhang (Kapitel 9.1) entnommen werden.

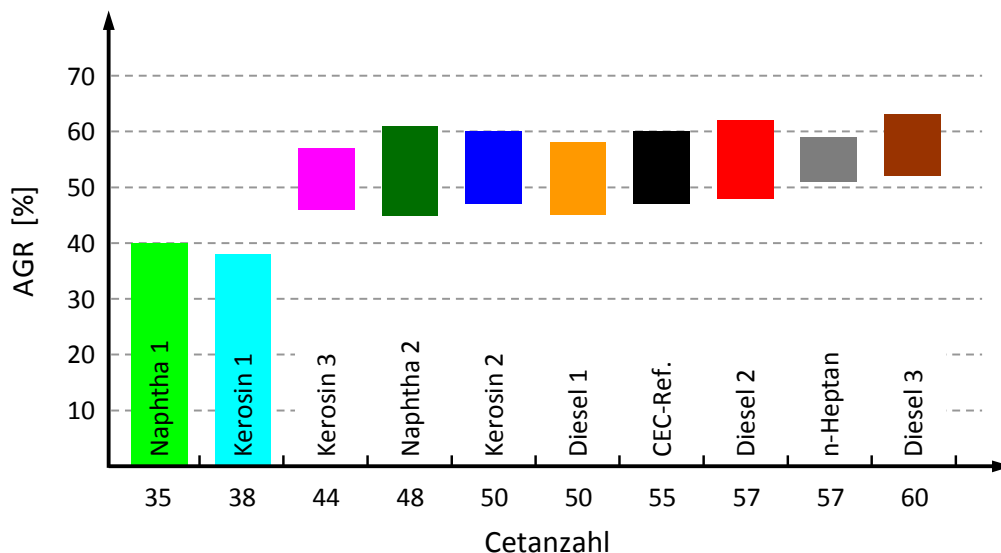


Abbildung 4.15: Fahrbarer AGR-Bereich, ABHE: 15°KW v.OT, 2000/4, T2: 40°C

Die gebräuchlichste Methode den Kraftstoffeinfluss auf das Selbstzündverhalten zu beschreiben, stellt die Bewertung der Kraftstoffe gemäß der Cetanzahl dar. Bei der nachfolgenden Betrachtung des Zündverhaltens wird deshalb vereinfachend von einem Cetanzahleinfluss gesprochen, wobei nicht vergessen werden soll, dass die getesteten Kraftstoffe neben der Cetanzahl sehr unterschiedliche Eigenschaften (Siedelinie, Zusammensetzung, Viskosität, etc.) besitzen, welche nicht vollständig durch die CZ abgebildet werden, aber dennoch das Zündverhalten beeinflussen.

Der generelle Trend eines abnehmenden Zündverzuges mit steigender Cetanzahl konnte unter allen Betriebsbedingungen gezeigt werden. Im dargestellten Beispiel (siehe Abbildung 4.16) lässt sich im teilhomogenen Betrieb bei der Applikation einer Blockeinspritzung bei 20°KW v.OT deutlich der Einfluss der Cetanzahl (CZ) auf den Zündverzug erkennen. Die Reihenfolge der Zündverzüge entspricht der von der Cetanzahl vorgegebenen Rangfolge. Allerdings ist ein eindeutig linearer Zusammenhang dabei nicht zu erkennen. So ergibt sich z.B. beim Übergang von Kerosin 1 auf Kerosin 3 bei einem ΔCZ von 7 ein Unterschied im Zündverzug von ca. 0.5ms. Dieselbe Differenz im Zündverzug ergibt sich allerdings auch für alle weiteren Kraftstoffe in einem CZ-Bereich von 44 bis 60. Dies entspricht bei 2000min⁻¹ einem Unterschied von max. 5°KW im Brennbeginn dieser 8 Kraftstoffe. Die in Abbildung 4.16 vorhandene Reihenfolge der Kraftstoffe im Zündverzug gemäß ihrer Cetanzahl zeigt sich nicht in allen teilhomogenen Punkten. Im Bereich der kleinsten Unterschiede im Zündverzug (CZ 48 bis 55) stellt sich teilweise je nach Betriebspunkt eine unterschiedliche Rangfolge bzgl. der Zündung ein, bzw. die Unterschiede sind nicht mehr auflösbar.

Bei den homogenen Messungen mit Atomizer zeigt sich ein ähnlich schmales Band in der Zündverzugszeit (siehe Abbildung 4.17). Hierbei tritt wiederum ein deutlicher Abstand von

Naphtha 1 und Kerosin 1 mit der niedrigsten Cetanzahlen zu den restlichen Kraftstoffen auf. Auch bei den homogenen Untersuchungen entspricht die Abstufung der Zündverzugszeiten größtenteils der durch die CZ vorgegebene Rangfolge. Einzig Naphtha 2 und n-Heptan stellen sich im Vergleich leicht verschoben dar. Als Ursache wird bei der, relativ gesehen, frühen Zündung von n-Heptan die mit Abstand höchste Wärmefreisetzung in der Cool Flame vermutet (vgl. Abbildung 4.18 & [121]). Der verzögerte Brennbeginn für Naphtha 2 kann evtl. über den extrem hohen Naphthen-Anteil von 46% erklärt werden, welcher laut [122] die LTHR der verbleibenden HC-Verbindungen reduziert.

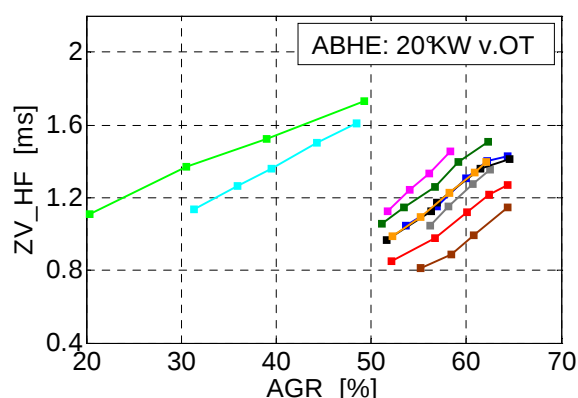


Abbildung 4.16: Zündverzug der HF, ABHE: 20°KW v.OT, 2000/4, T₂: 60°C

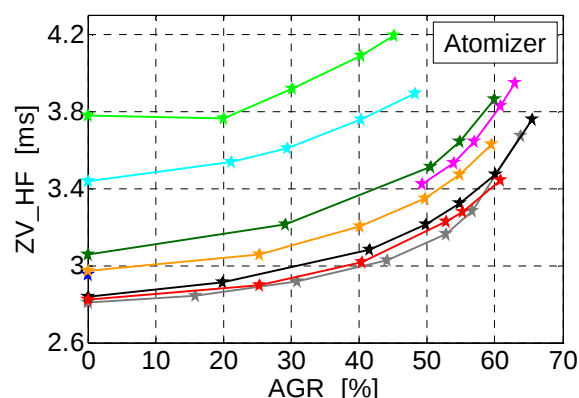


Abbildung 4.17: Zündverzug der HF, Atomizer, 2000/4, T₂: 60°C

Auch wenn ein eindeutig linearer Zusammenhang zwischen Zündverzug und Cetanzahl nicht erkennbar ist, kann durch die gewonnenen Ergebnisse, und unter Berücksichtigung der Genauigkeit des Prüfverfahrens zur Bestimmung der Cetanzahl, die Gültigkeit dieser Methode als Mittel zur Beschreibung eines qualitativen Trends im Zündverzug für die betrachteten Betriebsmodi bestätigt werden. Dieses Verhalten wird auch durch Untersuchungen von *Steinbach et al.* [123] und *Risberg* belegt [72]. Es muss allerdings beachtet werden, dass eine genaue Beurteilung der Zündfähigkeit von Kraftstoffen mit Hilfe der Cetanzahl im mittleren CZ-Bereich nicht zielführend ist, da in diesem Bereich kein signifikanter Unterschied im Zündverzug festgestellt werden konnte.

Besonderst überrascht hat die geringe Veränderung im Zündverhalten der Kraftstoffe bei dem Übergang von der teilhomogenen auf die homogenen Betriebsart. Dies ist insofern überraschend, als dass beim Übergang von einer überwiegend mischungskontrollierten zu einer rein reaktionskinetisch kontrollierten Verbrennung, ein stärkerer, sichtbarer Einfluss der Kraftstoffchemie erwartet wurde.

Der eben erwähnte Unterschied im Wärmeeintrag der Cool Flame, welcher mit die Lage der Hot Flame bestimmt, wird in Abbildung 4.18 anschaulich dargestellt. Deutlich zu erkennen ist ein relativ konstanter, quantitativ niedriger Wärmeeintrag durch die CF bei einem ABHE von 25°KW v.OT. Nach Meinung des Autors resultieren diese niedrigen und konstanten Werte aus der kurzen Zeitspanne zwischen der Einspritzung und dem Erreichen der Abbruchtemperatur der Niedertemperaturreaktionen, wodurch eine vollständige Ausprägung der Cool Flame unter-

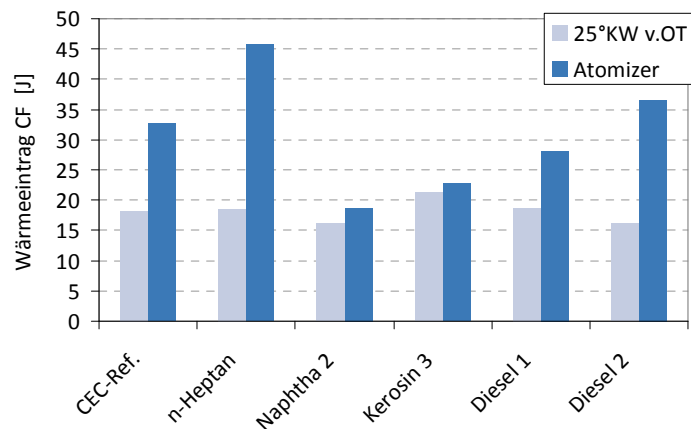


Abbildung 4.18: Wärmeeintrag CF, 2000/4, T₂: 80°C, AGR: 58%

bunden wird. Unter homogenen Bedingungen, und damit ausreichend vorhandener Zeit zur Ausbildung der Cool Flame, zeigen sich stärkere Unterschiede zwischen den Kraftstoffen. Besonders auffällig ist der hohe Wärmeeintrag bei n-Heptan, welcher als Ursache für die im Vergleich zu teilhomogenen Bedingungen schnellere Zündung der Hot Flame unter homogenen Bedingungen gesehen wird. Generell zeigt sich der in der Literatur beschriebene Trend einer höheren Wärmefreisetzung von paraffinischen Kraftstoffen (n-Heptan, Dieselmkraftstoffe) im Vergleich zu Kraftstoffen mit hohem Aromaten / Naphthen Gehalt [109] [122] [124]. Aufgrund der sehr unterschiedlichen Zusammensetzung (Kettenlänge, Isomerisierung, Aromaten und/oder Naphthen Anteil, etc.) der untersuchten Kraftstoffe, können die Unterschiede im Wärmeeintrag jedoch nicht uneingeschränkt den beschriebenen Effekten zugeordnet werden.

Charakterisierung des Zündverzuges in Abhängigkeit des Kraftstoffes

Der Zündverzug als charakteristische Zeit zwischen Einspritzbeginn und erster sichtbarer Wärmefreisetzung wird durch mehrere parallel ablaufende chemische und physikalische Prozesse bestimmt. Die physikalischen Prozesse beinhalten den Strahlaufbruch, die Tröpfchenbildung, die Lufterfassung (air entrainment) sowie die Verdampfung. Bei den chemischen Vorgängen handelt es sich um Vorreaktionen wie H-Abstraktion, O₂-Addition, Umlagerungsreaktionen, etc. welche letztendlich zur Selbstzündung des Gemisches führen. Wie im letzten Kapitel gezeigt, ist die dafür bisher gebräuchliche Form der Beschreibung der Selbstzündwilligkeit und damit des Zündverzuges mittels Cetanzahl, für eine ausreichend genaue Beschreibung unter homogenen Bedingungen nicht ausreichend.

Ziel des nachfolgenden Kapitels ist deshalb eine Charakterisierung der Selbstzündwilligkeit der untersuchten Kraftstoffe über eine rein kraftstoffabhängige Aktivierungsenergie. Mit dieser ermittelten Aktivierungsenergie soll eine wesentlich genauere Beschreibung der Zündwilligkeit und damit des Zündverzuges ermöglicht werden.

5.1 Zündintegral mit einem 1-Arrhenius-Ansatz

Untersuchungen bei konstanten Druck- und Temperaturbedingungen haben gezeigt, dass abgesehen von der Kraftstoffzusammensetzung, der Druck und die Temperatur, welchen das Kraftstoff-/Luftgemisch ausgesetzt ist, die geschwindigkeitsbestimmenden Parameter sind. Die Beschreibung des Zündverzuges erfolgt dabei üblicherweise über Arrhenius-Gleichungen der Form [125] (vgl. Kapitel 2.6):

$$\tau_{ZV} = c_1 \cdot p^{c_2} \cdot e^{\frac{E_A}{RT}} \quad (5.1)$$

Die in Kapitel 2.6 vorgestellten Ansätze, sowie weitere aus der Literatur bekannte Ansätze [126] [127] [128], unterscheiden sich hauptsächlich durch die verwendeten Parameter/Konstanten und durch den Betriebsbereich/Versuchsträger an welchen sie kalibriert wurden. Zusätzlich verwendet z.B. *Weisser* [129] einen mehrstufigen Ansatz, wodurch dem typischen 2-stufigen Zündverhalten bei dieselähnlichen Kraftstoffen Rechnung getragen wird.

Zur Beschreibung des Zündverzuges wurde in diesem Projekt auf den aktuellsten Ansatz nach *Barba* zurückgegriffen, welcher modifiziert wurde. Es wurde auf einen mehrstufigen Ansatz bewusst verzichtet, um eine möglichst einfach handhabbare Formulierung zu schaffen, welcher mit einer einzigen skalaren Größe die Kraftstoffabhängigkeit widerspiegeln kann. Zusätzlich stützen die schnellere und bessere Parameteranpassung sowie Untersuchungen zum Anteil der verschiedenen Regime (CF, NTC, HF) an der Zündung (vgl. Kapitel 5.3), die Verwendung des einfacheren 1-Arrhenius-Ansatzes. Es muss angemerkt werden, dass durch die vorgenommene Vereinfachung, die Anteile der einzelnen Temperaturregime an der Zündung nicht einzeln berücksichtigt werden, sondern zusammengefasst abgebildet werden.

Ansatz nach *Barba* [80]:

$$\tau_{ZV} = \tau_{phys.} + \tau_{chem.} \quad (5.2)$$

mit

$$\tau_{chem.} = c_1 \cdot \left(\frac{p_Z}{p_0} \right)^{c_2} \cdot \lambda^{c_3} \cdot e^{\frac{T_A}{T_Z}} \quad (5.3)$$

Darin berücksichtigt $\tau_{phys.}$ den physikalischen Zündverzug, durch λ wird eine schwache Abhängigkeit von der Qualität des Kraftstoff-/Luftgemisches eingeführt und T_A stellt eine Aktivierungstemperatur dar. Der Referenzdruck p_0 wurde auf 1 bar gesetzt, bei c_1 bis c_3 handelt es sich um Konstanten.

Modifikationen:

aus $T_A = \frac{E_A}{R}$ sowie mit $pV = mRT$ folgt:

$$\tau_{chem.} = c_1 \cdot \left(\frac{p_Z}{p_0} \right)^{c_2} \cdot \lambda^{c_3} \cdot e^{m_Z \cdot \frac{E_A}{(p \cdot V)_Z}} \quad (5.4)$$

Durch die Umformung wird zum einen die Aktivierungsenergie als zentrale Größe in den Zähler des Exponenten gestellt, sowie die normalerweise aus einer Druckverlaufsanalyse gewonnene Zylindertemperatur (T_Z) durch die direkt bestimmbaren Größen Zylinderdruck, Zylindervolumen und Zylinderladung ersetzt.

Zusätzlich wurde der physikalische Zündverzug auf 0.05 ms gesetzt, da sich nach [80] dieser Anteil im untersuchten Raildruckbereich kaum verändert, und die Abhängigkeit vom Kraftstoff-/Luftverhältnis zugunsten einer linearen Abhängigkeit vom Sauerstoffverhältnis bei „Einlass schließt“ ersetzt. Dies führt zu dem folgendem und im Weiteren verwendeten 1-Arrhenius-Ansatz:

$$\tau_{chem.} = c_1 \cdot \left(\frac{p_Z}{p_0} \right)^{c_2} \cdot \frac{[O_{2_Luft}]}{[O_{2_ES}]} \cdot e^{m_Z \cdot \frac{E_A}{(p \cdot V)_Z}} \quad (5.5)$$

Die dabei für alle Rechnungen verwendeten Konstanten sind:

Tabelle 5.1: Konstanten 1-Arrhenius Ansatz

	c_1	c_2	p_0	O_{2_Luft}
Einheit	s	–	bar	%
	1.E-05	-1.2	1	20.94

Für die Verwendung des beschriebenen Ansatzes unter motorischen Bedingungen – p, T-Verlauf – wird das in Kapitel 2.6 vorgestellte Zündintegral verwendet. Damit kann auf Basis des vorgestellten Ansatzes und anhand der gemessenen Daten, sowie den daraus bestimmten Zündverzügen, die Variable „Aktivierungsenergie“ iterativ für jeden Messpunkt bestimmt werden.

Abbildung 5.1 zeigt das Verhalten der Aktivierungsenergie für den mittleren Lastpunkt bei 60°C Saugrohrtemperatur. Im Bereich der teilhomogenen Untersuchungen ist von 15 auf 25°KW v.OT ein Absinken der Aktivierungsenergie zu erkennen und zusätzlich eine Verän-

derung in der Steigung. Bei einem ABHE von 15°KW v.OT zeigt sich ein neutrales Verhalten der Aktivierungsenergie über der AGR-Rate, während bei 25°KW v.OT ein Ansteigen über der AGR-Rate zu erkennen ist. Das uneinheitliche Verhalten der Aktivierungsenergie im teilhomogenen Bereich resultiert aus der unterschiedlichen Interaktion von Gemischbildung und einsetzender Verbrennung und zeigt die Grenzen des Ansatzes bei Verwendung eines festen Parametersatzes auf.

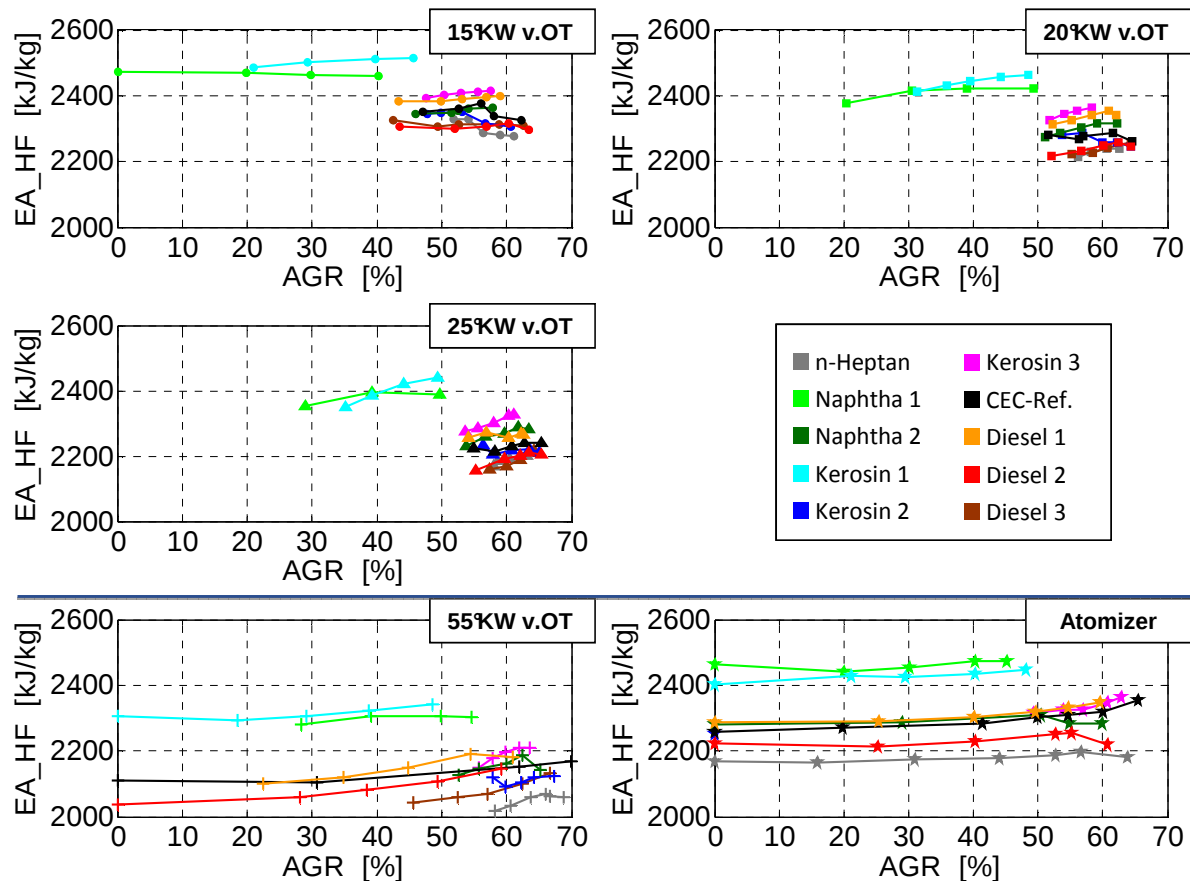


Abbildung 5.1: Aktivierungsenergie der Hot Flame, 2000/4, T2: 60°C

Die Schwierigkeiten beim kontrollierten Betrieb des Einzylinderaggregates mit einem ABHE von 55°KW v.OT aufgrund von Zylinderdruckoszillationen / Klopfen bei hohen Lasten / Saugrohrtemperaturen, schlechter Verbrennungsstabilität und hoher Ölverdünnung zeigen sich auch in einem uneinheitlichen Verhalten der Aktivierungsenergie. Durch eine weitere Homogenisierung mittels Atomizer konnte eine wesentlich höhere Stabilität erzielt werden. Die Aktivierungsenergie steigt von 55°KW v.OT hin zu den Untersuchungen mit Atomizer an. Die Gründe hierfür liegen in der homogenen Kraftstoff-/Luftverteilung, dem etwas verlängerten Zündverzuges und der höheren Zylindertemperaturen. Bei maximaler Homogenisierung zeigt sich deutlich ein sehr konstantes Verhalten der Aktivierungsenergie über der AGR-Rate. Aufgrund des dargelegten uneinheitlichen Verhaltens der Aktivierungsenergie in den

teilmöglichen Betriebspunkten und dem klaren Fokus dieses Forschungsvorhabens auf eine maximale Homogenisierung, werden im Weiteren ausschließlich die Untersuchungen mit Atomizer betrachtet.

Abbildung 5.2 und Abbildung 5.3 zeigen ein ebenfalls unabhängiges Verhalten der Aktivierungsenergie gegenüber der Saugrohrtemperatur und der eingespritzten Energie.

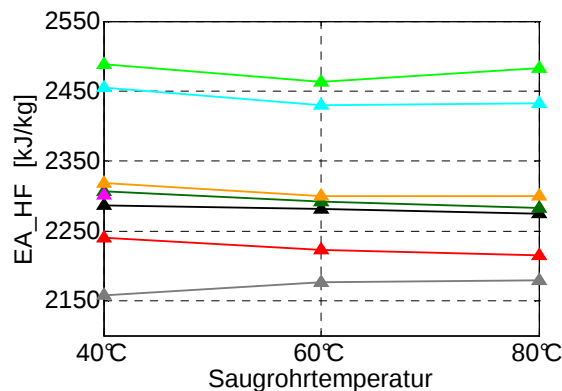


Abbildung 5.2: Aktivierungsenergie HF, Atomizer, 2000/4, AGR: 35%

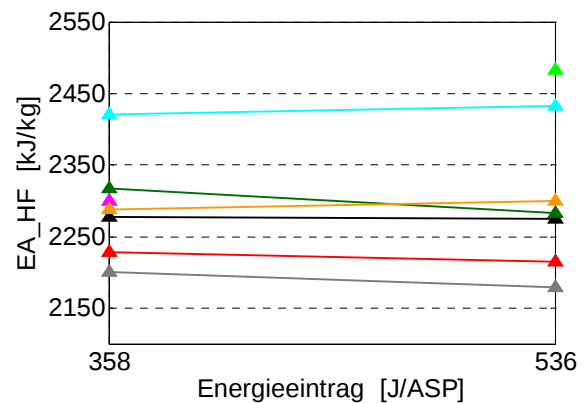


Abbildung 5.3: Aktivierungsenergie HF, Atomizer, 2000min⁻¹, T₂: 80°C, AGR: 35%

Die Darstellung der Aktivierungsenergie über der AGR-Rate für alle untersuchten Betriebspunkte ist im Anhang (Kapitel 9.2) zu finden.

Aufgrund des dargestellten konstanten Verhaltens der Aktivierungsenergie wurde je Kraftstoff für die homogenen Untersuchungen das arithmetische Mittel und die prozentuale Standardabweichung der Aktivierungsenergie bestimmt (siehe Tabelle 5.2). Einzig der Betriebspunkt 2000/6 wurde wegen der geringen Anzahl der zur Verfügung stehenden Messpunkte und den instabilen Betriebsbedingungen aufgrund der Lage an der HCCI-Lastgrenze nicht berücksichtigt. Die fehlende Angabe der Standardabweichung beim Kraftstoff Diesel 3 resultiert aus nur einer möglichen Messung, aufgrund starker Verkokung des Kraftstoffes im Atomizer.

Tabelle 5.2: arithmetisches Mittel und prozentuale Standardabweichung der Hot Flame Aktivierungsenergie der Atomizermesspunkte

	E_A arithmetisches Mittel	E_A Standardabweichung
Einheit	kJ/kg	%
CEC-Ref.	2298	1.07
n-Heptan	2205	1.31
Naphtha 1	2473	0.72
Naphtha 2	2322	1.27
Kerosin 1	2437	0.97
Kerosin 2	2276	1.13
Kerosin 3	2319	1.04
Diesel 1	2321	1.07
Diesel 2	2248	1.23
Diesel 3	2219	–

Die prozentuale Standardabweichung von $< 1.5\%$ bestätigt den bereits beschriebenen Trend einer konstanten Aktivierungsenergie bei den homogenen Untersuchungen.

Aufgrund des gezeigten konstanten Verhaltens der Aktivierungsenergie gegenüber den Einstellparametern AGR, Saugrohrtemperatur und eingespritzter Energiemenge, vermutet der Autor eine alleinige Abhängigkeit der Aktivierungsenergie vom verwendeten Kraftstoff. Damit eignet sich die gefundene Größe zur betriebspunktunabhängigen Beschreibung des Selbstzündverhaltens von Kraftstoffen unter homogenen Bedingungen.

5.2 Validierung des 1-Arrhenius-Ansatzes

Zur Überprüfung des Ansatzes und der ermittelten mittleren Aktivierungsenergien wurden diese im Zündintegral mit den jeweiligen p,T-Verläufen der gemessenen Punkte verwendet, um den Zündverzug zu berechnen. Abbildung 5.4 und Abbildung 5.5 zeigen das Verhalten der gerechneten Zündverzüge gegenüber den experimentell ermittelten ZV über der AGR-Rate für die Betriebspunkte 2000/2 und 2000/4. In beiden Betriebspunkten zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen und berechneten Zündverzügen.

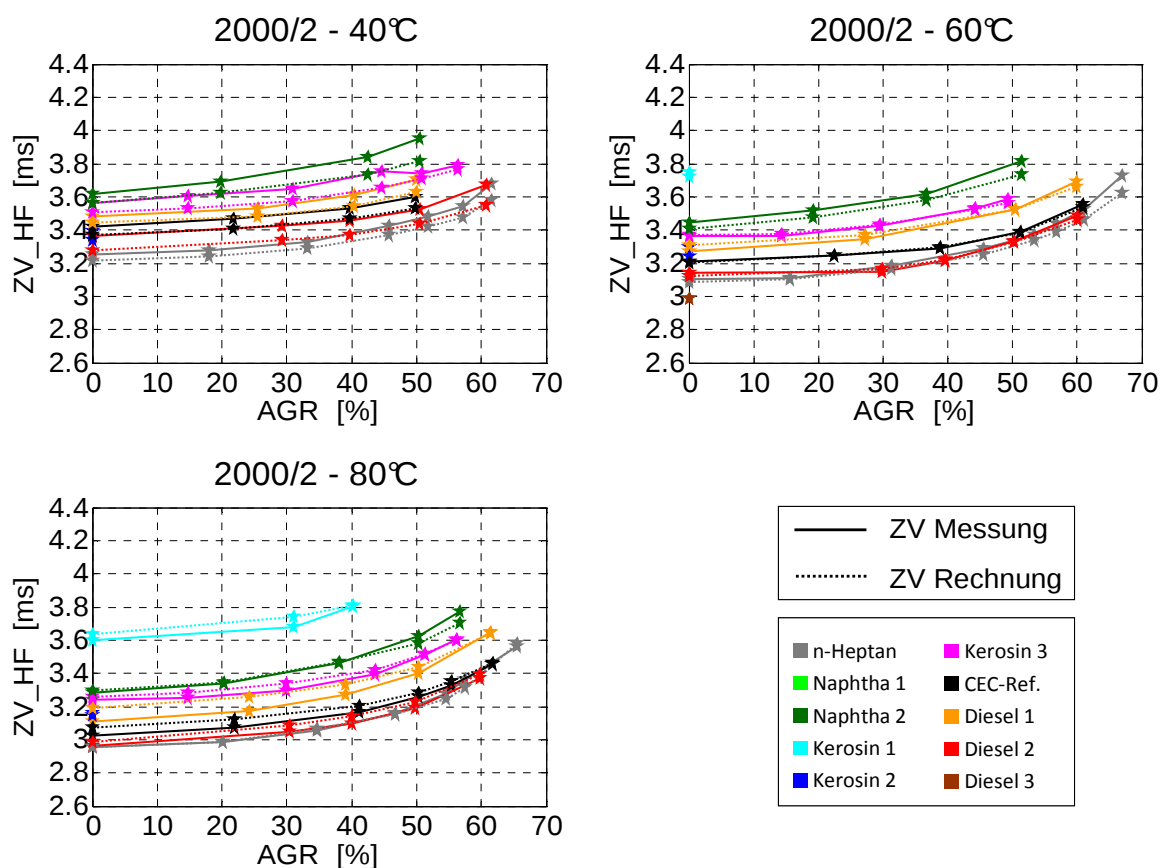


Abbildung 5.4: ZV gemessen / ZV mit $\bar{E}_A$ berechnet, Atomizer, 2000/2, AGR-Variation

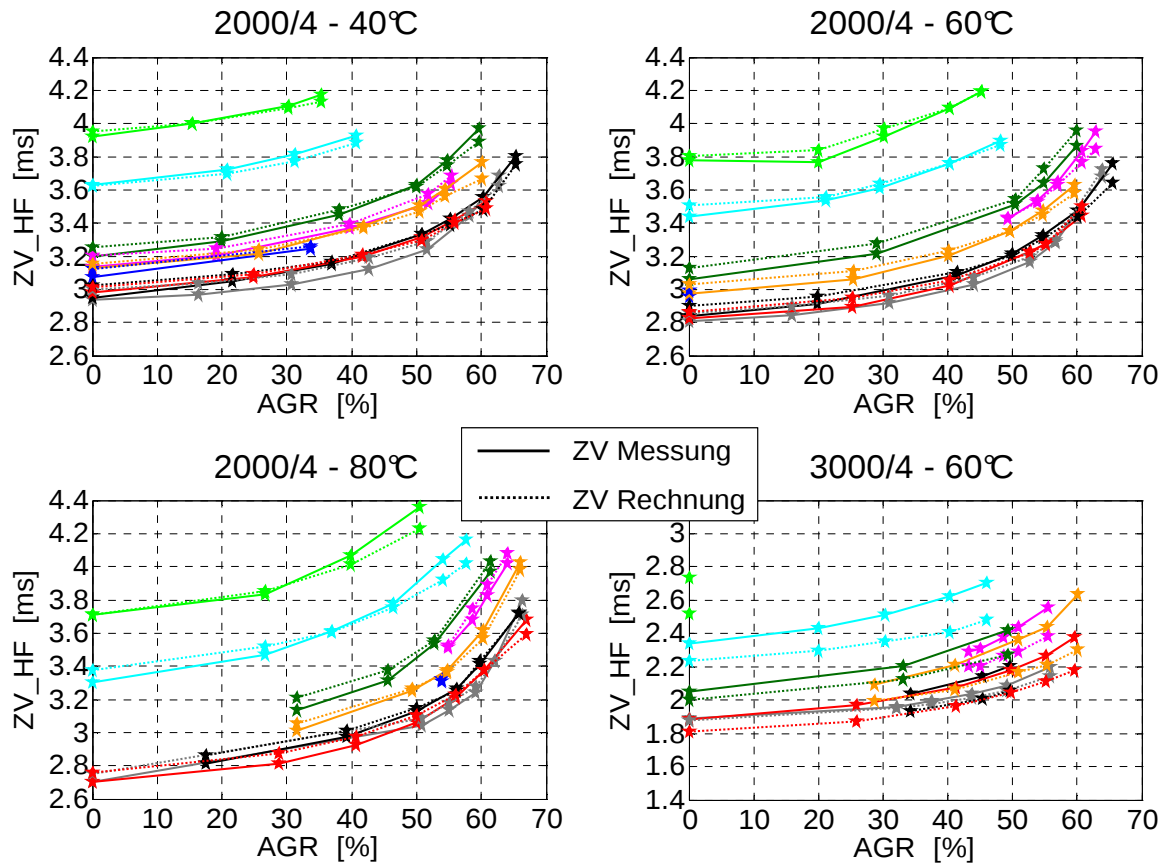


Abbildung 5.5: ZV gemessen / ZV mit $\bar{E}_A$ berechnet, Atomizer, 2000/4, AGR-Variation

Zur besseren Beurteilung der Abweichung von Messung und Rechnung wurden der maximale relative Fehler und der mittlere relative Fehler bestimmt.

$$\text{max. Fehler [\%]} = \frac{|\Delta ZV_{\text{Rechnung-Messung}}|_{\text{max}}}{ZV_{\text{Messung_max}} - ZV_{\text{Messung_min}}} \cdot 100\% \quad (5.6)$$

$$\text{mittlerer Fehler [\%]} = \frac{|\Delta ZV_{\text{Rechnung-Messung}}|_{\text{Mittelwert}}}{ZV_{\text{Messung_max}} - ZV_{\text{Messung_min}}} \cdot 100\% \quad (5.7)$$

Tabelle 5.3: relativer maximaler & mittlerer Fehler zwischen ZV-Messung und -Rechnung

	Einheit	CEC-Ref.	n-Heptan	Naphtha 1	Naphtha 2	Kerosin 1	Kerosin 2	Kerosin 3	Diesel 1	Diesel 2
max. Fehler	%	12.1	9.5	20.2	15.2	16.2	13.7	12.0	9.5	12.3
mittlerer Fehler	%	3.5	3.8	5.2	6.0	4.9	7.9	4.4	3.8	4.0

Auch hier zeigt sich für die untersuchten homogenen Betriebspunkte eine gute Korrelation zwischen Messung und den mittels 1-Arrhenius-Ansatz im Zündintegral bestimmten Zündverzügen.

5.3 Gültigkeit des 1-Arrhenius-Ansatzes

Die Frage nach dem Grund für die gute Korrelation eines 1-Arrhenius-Ansatzes, bei bekannter 2-stufiger Wärmefreisetzung der homogenen Dieselerbrennung, führt auf eine Bestimmung des Regimes (Cool Flame oder Hot Flame), in welchem sich die Zündung im Einzylinder PKW Motor hauptsächlich abspielt. Dazu wird zum einen der innerhalb des Clusters in einem Partnerprojekt auf Basis von Stoßwellenrohrmessungen [114] generierte 3-Arrhenius-Ansatz [130] verwendet und zum anderen, ein Verfahren zur Bestimmung eines repräsentativen Druckes und einer repräsentativen Temperatur aus den p, T-Verläufen des Motors.

Mit Hilfe des 3-Arrhenius-Ansatzes, welcher eine hervorragende Übereinstimmung mit den Stoßwellenrohrexperimenten zeigt, kann für ein vorgegebenes ϕ und N_2/O_2 -Verhältnis der Zündverzug abhängig von Druck und Temperatur bestimmt werden. Abbildung 5.6 zeigt dies

beispielhaft für n-Heptan. Aufgrund der Einschränkung der Stoßwellenrohrexperimente hinsichtlich hochsiedender Kraftstoffe (CEC-Ref., Diesel 1-3) liegen nur für die Kraftstoffe n-Heptan, Naphtha 1 & 2 und Kerosin 1-3 die 3-Arrhenius-Modelle vor. Deshalb beschränkt sich die Aussage und Darstellung auf diese.

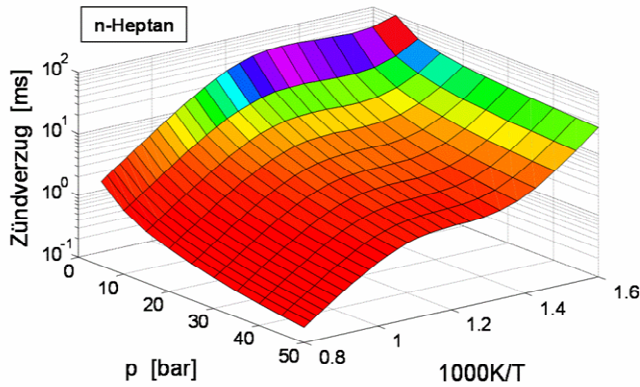


Abbildung 5.6: 3-Dimensionale Ansicht der Fläche des Zündverzuges von n-Heptan

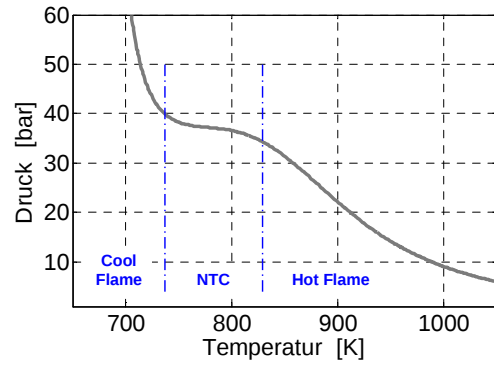


Abbildung 5.7: Isolinie gleichen Zündverzuges

Für einen vorgegebenen Zündverzug kann aus der 3-dimensionalen Darstellung des Zündverzuges eine Isoline gleichen Zündverzuges über p und T ermittelt, und wie in Abbildung 5.7 dargestellt werden. Darin sind die 3 unterschiedlichen Temperatur-Regime deutlich zu erkennen. Für die Bestimmung des Regimes, in welchem sich der Selbstzündvorgang überwiegend abspielt, müssen zur Vergleichbarkeit aus den Zylinderdruck- und Zylindertemperatur-Verläufen der motorischen Untersuchungen konstante p_{ref} und T_{ref} bestimmt werden, welche für einen vorgegebenen Zündverzug die selbe integrale Summe ergeben, wie die motorische p , T -Historie. Die Formulierung des dazu verwendeten Ansatzes nach *Douaud et al.* [131] und *Yates et al.* [132] lautet:

$$\frac{ZV_{3Arrh}}{\tau(p_{ref}, T_{ref})} = \int \frac{1}{\tau} dt \quad (5.8)$$

Mit dem 3-Arrhenius-Ansatz aus dem Partnerprojekt [130]:

$$\int \frac{1}{\tau} dt = 1 \quad \& \quad \tau = \left(\frac{1}{\tau_1 + \tau_2} + \frac{1}{\tau_3} \right)^{-1} \quad (5.9)$$

und

$$p_{ref}, T_{ref} \in \text{motorischer } p, T\text{-Verlauf}$$

folgt:

$$ZV_{3Arrh} = \left(\frac{1}{\tau_1(p_{ref}, T_{ref}) + \tau_2(p_{ref}, T_{ref})} + \frac{1}{\tau_3(p_{ref}, T_{ref})} \right)^{-1} \quad (5.10)$$

Im Unterschied zu Ansätzen aus der Literatur wird für jeden Messpunkt der mit Hilfe des Zündintegrals ermittelte ZV_{3Arrh} anstatt eines repräsentativen Zündverzuges (t_{ref}) [132] oder eines KW konstanten Zeitintervalls [131] verwendet. Dies hat den Vorteil, dass für jeden einzelnen Messpunkt die entsprechende Isolinie zur Verfügung steht und so eine aussagekräftige Beurteilung des Regimes ermöglicht. Der ZV_{3Arrh} wurde gewählt, um die Forderung nach $\int \frac{1}{\tau} dt = 1$ zu erfüllen. Bei Verwendung des gemessenen Zündverzuges erreicht das Zündintegral mit dem 3-Arrhenius-Ansatz nach Ablauf des ZV noch nicht den Wert 1, da der anhand der motorischen p, T -Verläufe berechnete ZV_{3Arrh} einen konstanten Versatz von ca. 0.3 ms zur Messung aufweist. Dieser Offset kann teilweise aus der fehlenden Berücksichtigung der Temperaturschichtung im Zylinder, bei Verwendung der für Dieselmotoren üblichen 1-zonigen Druckverlaufsanalyse, erklärt werden. Das qualitative motorische Selbstzündverhalten wird dennoch ausgezeichnet wiedergegeben was die Verwendung des ZV_{3Arrh} ermöglicht.

Zusätzlich belegt der geringe Versatz und vor allem die gute Abbildung der betriebspunktabhängigen Trends des am Stoßwellenrohr unter ideal homogenen Bedingungen kalibrierten 3-Arrhenius-Ansatzes, dass eine Übertragbarkeit der am Stoßwellenrohr gemessenen ZV auf einen realen Motor im HCCI-Betrieb möglich ist [130]. Diese Übertragbarkeit zeigt darüber hinaus deutlich die hohe erzielbare, motorische Gemischhomogenität durch die externe Gemischbildung mittels Atomizer.

Abbildung 5.8 und Abbildung 5.9 erlauben für unterschiedliche Kraftstoffe und Betriebspunkte eine Beurteilung des Zündregimes, in welchem sich die Hot Flame Zündung hauptsächlich abspielt. Für alle Kraftstoffe und Betriebspunkte liegen p_{ref} und T_{ref} deutlich im Hot Flame Regime. Kraftstoffe mit geringer Wärmefreisetzung in der Cool Flame (Abbildung 5.9: Kerosin 3) zeigen in ihren Isolinien keinen bzw. einen nur sehr schwach ausgeprägten NTC-Bereich. Dabei zeigt sich tendenziell, dass bei steigender Last und damit zunehmender Kraft-

stoffkonzentration, $p_{\text{ref}} / T_{\text{ref}}$ näher am NTC Bereich liegen. Dieses Verhalten wurde erwartet, da mit zunehmendem ϕ eine höhere Wärmefreisetzung durch die Cool Flame erfolgt. Dennoch zeigt sich auch bei den hier nicht dargestellten 2000/6er Punkten, dass p_{ref} und T_{ref} noch im Bereich der Hot Flame liegen. Mit steigender Saugrohrtemperatur nimmt ebenfalls der Wärmeeintrag durch die Cool Flame ab, was wiederum tendenziell dazu führt, dass sich $p_{\text{ref}} / T_{\text{ref}}$ deutlicher im Hot Flame Regime befinden.

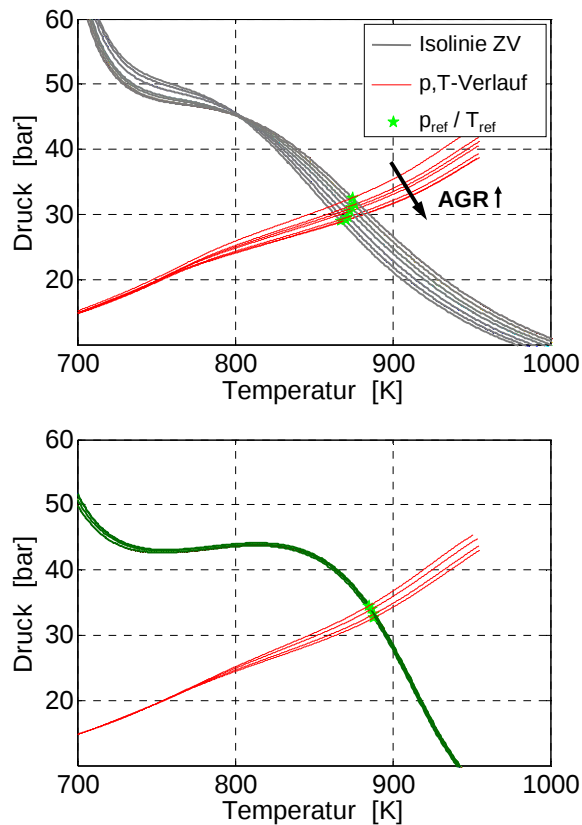


Abbildung 5.8: Evaluation Zündregime, n-Heptan (oben), Naphtha 2 (unten), Atomizer, 2000/2, T2: 40°C, AGR-Variation

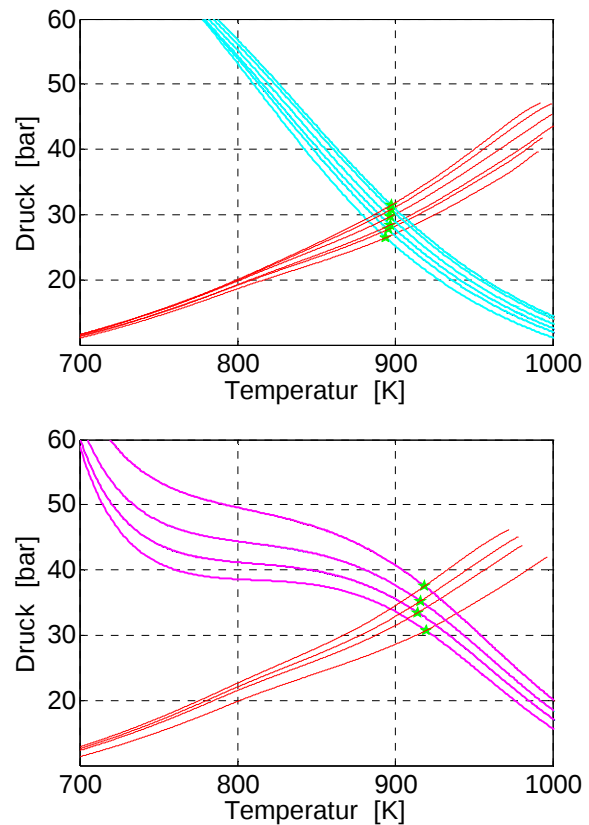


Abbildung 5.9: Evaluation Zündregime, Kerosin 1 (oben), Kerosin 3 (unten), Atomizer, 2000/4, T2: 80°C, AGR-Variation

Zusammenfassend konnte gezeigt werden, dass sich bei allen Kraftstoffen – welche mittels 3-Arrheniusansatz modelliert werden konnten – die Selbstzündung in allen untersuchten Betriebspunkten überwiegend im Hot Flame Regime abspielt. Mit diesem, nicht in diesem Maße erwarteten Verhalten, kann die gute Korrelation des 1-Arrhenius-Ansatzes begründet werden.

5.4 Grenzen des 1-Arrhenius-Ansatzes

Neben der aufgezeigten guten Korrelation zwischen dem gemessenen Zündverzug und dem mittels Zündintegral und mittlerer Aktivierungsenergie gerechneten Zündverzug, soll auch auf die Grenzen des beschriebenen Ansatzes hingewiesen werden.

Wie bereits in Kapitel 5.1 dargestellt, beschreibt das Modell nicht die einzelnen Regime des 2-stufigen Selbstzündvorganges, sondern bildet diese zusammengefasst ab. Für den in diesem Forschungsvorhaben verwendeten PKW-Einzyliermotor konnte für die untersuchten Betriebspunkte gezeigt werden, dass die Selbstzündung zum großen Teil im Hot Flame Regime stattfindet, womit sich die guten Ergebnisse des 1-Arrhenius-Ansatzes begründen lassen. Aus Sicht des Autors kann dies nicht pauschal für alle Motor / Betriebspunkt Kombinationen angenommen werden, weshalb eine Validierung des Zündregimes als wichtig erachtet wird.

Zusätzlich beschränkt sich der vorgestellte Ansatz auf Untersuchungen mit externer Gemischbildung, sprich maximaler Homogenisierung. Wie in Abbildung 5.1 zu erkennen ist, unterscheidet sich die ermittelte Aktivierungsenergie bei Verwendung der Direkteinspritzung und unterschiedlichem ABHE vom homogenen Fall. Dadurch entsteht eine Abhängigkeit der Aktivierungsenergie von dem eingesetzten Einspritzsystem, welche die Kraftstoffabhängigkeit überdeckt. Dies bedeutet, dass der entwickelte Ansatz nicht über den vorgesehenen Fall maximaler Homogenisierung hinaus, für z.B. teilhomogene Betriebspunkte mit unterschiedlichem Einspritzsystem / Einspritzstrategie, anwendbar ist.

Eine weitere Grenze des 1-Arrhenius-Ansatzes ist die fehlende Vorhersagefähigkeit des Zündverzuges der Hot Flame auf Basis von p, T -Verläufen aus Schleppmessungen / Schlepprechnungen (vgl. Abbildung 5.10). Dies resultiert aus der fehlenden Abbildung des Wärmeeintrages der Cool Flame im p, T -Verlauf der Schleppmessung. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit erfolgt deshalb die Erstellung eines empirischen Ansatzes zur Modellierung des Ersatzbrennverlaufes für die Cool Flame in Abhängigkeit der Randbedingungen (Kraftstoff, Saugrohrtempe-

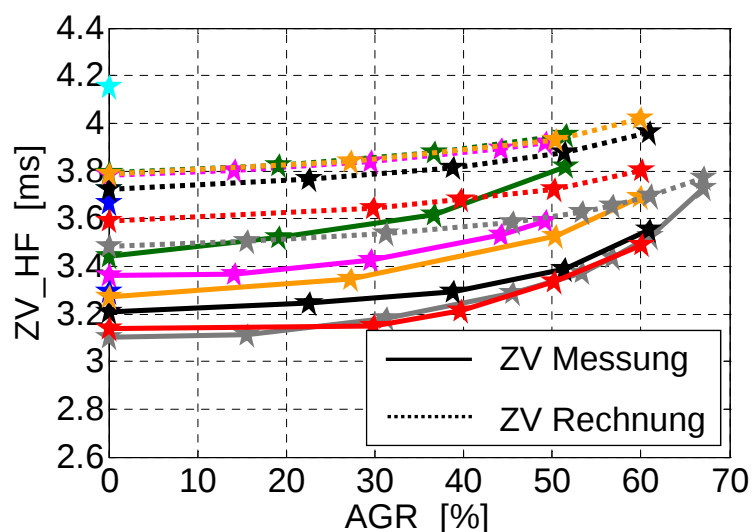


Abbildung 5.10: Vergleich Messung mit gerechnetem ZV auf Basis von E_A und eines Schleppverlaufes (p, T), Atomizer, 2000/2, T_2 : 60°C, AGR-Variation

ratur, ϕ , AGR). In Kombination mit einem, auf den Brennbeginn der CF abgestimmten 1-Arrhenius-Ansatz, lässt sich damit die Temperatur- und Druckerhöhung durch die CF abbilden und der ZV der Hot Flame bestimmen.

5.5 Vergleich Cetanzahl / Aktivierungsenergie

Die Eignung der Cetanzahl für eine Beurteilung des qualitativen Trends im Zündverhalten unterschiedlicher Kraftstoffe im homogenen Betrieb konnte in den durchgeführten motorischen Untersuchungen (vgl. Kapitel 4) im Kern bestätigt werden. Dabei war die Cetanzahl in der Lage, die Trends im Zündverzug der Kraftstoffe qualitativ zu beschreiben. Allerdings muss darauf hingewiesen werden, dass eine genaue quantitative Beurteilung der Zündfähigkeit von Kraftstoffen anhand ihrer Cetanzahl im mittleren CZ-Bereich nicht zielführend ist, da in diesem Bereich kein signifikanter Unterschied im Zündverzug festgestellt werden konnte. Dies bedeutet, dass unter Berücksichtigung der im CFR-Verfahren erzielbaren Vergleichbarkeit, bei max. homogenen Bedingungen davon ausgegangen werden kann, dass die Cetanzahl den Trend im Verhalten der Kraftstoffe beschreibt. Allerdings impliziert diese im mittleren CZ-Bereich einen Unterschied der Zündverzugszeit, welcher so nicht in den Experimenten nachgewiesen werden konnte.

Aufgrund dieser Schwäche der Cetanzahl wurde ein einfach zu handhabender 1-Arrhenius-Ansatz aufgegriffen und modifiziert. In Kombination mit einem Zündintegral konnte dadurch eine mittlere Aktivierungsenergie für jeden Kraftstoff im homogenen Betrieb ermittelt werden. Diese, gegenüber äußeren Einflüssen (AGR, T_2 , Energieeintrag) überraschend konstante Kennzahl ermöglicht eine kraftstoffspezifische Charakterisierung des Zündverhaltens. Untersuchungen bzgl. des Zündregimes und des mittleren Fehlers belegen die Gültigkeit des gefundenen Ansatzes für die Kombination aus untersuchten Kraftstoffen, verwendeten Betriebspunkten und Motor. Es soll darauf hingewiesen werden, dass eine generelle Gültigkeit des Ansatzes - vorbehaltlich weiterer Untersuchungen - nicht bestätigt werden kann. Änderungen an der Motorgeometrie, die Verwendung eines anderen „Einspritzsystems“ zur Homogenisierung des Kraftstoff- / Luftgemisches, etc. könnten zur Folge haben, dass sich die für jeden Kraftstoff gefundene Aktivierungsenergie ändert, bzw. sich die Zündbedingungen weiter in Richtung NTC-Bereich verschieben, wodurch die Verwendung eines 1-stufigen Ansatzes nicht weiter als praktikabel erscheint.

Dennoch spricht die gefundene Genauigkeit und die ausgezeichnete Handhabbarkeit einer einzelnen, skalaren Größe zur Beschreibung des Zündverzuges für weitergehende Untersuchungen dieses Ansatzes.

Abbildung 5.11 zeigt die bestimmte mittlere Aktivierungsenergie der einzelnen Kraftstoffe über deren Cetanzahl. Ein tendenzieller Zusammenhang zwischen CZ und AE lässt sich erkennen, allerdings lässt sich keine eindeutige Abhängigkeit nachweisen. Das Verhalten der mittleren E_A im CZ-Bereich von 44-57 entspricht wesentlich besser der experimentell gemessenen Realität, mit nur kleinen Unterschieden im tatsächlichen Zündverzug (ms).

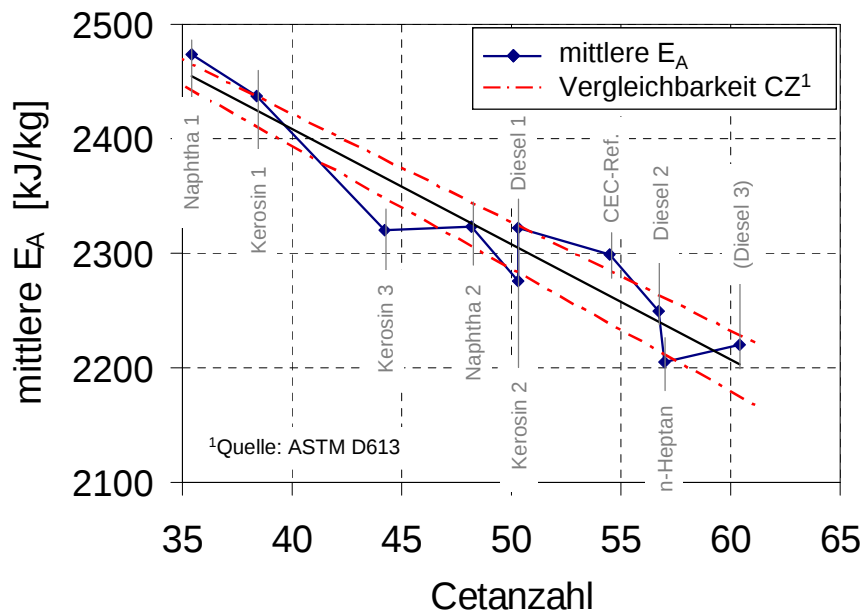


Abbildung 5.11: Vergleich $\overline{E_A}$ mit der Cetanzahl

Durch den beschriebenen Ansatz ergibt sich eine Möglichkeit, das Verhalten der Kraftstoffe über den gesamten untersuchten homogenen Bereich genauer zu beschreiben als dies bei Verwendung der Cetanzahl möglich ist.

Vorhersagefähiger Ansatz zur Beschreibung des Hot Flame Zündverzuges unter HCCI-Bedingungen

Wie im vorangehenden Kapitel dargelegt, kann die mittlere Aktivierungsenergie der untersuchten Kraftstoffe nicht zur vorhersagefähigen Bestimmung des Zündverzuges der Hauptwärmefreisetzung unter homogenen Bedingungen, auf Basis von Schleppverläufen, verwendet werden. Die Ursache hierfür liegt in der fehlenden Berücksichtigung der Wärmefreisetzung der Cool Flame. Die dadurch nicht abgebildete Erhöhung des Zylinderdruckes führt zu einer längeren Laufzeit des Zündintegrals bevor dieses den Wert 1 erreicht. Der sich daraus ergebende längere Zündverzug ist deutlich in Abbildung 5.10 zu erkennen.

Das Ziel ist folglich eine Arbeitsprozessrechnung (APR) um ein empirisches Cool Flame Modell zu ergänzen, um so den Einfluss des Wärmeeintrages auf den Verlauf des Zylinderdruckes abbilden zu können. Insgesamt sind deshalb folgende Schritte notwendig:

- Berechnung des Brennbeginns der Cool Flame.
- Auswahl eines geeigneten Ansatzes zur Bestimmung des Ersatzbrennverlaufes der CF
- Empirisches Modell zur Beschreibung des Ersatzbrennverlaufes unter geänderten Betriebsbedingungen.
- Arbeitsprozessrechnung mit dem vorausberechneten CF Ersatzbrennverlauf.
- Berechnung des HF Zündverzuges durch das Zündintegral.

Die notwendigen Schritte werden in den nachfolgenden Unterkapiteln ausführlich beschrieben.

6.1 Berechnung des Brennbeginns der Cool Flame

Die Bestimmung des Brennbeginns der Cool Flame erfolgt ebenso wie die Berechnung des Hot Flame Brennbeginns mit einem auf die CF angepassten 1-Arrhenius-Ansatz mit Zündintegral.

Ausgehend von Gleichung (5.5) und unter Berücksichtigung der Erkenntnisse aus Kapitel 4.1 ergibt sich folgende, modifizierte 1-Arrhenius-Gleichung für den chemischen Zündverzug der Cool Flame:

$$\tau_{chem.} = c_1 \cdot \left(\frac{p_z}{p_0} \right)^{c_2} \cdot e^{m_z \cdot \frac{E_{A_CF}}{(p \cdot V)_z}} \quad (6.1)$$

Aufgrund der gezeigten geringen Abhängigkeit des Zündverzugs der Cool Flame von der AGR-Rate, konnte in Gleichung (6.1) auf die normierte Sauerstoffkonzentration verzichtet werden. Die verbleibenden Konstanten aus Tabelle 5.1 sind auch für Gleichung (6.1) gültig.

Mit den gemessenen Daten und den daraus bestimmten Zündverzügen wurde damit die Variable „Aktivierungsenergie der Cool Flame“ für jeden Messpunkt iterativ bestimmt. Abbildung 6.1 und Abbildung 6.2 zeigen beispielhaft das Verhalten der E_{A_CF} an den Betriebspunkten 2000/2 und 2000/4 bei jeweils 40°C Saugrohrtemperatur.

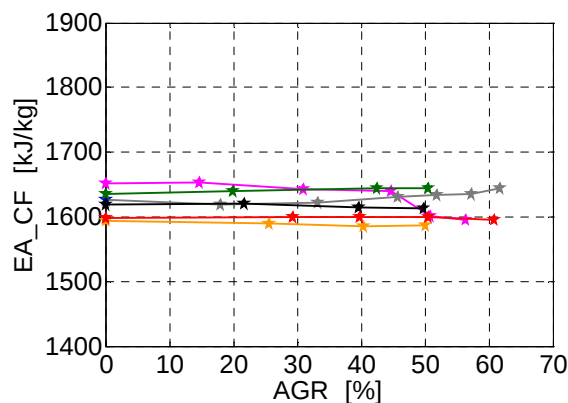


Abbildung 6.1: Aktivierungsenergie CF, Atomizer, 2000/2, T2: 40°C, AGR-Variation

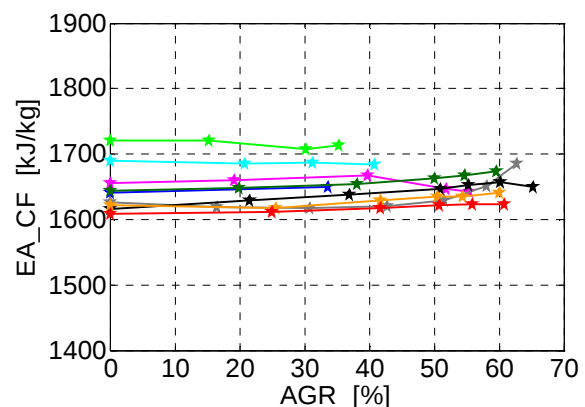


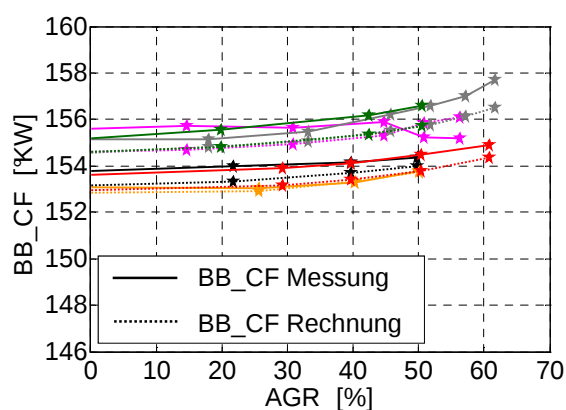
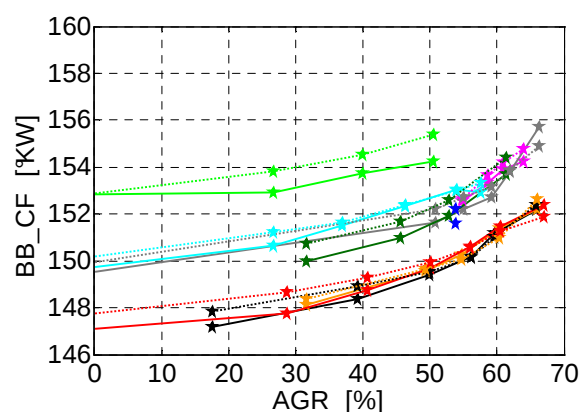
Abbildung 6.2: Aktivierungsenergie CF, Atomizer, 2000/4, T2: 40°C, AGR-Variation

Der aus den jeweiligen Messpunkten (2000/2 & 2000/4, Atomizer) bestimmte arithmetische Mittelwert je Kraftstoff sowie die prozentuale Standardabweichung ist in Tabelle 6.1 dargestellt.

Tabelle 6.1: arithmetisches Mittel und prozentuale Standardabweichung der Cool Flame Aktivierungsenergie der Atomizermesspunkte

	E_{A_CF} arithmetisches Mittel	E_{A_CF} Standardabweichung
Einheit	kJ/kg	%
CEC-Ref.	1601	1.93
n-Heptan	1610	1.55
Naphtha 1	1679	1.64
Naphtha 2	1618	1.88
Kerosin 1	1643	2.08
Kerosin 2	1616	1.57
Kerosin 3	1621	1.76
Diesel 1	1585	2.05
Diesel 2	1579	1.87

Die mittlere Aktivierungsenergie des Cool Flame Ansatzes wurde, wie die E_{A_HF} , im Zündintegral mit den jeweiligen p,T-Verläufen der gemessenen Punkte verwendet, um den Brennbeginn zu berechnen. Abbildung 6.3 und Abbildung 6.4 zeigen exemplarisch das Verhalten des gerechneten Brennbeginns gegenüber den experimentell ermittelten Brennbeginnen über der AGR-Rate für zwei Betriebspunkte. Damit zeigt sich auch für die Cool Flame eine sehr gute Übereinstimmung zwischen dem gemessenen und berechneten Brennbeginn.

**Abbildung 6.3:** BB gemessen / BB mit $\overline{E}_{A_CF}$ berechnet, Atomizer, 2000/2, T2: 40°C, AGR-Variation**Abbildung 6.4:** BB gemessen / BB mit $\overline{E}_{A_CF}$ berechnet, Atomizer, 2000/4, T2: 80°C, AGR-Variation

6.2 Vibe – Ersatzbrennverlauf

Nachdem, wie im vorangegangenen Kapitel beschrieben, der Beginn der Wärmefreisetzung der Cool Flame errechnet werden kann, muss als nächstes der Verlauf dieser Wärmefreisetzung vorgegeben werden. Zur Abbildung der Verbrennung durch einen Ersatzbrennverlauf stehen die in Kapitel 2.7.1 beschriebenen mathematische Ansätze zur Verfügung.

Aufgrund des einfachen und sehr symmetrischen Verlaufes der Cool Flame (vgl. Abbildung 4.4, Abbildung 4.10, Abbildung 4.14) ist es nicht sinnvoll, die Ansätze, welche zur Berücksichtigung eines Premixed-Anteiles konzipiert wurden, für die Modellierung der Niedertemperaturwärmefreisetzung zu verwenden. Auf die Verwendung einer Dreiecks-Funktion wird aufgrund der eingeschränkten Möglichkeiten zur Abbildung des realen Verlaufes der Cool Flame und aufgrund der mathematisch schwieriger zu handhabenden, abschnittswisen Formulierung ebenfalls verzichtet. Von den beiden verbleibenden Möglichkeiten, Vibe-Ansatz und neuronales Netz, wurde der Vibe-Ansatz bevorzugt, da bei diesem der aus ingenieurtechnischer Sicht wichtige Zusammenhang zwischen Eingangsparametern und dem Ersatzbrennverlauf klar ersichtlich ist. Aufgrund der mit einer Einfach-Vibe-Funktion erzielten exzellenten Übereinstimmung von empirischem Modell und Messung wurde anschließend bewusst auf die Implementierung und das Training eines neuronalen Netzes verzichtet.

Um mit dem empirischen Modell die betriebspunktabhängigen Änderungen des Ersatzbrennverlaufes, sprich die Änderungen der Vibe-Parameter, auf Basis eines bekannten Referenzbetriebspunkt modellieren zu können, muss zuerst der Vibe-EBV in die gemessenen Brennverläufe einbeschrieben werden. Mit dem aus den Messungen gegebenen BB der Cool Flame können die weiteren Vibe-Parameter (BD, m) über die Forderung nach Übereinstimmung der eingebrachten Energiemenge (Q_{B_ges}) gemäß der Methode der kleinsten Fehlerquadrate bestimmt werden [88]. Dadurch entsteht bei der Verwendung der Standard-Vibe-Parameter eine starke Abhängigkeit von Q_{B_ges} , dessen Genauigkeit von dem jeweiligen Integrationsintervall und damit auch dem BE der Cool Flame abhängig ist. Die Bestimmung des BE der CF erfolgt wie in Kapitel 2.4.1 beschrieben ebenfalls über ein Tangentenverfahren und ist dementsprechend mit einer gewissen Unsicherheit behaftet. Mit wesentlich höherer Genauigkeit ist hingegen die Bestimmung der Lage und des Betrages von dQ_{B_max} möglich. Aus diesem Grund wird die Standard-Vibe-Gleichung (2.29) so umgeformt, dass die Vibe-Funktion über die Parameter Brennbeginn, Ort und Betrag der maximalen Brennrate sowie den Formfaktor m beschreiben werden kann.

Durch Differentiation und Nullsetzen von Gleichung (2.29) folgt der Ort der maximalen Brennrate (φ_{max}):

$$\varphi_{max} = \varphi_{BB} + \Delta\varphi_{BD} \cdot \left(\frac{m}{6.908 \cdot (m+1)} \right)^{1/(m+1)} \quad (6.2)$$

Nach Einsetzen in Gleichung (2.29) ergibt sich die maximale Brennrate (dQ_{B_max}):

$$dQ_{B_max} = \frac{Q_{B_ges}}{\Delta\phi_{BD}} \cdot 6.908 \cdot (m+1) \cdot \left(\frac{m}{6.908 \cdot (m+1) \cdot e} \right)^{m/(m+1)} \quad (6.3)$$

Durch Umformen von Gleichung (6.2) und Substitution des Klammerterms folgt:

$$\phi_{max} - \phi_{BB} = \Delta\phi_{BD} \cdot b$$

$$\Delta\phi_{BD} = \frac{\Delta\phi_{max}}{b} \quad (6.4)$$

Darin ist $\Delta\phi_{max}$ die Zeit in °KW zwischen Brennbeginn und der max. Brennrate. Durch Einsetzen in Gleichung (6.3) und Substitution ergibt sich:

$$dQ_{B_max} = \frac{Q_{B_ges}}{\Delta\phi_{max}} \cdot b \cdot 6.908 \cdot (m+1) \cdot \left(\frac{m}{6.908 \cdot (m+1) \cdot e} \right)^{m/(m+1)}$$

$$Q_{B_ges} = \frac{dQ_{B_max} \cdot \Delta\phi_{max}}{b \cdot c} \quad (6.5)$$

Mit Gleichung (6.4) und (6.5) in Gleichung (2.29) folgt die umgeformte Vibe-Funktion:

$$\frac{dQ_B}{d\phi} = dQ_{B_max} \cdot \left(\frac{\phi - \phi_{BB}}{\Delta\phi_{max}} \right)^m \cdot e^{\frac{m}{m+1} \left[1 - \left(\frac{\phi - \phi_{BB}}{\Delta\phi_{max}} \right)^{m+1} \right]} \quad (6.6)$$

Damit können alle Vibe-Parameter, mit Ausnahme des Formfaktors, direkt aus dem Brennverlauf des jeweiligen Messpunktes bestimmt werden.

Der Formfaktor wird iterativ über die Methode der kleinsten Fehlerquadrate bestimmt. Dazu wird ausgehend von einem Startwert m_0 die Brenndauer der Vibe-Funktion bestimmt. Das Brennende der Vibe-Funktion, und damit das Ende des „Fit-Intervalls“ zwischen der Vibe-Funktion und dem realen Brennverlauf ist erreicht, wenn die Vibe-Funktion unter den Wert von 1 J/°KW sinkt. Dieser Grenzwert wird benötigt, da sonst durch das langsame Absinken der Vibe-Funktion auf den Wert Null, der reale Brennverlauf aufgrund der einsetzenden Hauptwärmefreisetzung bereits wieder stark ansteigen kann, bzw. zwischen CF und HF nicht zu Null wird (vgl. Abbildung 6.7). Das im „Fit-Intervall“ gemäß der Methode der kleinsten Fehlerquadrate bestimmte m_1 ist Ausgangspunkt für die nächste Iterationsschleife. Das Iterationsende ist erreicht wenn $m_n = m_{n-1}$.

Abbildung 6.5 zeigt die so eingepassten Formfaktoren aller Atomizermessungen. Durch das ersichtliche schmale Streuband der Formfaktoren über alle Betriebspunkte und Kraftstoffe, ergibt sich die Möglichkeit für das empirische Modell, den arithmetischen Mittelwert von 1.7 als konstanten Formfaktor über alle Kraftstoffe zu verwenden. Die Überprüfung des Bestimmtheitsmaßes zwischen realem Brennverlauf und dem Vibe-EBV mit $m = 1.7$ belegt deutlich, dass mit konstantem Formfaktor eine ausreichende Genauigkeit erzielt werden kann (vgl. Abbildung 6.6).

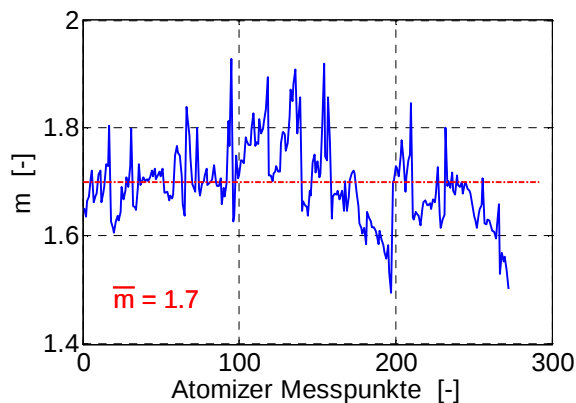


Abbildung 6.5: Formfaktor m für alle Atomizermesspunkte

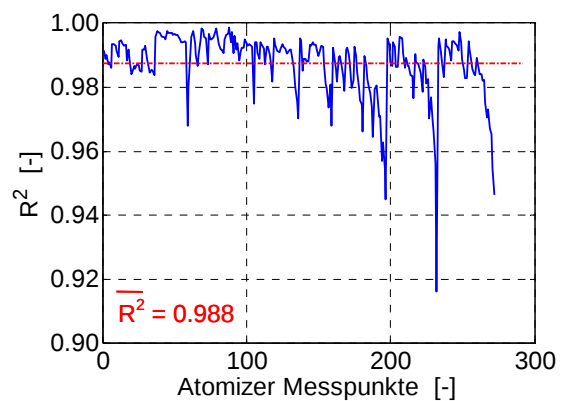


Abbildung 6.6: Bestimmtheitsmaß R^2 zwischen BV und Vibe-EBV für $m = 1.7$

Die Abweichung des gefundenen Formfaktors von 1.7 von dem symmetrischen Vibe-Faktor von 2.5 resultiert vor allem aus der Bestimmung des BB der Cool Flame. Aus Gründen der numerischen Robustheit des verwendeten Algorithmus ist es nicht möglich, das für einen symmetrischen Verlauf der CF nötige sanfte „Losbrennen“ abzubilden (vgl. Abbildung 6.7). Der Brennbeginn der CF darf auch nicht im Sinne einer besseren Annäherung zwischen Messdaten und Vibe-Funktion angepasst werden, da dieser der Bestimmung der CF-Aktivierungsenergie zugrunde liegt, auf deren Basis die Vorhersage des Brennbeginns der CF erfolgt.

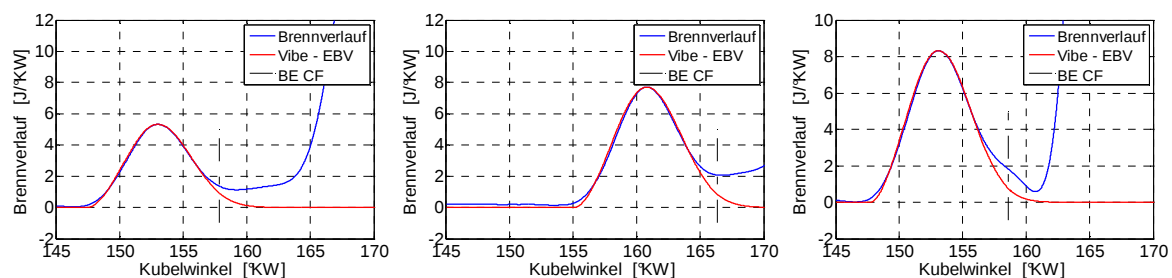


Abbildung 6.7: exemplarischer Vergleich Brennverlauf & Vibe-EBV, Diesel 2, 2000/2 & 4, T2: variabel, AGR: variabel

6.3 Empirisches Cool Flame Modell

Das Ziel dieses Kapitels ist die Herleitung eines empirischen Modells der Cool Flame für jeden untersuchten Kraftstoff. Dies bedeutet eine Beschreibung der noch verbleibenden Vibe-Parameter (dQ_{B_max} , $\Delta\varphi_{max}$) für unterschiedliche Betriebsbedingungen, ausgehend von einem Referenzpunkt. Für diese Vorausberechnung müssen die Abhängigkeiten der Vibe-Parameter von den Betriebsparametern erkannt und mathematisch beschrieben werden. Dazu werden die Vibe-Parameter ausgehend von einem Referenzpunkt als Produkt aus Potenz- und Exponentialfunktionen, welche den Betriebsparametereinfluss abbilden, in Anlehnung an die in Kapitel 2.7.2 vorgestellten Verfahren beschrieben.

Als relevante Einflussgrößen auf die Form und Ausprägung der Cool Flame konnten die zwischen den Betriebspunkten verstellten Parameter bzw. die daraus abgeleitete Größen identifiziert werden:

- Sauerstoffkonzentration bei „Einlass schließt“ (O_{2_ES})
- Temperatur im Saugrohr (T_2)
- gesamte durch den Kraftstoff eingebrachte Energie (Q_{B_Kst})
- Drehzahl

Die Modellerstellung wird in den nachfolgenden Kapiteln beispielhaft anhand der Einflussfaktoren Sauerstoffkonzentration bei „Einlass schließt“ und der Drehzahl gezeigt, und gilt für die übrigen Faktoren analog. Die Gesamtmodelle für dQ_{B_max} und $\Delta\varphi_{max}$ mit allen Einflussgrößen sowie den je Kraftstoff ermittelten mathematischen Parametern sind in Kapitel 6.3.3 dargestellt.

6.3.1 Einfluss der Sauerstoffkonzentration

Die aufgrund der gewählten Betriebsstrategie am ausführlichsten gemessene Einflussgröße ist die O_2 -Konzentration, welche im Zuge der AGR-Variation variiert wurde. Wie sich bereits bei der Bestimmung der Aktivierungsenergie gezeigt hat, ist die reaktionskinetisch sinnvollere Größe der Sauerstoffkonzentration bei „Einlass schließt“ im Vergleich zur AGR-Rate die bessere Wahl hinsichtlich der erzielbaren Genauigkeit.

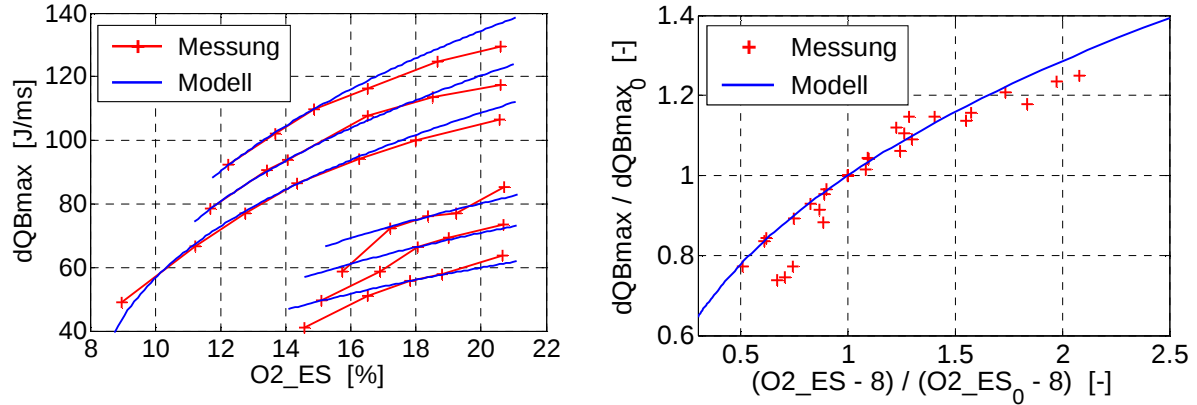


Abbildung 6.8: Einfluss der Sauerstoffkonzentration auf das Maximum des Brennverlaufes der Cool Flame von Diesel 2

Abbildung 6.8 zeigt exemplarisch den Einfluss der O_2 -Konzentration auf die maximale Wärmefreisetzung der Cool Flame bei Atomizeruntersuchungen mit Diesel 2. Die Abweichungen zwischen Modell und Messung im Bereich der niedrigen O_2 -Konzentration bei niedrigen Lasten resultieren aus dem Betrieb des Motors nahe der Stabilitätsgrenze. Gut ersichtlich ist der exponentielle Einfluss der O_2 -Konzentration, welcher ausgezeichnet mit Gleichung (6.7) für Diesel 2 modelliert werden kann.

$$\frac{dQ_{B_max}}{dQ_{B_max0}} = \left(\frac{O_{2_ES} - 8}{O_{2_ES_0} - 8} \right)^{0.363} \quad (6.7)$$

Der Referenzpunkt wird in dieser Gleichung sowie in den nachfolgenden mit dem Indize 0 gekennzeichnet. Eine Übersicht über die Exponenten der weiteren Kraftstoffe sowie der anderen Einflussgrößen gibt Tabelle 6.2.

Die Abhängigkeit der Zeitspanne zwischen dem Brennbeginn und der maximalen Wärmefreisetzung ($\Delta\phi_{max}$) von der Sauerstoffkonzentration zeigt Abbildung 6.9. Obwohl die absoluten Änderungen verhältnismäßig klein sind, ist eine gute Modellierung dieser Größe für eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Modell wichtig.

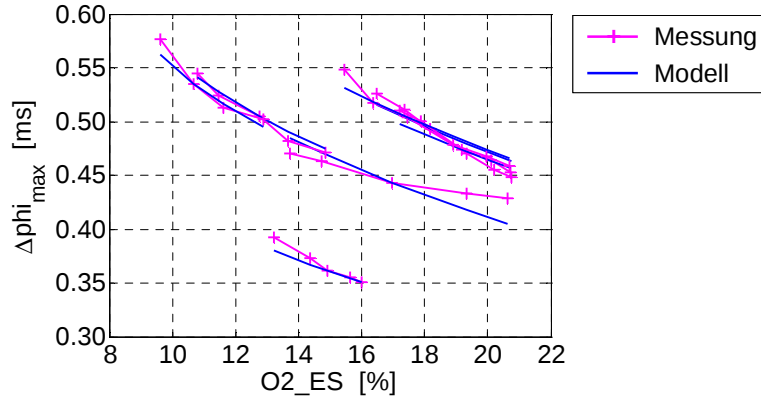


Abbildung 6.9: Einfluss der Sauerstoffkonzentration auf $\Delta\phi_{max}$ der Cool Flame von Kerosin 3

Die beste Übereinstimmung ergibt sich bei Verwendung einer Potenz- und einer Exponentialfunktion. Der Exponent und der Vorfaktor im Exponenten der e-Funktion in Gleichung (6.8) sind für Kerosin 3 gültig.

$$\frac{\Delta\phi_{max}}{\Delta\phi_{max0}} = \left(\frac{O_{2_ES} - 8}{O_{2_ES_0} - 8} \right)^{-0.060} \cdot e^{-0.019 \cdot (O_{2_ES} - O_{2_ES_0})} \quad (6.8)$$

6.3.2 Einfluss der Drehzahl

Analysen des Einflusses der Drehzahl auf die zu modellierenden Größen zeigen, dass diese für eine hohe Modellgüte mit berücksichtigt werden muss. In Abbildung 6.10-links ist der bereits in Kapitel 4.4 ersichtlichen Trend einer Abnahme von dQ_{B_max} in $[J/^\circ KW]$ bei einer Erhöhung der Drehzahl dargestellt. Auch bei der verwendeten zeitbasierten Modellierung von dQ_{B_max} in $[J/ms]$ (vgl. Abbildung 6.10-rechts) zeigt sich für die meisten Kraftstoffe ein deutlich nicht konstantes Verhalten über der Drehzahl, welches eine Modellierung bedingt. Der Drehzahleinfluss auf die maximale Wärmefreisetzung der Cool Flame wird durch die folgende Potenzfunktion abgebildet.

$$\frac{dQ_{B_max}}{dQ_{B_max0}} = \left(\frac{n}{n_0} \right)^{0.401} \quad (6.9)$$

Der Exponent in Gleichung (6.9) ist für CEC-Ref. gültig.

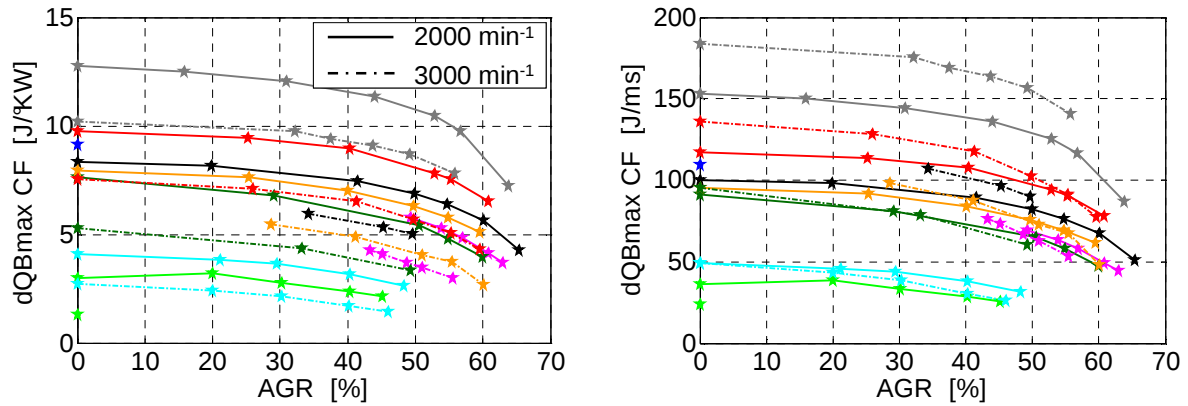


Abbildung 6.10: Einfluss der Drehzahl auf dQB_{max} der Cool Flame in J/°KW (links) und in J/ms (rechts), Atomizer, 2000 & 3000/4, T₂: 60°C, AGR-Variation

Durch die Modellierung von $\Delta\phi_{max}$ in ms muss zwangsweise eine Berücksichtigung der Drehzahl erfolgen, da durch das zeitlich schnellere Durchlaufen des CF-Temperaturregimes auch die Zeitspanne $\Delta\phi_{max}$ deutlich verkürzt wird (vgl. Abbildung 6.11-rechts). Der aus Abbildung 4.14 mögliche Schluss, dass die Lage des Maximums der CF in °KW über die Drehzahl konstant ist, erweist sich bei genauerer Untersuchung als nicht richtig (vgl. Abbildung 6.11-links). Deshalb kann die Drehzahl als Einflussfaktor auch nicht durch eine ebenfalls mögliche Modellierung von $\Delta\phi_{max}$ auf Kurbelwinkelbasis eliminiert werden.

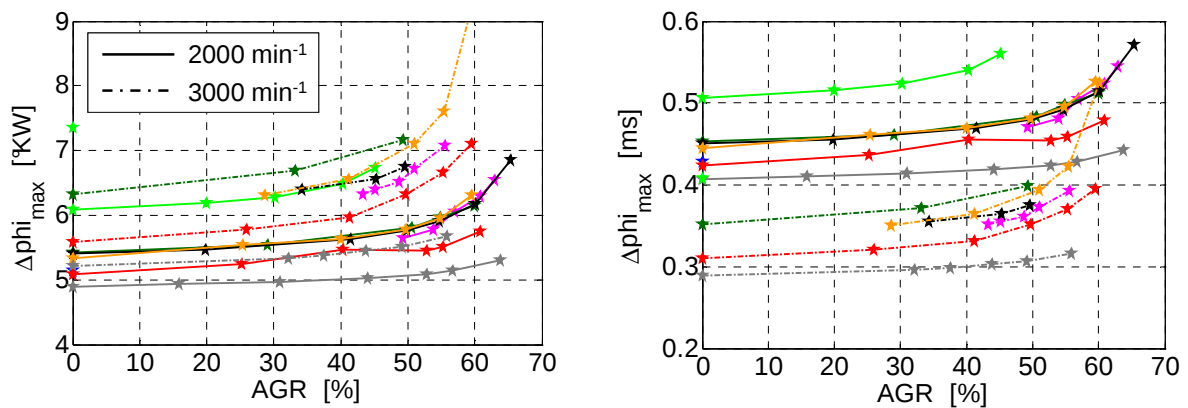


Abbildung 6.11: Einfluss der Drehzahl auf $\Delta\phi_{max}$ in °KW (links) und in ms (rechts), Atomizer, 2000 & 3000/4, T₂: 60°C, AGR-Variation

Die Abbildung des Drehzahleinflusses auf $\Delta\phi_{max}$ erfolgt gemäß Gleichung (6.10). Der Exponent ist für den Kraftstoff CEC-Ref. gültig.

$$\frac{\Delta\phi_{max}}{\Delta\phi_{max0}} = \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-0.67} \quad (6.10)$$

6.3.3 Gesamtmodell

Das Gesamtmodell der gesuchten Vibe-Parameter ergibt sich damit aus einer Multiplikation der zur Beschreibung der unterschiedlichen Einflussgrößen verwendeten Potenz- und Exponentialfunktionen. Die Gleichungen (6.11) und (6.12) zeigen das empirische Modell für $\Delta\phi_{max}$ respektive dQ_{B_max} .

$$\frac{\Delta\phi_{max}}{\Delta\phi_{max0}} = \left(\frac{O_{2_ES} - 8}{O_{2_ES0} - 8}\right)^{c_1} \cdot e^{c_2 \cdot (O_{2_ES} - O_{2_ES0})} \cdot \left(\frac{T2}{T2_0}\right)^{c_3} \cdot \left(\frac{Q_{B_Kst}}{Q_{B_Kst0}}\right)^{c_4} \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^{c_5} \quad (6.11)$$

$$\frac{dQ_{B_max}}{dQ_{B_max0}} = \left(\frac{O_{2_ES} - 8}{O_{2_ES0} - 8}\right)^{c_1} \cdot \left(\frac{T2}{T2_0}\right)^{c_3} \cdot \left(\frac{Q_{B_Kst}}{Q_{B_Kst0}}\right)^{c_4} \cdot \left(\frac{n}{n_0}\right)^{c_5} \quad (6.12)$$

Die darin verwendeten exponentiellen Parameter c_1 bis c_5 unterscheiden sich je Modell und Kraftstoff. Diese Parameter wurden mit Hilfe einer multilinenen Regressionsanalyse an alle verfügbaren Messdaten angepasst.

Für diese Anpassung wird das Gesamtmodell gemäß Gleichung (6.13) in einer allgemeinen Form geschrieben und durch Logarithmieren in eine lineare Form überführt (vgl. Gl. (6.14)). Der Einfluss des Referenzpunkts wird dabei in der Konstanten c_0 zusammengefasst. Mit Hilfe von aus den Messungen verfügbaren Werten für y_i und x_j , lassen sich die Parameter c_n mit einer multilinenen Regressionsanalyse durch die Minimierung der Residuen mittels der Methode der kleinsten Fehlerquadrate ermitteln.

$$y_i = (x_1 - d_1)^{c_1} \cdot e^{c_2 \cdot x_1} \cdot \dots \cdot (x_j - d_j)^{c_n} \cdot e^{c_{n+1} \cdot x_j} \cdot c_0 \quad (6.13)$$

$$\ln(y_i) = c_1 \cdot \ln(x_1 - d_1) + c_2 \cdot x_1 + \dots + c_n \cdot \ln(x_j - d_j) + c_{n+1} \cdot x_j + \ln(c_0) \quad (6.14)$$

Der Vorteil dieses in [80] vorgestellten Ansatzes ist, dass keine Messreihen gefahren werden müssen, in welchen nur eine Einflussgröße verstellt wird, um deren Einfluss zu bestimmen, sondern Punkte mit beliebiger Variation der Einflussgrößen verwendet werden können. Diesem Vorteil kommt erhebliche Bedeutung zu, da aufgrund der verwendeten Betriebsstrategie nur Messreihen mit AGR-Variation explizit gefahren wurden. Dadurch wird mit diesem Ansatz die Bestimmung der Parameter der weiteren Einflussgrößen erheblich erleichtert und qualitativ verbessert.

Die so ermittelten Parameter sind für die jeweiligen Kraftstoffe in Tabelle 6.2 dargestellt.

Tabelle 6.2: Parameter c_n / Bestimmtheitsmaß des empirischen CF Modells je Kraftstoff

		c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_0	R^2
CEC-Ref.	dQBmax	0.444		-0.373	1.364	0.401	1.4E-03	0.964
	$\Delta\phi_{\max}$	-0.117	-6.7E-03	0.039	-0.237	-0.670	417.6	0.958
n-Heptan	dQBmax	0.347		-0.241	1.235	0.425	3.0E-03	0.968
	$\Delta\phi_{\max}$	-0.020	-7.0E-03	4.5E-03	-0.119	-0.806	464.6	0.991
Naphtha 1	dQBmax	1.101		-0.935	-3.293	-1.149	6.2E+14	0.927
	$\Delta\phi_{\max}$	-0.254	9.4E-05	0.128	-0.189	-0.503	84.5	0.987
Naphtha 2	dQBmax	0.652		-0.388	1.594	-0.066	6.6E-03	0.959
	$\Delta\phi_{\max}$	4.7E-04	-0.019	0.053	-0.243	-0.547	154.1	0.963
Kerosin 1	dQBmax	1.148		-0.577	2.266	-0.329	2.5E-04	0.977
	$\Delta\phi_{\max}$	-0.348	-2.3E-04	0.033	-0.402	-0.342	165.6	0.938
Kerosin 2	dQBmax	0.414		-0.369	1.160		0.118	0.998
	$\Delta\phi_{\max}$	-0.335	0.027	0.018	-0.088		0.928	0.990
Kerosin 3	dQBmax	0.520		-0.393	1.355	-0.095	0.052	0.972
	$\Delta\phi_{\max}$	-0.060	-0.019	3.4E-03	-0.312	-0.628	584.2	0.976
Diesel 1	dQBmax	0.580		-0.410	1.783	0.058	1.1E-03	0.960
	$\Delta\phi_{\max}$	-0.204	-3.3E-03	0.017	-0.355	-0.474	243.7	0.885
Diesel 2	dQBmax	0.363		-0.333	1.424	0.155	7.5E-03	0.963
	$\Delta\phi_{\max}$	-0.071	-8.5E-03	0.016	-0.241	-0.645	340.9	0.967

Mit Kerosin 2 konnten keine Messungen bei 3000 min^{-1} durchgeführt werden, weshalb dieser Kraftstoff ohne den Einfluss der Drehzahl modelliert werden musste.

Wie aus der letzten Spalte anhand des Bestimmtheitsmaßes ersichtlich, ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung des verwendeten mathematischen Modells mit den Messpunkten. Abbildung 6.12 zeigt dies graphisch für alle Atomizer-Betriebspunktvariationen mit n-Heptan.

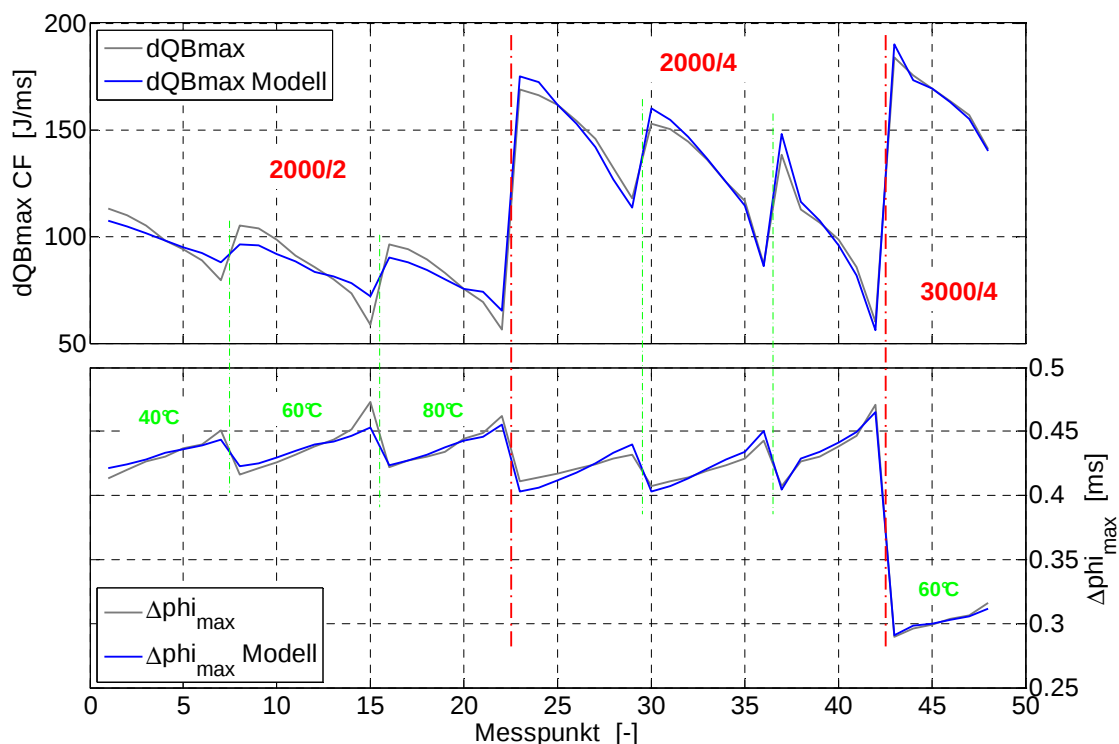


Abbildung 6.12: Vergleich des empirischen CF Modells für n-Heptan mit den aus Messungen bestimmten Größen für alle Betriebspunktvariationen des Kraftstoffs

6.4 Arbeitsprozessrechnung und Bestimmung des Hot Flame ZV mittels Zündintegral

Im nächsten Schritt wird nun der Druckverlauf unter Berücksichtigung des Wärmeeintrages durch die Cool Flame über eine Arbeitsprozessrechnung bestimmt. Für die Arbeitsprozessrechnung und die Druckverlaufsanalyse (DVA) wurden folgende in Tabelle 6.3 zusammengestellte spezifische Annahmen und Werte verwendet.

Tabelle 6.3: allgemeine Einstellungen DVA / APR

		DVA / APR
allg. Einstellungen	Rechenbeginn	60°KW
	Rechenende	330°KW
	thermod. Zonen	1-zonige Rechnung
	Brennverfahren	Gemischansaugend gerechnet
Startwerte	Startdruck (APR)	p_{zyl} bei 60°KW
	AGR-Rate	ext. + int. AGR (aus Ladungswechselanalyse)
DVA spez. Einstellungen	100% Iteration	Nein
	Nulllinienkriterium	Summenbrennverlauf (80°KW - 5°KW v. BB CF)
Kalorik	Rauchgas	abh. von C/H/O Kraftstoffzusammensetzung
	Kraftstoffdampf	abh. von C/H/O Kraftstoffzusammensetzung
Wandwärme	Brennraumform	Scheibenbrennraum
	Übergangskoeff.	Hohenberg

Die beiden Zündintegrale für den Brennbeginn der Cool & der Hot Flame werden ab Rechenbeginn der Arbeitsprozessrechnung gestartet. Sobald das CF-Zündintegral den Wert 1 erreicht hat wird der, über das empirische Modell bestimmte Vibe-Ersatzbrennverlauf der APR vorgegeben. Dadurch wird die sich gegenüber dem geschleppten Verlauf ergebende Druckerhöhung im HF-Zündintegral berücksichtigt (vgl. Abbildung 6.13). Sobald das HF-Zündintegral den Wert 1 erreicht, tritt der Brennbeginn der Hot Flame ein und die Wärmefreisetzung der Hauptverbrennung beginnt.

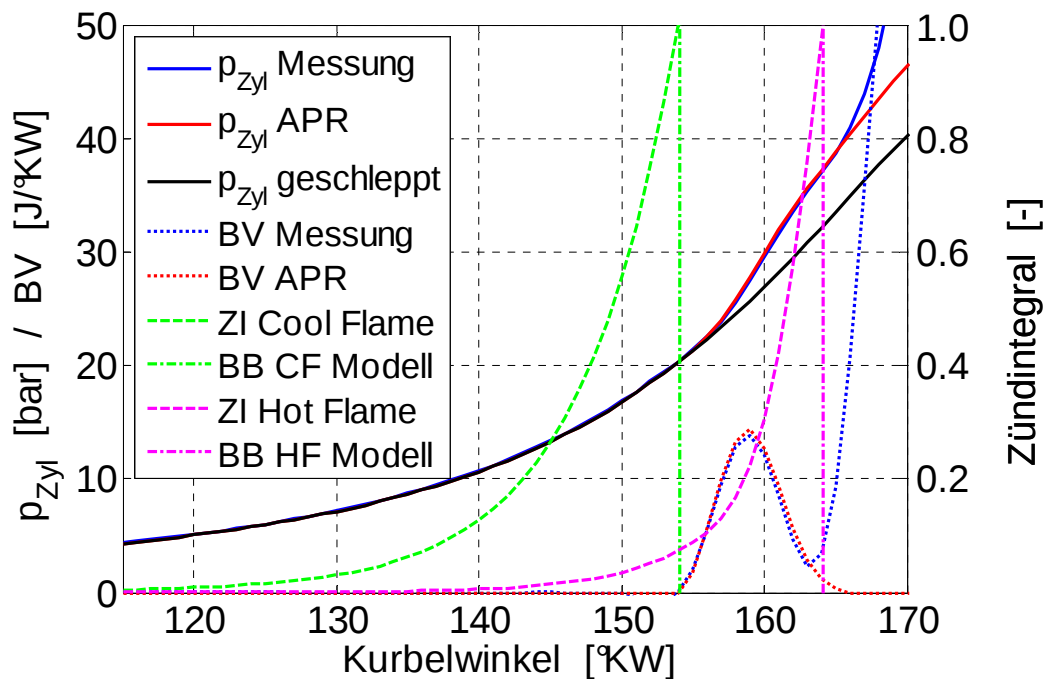


Abbildung 6.13: Exemplarisches Vorgehen zur Vorhersage des BB der Hot Flame, n-Heptan, Atomizer, 2000/4, T2: 40°C, AGR: 17%

Abbildung 6.14 und Abbildung 6.15 zeigen die mit dem vorgestellten, vorhersagefähigen Ansatz bestimmten Zündverzüge im Vergleich zu den experimentell ermittelten Werten, dargestellt über der AGR-Rate für die Betriebspunkte 2000/2, 2000/4 und 3000/4. In allen Betriebspunkten lässt sich eine gute bis sehr gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen und berechneten Zündverzügen erkennen.

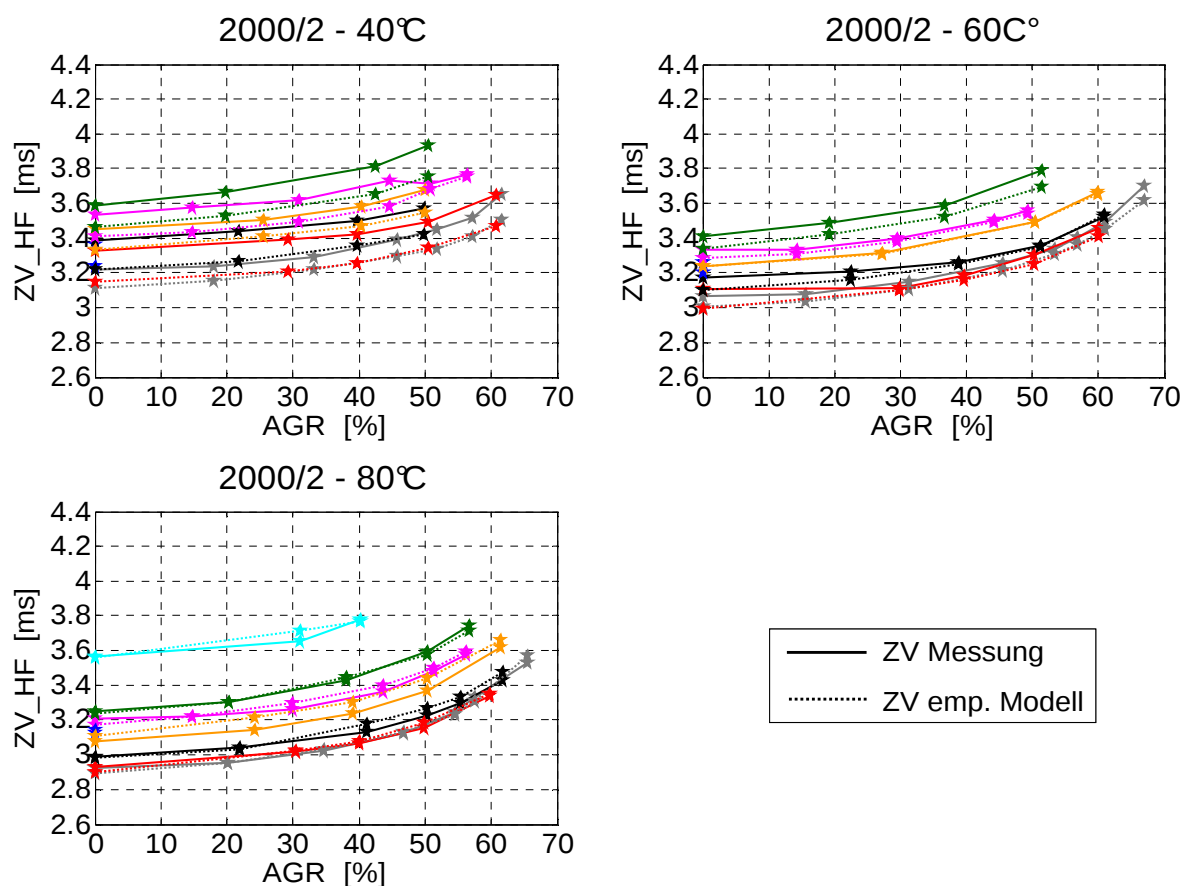


Abbildung 6.14: ZV gemessen / ZV mit vorhersagefähigem Modell berechnet, Atomizer, 2000/2, AGR-Variation

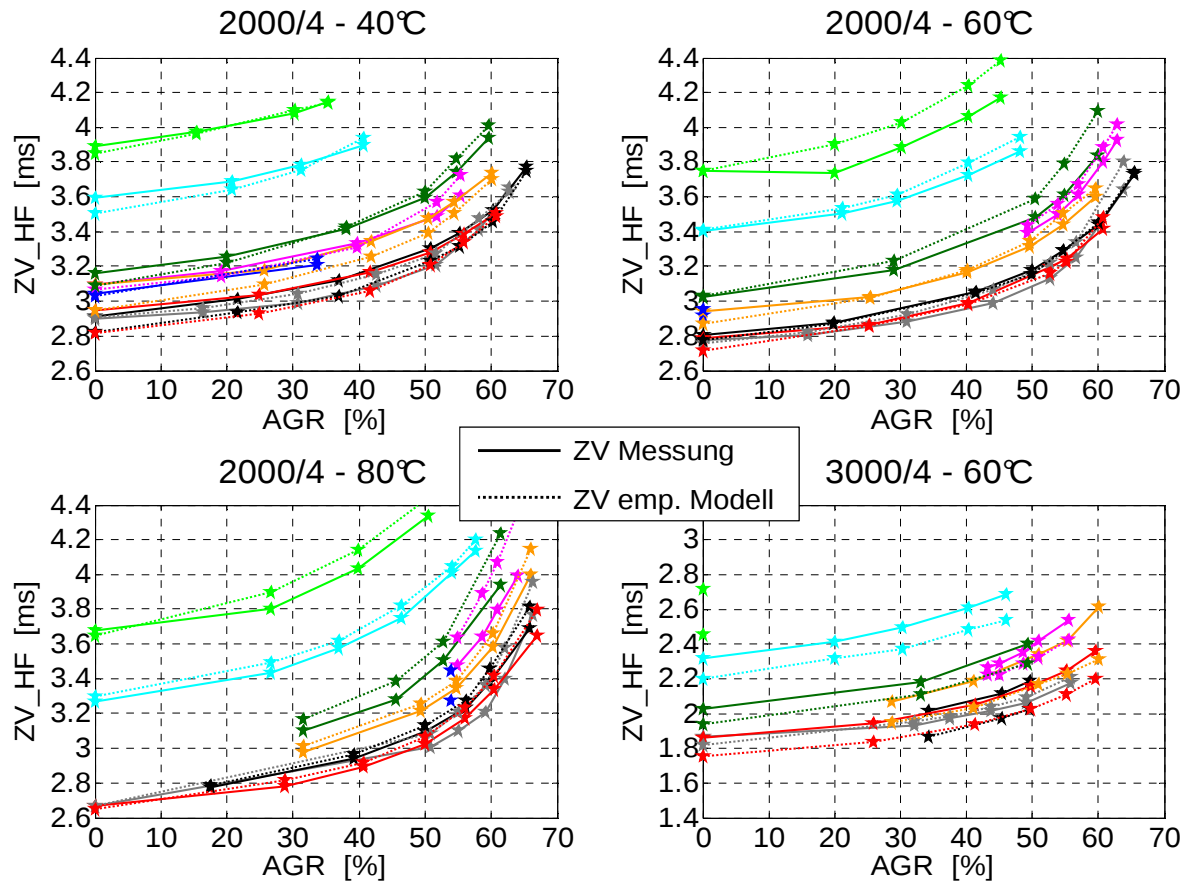


Abbildung 6.15: ZV gemessen / ZV mit vorhersagefähigem Modell berechnet, Atomizer, 2000 & 3000/4, AGR-Variation

Zur besseren Beurteilung der Übereinstimmung zwischen den aus den experimentellen Untersuchungen bestimmten Zündverzügen und den vorausgerechneten Zündverzügen wird, wie in Kapitel 5.2 beschrieben, der maximale relative Fehler sowie der mittlere relative Fehler ermittelt (vgl. Tabelle 6.4).

Tabelle 6.4: relativer maximaler & mittlerer Fehler zwischen ZV-Messung und ZV-Vorhersage

	Einheit	CEC-Ref.	n-Heptan	Naphtha 1	Naphtha 2	Kerosin 1	Kerosin 2	Kerosin 3	Diesel 1	Diesel 2
max. Fehler	%	9.6	9.9	16.2	15.7	8.2	38.0	21.2	16.0	10.4
mittlerer Fehler	%	3.5	3.2	6.1	4.6	3.4	14.3	4.6	4.1	4.3

Der mittlere relative Fehler bestätigt den Eindruck des Diagrammes wonach eine ausgezeichnete Übereinstimmung erzielt werden konnte. Die hohen Werte bzgl. des maximalen und mittleren relativen Fehlers resultieren bei Kerosin 2 aus einer sehr kleinen Datenbasis (es konnten für Kerosin 2 nur sieben Atomizer-Messpunkte gefahren werden), auf welcher die mittlere Aktivierungsenergie und das empirische Modell aufbauen. Bei Kerosin 3 resultiert der hohe maximale relative Fehler aus dem Randpunkt der AGR-Variation bei 2000/4 mit 80°C Saugrohrtemperatur. Hier wurde zwar die Cool Flame gut über das empirische Modell abgebildet, jedoch besitzt die Wärmefreisetzung zwischen Cool & Hot Flame, welche nicht modelliert wird, in diesem Punkt einen verhältnismäßig hohen Anteil, welcher zur Druckerhöhung beiträgt (s. Abbildung 6.16).

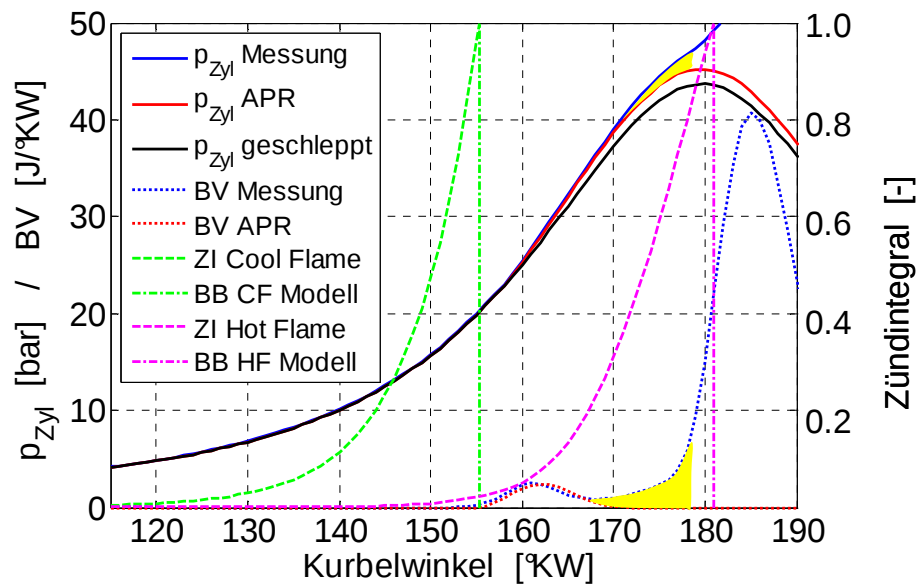


Abbildung 6.16: Vorhersage des BB der Hot Flame, Kerosin 3, Atomizer, 2000/4, T2: 80°C, AGR: 64%

Schlussbetrachtung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurden umfangreiche teilhomogene und homogene Untersuchungen an einem PKW-Einzylindermotor durchgeführt. Dabei wurde eine breite Messdatenbasis für zehn unterschiedliche, dieselähnliche Kraftstoffe geschaffen. Es gelang das experimentelle Einspritzsystem (Atomizer) soweit zu überarbeiten und zu optimieren, dass dauerhaft reproduzierbare Messungen mit motorisch maximalen Homogenisierungsgraden möglich waren. Die Güte der Gemischbildung konnte im Rahmen des Clusterprojektes durch die mögliche Übertragung von ZV Messungen am Stoßwellenrohr auf die motorischen Ergebnisse unter homogenen Bedingungen nachgewiesen werden.

Der aus dem Brennverlauf bestimmte Zündverzug der Kraftstoffe wurde für die teilhomogenen und homogenen Bedingungen einander gegenübergestellt und bewertet. Die gebräuchliche Beurteilung des Zündverzuges durch die Cetanzahl konnte in den durchgeführten motorischen Untersuchungen im Kern bestätigt werden. Die Cetanzahl war in der Lage den qualitativen Trend im Zündverhalten der Kraftstoffe zu beschreiben. Allerdings ist eine genaue, quantitative Beschreibung des Zündverzuges von Kraftstoffen anhand ihrer Cetanzahl, vor allem in einem mittleren CZ-Bereich, nicht zielführend, da in diesem Bereich kein signifikanter Unterschied im Zündverzug festgestellt werden konnte.

Aufgrund der Unzulänglichkeit der Cetanzahl, den Zündverzug eindeutig zu beschreiben, wurde ein einfach zu handhabender 1-Arrhenius-Ansatz aufgegriffen und modifiziert. In Kombination mit einem Zündintegral konnte dadurch eine mittlere Aktivierungsenergie für jeden Kraftstoff im homogenen Betrieb ermittelt werden. Diese, gegenüber äußeren Einflüssen (AGR, T₂, Energieeintrag) sehr konstante Kennzahl ermöglicht eine kraftstoffspezifische Charakterisierung des Zündverhaltens. Unter Verwendung der gemessenen Druckverläufe ist mit der mittleren Aktivierungsenergie eine sehr genaue Berechnung des unter verschiedenen Betriebsbedingungen zu erwartenden Zündverzugs möglich.

Für eine Vorausberechnung des Zündverzuges unter homogenen Bedingungen, z.B. im Zuge einer Arbeitsprozessrechnung, darf der gefundene Ansatz als Eingangsgrößen keine Messwerte verwenden. Da eine Modellierung auf Basis von einfach zu berechnenden Schleppverläufen

nicht möglich war, wurde ein empirisches Verbrennungsmodell erstellt. Damit ist es möglich, den Einfluss der Niedertemperaturwärme freisetzung auf den Zylinderdruck zu erfassen und damit eine Vorausberechnung des Zündverzuges der Hauptwärme freisetzung zu ermöglichen. Die mit Hilfe einer Arbeitsprozessrechnung unter Berücksichtigung des Cool Flame Modells berechenbaren p , T -Verläufe ermöglichen nun in Kombination mit dem entwickelten 1-Arrhenius-Ansatz und dem Zündintegral eine sehr genaue Voraussage über den sich einstellenden Zündverzug.

Das langfristige Ziel dieser Untersuchungen ist es, eine Alternative zur bestehenden Cetanzahl zu schaffen, welche es erlaubt das Selbstzündverhalten quantitativ unter homogenen Bedingungen zu beschreiben. Dazu muss der hier vorgestellte Ansatz auf anderen Motoren und unter weiteren Betriebsbedingungen verifiziert werden. Dies beinhaltet auch die Beantwortung der Frage, ob ein 1-Arrhenius-Ansatz ausreicht, um das bekannte zweistufige Zündverhalten abzubilden. Zusätzlich muss ein genormtes Verfahren, z.B. als Ergänzung zum Cetanzahlverfahren, definiert werden, mit welchem dann die kraftstoffspezifische Aktivierungsenergie bestimmt werden kann.

Literaturverzeichnis

- [1] Diesel, R.: *Die Entstehung des Dieselmotors*, Springer, 1913.
- [2] Robert Bosch GmbH (Hrsg.): *Dieselmotorenmanagement*, Vieweg, 2004, ISBN: 3-528-23873-9.
- [3] van Bashuysen, R.; Schäfer, F. (Hrsg.): *Handbuch Verbrennungsmotor*, Vieweg, 2007, ISBN: 978-3-8348-0227-9.
- [4] Merker, G., P.; Schwarz, C (Hrsg.): *Grundlagen Verbrennungsmotoren*, Vieweg+Teubner, 2009, ISBN: 978-3-8348-0740-3.
- [5] Braess, H.-H.; Seiffert, U.: *Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*, Vieweg, 2005, ISBN: 3-528-33114-3.
- [6] Pischinger, S.: *Verbrennungsmotoren Band I und II – Vorlesungsumdruck*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2007.
- [7] Mollenhauer, K.; Tschöke, H. (Hrsg.): *Handbuch Dieselmotoren*, Springer, 2007, ISBN: 978-3-540-72164-2.
- [8] Merker, G. et al.: *Verbrennungsmotoren - Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*, Teubner, 2006, ISBN: 3-8351-0080-7.
- [9] Peck, R., S.: *Experimentelle Untersuchung und dynamische Simulation von Oxidationskatalysatoren und Diesel-Partikelfiltern*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2007.
- [10] Atzler, F. et al.: *Engine map of smart Diesel injection strategies*, 11th Stuttgart International Symposium, 2011.
- [11] Beck, S.; Schmidt, D.; Bargende, M.: *Einfluss des Homogenisierungsgrades auf das Selbstzündverhalten unterschiedlicher Kraftstoffe*, 6. MTZ-Fachtagung – Der Antrieb von morgen, 2011.
- [12] Yao, M.; Zhaolei, Z.; Liu, H.: *Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines*, Progress in Energy and Combustion Science, 35, 2009, S. 398-437.
- [13] Green, R., M. et al.: *The Role of Low Temperature Chemistry in the Autoignition of n-Butane*, SAE paper 872108, 1987.
- [14] Curran, H., J. et al.: *A Comprehensive Modeling Study of iso-Octane Oxidation*, Combustion and Flame, 129, 2002, S. 253-280.
- [15] Tanaka, S.; Ayala, F.; Keck, J., C.: *A reduced chemical kinetic model for HCCI combustion of primary reference fuels in a rapid compression machine*, Combustion and Flame, 133, 2003, S. 467-481.
- [16] Curran, H., J. et al.: *A Comprehensive Modelling Study of n-Heptane Oxidation*, Combustion and Flame, 114, 1998, S. 149-177.
- [17] Pöttker, S.: *Optische Untersuchungen zum Einfluss synthetischer Kraftstoffe auf die homogene Kompressionszündung (HCCI)*, Dissertation, Universität Hannover, 2005.

- [18] Tanaka, A. et al.: *Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives*, Combustion and Flame, 132, 2003, S. 219-239.
- [19] Westbrook, C., K.: *Chemical Kinetics of Hydrocarbon Ignition in Practical Combustion Systems*, Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 28, 2000, S. 1563-1577.
- [20] Figer, G.: *Homogene Selbstzündung und Niedertemperaturbrennverfahren für direkteinspritzende Dieselmotoren mit niedrigsten Partikel- und Stickoxidemissionen*, Dissertation, Technische Universität Graz, 2003.
- [21] Figer, G. et al.: *Analyse von HCCI-Brennverfahren beim direkteinspritzenden Dieselmotor*, 9. Tagung – Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, 2003.
- [22] Kamimoto, T.; Bae, M.: *High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines*, SAE paper 880423, 1988.
- [23] Akihama, K. et al.: *Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature*, SAE paper 2001-01-0655, 2001.
- [24] Wimmer, A.: *Thermodynamik des Verbrennungsmotors – Vorlesungsskript*, TU Graz, 2011.
- [25] Choi, D. et al.: *A parametric study of low-temperature, late-injection combustion in a HSDI diesel engine*, JSME International Journal, Series B, Vol. 48, No. 4, 2005, S. 656-664.
- [26] Christensen, M.; Johansson, B.: *The effect of In-Cylinder Flow and Turbulence on HCCI Operation*, SAE paper 2002-01-2864, 2002.
- [27] Vressner, A.; Hultqvist, A.; Johansson, B.: *Study on Combustion Chamber Geometry Effects in an HCCI Engine Using High-Speed Cycle-Resolved Chemiluminescence Imaging*, SAE paper 2007-01-0217, 2007.
- [28] Haas, S.-F.: *Experimentelle und theoretische Untersuchung homogener und teilhomogener Dieselmotoren*, Dissertation, Universität Stuttgart, 2007.
- [29] Yu, R., X. et al.: *Effect of Turbulence on HCCI Combustion*, SAE paper 2007-01-0183, 2007.
- [30] Thring, R., H.: *Homogeneous-Charge Compression Ignition (HCCI) Engines*, SAE paper 892068, 1989.
- [31] Ryan, T., W.; Callahan, T., J.: *Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel*, SAE paper 961160, 1996.
- [32] Gary, A.W.; Ryan, T. W.: *Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) of Diesel Fuel*, SAE paper 971676, 1997.
- [33] Suzuki, H. et al.: *Exhaust Purification of Diesel Engines by Homogeneous Charge with Compression Ignition Part 1: Experimental Investigation of Combustion and Exhaust Emission Behavior Under Pre-Mixed Homogeneous Charge Compression Ignition Method*, SAE paper 970313, 1997.
- [34] Suzuki, H.; Koike, N.; Odaka, M.: *Combustion Control Method of Homogeneous Charge Diesel Engines*, SAE paper 980509, 1998.
- [35] Aroonsrisopon, T. et al.: *Expanding the HCCI Operation with the Charge Stratification*, SAE paper 2004-01-1756, 2004.
- [36] Spicher, U. et al.: *Homogene Dieselmotoren mit innerer und äußerer Gemischbildung*, 5. Dresdner Motorenkolloquium – Zukünftige Brennverfahren für Dieselmotoren, 2003.
- [37] Guezennec, Y.; Midlam-Mohler, S.; Rizzoni, G.: *A Mixed Mode HCCI/DI Engine Based on a Novel Heavy Fuel Atomizer*, 2002 Diesel Engine Emissions Reduction (DEER) Conference, 2002.
- [38] Midlam-Mohler, S.: *Diesel HCCI with External Mixture Preparation*, 2004 Diesel Engine Emissions Reduction (DEER) Conference, 2004.

-
- [39] Haas, S.; Bargende, M.; Berner, H., J.: *Ideal homogeneous combustion versus partly homogeneous combustion for PC diesel engines*, SAE paper 2007-24-0016.
 - [40] Takeda, Y.; Nakagome, K.; Niimura, K.: *Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion with Extremely Early Staged Fuel Injection*, SAE paper 961163, 1996.
 - [41] Nakagome, K. et al.: *Combustion and Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion Engine*, SAE paper 970898, 1997.
 - [42] Hashizume, T. et al.: *Combustion and Emission Characteristic of Multiple Stage Diesel Combustion*, SAE paper 980505, 1998.
 - [43] Akagawa, H. et al.: *Approaches to Solve Problems of the Premixed Lean Diesel Combustion*, SAE paper 1999-01-0183, 1999.
 - [44] Tsurushima, T. et al.: *Estimating heat balance of a premixed compression ignition engine during compression and expansion stroke*, JSAE paper 20005146, 2000.
 - [45] Nakajima, H. et al.: *An analysis of HCCI-Effect of EGR on HCCI combustion*, JSAE paper 20005119, 2000.
 - [46] Asaumi, Y. et al.: *High Load Operation of a Premixed Charge Compression Ignition Engine*, JSAE paper 20005145, 2000.
 - [47] Yanagihara, H.: *Ignition Timing Control at Toyota „UNIBUS“ Combustion System*, IFP International Congress, 2001.
 - [48] Yanagihara, H.; Hasegawa, R.: *HCCI Combustion in DI Diesel Engine*, SAE paper 2003-01-0745, 2003.
 - [49] Su, W.; Lin, T.; Pei, Y.: *A Compound Technology for HCCI Combustion in a DI Diesel Engine Based on the Multi-Pulse Injection and the BUMP Combustion Chamber*, SAE paper 2003-01-0741, 2003.
 - [50] Gatellier, B.; Walter, B.; Miche, M.: *New Diesel Combustion Process to Achieve Near Zero NO_x and Particulate Emissions*, IFP International Congress, 2001.
 - [51] Walter, B.; Gatellier, B.: *Development of the High Power NADI Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NO_x and Particulate Emissions*, SAE paper 2002-01-1744, 2002.
 - [52] Iwabuchi, Y. et al.: *Trial of New Concept Diesel Combustion System – Premixed Compression-Ignited Combustion*, SAE paper 1999-01-0185, 1999.
 - [53] Sasaki, S.; Ito, T.; Iguchi, S.: *Smoke-less Rich Combustion by Low Temperature Oxidation in Diesel Engines*, 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2000.
 - [54] Sasaki, S. et al.: *Neues Verbrennungsverfahren für ein „Clean Diesel System“ mit DPNR*, Motorentechnische Zeitschrift, 63. Jahrg., 2002, Nr. 11.
 - [55] Sasaki, S.; Ito, T.: *An internal combustion engine*, Europäisches Patent EP 0 879 946 A2, 1998.
 - [56] Weißbäck, M. et al.: *Alternative Brennverfahren – Ein Ansatz für den zukünftigen Pkw-Dieselmotor*, Motorentechnische Zeitschrift, 64. Jahrg., 2003, Nr. 03.
 - [57] Kimura, S. et al.: *New Combustion Concept for Ultra-Clean and High-Efficiency Small DI Diesel Engines*, SAE paper 1999-01-3681, 1999.
 - [58] Kimura, S. et al.: *An experimental analysis of lowtemperature and premixed combustion for simultaneous reduction of NO_x and particulate emissions in directinjection diesel engines*, Int J Engine Research, Vol. 3, No. 4, 2002, S. 249-259.
 - [59] Miura, M. et al.: *Possibility of achieving an ultra-clean (SULEV) DI diesel engine by combining low temperature and premixed combustion using future fuel*, Proceedings of FISITA 2004 world automotive congress, F2004V221, 2004.

-
- [60] Aoki, O. et al.: *HC Reduction Method with a Low Compression Ratio in the MK Combustion Concept*, JSAE paper 20005144, 2000.
- [61] Chmela, F. et al.: *Potenzial alternativer Verbrennungsverfahren für Otto- und Dieselmotoren*, 9. Tagung – Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, 2003.
- [62] Baxter, I.; Yeo, B.: *The Waukesha CFR Fuel Research Engine – An International Historic mechanical Engineering Landmark*, Waukesha Dresser Bulletin No. 1163, 1980.
- [63] Murphy, M., J.; Taylor, J., D.; McCormick, R., L.: *Compendium of Experimental Cetane Number Data*, Subcontractor Report National Renewable Energy Laboratory, NERL/SR-540-36805, 2004.
- [64] Philippovich, A.: *Die Betriebsstoffe für Verbrennungskraftmaschinen*, In: List, H. (Hrsg.): *Die Verbrennungskraftmaschine*, Band 1, Teil 1, 2. Auflage, 1949
- [65] ASTM D613-93: *Test Method for Cetane Number of Diesel Fuel Oil*, 1993.
- [66] DIN EN ISO 5165: 1999-05: *Bestimmung der Zündwilligkeit von Dieseldraftstoffen – Cetan-Verfahren mit dem CFR-Motor*, 1999.
- [67] Wilke, W.: *Über die Bestimmung der Zündwilligkeit (Cetanzahl) von Dieseldraftstoffen*, Motorentechnische Zeitschrift, 15. Jahrg., 1954, Nr. 05.
- [68] Lauer, W.: *Cetanzahlmessung am Prüfdiesel BASF*, Betriebsanleitung Ausgabe C, Krüger Prüfmaschinenbau, 1966.
- [69] DIN 51773: 1996-03: *Prüfung flüssiger Kraftstoffe – Bestimmung der Zündwilligkeit (Cetanzahl) von Dieseldraftstoffen mit dem BASF-Prüfmotor*, 1996.
- [70] DIN 51773: 2010-04: *Prüfung flüssiger Kraftstoffe – Bestimmung der Zündwilligkeit (Cetanzahl) von Dieseldraftstoffen mit dem BASF-Prüfmotor*, 2010.
- [71] Kalghatgi, G., T.; Risberg, P.; Angström, H.-E.: *A Method of Defining Ignition Quality of Fuels in HCCI Engines*, SAE paper 2003-01-1816, 2003.
- [72] Risberg, P.: *Describing the Auto-Ignition Quality of Fuels in HCCI Engines*, Dissertation, KTH Stockholm, 2006.
- [73] Kalghatgi, G., T.: *Fuel Anti-Knock Quality – Part I. Engine Studies*, SAE paper 2001-01-3584, 2001.
- [74] Shibata, G.; Urushihara, T.: *Auto-Ignition Characteristics of Hydrocarbons and Development of HCCI Fuel Index*, SAE paper 2007-01-0220, 2007.
- [75] Wolfer, H., H.: *Der Zündverzug im Dieselmotor*, VDI-Forschungsheft 392: Zündverzug und Klopfen im Motor, 1938.
- [76] Reinhardt, H.; Berner, H.-J.; Bargende, M.: *Anwendbarkeit existierender Zündverzugsmodelle für homogene und teilhomogene Dieseldraftverfahren*, In: Tschöke, H. (Hrsg.): *Diesel- und Benzindirekteinspritzung*, expertVerlag, 2007, ISBN: 3-8169-2657-6.
- [77] Sitkei, G.: *Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren*, Springer-Verlag, 1964.
- [78] Rosenberg, U., G.: *Beschreibung des Zündverzuges für Dieselmotoren mit (teil-) homogener Verbrennung durch empirische Gleichungen in Matlab*, Studienarbeit IVK Universität Stuttgart, 2006.
- [79] Pischinger, F. (Hrsg.): *Sonderforschungsbereich 224 „Motorische Verbrennung“, Abschlußbericht*, 2001.
- [80] Barba, C.: *Erarbeitung von Verbrennungskennwerten aus Indizierdaten zur verbesserten Prognose und rechnerischen Simulation des Verbrennungsablaufes bei Pkw-DE-Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung*, Dissertation, ETH Zürich, 2001.
- [81] Livengood, J., C.; Wu, P., C.: *Correlation of Autoignition Phenomena in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machines*, 5th Symposium (International) on Combustion, 1955, S. 347-356.

-
- [82] Woschni, G.; Anisitis, F.: *Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs mittelschnelllaufender Dieselmotoren bei geränderten Betriebsbedingungen*, Motorentechnische Zeitschrift, 34. Jahrg., 1973, Nr. 04.
- [83] List, H.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, Springer, 1939, (Die Verbrennungskraftmaschine, Hrsg.: Hans List, Heft 2).
- [84] Vibe, I., I.: *Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren*, VEB Verlag Technik, 1970.
- [85] Oberg, H.: *Die Darstellung des Brennverlaufes eines mittelschnelllaufenden Dieselmotors durch zwei überlagerte Vibe-Funktionen*, Dissertation, TU Braunschweig, 1976
- [86] Schreiner, K.: *Untersuchungen zum Ersatzbrennverlauf und Wärmeübergang bei schnelllaufenden Hochleistungsdieselmotoren*, Motorentechnische Zeitschrift, 54. Jahrg., 1993, Nr. 11.
- [87] Barba, C. et al.: *Empirisches Modell zur Vorausberechnung des Brennverlaufes bei Common-Rail-Dieselmotoren*, Motorentechnische Zeitschrift, 60. Jahrg., 1999, Nr. 04.
- [88] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, Springer, 2009, ISBN: 978-3-211-99270-0.
- [89] Csallner, P.: *Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufes von Ottomotoren bei geänderten Betriebsbedingungen*, Dissertation, TU München, 1981.
- [90] Csallner, P.; Woschni, G.: *Zur Vorausberechnung des Brennverlaufes von Ottomotoren bei geänderten Betriebsbedingungen*, Motorentechnische Zeitschrift, 43. Jahrg., 1982, Nr. 05.
- [91] Witt, A.: *Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten*, Dissertation, TU Graz, 1999.
- [92] Hockel, K.: *Untersuchungen zur Laststeuerung beim Ottomotor*, Dissertation, TU München, 1982
- [93] Theissen, M.: *Untersuchungen zum Restgaseinfluß auf den Teillastbetrieb des Ottomotors*, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 1989.
- [94] Neugebauer, S.: *Das instationäre Betriebsverhalten von Ottomotoren – experimentelle Erfassung und rechnerische Simulation*, Dissertation, TU München, 1996.
- [95] Hoppe, N.: *Vorausberechnung des Brennverlaufes von Ottomotoren mit Benzin-Direkteinspritzung*, Dissertation, TU München, 2002.
- [96] Schommers, J. et al.: *Evolution des Vierzylinder-Dieselmotors von Mercedes-Benz*, Motorentechnische Zeitschrift, 68. Jahrg., 2007, Nr. 01.
- [97] Brüggemann, H. et al.: *Dieselmotoren für die neue E-Klasse (W211)*, 23. Internationales Wiener Motorensymposium, 2002.
- [98] Stangelmaier, R. H.; Ryan, T. W.; Mehta, D.: *Fuel Introduction Strategies for Pre-Mixed Compression-Ignition Combustion*, IFP International Congress, 2001.
- [99] Spicher, U. et al.: *Homogene Dieselerverbrennung mit innerer und äußerer Gemischbildung*, 5. Dresdner Motorenkolloquium, 2003.
- [100] Sommer, A. et al.: *Potenzial der Kalte-Flammen-Technologie zur Darstellung der vorgemischten, homogenen Verbrennung in einem Dieselmotor*, Motorentechnische Zeitschrift, 67. Jahrg., 2006, Nr. 04.
- [101] Risberg, P.; Kalghatgi, G.; Angstrom, H.-E.: *Auto-ignition quality of Diesel-like fuels in HCCI engines*, SAE paper 2005-01-2127, 2005.
- [102] Rückert, J., M. et al.: *Äußere Gemischbildung beim Dieselmotor – Ansätze eines neuartigen Brennverfahrens*, MTZ-Konferenz Motor – Der Antrieb von Morgen, 2008.

-
- [103] Steiner, D.: *Strömungssieden gesättigter Flüssigkeiten*, In: VDI-Wärmeatlas, Hrsg.: VDI, 2006, ISBN: 978-3-540-25504-8.
- [104] Schilling, S. W.: *Vorrichtung zum Verdampfen von flüssigen Brennstoffen*, Europäisches Patent EP 0 905 447 B1, 1998.
- [105] Midlam-Mohler, S. W.: *Modeling, Control and Diagnosis of a Diesel Lean NO_x Trap Catalyst*, Dissertation, Ohio State University, 2005.
- [106] Sjöberg, M.; Dec, J. E.; Hwang, W.: *Thermodynamic and Chemical Effects of EGR and Its Constituents on HCCI Autoignition*, SAE paper 2007-01-0207, 2007.
- [107] Mattes, P.; Remmels, W.; Sudmanns, H.: *Untersuchungen zur Abgasrückführung am Hochleistungsdieselmotor*, Motorentechnische Zeitschrift, 60 Jahrg., 1999, Nr. 04.
- [108] Sjöberg, M.; Dec, J. E.: *Effects of EGR and its constituents on HCCI autoignition of ethanol*, Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 33, 2011, S. 3031-3038.
- [109] Szybist, J. P.; Bunting, B. G.: *Cetane Number and Engine Speed Effects on Diesel HCCI Performance and Emissions*, SAE paper 2005-01-3723, 2005.
- [110] Fieweger, K.; Blumenthal, R.; Adomeit, G.: *Self-ignition of S.I. engine model fuels: a shock tube investigation at high pressure*, Combustion and Flame 109, 1997, S. 599-619.
- [111] Gauthier, B. M.; Davidson, D. F.; Hanson, R.K.: *Shock tube determination of ignition delay times in full-blend and surrogate fuel mixtures*, Combustion and Flame 139, 2004, S. 300-311.
- [112] Soyhan, H. S.; Mauss, F.; Sorousbay, C.: *Chemical kinetic modeling of combustion in internal combustion engines using reduced chemistry*, Combustion Science and Technology 174, 2002, S. 73-91.
- [113] Kim, S. K. et al.: *Numerical investigation of the autoignition of turbulent gaseous jets in a high-pressure environment using the multiple-RIF model*, Fuel 83, 2004, S. 375-386.
- [114] Hartmann, M.; Starke, R.: *Kraftstoffkennzahlen – TP1 Stoßwellenrohr, Untersuchungen der Zündverzugszeiten im Stoßwellenrohr*, Abschlussbericht, FVV Heft 904, 2010.
- [115] Tanaka, S. et al.: *Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives*, Combustion and Flame 132, 2003, S. 219-239.
- [116] Machrafi, H.; Cavadiasa, S.: *An experimental and numerical analysis of the influence of the inlet temperature, equivalence ratio and compression ratio on the HCCI auto-ignition process of Primary Reference Fuels in an engine*, Fuel Processing Technology, Vol. 89, 2008, S. 1218-1226.
- [117] Flowers, D. et al.: *Operation of a Four-Cylinder 1.9L Propane Fueled Homogeneous charge Compression Ignition Engine: Basic Operating Characteristics and Cylinder-to-Cylinder Effects*, SAE paper 2001-01-1895.
- [118] Aroonsrisopon, T. et al.: *Comparison of HCCI Operating Ranges for Combinations of Intake Temperature, Engine Speed and Fuel Composition*, SAE paper 2002-01-1924.
- [119] Ebrahimi, R.; Desmet, B.: *An experimental investigation on engine speed and cyclic dispersion in an HCCI engine*, Fuel, Vol. 89, 2010, S. 2149-2156.
- [120] Bunting, B. G. et al.: *Fuel chemistry and cetane effects on diesel homogeneous charge compression ignition performance, combustion and emissions*, International Journal of Engine Research, Vol. 8, 2007, S. 15-27.
- [121] Tanaka, S. et al.: *Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives*, Combustion and Flame 132, 2003, S. 219-239.
- [122] Shibata, G. et al.: *Correlation of Low Temperature Heat Release with Fuel Composition and HCCI Engine Combustion*, SAE paper 2005-01-0138, 2005.

-
- [123] Steinbach, N. et al.: *Motorisches Potential von synthetischen Dieselmotoren*, Motoren- und Kraftfahrzeugtechnik Zeitschrift, 67. Jahrg., 2006, Nr. 02.
 - [124] Shibata, G. et al.: *The Effect of Fuel Properties on Low and High Temperature Heat Release and Resulting Performance of an HCCI Engine*, SAE paper 2004-01-0553, 2004.
 - [125] Heywood, J., B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, 1988, ISBN: 0-07-100499-8.
 - [126] Ogink, R.: *Approximation of Detailed-Chemistry Modeling by a Simplified HCCI Combustion Model*, SAE paper 2005-24-037, 2005.
 - [127] Millet, J.-B. et al.: *A Reduced Model of HCCI Combustion in View of Application to Model Based Engine Control Systems*, SAE paper 2006-01-3297, 2006.
 - [128] Swan, K.; Shahbakhti, M.; Koch, C., R.: *Predicting Start of Combustion Using a Modified Knock Integral Method for an HCCI Engine*, SAE paper 2006-01-1086, 2006.
 - [129] Weisser, G., A.: *Modelling of Combustion and Nitric Oxide Formation for Medium-Speed DI Diesel Engines: A Comparative Evaluation of Zero- and Three-Dimensional Approaches*, Dissertation, ETH Zürich, 2001.
 - [130] Vandersickel, A.: *Kraftstoffkennzahlen – TP2 Reaktionskinetik, Entwicklung phänomenologischer Reaktionsmodelle für eine homogene selbstgezündete Verbrennung (HCCI)*, Abschlussbericht, FVV Vorhaben Nr. 948, 2011.
 - [131] Douaud, A., M.; Eyzat, P.: *Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines*, SAE paper 78080, 1978.
 - [132] Yates, A., D., B.; Swarts, A.; Viljoen, C., L.: *Correlating Auto-Ignition Delays and Knock-Limited Spark-Advance Data for Different Types of Fuel*, SAE paper 2005-01-2083, 2005.

9.1 Zündverzögerung über der AGR-Rate

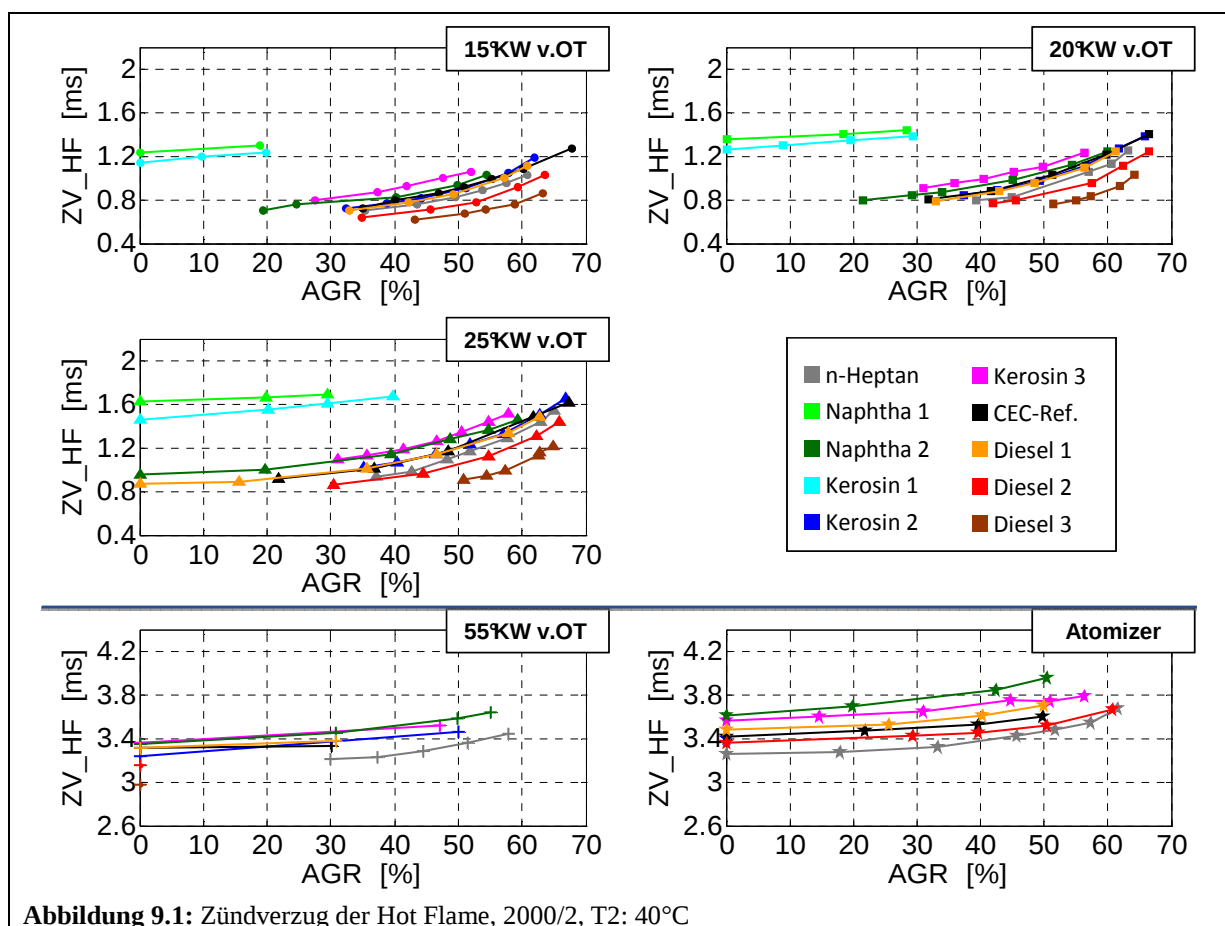


Abbildung 9.1: Zündverzögerung der Hot Flame, 2000/2, T2: 40°C

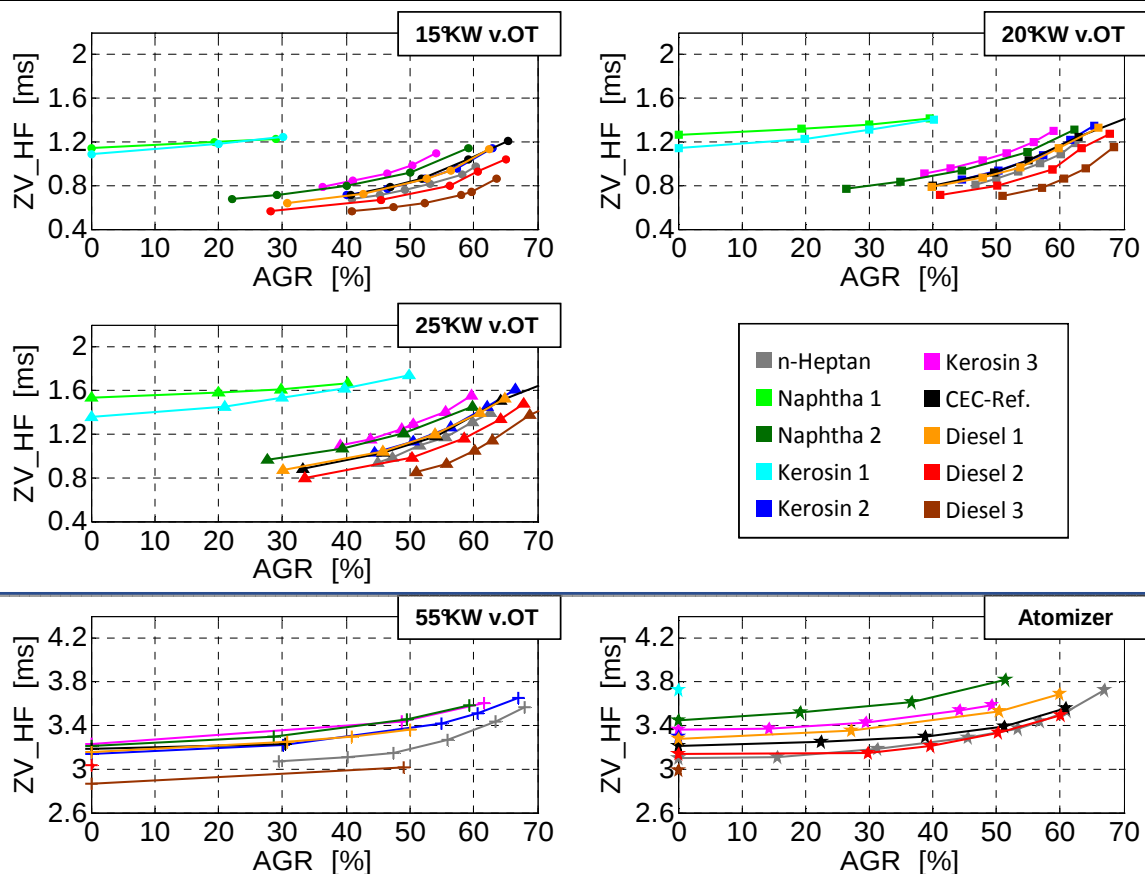


Abbildung 9.2: Zündverzögerung der Hot Flame, 2000/2, T2: 60°C

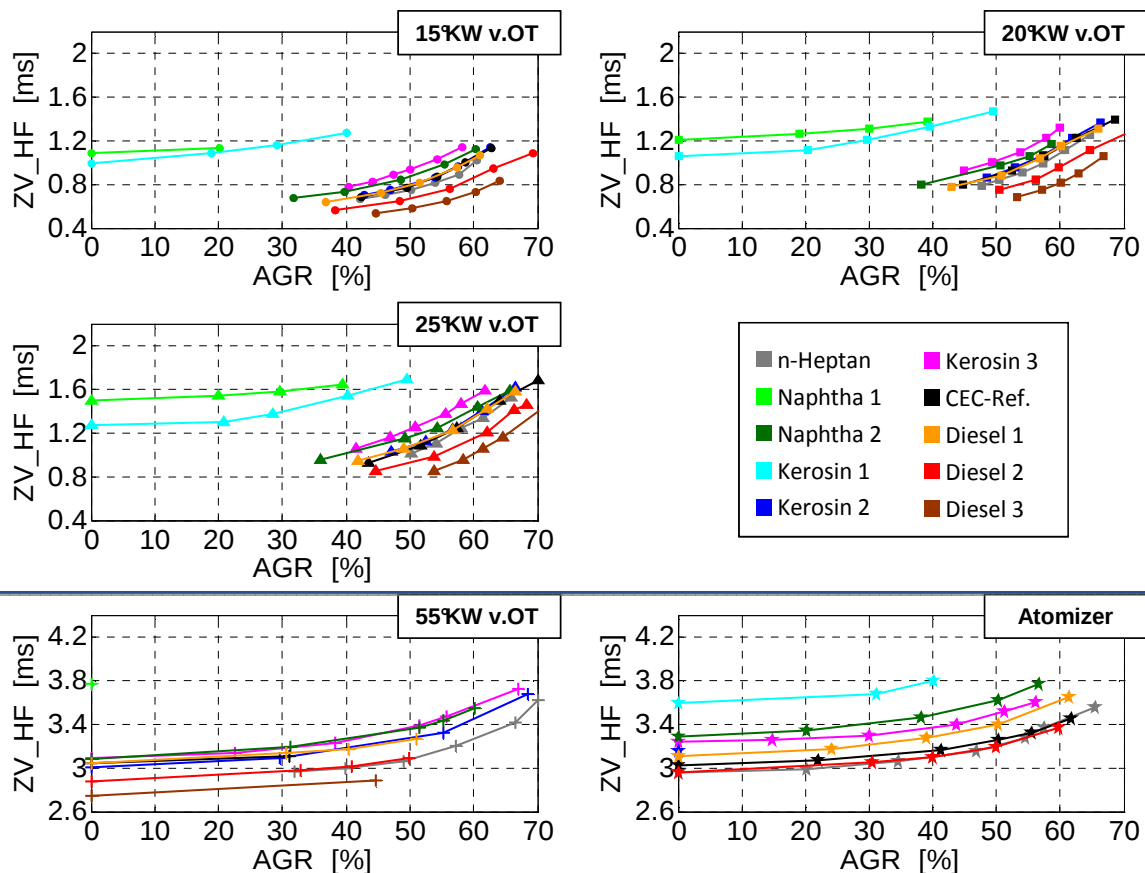
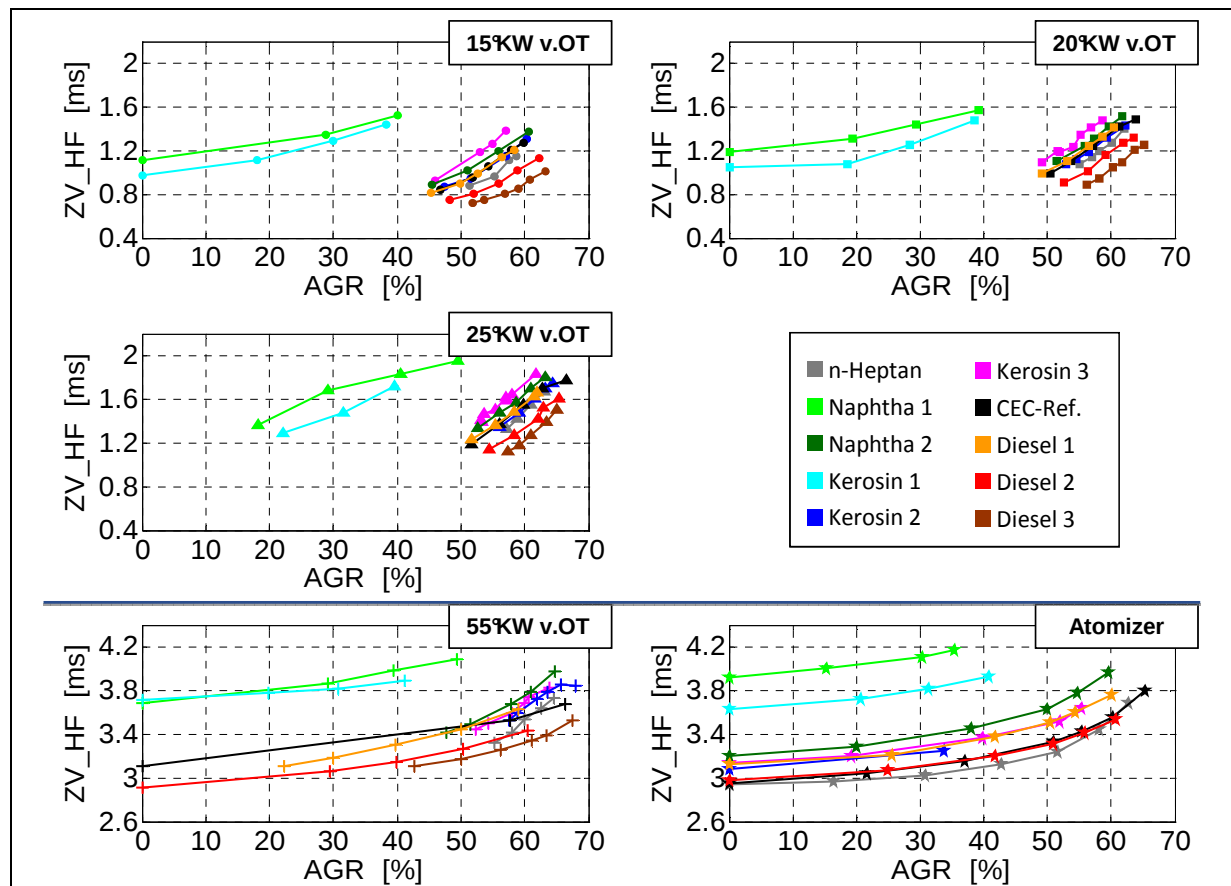
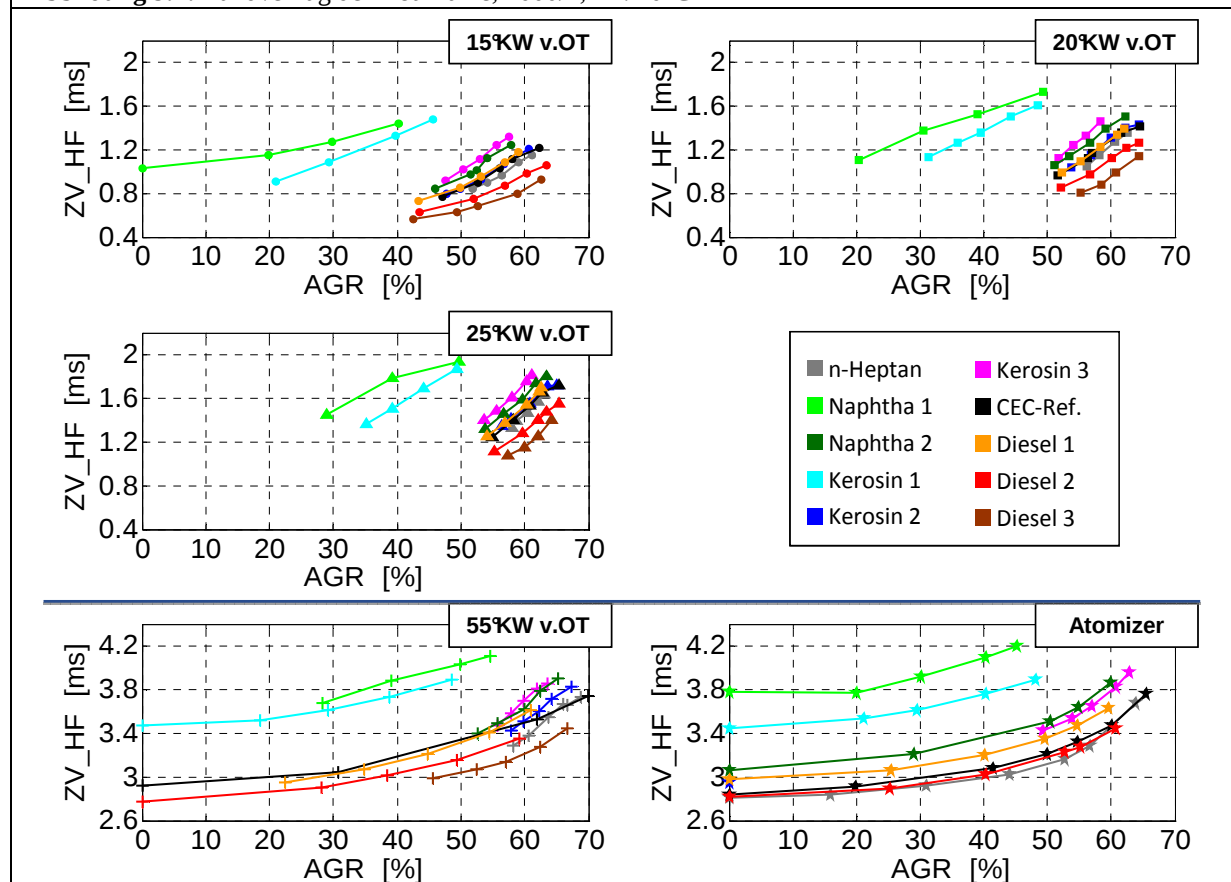
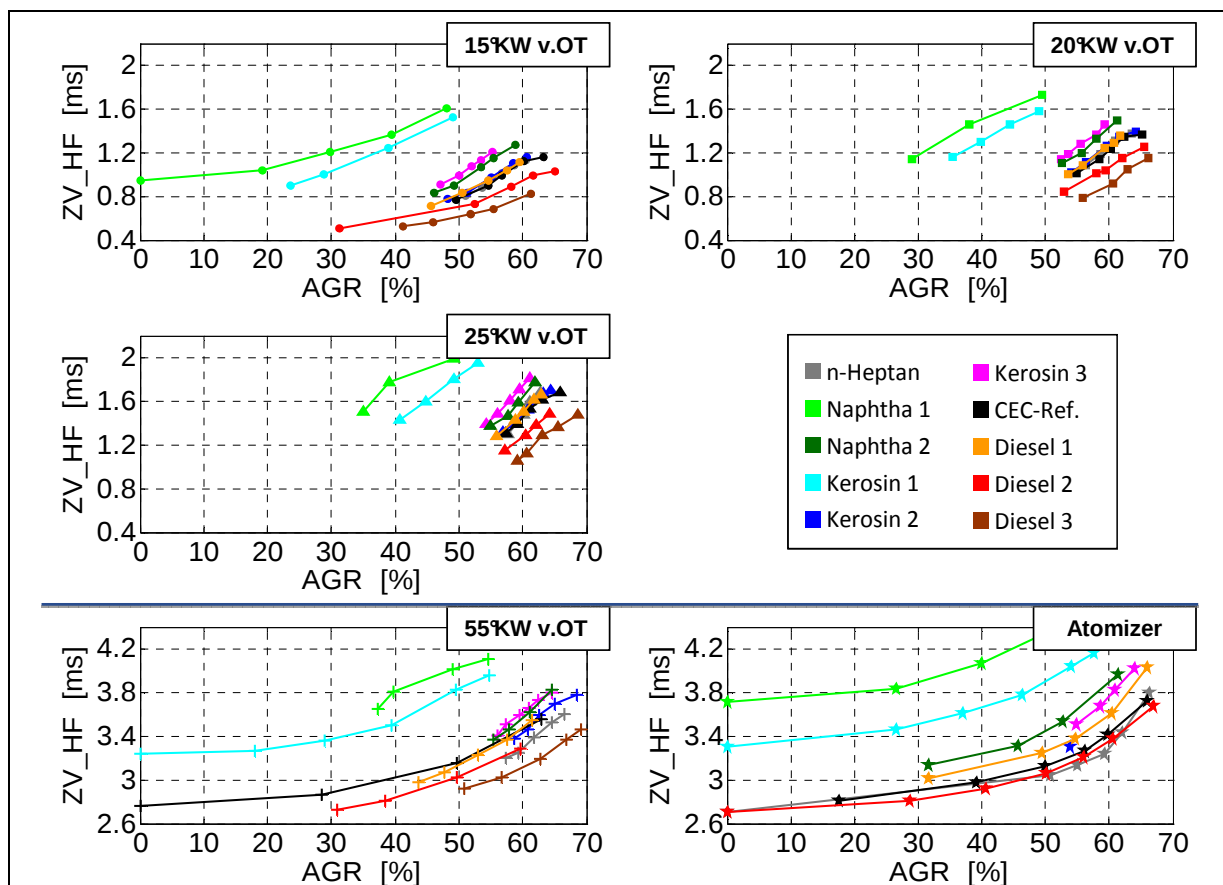
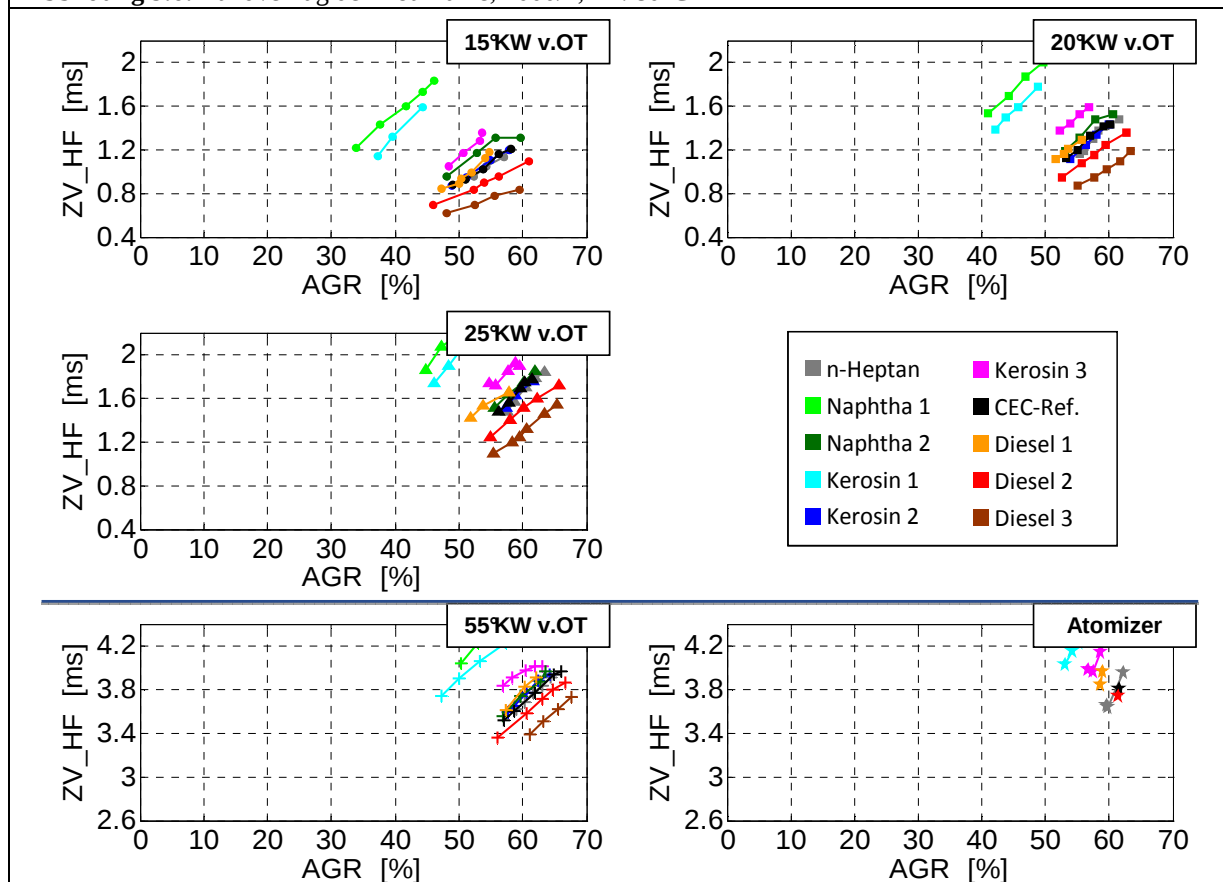
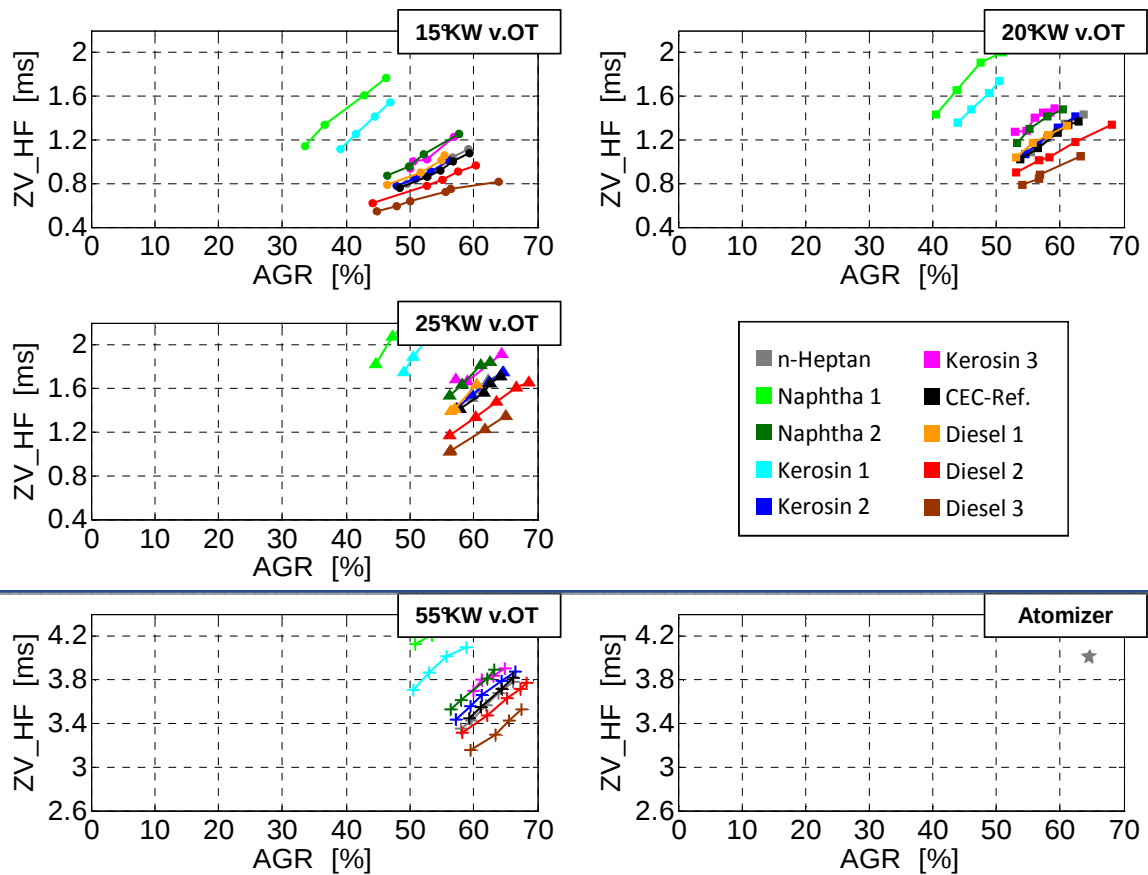
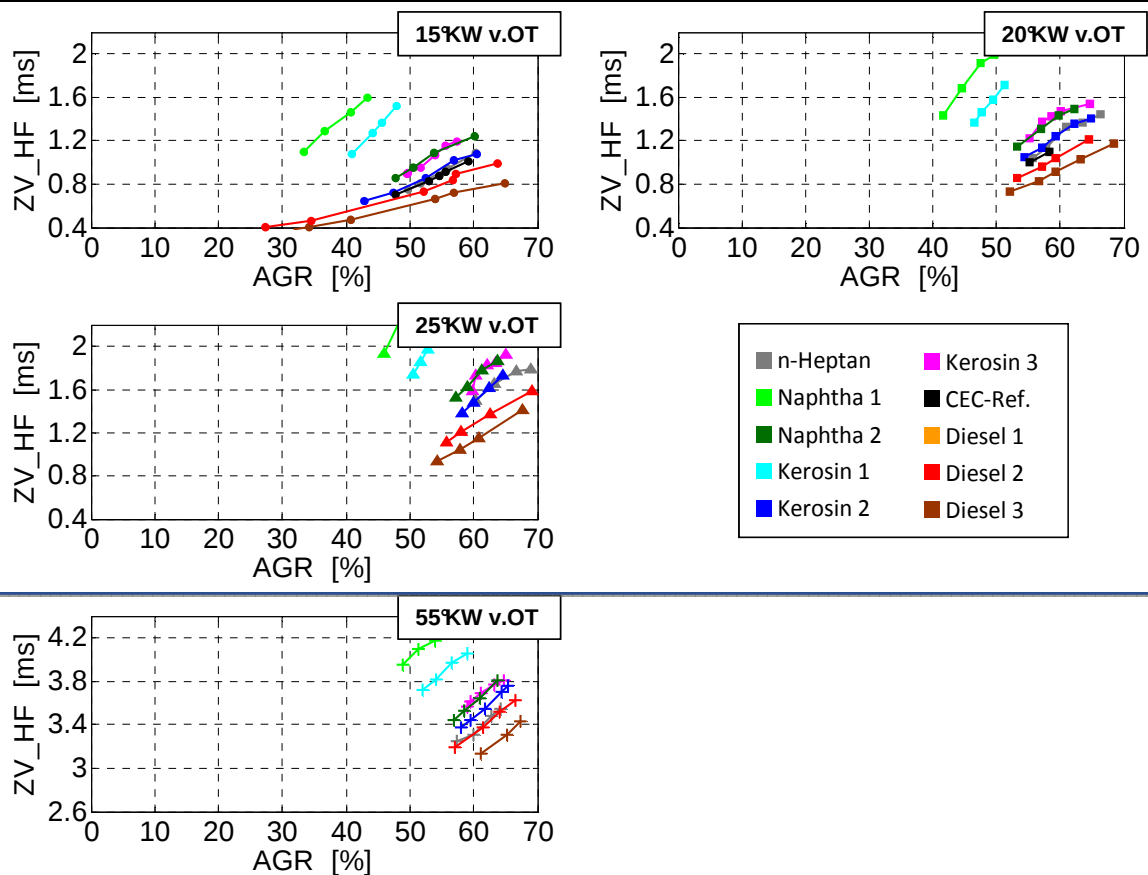


Abbildung 9.3: Zündverzögerung der Hot Flame, 2000/2, T2: 80°C

Abbildung 9.4: Zündverzögerung der Hot Flame, 2000/4, $T_2: 40^\circ\text{C}$ Abbildung 9.5: Zündverzögerung der Hot Flame, 2000/4, $T_2: 60^\circ\text{C}$

Abbildung 9.6: Zündverzug der Hot Flame, 2000/4, $T_2: 80^\circ\text{C}$ Abbildung 9.7: Zündverzug der Hot Flame, 2000/6, $T_2: 40^\circ\text{C}$

Abbildung 9.8: Zündverzug der Hot Flame, 2000/6, $T_2: 60^\circ\text{C}$ Abbildung 9.9: Zündverzug der Hot Flame, 2000/6, $T_2: 80^\circ\text{C}$

9.2 Aktivierungsenergie über der AGR-Rate

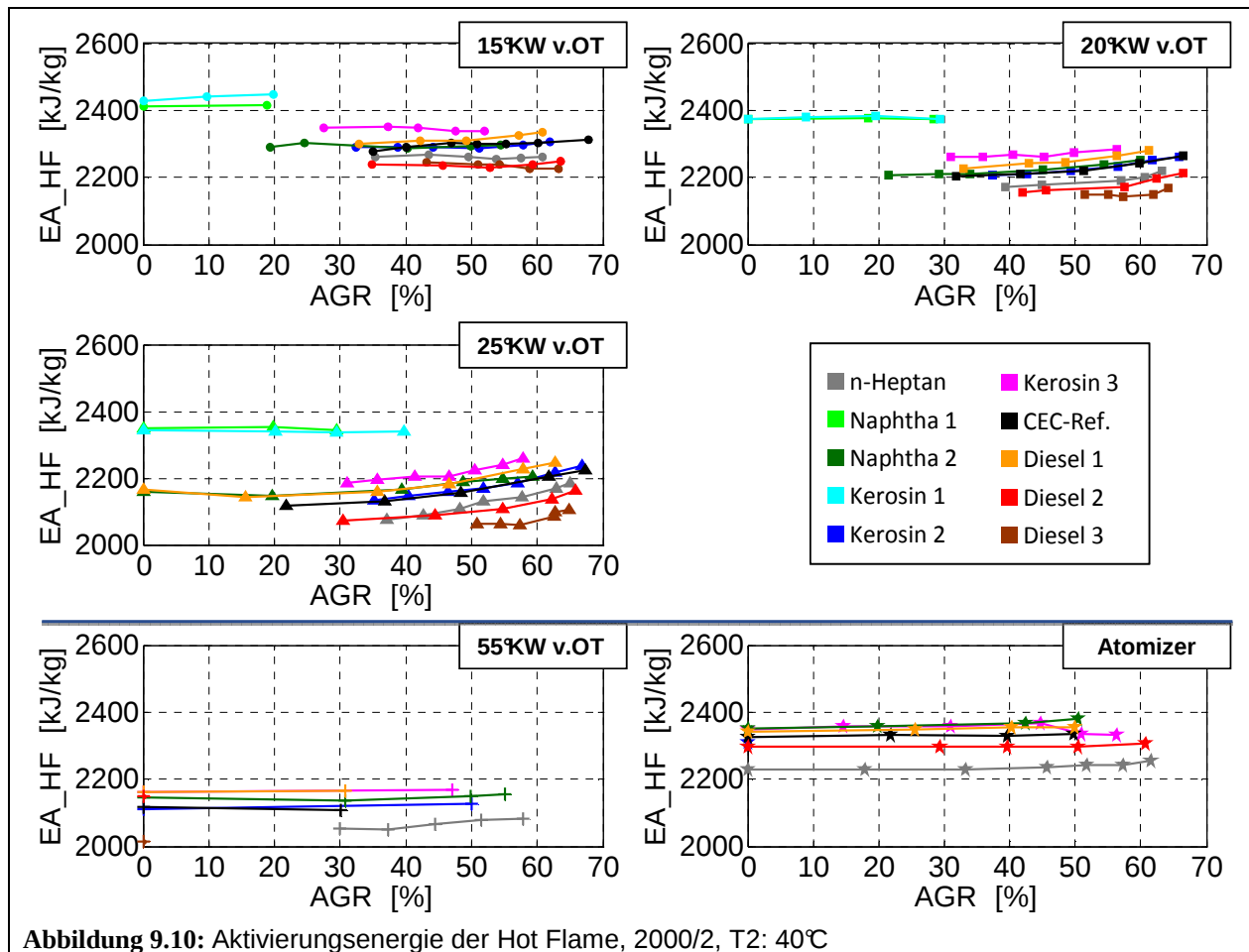
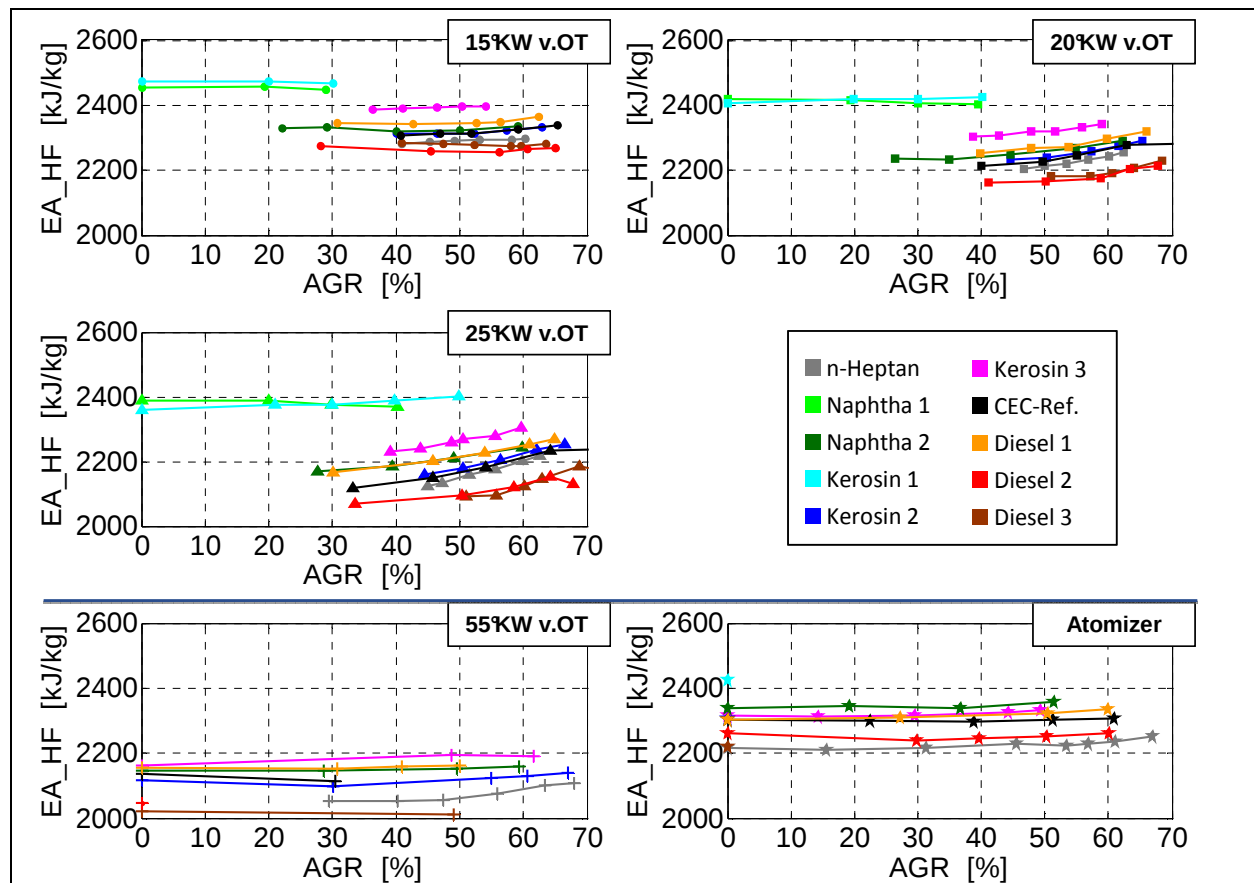
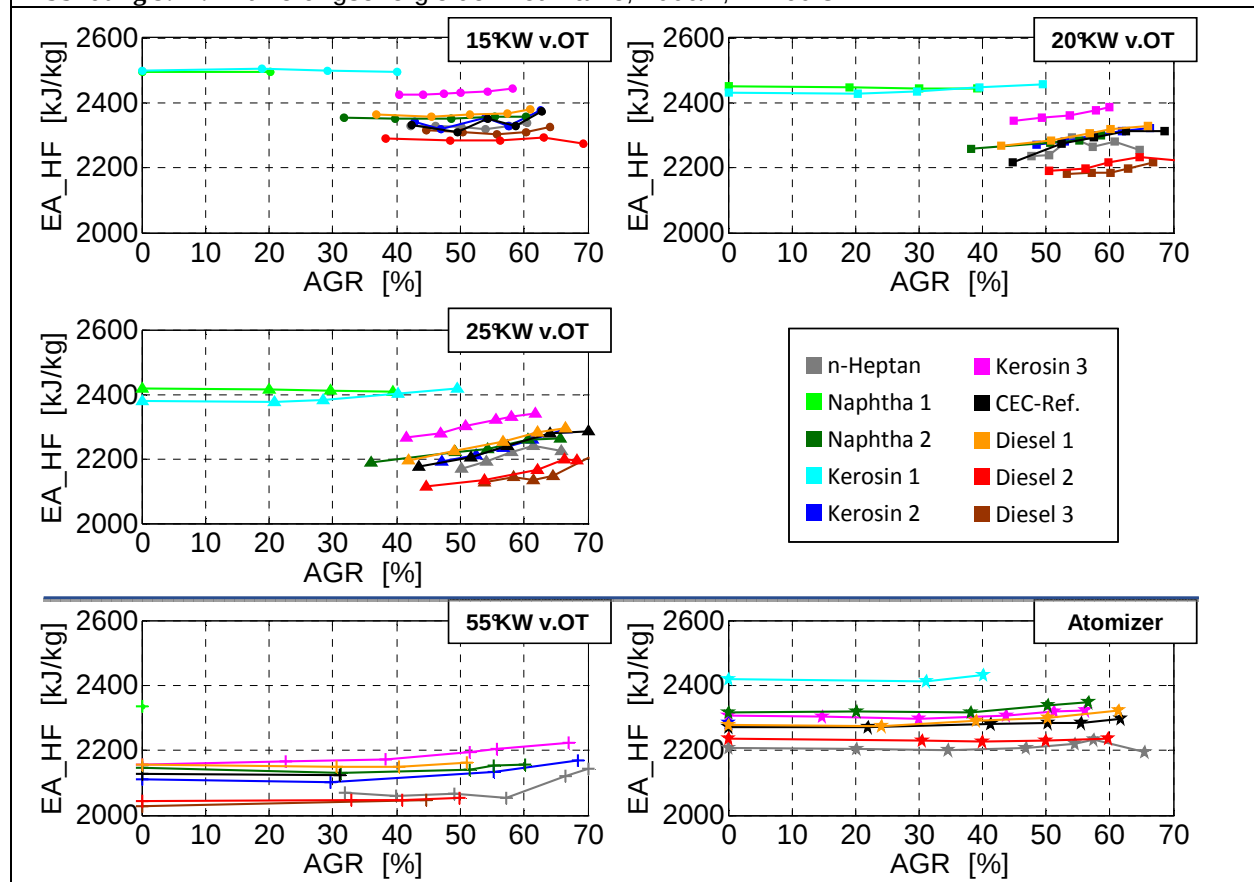


Abbildung 9.10: Aktivierungsenergie der Hot Flame, 2000/2, T2: 40°C

Abbildung 9.11: Aktivierungsenergie der Hot Flame, 2000/2, T_2 : 60°C Abbildung 9.12: Aktivierungsenergie der Hot Flame, 2000/2, T_2 : 80°C

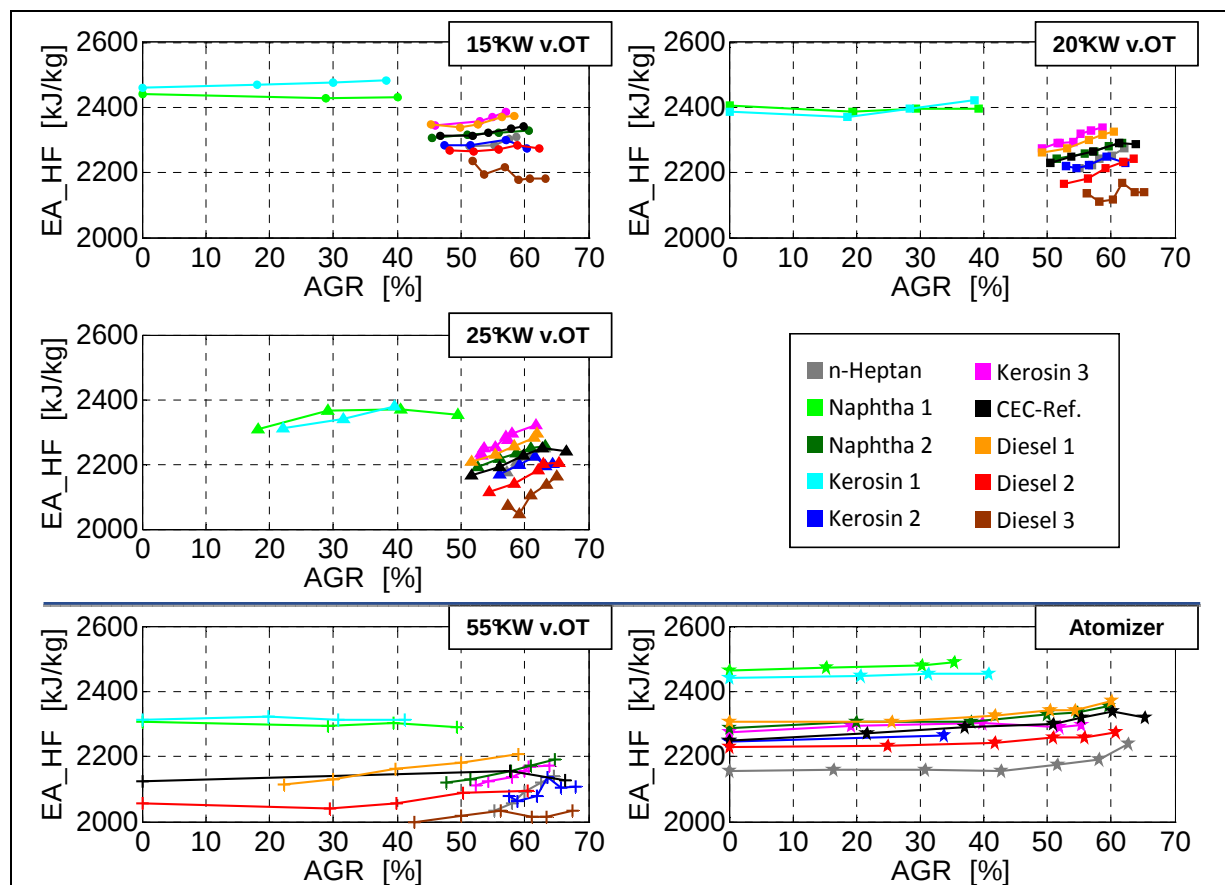


Abbildung 9.13: Aktivierungsenergie der Hot Flame, 2000/4, T2: 40°C

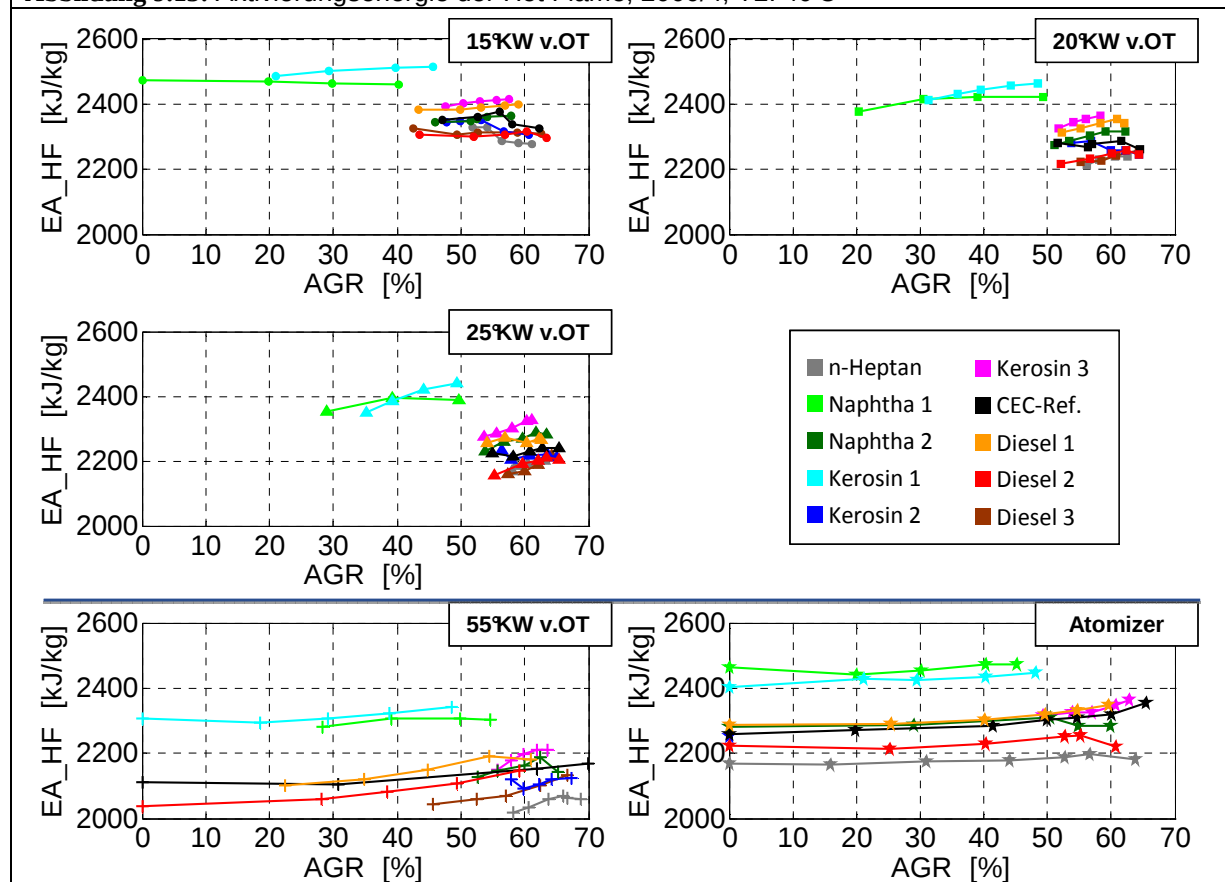


Abbildung 9.14: Aktivierungsenergie der Hot Flame, 2000/4, T2: 60°C

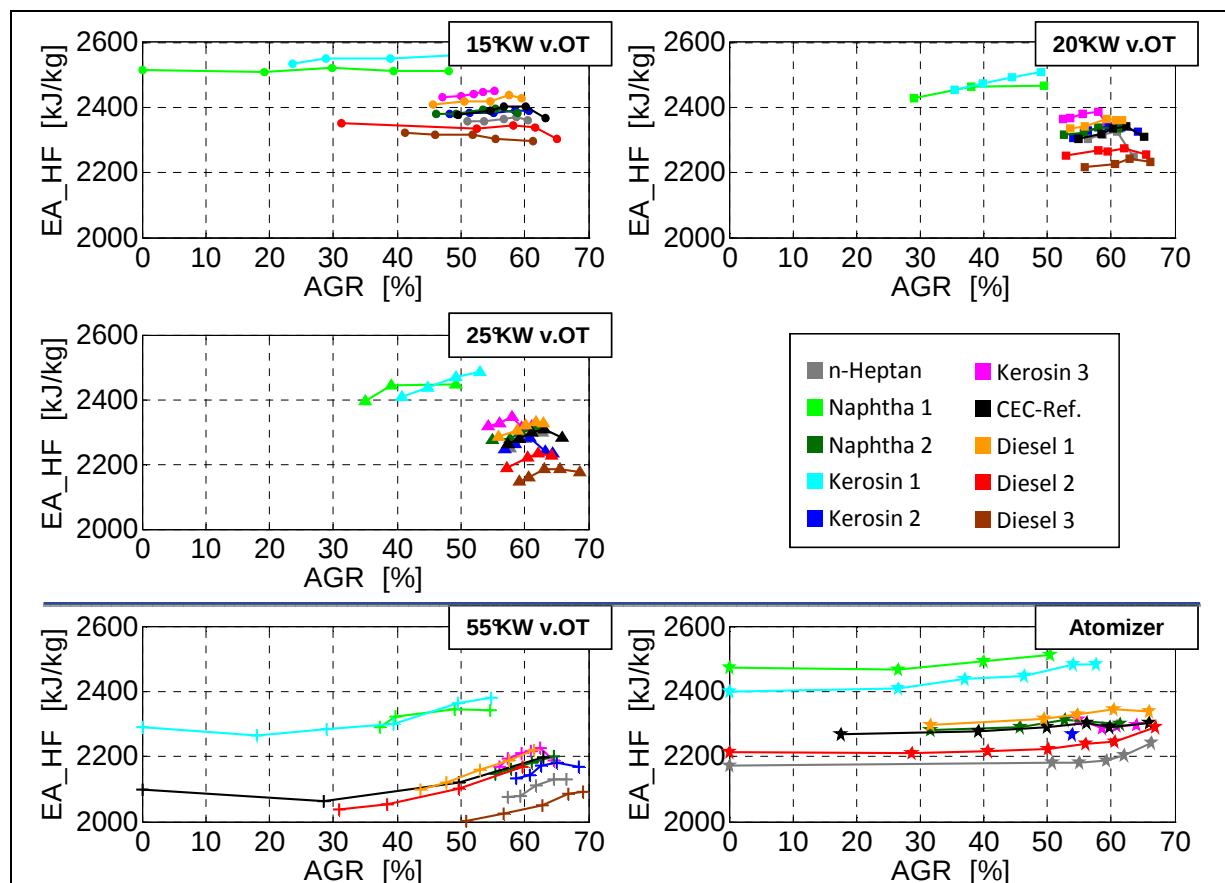


Abbildung 9.15: Aktivierungsenergie der Hot Flame, 2000/4, T_2 : 80°C

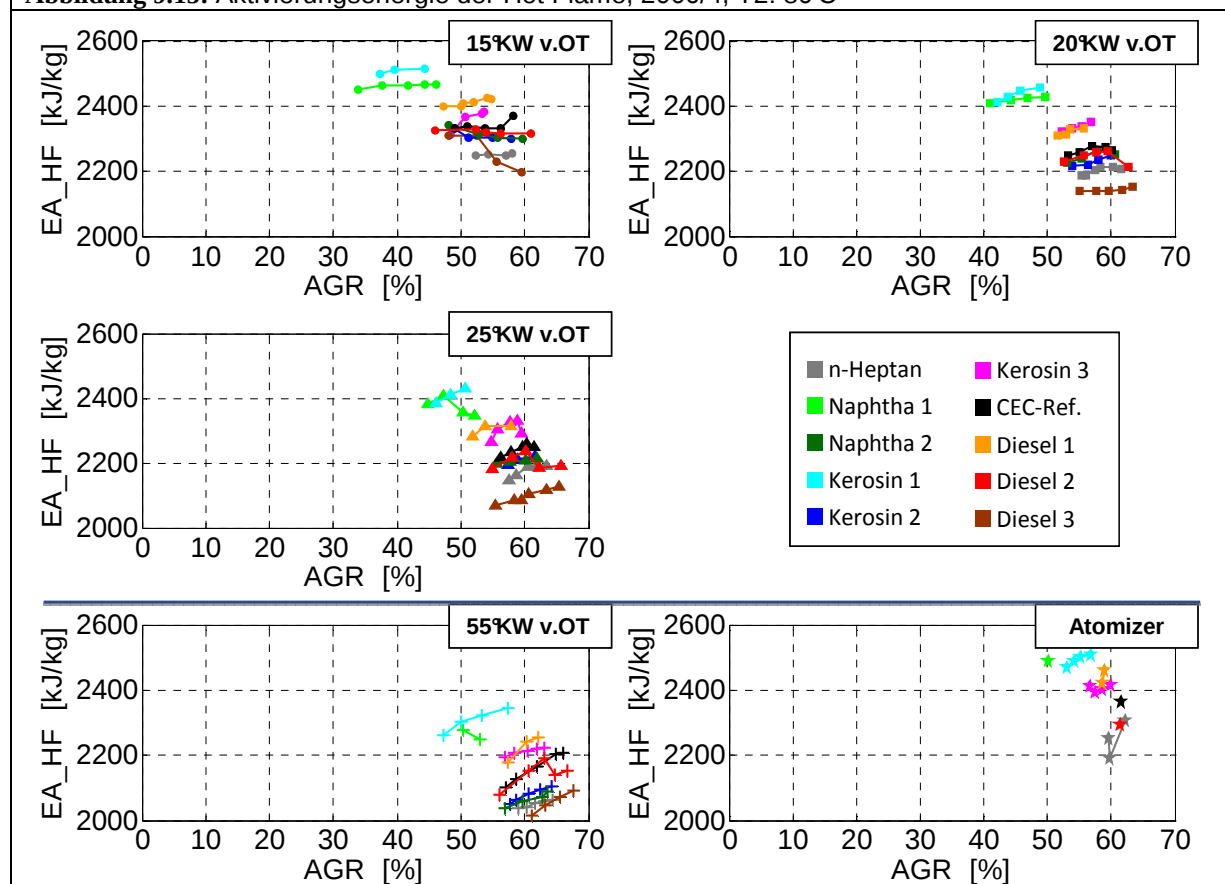


Abbildung 9.16: Aktivierungsenergie der Hot Flame, 2000/6, T_2 : 40°C

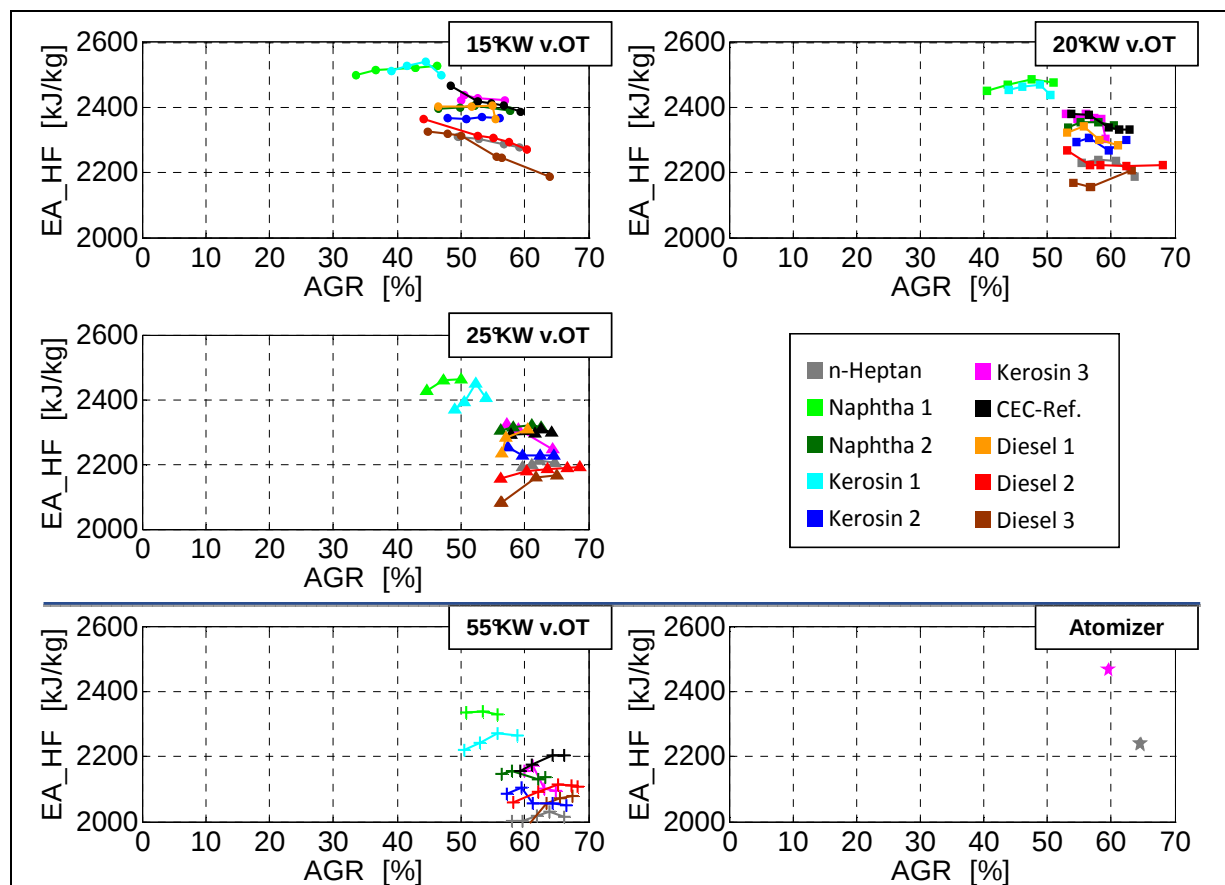


Abbildung 9.17: Aktivierungsenergie der Hot Flame, 2000/6, T2: 60°C

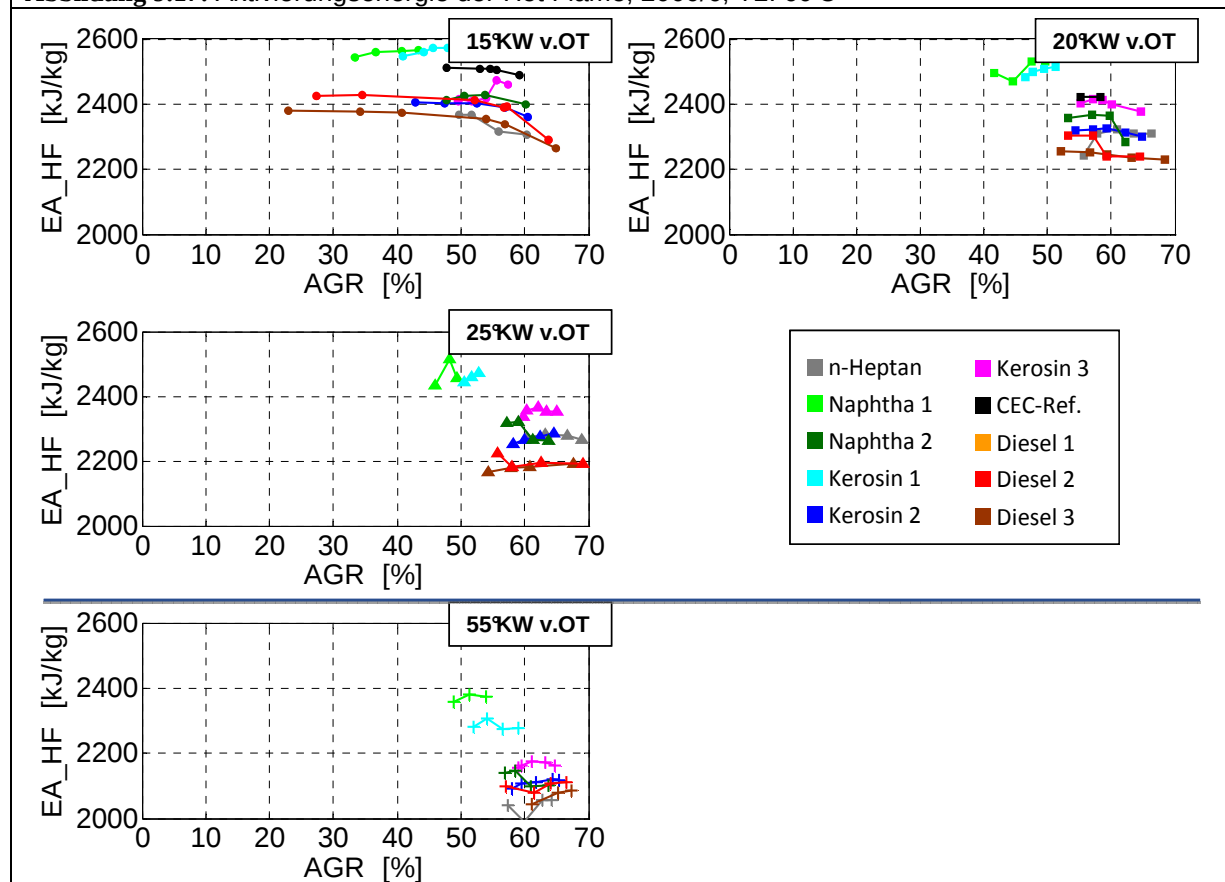


Abbildung 9.18: Aktivierungsenergie der Hot Flame, 2000/6, T2: 80°C

LEBENS LAUF

Name: Sebastian Andre Beck

Geburtsort: Schorndorf

Schulbildung:

1987 – 1991 Grundschohle, Winterbach

1991 – 2000 Burg-Gymnasium, Schorndorf

Studium:

2001 – 2007 Universität Stuttgart

Studiengang Technologiemanagement

Beruflicher Werdegang:

2007 – 2011 Wissenschaftlicher Mitarbeiter

Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen

Universität Stuttgart

Seit 2011 Roland Berger Strategy Consultants GmbH

München