

69

Berichte aus dem TFZ

Zünd- und Brennverhalten von Pflanzenölkraftstoff und Übertragung auf einen Motor der Abgasstufe V

Projektpartner:



Zünd- und Brennverhalten von Pflanzenölkraftstoff und Übertragung auf einen Motor der Abgasstufe V



Zünd- und Brennverhalten von Pflanzenölkraftstoff und Übertragung auf einen Motor der Abgasstufe V

Robert Altmann (OTH)
Jürgen Gebhard
Dr.-Ing. Peter Emberger
Dr. Klaus Thuneke
Prof. Dr.-Ing. Hans-Peter Rabl (OTH)
Dr. Edgar Remmele

Projektpartner:



Berichte aus dem TFZ 69

Straubing, Dezember 2020

Titel: Zünd- und Brennverhalten von Pflanzenölkraftstoff und Übertragung auf einen Motor der Abgasstufe V

Autoren: Robert Altmann (OTH), Jürgen Gebhard, Dr.-Ing. Peter Emberger, Dr. Klaus Thuneke, Prof. Dr.-Ing. Hans-Peter Rabl (OTH), Dr. Edgar Remmele

Projektleiter: Gesamtvorhaben und Teilvorhaben TFZ: Dr. Edgar Remmele
Teilvorhaben OTH: Prof. Dr.-Ing. Hans-Peter Rabl

Bearbeiter: Robert Altmann (OTH), Jürgen Gebhard

in Kooperation mit: Ostbayerische Technische Hochschule Regensburg (OTH)
DEUTZ AG, Köln

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben "Grundlagenorientierte Untersuchungen zum Zünd- und Verbrennungsverhalten von Pflanzenölkraftstoff und Übertragung auf ein Motorsystem der Abgasstufe V (EVOLUM)" wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Ernährung und Landwirtschaft über die Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e. V. unter den Förderkennzeichen 22004016 (TFZ) und 22002017 (OTH) gefördert. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

© 2020
Technologie- und Förderzentrum
im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), Straubing

Alle Rechte vorbehalten.
Kein Teil dieses Werks darf ohne schriftliche Einwilligung des Herausgebers in irgendeiner Form reproduziert oder unter Verwendung elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt, verbreitet oder archiviert werden.

Unter Verwendung mineralölfreier Druckfarben (Mineralölanteil < 1 %) gedruckt auf chlorfreiem Papier aus nachhaltiger, zertifizierter Waldbewirtschaftung.

ISSN: 1614-1008

Hrsg.: Technologie- und Förderzentrum
im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ)
Schulgasse 18, 94315 Straubing

E-Mail: poststelle@tfz.bayern.de

Internet: www.tfz.bayern.de

Redaktion: Jürgen Gebhard, Robert Altmann (OTH), Anna Grundner, Ulrich Eidschink

Verlag: Eigenverlag

Erscheinungsort: Straubing

Erscheinungsjahr: 2020

Gestaltung: Jürgen Gebhard, Robert Altmann (OTH), Dr.-Ing. Peter Emberger

Fotonachweis: Robert Altmann (OTH) (10, 27–30, 84), Jürgen Gebhard (12)

Titelbild: Tobias Hase für StMELF

Danksagung

Unser Dank gilt dem Bundesministerium für Ernährung und Landwirtschaft für die Finanzierung sowie dem Projektträger Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e. V. für die Begleitung dieses Forschungsvorhabens.

Bei der DEUTZ AG möchten wir uns für die Bereitstellung kostenloser Hardware und die Beratung bei der Durchführung des Vorhabens bedanken. Für die sehr gute Zusammenarbeit gebührt unser Dank insbesondere Herrn Dr.-Ing. Georg Töpfer, Herrn Adrian Troeger, Herrn Ulf Klein und nicht zuletzt Herrn Markus Winkler.

Für die große Unterstützung bei der Implementation des Versuchsinjektors in den Advanced Fuel Ignition Analyser möchten wir uns bei der ASG Analytik-Service Gesellschaft mbH, insbesondere bei Herrn Dr.-Ing. Philipp Seidenspinner und Herrn Dr. Thomas Wilharm, bedanken.

Die Autoren

Abstract (deutsch)

Durch den Ersatz von Dieselmotorkraftstoff durch Rapsölmotorkraftstoff (R100) können Treibhausgasemissionen reduziert werden. Für einen störungsfreien Betrieb eines Motors mit Rapsölmotorkraftstoff sind jedoch Modifikationen an Motorkomponenten und Motorsteuergerät notwendig, um eine effiziente Verbrennung im Motor zu erreichen.

Ziel des Vorhabens ist die Erarbeitung von Grundlagen zur Auslegung der Motorsteuerung pflanzenölauglicher Offroad-Motoren mit moderner Abgasnachbehandlung mit anschließender entsprechender Abstimmung der Motorapplikation am Prüfstand.

Grundlegende Untersuchungen der physikalischen Prozessabläufe von R100 bei der Einspritzung werden an einem hydraulischen Druckanstiegsanalysator (HDA) und einer Hochdruck-Hochtemperatur-Kammer (HDHT-Kammer) durchgeführt. Unterschiede im Zünd- und Brennverhalten werden in einer Konstantvolumenbrennkammer untersucht. Abschließend werden die Erkenntnisse am Motorenprüfstand auf einen DEUTZ-Motor übertragen, dessen Einspritzsystem auch bei den grundlegenden Untersuchungen verwendet wurde.

Die Ergebnisse zeigen, dass das Einspritzverhalten von R100 eine höhere Sensitivität gegenüber Kraftstofftemperaturvariationen aufweist als Dieselmotorkraftstoff. Bei niedrigen Kraftstofftemperaturen sind mit R100 ein längerer Öffnungsverzug und eine geringere Einspritzmenge festzustellen. Um diesen Einfluss bei der Einspritzstrategie zu kompensieren, ist die Kenntnis der Kraftstofftemperatur im Injektor notwendig. Eine weitere Herausforderung stellt die Gemischaufbereitung dar, hier führen unter anderem die höhere Viskosität und höhere Siedetemperaturen von R100 zu einem schmäleren Spritzwinkel und verzögerter Verdampfung im Vergleich zum Dieselmotorkraftstoff. Eine Erhöhung des Einspritzdrucks und höhere Temperaturen und Drücke in der Brennkammer verbessern die Gemischaufbereitung.

Bei Bedingungen von mittlerer und hoher Last ist der Zündverzug von R100 kürzer und das Verbrennungsverhalten ähnlich zum Dieselmotorkraftstoff. Eine geringere Wärmefreisetzung von R100 wird durch den geringeren Heizwert verursacht. Unter Bedingungen von niedriger Last und Motorstart ist ein längerer Zündverzug von R100 im Vergleich zum Dieselmotorkraftstoff festzustellen. Eine Steigerung des Einspritzdrucks und höhere Brennkammerdrücke und -temperaturen führen bei beiden Kraftstoffen zu kürzeren Zündverzügen, der Einfluss dieser Parameter ist jedoch für R100 stärker als für Dieselmotorkraftstoff. Voreinspritzungen führen bei beiden Kraftstoffen zu einer Verkürzung des Zündverzugs der Haupteinspritzung und zu einer geringeren Wärmefreisetzungsrate.

Am Motorprüfstand ist bei gleicher Motorapplikation mit R100 eine geringere Leistung als mit Dieselmotorkraftstoff festzustellen. Nach Angleichung der Motorleistung durch Anhebung der Einspritzmenge von R100 sind im Rohabgas Stickstoffoxid (NO_x)- und Kohlenstoffmonoxidemissionen auf gleichem Niveau zu Dieselmotorkraftstoff zu beobachten sowie geringere Partikelemissionen. Unter Verwendung eines DoE Vorgehens kann der Partikel-NO_x - trade-off von R100 optimiert und Einstellparameter gefunden werden, in denen sowohl

niedrigere NO_x als auch niedrigere Partikelemissionen im Vergleich zum Dieseldieselkraftstoff resultieren.

Das installierte Abgasnachbehandlungssystem, bestehend aus einem Dieseloxydationskatalysator (DOC), Dieselpartikelfilter (DPF) und selektivem katalytischem Reduktionssystem (SCR), arbeitet für beide Kraftstoffe ähnlich und es scheint keine Anpassung der Dosierungsstrategie der wässrigen Harnstofflösung notwendig zu sein. Eine Regeneration des Partikelfilters mit R100 war nach Optimierung der Einstellparameter der Drosselklappe möglich.

Motorkaltstart und Leerlauf sind herausfordernde Betriebsphasen, die für R100 einer weiteren Optimierung bedürfen. Eine Temperierung von R100 im Injektor auf 50–60 °C sowie eine Kompensation der Einspritzmenge in Abhängigkeit von der Kraftstofftemperatur sind mögliche Verbesserungsmaßnahmen. Zudem kann durch einen früheren Einspritzbeginn von R100 das Verbrennungsverhalten angepasst werden. Die Motorprüfstandsuntersuchungen bestätigen qualitativ die Erkenntnisse die mit dem hydraulischen Druckanstiegsanalysator (HDA), der Hochdruck-Hochtemperatur-Kammer (HDHT-Kammer) und der Konstantvolumenbrennkammer gewonnen wurden.

Weitere Untersuchungen sind notwendig, um die Ergebnisse auf einen baugleichen, in einer mobilen Arbeitsmaschine eingebauten Motor zu transferieren, damit Informationen zur Dauerhaltbarkeit unter realen Bedingungen erhalten werden können. Weiterführende Forschungsarbeiten sind im Bereich der Betriebsphasen des Motorkaltstarts und Leerlaufs mit Rapsölkraftstoff nötig, um einen dauerhaft störungsfreien Betrieb in diesen Betriebsphasen zu erreichen. Die erzielten Erkenntnisse deuten darauf hin, dass hier noch viel Verbesserungspotenzial vorhanden ist.

Abstract (englisch)

Replacing diesel fuel with pure rapeseed oil fuel is an option to reduce greenhouse gas emissions. For a failure-free operation with pure rapeseed oil fuel (R100) specific modifications of engine components and of the engine control unit are necessary to get an efficient combustion in the engine.

Target of the project is the development of design basics of engine control systems for plant oil compatible off-road engines with modern exhaust gas aftertreatment and validation of the results at the test bench.

Therefore, for R100 the physical processes of injection behaviour are researched using an injection rate analyser. The jet propagation after injection is analysed by optical measurements in a high-pressure-high-temperature chamber. The ignition and combustion characteristics under controlled conditions are determined in a constant volume combustion chamber. For the experiments the same type of injector is used, which is also installed in a DEUTZ off-road-diesel engine. This type of engine was used to transfer and validate the results on an engine test bench.

The results show, that the injection behaviour of R100 is more sensitive to fuel temperature variation than diesel fuel. At low fuel temperatures R100 showed a longer opening delay and lower injection quantity. To compensate the temperature influence in the injection strategy knowledge about the fuel temperature in the injector would be valuable. The mixture preparation of R100 is more challenging compared to diesel fuel because the e.g. higher viscosity and higher boiling temperatures lead to a smaller angle of the injection spray and delayed fuel evaporation compared to diesel fuel. Increase of injection pressure as well as higher pressure and temperature of the combustion chamber improve jet preparation.

At medium and high load conditions the ignition delay of R100 is shorter and the combustion behaviour is similar to diesel fuel. The lower heat release of R100 is caused by the lower calorific value. At low load or engine start conditions a longer ignition delay and delayed combustion are recognized. Increasing injection pressure and at higher combustion chamber temperature and pressure the ignition delay for both fuels is shortened, but the influence of these parameters on the ignition delay of R100 is higher compared to diesel fuel. Pilot injections lead to a shorter ignition delay of the main injection and to a lower heat release rate for both fuels.

On the engine test bench, a lower power output for R100 was shown compared to diesel fuel using the same engine application. After harmonising the power output for selected operation points by increasing the injection quantity, similar nitrogen oxides (NO_x) and carbon monoxide but lower particle emissions are observed in the raw exhaust gas for R100. To optimise the particle- NO_x -trade-off of R100 a DoE approach is used and parameters are identified resulting in lower NO_x and particle emissions compared to diesel fuel operation.

The installed exhaust gas after treatment system consisting of a diesel oxidation catalyst (DOC), diesel particulate filter (DPF) and selective catalytic reduction system (SCR) is working similar for both fuels and no adaptation of the dosing strategy of the urea solution seems to be necessary. Regeneration of the particle filter with R100 is possible with optimized throttle valve parameters.

Engine cold start and idle are challenging operation phases which require further optimisation for R100. Tempering R100 inside of the injector to around 50–60 °C as well as compensation of the injection quantity in relation to the fuel temperature are possible measures for improvement. Furthermore, forwarding of the injection timing of R100 can be used to adjust the combustion phasing and efficiency. The results of the engine experiments confirm qualitative the different behaviour of R100 compared to diesel fuel recognized with the injection rate analyser, high-pressure-high-temperature chamber and constant volume combustion chamber.

Further investigations are needed to transfer the results to an identical engine installed in a non-road mobile machinery to get information about the long-time behaviour under real-world conditions. More research is required to optimise the behaviour in cold start and idle mode for a stable, failure-free operation. The project results indicate a huge potential for improvements.

Inhaltsverzeichnis

Abstract (deutsch)	7
Abstract (englisch)	9
Abbildungsverzeichnis	13
Tabellenverzeichnis	21
1 Einleitung und Problemstellung	23
2 Zielsetzung	25
3 Stand des Wissens	27
3.1 Grundlagen der dieselmotorischen Verbrennung	27
3.1.1 Arbeitsprinzip.....	27
3.1.2 Verbrennungsphasen.....	28
3.1.3 Zündverzug und Selbstzündung	29
3.1.4 Emissionsbildung und Abgasnachbehandlung	34
3.2 Kraftstoffe für Selbstzündungsmotoren	37
3.2.1 Pflanzenölkraftstoff.....	40
3.2.2 Fettsäuremethylester	45
3.2.3 Physikalisch-chemische Unterschiede zwischen Diesel- und Rapsölkraftstoff	46
4 Material und Methoden	51
4.1 Kenndaten des Versuchsmotors	51
4.2 Bestimmung physikalischer Kraftstoffeigenschaften	52
4.2.1 Dichte.....	53
4.2.2 Viskosität	53
4.2.3 Brennwert/Heizwert.....	54
4.3 Einspritzsystemprüfstand	54
4.3.1 Hydraulischer Druck-Anstiegsanalysator (HDA)	56
4.3.2 Optische Untersuchung des Strahlaufbruchs.....	59
4.4 Advanced Fuel Ignition Delay Analyzer (AFIDA)	64
4.4.1 Aufbau des Messgeräts	65
4.4.2 Messdatenauswertung	67
4.4.3 Versuchsplanung.....	70
4.5 Motorprüfstand	72
4.5.1 Grundausstattung.....	73
4.5.2 Kraftstoffkonditionierung	73
4.5.3 Abgasmesstechnik	74
4.6 Verwendete Kraftstoffe	75

5	Ergebnisse und Diskussion	77
5.1	Kraftstoffeigenschaften Dichte, Viskosität und Heizwert.....	77
5.2	Hydraulischer Druck-Anstiegsanalysator	80
5.2.1	Einspritzmengenkennfelder	80
5.2.2	Einspritz-Timing-Kennfelder	84
5.2.3	Einspritzratenverläufe	87
5.2.4	Fazit.....	90
5.3	Hochdruck-Hochtemperatur-Kammer.....	91
5.3.1	Streulichtaufnahmen	91
5.3.2	Schlierenaufnahmen.....	94
5.3.3	Fazit.....	96
5.4	Advanced Fuel Ignition Delay Analyzer (AFIDA)	97
5.4.1	Einfluss von Einspritzmenge und Einspritzdruck auf das Zündverhalten ..	97
5.4.2	Einfluss des Brennkammerdrucks auf das Zündverhalten	103
5.4.3	Einfluss der Brennkammertemperatur auf das Zündverhalten.....	107
5.4.4	Vergleichsmessungen mit High-Oleic-Sonnenblumenöl	118
5.4.5	Einfluss von Mehrfacheinspritzungen auf das Zündverhalten.....	119
5.4.6	Einfluss der Abgasrückführung auf das Zündverhalten.....	123
5.4.7	Untersuchung des NTC-Effekts.....	129
5.4.8	Emissionsmessung am AFIDA.....	131
5.4.9	Regressionsmodell zur Zündverzugsberechnung	133
5.4.10	Vergleich der Zündverzüge im AFIDA und im Versuchsmotor.....	135
5.4.11	Folgerungen der AFIDA-Untersuchungen für die Motorapplikation	137
5.5	Motorprüfstand	141
5.5.1	Motorleistung mit Diesel- und Pflanzenölkraftstoff ohne Modifikationen	142
5.5.2	Emissionsverhalten von Diesel- und Pflanzenölkraftstoff nach Lastanpassung.....	143
5.5.3	Auswirkungen der Kraftstofftemperatur auf das Betriebsverhalten.....	146
5.5.4	NO _x -Konvertierung über SCR-System.....	148
5.5.5	Partikelfilterregeneration.....	152
5.5.6	Motorstartverhalten mit Pflanzenölkraftstoff.....	154
5.5.7	Optimierungspotenzial der Kalibration durch statistische Versuchsplanung	161
5.5.8	Fazit.....	164
	Zusammenfassung	167
	Quellenverzeichnis	171

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Einteilung der Verbrennungsphasen bei direkteinspritzenden Brennverfahren (in Anlehnung an [50] [63])	29
Abbildung 2:	Schema der dominierenden Reaktionsmechanismen bei der Oxidation von Kohlenwasserstoffen (RH) im jeweiligen Temperaturbereich [8] [12].....	32
Abbildung 3:	Schematischer Verlauf der Induktionszeit mit ausgeprägtem NTC-Verhalten über dem Kehrwert der Temperatur (links) und schematischer Verlauf der Temperatur bei zweistufiger Zündung (rechts) [75]	33
Abbildung 4:	Konzeptionelles Modell der Dieselerbrennung nach DEC [14] und FLYNN et al. [40]	35
Abbildung 5:	Nutzungspfade zur Erzeugung von Biokraftstoffen aus Biomasse (Darstellung in Anlehnung an [74])	39
Abbildung 6:	Massenanteil in Prozent an gesättigten, einfach ungesättigten und mehrfach ungesättigten Fettsäuren verschiedener Pflanzenöle [31] [34] [45].....	42
Abbildung 7:	Schematischer Aufbau des HDA-Messkopfs [64]	57
Abbildung 8:	Schematische Anordnung der Komponenten für die Streulichtmethode (Draufsicht)	61
Abbildung 9:	Schematische Anordnung der Komponenten für die Schlierenmethode (Seitenansicht).....	64
Abbildung 10:	Hochdruck-Hochtemperatur-Kammer mit Aufbau zur Durchführung der Schlierenmethode	64
Abbildung 11:	Schematischer Aufbau des AFIDA	66
Abbildung 12:	AFIDA mit externer Kraftstoffhochdruckpumpe (links) und implementiertem Injektor.....	66
Abbildung 13:	Schematische Darstellung der Zündverzugsdefinition anhand des relativen Druckverlaufs (hier 1,5-bar-Kriterium) im AFIDA.....	68
Abbildung 14:	Schematischer Aufbau des Motorprüfstands [4]	72
Abbildung 15:	Dichte von Diesel- und Rapsölkraftstoff in Abhängigkeit der Temperatur	77
Abbildung 16:	Kinematische Viskosität von Diesel- und Rapsölkraftstoff in Abhängigkeit der Temperatur	78
Abbildung 17:	Einspritzmengenkennfeld von Dieselerkraftstoff bei einer Kraftstofftemperatur von $\vartheta_{\text{Fuel}} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$	81
Abbildung 18:	Einspritzmengenkennfeld von Rapsölkraftstoff bei einer Kraftstofftemperatur von $\vartheta_{\text{Fuel}} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$	82

Abbildung 19: Relativer Unterschied der Einspritzmenge von Rapsöl- und Dieselkraftstoff bei einer Kraftstofftemperatur von $\vartheta_{\text{Fuel}} = 90 \text{ °C}$	82
Abbildung 20: Einspritzmenge über Injektoransteuerdauer für Diesel- und Rapsölkraftstoff bei unterschiedlichen Kraftstofftemperaturen und einem Raildruck von 30 MPa.....	83
Abbildung 21: Einspritzmenge über Injektoransteuerdauer für Diesel- und Rapsölkraftstoff bei unterschiedlichen Kraftstofftemperaturen und einem Raildruck von 160 MPa	84
Abbildung 22: Öffnungsverzögerung von Dieselkraftstoff bei einer Kraftstofftemperatur von $\vartheta_{\text{Fuel}} = 90 \text{ °C}$	85
Abbildung 23: Öffnungsverzögerung von Rapsölkraftstoff bei einer Kraftstofftemperatur von $\vartheta_{\text{Fuel}} = 90 \text{ °C}$	85
Abbildung 24: Schließverzögerung von Dieselkraftstoff bei einer Kraftstofftemperatur von $\vartheta_{\text{Fuel}} = 90 \text{ °C}$	86
Abbildung 25: Schließverzögerung von Rapsölkraftstoff bei einer Kraftstofftemperatur von $\vartheta_{\text{Fuel}} = 90 \text{ °C}$	87
Abbildung 26: Einspritzratenverläufe von Diesel- und Rapsölkraftstoff bei einem Raildruck von 30 MPa, elektrischer Injektoransteuerdauer von 1500 μs und unterschiedlichen Kraftstofftemperaturen	88
Abbildung 27: Einspritzratenverläufe von Diesel- und Rapsölkraftstoff bei einem Raildruck von 100 MPa, elektrischer Injektoransteuerdauer von 1500 μs und unterschiedlichen Kraftstofftemperaturen	89
Abbildung 28: Einspritzratenverläufe von Diesel- und Rapsölkraftstoff bei einem Raildruck von 160 MPa, elektrischer Injektoransteuerdauer von 1500 μs und unterschiedlichen Kraftstofftemperaturen	90
Abbildung 29: Streulichtaufnahmen mit Diesel- und Rapsölkraftstoff bei einem Kammerdruck von 20 bar und unbeheizter Kammer (oben: $p_{\text{Rail}} = 30 \text{ MPa}$; Mitte: $p_{\text{Rail}} = 90 \text{ MPa}$; unten: $p_{\text{Rail}} = 150 \text{ MPa}$).....	92
Abbildung 30: Streulichtaufnahmen mit Diesel- und Rapsölkraftstoff bei einem Kammerdruck von 20 bar und einer Kammertemperatur von 200 °C (oben: $p_{\text{Rail}} = 30 \text{ MPa}$; Mitte: $p_{\text{Rail}} = 90 \text{ MPa}$; unten: $p_{\text{Rail}} = 150 \text{ MPa}$)	93
Abbildung 31: Schlierenaufnahmen mit Diesel- und Rapsölkraftstoff bei einem Kammerdruck von 20 bar, unbeheizter Kammer und einem Aufnahmezeitpunkt 1,5 ms nach elektrischer Injektoransteuerung (oben: $p_{\text{Rail}} = 30 \text{ MPa}$; Mitte: $p_{\text{Rail}} = 90 \text{ MPa}$; unten: $p_{\text{Rail}} = 150 \text{ MPa}$)	94
Abbildung 32: Schlierenaufnahmen mit Diesel- und Rapsölkraftstoff bei einem Kammerdruck von 20 bar, einer Kammertemperatur von 200 °C und einem Aufnahmezeitpunkt 1,5 ms nach elektrischer Injektoransteuerung (oben: $p_{\text{Rail}} = 30 \text{ MPa}$; Mitte: $p_{\text{Rail}} = 90 \text{ MPa}$; unten: $p_{\text{Rail}} = 150 \text{ MPa}$)	95

Abbildung 33:	Zündverzugswerte von Rapsölkraftstoff bei verschiedenen Einspritzdrücken und von Dieselmkraftstoff bei 800 bar, bei einer Brennkammertemperatur von 600 °C und einem -druck von 30 bar in Abhängigkeit von der Ansteuerdauer des Injektors	98
Abbildung 34:	Druckverlaufskurven von Rapsöl- und Dieselmkraftstoff bei unterschiedlichen Einspritzdrücken, gleicher Einspritzmenge, einer Brennkammertemperatur von 600 °C und einem -druck von 40 bar	99
Abbildung 35:	Druckverlaufskurven von Rapsöl- und Dieselmkraftstoff im Betriebspunkt 1 inklusive einer Einspritzdruckerhöhung für Rapsöl bei einem Einspritzkammerdruck von 30 bar und einer -temperatur von 600 °C.....	100
Abbildung 36:	Druckverlaufskurven von Rapsöl- und Dieselmkraftstoff bei niedrigen Einspritzdrücken bis 800 bar, einem Brennkammerdruck von 30 bar und -temperaturen von 550 °C und 600 °C; Ansteuerdauer beträgt 1 ms	101
Abbildung 37:	Druckverlaufskurven von Biodiesel (B100), Dieselm- und Rapsölkraftstoff bei einem Einspritzdruck von 300 bar, einem Brennkammerdruck von 40 bar und einer -temperatur von 600 °C	102
Abbildung 38:	Einfluss des Brennkammerdrucks auf den Zündverzug der Betriebspunkte 1 bis 4 bei einer Brennkammertemperatur von 600 °C.....	103
Abbildung 39:	Druckverlaufskurven in der Brennkammer nach Einspritzung von Rapsöl- und Dieselmkraftstoff bei verschiedenen Einspritz- und Brennkammer-drücken.....	104
Abbildung 40:	Druckverlaufskurven in den Zündphasen von Rapsöl- und Dieselmkraftstoff unter Variation des Brennkammerdrucks von 30 bar bis 45 bar, bei einer -temperatur von 600 °C und Einspritzdrücken von 600 bar sowie 1000 bar.....	105
Abbildung 41:	Mittlere Brennraten von Rapsöl- und Dieselmkraftstoff für verschiedene Einspritz- und Brennkammerdrücke bei einer Brennkammertemperatur von 600 °C; Ansteuerdauer beträgt 1 ms	106
Abbildung 42:	Gegenüberstellung der Zündverzüge (0,2-bar-Kriterium) von Dieselm- und Rapsölkraftstoff bei einem Brennkammerdruck von 45 bar und -temperaturen von 550 °C bis 600 °C; Ansteuerdauer beträgt 1 ms	107
Abbildung 43:	Zündverzüge von Rapsöl-, Dieselm- und Biodieselmkraftstoff (Mengen jeweils 30 mg) in Abhängigkeit vom Einspritzdruck bei Brennkammertemperaturen von 550 °C und 600 °C sowie einem -druck von 40 bar.....	108
Abbildung 44:	Druckverlaufskurven der Betriebspunkte 1 und 6 bei Brennkammertemperaturen von 550 °C, 600 °C sowie 650 °C und einem -druck von 30 bar	109

Abbildung 45: Differenzen der Zündverzögerung (Rapsöl- minus Dieselkraftstoff) in Abhängigkeit von Brennkammertemperatur und Einspritzdruck bei einem Brennkammerdruck von 30 bar und 35 bar; Ansteuerdauer beträgt 1 ms	109
Abbildung 46: Brenndauer von Biodiesel-, Rapsöl- und Dieselkraftstoff bei konstanter Einspritzmenge (30 mg), einer Brennkammertemperatur von 600 °C und einem -druck von 40 bar	110
Abbildung 47: Schwerpunktlagen der Verbrennung gleicher Mengen von Biodiesel-, Rapsöl- und Dieselkraftstoff bei verschiedenen Einspritzdrücken, einem Brennkammerdruck von 40 bar und -temperaturen von 550 °C und 600 °C	111
Abbildung 48: Druckverlaufskurven von Rapsölkraftstoff, Diesel und Biodiesel bei gleichen Einspritzmengen, Brennkammertemperaturen von 550 °C, 600 °C und 650 °C, einem -druck von 40 bar sowie Einspritzdrücken von 800 bar und 1000 bar	111
Abbildung 49: Mittlere Brennraten von Rapsöl- und Dieselkraftstoff bei Brennkammertemperaturen von 550 °C bis 650 °C, einem -druck von 35 bar und verschiedenen Einspritzdruckstufen.....	113
Abbildung 50: Druckkurven von Rapsöl- und Dieselkraftstoff bei einer Brennkammertemperatur von 650 °C sowie einem -druck von 35 bar und verschiedenen Einspritzdrücken; Ansteuerdauer beträgt 1 ms.....	113
Abbildung 51: Maximale Druckanstiegsraten der Verbrennung von Biodiesel, Rapsöl- und Dieselkraftstoff bei verschiedenen Einspritzdrücken, Brennkammertemperaturen von 550 °C und 600 °C sowie einem -druck von 40 bar	115
Abbildung 52: Druckverlaufskurven von Rapsöl- und Dieselkraftstoff bei einem Einspritzdruck von 1000 bar, einem Brennkammerdruck von 35 bar und einer Variation der -temperatur von 550 bis 650 °C	117
Abbildung 53: Heizverläufe von Rapsöl- und Dieselkraftstoff bei einem Einspritzdruck von 1000 bar, einem Brennkammerdruck von 35 bar und einer Variation der -temperatur von 550 bis 650 °C	118
Abbildung 54: Druckverlaufskurven der Betriebspunkte 1 und 4 von Rapsöl- und Pflanzenölkraftstoff (HO-Sonnenblumenöl) bei einem Brennkammerdruck von 30 bar und -temperaturen von 600 °C und 650 °C	119
Abbildung 55: Heizverläufe der Betriebspunkte 1 und 4 von Rapsöl- und Pflanzenölkraftstoff (HO-Sonnenblumenöl) bei einem Brennkammerdruck von 30 bar und -temperaturen von 600 °C und 650 °C	119
Abbildung 56: Druckverlaufskurven von Rapsöl- und Dieselkraftstoff im Betriebspunkt 6 mit und ohne Anwendung einer Mehrfacheinspritzung	121

Abbildung 57:	Heizverläufe bei Einzel- und Mehrfacheinspritzungen im Betriebspunkt 6 bei einem Kammerdruck von 30 bar und einer -temperatur von 600 °C für Rapsöl- und Dieselkraftstoff	122
Abbildung 58:	Heizverläufe der Einzel- und Mehrfacheinspritzungen im Betriebspunkt 1 bei einem Brennkammerdruck von 30 bar und einer -temperatur von 600 °C für Rapsöl- und Dieselkraftstoff	122
Abbildung 59:	Druckverlaufskurven von Rapsöl- und Dieselkraftstoff im Betriebspunkt 6 ohne, mit einer und zwei Voreinspritzungen (Darstellung ab Beginn der Injektoransteuerung für die Haupteinspritzung)	123
Abbildung 60:	Druckverlaufskurven von Rapsöl- und Dieselkraftstoff mit und ohne Simulation einer Abgasrückführung für die Betriebspunkte 1 und 6 bei einem Brennkammerdruck von 30 bar und einer -temperatur von 600 °C	124
Abbildung 61:	Heizverläufe von Rapsöl- und Dieselkraftstoff mit und ohne Simulation einer Abgasrückführung für die Betriebspunkte 1 und 6 bei einem Brennkammerdruck von 30 bar und einer -temperatur von 600 °C	124
Abbildung 62:	Zündverzugsmatrix von Rapsöl- und Dieselkraftstoff bei einem Einspritzdruck von 1000 bar unter Variationen von AGR-Rate und Brennkammerdruck	125
Abbildung 63:	Zündverzugsmatrix von Rapsöl- und Dieselkraftstoff in Abhängigkeit von Einspritzdruck und AGR-Rate bei einem Brennkammerdruck von 30 bar und einer -temperatur von 600 °C	125
Abbildung 64:	Zündverzugsmatrix von Rapsöl- und Dieselkraftstoff in Abhängigkeit von Einspritzdruck und AGR-Rate bei einem Brennkammerdruck von 35 bar und einer -temperatur von 600 °C	126
Abbildung 65:	Druckverlaufskurven von Rapsölkraftstoff mit und ohne AGR bei einem Einspritzdruck von 1000 bar, Brennkammerdrücken von 30 bar und 35 bar sowie einer -temperatur von 600 °C; Ansteuerdauer beträgt 1 ms	127
Abbildung 66:	Brenndauer in Abhängigkeit von der Abgasrückführung und dem Brennkammerdruck, bei einem Einspritzdruck von 600 bar und einer Brennkammertemperatur von 600 °C; Ansteuerdauer beträgt 1 ms	128
Abbildung 67:	Druckverlaufskurven im Betriebspunkt 6 zu Beginn der Verbrennung von Rapsöl- und Dieselkraftstoff bei den Brennkammertemperaturen 550 °C, 600 °C und 650 °C sowie einem -druck von 30 bar	129
Abbildung 68:	Zeitspannen zwischen dem Erreichen von 0,2 und 1,5 bar Druckanstieg bei einem Brennkammerdruck von 30 bar, in Abhängigkeit von Brennkammertemperatur und Einspritzdruck ..	130

Abbildung 69: NO _x -Konzentrationen im Abgas des AFIDA für die Betriebspunkte 1 bis 4 bei verschiedenen Abgasrückföhrtraten und einem Brennkammerdruck von 30 bar	132
Abbildung 70: CO-Konzentrationen im Abgas des AFIDA für die Betriebspunkte 1 bis 4 bei verschiedenen Abgasrückföhrtraten und einem Brennkammerdruck von 30 bar	133
Abbildung 71: Beispiel für eine Zylinderdruckkurve des Motors für eine Gegenüberstellung der Zündverzöge am Motor und am AFIDA..	136
Abbildung 72: Gegenüberstellung der Zündverzöge am Motor und AFIDA bei niedrigerem Temperaturniveau	136
Abbildung 73: Gegenüberstellung der Zündverzöge am Motor und AFIDA bei höherem Temperaturniveau	137
Abbildung 74: Vollastkurve und Drehmomentverhältnis für Diesel- und Rapsölkraftstoff [4].....	142
Abbildung 75: Kraftstoffverbrauch und effektiver Wirkungsgrad für Diesel- und Rapsölkraftstoff bei Durchlaufen der Vollastkurve [4].....	143
Abbildung 76: Randbedingungen der ausgewählten EOPs bei Betrieb mit Diesel- und Rapsölkraftstoff (Anpassung von Gaspedalstellung und Einspritzung) [4].....	145
Abbildung 77: Primäremissionen der ausgewählten EOPs bei Betrieb mit Diesel- und Rapsölkraftstoff (Anpassung von Gaspedalstellung und Einspritzung) [4].....	146
Abbildung 78: Auswirkung der Kraftstofftemperatur auf Kraftstoffvorförderdruck p_{F1} , Druck nach motorseitiger Förderpumpe p_{F1J} und Rücklaufdruck p_{F2}	147
Abbildung 79: Auswirkungen der Kraftstofftemperatur auf effektives Drehmoment M , Schwärzungszahl SZ sowie NO _x -, CO- und HC-Emissionen ..	148
Abbildung 80: Abgastemperatur nach DOC/vor SCR bei den Versuchsreihen mit Dieselkraftstoff	150
Abbildung 81: NO _x -Emissionen vor (durchgezogene Linien) und nach (gestrichelte Linien) SCR-System mit Dieselkraftstoff.....	150
Abbildung 82: Abgastemperatur nach DOC/vor SCR bei den Versuchsreihen mit Rapsölkraftstoff.....	151
Abbildung 83: NO _x -Emissionen vor (durchgezogene Linien) und nach (gestrichelte Linien) SCR-System mit Rapsölkraftstoff.....	151
Abbildung 84: Aktive Regeneration mit Dieselkraftstoff	153
Abbildung 85: Aktive Regeneration mit Rapsölkraftstoff und Drosselklappenadaption	154
Abbildung 86: Unverbrannter Rapsölkraftstoff nach Motorstart an Turbolader (links) und Abgasflexrohr (rechts)	155

- Abbildung 87: Effektives Drehmoment M , Drehzahl n , Gaspedalstellung α , Raildruck p_{Rail} , Kraftstoffverbrauch \dot{m}_{Fuel} , Kraftstofftemperatur ϑ_{Fuel} und Kühlmitteltemperatur $\vartheta_{\text{Coolant}}$ bei Motorstart mit Rapsölkraftstoff 157
- Abbildung 88: Effektives Drehmoment M , Drehzahl n , Gaspedalstellung α , Raildruck p_{Rail} , Kraftstoffverbrauch \dot{m}_{Fuel} , Kraftstofftemperatur ϑ_{Fuel} und Kühlmitteltemperatur $\vartheta_{\text{Coolant}}$ bei Motorstart mit Rapsölkraftstoff mit vorgewärmtem Kühlmittelkreislauf..... 158
- Abbildung 89: Effektives Drehmoment M , Drehzahl n , Gaspedalstellung α , Raildruck p_{Rail} , Kraftstoffverbrauch \dot{m}_{Fuel} , Kraftstofftemperatur ϑ_{Fuel} und Kühlmitteltemperatur $\vartheta_{\text{Coolant}}$ bei Motorstart mit Rapsölkraftstoff mit steigender (durchgezogene Linie) und abnehmender (gestrichelte Linie) Abfolge der Raildruckeinstellungen 159
- Abbildung 90: Effektives Drehmoment M , Drehzahl n , Gaspedalstellung α , Raildruck p_{Rail} , Kraftstoffverbrauch \dot{m}_{Fuel} , Einspritzbeginn der Haupteinspritzung SOE_{MI} Kraftstofftemperatur ϑ_{Fuel} und Kühlmitteltemperatur $\vartheta_{\text{Coolant}}$ bei Motorstart mit Rapsölkraftstoff mit steigender (durchgezogene Linie) und abnehmender (gestrichelte Linie) Abfolge der Raildruckeinstellungen 160
- Abbildung 91: Slice Plots der Zielgrößen für die DoE-Versuchsreihen [4] 163

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Emissionsgrenzwerte nach EU-Richtlinien 97/68/EG [37] und 2016/1628 [38] von Non-Road Mobile Machinery der Stufen IV und V.....	37
Tabelle 2:	Normen für die Anforderungen und Prüfverfahren für Kraftstoffe zur Anwendung in Selbstzündungsmotoren.....	37
Tabelle 3:	Ausgewählte allgemein anwendbare Anforderungen an Kraftstoffe für Selbstzündungsmotoren [27] [23] [20] [26] [28].....	38
Tabelle 4:	Trivialname und Kurzbezeichnung wichtiger im Pflanzenöl vorkommender Fettsäuren [9].....	40
Tabelle 5:	Fettsäuren in Rapsölkraftstoff nach DIN 51605 [27].....	41
Tabelle 6:	Physikalische und chemische Stoffeigenschaften verschiedener pflanzlicher Öle.....	43
Tabelle 7:	Vergleich physikalisch-chemischer Eigenschaften von Diesel- und Rapsölkraftstoff [28] [35] [97].....	46
Tabelle 8:	Daten des Versuchsmotors TCD 4.1 L4 Industrie der DEUTZ AG.....	52
Tabelle 9:	Randbedingungen für die Vermessung der Mengenkennfelder am HDA.....	58
Tabelle 10:	Spezifikationen der Hochdruck-Hochtemperatur-Kammer.....	60
Tabelle 11:	Randbedingungen für die Streulichtmethode.....	62
Tabelle 12:	Übersicht der einstellbaren Parameter am AFIDA.....	67
Tabelle 13:	Kennwerte der am AFIDA untersuchten Betriebspunkte (BP).....	70
Tabelle 14:	Verwendete Abgasanalytoren für die Motorversuchsreihen.....	74
Tabelle 15:	Kenndaten des verwendeten Rapsölkraftstoffs (entsprechend DIN 51605) und HO-Sonnenblumenöls (entsprechend DIN 51623).....	75
Tabelle 16:	Kenndaten des verwendeten Biodiesels.....	76
Tabelle 17:	Kenndaten des verwendeten Dieselkraftstoffs nach DIN EN 590 ..	76
Tabelle 18:	Berechnete und analysierte Brenn- und Heizwerte für Diesel- und Rapsölkraftstoff.....	79
Tabelle 19:	Zündverzögerung (0,2-bar-Kriterium) von Rapsöl- und Dieselkraftstoff in den Betriebspunkten 1 bis 12 bei einem Kammerdruck von 30 bar und einer Kammertemperatur von 600 °C.....	98
Tabelle 20:	Unterschiede der vorgemischten und diffusionskontrollierten Verbrennungsdauer von Rapsöl- und Dieselkraftstoff bei einem Brennkammerdruck von 40 bar, verschiedenen -temperaturen und Einspritzdrücken.....	116
Tabelle 21:	Verlauf der Bestromung des Injektors in den Betriebspunkten 1 und 6.....	120

Tabelle 22: Kraftstoffspezifische Koeffizienten der Modellrechnung..... 134

Tabelle 23: Modellberechnung für notwendige Einspritzdrücke von Rapsölkraftstoff, um den gleichen Zündverzug wie mit Dieselkraftstoff zu erreichen, unter Berücksichtigung verschiedener beispielhafter Randbedingungen..... 135

Tabelle 24: Ausgewählte Motorbetriebspunkte für die Gegenüberstellung von Diesel- und Rapsölkraftstoff [4] 144

Tabelle 25: Betriebspunkte für die Motorwarmlaufroutine 156

Tabelle 26: Variationsparameter der DoE-Versuchsreihe an EOP1 [4] 161

Tabelle 27: Vergleichswerte für die DoE aus dem vorangegangenen Experiment an EOP1 162

Tabelle 28: Ausgewählte Bedingungen anhand der ermittelten Modelle zur Unterschreitung der NO_x- und PM-Emissionen der Vergleichswerte [4]..... 164

1 Einleitung und Problemstellung

Die Deckung der steigenden Nachfrage nach Energie ist eine der größten Herausforderungen des 21. Jahrhunderts. Diese Entwicklung erfordert Maßnahmen verschiedenster Art, wobei diese zwingend im Sinne des Klimaschutzes realisiert werden müssen. Hierfür ist eine Reduktion der Verwendung fossiler Rohstoffe, nicht zuletzt aufgrund deren Verknappung und dem Ziel der Minderung des Ausstoßes von Treibhausgasen (THG), unerlässlich. Vor dem Hintergrund der Klima- und Energieziele der Europäischen Union wurden in der Erneuerbare-Energien-Richtlinie (sowie im Abkommen von Paris und auch im Kyoto-Protokoll) festgeschriebene Beschlüsse verabschiedet, um den Anteil aus erneuerbaren Energiequellen zu steigern sowie die Abhängigkeit von fossilen Energien und folglich das Freisetzen von Treibhausgasemissionen zu reduzieren.

Rasches Handeln ist geboten, um für diese Ziele Felder mit Einsparpotenzial zu identifizieren und entsprechende Maßnahmen einzuleiten. Eine solche Stellgröße ist unter anderem der Verkehrssektor, auf den über ein Viertel des deutschen Endenergieverbrauchs entfällt [11].

Für viele Anwendungen, speziell im Nutzfahrzeug-, Arbeitsmaschinen- oder Luftfahrzeugbereich, bleiben trotz der voranschreitenden Elektrifizierung von Antrieben der Verbrennungsmotor und Flüssigkraftstoffe unverzichtbar. Somit stellen nachhaltige alternative Kraftstoffe eine probate Lösung dar, um die Vorteile hochenergiedichter Energieträger sowie des Verbrennungsmotors bei gleichzeitiger, sofort wirksamer Reduktion von Treibhausgasemissionen zu nutzen. Deutlich wird dies insbesondere am Beispiel Rapsöl, das sehr gut für den Einsatz in Dieselmotoren geeignet ist und zudem auch verschiedene Vorteile mit sich bringt, da es beispielsweise kein Gefahrstoff ist. Durch die dezentrale sowie wenig energieaufwändige Erzeugungsstruktur und Verwendung von Koppelprodukten, wie Futtermittel, können bis zu 91 % Treibhausgasemissionen im Vergleich zu fossilem Dieselmotorkraftstoff eingespart werden [30].

Neben alternativen Energieträgern bietet die weitere Steigerung der Effizienz der eingesetzten Motoren einen Beitrag zur Senkung der Treibhausgasemissionen. Verbrauchsreduzierung setzt jedoch eine exakt auf den Kraftstoff abgestimmte Gestaltung der motorischen Verbrennung voraus. Zur effizienten Umsetzung der im Kraftstoff gebundenen Energie müssen deshalb das Einspritz- sowie Zünd- und Verbrennungsverhalten der eingesetzten Kraftstoffe vorab bekannt sein. Im Bereich der alternativen Kraftstoffe besteht hierbei noch Forschungsbedarf, um eine hocheffiziente Verwendung zu ermöglichen.

Die im vorliegenden Projekt bearbeitete Umstellung von Dieselmotorkraftstoff auf Pflanzenöl erfordert dementsprechend Anpassungen in der Motorapplikation, vor allem der Einspritzparameter, da die verschiedenen physikalisch-chemischen Eigenschaften der Kraftstoffarten zu unterschiedlichem Einspritz-, Zünd- und Brennverhalten führen. Eine zielgerichtete Modifikation ist daher notwendig, um den Betrieb mit Pflanzenöl hinsichtlich Effizienz, Leistung und Emissionen zu optimieren.

Verschiedenen Studien zufolge ist eine Betankung mit Pflanzenöl unter Beibehaltung der ursprünglichen, dieselspezifischen Bedatung des Steuergeräts zwar möglich, jedoch

hinsichtlich Effizienz, Leistung und Emissionen nicht optimal [33] [42] [53] [70] [95]. Untersuchungen, wie zum Beispiel das Monitoring im realen Einsatz mit Rapsölkraftstoff betriebener Land- und Forstmaschinen, zeigen, dass die Anwendung beherrschbar ist, aber auch potenzielle Herausforderungen bestehen. So sind vor allem Betriebspunkte in der niedrigen Teillast und speziell der Leerlauf kritisch für Pflanzenöl. Dies wirkt sich in der Kaltstartphase umso stärker aus.

Eine Betriebsoptimierung kann mit Anpassungen in der Motorapplikation vorgenommen werden. Dies ermöglicht nun das vorliegende Projekt, wodurch schließlich das vorhandene Potenzial genutzt und potenzielle Risiken vermindert werden. Im Motorsteuergerät werden hierfür die teils stark vom Betriebspunkt abhängigen Brenneigenschaften des Rapsöls berücksichtigt und adäquate Einstellungen getroffen. Neben der Optimierung der Motoreigenschaften wird die Kalibrierung der Abgasnachbehandlung angepasst. Dabei bilden die nachmotorische Entstickung sowie die Regeneration des Abgaspartikelfilters die Schwerpunkte der Arbeiten, um die Konformität mit den Anforderungen der Abgasgesetzgebung (Abgasstufe EU V für mobile Arbeitsmaschinen) sicherzustellen.

2 Zielsetzung

Voraussetzung für den störungsfreien Betrieb eines Motors ist die Anpassung von Motor- und Motorsteuergeräten an die Kraftstoffeigenschaften. Das Gesamtziel des Vorhabens ist daher die Erarbeitung von Grundlagen zur Auslegung der Motorsteuerung pflanzenölauglicher Offroad-Motoren mit moderner Abgasnachbehandlung mit anschließender entsprechender Abstimmung der Motorapplikation am Prüfstand.

Im Motorsteuergerät werden hierfür die teils stark vom Betriebspunkt abhängigen Brenneigenschaften berücksichtigt und adäquate Einstellungen getroffen. Neben der Optimierung des Motorverhaltens wird ebenso die Abgasnachbehandlung angepasst. Dabei bilden die nachmotorische Entstickung sowie die Regeneration des Abgaspartikelfilters die Schwerpunkte der Arbeiten, um die Konformität mit den Anforderungen der Abgasgesetzgebung (Abgasstufe EU V für mobile Arbeitsmaschinen) sicherzustellen.

Das Ziel der vorausgehenden grundlagenorientierten Voruntersuchungen liegt in der Erarbeitung der Unterschiede in den physikalischen Prozessabläufen. Dazu sollen die Einflüsse auf den Einspritzratenverlauf und die Einspritzmenge in Abhängigkeit des Kraftstoffs an einem hydraulischen Druckanstiegsanalysator (HDA) untersucht werden. Außerdem werden die Auswirkungen auf das Spraybild und den Strahlerfall an einer Hochdruck-Hochtemperatur-Kammer (HDHT-Kammer) mit optischen Methoden analysiert.

Des Weiteren wird der Einfluss der Kraftstoffeigenschaften hinsichtlich des Einspritz-, Zünd- und Brennverhaltens untersucht. Dies ist notwendig, um die am Motor auftretenden Effekte zu verstehen und eine Basis für die pflanzenölspezifische Motorapplikation zu schaffen. Das Zündverhalten und der Brennverlauf von Pflanzenöl werden mithilfe eines „Constant Volume Combustion Chamber“-Prüfgeräts (Advanced Fuel Ignition Delay Analyzer) charakterisiert.

Zuletzt werden die experimentellen Motorversuche mit Diesel- und Pflanzenölkraftstoff an einem Versuchsträger des Projektpartners DEUTZ AG durchgeführt. Diese Versuche sollen in einem ersten Schritt die Auswirkungen der Standardbedatung des Motorsteuergeräts auf das Leistungs- und Emissionsverhalten des Motors mit den unterschiedlichen Kraftstoffen aufzeigen. Anschließend erfolgt eine spezifische Untersuchung, bei der u. a. die Möglichkeiten zum leistungsäquivalenten Betrieb, die Auswirkungen auf das Abgasnachbehandlungssystem sowie eine Entwicklungsstrategie zur Optimierung des Motorbetriebs mit Pflanzenöl behandelt werden.

3 Stand des Wissens

Der Einsatzbereich von Dieselmotoren reicht von stationären Anwendungen zur Stromerzeugung über die mobile Anwendung in Kraftfahrzeugen, Baumaschinen und Landtechnik Anwendungen bis hin zur Verwendung als Antriebsaggregat von Schiffen und Schienenfahrzeugen. Die grundlegenden Eigenschaften der dieselmotorischen Verbrennung, der Selbstzündung sowie die entsprechenden Anforderungen an die Kraftstoffe und auch Charakteristika unterschiedlicher für Dieselmotoren einsetzbarer nachhaltiger, speziell pflanzenölbasierter Kraftstoffe werden nachfolgend näher erläutert.

3.1 Grundlagen der dieselmotorischen Verbrennung

3.1.1 Arbeitsprinzip

Im Folgenden werden die wesentlichen Merkmale zum Arbeitsprinzip und die baulichen Ausführungen moderner Dieselmotoren beschrieben. Tiefere Informationen sind in [63] [72] [73] zu finden.

In vereinfachter Form läuft das Arbeitsspiel eines direkteinspritzenden Dieselmotors wie folgt ab: Zu Beginn des Kreisprozesses wird Luft über das Einlassventil in den Zylinder angesaugt und anschließend verdichtet. Durch die Kompression steigen im Zylinder sowohl der Druck als auch die Temperatur an. Kurz bevor der Kolben den oberen Totpunkt erreicht, wird der Kraftstoff über einen Injektor in die heiße Hochdruckatmosphäre eingespritzt. Der Kraftstoff verdampft und vermischt sich mit Luft. Es kommt zur Selbstzündung und folglich zur Verbrennung. Der Kolben wird durch die Wärmefreisetzung und Expansion der Zylinderfüllung nach unten gedrückt. Zur Entleerung des Zylinders wird der Kolben wieder in Richtung des oberen Totpunkts bewegt und dadurch das Gemisch aus Verbrennungsprodukten und Luft durch das Auslassventil ausgeschoben [50].

Die Bereitstellung des unter Druck stehenden Kraftstoffs erfolgt in modernen Motoren überwiegend durch ein Common-Rail-Einspritzsystem mithilfe einer von der Kurbelwelle angetriebenen Hochdruckpumpe. Hierbei handelt es sich um ein sogenanntes Hochdruckspeichersystem, bei dem Kraftstoff über ein einziges Speicherreservoir („Rail“) an alle Injektoren verteilt wird. Die Entkopplung von Druckerzeugung und Einspritzung ermöglicht im Vergleich zu nocken gesteuerten Systemen, wie zum Beispiel dem Pumpe-Düse-System, einen drehzahlunabhängigen und kontinuierlich verfügbaren Einspritzdruck. Auch Einspritzmenge und -zeitpunkt können unabhängig von der Förderphase der Hochdruckpumpe eingestellt werden. Somit ist es mitunter möglich, Mehrfacheinspritzungen zu realisieren, um den Brennverlauf präzise zu formen und hinsichtlich Effizienz wie auch Abgasverhalten zu optimieren.

Das Einspritzventil hat primär die Aufgabe, den Kraftstoff zu zerstäuben und im Brennraum zu verteilen. Es beeinflusst somit die Gemischbildung wesentlich. Einspritzdüsen bestehen zumeist aus Düsenkörper und -nadel. Die Düsennadel wird durch eine Druckfeder in den Nadelsitz gedrückt und verschließt die Einspritzdüse. Bei Common-Rail-Systemen steht im Injektor der Kraftstoffdruck im Ruhezustand sowohl über als auch unter der

Düsennadel an. Die Injektion wird eingeleitet, indem im Raum über der Düsennadel, dem Steuerraum, ein Druckabfall über ein Ventil herbeigeführt wird. Aufgrund der Druckdifferenz hebt die Düsennadel ab und die Injektion beginnt. Durch Schließen des Ventils baut sich der Kraftstoffdruck im Steuerraum über der Düse wieder auf, die Düsensfeder drückt die Düsennadel zurück in den Sitz und die Injektion wird beendet [31].

Der Luftpfad eines modernen, direkteinspritzenden Dieselmotors ist dadurch gekennzeichnet, dass der Ladeluftdruck durch das Verdichterrad des Abgasturboladers erzeugt wird und der Motor über eine Abgasrückführung zur Minimierung der motorischen Stickstoffoxidbildung sowie eine Drosselklappe verfügt. Somit können die Frischluftzusammensetzung und der -massenstrom beeinflusst werden.

Im Allgemeinen ermöglichen in der Motorsteuerung hinterlegte Kennfelder die Applikation verschiedener Betriebsmodi, wie zum Beispiel für den Kaltstart- und Warmlaufmodus, und eine zielgerichtete Parametrisierung je nach Motorbetriebspunkt. Die Wahl der entsprechenden Werte muss daher exakt auf den verwendeten Kraftstoff abgestimmt werden, um die gewünschte Verbrennungsgüte zu erreichen.

3.1.2 Verbrennungsphasen

Der zeitliche Verlauf der Wärmefreisetzung während der Verbrennung in einem direkteinspritzenden Dieselmotor ist in Abbildung 1 schematisch dargestellt. Die Zeitspanne zwischen Beginn der Einspritzung und Zündung des Kraftstoff-Luft-Gemischs wird als Zündverzugs bezeichnet (Bereich 1). Während des Zündverzugs wird der Kraftstoff durch die Verdampfung und Mischung mit Luft aufbereitet. Der aufbereitete Kraftstoff wird in einer vorgemischten Verbrennung schlagartig umgesetzt (Bereich 2). Die Wärmefreisetzungsrates steigt steil an und erreicht ein globales Maximum. Die Höhe des Maximums ist dabei abhängig von der Länge des Zündverzugs beziehungsweise der Homogenisierung des Gemischs und der dabei aufbereiteten, reaktionsfähigen Kraftstoffmenge. Die anschließende Phase ist mischungskontrolliert. Sie wird durch das Zeitmaß der Kraftstoffaufbereitung und der Mischung mit Luft zu einem reaktionsfähigen Gemisch bestimmt (Bereich 3). Es kann dabei zu einem zweiten, lokalen Maximum in der Wärmefreisetzung kommen. Danach nimmt die Wärmefreisetzungsrates kontinuierlich ab. In dieser späten Verbrennungsphase (Bereich 4) verbrennt der noch verbleibende Kraftstoff und Reaktionszwischenprodukte werden zu ihren Endprodukten umgesetzt [50].

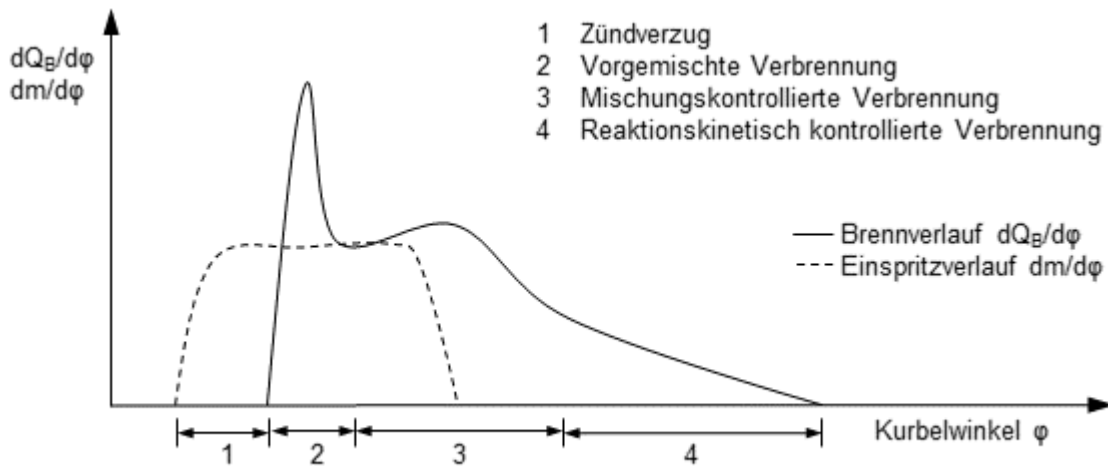


Abbildung 1: Einteilung der Verbrennungsphasen bei direkteinspritzenden Brennverfahren (in Anlehnung an [50] [63])

3.1.3 Zündverzug und Selbstzündung

Der Zündverzug ist ein Maß zur Beurteilung der Zündwilligkeit eines Kraftstoffs und somit ein entscheidender Faktor im Verbrennungsprozess sowie bei der Motoroptimierung. Speziell für die Umstellung eines für Dieselkraftstoff optimierten Motors auf Pflanzenöl kommt diesem Phänomen besondere Bedeutung zu, da sich die Zündwilligkeit der beiden Kraftstoffe unterscheidet. Art und Dauer des Zündvorgangs nehmen erheblichen Einfluss auf die Energieumsetzung, das Emissionsverhalten und die Laufruhe des Motors. Die Zündung sollte in der Regel möglichst rasch erfolgen, was bei Kraftstoffen mit hoher Zündwilligkeit gegeben ist. Als positive Konsequenzen können eine bessere Energieumsetzung, ein besserer Kaltstart, saubereres Abgas und eine leisere Verbrennung angeführt werden.

Zur Bestimmung der Zündwilligkeit als charakteristische Kenngröße für Verbrennungsprozesse gibt es verschiedene Verfahren [18] [19] [22] [21] [24] [25]. Genormte motorische Prüfmethoden auf Basis des CFR- oder BASF-Motors (siehe hierzu auch [75]) zur Bewertung der Zündwilligkeit sind vorwiegend für die Anwendung auf konventionelle oder synthetische Kraftstoffe auf Mineralölbasis konzipiert. Die Verwendung nicht mineralölstämiger Kraftstoffe, wie zum Beispiel Fettsäuremethylester oder Pflanzenöl als Reinstoff ist zwar in den meisten Prüfverfahren möglich, bildet jedoch deren Zündverhalten im realen Motorbetrieb oft nur mangelhaft ab. Gründe hierfür liegen unter anderem in den (nicht mehr zeitgemäßen) Einspritzsystemen der Prüfmotoren mit niedrigen Einspritzdrücken, die sich nachteilig auf die Gemischbildung und Verbrennung, zum Beispiel von Pflanzenölen, auswirken.

Zwecks besserer Beurteilung der Zündwilligkeit von Pflanzenölkraftstoff gab es deshalb in der Vergangenheit mehrere Anstrengungen zur Entwicklung einer alternativen oder angepassten Prüfmethode [2] [6] [54] [60] [78] [95]. Prüfverfahren für die Zündwilligkeitsbestimmung von Pflanzenölkraftstoff in Messgeräten mit konstantem Brennkammervolumen

(CVCC = Constant Volume Combustion Chamber) sind daher in den Normen für Rapsölkraftstoff DIN 51605 und Pflanzenölkraftstoff DIN 51623 festgehalten.

Allen herkömmlichen Prüfverfahren gemein ist, dass die Ermittlung der Cetanzahl (CZ) als Maß für die Zündwilligkeit an einem definierten, stationären Betriebspunkt stattfindet. Die Arbeitsweise eines realen Motors mit variabler Drehzahl und Last führt jedoch zu einer steten Änderung des Betriebspunkts. Dennoch wird die CZ verwendet, um die Zündwilligkeit eines Kraftstoffs über den gesamten Drehzahl-Lastbereich eines Motors zu bewerten. Die Zulässigkeit dieses Vorgehens wird teils kontrovers diskutiert [69] [81] [86]. Für Kraftstoffe auf Mineralölbasis lässt sich das gemäß der CZ zu erwartende Zündverhalten in einem Motor über den gesamten Betriebsbereich übertragen. Bei Verwendung von Pflanzenölkraftstoffen und anderen, sauerstoffhaltigen Kraftstoffen konnte hingegen gezeigt werden, dass das vorhergesagte Zündverhalten nach der CZ von dem im Motorbetrieb auftretenden deutlich abweichen kann [86] [87].

Für Dieselkraftstoff ist nach DIN EN 590 [23] eine minimale Cetanzahl von 51, nach DIN 51605 [27] für Rapsölkraftstoff mindestens 40 festgelegt. Die Cetanzahl, die den Zündverzug des zu prüfenden Kraftstoffs bei genormten Betriebsbedingungen mit demjenigen eines Gemischs aus Cetan $C_{16}H_{34}$ (zündwillig) und α -Methylnaphthalin $C_{11}H_{10}$ (zündunwillig) vergleicht, wird an einem CFR- oder BASF-Prüfmotor bei für alle Kraftstoffe konstanten Einspritzparametern, jedoch unter Veränderung des Verdichtungsverhältnisses beziehungsweise durch variable Drosselung der Ansaugluft bestimmt. Das Zündverhalten ist jedoch je nach Kraftstoffart stark von den Betriebsbedingungen abhängig. Deshalb wird die Aussagekraft der CZ zum Teil infrage gestellt, speziell bei Anwendung auf alternative Kraftstoffe [83].

Günstig für ein schnelles Zünden sind grundsätzlich Betriebspunkte mit höherer Drehmomentanforderung, womit höhere Einspritzdrücke, Zylinderdrücke sowie -temperaturen einhergehen und die Zündung unterstützt wird.

Ein langer Zündverzug führt aufgrund der längeren Zeit zur Durchmischung und Verdampfung zu einer größeren Menge an aufbereitetem Kraftstoff und unter Umständen lokal sehr mageren Luftverhältnissen. Somit erhöht sich der Anteil der vorgemischten Verbrennung, wodurch diese Kraftstoffmenge schlagartig verbrennt und zu einem sehr schnellen Druckanstieg führt. Die dabei auftretenden hohen Druckanstiegsgeschwindigkeiten bewirken ein lautes Verbrennungsgeräusch und stellen eine hohe mechanische Beanspruchung der Bauteile dar [88]. Unter sehr ungünstigen Umständen, speziell bei niedrigem Sauerstoff- und Wärmeangebot, kann es jedoch trotz langer Homogenisierungszeit aufgrund eines langen Zündverzugs zu einer langsamen, verschleppten Verbrennung kommen. Bei dieser Verzögerung der Verbrennung liegen im Motor niedrigere Zylinderdrücke und -temperaturen vor als im Effizienzoptimum. Zudem führt eine langsame Flammenausbreitung zum Risiko lokal sehr magerer Zonen, in denen die Zündgrenzen des Kraftstoff-Luft-Gemischs unterschritten werden. Unter diesen Bedingungen kann es zur unvollständigen Verbrennung mit entsprechenden Emissionen kommen [50]. Kurze Zündverzugszeiten verlängern hingegen die mischungskontrollierte Brennphase.

Die Länge des Zündverzugs wirkt sich direkt auf die Emissionen aus, da diese die Geschwindigkeit der Verbrennung und lokale Spitzentemperaturen beeinflusst. Sowohl ein stark verkürzter als auch ein verlängerter Zündverzug können die Emissionen verschlechtern [63].

Die Zündverzugszeit kann in zwei sich zeitlich überlagernde Bereiche untergliedert werden, in den physikalischen und den chemischen Teil. Während des physikalischen Zündverzugs laufen die Schritte der Kraftstoffzerstäubung, -verdampfung und des Mischungsprozesses mit Luft ab. Durch den hohen Einspritzdruck und den Düsenlochdurchmessern im Bereich von nur einigen Hundert Mikrometern tritt der Kraftstoff mit sehr hoher Geschwindigkeit in die Brennkammer ein und wird in feine Tröpfchen zerstäubt. Es bildet sich ein kegelförmiger Kraftstoffstrahl. Am äußeren Strahlrand verdampft der Kraftstoff aufgrund der hohen Brennkammertemperatur. Der verdampfte Kraftstoff mischt sich gemäß der Freistrahtheorie mit der angesaugten Luft. Der physikalische Zündverzug wird somit durch den Einspritzprozess, die im Zylinder vorherrschenden Drücke und Temperaturen sowie die physikalischen Kraftstoffeigenschaften beeinflusst.

Nach dem physikalischen folgt der chemische Zündverzug. Während dieser Induktionszeit werden Radikale durch chemische Reaktionen freigesetzt. Diese Radikalfreisetzung nimmt weiter zu und führt schließlich zur Zündung des Gemischs [63]. Die zugrunde liegende Theorie der Kettenreaktionen wurde erstmals von Semenov postuliert. Sie ist seitdem das Grundgerüst jeglicher chemischer Reaktionsmechanismen zur Beschreibung der Zündvorgänge von Kohlenwasserstoffen [43] [98].

Die Kettenreaktionsmechanismen werden in vier Typen – Radikalbildung, Kettenterminierung, -fortpflanzung und -verzweigung – unterteilt. Beim ersten Schritt einer Kettenreaktion wird ein Radikal freigesetzt. Das Gegenteil dazu bildet die Kettenterminierung durch Verbrauch der verfügbaren reaktionsfreudigen Radikale. Die Kettenfortpflanzung ist der Mechanismus zur Aufrechterhaltung der Reaktion. Dabei werden genauso viele Radikale frei wie verbraucht. Bei der Kettenverzweigung wird die Reaktion durch die Bildung eines Vielfachen der benötigten Radikale beschleunigt [74]. Die Länge der Induktionszeit ist stark abhängig von der vorliegenden Temperatur und weniger stark vom Druck. Die dominierenden Reaktionsmechanismen lassen sich wie folgt in drei Temperaturbereiche gliedern.

Am Anfang der Vorreaktionen steht eine Wasserstoffabspaltung an Stellen des geringsten Energieaufwands (Dissoziationsenergie). Anstelle von H lagert sich dann O₂ an und im Anschluss kommt es zu einer Isomerisierungsreaktion, bei der ein H-Atom von einer anderen Stelle des Moleküls an die O-O-Gruppe angelagert wird. Diese Isomerisierung wird durch vorhandene Doppelbindungen behindert. Die Vorreaktionen bis zur Zündung müssen dann an anderer Stelle der Kohlenwasserstoffketten ablaufen, an denen zwar die H-Abstraktion aufgrund der höheren Dissoziationsenergie später abläuft, aber die weiteren Reaktionen nicht behindert werden [31] [74].

Abbildung 2 zeigt schematisch die ablaufenden Hauptreaktionen je Temperaturbereich. Im Niedertemperaturbereich mit Temperaturen $T \leq 700$ K überwiegt anfänglich die Oxidation des Alkylradikals (RH) mit Sauerstoff und im weiteren Verlauf mit Hydroxyradikalen

(OH•). Über eine Isomerisierungsreaktion bilden sich ein Ketohydroperoxid und ein Hydroxyradikal. Das Ketohydroperoxid zerfällt in zwei weitere Radikale. Im mittleren Temperaturbereich von $T = 700\text{ K}$ bis $T = 900\text{ K}$ nimmt die Reaktivität kontinuierlich ab. Das Gleichgewicht der Reaktion



verschiebt sich in Richtung der Reaktanden und verhindert die Bildung weiterer Radikale. Ebenso wird die unimolekulare Zersetzung des Isomerisierungsprodukts $\cdot QOOH$ in zyklische Ether, Aldehyde, Ketone und Olefine gegenüber der weiteren Sauerstoffaddition begünstigt. Die vorhandenen Hydroperoxidradikale reagieren zu Wasserstoffperoxid, das in diesem Temperaturbereich relativ stabil ist und somit die weiteren Reaktionen hemmt. Es werden weniger Radikale gebildet. Durch diesen Prozess der Kettenterminierung geht die Reaktionsrate zurück und die Induktionszeit erhöht sich trotz zunehmender Temperatur.

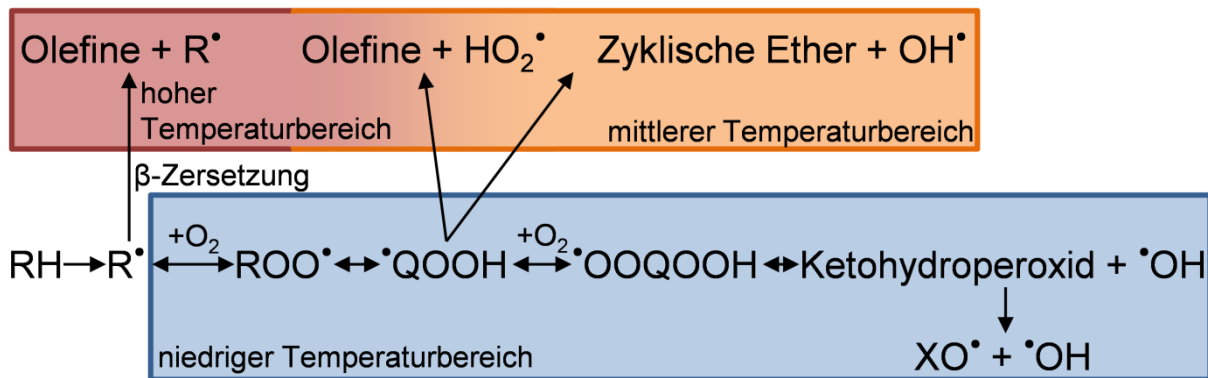


Abbildung 2: Schema der dominierenden Reaktionsmechanismen bei der Oxidation von Kohlenwasserstoffen (RH) im jeweiligen Temperaturbereich [8] [12]

Dieser Bereich wird als Negativer-Temperatur-Koeffizient (NTC) bezeichnet. Der charakteristische Verlauf der Zündverzugszeit mit NTC-Verhalten über dem Kehrwert der Temperatur ist im linken Teil von Abbildung 3 dargestellt. Oberhalb einer Temperatur von 900 K bildet die Zersetzung des Wasserstoffperoxids in zwei Hydroperoxidradikale einen neuen Kettenverzweigungsmechanismus. Diese Reaktion läuft sehr schnell ab. Gleichzeitig finden weitere Hochtemperaturoxidationsprozesse statt und die Reaktivität nimmt sehr stark zu [8] [12] [63] [90].

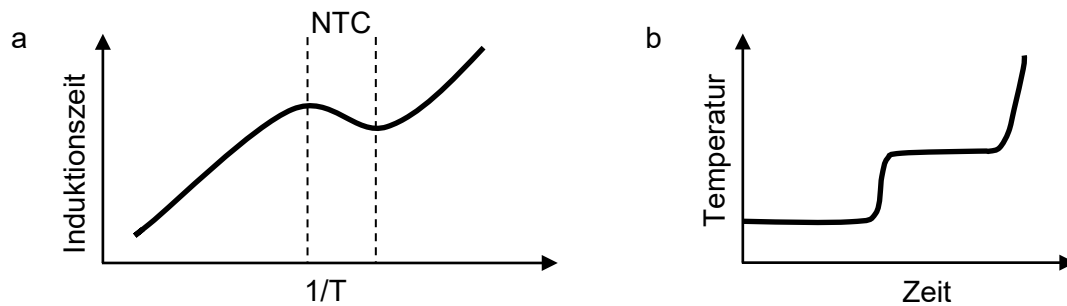


Abbildung 3: Schematischer Verlauf der Induktionszeit mit ausgeprägtem NTC-Verhalten über dem Kehrwert der Temperatur (links) und schematischer Verlauf der Temperatur bei zweistufiger Zündung (rechts) [75]

Bei Kraftstoffen mit ausgeprägtem NTC-Verhalten kann es zu mehrstufigen Zündprozessen kommen. Wie Abbildung 3 darstellt führt diese erste Zündstufe zu einem begrenzten Temperaturhub. Wird dabei der Bereich des NTC erreicht, nimmt die Reaktivität ab. Es findet keine vollständige Umsetzung der Reaktanden statt. Es folgt eine zweite Induktionszeit und schließlich eine zweite Zündstufe, bei der die verbleibenden Reaktanden umgesetzt werden. Die Ausprägung des NTC-Bereichs und der mehrstufigen Zündung sind abhängig von der molekularen Struktur des Kraftstoffs. Mit steigendem Druck verschiebt sich der NTC-Bereich dabei zu höheren Temperaturen.

Die größten Unterschiede im Zündverhalten aufgrund des molekularen Aufbaus treten im Bereich der Niedertemperaturoxidation und des NTC auf. Lineare Alkane weisen die höchste Reaktivität auf. Kettenverzweigungen und Ringstrukturen hingegen führen zu einer Absenkung der Reaktivität und einer verlängerten Induktionszeit [92]. Der Anschluss funktioneller Gruppen an gesättigte, langkettige Kohlenwasserstoffe (zum Beispiel Methyl-ester) beeinflusst die Zündeigenschaften nur schwach [93]. Ungesättigte Kohlenwasserstoffe weisen mit und ohne funktionelle Gruppe eine geringere Aktivität bei niedrigen Temperaturen auf [91] [93]. Die Position der Doppelbindung in Bezug auf die terminale Methylgruppe hat zudem Einfluss auf das Zündverhalten [62]. Neben dem chemischen Aufbau sind die Brennraumtemperatur, das Luftangebot beziehungsweise -verhältnis, der Zylinderdruck und auch der Einspritzdruck weitere vom Betriebspunkt abhängige Größen, die den Zündverzug und die Brenndauer beeinflussen [75].

Außerdem ist zu beachten, dass es bei Kraftstoffen unter Anwesenheit von Luft zu einer Alterung kommen kann, bei der sich Peroxide bilden, die als „Zündbeschleuniger“ wirken. Dieser Prozess wird durch unsachgemäße Lagerung (Frischluftezufuhr, Wärme, Lichteinstrahlung) beschleunigt [95].

Der Zündverzug lässt sich mathematisch durch das Gesetz von WOLFER [98] beschreiben. Es basiert auf der Theorie der Kettenreaktionen und setzt den Zündverzug umgekehrt proportional zur Reaktionsgeschwindigkeit. In Gleichung (3.2) sind A und a Konstanten, p der Brennraumdruck, E_A die scheinbare Aktivierungsenergie des Brennstoffs, R die universelle Gaskonstante und T die Brennraumtemperatur. Die Parameter A , a und E_A sind experimentell zu bestimmen und abhängig vom jeweiligen Versuchsaufbau. Dabei hat das

Verhältnis des physikalischen zum chemischen Zündverzug beträchtlichen Einfluss auf die Größe der Aktivierungsenergie E_A [50]. Zudem ist der Zündverzug von den Parametern Druck und Temperatur abhängig. Als weitere Einflussgröße ist das Verhältnis von Kraftstoff zur Oxidatormenge, ϕ , zu berücksichtigen. Die Abhängigkeit ist in Gleichung (3.2) mit dem experimentell zu ermittelnden Exponenten b gegeben [2] [9] [49] [82].

$$\tau_{ZV} = A p^{-a} \phi^{-b} \exp\left(\frac{E_A}{RT}\right) \quad (3.2)$$

Die Anwendbarkeit dieser Gleichungen ist vorwiegend auf die Verwendung von Messgeräten mit konstanten Brennkammervolumen beschränkt, bei denen sowohl der Druck als auch die Temperatur während der Zündverzugsphase als konstant angenommen werden können. Zur Berücksichtigung der in einem Vollmotor auftretenden zeitlichen Änderungen von Druck und Temperatur während des Zündverzugs kann das Livengood-Wu-Integral nach Gleichung (3.3) herangezogen werden. Das Integral läuft vom Zeitpunkt des Einspritzbeginns τ_{ESB} bis zum Zeitpunkt der Zündung (ZU) τ_{ZU} . Die Zündung tritt ein, wenn das Integral die Bedingung der rechten Seite von Gleichung (3.3) erfüllt [49] [50]. Für den Term im Nenner von Gleichung (3.3) können die Ansätze aus Gleichung (3.2) verwendet werden.

$$\int_{\tau_{ESB}}^{\tau_{ZU}} \frac{1}{\tau_{ZV}(p, T)} dt = 1 \quad (3.3)$$

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass unterschiedliche physikalisch-chemische Kraftstoffeigenschaften zu unterschiedlichem Zündverhalten führen. Diese Unterschiede müssen für eine effiziente und schadstoffarme Gestaltung des Brennverlaufs berücksichtigt werden.

3.1.4 Emissionsbildung und Abgasnachbehandlung

Das Arbeitsprinzip des Motors, die verschiedenen Betriebszustände und Kraftstoffeigenschaften führen zu unterschiedlicher Emissionsbildung. Neben den Produkten einer idealen Verbrennung Kohlenstoffdioxid (CO_2) und Wasserdampf treten hauptsächlich die gesetzlich limitierten Schadstoffe Stickstoffoxide (NO_x), Kohlenstoffmonoxid (CO), Kohlenwasserstoffe (HC) und Partikel auf. Hierbei gibt es grundlegende Unterschiede zwischen einer dieselmotorischen, heterogenen Verbrennung mit lokal stark divergierenden Luftverhältnissen und einer für Ottomotoren typischen stöchiometrischen Homogenverbrennung [77].

Abbildung 4 illustriert, unter welchen Bedingungen beziehungsweise an welchen Bereichen der Flamme sich die entsprechenden Schadstoffe bei einer heterogenen Verbrennung bilden.

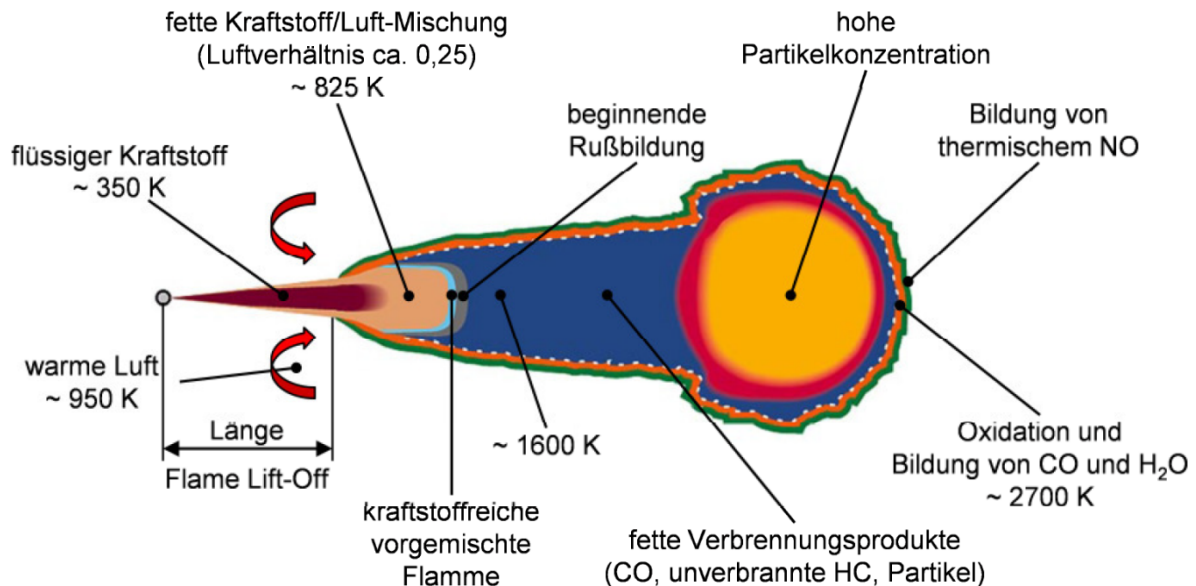


Abbildung 4: Konzeptionelles Modell der Dieselerverbrennung nach DEC [14] und FLYNN et al. [40]

Stickstoffmonoxid (NO) und Stickstoffdioxid (NO₂) werden summiert als Stickstoffoxide bezeichnet, wobei bei der motorischen Verbrennung vor allem NO entsteht. Der wichtigste Entstehungsmechanismus im Dieselmotor ist die von ZELDOVICH beschriebene Bildung von thermischem NO [65]. Demnach reagiert atomarer Sauerstoff mit dem Stickstoff in der Verbrennungsluft. Der dabei entstehende Stickstoff reagiert mit O₂ zu NO und elementarem Sauerstoff. Grundbedingung für den Ablauf dieser Reaktion ist das Vorhandensein atomaren Sauerstoffs, der bei Temperaturen von etwa 2200 K entsteht. Voraussetzung für die Entstehung von thermischem NO sind somit hohe lokale Spitzentemperaturen und ein für den Dieselmotor typischer lokaler Luftüberschuss.

CO wird als Zwischenprodukt bei der Oxidation von Kohlenwasserstoffen gebildet. Bei stöchiometrischen Bedingungen oder Sauerstoffüberschuss kann es zu CO₂ nachoxidiert werden. Bei lokalem Luftmangel bleibt es jedoch als unvollständiges Verbrennungsprodukt erhalten. Aufgrund niedriger Temperaturen im unteren Teillastbereich kann es zu einem Erliegen dieser Nachoxidation kommen. ADOMEIT et al. [2] zeigten an einem direkt-einspritzenden Dieselmotor, dass die CO-Emissionen des Teillastbereichs überwiegend in mageren Flammzonen entstehen, insbesondere während der Voreinspritzung und im Randbereich des Einspritzstrahls. Durch eine rasche Vermischung mit Luft resultiert in diesen mageren Zonen eine rußärmere Verbrennung, jedoch mit niedrigen Temperaturen, wodurch die Oxidation von CO gehemmt werden kann. Ein längerer Zündverzug führt ebenfalls zu einem höheren CO-Ausstoß, da hierdurch mehr magere Verbrennungszonen

entstehen. In fetteren Zonen, wie im Kern des Kraftstoffstrahls, wird CO unter ausreichend hohen Temperaturen zu CO₂ oxidiert [31].

Kohlenwasserstoffemissionen resultieren aus mangelhaft aufbereitetem Gemisch in Bereichen mit für die Verbrennung zu niedrigen Temperaturen, sodass nicht der gesamte Kraftstoff umgesetzt wird. Mit steigendem Zündverzug gehen auch höhere Kohlenwasserstoffemissionen einher, da sich Kraftstoff in der langen Zündverzugsphase stark mit Luft vermischt, sodass zu magere Verbrennungszonen vorherrschen und eine vollständige Oxidation gehemmt wird.

Die Partikelemissionen setzen sich aus Feststoffen und angelagerten flüchtigen oder löslichen Bestandteilen zusammen. Der überwiegende Anteil der Partikel besteht aus elementarem Kohlenstoff (Ruß) und Kohlenwasserstoffen, wobei die Zusammensetzung je nach Brennverfahren und Betriebspunkt variiert. Ein großer Anteil des gebildeten Rußes oxidiert unmittelbar im Brennraum, sofern die Temperaturen über 1000 K liegen und ein ausreichendes Sauerstoffangebot vorherrscht. Andernfalls kommen die Reaktionen zum Erliegen und Ruß wird in den Abgastrakt ausgeschoben. Eine innermotorische Gegenmaßnahme stellt die Nacheinspritzung dar. Die hierdurch erzeugte erhöhte Turbulenz in der Brennkammer sowie die erhöhte Temperatur am Verbrennungsende unterstützen die Rußoxidation [31].

An modernen Dieselmotoren wird neben innermotorischen Maßnahmen zur Verhinderung von Emissionsbildung, wie zum Beispiel Abgasrückführung und optimierte Einspritzmuster, eine aufwändige nachträgliche Abgasreinigung eingesetzt. Üblicherweise besteht das Abgasnachbehandlungssystem aus einem Oxidationskatalysator und einem Dieselpartikelfilter zur Eliminierung von CO-, HC- und Partikelemissionen sowie einem SCR-Katalysator, der Stickoxide mithilfe einer eingespritzten wässrigen 32,5%igen Harnstofflösung (AdBlue[®]) reduziert. Somit können die gesetzlich geforderten Grenzwerte eingehalten werden.

Die entsprechende Zertifizierung der Einhaltung der Abgasnorm erfolgt über eine Prüfung in definierten Testzyklen entsprechend den Prüfbedingungen der EU-Richtlinien 97/68/EG [37] [37] und 2016/1628 [38]. Die Richtlinien für Non-Road Mobile Machinery fordern die Einhaltung der in Tabelle 1 angeführten Grenzwerte in den Tests NRSC (Non-Road Stationary Cycle) und NRTC (Non-Road Transient Cycle). In der aktuell für neu zugelassene Maschinen geltenden EU-Stufe V wurden im Vergleich zur EU-Stufe IV die Vorschriften für Partikelemissionen verschärft.

Tabelle 1: Emissionsgrenzwerte nach EU-Richtlinien 97/68/EG [37] und 2016/1628 [38] von Non-Road Mobile Machinery der Stufen IV und V

Leistung P in kW	NO _x in g/kWh	HC in g/kWh	CO in g/kWh	PM in g/kWh	PN in #/kWh
Stufe IV					
56 ≤ P < 130	0,4	0,19	5,0	0,025	–
130 ≤ P ≤ 560			3,5		
Stufe V					
56 ≤ P < 130	0,4	0,19	5,0	0,015	1 · 10 ¹²
130 ≤ P ≤ 560			3,5		

3.2 Kraftstoffe für Selbstzündungsmotoren

Die Anforderungen und Prüfverfahren für Kraftstoffe zur Verwendung in Selbstzündungsmotoren sind in Deutschland in den nach Tabelle 2 angegebenen Normen festgelegt.

In Tabelle 3 sind motor- und sicherheitsrelevante Anforderungen aus den entsprechenden Normen angeführt. Der Dieselmotorkraftstoff nach DIN EN 590 sowie der paraffinische Dieselmotorkraftstoff nach DIN EN 15940 dürfen bis zu 7 % Volumenanteil FAME enthalten. Bei einem Volumenanteil von mehr als 2 % FAME muss die angegebene Anforderung der Oxidationsstabilität erfüllt werden. Der paraffinische Dieselmotorkraftstoff wird in zwei Klassen unterschieden. Klasse A ist ein Kraftstoff mit hoher, Klasse B mit normaler CZ.

Der Flammpunkt nach Pensky-Martens ist ein Kriterium zur Beurteilung der Sicherheit bei Transport und Lagerung. Für die Angabe der Stabilität gegenüber Alterungsvorgängen bei Lagerung dient die Oxidationsstabilität. Die kinematische Viskosität und die Dichte sind wichtige Parameter im Hinblick auf die Auslegung des Einspritzsystems. Nicht angeführt sind klimatisch abhängige Anforderungen wie der Stockpunkt (Cloud Point) und Angaben über die Limitierung enthaltener Verunreinigungen (Asche- und Ablagerungsbildner).

Tabelle 2: Normen für die Anforderungen und Prüfverfahren für Kraftstoffe zur Anwendung in Selbstzündungsmotoren

Norm	Kraftstoffbezeichnung
DIN EN 590 [23]	Dieselmotorkraftstoff
DIN EN 14214 [20]	Fettsäuremethylester für Dieselmotoren
DIN EN 15940 [26]	Paraffinischer Dieselmotorkraftstoff aus Synthese oder Hydrierungsverfahren
DIN 51605 [27]	Rapsölmotorkraftstoff
DIN 51623 [28]	Pflanzenölmotorkraftstoff

Tabelle 3: *Ausgewählte allgemein anwendbare Anforderungen an Kraftstoffe für Selbstzündungsmotoren [27] [23] [20] [26] [28]*

	Cetanzahl	Dichte bei 15 °C in kg/m ³	Viskosität bei 40 °C in mm ² /s	Flammpunkt in °C
DIN EN 590	≥ 51,0	820–845	2,0–4,5	> 55,0
DIN EN 14214	≥ 51,0	860–900	3,5–5,0	≥ 101
DIN EN 15940 Klasse A	≥ 70,0	765–800	2,0–4,5	> 55,0
DIN EN 15940 Klasse B	≥ 51,0	780–810	2,0–4,5	> 55,0
DIN 51605	≥ 40	910–925	≤ 36,0	≥ 101
DIN 51623	kein Grenzwert	900–930	≤ 35,0 ¹	≥ 101

¹ Kinematische Viskosität bei 50 °C

Fossiler Dieselkraftstoff

Mineralölbasierter Dieselkraftstoff wird durch die Raffination von Erdöl gewonnen und ist ein Gemisch, das aus über 300 Kohlenwasserstoffen mit durchschnittlich zehn bis 20 Kohlenstoffatomen pro Kraftstoffmolekül besteht. Den Großteil des Gemischs nehmen Alkane und Zyloalkane und zu etwa 28 % aromatische Kohlenwasserstoffe ein [88]. Aufgrund ihrer Siedelage von etwa 180 °C bis 380 °C werden Dieselkraftstoffe auch als Mitteldestillate bezeichnet. Anforderungen an die physikalischen und chemischen Eigenschaften von konventionellem Dieselkraftstoff sowie dessen Qualität sind durch den Standard DIN EN 590 [23] für den europäischen Anwendungsraum festgelegt. Die darin definierten Mindestanforderungen werden entweder durch einzelne, zum Teil nur in sehr geringen Mengen im Gemisch vorkommende Komponenten oder durch das Gemisch als Ganzes beeinflusst. Als Beispiel für Ersteres seien der Flammpunkt, der Gehalt an Wasser oder Schwefel sowie die Schmierfähigkeit genannt. Viskosität, Dichte, Cetanzahl, Siedeverlauf und der Energiegehalt werden hingegen durch die Zusammensetzung des Kraftstoffgemischs als Ganzes bestimmt. Diese Kraftstoffeigenschaften beeinflussen unter anderem die Gemischbildung, die Selbstzündung und die Verbrennung im Selbstzündungsmotor [74].

Alternative, regenerative Dieselkraftstoffe

Der Begriff alternativer Kraftstoff steht für alle Kraftstoffe, die aus nicht konventionellen Rohstoffquellen stammen. Als konventionelle Rohstoffquellen gelten nach ANDRULEIT et al. [5] in der Regel die fossilen Energieträger Schweröl, Leichtöl und Kondensat aus Erdöl sowie freies Erdgas und Erdgas aus konventionellen Erdölquellen. Die daraus durch Raffination und Aufbereitung gewonnenen Brennstoffe werden als konventionelle Kraftstoffe bezeichnet. Zu den flüssigen konventionellen Kraftstoffen zählen Schweröl, Heizöl, Diesel, Kerosin und Benzin. Zusammen mit den gasförmigen konventionellen Brennstoffen, wie Methan, bilden sie die herkömmliche Grundlage der Energiebereitstellung im Transportsektor.

Möglichkeiten zur Erzeugung nicht konventioneller Kraftstoffe sind die Verfahrenstechniken zur Bereitstellung synthetischer Kraftstoffkomponenten durch die Reaktion von Wasserstoff und Kohlenstoffdioxid sowie die nach wie vor wichtigsten verschiedenen Bereitstellungspfade auf Basis von Biomasse [2].

Abbildung 5 gibt einen Überblick über die möglichen Umwandlungsschritte von Biomasse zur Erzeugung von Biokraftstoff. Die Rohstoffbasis lässt sich in vier Kategorien gliedern: öl- und fetthaltige Biomasse mit Altspeseölen und -fetten, zuckerhaltige, stärkehaltige und lignozellulosehaltige Biomasse. Die Weiterverarbeitung der Rohstoffe erfolgt entweder durch eine physikalisch-chemische, eine biochemische, eine thermochemische Umwandlung oder eine Kombination aus mehreren Umwandlungsgruppen.

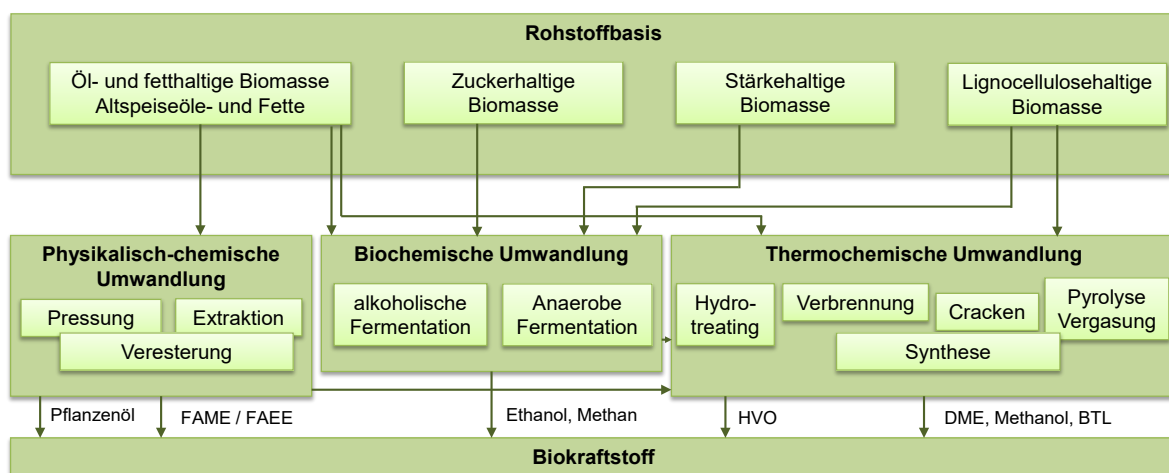


Abbildung 5: Nutzungspfade zur Erzeugung von Biokraftstoffen aus Biomasse (Darstellung in Anlehnung an [74])

Biokraftstoff aus öl- und fetthaltiger Biomasse kann als reines Pflanzenöl, in umgeesterter Form als Fettsäuremethylester (FAME) oder als hydriertes Pflanzenöl (HVO) vorliegen. Ausgangsbasis ist jeweils die Gewinnung von Pflanzenöl aus dem Rohstoff durch Pressung oder Pressung mit anschließender Extraktion des Pressrückstands. Vor der Weiterverarbeitung wird das Rohöl filtriert und gegebenenfalls raffiniert [55] [80] [79].

3.2.1 Pflanzenölkraftstoff

Pflanzenöl besteht im Wesentlichen aus einem Gemisch aus Triglyceriden. Bei einem Triglycerid ist der dreiwertige Alkohol Glycerin mit drei Fettsäuren verestert. Die physikalischen und chemischen Eigenschaften eines Triglycerids lassen sich durch Art und Verteilung der Fettsäuren beschreiben. Als Beschreibungsmerkmale dienen die Anzahl an Doppelbindungen im Fettsäuremolekül sowie die Länge der Kohlenstoffkette der Fettsäure. Gesättigte Fettsäuren besitzt keine Doppelbindungen, einfach ungesättigte Fettsäuren eine und mehrfach ungesättigte Fettsäuren mindestens zwei Doppelbindungen [9]. Zur Charakterisierung eines Pflanzenöls kann das Fettsäuremuster verwendet werden. Es gibt die Anteile der in einem Pflanzenöl enthaltenen Fettsäuren an. Die üblicherweise in einem pflanzlichen Öl vorkommenden Fettsäuren fasst Tabelle 4 zusammen. In der Kurzbezeichnung steht die erste Zahl für die Anzahl der Kohlenstoffatome und die Zahl nach dem Doppelpunkt für die Zahl der Doppelbindungen.

Tabelle 4: Trivialname und Kurzbezeichnung wichtiger im Pflanzenöl vorkommender Fettsäuren [9]

Fettsäure Trivialname	Kurzbezeichnung	Anzahl Kohlenstoffatome	Anzahl Doppelbindungen
Caprylsäure	C8:0	8	0
Caprinsäure	C10:0	10	0
Laurinsäure	C12:0	12	0
Myristinsäure	C14:0	14	0
Palmitinsäure	C16:0	16	0
Palmitoleinsäure	C16:1	16	1
Stearinsäure	C18:0	18	0
Ölsäure	C18:1	18	1
Linolsäure	C18:2	18	2
Linolensäure	C18:3	18	3
Arachinsäure	C20:0	20	0
Gadoleinsäure	C20:1	20	1
Behensäure	C22:0	22	0
Erucasäure	C22:1	22	1
Lignozerinsäure	C24:0	24	0

Rapsöl, als wichtigstes in Deutschland produziertes Pflanzenöl, setzt sich aus den in Tabelle 5 aufgeführten Hauptbestandteilen zusammen. Die einfach ungesättigte Ölsäure ist mit einem massebezogenen Anteil von fast zwei Drittel der Hauptbestandteil von Rapsöl.

Tabelle 5: Fettsäuren in Rapsölkraftstoff nach DIN 51605 [27]

Fettsäure	Anteil in Masse-%
C16:0	3,5 bis 5,5
C18:0	1,1 bis 5,0
C18:1	55,0 bis 65,0
C18:2	17,9 bis 25,0
C18:3	7,8 bis 10,0
C20:1	1,1 bis 1,5

Eine weitere Möglichkeit zur Charakterisierung von Pflanzenölen ist die Verwendung der von EMBERGER [31] vorgestellten dimensionslosen Kennzahlen der mittleren Anzahl an Kohlenstoffatomen MC und der mittleren Anzahl an Doppelbindungen MD . Sie lassen sich aus dem Fettsäuremuster über die Stoffmengenanteile x_i der vorkommenden Fettsäuren nach Gleichung (3.4) und (3.5) berechnen. $n_{DB,i}$ steht für die Anzahl an Doppelbindungen und $n_{C,i}$ für die Anzahl an Kohlenstoffatomen der Fettsäure i .

$$MD = \frac{\sum_{i=1}^k x_i n_{DB,i}}{\sum_{i=1}^k x_i} \quad (3.4)$$

$$MC = \frac{\sum_{i=1}^k x_i n_{C,i}}{\sum_{i=1}^k x_i} \quad (3.5)$$

Die Verteilung gesättigter, einfach und mehrfach ungesättigter Fettsäuren der ausgewählten Pflanzenöle ist in Abbildung 6 dargestellt. Tabelle 6 gibt einen Überblick über physiochemischen Eigenschaften ausgewählter Pflanzenöle.

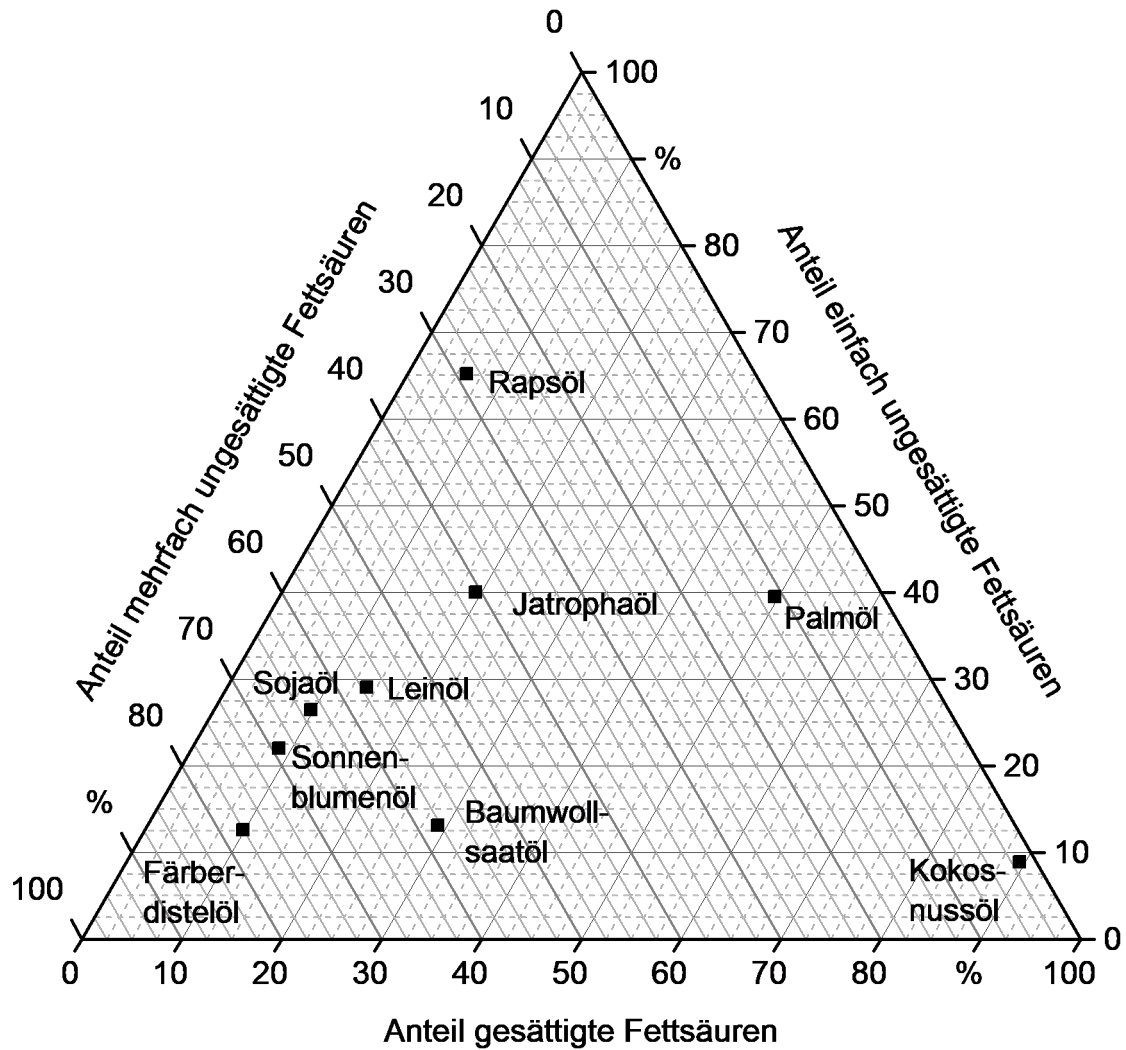


Abbildung 6: Massenanteil in Prozent an gesättigten, einfach ungesättigten und mehrfach ungesättigten Fettsäuren verschiedener Pflanzenöle [31] [34] [45]

Tabelle 6: *Physikalische und chemische Stoffeigenschaften verschiedener pflanzlicher Öle*

Pflanzenöl	Heizwert in MJ/kg	Dichte in kg/m ³	Kin. Viskosität in mm ² /s (40 °C)	MC	MD
Kokosöl [31]	34,97	926,0	27,7	12,54	0,09
Palmöl [31]	36,82	921,0	41,1	17,01	0,59
Baumwollsaatöl [45]	39,47	914,8	33,5	17,40	1,25
Jatrophaöl [31]	36,93	919,0	33,9	17,69	1,20
Sojaöl [31] [34] [45]	37,12	922,0	32,9	17,79	1,48
Sonnenblumenöl [31] [15] [34] [45] [15]	37,11	923,0	32,7	17,87	1,54
Leinöl [31] [45]	36,90	930,0	26,7	17,90	2,12
Rapsöl [31] [34] [45]	37,06	920,0	35,5	17,92	1,31

Kokosnussöl besitzt unter den ausgewählten Pflanzenölen mit 89,3 % Massenanteil den größten Anteil an gesättigten Fettsäuren, gefolgt von Palmöl mit knapp 50 % Massenanteil. Der hohe Anteil an gesättigten Fettsäuren ist auch durch eine mittlere Anzahl an Doppelbindungen *MD* kleiner eins (Berechnung nach (3.4)) erkennbar. Durch den hohen Anteil an gesättigten Fettsäuren liegen diese beiden Pflanzenöle bei Raumtemperatur in fester Form vor. Mit steigendem Anteil an ungesättigten Fettsäuren nehmen der Schmelzpunkt und, wie in Tabelle 6 ersichtlich ist, auch die kinematische Viskosität ab. Letztere nimmt außerdem exponentiell mit steigender Temperatur ab.

In Tabelle 6 sind zudem die Dichte und der Heizwert der ausgewählten Pflanzenöle angeführt. Aufgrund des geringeren Heizwerts im Vergleich zu Dieselkraftstoff nimmt die Leistung bei gleichbleibender Einspritzmasse und idealem Verbrennungsverhalten bei Verwendung von Pflanzenölkraftstoff im Vergleich zu Dieselkraftstoff ab. Im Umkehrschluss nimmt der Kraftstoffverbrauch für Pflanzenöl unter Erzielen gleicher Leistung zu. Durch die höhere Dichte von Pflanzenöl wirken sich die Unterschiede im volumetrischen Verbrauch weniger stark aus als gravimetrisch betrachtet.

Die Zündwilligkeit von Kraftstoffen im Allgemeinen und speziell von Pflanzenölen ist stark durch deren Molekülstrukturen beeinflusst. Verschiedene Studien [31] [41] zeigen, dass die Zündwilligkeit gesättigter Triglyceride mit zunehmender Kettenlänge der Fettsäurereste abnimmt. Dies steht im Gegensatz zu den Erkenntnissen bei linearen Kohlenwasserstoffen, bei denen die Zündwilligkeit mit steigender Kettenlänge zunimmt. Als Begründung für diesen gegensätzlichen Trend nannten FREEDMAN et al. [41] vornehmlich die Auswirkung der steigenden Viskosität mit zunehmender Kettenlänge auf den physikalischen Teil des Zündverzugs. Bei den Untersuchungen von PLANK [74] war in der Tendenz eine Verbesserung der Zündwilligkeit mit zunehmender Kettenlänge festzustellen. Im Unterschied zu den Messungen nach [31] und [41] führte Plank die Untersuchungen mit einem modernen Hochdruckeinspritzsystem und Einspritzdrücken von 1000 bar durch, wodurch der Einfluss des physikalischen Teils des Zündverzuges verringert wurde. Der Einfluss

von Doppelbindungen korreliert mit den Erkenntnissen zum Zündverhalten ungesättigter Kohlenwasserstoffe. Die Anzahl der Doppelbindungen des Pflanzenöls und auch in FAME ist entscheidend, da diese zwar zu einer verringerten Viskosität, jedoch auch durch Behinderung der Kettenreaktionen zu einem längeren chemischen Zündverzug führt [31] [75].

Bisher angewandte Prüfmethode zur Bestimmung der Zündwilligkeit stufen Pflanzenöle meist „schlechter“, mit Cetanzahlen unter derjenigen von fossilem Dieselkraftstoff ein. Dagegen zeigen sie im realen Motorbetrieb oft, vor allem bei höheren Motorlasten, bessere Zündeigenschaften [74].

Mit der Anzahl der Doppelbindungen und somit ungesättigten Fettsäuren im Öl steigt auch der Zündverzug, da diese im Niedertemperaturbereich das Ablaufen von Isomerisierungsreaktionen und damit die Bildung von Radikalen hemmen. Bei Temperaturen unter 1000 K spielt Isomerisation (Änderung der Atomfolge oder -anordnung in ein anderes Isomer mit unveränderter Summenformel) eine wesentliche Rolle in der Oxidation von Alkylketten. Geradkettige Alkyle fördern Isomerisierungsschritte, was in einer Abnahme des Zündverzugs resultiert. Das Vorhandensein von C-C–Doppelbindungen und deren Position in der Alkylkette hemmen die Isomerisierungsreaktionen hingegen. Mit zunehmender Anzahl an Doppelbindungen bei gleichbleibender Kettenlänge verringert sich zwar die Viskosität, was zu einem kürzeren physikalischen Verzug führen kann, der chemische Verzug ist aufgrund des beschriebenen Sachverhalts jedoch grundsätzlich höher als bei gesättigten Ölen [31].

Ebenso steigt bis zu einem gewissen Grad mit Anzahl der Kohlenstoffatome der Zündverzug. Eine höhere Anzahl an Kohlenstoffatomen beziehungsweise eine längere Kohlenstoffkette steigert prinzipiell die Reaktionsaktivität, aber gleichzeitig steigen in der Regel auch der Siedepunkt und die Viskosität, was den physikalischen Zündverzug verlängert und damit gegenwirkt, denn dadurch verzögern sich die Gemischbildung und schließlich die Zündung.

Zu beachten ist zudem ein Einfluss der Alterung des Öls auf das Zündverhalten. Beim Alterungsprozess lagert sich molekularer Sauerstoff vornehmlich an den Doppelbindungen der Fettsäuren an, die dadurch zu Peroxiden (Zündbeschleuniger) oder Ketonen umgewandelt werden. Diese Autooxidation verstärkt sich mit der Zeit selbst. Dadurch verliert das Pflanzenöl seine charakteristischen Eigenschaften. Eine hohe Resistenz gegen Alterung zeigt eine hohe Oxidationsstabilität an. Durch die sogenannte Peroxidzahl können die während des Alterungsvorgangs gebildeten Hydroperoxide quantitativ bestimmt werden [95].

3.2.2 Fettsäuremethylester

Fettsäuremethylester (FAME) werden in den Untersuchungen nur in vereinzelt Messreihen als Vergleichskraftstoff verwendet, werden hier jedoch zum Herausstellen der Unterschiede der Kraftstoffe kurz beschrieben, da FAME unter physikalischen Gesichtspunkten fossilem Diesel ähnelt, chemisch betrachtet jedoch näher an Pflanzenöl liegt.

FAME, wie beispielsweise Rapsölmethylester (RME), sind Ester, die aus der Umesterung von Pflanzenöl mit dem einwertigen Alkohol Methanol entstehen. Bei der Umesterungsreaktion wird das Triglycerid an den Estergruppen gespalten und Methanol lagert sich an die Estergruppen an. Es entstehen drei Methylester und ein Glycerinmolekül. Neben Methanol sind auch weitere einwertige Alkohole wie Ethanol verwendbar. Die Umesterung mit Methanol ist jedoch in ihrer Durchführung am einfachsten und wird daher fast ausschließlich verwendet [67]. Durch die Umesterung verändern sich die physikalischen Eigenschaften. Der molekulare Aufbau der Fettsäuren der entstehenden Methylester bleibt hingegen im Vergleich zum Triglycerid unverändert. Dadurch lassen sich auch FAME anhand ihres Fettsäuremusters charakterisieren.

Die kinematische Viskosität und Dichte reduziert sich im Vergleich zu den Triglyceriden und liegt geringfügig über den Werten von konventionellem Diesel. Der Heizwert der FAME liegt aufgrund des annähernd gleichbleibenden Kohlenstoff-Wasserstoff-Verhältnisses und des vorhandenen Sauerstoffs auf dem Niveau von Pflanzenöl. Die Cetanzahlen von FAME liegen über denen von Pflanzenöl. Durch die geringere Viskosität und die besseren Verdampfungseigenschaften aufgrund der kleineren Moleküle ist zu erwarten, dass der physikalische Zündverzug im Vergleich mit Pflanzenöl niedriger liegt. Da in die Bestimmung der Cetanzahl sowohl der physikalische als auch der chemische Zündverzug einfließen, ist bei FAME bei gleichbleibender Fettsäurezusammensetzung eine höhere CZ zu erwarten. Diese Argumentation wird unterstützt durch die Untersuchungen des Einflusses der Molekülstruktur von Methylestern auf das Zündverhalten. FREEDMAN et al. [41] konnten für FAME den gleichen Zusammenhang wie bei Triglyceriden zwischen der Anzahl an Doppelbindungen und dem Zündverzug zeigen. Dies wird auch in weiteren Studien von KNOTHE et al. [57] [58] oder GOPINATH et al. [46] bestätigt.

3.2.3 Physikalisch-chemische Unterschiede zwischen Diesel- und Rapsölkraftstoff

Die Unterschiede in den physikalisch-chemischen Eigenschaften von Dieseldieselkraftstoff und Pflanzenöl führen zu divergierendem Verhalten, vor allem hinsichtlich der Einspritzung, Zündung und Verbrennung. Dies muss mit großer Sorgfalt in einer kraftstoffspezifischen Umstellung der Motorapplikation beziehungsweise Umrüstungen berücksichtigt werden [39]. Um die Hintergründe genauer zu beleuchten, werden in diesem Abschnitt wichtige Eigenschaften gegenübergestellt. Signifikante Kenngrößen sind in Tabelle 7 angeführt.

Tabelle 7: Vergleich physikalisch-chemischer Eigenschaften von Diesel- und Rapsölkraftstoff [28] [35] [97]

Eigenschaft	Einheit	Dieseldieselkraftstoff	Rapsölkraftstoff
Dichte (20 °C)	kg/m ³	0,831	0,915
Dichte (50 °C)	kg/m ³	0,811	0,896
Kinematische Viskosität (20 °C)	mm ² /s	3,08	78,7
Kinematische Viskosität (40 °C)	mm ² /s	3,2	33,1
Oberflächenspannung (20 °C)	mN/m	28,0	33,8
Oberflächenspannung (50 °C)	mN/m	25,5	31,3
Heizwert (gravimetrisch)	MJ/kg	42,6	37,7
Heizwert (volumetrisch; 20 °C)	MJ/dm ³	35,4	34,5
Luftbedarf	kg/kg	14,5	12,4
Flammpunkt	°C	64	230

Besonders auffällig ist der signifikante Unterschied der Viskosität. Aufgrund der deutlich höheren, stark temperaturabhängigen Viskosität von Rapsöl- im Vergleich zu Dieseldieselkraftstoff ist es sinnvoll, das Öl für ein besseres Fließ- und somit Kaltstart- sowie Einspritzverhalten zu erwärmen. Bei sehr niedrigen Temperaturen besteht andernfalls das Risiko, dass die Viskosität des Pflanzenöls zu hoch wird und ein zuverlässiger Motorstart nicht mehr gewährleistet ist. Eine hohe Viskosität verschlechtert die Fließ- und Pumpfähigkeit sowie das Zerstäubungsverhalten eines Kraftstoffs. Die Durchflussrate durch den Injektor verringert sich entsprechend. Die Viskosität von Rapsöl nimmt mit steigender Temperatur ab und erreicht erst bei circa 100 °C den Wert von Dieseldieselkraftstoff bei 20 °C. Die Viskosität liegt unabhängig vom gewählten Pflanzenöl im Vergleich zum konventionellen Dieseldieselkraftstoff bei Raumtemperatur um mindestens etwa den Faktor zehn höher. Das Öl wird jedoch in der Regel nicht höher als 70 °C vorgewärmt, da bei höheren Temperaturen Oligomer- oder Polymerisationsvorgänge einsetzen [97] [99].

Die Verdampfung fossilen Dieseldieselkraftstoffs tritt eher ein als bei Rapsölkraftstoff. Üblicherweise existieren die Siedekurven nur für atmosphärischen Druck. Die Siedetemperaturen sind abhängig vom Umgebungsdruck und können sich bei Drücken, wie sie im Brennraum

vorherrschen, verändern. Ebenso liegt der Flammpunkt von Rapsöl- wesentlich höher als der von Dieselmotorkraftstoff, was für die Gemischaufbereitung von Nachteil ist.

Bei einem Vergleich der Heizwerte wird deutlich, dass für dieselbe Energiefreisetzung beziehungsweise Leistung eine größere Pflanzenölmenge eingesetzt werden muss. Der Sauerstoff im Pflanzenöl macht etwa 10 % der Masse aus, wodurch der Heizwert niedriger liegt. Aufgrund der höheren Dichte von Pflanzenöl (circa 11 % höher als die des Dieselmotorkraftstoffs) ist der Unterschied zwischen den volumetrischen Heizwerten geringer als bei gravimetrischer Betrachtung. Da Rapsölmotorkraftstoff bei selber Kraftstoffmasse wie Dieselmotorkraftstoff einen um 14,5 % geringeren Luftbedarf hat und dabei ungefähr 13 % weniger Energie frei wird, liegt der Gesamtluftbedarf bei einer Angleichung der Energien über eine Erhöhung der Rapsölmenge nahezu identisch hoch. Sofern die Heizverläufe und damit freigesetzten Wärmemengen der Kraftstoffe vergleichbar eingestellt sind, kann ebenso von einer ähnlichen Abgastemperatur ausgegangen werden.

Die physikalischen Stoffeigenschaften wirken sich generell auf das Einspritzsystem und den Einspritzvorgang aus. Eine hohe kinematische Viskosität erfordert eine erhöhte Antriebsleistung der Einspritzpumpe, bewirkt eine schlechtere Kraftstoffzerstäubung am Injektor und in der Folge eine schlechtere Gemischaufbereitung. Hier führt Vorwärmung ebenso zu einer Verbesserung aufgrund der Absenkung der Viskosität. Unter anderem zeigten AGARWAL und AGARWAL [3], dass durch eine Vorwärmung von Pflanzenöl das Leistungs- und Emissionsverhalten eines Motors verbessert werden kann.

WLOKA et al. [97] sowie LÜFT [61] untersuchten die Auswirkung der Vorwärmung von Rapsölmotorkraftstoff auf das Einspritzstrahlverhalten. Durch das Anheben der Kraftstofftemperatur auf 60 °C können die Einspritzcharakteristika verbessert werden, wobei eine weitere Eindringtiefe und ein geringerer Strahlaufbruch im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff bestehen bleiben. Die schlechtere Gemischbildung und größeren Tropfendurchmesser bilden hierbei vor allem in Niedriglastpunkten schlechtere Vorbedingungen für eine schadstoffarme Verbrennung.

SAPIT et al. [84] wiesen mit den experimentellen Untersuchungen einen schlechteren Strahlaufbruch mit Rapsölmotorkraftstoff nach. Besonders zu Beginn der Einspritzung bildete sich ein dichter Strahlkern aus, von dem sich erst im späteren Verlauf größere Tropfen und eine geringere Anzahl als mit Dieselmotorkraftstoff ablösten. Bei niedrigen Raildrücken wurde auch eine Erhöhung des Öffnungsverzugs festgestellt. Die Erhöhung der Atmosphären- bzw. Brennraumtemperatur sorgt für eine wesentliche Verbesserung des Strahlzerfalls. ADAM et al. [1] zeigten selbiges Verhalten bei niedrigen Einspritzdrücken und der Variation der Atmosphärentemperatur. Ein schmaler Kraftstoffstrahl mit geringem Strahlaufbruch und verlängertem Öffnungsverzug wurde auch bei den Ergebnissen von DESHMUKH et al. [17] mit Jatropha- und Pongamiaöl nachgewiesen.

Pflanzenöl besitzt neben der höheren kinematischen Viskosität und Oberflächenspannung auch einen höheren Kompressionsmodul. Von der Kraftstoffpumpe ausgelöste Druckwellen bewegen sich dadurch schneller durch das Leitungssystem. Die Folge bei Pumpe-Düse-Systemen ist der im Vergleich zum Betrieb mit Diesel frühere Einspritzbeginn. In

einem Common-Rail-System führt die höhere Kraftstoffviskosität hingegen zu einer Verzögerung der Nadelöffnung und einer verringerten Einspritzrate [29] [59] [16]. Durch den längeren hydraulischen Verzug und geringeren Durchfluss nimmt bei gleicher Injektoransteuerung die Menge bei der Vor- und Haupteinspritzung ab. Um gleiche Einspritzmengen wie im Betrieb mit Diesel zu erhalten, muss bei Verwendung von Pflanzenöl beispielsweise die Bestromungsdauer verlängert oder der Einspritzdruck erhöht werden [47] [89].

Weiter können die Differenzen im Zündverhalten, wie SIEBERS [86] zeigte, durch unterschiedliche Temperaturen und Drücke im Brennraum zum Zeitpunkt der Kraftstoffeinspritzung hervorgerufen werden. Dieses Verhalten lässt sich auch in Untersuchungen an Vollmotoren wiederfinden. DAHO et al. [13] untersuchten das Zündverhalten von Baumwollsaatöl im Vergleich zu Diesel in einem Einzylindermotor mit Direkteinspritzung. Bei Motorlasten unter 50 % wurde der Zündverzug des Pflanzenöls im Vergleich zu Diesel länger. Der Autor begründete dies mit dem schlechteren Verdampfungsverhalten aufgrund der geringen Zylindergastemperaturen. Mit zunehmender Last nimmt hingegen die Gastemperatur zu. Dies begünstigt sowohl das Verdampfungsverhalten als auch den Kettenaufbruch. Folglich wird der Zündverzug des Pflanzenöls im Vergleich zu Diesel kürzer. Auch Untersuchungen von NWAFOR et al. [70] [71] sowie PLANK [74] ergaben, dass Rapsöl- im Vergleich zu Dieselmotoren ein stärker lastabhängiges Zündverhalten aufweist.

Studien haben gezeigt, dass durch die meist schnellere Zündung von Pflanzenöl der mischungskontrollierte Anteil der Verbrennung im Vergleich zu Diesel zunimmt. Die geringe Gesamtmenge an aufbereitetem, vorgemischtem Kraftstoff bremst gleichzeitig eine schnelle Umsetzung des Pflanzenöls und führt zu einer längeren Brenndauer sowie entsprechend geringerer Stickstoffoxidbildung [48] [61] [74]. Anzumerken ist, dass teils widersprüchliche Schlussfolgerungen gezogen werden. So ist beispielsweise von, mit Diesel verglichen, scheinbar schneller ablaufenden Verbrennungen von Pflanzenöl zu lesen, wodurch es aufgrund der schnelleren Wärmefreisetzung zu höheren Spitzentemperaturen, -drücken und folglich Stickoxidbildung komme. Diese Effekte sind jedoch in der Regel nicht auf eine allgemein schnellere Verbrennung von Pflanzenöl zurückzuführen, sondern auf dessen früheren Einspritzbeginn bei Verwendung von Pumpe-Düse-Einspritzsystemen oder aufgrund eines großen Anteils einer vorgemischten Verbrennung infolge eines langen Zündverzugs bei ungünstigen Bedingungen für die Gemischaufbereitung [31]. Eine weitere verbreitete Hypothese zur Erklärung höherer NO_x -Emissionen auch bei Common-Rail-Systemen mit gleichem Einspritzbeginn bezieht sich auf den Eigensauerstoffanteil von Pflanzenölen und das somit in der Flamme lokal höhere Luftverhältnis, das zu einer schnelleren Verbrennung führe [66]. Nach BAN-WEISS et al. [7] und SCHÖNBORN et al. [85] kommt es bei FAME beziehungsweise Pflanzenöl-Kraftstoffen, speziell mit höherem Anteil an Doppelbindungen, bei vergleichbarer Gemischbildung zu höheren adiabatischen Flammentemperaturen im Vergleich mit Diesel, wodurch die Bildung von NO_x steigt [7] [85].

Generell gilt, dass eine genaue Berücksichtigung der Randbedingungen und Wechselwirkungen für eine treffende Interpretation notwendig ist. So kommen beispielsweise auch MÜLLER et al. [66] und HOEKMAN und ROBBINS [51] zu dem Ergebnis, dass der Anstieg der NO_x -Emissionen nicht durch eine einzelne Kraftstoffeigenschaft beschrieben werden kann, sondern durch eine Überlagerung mehrerer gekoppelter Effekte entsteht, die sich

zum Teil gegenseitig aufheben oder verstärken. Ebenso konnten bisher bestimmte Beobachtungen mangels Indizierdaten der Versuchsmotoren und Zugriffs auf das Motorsteuergerät nicht eindeutig erklärt beziehungsweise auf Kraftstoffeigenschaften zurückgeführt werden. Beispielsweise geht eine Anhebung der Menge von Rapsölkraftstoff zum Erreichen derselben Leistung wie im Dieselbetrieb mit Änderungen verschiedener Motorparameter, wie einer Erhöhung des Einspritzdrucks, einher, wodurch höhere Stickstoffoxidemissionen entstehen können, die ebenso im Dieselbetrieb bei geänderten Bedingungen resultieren würden.

Die unterschiedlichen physikalischen und chemischen Eigenschaften wirken sich somit ebenso stark auf das Emissionsverhalten aus. Durch den Eigensauerstoffanteil von Pflanzenölen wird das Luftsauerstoffangebot im Verhältnis zu den Kohlen- und Wasserstoffatomen in der Flamme angehoben, Pyrolyse verringert und die Oxidation von Ruß gefördert. Dadurch sind die Partikelemissionen im Rapsölbetrieb im Großteil der Betriebszustände oft geringer als bei Verwendung konventionellen Dieselkraftstoffs [36] [52]. Zurückgeführt werden kann dies auch auf den molekularen Aufbau von Pflanzenöl, da nach FLYNN et al. [40] Kohlenstoffatome, die bereits mit Sauerstoff verbunden sind, nicht mehr für die Bildung von Rußvorläufersubstanzen zur Verfügung stehen. Bei niedriger Motorlast bestehen die Partikel eher aus nicht vollständig verbrannten Kohlenwasserstoffen und weniger aus Ruß [63].

Die bei einem längeren Zündverzug vergleichsweise lange Zeit zur Verteilung des Kraftstoffs weiter von der Einspritzdüse entfernt führt zu hohen lokalen Verhältnissen von Luft zu Kraftstoff und niedrigen Temperaturen, wodurch teilweise die Zündbedingungen unterschritten werden oder keine vollständige Oxidation aufgrund einer späten Verbrennungslage stattfindet. Die Folge sind Kohlenstoffmonoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen. Jedoch tritt dies für Rapsölkraftstoff zumeist nur in Schwachlastbetriebspunkten mit mangelnder Gemischbildung auf [31]. In diesem Zusammenhang stellt zudem der Motorstart ein Problem für den Rapsölbetrieb dar, da im kalten Motor ohnehin aufgrund größerer Wärme- und Ladungsverluste nur geringere Spitzentemperaturen und -drücke erreicht werden. Für den Warmlauf des Motors sind im Sinne des Aufheizens des Abgasnachbehandlungssystems späte Verbrennungslagen appliziert [88]. Da Rapsöl unter diesen Umständen in der Regel kein optimales Gemisch ausbilden kann und lange Zündverzögerungen aufweist, besteht ein hohes Risiko einer verschleppten, unvollständigen Verbrennung sowie eines Eintrags von Rapsöl in das Schmieröl beziehungsweise in den Abgastrakt [53]. Zündverbesserer als Additive im Pflanzenöl können Produkte unvollständiger Verbrennung im Leerlauf und unter Schwachlast minimieren [56] [56].

Rapsölkraftstoff entsprechend der Norm DIN 51605 enthält sehr geringe Mengen an Aschebildnern, was sich positiv auf Partikelemissionen sowie Ascheablagerungen im Abgassystem auswirkt [56] [27]. Zudem ist Raps- und Pflanzenölkraftstoff nach DIN 51605 und DIN 51623 nahezu frei von Schwefel (≤ 10 mg/kg) und anderen bekannten Katalysatorgiften. Im Allgemeinen ist jedoch das Risiko von Verkokung sowie verschiedenen Ablagerungen im Einspritzsystem, Brennraum und Abgasstrang je nach Betriebsweise des Motors gegeben und kann höher sein als im Dieselbetrieb [56] [76].

Ebenso besteht, wie bereits angemerkt, ohne getroffene Optimierungsmaßnahmen die Gefahr der Motorölverdünnung durch Zylinderwandbenetzung mit Pflanzenölkraftstoff und folgendem Eintrag in das Motoröl. Dies resultiert vor allem aus Nacheinspritzungen, die für das Aufheizen des Abgassystems zur Filterregeneration bestimmt sind. Aufgrund des hohen Siedepunkts dampft das Pflanzenöl nicht oder nur schwierig wieder aus, verunreinigt somit meist dauerhaft das Motoröl und führt im ungünstigsten Fall zur Ölverschlamung und Polymerisation des Pflanzenöls, womit bei höheren Temperaturen zunehmend zu rechnen ist [56] [61] [76] [96].

Abgesehen von den technischen Eigenschaften gilt Diesel nach der aktuell gültigen internationalen GHS-Kennzeichnung als hochentzündlich, gefährlich, gesundheitsgefährdend und umweltgefährlich, wogegen Rapsölkraftstoff ohne Additive keine Gefährdungsmerkmale aufweist, die eine Einstufung als Gefahrgut erfordern [27].

4 Material und Methoden

Im Folgenden werden der Versuchsmotor, die Messausstattung für die grundlagenorientierten Voruntersuchungen, der Motorprüfstand sowie die verwendeten Kraftstoffe näher erläutert.

4.1 Kenndaten des Versuchsmotors

Der zu untersuchende Versuchsmotor der Firma DEUTZ AG trägt die Bezeichnung TCD 4.1 L4. Dieser Motor ist sowohl als Industrievariante für mobile Arbeitsmaschinen als auch als Agrivariante für die Landtechnik verfügbar. Der Grundmotor ist in beiden Varianten gleich. Unterschiede ergeben sich beim Turbolader und der Applikation. Aufgrund der identischen Brennraumgeometrie und Verdichtung können die Resultate der Verbrennungsanalyse auf den jeweilig anderen Motor übertragen werden. Im Rahmen dieses Projekts wurde die Industrievariante des Motors gewählt, da dieser keine tragende Ölwanne besitzt und mit den angebrachten Lagerpunkten einfacher am Motorprüfstand zu integrieren war. Für die Verbrennungsanalyse wurde der Druckindizierquarz Kistler 6045B in Zylinder 1 integriert. Die Umbaumaßnahmen am Zylinderkopf wurden seitens des Projektpartners DEUTZ durchgeführt. Als Abgasnachbehandlungssystem wurde die Version der Agrivariante, bestehend aus Dieseloxydationskatalysator (DOC), Dieselpartikelfilter (DPF) und selektiver, katalytischer Reduktion (SCR) verwendet. Da die Untersuchungen hauptsächlich auf die landwirtschaftliche Nutzung von Pflanzenölkraftstoff abzielen, wurde dieses Abgasnachbehandlungssystem verwendet. Die wesentlichen technischen Daten des Versuchsmotors sowie der Abgasnachbehandlung sind in Tabelle 8 wiedergegeben.

Tabelle 8: Daten des Versuchsmotors TCD 4.1 L4 Industrie der DEUTZ AG

TCD 4.1 L4 Industrie	
Arbeitsweise	Flüssigkeitsgekühlter 4-Takt-Dieselmotor mit Common-Rail-Direkteinspritzung
Zylinderanzahl	4
Bohrung	101 mm
Hub	126 mm
Hubraum insgesamt	4,1 l
Verdichtungsverhältnis	18:1
Nenn Drehmoment	610 Nm (@ 1600 min ⁻¹)
Leistung	115 kW (@ 2300 min ⁻¹)
Aufladung	Abgasturbolader mit Ladeluftkühlung
Abgasrückführung	Gekühlte, externe Hochdruck-AGR
Emissionsstufe	EU-Stufe V/US EPA Tier 4
Abgasnachbehandlung	DOC, DPF, SCR

Die wesentliche Komponente für die experimentellen Untersuchungen stellt das Einspritzsystem dar. An diesem Motor befindet sich ein Common-Rail-Einspritzsystem mit einem maximalen Einspritzdruck von 1600 bar, bestehend aus zwei Hochdrucksteckpumpen, Kraftstoffdosiereinheit, Kraftstoffrail und vier 8-Loch-Injektoren mit Magnetventilaktor. Dementsprechend wurden alle für das Projekt eingesetzten Prüfstände auf diesen Injektor umgerüstet.

4.2 Bestimmung physikalischer Kraftstoffeigenschaften

Physikalische Kraftstoffeigenschaften sind für Strömungs-, Strahlzerfall- und Verbrenungsverhalten verantwortlich. Relevante Parameter sind z. B. Viskosität, Dichte und Brennwert. In den Normen DIN EN 590 und DIN 51605 werden die Grenzwerte für Dichte und Viskosität für definierte Temperaturen vorgegeben. Unter anderem weisen jedoch die Viskosität und Dichte eine starke Temperaturabhängigkeit auf, weshalb diese Parameter über einen breiten Bereich untersucht werden sollten. Diese Informationen können dann auch für potenzielle Randbedingungen der Kraftstoffe, speziell Rapsölkraftstoff, für den sicheren Betrieb des Versuchsmotors herangezogen werden, da dieser im serienmäßigen Zustand nicht für Pflanzenölkraftstoff ausgelegt ist. Nachfolgend werden die Parameter Viskosität, Dichte und Brenn-/Heizwert sowie deren Messprinzipien kurz beschrieben.

4.2.1 Dichte

Die Dichte beschreibt die Masse eines gasförmigen, flüssigen oder festen Körpers über ein definiertes Volumen. Durch geometrische Änderungen von Materie bei Temperaturänderung obliegt auch die Dichte einer Temperaturabhängigkeit.

Für die Messung wird das Dichtemessgerät der Firma Anton Paar mit der Bezeichnung DMA 4500 verwendet. Dieses beinhaltet eine zusätzliche Temperaturkonditionierung und Regeleinheit, die über die vorhandene Steuerung parametrisiert werden kann. Das Messprinzip beruht auf dem Biegeschwingerverfahren. Die Probe wird in ein U-Rohr eingebracht, das anschließend über elektromagnetische Impulse zum Schwingen angeregt wird. Anhand der Amplitude und Frequenz des resultierenden Feder-Masse-Schwingers sowie des fest definierten Volumens kann dann die Dichte ermittelt werden.

4.2.2 Viskosität

Die Viskosität ist eine Größe für die Zähflüssigkeit eines Fluids. Je höher die Viskosität, desto geringer ist die Fließfähigkeit und dementsprechend größer sind die inneren Reibungskräfte. Somit werden durch diese Eigenschaft unter anderem die Belastung der vorhandenen Pumpen, die Strömung durch den Injektor, besonders durch die Düsenlöcher sowie der Strahlaufbruch wesentlich beeinflusst. Man unterscheidet zwischen der dynamischen Viskosität η und der mit der Dichte ρ im Zusammenhang stehenden kinematischen Viskosität ν .

$$\eta = \nu \cdot \rho \quad (4.1)$$

Beispielhaft lässt sich die Wirkung der Viskosität über zwei parallel angeordnete Platten, zwischen denen sich eine Flüssigkeit befindet, näher erklären: Wird Platte 1 als ortsfest angenommen und Platte 2 mit einer Geschwindigkeit v bewegt, bewegt sich die Fluidschicht in direktem Kontakt mit Platte 2 mit gleicher Geschwindigkeit v mit. Über den Querschnitt bildet sich in idealer Darstellung ein lineares Strömungsprofil zwischen den beiden Platten aus. Die Fluidschicht in Kontakt mit der ruhenden Platte 1 erfährt keine örtliche Änderung (Geschwindigkeit $v = 0$). Die Kraft F , die notwendig ist, um Platte 2 zu bewegen, kann durch den Zusammenhang von Plattenfläche A , Geschwindigkeitsgradienten über das Strömungsprofil Δv und Abstand der Platten Δd beschrieben werden.

$$F = \eta \cdot A \cdot \frac{\Delta v}{\Delta d} \quad (4.2)$$

Abgeleitet auf den Einspritzprozess kann hieraus geschlossen werden, dass eine größere Kraft notwendig ist, um bei steigender Viskosität ein gleichbleibendes Volumen in einer Rohrströmung zu fördern. Bei einem Einspritzsystem wird diese Kraft durch den anliegenden Kraftstoffdruck eingestellt bzw. definiert.

Für die quantitative Bestimmung der Viskosität in Abhängigkeit von der Temperatur wird ein Kugelfallviskosimeter Typ C der Firma Thermo Scientific Haake in Kombination mit

einem Thermostaten C 6 CS der Firma Lauda verwendet. Über Kenntnisse der Kugelgeometrie, des Kugelgewichts und den Kalibrierparametern lässt sich über die Fallzeit der Kugel die dynamische Viskosität berechnen. Jede Messreihe wurde dabei fünfmal wiederholt und der Mittelwert als Resultat herangezogen. Die niedrigste Temperatur wurde durch die Durchlaufkühlung mit der Kaltwasserversorgung eingestellt. Die niedrigste Stützstelle der Versuchsreihen ist deswegen nicht identisch. So war diese Einstellung tagesabhängig in Bereichen zwischen ca. 15 °C bis 20 °C.

4.2.3 Brennwert/Heizwert

Der in einem Medium vorhandene, durch Oxidation freizusetzende Energiegehalt, bezogen auf die Masse des vorhandenen Brennstoffs wird über den Heizwert oder Brennwert definiert. Zwischen den beiden Größen wird unterschieden, ob die Kondensationswärme des im Abgas entstehenden Wassers bei wasserstoffhaltigen Brennstoffen einbezogen wird (Brennwert) oder unberücksichtigt bleibt (Heizwert). Da durch das Auskondensieren von Wasser zusätzliche Energie freigesetzt wird, ist der Brennwert immer größer oder gleich dem Heizwert. Der Unterschied der beiden Werte hängt von der Menge des Wasserstoffgehalts ab.

Die Messung des Brennwertes erfolgt mit dem Kalorimetersystem des Typs C 200, auch bekannt als Bombenkalorimeter, des Herstellers IKA. Die Proben werden vorab durch eine Hochpräzisionswaage der Firma Faust Lab Science GmbH mit einer Genauigkeit von 0,1 mg abgewogen. Anhand typischer Elementaranalysen von Diesel- und Rapsölkraftstoff soll folgend auch die Berechnung von Brenn- und Heizwert erfolgen, um einerseits eine Validierung und andererseits eine Einschätzung der Werte vornehmen zu können. Nach BOIE [10] lassen sich Heizwert H_u (in kJ/kg)

$$H_u = 34800 \cdot \xi_C + 93800 \cdot \xi_H + 10460 \cdot \xi_S + 6280 \cdot \xi_N - 10800 \cdot \xi_O - 2450 \cdot \xi_{H_2O} \quad (4.3)$$

wie auch Brennwert H_s (in kJ/kg)

$$H_s = 34800 \cdot \xi_C + 115910 \cdot \xi_H + 10460 \cdot \xi_S + 6280 \cdot \xi_N - 10800 \cdot \xi_O \quad (4.4)$$

durch die Massenanteile ξ aus der Elementarzusammensetzung berechnen.

4.3 Einspritzsystemprüfstand

Als wesentliche Komponente für den Einspritzvorgang ist der Injektor für die Mengeneinbringung, die Gemischaufbereitung und letztlich für die Verbrennungsqualität verantwortlich. Diese Prozesse sind aufgrund der zu erreichenden Motordrehzahlen des Versuchsmotors von 2300 min⁻¹ zeitlich begrenzt und gehen hochdynamisch vonstatten. Eine Modifikation des Injektors in Form von Anpassungen der Düsengeometrie ist in dieser Arbeit nicht vorgesehen. Vielmehr sollen die Einflüsse des Pflanzenölkraftstoffs auf den

bestehenden Serieninjektor aufgezeigt und, wenn notwendig, potenzielle Optimierungen an dem Bauteil vorgeschlagen werden.

Um spezifische Aussagen über die Auswirkungen der Testkraftstoffe auf dieses Bauteil treffen zu können, wurden zwei baugleiche Injektoren des Versuchsmotors an einem Einspritzsystemprüfstand integriert. Mit den vorhandenen Messsystemen ist es möglich, strömungsmechanische Phänomene experimentell zu erfassen.

Der Prüfstand ist derart gestaltet, dass eine Konditionierung des Kraftstoffs ähnlich dem realen Motor erfolgt. Das Kraftstoffsystem ist ebenfalls in einen Niederdruck- und einen Hochdruckkreislauf unterteilt. Der Niederdruckkreislauf kann über eine Ventilschaltung in zwei Zustände gegliedert werden. Zum einen lässt sich das System derart schalten, dass eine kontinuierliche Zirkulation des Kraftstoffs im Nieder- und Hochdrucksystem erfolgt. In diesem Fall wird dem Zwischentank saugseitig über die Vorförderpumpe Kraftstoff entnommen, durch einen Kraftstofffilter von möglichen Feststoffen befreit und anschließend an die Hochdruckpumpe weitergeleitet. Über die Rücklaufleitungen von Pumpe und Injektoren gelangt der Kraftstoff zurück in den Zwischentank.

Zur Befüllung dieses Kreislaufs kann die Ventilsteuerung umgeschaltet werden, sodass die Pumpe den Kraftstoff aus einem Versorgungskanister entnimmt und dieser anschließend ebenfalls über Kraftstofffilter, Hochdruckpumpe und durch den Rücklauf in den Zwischentank gelangt. In diesem Zustand wird keine Menge entnommen, sondern der Füllstand und die Kraftstoffmenge im System erhöht.

Mit dieser Methodik soll erreicht werden, dass nicht der gesamte Kraftstoff des Kanisters im System zirkuliert und dadurch thermischer Beanspruchung und Druckbeaufschlagung unterliegt. Derart sollen mögliche Alterungs- und Umwandlungsphänomene des nicht verwendeten Kraftstoffs vermieden werden.

Die Hochdruckpumpe ist eine Radial-Dreikolben-Pumpe aus dem Kfz-Segment mit einem maximalen Förderdruck von 1650 bar und somit für die Spezifikationen des Versuchsmotors passend. Ein Austausch der Hochdruckpumpe war nicht notwendig. Die Raildruckregelung erfolgt über ein Motorsteuergerät, das die Ansteuerung der beiden Stellglieder Volumenstrom- und Druckregelventil übernimmt.

Die Injektoren werden über eine parametrierbare Laborendstufe angesteuert. Das Stromprofil kann hierfür flexibel über ein User Interface definiert und anschließend via USB-to-CAN-Schnittstelle übertragen werden. Hier gibt es Einschränkungen hinsichtlich des maximalen Stroms in der Boost-Phase, der für den Injektor benötigt wird. In der Serienapplikation wird diese Phase mit einem Spitzenstrom von ca. 25 A durchlaufen, der maximale zulässige Strom der Laborendstufe beträgt ca. 18 A. Dieser Unterschied sollte sich im Öffnungsverhalten des Injektors bemerkbar machen. Da für alle Testkraftstoffe das Stromprofil jedoch identisch ist, kann eine Gegenüberstellung vorgenommen werden. Bei einer Übertragung der Erkenntnisse auf den motorischen Betrieb sind diese Differenzen jedoch zu berücksichtigen.

Die Prüfstandsteuerung wurde mit der grafischen Programmieroberfläche LabVIEW von National Instruments erstellt. Neben der Prozessüberwachung und der Steuerung der zeitlich unkritischen Aktorik wurde ein FPGA-Modul für die Triggerung der Injektoren und Messsysteme verwendet. Wegen der hochdynamischen Prozesse sind hier Echtzeitsysteme zur Synchronisierung notwendig. Mit dem vorhandenen Prozessor kann eine zeitliche Genauigkeit von ca. 25 ns erreicht werden.

4.3.1 Hydraulischer Druck-Anstiegsanalysator (HDA)

Die Untersuchung der Einspritzcharakteristik des Injektors wurde mit dem hydraulischen Druck-Anstiegsanalysator (HDA) der Firma Moehwald vorgenommen. Das Messgerät besteht aus einem Messkopf (siehe Abbildung 7), an dem der Prüfling integriert wird, und einer zugehörigen Auswertungs-elektronikeinheit, die für die Aufzeichnung der Daten verantwortlich ist.

An der Oberseite des Messkopfs kann der Injektor in das Messgerät integriert werden. Hierbei ist bei der Montage darauf zu achten, dass die Vorgaben der Einbaurichtlinien streng eingehalten werden. Um eine hohe Auflösungsgenauigkeit sicherzustellen, muss der Injektorhalter derart gefertigt werden, dass sich die Eindringtiefe der Düsen Spitze innerhalb des Nennmaßes befindet und gleichzeitig eine mechanische Entkopplung zwischen HDA-Messkopf und Injektorhalter gegeben ist.

Der Messkopf besteht aus einer Edelstahlkammer mit konstanten Volumen von 128 ml, die vor den eigentlichen Messungen mit dem Testkraftstoff befüllt wird. Über Kühlkanäle in den Wandungen kann eine Temperierung der Kammer durch einen externen Thermostat vorgenommen werden, um näherungsweise adiabatische Bedingungen zu erhalten. Der vorliegende Druck in der Kammer wird über einen hochauflösenden Drucksensor erfasst. Da Flüssigkeiten nahezu inkompressibel sind, bewirkt eine zusätzliche Einbringung von Flüssigkeit in das bereits befüllte Volumen einen Anstieg des Drucks. Dieses Prinzip wird für die Erfassung der eingebrachten Kraftstoffmenge genutzt. Da jedoch eine gewisse Kompressibilität von Flüssigkeiten gegeben ist, muss diese auch messtechnisch erfasst und für die Kalkulation der Einspritzmenge berücksichtigt werden. Hierfür ist ein Ultraschallwandler verbaut, der bei Start einer Messung einen Impuls in die Kammer freigibt und dessen Reflexion und Auftritt auf die Membran erfasst. Über die zurückgelegte Strecke, die der Höhe der Messkammer entspricht, und die Laufzeit kann die Schallgeschwindigkeit des Prüfmediums gemessen werden. Die Schallgeschwindigkeit c in Flüssigkeiten kann in Abhängigkeit von Dichte ρ und Kompressionsmodul K beschrieben werden:

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (4.5)$$

Mit dem weiteren Zusammenhang von

$$\Delta m = V \cdot \frac{\Delta p}{c^2} \quad (4.6)$$

zur Berechnung der Masseänderung Δm wird ersichtlich, dass neben dem Kammervolumen V und der Druckänderung Δp die Schallgeschwindigkeit und folglich auch der Kompressionsmodul einbezogen werden. Dadurch kann eine sehr genaue Bestimmung der Einspritzmenge bzw. des Einspritzratenverlaufs durchgeführt werden [64].

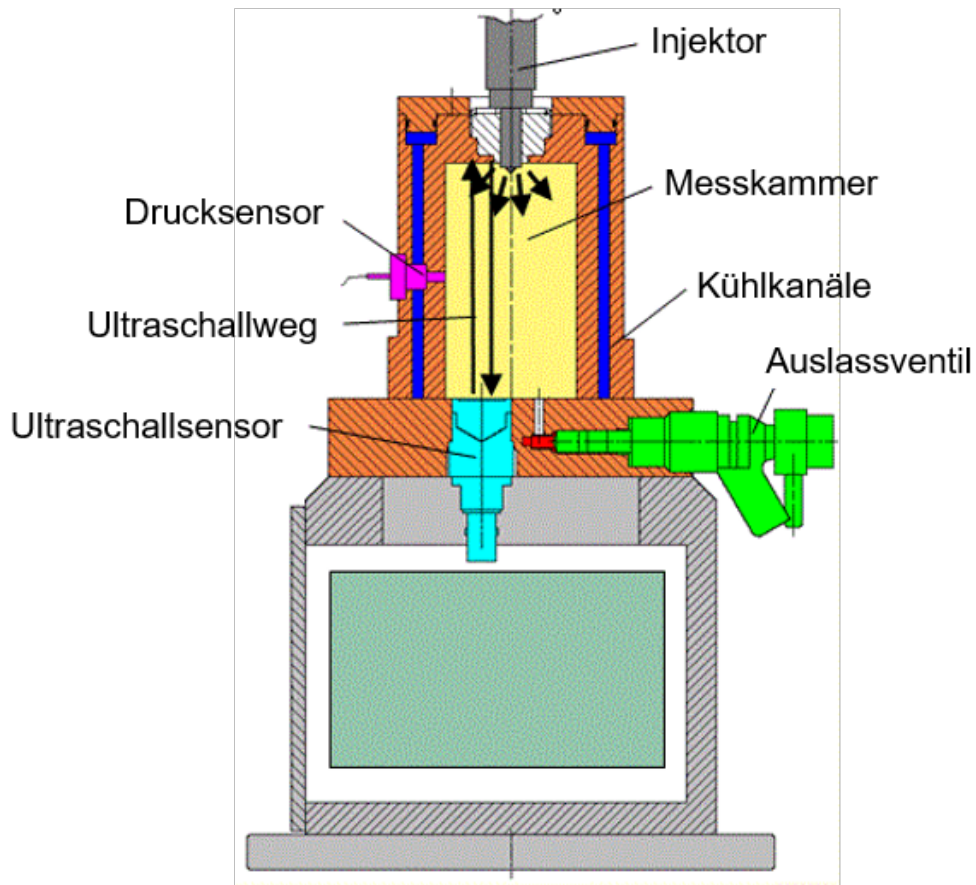


Abbildung 7: Schematischer Aufbau des HDA-Messkopfs [64]

Als Randbedingung kann der Gegendruck bzw. Nenndruck innerhalb der Kammer über die Betriebssoftware des HDA vorgegeben werden. Hierfür wird über die Einspritzung des Injektors der Kammerdruck erhöht. Bei Erreichung des Sollwerts wird ein integriertes Auslassventil gezielt angesteuert, um die Menge zu entnehmen, die für den Überdruck zum Sollwert verantwortlich ist. Bei Erreichen dieses Zustands können die Messreihen durchgeführt werden. Nach jeder Messung bzw. Einspritzung wird über das eben genannte Regelverhalten der Ausgangszustand wieder für die nachfolgende Prozedur eingestellt. Die Regelung ist hochdynamisch, sodass Einspritzfolgen bei realitätsnahen Motordrehzahlen erfasst werden können.

Um eine Beschädigung des Messkopfs durch Versagen einer technischen Einrichtung zu verhindern, ist ein Druckbegrenzungsventil im Messkopf eingebaut, das bei einem Kammerdruck von 120 bar öffnet.

Die Messabfolge des HDA wird durch die Übertragung eines Referenzimpulses, der ca. 1 ms vor der eigentlichen Einspritzung von der Prüfstandsteuerung an die Messelektronik erfolgt, initiiert. Dadurch kann vor dem eigentlichen Einspritzevent eine Messung der Schallgeschwindigkeit durchgeführt werden. Im Anschluss öffnet der Injektor und die Einspritzmenge erhöht den Kammerdruck. Das Messgerät kann bis zu zehn Einspritzungen pro Arbeitsspiel erfassen und auswerten. Anschließend wird erneut eine Schallgeschwindigkeitsmessung vorgenommen, um den Einfluss der Druckerhöhung einzubeziehen. Abschließend wird das Auslassventil angesteuert und der ursprüngliche Kammerdruck für die nächste Messung eingestellt.

In den Experimenten soll als weiterer Variationsparameter die Kraftstofftemperatur einbezogen werden. Deshalb wurde der Injektorhalter mit einer Heizschnur umwickelt, um die Kraftstofftemperatur innerhalb des Injektors anpassen zu können. Da der Injektor am realen Motor in den Zylinderkopf integriert ist, werden die Injektor- und damit näherungsweise auch die Kraftstofftemperatur maßgeblich durch das Kühlmittel definiert. Dadurch sollen verschiedene Zustände nachgebildet werden.

Ermittlung der Mengenkennfelder

Entscheidende Ergebnisse für die Motorsteuerung sind die Bestimmung von Mengenkennfeldern des Injektors für die Testkraftstoffe. Die Einspritzmenge kann durch die Parameter Raildruck p_{Rail} und Injektoransteuerdauer t_i gesteuert werden. Mit steigendem Raildruck werden die Druckdifferenz zwischen Kraftstoffseite und Brennraum und folglich die Strömungsgeschwindigkeit durch die Düse erhöht. Durch Änderung der Injektoransteuerdauer kann der zeitliche Verlauf beeinflusst werden. Beide Möglichkeiten müssen an die gegebenen Zustände im Brennraum angepasst werden. So kann es bei hohem Einspritzdruck und niedrigen Lastzuständen (geringe Lade- und Kompressionsenddrücke) zur tieferen Eindringung des Kraftstoffs in den Brennraum bis hin zur Benetzung der Zylinderwand und einen vermehrten Kraftstoffeintrag in das Motoröl kommen. Bei hoher Drehzahl hingegen ist die Ansteuerdauer des Injektors aufgrund der kürzeren Zeit für die Mengeneinbringung, Verdampfung und Verbrennung des Kraftstoffs limitiert.

Für die Versuchsreihen wird neben diesen beiden Parametern auch die Kraftstofftemperatur ϑ_{Fuel} durch die Beheizung der Injektorhalterung variiert. In Tabelle 9 sind die definierten Randbedingungen für diese Messungen einzusehen.

Tabelle 9: Randbedingungen für die Vermessung der Mengenkennfelder am HDA

Parameter	Werte	Einheit
p_{Rail}	30, 40, 60, 80, 100, 120, 140, 160	MPa
t_i	150 : Δ 50 : 1000 : Δ 100 : 2500	μ s
ϑ_{Fuel}	65, 90, 115*	°C

* für Dieselkraftstoff nicht möglich

Durch diese Zusammensetzung ergeben sich ausreichend Stützstellen, um eine aussagekräftige Interpolation der Zwischenwerte vornehmen zu können. Somit lassen sich in Abhängigkeit der Temperatur die zugehörigen Mengenkennfelder bestimmen. Für Dieselmotorkraftstoff konnte der Injektorhalter nicht auf eine Temperatur von 115 °C geheizt werden, da hier in der anliegenden Leckageleitung Temperaturen herrschten, bei denen in Vorversuchsreihen eine starke Verdampfung und Rauchentwicklung wahrgenommen werden konnten.

Untersuchung der Einspritzratenverläufe

Für weiterreichende Aussagen können die für die Ermittlung der Mengenkennfelder verwendeten Betriebspunkte auch für dynamische Untersuchungen herangezogen werden. Neben den Einzelwerten von Einspritzmenge, Druckverhältnissen und Steuertimings lässt sich auch der zeitlich basierte Einspritzratenverlauf analysieren.

So können vor allem die meist kritischeren Sequenzen, wie Nadelöffnen und -schließen, detailliert aufgelöst werden. Außerdem lässt sich mit diesen Messdaten der maximale Durchfluss durch die Düsenlöcher ermitteln und so Unterschiede im Strömungsverhalten zwischen den Kraftstoffen zeigen.

An der elektrischen Versorgungsleitung des Injektors wurde eine Strommesszange angebracht, um sowohl den hydraulischen Ratenverlauf des Kraftstoffs als auch die elektrische Ansteuerung des Injektors zeitlich aufeinander beziehen zu können. Dadurch können auch systembedingte Öffnungs- und Schließverzögerungen des Injektors aufgezeigt werden.

4.3.2 Optische Untersuchung des Strahlaufbruchs

Auswirkungen der Kraftstoffe auf den Strahlaufbruch können durch optische Messmethoden erfasst werden. Am Einspritzsystemprüfstand ist hierfür eine Hochdruck-Hochtemperatur-Kammer (HDHT-Kammer) vorhanden, die drei optische Zugänge zur Aufzeichnung der in der Kammer ablaufenden Prozesse besitzt. Bei diesen Zugängen handelt es sich um Borosilikatschauläser. Die Anordnung erlaubt es, Durchlichtverfahren und Verfahren zur Aufzeichnung reflektierender Anteile einzusetzen.

Als Gasmedium in der Kammer wird das Inertgas Stickstoff verwendet. Der Druckbehälter ist nicht für zusätzliche thermische und druckbedingte Belastungen durch Verbrennungsvorgänge ausgelegt. Es werden lediglich der Strahlaufbruchvorgang und die Durchmischung des Kraftstoffs mit der umgebenden Gasatmosphäre untersucht. Es handelt sich um ein geschlossenes System, das vor den Untersuchungen über eine Stickstoffgasflasche zum gewählten Kammerdruck befüllt und anschließend durch die Zu- und Ablaufventile verschlossen wird. Durch die Einbringung und feine Zerstäubung von Kraftstoff in den Behälter kann es im Verlauf der Messungen zur Nebelbildung kommen. Hier ist in regelmäßigen Abständen ein Spülen des Systems durch die Ansteuerung der Ventile und Neubefüllung der Kammer notwendig. Bei beheizter Kammer wird das Abgas über einen Wärmetauscher gekühlt und anschließend wird der flüssige Kraftstoffanteil an einem Filter entnommen.

Die Beheizung erfolgt einerseits über die direkten Gaszuleitungen der Kammer, die mit Heizschnüren umwickelt sind. Hierdurch wird das zugeführte Gas bereits auf die geforderte Innentemperatur vorgewärmt. Zum anderen wird die primäre Heizung des Behälters über eine darunterliegende Heizplatte vorgenommen. Der gesamte Behälter ist, abgesehen von den Schaugläsern, mit einer Wärmeisolierung zur Reduzierung der thermischen Verluste versehen. Die Beheizung der Kammer auf die maximale Kammertemperatur von 200 °C dauert ca. 3,5 h. Die Spezifikationen der Kammer sind in Tabelle 10 zusammengefasst.

Tabelle 10: Spezifikationen der Hochdruck-Hochtemperatur-Kammer

Parameter	Wert	Einheit
Volumen	4,9	dm ³
Anzahl Schaugläser	3	–
max. Durchmesser Bildbereich	100	mm
max. Druck	20	bar
max. Temperatur	200	°C

Die Verwendung des standardmäßigen Hochdruckstutzens des Injektors war aufgrund der gegebenen Geometrien der HDHT-Kammer nicht möglich. Der Injektorhalter musste derart konstruiert werden, dass die Düsen Spitze ausreichend in die Kammer hineinragt, um in den Bildbereich der axial positionierten Schaugläser zu gelangen. Diese Voraussetzung ist für die Anwendung von Durchlichtmethoden notwendig, damit der Ausgangspunkt des Sprays ersichtlich ist. Bei dieser tiefen Positionierung des Injektors befindet sich der Kraftstoffanschluss nahe der Kammeraußenwand. Die Anbringung des Hochdruckstutzens war aufgrund seiner Länge nicht möglich. Deshalb wurde dieser in einer kürzeren, kompakteren Form neu konstruiert und in dieser Bauart sowohl für den Injektor des HDA als auch für die HDHT-Kammer verwendet.

Streulichtmethode

Die angewandte Streulichtmethode (siehe Abbildung 8) nutzt den reflektierenden Anteil des eingebrachten Lichts zur Bildgebung. Kamera und Lichtquelle werden in einem Winkel von 90° zueinander positioniert. Der Injektor wird derart in der Kammer angebracht, dass die Düsenunterseite und damit die Ausbildung aller acht Kraftstoffstrahlen visualisiert werden können. Aufgrund der einseitigen Belichtung entsteht ein Intensitätsverlauf über das Bild. Mögliche Kontrastunterschiede müssen in der nachgehenden Bildanalyse einbezogen werden.

Wegen der kurzen zeitlichen Prozessvorgänge ist eine hohe Lichtintensität notwendig, um einen ausreichenden Anteil an reflektierendem Licht zu erhalten. Dieser wird primär über den Kraftstoffstrahl, aber auch über die Kammerwände und den Injektorhalter reflektiert. Für die Belichtung wird deshalb ein Hochleistungsfotoblitz des Typs Expert D 500 der Firma Hensel eingesetzt. Die Lichtstärke fordert bei diesem Gerät jedoch einen

Kompromiss in der Wiederholungsrate, sodass pro Einspritzvorgang nur ein einzelnes Bild aufgezeichnet werden kann. Um dennoch das gesamte Einspritzevent analysieren zu können, wird der Aufnahmezeitpunkt bei jeder neuen Aufzeichnung kontinuierlich von früh nach spät verschoben. Da die Kammer durch die Kraftstoffeinbringung im Verlauf der experimentellen Versuche vernebelt, wurde der Aufnahmezeitpunkt des identischen Testpunkts auch invers von spät nach früh verschoben. Insgesamt wurde auf diese Weise ein einzelner Versuchspunkt viermal durchlaufen, damit einerseits die statistische Varianz und andererseits die Kontrastverschlechterung im Verlauf der Messung einbezogen werden konnten. Um ungefähr die gleiche Einspritzmenge bei verschiedenen Drücken zu generieren, wurde die Injektorsteuerdauer mit steigendem Kraftstoffdruck verkürzt (siehe Tabelle 11).

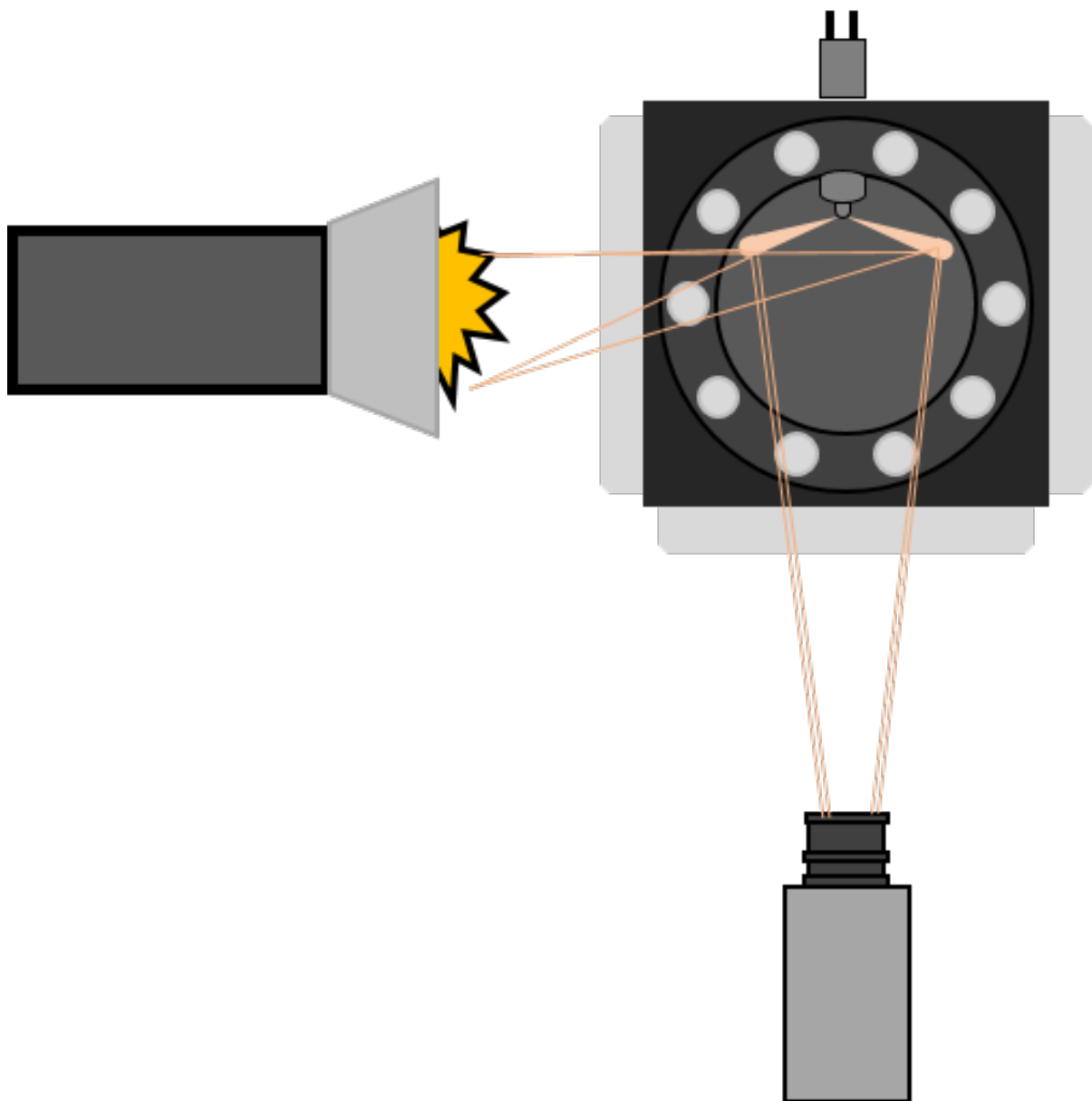


Abbildung 8: Schematische Anordnung der Komponenten für die Streulichtmethode (Draufsicht)

Tabelle 11: Randbedingungen für die Streulichtmethode

Parameter	Werte	Einheit
p_{Rail}	30, 90, 150	MPa
ϑ_{Kammer}	25, 200	°C
t_i	1000, 500, 400	μ s
Aufnahmezeitpunkt	250 : Δ 50 : 1500	μ s

Die Bilderfassung erfolgt mit einer pco.sensicam des Herstellers pco. Die minimale Belichtungsdauer beträgt bei dieser CCD-Kamera 500 ns. Diese Einstellmöglichkeit wurde für die Versuche genutzt, um einen möglichst geringen Störeffekt der Bewegungsunschärfe zu erhalten. Bei hohen Einspritzdrücken werden besonders zu Beginn der Einspritzung sehr hohe Geschwindigkeiten des Strahls erreicht. Bei zu langen Belichtungszeiten kann es deshalb zu einer unscharfen Darstellung der Aufnahme kommen, da Tropfen sich über die Aufnahmedauer fortbewegen und die örtliche Änderung vom Bildsensor erfasst wird. Der Blitzimpuls der Lichtquelle erstreckt sich gaußförmig über mehrere Millisekunden und wäre deshalb als Bezugsbelichtungsdauer zu lange für diesen Prozess.

Schlierenmethode

Weiterhin wurde für die Untersuchung thermischer Einwirkungen auf den Kraftstoff die Schlierenmethode verwendet. Es handelt sich dabei um eine Durchlichtmethode, bei der der Lichtpfad zwischen Lichtquelle und Kamera axial und durch das Messvolumen kollimiert, also parallel ausgerichtet, verläuft. Letzteres ist entscheidend für die Ausbildung der sogenannten Schlieren und, im Fall der hier vorliegenden Anwendung, Sichtbarmachung der Kraftstoffverdampfung. Grundsätzlich können mit der Schlierenmethode Änderungen im Brechungsindex eines Fluids visuell aufgezeichnet werden. Dies obliegt dem physikalischen Hintergrund, dass der Brechungsindex unter anderem von der Dichte des Mediums abhängig ist.

Die Lichtstrahlen, die sich durch das Messvolumen bewegen, können mit der Interaktion des vorliegenden Mediums durch die drei grundlegenden Prozesse Absorption, Reflexion und Transmission beeinflusst werden. Der flüssige Anteil des Kraftstoffs absorbiert und reflektiert einen sehr großen Anteil. Diese Bereiche des Bildsensors werden nur sehr schwach beleuchtet und es kommt zu einer Abdunkelung des Bilds. Bereiche, in denen weder flüssiger noch bereits gasförmiger Kraftstoff vorliegt, entsprechen dem Kalibrierungszustand. Hier kann es lediglich durch örtliche Temperaturfluktuationen zu geringfügigen Dichteunterschieden kommen. Das Licht wird komplett transmittiert, kann aber aufgrund der Dichteveranzen und der damit verbundenen Änderungen des Brechungsindex zu leichten Kontrastunterschieden auf dem Bild führen. Bei verdampftem Kraftstoff spielen Transmission und Reflexion die größte Rolle. Durch größere Dichteunterschiede an diesen Stellen werden die Kontrastunterschiede auf der Aufnahme deutlicher erkennbar. Um diesen Effekt zu verstärken, wird zusätzlich die sogenannte Schlierenkante in den

Aufbau integriert. Näheres hierzu wird nachfolgend im prinzipiellen Vorgehen bei der Durchführung der Schlierenmethode beschrieben.

Zur Erfüllung der Voraussetzungen für die Messmethode werden Linsensysteme für die Ausrichtung des Lichtfelds verwendet. Als Lichtquelle wird die Nanolite-Lampe KL-L in Kombination mit der Ansteuereinheit Ministrobokin 20 der Firma High-Speed Photo-Systeme genutzt. Das Blitzlicht kann hierbei mit einer maximalen Frequenz von 20 kHz und einer Halbwertzeit des Lichtimpulses von ca. 20 ns betrieben werden. Wegen der hohen Blitzrate wird bei diesem Experiment eine Highspeed-Kamera des Typs FASTCAM Mini AX100 der Firma Photron eingesetzt. Es ist hierdurch möglich, im Gegensatz zu den zuvor beschriebenen Streulichtaufnahmen, den gesamten Einspritzprozess aufzuzeichnen. Bei einer Auflösung von 512×512 Pixel kann ebenfalls eine Bildrate von 20 kHz eingestellt werden. Die zeitliche Differenz zwischen den einzelnen Bildern entspricht demnach 50 μ s.

Die Lampe erzeugt durch einen elektrischen Funkenüberschlag eine punktuelle Lichtquelle. In Abbildung 9 ist hierzu der weitere schematische Aufbau des Linsensystems dargestellt, mit dem das Lichtfeld generiert wird. Im gesamten System werden ausschließlich plankonvexe Linsen angebracht. Zunächst wird eine Linse, deren Brennpunkt im Zentrum des Funkenüberschlags platziert wird, zur Sammlung der Lichtstrahlen verwendet. Mit der darauffolgenden Linse wird das Licht erneut gebündelt, durch eine Lochblende geführt und mit einem Graufilter abgeschwächt. Die Lochblende soll diffuse, nicht kollimierte Anteile eliminieren, während der Graufilter für die Abschwächung der Lichtintensität genutzt wird. Da bei dieser Methode das Licht direkt auf den Bildsensor geleitet wird, muss darauf geachtet werden, dass keine Überbelichtung des Sensors (CMOS) stattfindet. Dies könnte zur Beschädigung des Halbleiters führen. Über die nachfolgende Linse wird das Licht wiederum kollimiert und der Bildbereich anhand des Linsendurchmessers von ca. 2 Zoll definiert. Im Messvolumen der HDHT-Kammer werden die Injektorspitze sowie der Bereich, in dem sich der Kraftstoffstrahl eines Düsenlochs ausbreitet, belichtet. Der Injektor wird so gedreht, dass sich der Strahl senkrecht zur Lichtrichtung befindet. Da es sich um einen 8-Loch-Injektor handelt, wird an der Injektorspitze eine Abschirmung (auch Strahlseparator genannt) für die restlichen sieben Düsenlöcher angebracht. Ansonsten würde es zu einer Überlappung der einzelnen Kraftstoffstrahlen kommen und eine aussagekräftige Auswertung verhindert werden. Nach dem Messvolumen wird der Lichtstrahl nochmals gebündelt und im Brennpunkt über die horizontal angeordnete Schlierenkante geführt. Diese soll den Schliereffekt verstärken, indem der Lichtanteil, der auf die Kante trifft, den Kontrast durch die vollständige Abdunkelung weiter erhöht und deutlicher erkennbar macht. Anschließend wird das resultierende Licht von der Kamera erfasst.

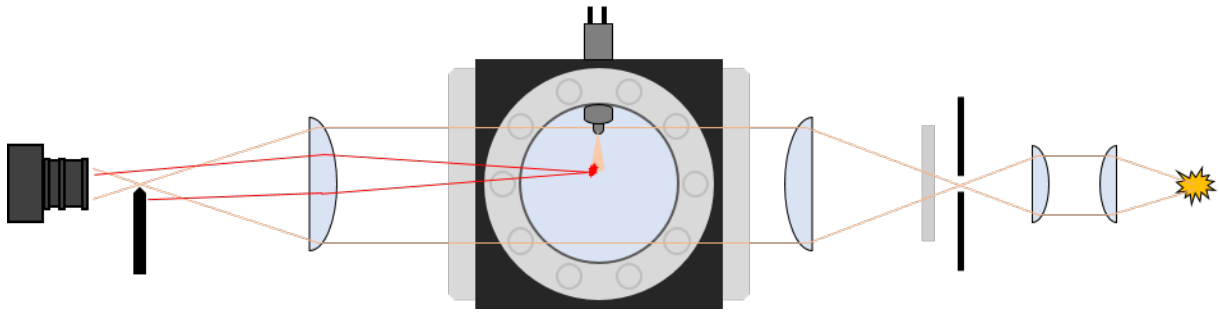


Abbildung 9: Schematische Anordnung der Komponenten für die Schlierenmethode (Seitenansicht)

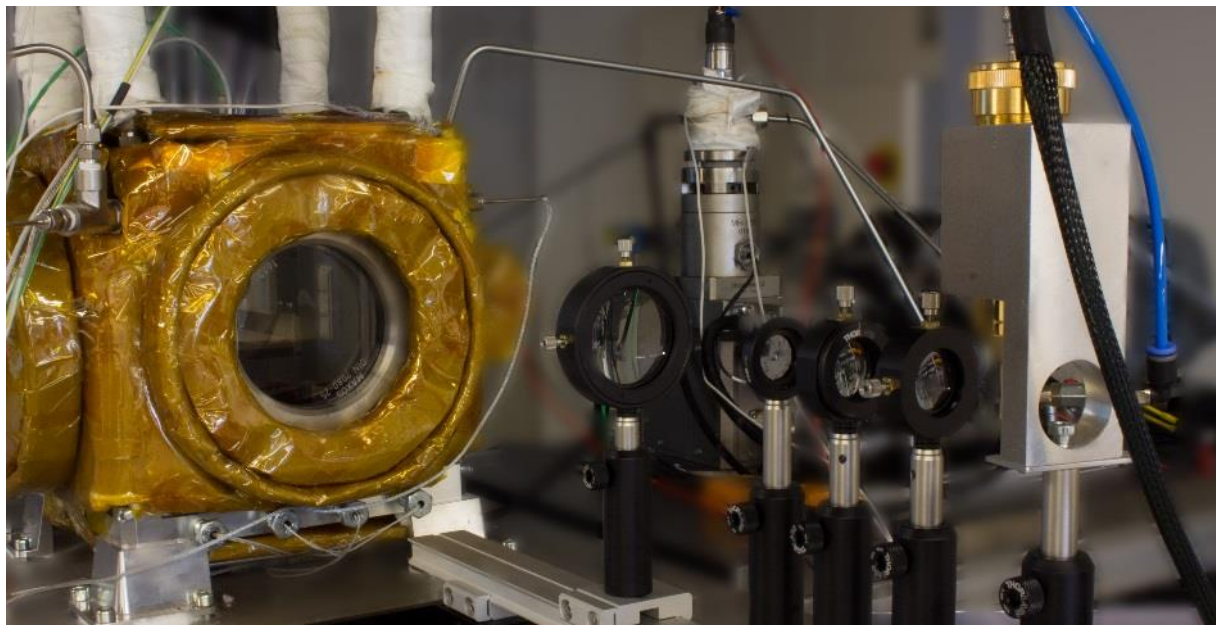


Abbildung 10: Hochdruck-Hochtemperatur-Kammer mit Aufbau zur Durchführung der Schlierenmethode

Mit dieser Messmethode lassen sich Spraywinkel und -eindringtiefe der flüssigen und gasförmigen Phase bestimmen. Dadurch kann ein Einfluss auf das Verdampfungsverhalten der Kraftstoffe ermittelt werden.

4.4 Advanced Fuel Ignition Delay Analyzer (AFIDA)

Am Advanced Fuel Ignition Delay Analyzer (AFIDA) wurde das Zünd- und Verbrennungsverhalten von Kraftstoffen untersucht. Der AFIDA der ASG Analytik-Service Gesellschaft mbH in Neusäß ist ein Messgerät mit konstantem Brennkammervolumen (CVCC) zur automatisierten Bestimmung des Zündverhaltens von Kraftstoffen. Für die Untersuchungen wurde der speziell für Forschungszwecke entwickelte AFIDA weiter modifiziert.

Insbesondere die Integration des am Versuchsmotor eingesetzten Injektors erforderte weitreichende Adaptionen.

Am AFIDA wird Kraftstoff in eine heiße Hochdruckatmosphäre eingespritzt und somit zur Selbstzündung gebracht. Der resultierende Druckanstieg aus der isochoren Wärmefreisetzung wird aufgezeichnet und analysiert. Um die Bedingungen bei wechselnden motorischen Betriebsphasen zu simulieren, wurden dabei auch Brennraumtemperatur und -druck sowie die Gaszusammensetzung in der Brennkammer variiert.

4.4.1 Aufbau des Messgeräts

In der Brennkammer ist dem Injektor gegenüberliegend ein piezoelektrischer Drucksensor vom Typ Kistler 6041B angebracht, wie in Abbildung 11 dargestellt. Dieser wird, wie die Injektorspitze, durch einen Kühlmittelstrom eines Kryostaten (Huber Ministat 240) gekühlt. Der Sensor bildet zusammen mit dem Ladungsverstärker Kistler Typ 5018 die Messeinrichtung zur Aufnahme des zeitlichen Druckverlaufs in der Brennkammer. Die Messdatenaufzeichnung sowie die Messgerätesteuerung erfolgen über eine in LabVIEW programmierte Benutzersoftware. Die Aufzeichnung des Drucksignals erfolgt mit einer Aufzeichnungsfrequenz von 250 kHz.

Der weitere Aufbau des Prüfstands umfasst folgende Komponenten. Die Luftzufuhr (komprimierte Umgebungsluft) wird durch einen Kompressor bereitgestellt, der mit einem Öl- und Wasserabscheider ausgestattet ist. Außerdem besteht die Möglichkeit der Beimischung eines zweiten Gases, um die Verbrennungsluftzusammensetzung anzupassen. In den vorliegenden Versuchsreihen wurde ein Inertgasgemisch aus 12 % Kohlenstoffdioxid (CO_2) in Stickstoff zum Nachbilden einer Abgasrückführung (AGR) verwendet, da diese Zusammensetzung dem realen Motorabgas ähnlicher ist. In Voruntersuchungen hinsichtlich der AGR zeigte sich bei einem Vergleich von 12 % CO_2 in Stickstoff und 100 % CO_2 als Mischgas zur Simulation von Abgasrückführung kein Trend zu einer signifikanten Zündverzugsänderung bei Verwendung von reinem CO_2 als Inertgas.

Im Standardaufbau des AFIDA sorgt eine HPLC-Pumpe für die Komprimierung des Kraftstoffs. Jedoch stellte sich heraus, dass deren Förderleistung bei Verwendung des Nutzfahrzeuginjektors nicht ausreicht, um die erforderlichen Kraftstoffdrücke zu erreichen. Die bauartbedingte Dauerleckage des Injektors sorgte für einen zu hohen kontinuierlichen Kraftstoffabfluss. Daher waren zusätzliche Umbaumaßnahmen hinsichtlich der Kraftstoffbereitstellung notwendig. Es wurde eine druckluftgetriebene Hochdruckpumpe (Typ G150-2; Firma Maximator) installiert, die eine ausreichende Förderleistung gewährleisten kann und zusätzlich höhere Einspritzdrücke als mit der HPLC-Pumpe ermöglicht. Der Betriebsdruck wird hierbei über den Luftdruck, mit dem die Pumpe beaufschlagt wird, manuell eingestellt.

Zur Bestimmung der Abgaszusammensetzung durchströmt das Abgas nach Entleerung der Brennkammer ein AVL-SESAM3-Gasanalysegerät bestehend aus FTIR (Fourier-Transformations-Infrarot-Spektrometer) und FID (Flammenionisationsdetektor). Mithilfe der Analysatoren können die Konzentrationen an Stickstoffoxiden, Kohlenstoffmonoxid

und Kohlenwasserstoffen gemessen werden, um Rückschlüsse auf die Qualität der Verbrennung zu ziehen.

Tabelle 12 fasst die vom Benutzer frei einstellbaren Parameter und deren Einstellbereich zusammen.

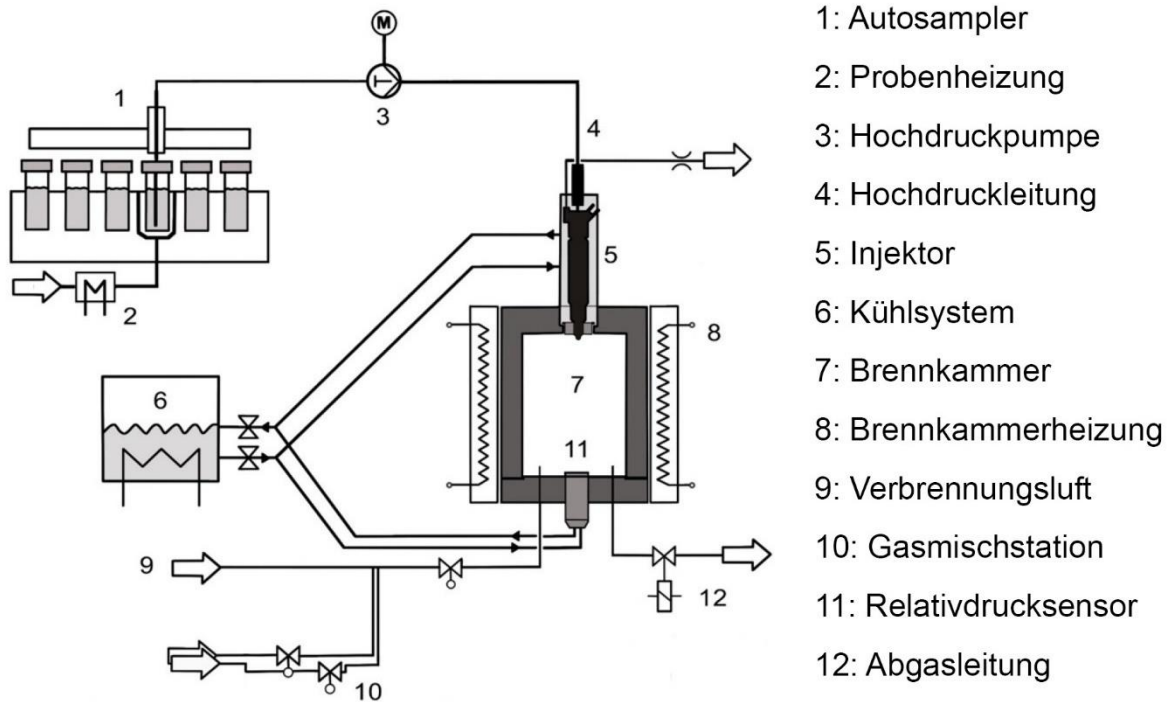


Abbildung 11: Schematischer Aufbau des AFIDA



Abbildung 12: AFIDA mit externer Kraftstoffhochdruckpumpe (links) und implementiertem Injektor

Tabelle 12: Übersicht der einstellbaren Parameter am AFIDA

Parameter	Einheit	Minimum	Maximum
Brennkammerdruck	bar	5	50
Brennkammerinnentemperatur	K	723	1000
Raildruck (Standardaufbau)	bar	500	1200
Raildruck (modifizierte Kraftstoffbereitstellung)	bar	400	1600
Anzahl Einzelinjektionen pro Aufzeichnungsperiode	–	1	4

Eine Messreihe zur Bestimmung des Zündverhaltens besteht aus zwölf Injektionen. Zwischen den Injektionen wird die Brennkammer entleert und neu mit Frischluft befüllt. Zu Beginn einer Messreihe mit einem anderen Kraftstoff wird das Kraftstoffsystem mit dem zu untersuchenden Kraftstoff gespült. Die Kammertemperatur wird auf den Sollwert aufgeheizt. Nach Stabilisierung der Temperatur erfolgen Reinigungsinjektionen, um Kraftstoffrückstände aus der Düsennadelspitze zu entfernen. Anschließend erfolgt die Durchführung der zwölf Einspritzungen. Hierzu wird zunächst die Kammer auf den Sollwert mit Luft befüllt. Die Injektion wird ausgelöst, sobald die Kammerinnentemperatur um weniger als 0,5 K und der Kammerdruck um weniger als 0,5 bar vom jeweiligen Sollwert abweichen. Der relative Druckverlauf in der Kammer wird über eine Dauer von 40 ms aufgezeichnet. Nach Ablauf dieser Messdauer wird die Kammer entleert und mit Frischluft durchspült. Anschließend erfolgt das erneute Füllen für die nächste Injektion.

4.4.2 Messdatenauswertung

Zur Bestimmung des Zündzeitpunkts in Messgeräten mit konstantem Brennkammervolumen oder Vollmotoren existieren verschiedene Methoden. Eine allgemeingültige Definition liegt nicht vor. Üblich ist unter anderem eine Bestimmung mithilfe des über die Verbrennung aufgezeichneten relativen Druckverlaufs in der Brennkammer und der daraus abgeleiteten Größen, wie Temperatur und Wärmefreisetzungsrate.

Der typische Druckverlauf in der Brennkammer kann wie folgt beschrieben werden: Zunächst fällt durch die Wärmeaufnahme und Verdampfung des eingespritzten Kraftstoffs der Druck in der Brennkammer ab. Sowohl die Wärmefreisetzungsrate, als auch die Druckänderungsgeschwindigkeit werden negativ. Die Zeitspanne zwischen dem Einspritzbeginn und dem Druckminimum ist vor allem dem physikalischen Verzug zuzuordnen, wie auch in Abschnitt 3.1.3 beschrieben. Die Zeit vom Druckminimum bis zum Wiedererreichen des Ausgangsdrucks („pressure recovery point“) ist durch chemische Effekte dominiert. Der Druck in der Kammer steigt anschließend infolge der Verbrennung weiter und erfährt nach Überschreitung der höchsten Heizrate einen Wendepunkt, bevor der maximale Relativdruck zum Ende der Verbrennung erreicht wird.

Bei den durchgeführten Messungen wurde der relative Brennkammerdruck zur Bestimmung des Zündverzugs herangezogen. Der Zündverzug gilt als beendet, sobald der durch die Wärmefreisetzung steigende Druck in der Brennkammer einen Schwellenwert erreicht. Für die Cetanzahlbestimmung wird am AFIDA üblicherweise der Wert von 1,5 bar Relativkammerdruck verwendet. In den vorliegenden Messreihen wurde zusätzlich ein 0,2-bar-Kriterium herangezogen, da diese Schwelle eher den tatsächlichen Beginn der Verbrennung charakterisiert. Beim Überschreiten von 1,5 bar Relativkammerdruck ist hingegen bereits meist ein größerer Anteil der gesamten eingebrachten Kraftstoffmenge verbrannt. Abbildung 13 zeigt schematisch den relativen Druckverlauf in der Brennkammer und die Definition des Zündverzugs am Beispiel des 1,5 bar-Kriteriums.

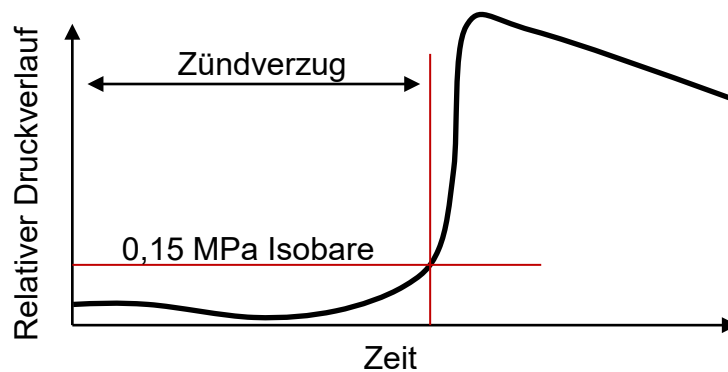


Abbildung 13: Schematische Darstellung der Zündverzugsdefinition anhand des relativen Druckverlaufs (hier 1,5-bar-Kriterium) im AFIDA

Der Zündverzug wird aus den Rohdaten jeder Kurve ermittelt. Der Zündverzug berechnet sich nach Gleichung (4.7) aus der Differenz von Zündzeitpunkt und Injektorbestromungsbeginn τ_{IBB} und beinhaltet somit auch den hydraulischen Verzug des Injektors, die Zeit zwischen dem Ansteuer- und Spritzbeginn, die somit zwangsläufig in den gemessenen Zündverzug einbezogen ist.

$$\tau_{ZV,AFIDA} = \tau_{ZU} - \tau_{IBB} \quad (4.7)$$

Die Messdatenauswertung am AFIDA mit der Software OriginPro kann folgendermaßen beschrieben werden: Eine Messreihe umfasst zwölf Verbrennungen, deren relative Druckverläufe aufgezeichnet und anschließend gemittelt werden. Aufgenommene beziehungsweise aus dem Kammerdruckverlauf berechnete Größen sind unter anderem der maximale Relativdruck am Ende der Verbrennung, die maximale Druckerhöhungsrate, die Brenndauer, verschiedene Umsatzpunkte und die Anteile der Homogen- und Diffusionsverbrennung.

Ebenso wird aus dem Druckverlauf der Heizverlauf errechnet. Hierbei wird der Brennraum als eine homogene Zone betrachtet, bei der die Temperatur über den gesamten Zylinderinhalt gleich ist und für den Zylinderinhalt ein ideales Gasverhalten angenommen wird. Darüber hinaus wird bei dieselmotorischer Verbrennung oftmals die in den Brennraum

eingebraachte Masse des Kraftstoffs in erster Näherung vernachlässigt. Diese Annahme kann auch beim AFIDA getroffen werden, da die Masse des Kraftstoffs im Vergleich zur komprimierten Luft in der Brennkammer selbst beim geringsten Kammerdruck von 25 bar mit < 1 % abgeschätzt werden kann. Der Heizverlauf dQ_H/dt wird definiert als die Differenz der bei der Verbrennung freiwerdenden Wärmemenge sowie der Wandwärmeverluste und errechnet sich nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik allgemein wie folgt, wobei Q_H für die freiwerdende Wärmeenergie, U für die innere Energie, V für das Volumen und p für den Druck steht [50] [31]:

$$\frac{dQ_H}{dt} = \frac{dU}{dt} + p * \frac{dV}{dt} \quad (4.8)$$

Da beim AFIDA keine Volumenänderungsarbeit verrichtet wird, entspricht der Heizverlauf dQ_H/dt der zeitlichen Änderung der inneren Energie dU/dt des Systems:

$$\frac{dQ_H}{dt} = \frac{dU}{dt} = m * c_v * \frac{dT}{dt} \quad (4.9)$$

Der Heizverlauf stellt somit eine Funktion der zeitlichen Änderung der Temperatur dT/dt in der Brennkammer dar. Da dieser somit einer Temperaturänderungsgeschwindigkeit entspricht, wird die Einheit in Kelvin, statt wie meist üblich in Joule, pro Millisekunde angegeben. Hierbei ist zudem anzumerken, dass der Heizverlauf während des Zündverzugs negativ wird, da zur Kraftstoffverdampfung Wärme benötigt wird. Mithilfe der idealen Gasgleichung, ohne Berücksichtigung der Änderung der spezifischen Gaskonstanten R , ergibt sich:

$$V * \frac{dp}{dt} = m * R * \frac{dT}{dt} \text{ mit } \frac{dT}{dt} = \frac{V}{m * R} * \frac{dp}{dt} \quad (4.10)$$

Die Änderung der spezifischen Gaskonstanten aufgrund der sich zeitlich ändernden Gaszusammensetzung kann wegen des hohen Luftüberschusses vernachlässigt werden. Damit gilt für den Heizverlauf:

$$\frac{dQ_H}{dt} = \frac{c_v}{R} * V * \frac{dp}{dt} \quad (4.11)$$

Der Heizverlauf im AFIDA ist somit proportional zu der zeitlichen Druckänderung in der Brennkammer dp/dt . Die spezifische Wärmekapazität c_v ist temperaturabhängig, wirkt sich bei der vereinfachend angenommenen homogenen Temperaturverteilung im Brennraum jedoch kaum aus und wird somit konstant gehalten.

4.4.3 Versuchsplanung

Zur Erstellung der Versuchspläne zur Datenerhebung wurden zwei Ansätze verfolgt: Zum einen wurde das Motorkennfeld der bereits bestehenden Diesellapplikation gerastert und spezifische zu untersuchende Betriebspunkte (BP) festgelegt. Am AFIDA wurden hierbei jene Niedriglastpunkte gemessen, die Drehmomenten bis 300 Nm des Motors entsprechen. Auf eine darüber hinausgehende Betrachtung von BP höherer Last und somit höherer Einspritzmenge wurde abgesehen, da einerseits aus Voruntersuchungen deutlich wurde, dass die Menge einen weniger signifikanten Einfluss auf den Zündprozess aufweist, die Unterschiede der betrachteten Kraftstoffe vor allem im Niedriglastbereich zu finden sind, und andererseits eine Beschädigung des Messgeräts durch hohe Spitzendrücke und -temperaturen riskiert worden wäre. Diese BP 1 bis 12 sind in folgender Tabelle 13 aufgelistet. Applizierte Voreinspritzungen wurden hierbei berücksichtigt, um die resultierenden Unterschiede zwischen Mehrfach- und Einzeleinspritzungen herauszuarbeiten.

Tabelle 13: Kennwerte der am AFIDA untersuchten Betriebspunkte (BP)

Betriebspunkt	Einspritzdruck in bar	Drehzahl in 1/min	Drehmoment in Nm	Einspritzmenge ^{*)} in mg	Ansteuerdauer RÖ in μ s	Ansteuerdauer DK in μ s
BP1	625	800	100	25	940	940
BP2	950	1100	100	25	720	740
BP3	1075	1400	100	26	650	670
BP4	1250	1700	100	27	615	620
BP5	1300	2000	100	29	600	630
BP6	1275	2200	100	31	640	650
BP7	900	800	300	60	1500	1400
BP8	975	1100	300	58	1370	1320
BP9	1100	1400	300	62	1330	1290
BP10	1175	1700	300	63	1300	1210
BP11	1500	2000	300	67	1170	1140
BP12	1525	2160	300	70	1220	1200

^{*)} Vor-, Haupt- und Nacheinspritzung

Zum anderen wurde eine Versuchsmatrix mit Kombinationen aus Stufen folgender Parameter erstellt. Die Messreihen decken Brennkammertemperaturen von 550 °C bis 650 °C, Kammerdrücke von 30 bar bis 45 bar und Einspritzdrücke von 600 bar bis 1400 bar ab. Die Ansteuerdauer wurde für alle Messpunkte konstant bei 1 ms gehalten. Durch eine Interpolation dieser entsprechenden Messwerte wurden zum Beispiel für die Zielgrößen Zündverzug oder Brenndauer Matrizen aufgespannt und darauf basierend dreidimensionale Farbkonturdiagramme erstellt. Die Interpolation wurde in der Software OriginPro

anhand der Kriging-Korrelation durchgeführt. Darüber hinaus wurden auch Messungen bei gleicher Einspritzmenge für die unterschiedlichen Einspritzdrücke und Kraftstoffe durchgeführt. Für beide Versuchsansätze wurde zudem der Einfluss einer Abgasrückführung untersucht.

Vorab sei auf einen Unterschied zur motorischen Verbrennung verwiesen. Am AFIDA wird der Kammerdruck in der in Bezug auf das Kompressionsvolumen des Motors großen Brennkammer durch eine große Luftmenge erreicht, am Motor jedoch über die Kompression durch den Kolben. Dadurch ergibt sich ein hoher globaler Luftüberschuss am AFIDA. Zudem entsteht in der Kammer des AFIDA keine Luftbewegung wie im Zylinder eines Motors, welche die Durchmischung von Kraftstoff und Luft verstärken würde. Prinzipbedingt läuft am AFIDA außerdem eine isochore Verbrennung ab und es kommt während der Verbrennung nicht zu einer Expansion wie im Motor.

Die sich hierbei ergebende Frage lautet, inwiefern sich dies auf die Verbrennung, speziell auf den Zündverzug auswirkt und ob eher motorähnliche globale Luft- oder Druckverhältnisse größere Relevanz aufweisen. Vor dem Hintergrund des dieselmotorischen Verbrennungsprinzips wurde es als erforderlich erachtet, das lokale Luftverhältnis möglichst den Motorverhältnissen entsprechend einzustellen und somit höhere Kammerdrücke zu wählen, wenngleich auf den gesamten Brennraum bilanziert am AFIDA ein deutlich höherer globaler Luftüberschuss resultiert. Zudem bedeuten höhere Kammerdrücke realitätsnähere Gegendrücke, die den Strahlaufbruch entscheidend beeinflussen, da mit höherem Kammerdruck auch größere aerodynamische Kräfte wirken. Gleiches gilt für die ähnlichere Luft- beziehungsweise Sauerstoffdichte sowie druckabhängige Größen wie die Siedetemperatur. Es sei darauf hingewiesen, dass bei konstantem Kammerdruck, jedoch höherer Temperatur die Luftdichte entsprechend sinkt. Dieser Nebeneffekt wurde somit bei gleichbleibendem Kammerdruck wissentlich vernachlässigt, da der Einfluss der Dichteabweichung als vergleichsweise gering zu sehen ist.

Die Kammerdruckgrenze des AFIDA zum Zeitpunkt der Einspritzung liegt bei maximal 50 bar. Am Versuchsmotor hingegen herrschen selbst im Leerlauf bereits etwa 50 bar Kompressionsdruck. Somit werden mit einem maximalen Kammerdruck von 45 bar in den Untersuchungen nicht für alle Betriebspunkte exakt die Druckbedingungen und lokalen Luftverhältnisse wie am Motor erreicht, das Ausbilden der Kraftstoffstrahlen beim Einspritzen in eine Atmosphäre unter hohem Druck kann aber abgebildet werden.

4.5 Motorprüfstand

Der Versuchsmotor (siehe Unterkapitel 4.1) wurde für die darauffolgenden Untersuchungen an einem Motorprüfstand an der OTH Regensburg aufgebaut. Die grundsätzliche schematische Darstellung der Prüfstandverschaltung ist Abbildung 14 zu entnehmen.

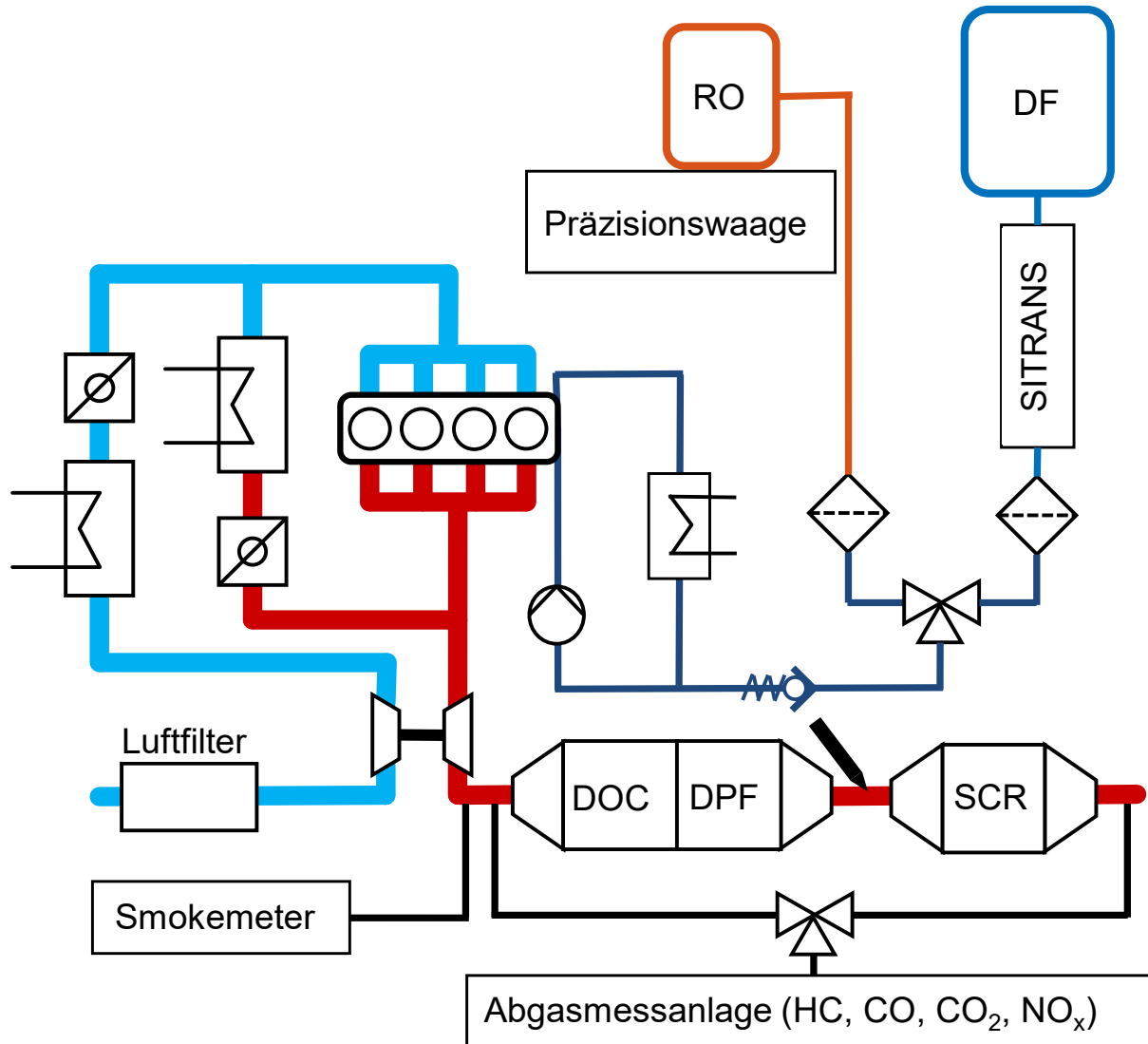


Abbildung 14: Schematischer Aufbau des Motorprüfstands [4]

4.5.1 Grundausrüstung

Als Belastungseinheit ist am Prüfstand die Wirbelstrombremse W230 des Herstellers Schenck vorhanden. Die maximale Leistung der Bremse beträgt 230 kW und das maximale Drehmoment 750 Nm. Somit sind die Leistungsbereiche des Motors ohne zusätzliche Einrichtungen, wie z. B. Getriebe, einzuhalten. Die Regelung erfolgt über die Steuer- und Leistungseinheit der Wirbelstrombremse. Mit der Wirbelstrombremse können dynamische Schleppphasen des Motors nicht abgebildet werden. Die Untersuchung des NRTC ist an diesem Prüfstand deshalb nicht möglich.

Die Hauptsteuerung und Messdatenerfassung zusätzlich angebrachter Sensoren (primär Temperatur- und Druckmessung) erfolgt mittels LabVIEW von National Instruments. Für den Betrieb des Versuchsmotors wurde die vorliegende Prüfstandssoftware an die Anforderungen angepasst.

Der Eingriff und die Überwachung des Motorsteuergeräts erfolgen mit der Applikationssoftware ETAS Inca. Hierzu wurde von der Firma DEUTZ ein Applikationssteuergerät bereitgestellt, mit dem ausgewählte Größen über eine ETK-Steuergeräteschnittstelle ausgelesen bzw. verändert werden können.

Die Datenerfassung des Druckindizierquarzes in Zylinder 1 erfolgt mit der Software AVL Indicom. Dadurch kann der Druckverlauf innerhalb des Zylinders in Echtzeit erfasst und mit zusätzlichen Funktionen weiterverarbeitet werden. So können unter anderem der Heizverlauf, der indizierte Mitteldruck und weitere wichtige Verbrennungsgrößen aufgezeichnet werden.

4.5.2 Kraftstoffkonditionierung

Die Kraftstoffversorgung mit konventionellen Diesel- und Benzin-Kraftstoffen erfolgt für gewöhnlich über die installierte Technik an der OTH Regensburg. Für die Bereitstellung des Rapsölkraftstoffs musste ein zusätzliches System konzipiert werden, das separat angeschlossen werden kann und gegenüber einer Kontaminierung durch Fremdkraftstoff geschützt ist. Zudem kann das Durchflussmessgerät Siemens SITRANS, das für Dieselkraftstoff verwendet wird, aufgrund des geringen Rohrdurchmessers der Leitung durch das Messgerät für Rapsölkraftstoff nicht verwendet werden. Der Strömungswiderstand würde aufgrund der höheren Kraftstoffviskosität steigen und eine sichere Versorgung des Motors wäre nicht gewährleistet.

Deshalb wurde für die Kraftstoffbereitstellung ein System aus drei Kraftstoffkanistern zusammengestellt, bei dem aus einem Hauptkanister der Kraftstoff saugseitig über die Vorförderpumpe des Motors entnommen wird und die beiden weiteren Kanister für zusätzliche Speichermöglichkeiten genutzt werden. Der Hauptkanister befindet sich auf einer Kern-FKB-Präzisionswaage, mit der die zeitliche Masseänderung und damit der Kraftstoffverbrauch gemessen werden können. Wegen der Limitierung einer Maximalmasse von 30 kg wurde deshalb die Variante aus Haupt- und Versorgungskanister gewählt. Der Abgleich der beiden Kraftstoffverbrauchsmessungen wurde durch die serielle Verschaltung von

Hauptkanister, befüllt mit Dieselkraftstoff, und Siemens SITRANS vorgenommen. Die Abweichung bei den verwendeten stationären Betriebspunkten lag dabei stets unter 2 %.

Die Auswahl des Kraftstoffs kann über ein handbetätigtes 3/2-Wegeventil erfolgen. Im Anschluss daran befindet sich ein Rückschlagventil, das ein Rückströmen des Kraftstoffs durch Pulsationen oder im Störfall verhindern soll. Anschließend wird die Leitung direkt an der motorinternen Vorförderpumpe angeschlossen. Die systembedingten Leckagemengen durch die Injektoren, das Druckregelventil und die Dosiereinheit, die am seriennahen System in den Tank zurückgeführt werden, werden zunächst durch einen Wärmetauscher gekühlt und anschließend wieder direkt dem Vorlauf zugeführt. So entsteht ein geschlossener Kraftstoffkreislauf, der den bereits durchlaufenden Kraftstoff im Hochdrucksystem kontinuierlich verbraucht. Eine Kontamination des Rapsölkraftstoffs im Tank wird somit vermieden. Nachteil dieser Methode ist, dass die Kraftstoffleitungen nicht aktiv über den Rücklauf in den Kraftstofftank entlüftet werden und bereits ein geringer Lufteintrag im System eine lange Verweilzeit aufweist.

Die Umschaltung des Kraftstoffs kann während des Motorbetriebs erfolgen. Dies würde ein Zwei-Tank-System simulieren und eine zeitliche Änderung des Motorverhaltens, wegen der stetigen Erhöhung des zugemischten Kraftstoffanteils, zur Folge haben. Alternativ lässt sich die Leckageleitung in ein separates Behältnis führen und das Kraftstoffsystem spülen. In diesem Fall wäre ein schnellerer Ablauf des Kraftstoffwechsels möglich, jedoch entsteht hierbei eine nicht nutzbare Menge an Mischkraftstoff.

4.5.3 Abgasmesstechnik

Die Bestimmung der Primäremissionen erfolgt mit einer einlinigen Abgasmessanlage, bestehend aus Analysatoren für die Erfassung von Kohlenwasserstoffen (HC), Stickoxiden (NO_x), Kohlenmonoxid (CO) und Kohlendioxid (CO₂). Die Auflistung der Messgeräte ist in Tabelle 14 einzusehen.

Tabelle 14: Verwendete Abgasanalysatoren für die Motorversuchsreihen

Analysator	Messgröße	Messbereich	Einheit
Ratfish FID RS 55	HC	0–10 000	ppm
Horiba CLA-155	NO _x	0–2000	ppm
Horiba AIA-320K	CO	0–1000	ppm
Horiba VIA-510	CO ₂	0–20	Vol.-%

Damit die Emissionen vor und nach dem Abgasnachbehandlungssystem gemessen und damit die Konvertierungsrate der einzelnen Bestandteile bestimmt werden kann, wurde ein beheiztes Umschaltventil eingesetzt. Hier kann zwischen den beiden vorhandenen Messstellen gewählt werden.

Die Partikelemissionen werden durch die Schwärzungszahl mit dem Smokemeter AVL 415S gemessen. Diese Messung erfolgt nur von den Motorrohmissionen.

4.6 Verwendete Kraftstoffe

Der für die Untersuchungen verwendete Dieselmotorkraftstoff entsprach den Anforderungen der DIN EN 590, der Rapsölkraftstoff denjenigen der DIN 51605, das HO-Sonnenblumenöl denen der DIN 51623 und der Biodiesel den Anforderungen der DIN EN 14214. Tabelle 15 bis Tabelle 17 listen wichtige Kenndaten der verwendeten Kraftstoffe auf.

Tabelle 15: Kenndaten des verwendeten Rapsölkraftstoffs (entsprechend DIN 51605) und HO-Sonnenblumenöls (entsprechend DIN 51623)

Prüfparameter	Prüfmethode	Prüfergebnis HO-Sonnen- blumenöl	Prüfergebnis Rapsölkraft- stoff	Einheit
Dichte (15 °C)	DIN EN ISO 12185	916,1	919,6	kg/m ³
Kin. Viskosität	DIN 51659-2	28,04 ¹	35,10 ²	mm ² /s
Heizwert (Hu, p)	DIN 51900-2	37,2	37,0	MJ/kg
Iodzahl	DIN EN ISO 3961	85	111	g Iod/100 g
Säurezahl	DIN EN ISO 660	0,028	0,959	mg KOH/g
Flammpunkt	DIN EN ISO 2719	256,5	> 101	°C
Cetanzahl (ACZ)	DIN EN 16144	53,5	48,6	–
Oxidationsstabilität	DIN EN 14112	18,9	8,4	h
Gesamtverschmutzung	DIN EN 12662	6	2	mg/kg
Schwefelgehalt	DIN EN ISO 20884	< 1	<5	mg/kg
Phosphorgehalt	DIN 51627-6	< 0,1	0,2	mg/kg
Calciumgehalt	DIN 51627-6	< 0,1	0,1	mg/kg
Magnesiumgehalt	DIN 51627-6	< 0,1	< 0,1	mg/kg
Wassergehalt	DIN EN ISO 12937	232	660	mg/kg
Kohlenstoffgehalt	DIN 51732	0,775	0,775	g/g
Wasserstoffgehalt	DIN 51732	0,120	0,121	g/g
Sauerstoffgehalt	ASTM D 5291 mod.	0,114	0,101	g/g

¹ gemessen bei 50 °C nach DIN 51623; ² gemessen bei 40 °C nach DIN 51605

Tabelle 16: *Kenndaten des verwendeten Biodiesels*

Prüfparameter	Prüfmethode	Prüfergebnis	Einheit
Dichte (15 °C)	DIN EN ISO 12185	882,6	kg/m ³
Kin. Viskosität (40 °C)	DIN EN ISO 3104	4,447	mm ² /s
Iodzahl	DIN EN ISO 3961	107,9	g Iod/100 g
Säurezahl	DIN EN 14104	0,396	mg KOH/g
Flammpunkt	DIN EN ISO 2719	178,0	°C
Cetanzahl (ACZ)	DIN EN 15195	57,2	–
Oxidationsstabilität	DIN EN 14112	8,8	h
Gesamtverschmutzung	DIN EN 12662	2	mg/kg
Schwefelgehalt	DIN EN ISO 20884	< 5	mg/kg
Alkaligehalt (Σ Na + K)	DIN EN 14538	< 1	mg/kg
Erdalkaligehalt (Σ Ca + Mg)	DIN EN 14538	< 1	mg/kg
Wassergehalt	DIN EN ISO 12937	129	mg/kg

Tabelle 17: *Kenndaten des verwendeten Dieselkraftstoffs nach DIN EN 590*

Prüfparameter	Prüfmethode	Prüfergebnis	Einheit
Cetanzahl	EN ISO 5165	52,0	–
Dichte (15 °C)	EN ISO 12185	833,4	kg/m ³
CFPP	EN 116	-22 °C	°C
Kin. Viskosität (40 °C)	EN ISO 3104	3,08	mm ² /s
Aromatenanteil	IP 391	0,219	g/g
Schwefelanteil	ASTM D5453	1,2	mg/kg
Aschegehalt	EN ISO 6245	< 0,001	% (m/m)
Kohlenstoffgehalt	ASTM D3343	0,8631	g/g
Wasserstoffgehalt	ASTM D3343	0,1369	g/g
Heizwert	ASTM D3338	43,2	MJ/kg

5 Ergebnisse und Diskussion

5.1 Kraftstoffeigenschaften Dichte, Viskosität und Heizwert

Die Vermessung primärer physikalischer Kraftstoffeigenschaften ist fundamental für die spätere Prozessableitung. Durch die Temperaturabhängigkeit mancher Eigenschaften kommt auf diese Weise ein zusätzlicher Freiheitsgrad hinzu. Nachfolgend sollen deshalb die Auswirkungen auf die Dichte und Viskosität gezeigt werden. Zusätzlich wurde die Brennwertmessung der Kraftstoffe durchgeführt.

Temperaturabhängige Dichtemessung

Die Dichtemessungen wurden gemäß den Gerätespezifikationen zwischen 10 und 80 °C durchgeführt. Die Stützstellen wurden äquidistant in Abständen von 10 °C gewählt. Abbildung 15 zeigt die Messergebnisse für Diesel- und Rapsölkraftstoff.

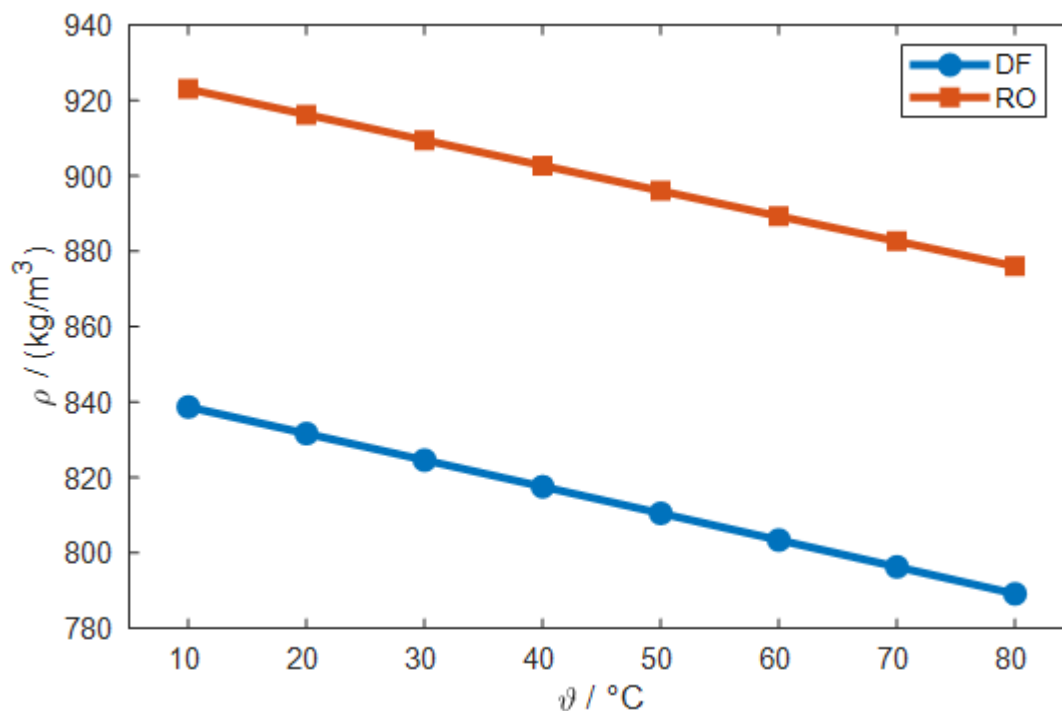


Abbildung 15: Dichte von Diesel- und Rapsölkraftstoff in Abhängigkeit der Temperatur

In beiden Fällen ist zu sehen, dass die Dichte mit steigender Temperatur sinkt. Die Dichte von Dieselmotorkraftstoff ist dabei immer geringer als von Rapsölkraftstoff. Bei Vergleich der absoluten Differenz an den einzelnen Temperaturniveaus ist keine wesentliche Änderung festzustellen. Diese liegt stets in Bereichen von 85 bis 87 kg/m^3 . Der Dichteunterschied kann unabhängig von der Temperatur als konstant angesehen werden. Es wird durch die Ergebnisse deutlich, dass der Massenstrom an Rapsölkraftstoff bei gleichbleibenden Strömungsbedingungen gegenüber Dieselmotorkraftstoff erhöht wird. Sollte der Volumenstrom

durch die Düse unberührt bleiben, wäre die eingespritzte Masse mit Rapsölkraftstoff größer.

Temperaturabhängige Viskositätsmessung

Bei den Viskositätsmessungen wurden die Messabstände hinsichtlich des Verlaufs angepasst. Aus der Literatur [1] [13] [34] und den bisherigen Erfahrungen ist bekannt, dass in den niedrigeren Temperaturbereichen ein größerer Gradient vorliegt, weshalb zwischen Temperaturen von ca. 15 °C bis 40 °C in einem Abstand von 5 °C und bei 40 °C bis 80 °C die Viskosität in Intervallen von 10 °C gemessen wurde. Die Resultate für die kinematische Viskosität sind in Abbildung 16 wiedergegeben. Zwischen den beiden Verläufen ist besonders bei niedrigen und moderaten Temperaturen bis 60 °C ein sehr großer Unterschied erkennbar. Bei 40 °C, der in der Norm für Diesel- (DIN EN 590) und Rapsölkraftstoff (DIN 51605) verankerten Temperatur für die kinematische Viskosität, ist der Wert von Rapsölkraftstoff mit 33,93 mm²/s um das 13-Fache höher als derjenige von Dieseldieselkraftstoff mit 2,63 mm²/s. Beide Kraftstoffe halten die Grenzwerte der jeweiligen Norm ein.

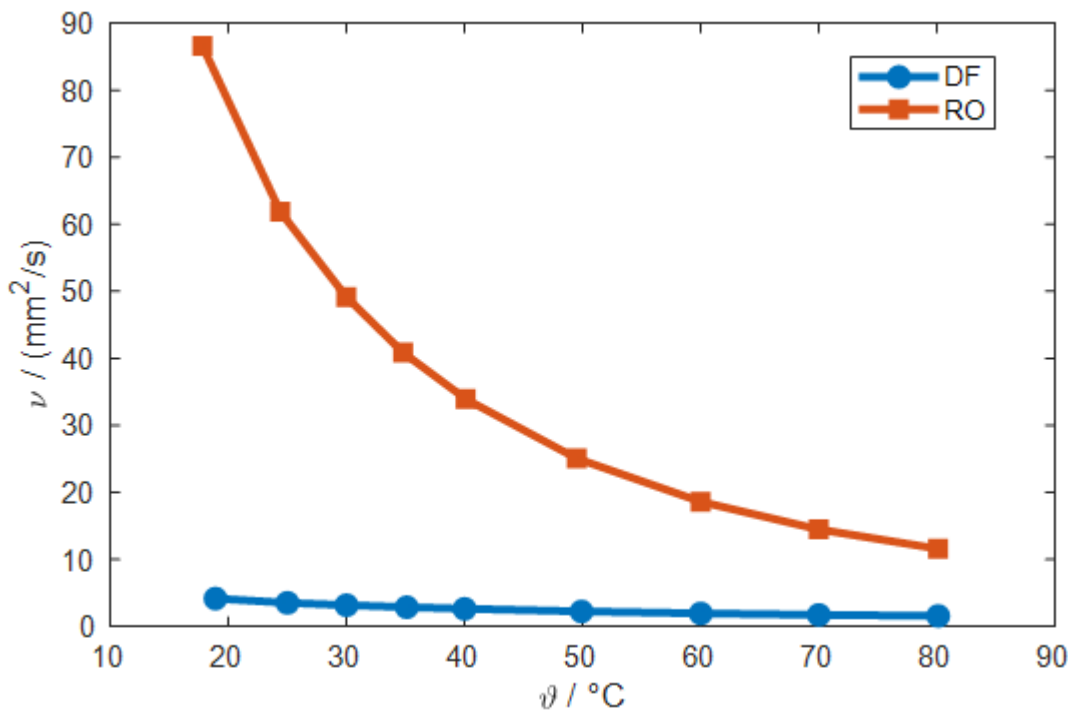


Abbildung 16: Kinematische Viskosität von Diesel- und Rapsölkraftstoff in Abhängigkeit der Temperatur

Der sehr starke Anstieg der Viskosität bei Reduzierung der Temperatur erschwert in diesen Bereichen, die insbesondere beim Motorstart vorliegen, die Kraftstoffversorgung und im späteren Verlauf auch die Einspritzung und Gemischbildung. Die minimale Kraftstofftemperatur, bei der ein sicherer Motorstart und -betrieb gewährleistet werden kann, ist mit Rapsölkraftstoff wesentlich höher als mit Dieseldieselkraftstoff. Das Auskristallisieren von

Feststoffen und das damit einhergehende Verstopfen von Filtern geht dadurch früher vonstatten. Es ist deshalb wichtig, entweder die Kraftstofftemperatur aktiv zu erhöhen oder die betreffenden Komponenten anzupassen.

Selbst bei motorwarmem Zustand liegt die Viskosität mit Rapsölkraftstoff weiterhin über der von Dieseldkraftstoff. Die Auswirkungen auf die Funktionsweise des Motors sollten jedoch deutlich geringer sein als im kalten Zustand. Um die kinematische Viskosität von Dieseldkraftstoff bei 40 °C zu erreichen, müsste Rapsölkraftstoff auf über 100 °C temperiert werden. Wegen der Gefahr der Oligomer-/Polymerisation sind diese hohen Temperaturen jedoch zu vermeiden.

Brennwertmessung

Wie aus der Literatur bekannt [1] [3] [17] ist der Energiegehalt von Dieseldkraftstoff höher als derjenige von Rapsölkraftstoff. Der Brennwert von Dieseldkraftstoff beträgt 45,8 MJ/kg, der von Rapsölkraftstoff 39,8 MJ/kg. Dies entspricht einer Differenz von ca. 13 %.

Bei Berechnung des Brennwertes mithilfe der Elementarzusammensetzung (siehe Unterkapitel 4.6) nach Formel (4.3) soll die Plausibilität belegt werden und bei hoher Genauigkeit die Modellierung des Heizwertes nach Formel (4.4) erfolgen. Der Heizwert ist für den verbrennungsmotorischen Arbeitsprozess entscheidender, da in den energieübertragenden Funktionsprinzipien keine Kondensation des entstehenden Wassers abläuft. In Tabelle 18 sind die Ergebnisse gegenübergestellt.

Tabelle 18: Berechnete und analysierte Brenn- und Heizwerte für Dieseld- und Rapsölkraftstoff

Parameter	Dieseldkraftstoff	Rapsölkraftstoff	Einheit
Brennwert (berechnet)	45,9	39,9	MJ/kg
Brennwert (gemessen)	45,8	39,8	MJ/kg
Heizwert (berechnet)	42,8	37,2	MJ/kg
Heizwert (gemessen)	43,2	37,0	MJ/kg

Für die Berechnung des Brennwertes ergibt sich bei beiden Kraftstoffen eine sehr genaue Übereinstimmung mit den Messwerten. Die Modellierung hat jeweils eine geringfügige Überschätzung von 0,1 MJ/kg. Beim Heizwert sind von den in Unterkapitel 4.6 ermittelten Daten abweichende Trends zu erkennen. Rapsölkraftstoff wird um 0,2 MJ/kg überschätzt, wohingegen Dieseldkraftstoff nach dem Modell um 0,4 MJ/kg geringer ausfällt. Dennoch kann mit der Berechnung eine gute Annäherung des Energiegehalts erfolgen.

Aus den Ergebnissen wird deutlich, dass mit Rapsölkraftstoff für eine identische Leistungsbereitstellung eine größere Masse benötigt wird. Dies gilt, sofern die Energieumwandlungsprozesse im Motor mit gleicher Effizienz wie mit Dieseldkraftstoff ablaufen.

5.2 Hydraulischer Druck-Anstiegsanalysator

Als Nächstes werden die Versuchsergebnisse der hydraulischen Vermessung des Injektors am HDA vorgestellt. Die Untersuchung des Injektorverhaltens bildet die Grundlage für die nachfolgenden Untersuchungen an der HDHT-Kammer und am Motorprüfstand.

5.2.1 Einspritzmengenkenfelder

Wesentliche Charakteristik eines Injektors ist die Zusammensetzung des Einspritzmengenkenfelds durch die Parameter Einspritzdruck und Injektoransteuerdauer. Aufgrund der hohen Viskositätsunterschiede soll in diesem Fall auch die Kraftstofftemperatur bei motorwarmen Bedingungen simuliert werden. Zunächst wurde mit Dieselmotorkraftstoff der Ausgangszustand aufgenommen. Als „Normaltemperatur“ wird die Injektorbeheizung auf 90 °C eingestellt, da diese näherungsweise der Kühlmitteltemperatur und damit der Konditionierung der Injektoren im Zylinderkopf entspricht. Die Ergebnisse sind in Abbildung 17 dargestellt. Durch Erhöhung des Einspritzdrucks und Verlängerung der Injektoransteuerdauer kann die Einspritzmenge erhöht werden. In Bereichen mit kurzen Ansteuerdauern befindet sich der Injektor in einem „freifliegenden“ Zustand. Das bedeutet, die Nadel befindet sich dabei weder im Nadelsitz noch im -anschlag. Die Düseninnenströmung kann sich nicht bis zu ihrem maximalen Durchsatz ausbilden. Der Anstieg verläuft deshalb nicht linear, da Öffnungs- und Schließzustände im Ratenverlauf dominieren. Mit steigenden Raildrücken wird dieser undefinierte Zustand durch schnellere Öffnungs- und Schließvorgänge verkürzt, sodass ein linearer Verlauf bereits mit kürzeren Ansteuerdauern erreicht wird.

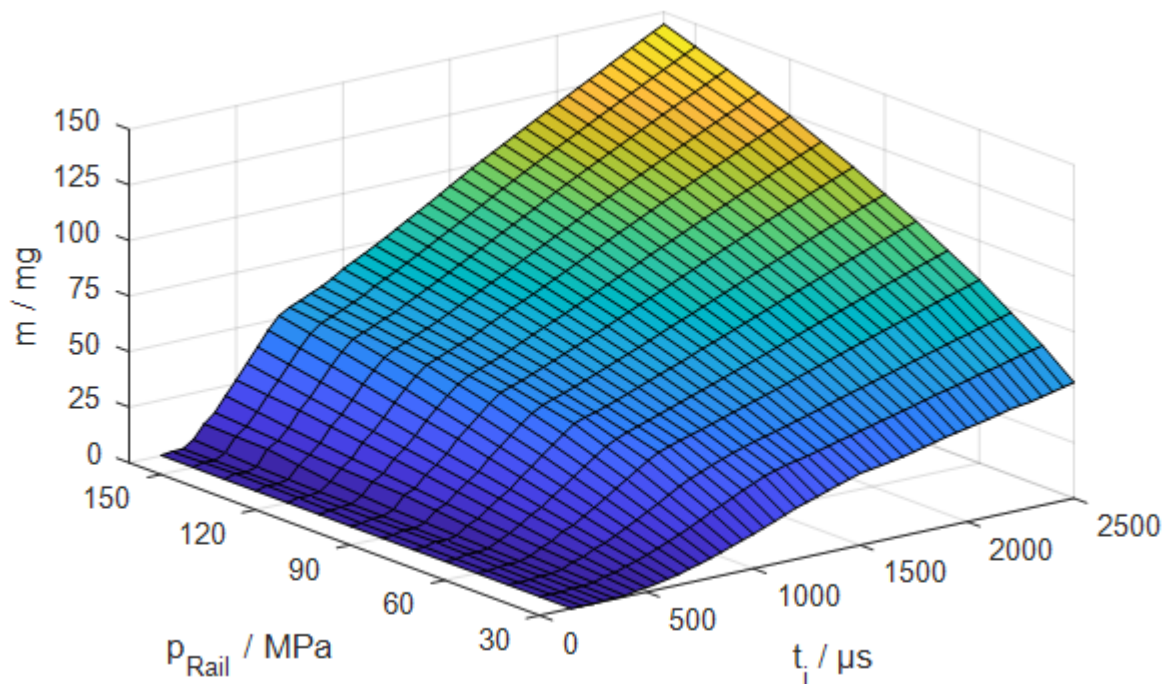


Abbildung 17: Einspritzmengenkennfeld von Dieselkraftstoff bei einer Kraftstofftemperatur von $\vartheta_{Fuel} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$

Wie bereits beschrieben konnte die höher angedachte Temperatur ϑ_{Fuel} von $115 \text{ }^\circ\text{C}$ mit Dieselkraftstoff nicht eingestellt werden. Bei einer Reduktion der Temperatur ϑ_{Fuel} auf $65 \text{ }^\circ\text{C}$ war kein signifikanter Unterschied zu dem Kennfeld bei $90 \text{ }^\circ\text{C}$ erkennbar. Auf die Darstellung wird deshalb verzichtet.

Das Einspritzmengenkennfeld von Rapsölkraftstoff bei $\vartheta_{Fuel} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ ist in Abbildung 18 zu sehen. Der grundsätzliche Verlauf ist dem von Dieselkraftstoff ähnlich. Die Einspritzmenge an den jeweiligen Stützstellen ist vor allem bei niedrigen Raildrücken mit Rapsölkraftstoff geringer. Mit Erhöhung des Kraftstoffdrucks wird auch die Spreizung der beiden Flächen kleiner bzw. die Einspritzmenge von Diesel- und Rapsölkraftstoff nahezu gleich. Das Verhalten ist deutlicher im relativen Vergleich des Kennfelds zwischen der Einspritzmenge von Rapsöl- und Dieselkraftstoff in Abbildung 19 zu erkennen. Die großen Abweichungen im ballistischen Bereich resultieren aus einem etwas längeren Öffnungsverzug von Rapsölkraftstoff. Dies ist durch den 100%igen Unterschied der Einspritzmenge bei sehr kurzen Ansteuerzeiten zu erkennen. Bei langen Ansteuerdauern und konstantem Druck wird die Menge mehr und mehr kompensiert, bis die Differenz näherungsweise gleichbleibt. Nichtsdestotrotz liegt bei niedrigem Einspritzdruck von 30 MPa und längeren Injektoransteuerdauern eine wesentliche Verringerung der Einspritzmenge von ca. 20% vor.

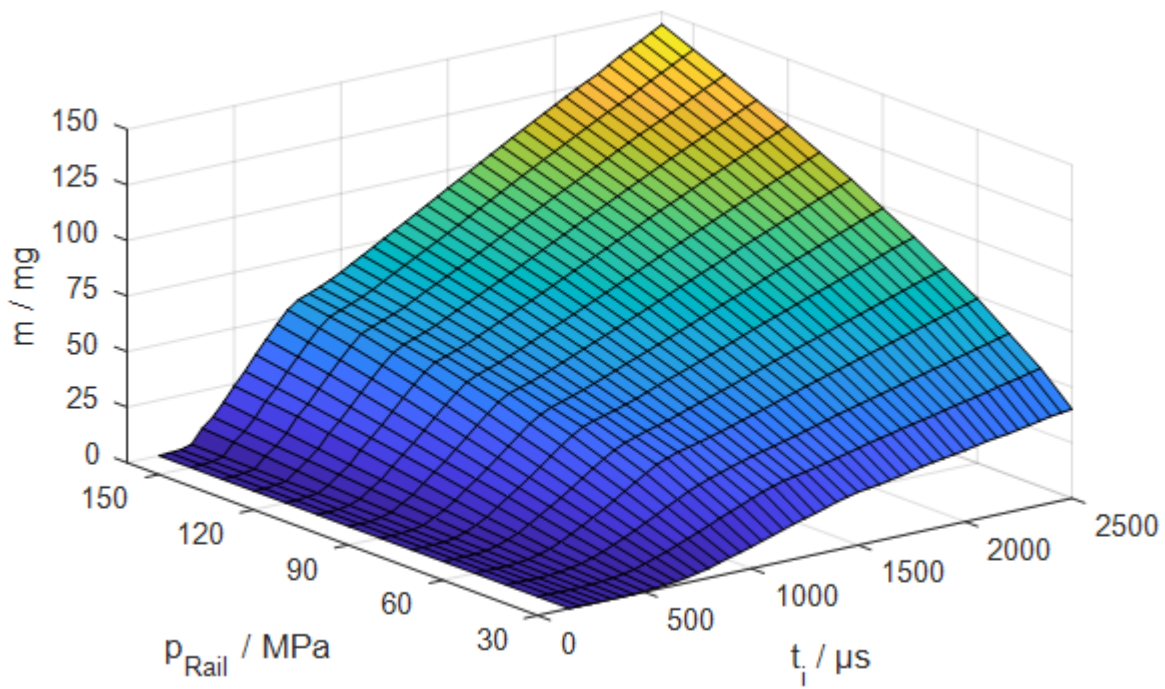


Abbildung 18: Einspritzmengenkennefeld von Rapsölkraftstoff bei einer Kraftstofftemperatur von $\vartheta_{\text{Fuel}} = 90^\circ\text{C}$

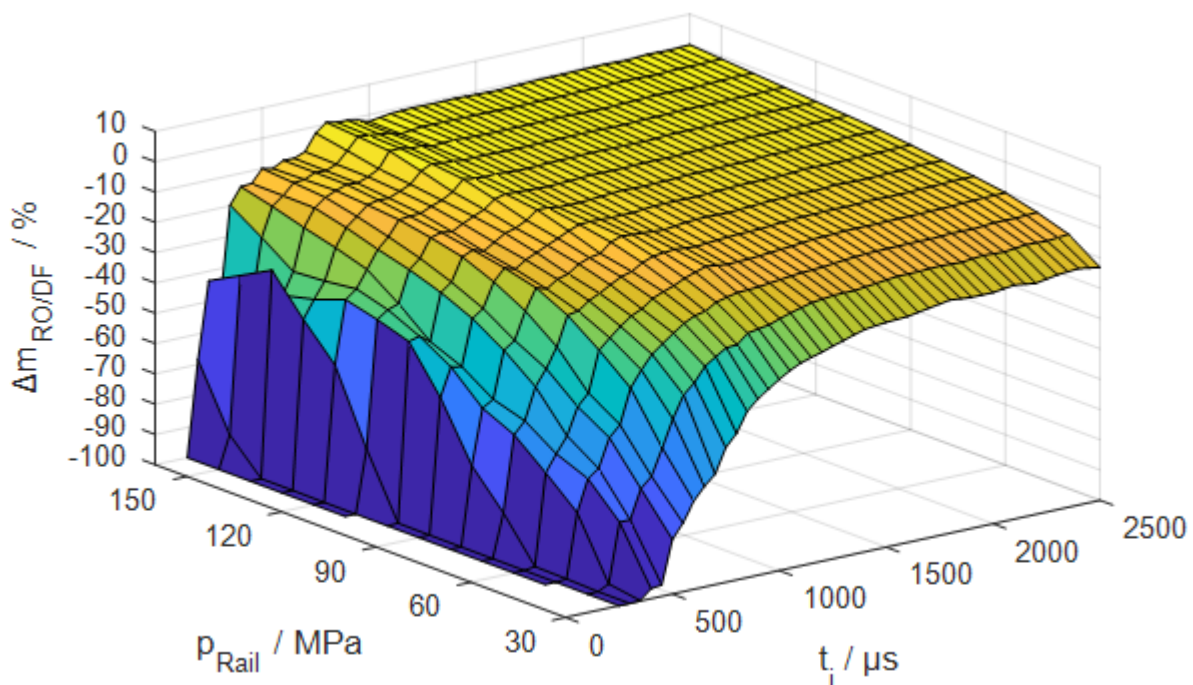


Abbildung 19: Relativer Unterschied der Einspritzmenge von Rapsöl- und Dieselmotorkraftstoff bei einer Kraftstofftemperatur von $\vartheta_{\text{Fuel}} = 90^\circ\text{C}$

Mit Reduzierung der Rapsölkraftstofftemperatur auf 65 °C wird dieser Effekt geringfügig verstärkt. Grund hierfür ist die ansteigende Viskosität. Anhand der vorangegangenen Darstellungen wären die Größenordnungen der Änderungen nur schwierig darstellbar. Deshalb werden ausgewählte Druckniveaus mit beiden Kraftstoffen und allen eingestellten Temperaturen gegenübergestellt. Abbildung 20 zeigt die Einspritzmenge in Abhängigkeit von der Injektoransteuerdauer bei einem Kraftstoffdruck von 30 MPa. Wie beim Kennfeld von Dieseldieselkraftstoff bereits beschrieben ist die Menge von Dieseldieselkraftstoff unabhängig von der Kraftstofftemperatur (im warmen Zustand). Bei Rapsölkraftstoff ist hingegen ein nicht unwesentlicher Anstieg der Einspritzmenge bei Erhöhung der Kraftstofftemperatur zu sehen. Somit ist die Temperatur eine weitere Größe, die bei der Bedatung der Einspritzregelung berücksichtigt werden muss. Hier wird also nochmals deutlich, dass der Injektor mit Dieseldieselkraftstoff bei geringeren Ansteuerdauern öffnet und eine Einspritzung erfolgt. Mit Rapsölkraftstoff ist ein Öffnen des Injektors erst bei ca. 500 μs elektrischer Ansteuerdauer ersichtlich.

Mit Erhöhung des Einspritzdrucks werden bei voll geöffnetem Injektor fast gleiche Einspritzmengen wie mit Dieseldieselkraftstoff erreicht (siehe Abbildung 21). Im ballistischen Bereich sind weiterhin Differenzen in der Einspritzmenge vorhanden. Dies weist ferner auf Unterschiede im dynamischen Injektorverhalten hin. Durch die Erhöhung des Raildrucks wird die strömungsbildende Kraft erhöht und die Auswirkungen der Viskosität reduziert. In Kombination mit einer erhöhten Dichte von Rapsölkraftstoff erfolgt eine Kompensation der im Vergleich zu Dieseldieselkraftstoff schlechteren Fließeigenschaften.

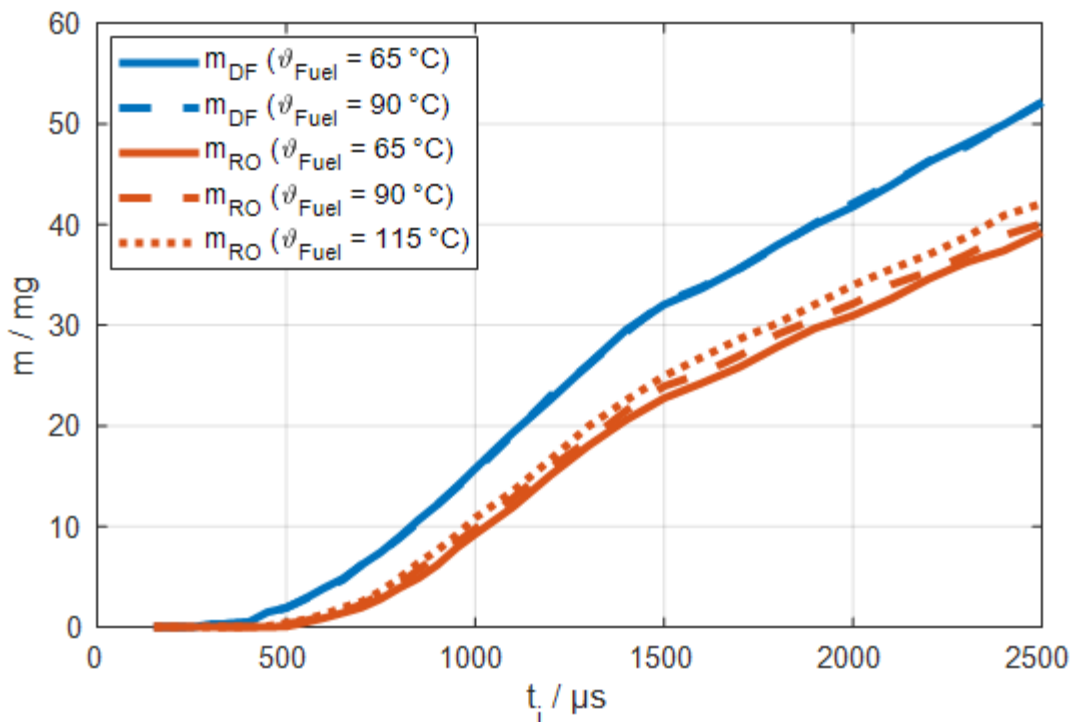


Abbildung 20: Einspritzmenge über Injektoransteuerdauer für Diesel- und Rapsölkraftstoff bei unterschiedlichen Kraftstofftemperaturen und einem Raildruck von 30 MPa

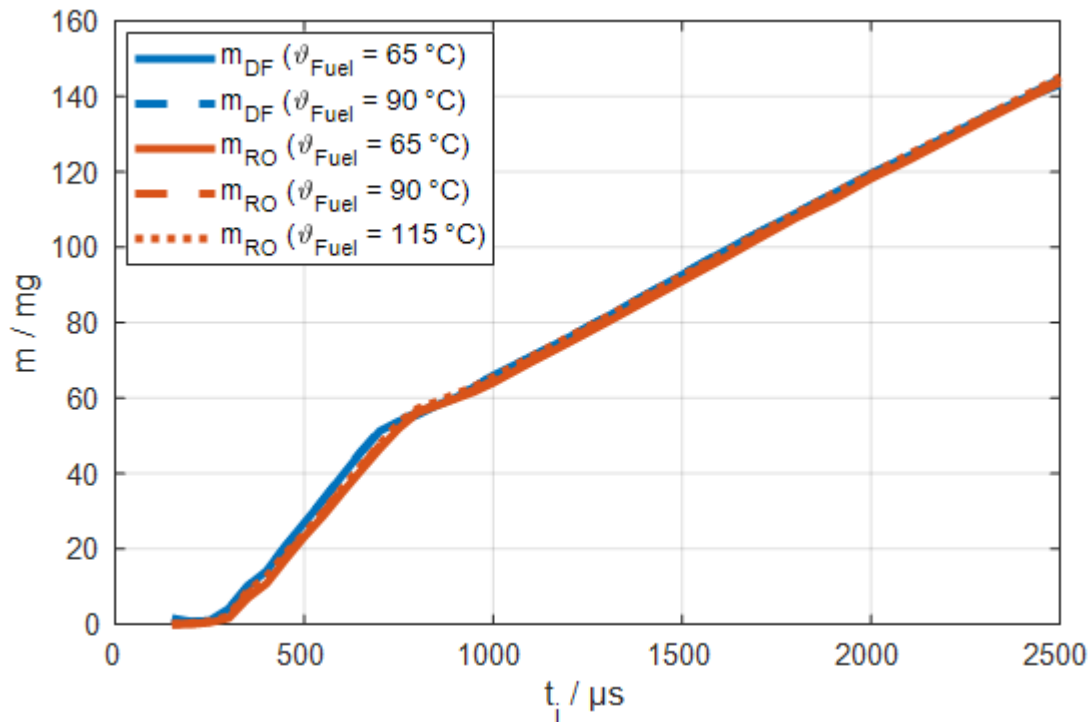


Abbildung 21: Einspritzmenge über Injektoransteuerdauer für Diesel- und Rapsölkraftstoff bei unterschiedlichen Kraftstofftemperaturen und einem Raildruck von 160 MPa

5.2.2 Einspritz-Timing-Kennfelder

Neben der Einspritzmenge können weitere Parameter, wie z. B. der Öffnungs- oder Schließverzögerung, über sämtliche Betriebspunkte dargestellt werden. Ergebnisse daraus sollen exemplarisch das Verhalten des Injektors mit beiden Kraftstoffen bei einer Kraftstofftemperatur von 90 °C und die breite Basis der ermittelten Daten aufzeigen.

Abbildung 22 zeigt den Öffnungsverzögerung von Dieseldieselkraftstoff. Selbige Darstellung mit Rapsölkraftstoff erfolgt in Abbildung 23. Mit steigendem Raildruck wird der Öffnungsverzögerung in beiden Fällen verkürzt. Wie bereits bei den Einspritzkennfeldern beschrieben ist mit Rapsölkraftstoff ein längerer Öffnungsverzögerung vorhanden. Bei dem Funktionsprinzip der servohydraulischen Kopplung muss aus dem Steuerraum des Injektors der Kraftstoffdruck abgebaut werden. Hierbei muss der Kraftstoff durch sehr feine Bohrungen strömen. Mit einer höheren Viskosität wird das Ausströmen stärker gehemmt und es entsteht ein zeitlicher Verzögerung. Ähnlich der Einspritzmenge wird der Unterschied der beiden Kraftstoffe mit steigendem Raildruck vermindert. Eine restliche Abweichung bleibt aber auch hier bis zum maximalen Raildruck vorhanden.

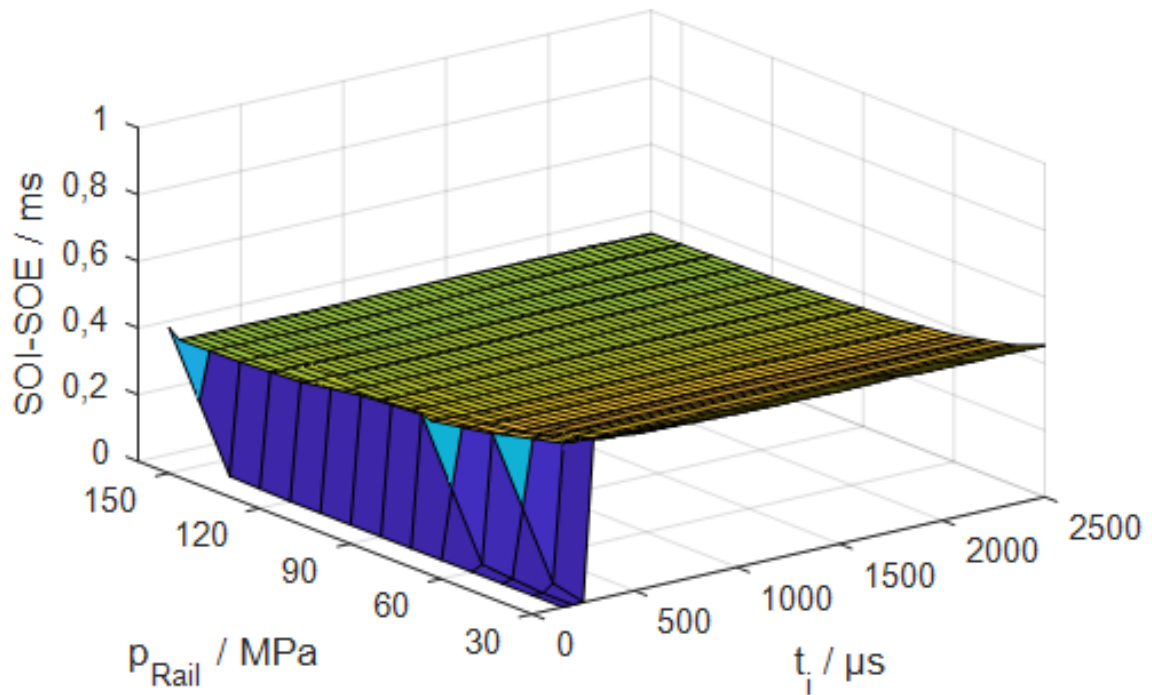


Abbildung 22: Öffnungsverzug von Dieselkraftstoff bei einer Kraftstofftemperatur von $\vartheta_{\text{Fuel}} = 90^\circ\text{C}$

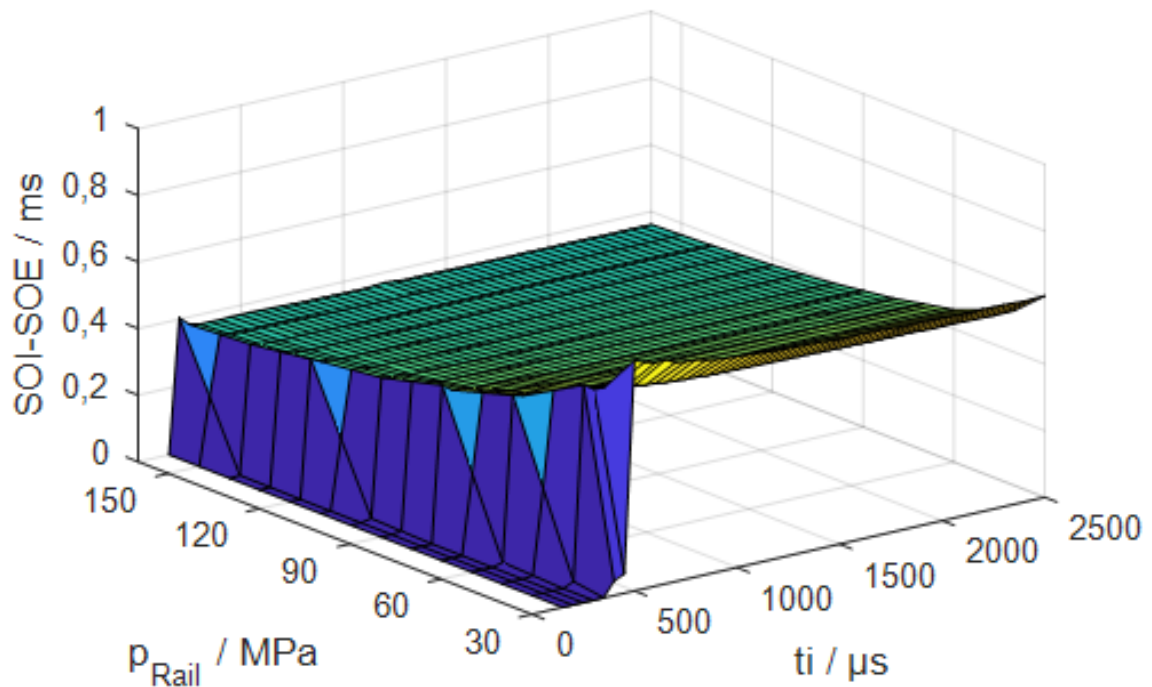


Abbildung 23: Öffnungsverzug von Rapsölkraftstoff bei einer Kraftstofftemperatur von $\vartheta_{\text{Fuel}} = 90^\circ\text{C}$

Ähnliches Verhalten zeigt sich auch beim Schließverzug für Dieseldieselkraftstoff (siehe Abbildung 24) und Rapsölkraftstoff (siehe Abbildung 25). Auch dieser nimmt mit steigendem Raildruck ab, jedoch ist hier der Gradient zwischen beiden Kraftstoffen fast gleich. Das Schließen des servohydraulischen Ventils geht abrupt vonstatten und der Druck im Steuerventil baut sich sehr schnell auf. Die Viskosität hat hier erneut einen Einfluss auf die Durchströmung der Zulaufbohrung.

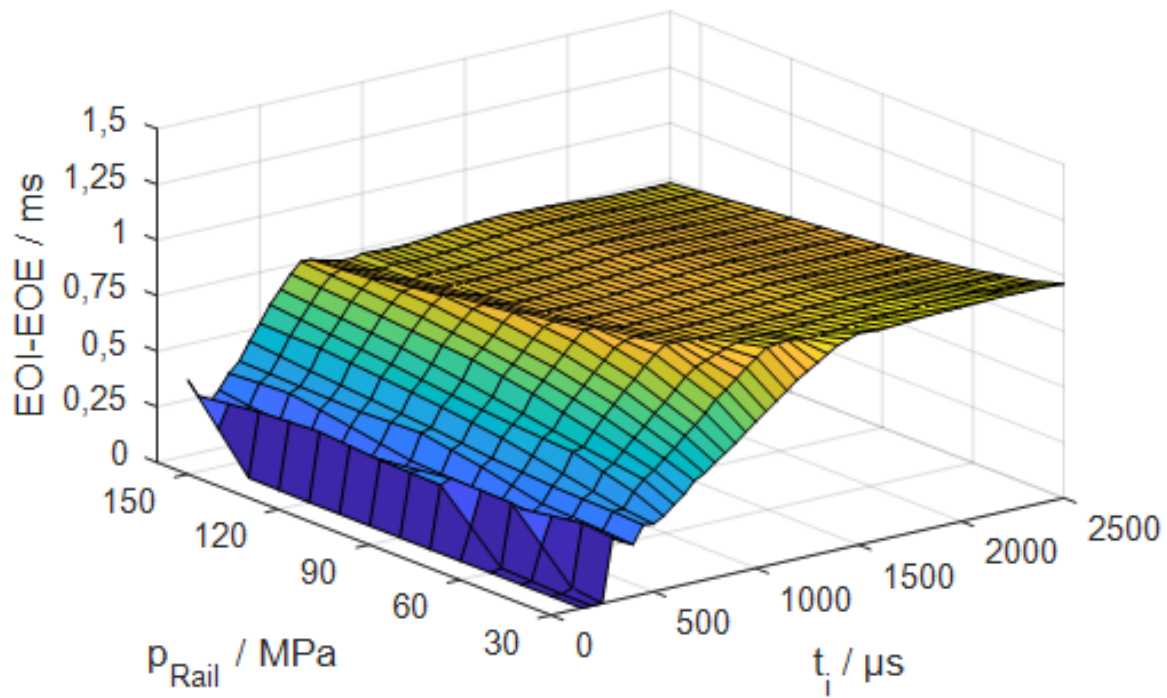


Abbildung 24: Schließverzug von Dieseldieselkraftstoff bei einer Kraftstofftemperatur von $\vartheta_{\text{Fuel}} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$

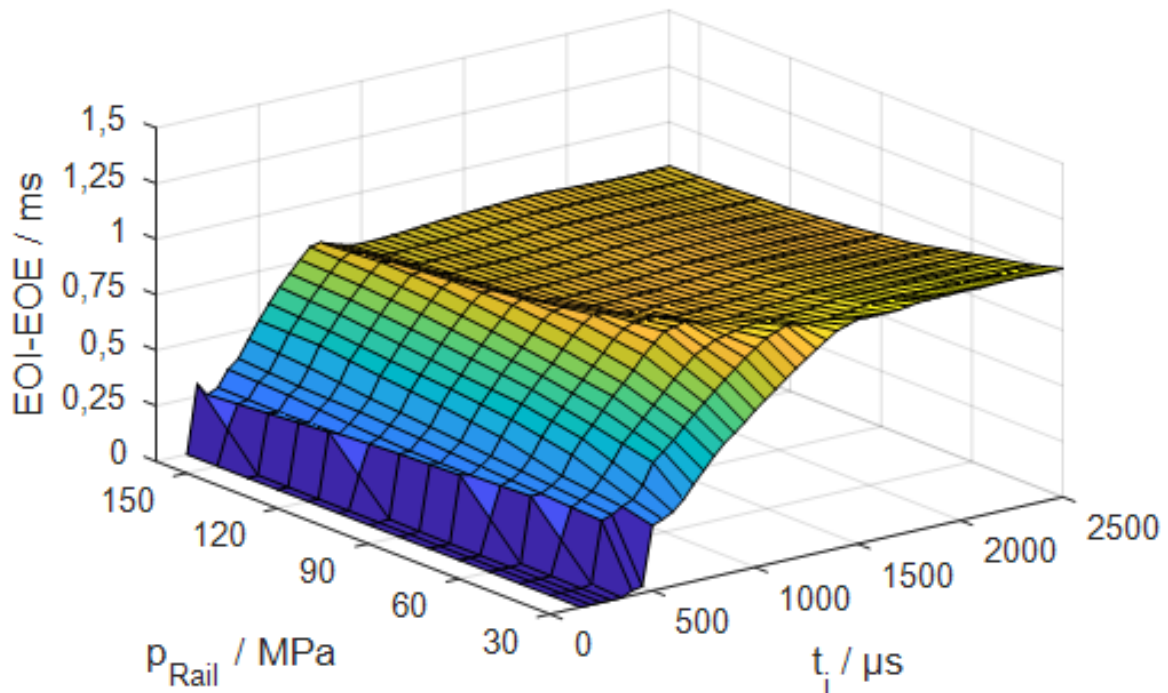


Abbildung 25: Schließverzögerung von Rapsölkraftstoff bei einer Kraftstofftemperatur von $\vartheta_{Fuel} = 90\text{ °C}$

Aus den Grafiken wird außerdem der Übergang zwischen ballistischem und voll geöffnetem Injektor deutlich. Der stetige Anstieg des Schließverzugs über größer werdender Ansteuerdauer zeigt, dass die Injektornadel eine längere Strecke zurücklegt und zum Schließen eine längere Zeit benötigt. Bei Auftreffen der Nadel am Anschlag bleibt die Schließdauer demnach für längere Injektoransteuerungen konstant.

5.2.3 Einspritzratenverläufe

Die Dynamik lässt sich anhand der zeitlich basierten Einspritzratenverläufe präzise veranschaulichen. Durch Aufzeichnung des elektrischen Ansteuersignals mittels einer Strommesszange kann hier die Kopplung zwischen elektrischem und hydraulischem System gezeigt werden.

In Abbildung 26, Abbildung 27 und Abbildung 28 sind die Einspritzratenverläufe für Diesel- und Rapsölkraftstoff für Raildrücke von 30 MPa, 100 MPa sowie 160 MPa dargestellt. Außerdem wurde auch hier die Kraftstofftemperatur variiert. Als Injektoransteuerdauer wurde ein Wert von 1500 μs gewählt, da bei dieser Dauer der Injektor für sämtliche Randbedingungen voll geöffnet wird und keinen undefinierten Zustand einnimmt.

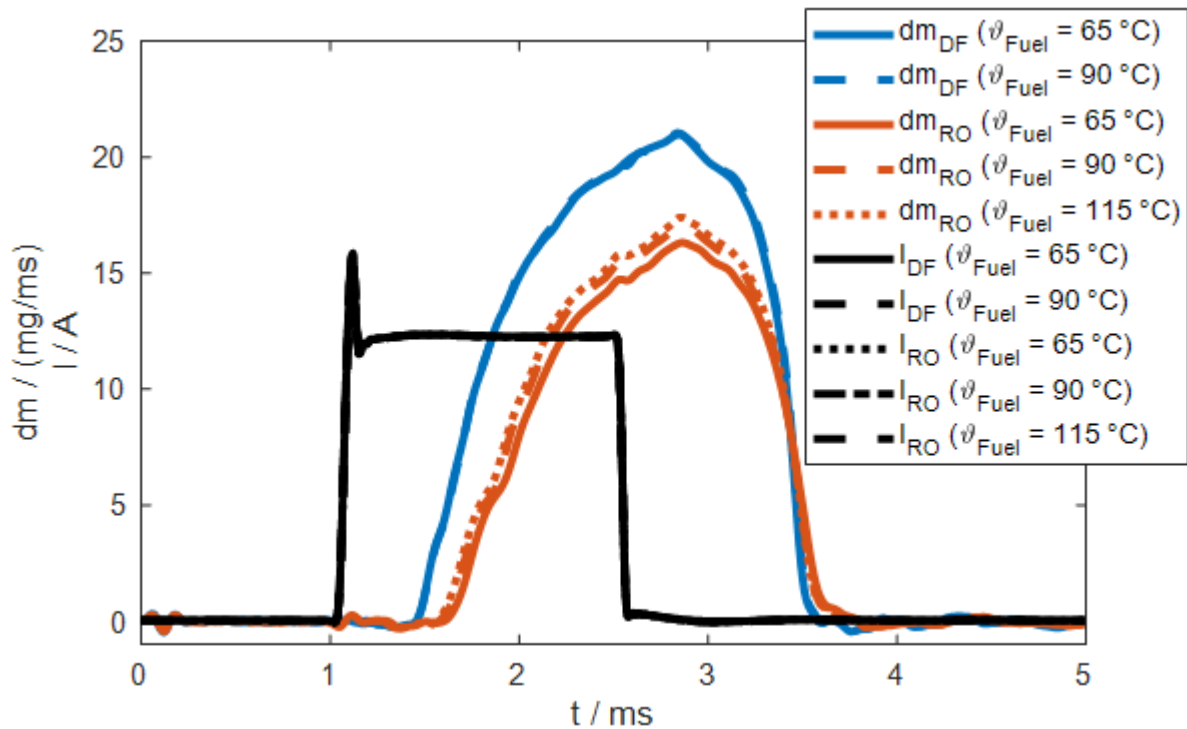


Abbildung 26: Einspritzratenverläufe von Diesel- und Rapsölkraftstoff bei einem Raildruck von 30 MPa, elektrischer Injektoransteuerdauer von 1500 µs und unterschiedlichen Kraftstofftemperaturen

Anhand der Verläufe werden die Ergebnisse aus den vorangegangenen Kennfeldern nochmals deutlicher dargestellt. Die Ratenverläufe von Dieseldieselkraftstoff sind bei den getesteten Temperaturen identisch. Wie bereits zuvor beschrieben bleibt folglich auch die Einspritzmenge unverändert. Bei einem niedrigen Raildruck von 30 MPa besteht zwischen den Kraftstoffen ein wesentlicher Unterschied im Öffnungsverzug. Dieser wird mit Rapsölkraftstoff einerseits durch die Erhöhung der Kraftstofftemperatur verringert, mehr jedoch durch die Erhöhung des Raildrucks. Eine weitere wesentliche Auswirkung des Raildrucks ist im maximalen Massendurchfluss durch die Düse ersichtlich. Die Spreizung der Kurven nimmt mit Erhöhung des Kraftstoffdrucks ab. Bei einem Kraftstoffdruck von 160 MPa wird der Dieseleinspritzratenverlauf gegen Mitte der Kurve sogar vom Rapsölverlauf überschritten. In diesem Fall kompensiert die erhöhte Dichte von Rapsölkraftstoff die Strömungsverluste aufgrund der Viskosität. Mit hohen Einspritzdrücken kann somit eine sehr gute Nachbildung des ursprünglichen Einspritzratenverlaufs erfolgen. Lediglich der Ansteuerzeitpunkt muss in diesem Fall geringfügig adaptiert werden. Da am realen Motor für den Verbrennungsablauf sowohl der hydraulische Verzug der Einspritzung als auch der Zündverzug berücksichtigt werden müssen, können die Ergebnisse aus HDA-Messungen sowie Zündverzugsmessungen für die Anpassungen kombiniert werden.

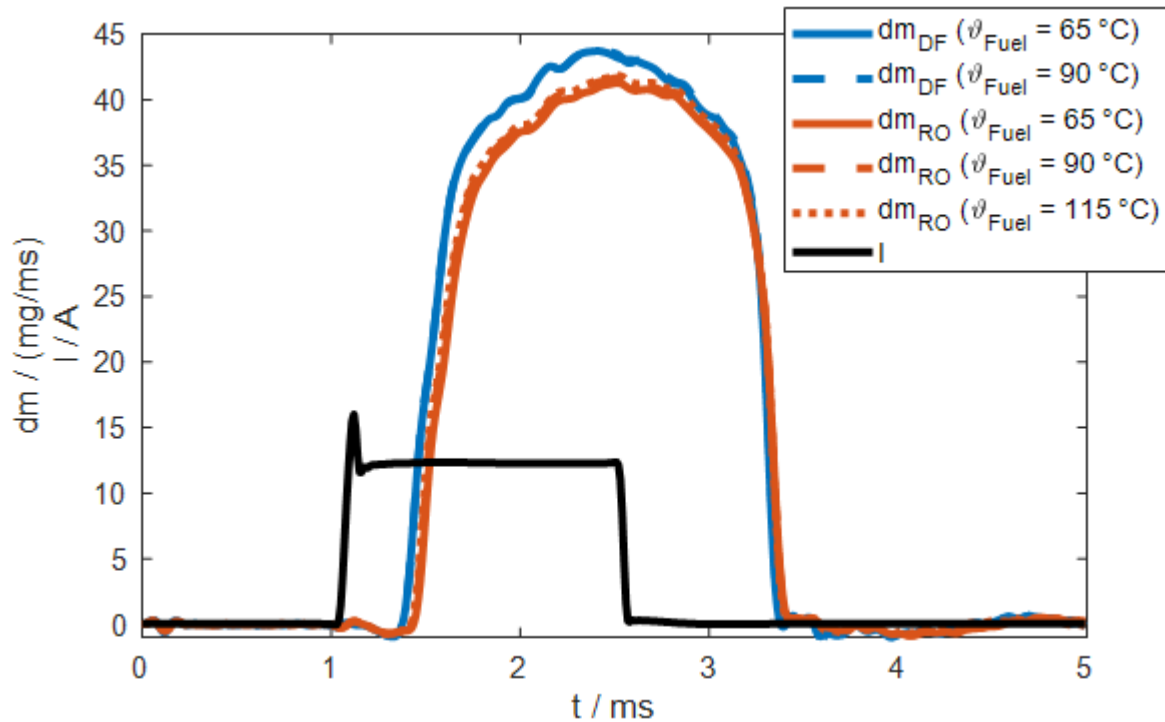


Abbildung 27: Einspritzratenverläufe von Diesel- und Rapsölkraftstoff bei einem Raildruck von 100 MPa, elektrischer Injektoransteuerdauer von 1500 μs und unterschiedlichen Kraftstofftemperaturen

Der Schließprozess wird mit Rapsölkraftstoff ebenfalls etwas verzögert. Auch dieser Ablauf wird mit Erhöhen des Raildrucks an den Verlauf von Dieselmkraftstoff angepasst. Ein geringfügiger Unterschied bleibt auch hier, womöglich aufgrund des Viskositätsunterschieds, vorhanden.

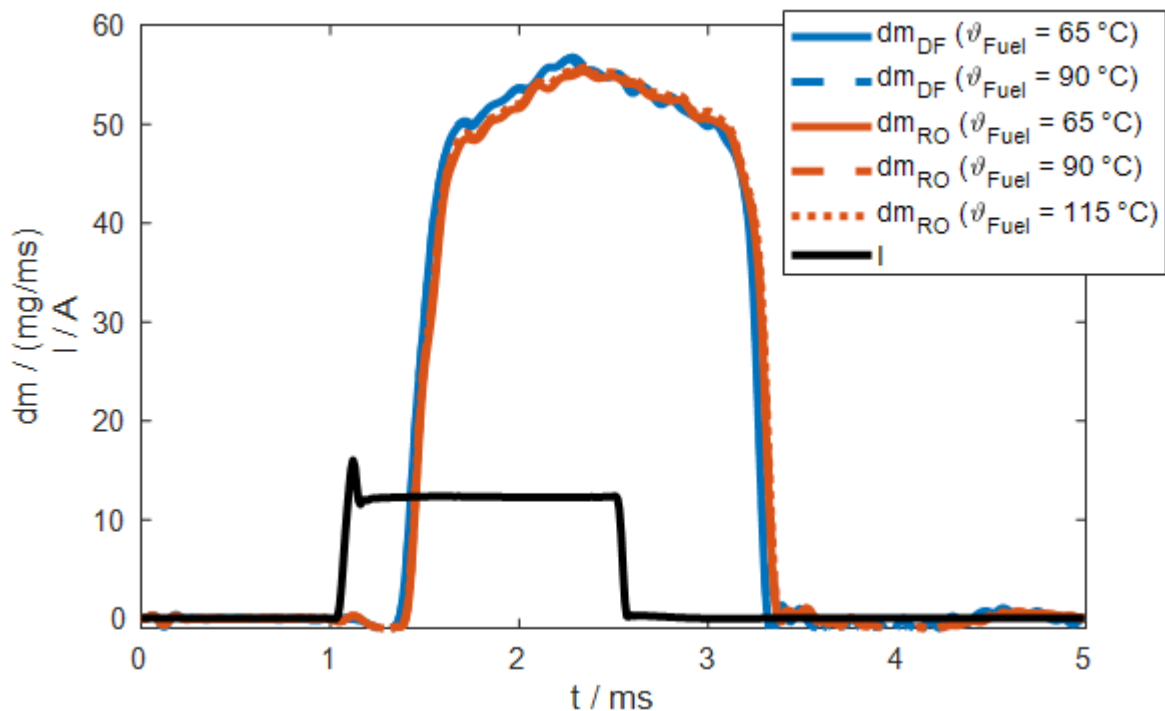


Abbildung 28: Einspritzratenverläufe von Diesel- und Rapsölkraftstoff bei einem Raildruck von 160 MPa, elektrischer Injektoransteuerdauer von 1500 μs und unterschiedlichen Kraftstofftemperaturen

5.2.4 Fazit

Die Ergebnisse zeigen, dass die Unterschiede in der eingebrachten Kraftstoffmasse bei gleichem Kraftstoffdruck und gleicher Injektoransteuerung durch ein verzögertes Öffnen des Injektors mit Rapsölkraftstoff auftreten. Außerdem sorgt die höhere Viskosität für einen größeren Fließwiderstand. Durch Erhöhung der Kraftstofftemperatur kann der Öffnungsverzögerung reduziert und der maximale Durchfluss durch die Düse erhöht werden. Bei sehr hohen Raildrücken, die üblicherweise bei Motorbetrieb in der höheren Teillast und der Vollast herrschen, kann eine Überkompensation der Dichte gegenüber der Viskosität von Rapsöl- und Diesekraftstoff eintreten, sodass mit Rapsölkraftstoff bei gleicher Injektoransteuerdauer eine größere Kraftstoffmasse eingespritzt wird. Für die Übertragung der Erkenntnisse aus den Einspritzratenverläufen hinsichtlich Einspritzmenge und -verzögerungszeiten auf die Motorapplikation ist zwingend eine Referenztemperatur notwendig, die die Kraftstofftemperatur innerhalb des Injektors möglichst gut widerspiegelt. Im Optimalfall wäre die Implementierung einer Temperaturmessstelle direkt im Injektor denkbar.

5.3 Hochdruck-Hochtemperatur-Kammer

Die Auswirkungen der Kraftstoffeigenschaften auf das Strahlaufbruch- und Verdampfungsverhalten sollen anhand der Resultate der Untersuchungen an der HDHT-Kammer ersichtlich werden.

5.3.1 Streulichtaufnahmen

Die Streulichtaufnahmen wurden sowohl bei Umgebungstemperatur als auch bei der maximal einstellbaren Kammertemperatur von 200 °C durchgeführt. Als Kammerdruck wurde stets der maximal zulässige Kammerdruck von 20 bar eingestellt. In Abbildung 29 sind exemplarische Versuchsreihen für die unbeheizte Kammer dargestellt. Analog hierzu ist in Abbildung 30 die Strahlentwicklung für beide Kraftstoffe bei einer Kammertemperatur von 200 °C zu sehen. Die Zeitstempel unter jeder Spalte zeigen den Aufnahmezeitpunkt nach elektrischem Ansteuerbeginn des Injektors. Die Kraftstoffdrücke belaufen sich auf 30 MPa, 90 MPa und 150 MPa. Dazu wurden in gleicher Reihenfolge Injektoransteuerdauern von 1000 µs, 500 µs und 400 µs gewählt, um ähnliche Einspritzmengen zu erzielen. Eine präzise Ableitung der Randbedingung gemäß den HDA-Ergebnissen ist nicht möglich, da die Injektortemperatur maßgeblich von der Kammertemperatur abhängt. Deshalb wurden für die einzelnen Betriebspunkte sowohl für Diesel- als auch Rapsölkraftstoff gleiche Einstellungen vorgenommen.

Auf den Strahlaufnahmen bei niedriger Kammertemperatur ist deutlich zu erkennen, dass der Kraftstoffzerfall für Dieselmkraftstoff vorteilhafter vonstattengeht. Ein größerer Spraywinkel bzw. das Loslösen von Tropfen vom Strahlkern sorgt für bessere Bedingungen bei der Gemischbildung. Bei einem Raildruck von 90 MPa und 150 MPa sind über den zeitlichen Verlauf eine stärkere Vernebelung der Kammer und damit ein zusätzliches Indiz für eine feine Zerstäubung erkennbar. Der Spraywinkel von Rapsölkraftstoff ist grundsätzlich schmaler, dies ist mit den höheren Bindungskräften zu erklären. Mit steigendem Kraftstoffdruck kann aber auch hier eine weitere Auffächerung des Strahls erzielt werden. Die Eindringtiefe erscheint mit Rapsölkraftstoff geringer, jedoch muss hier darauf geachtet werden, dass der Injektor mit diesem Kraftstoff später öffnet. Dieser zeitliche Unterschied muss für eine Gegenüberstellung berücksichtigt werden. Tatsächlich wird eine weitere Eindringtiefe erreicht. Der Zerfall ist mit Rapsölkraftstoff schlechter, weshalb der Strahlkern einen hohen Impuls beibehält und so für eine große Eindringtiefe sorgt.

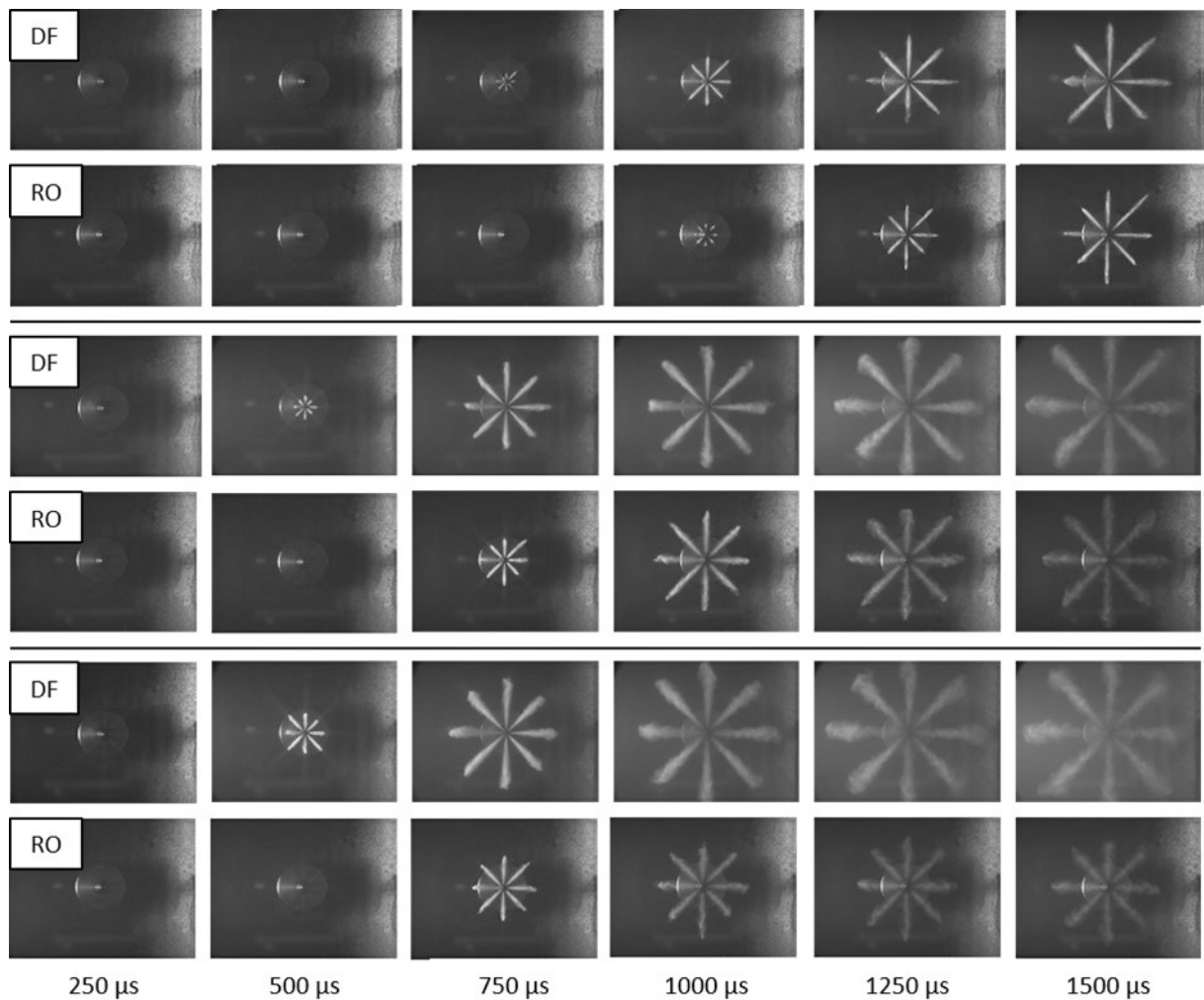


Abbildung 29: Streulichtaufnahmen mit Diesel- und Rapsölkraftstoff bei einem Kammerdruck von 20 bar und unbeheizter Kammer (oben: $p_{\text{Rail}} = 30 \text{ MPa}$; Mitte: $p_{\text{Rail}} = 90 \text{ MPa}$; unten: $p_{\text{Rail}} = 150 \text{ MPa}$)

Letzteres wird bei beheizter Kammer und einem Einspritzdruck von 30 MPa deutlich. Durch die anliegende Temperatur am Injektor und die dadurch hervorgerufene Erwärmung des Kraftstoffs verringern sich die Viskosität und damit der Öffnungsverzug. Bei Vergleich der beiden Strahlentwicklungen fällt auf, dass Dieselmkraftstoff einen noch größeren Spraywinkel erzeugt. Rapsölkraftstoff generiert weiterhin einen relativ spitzen Winkel und anhand der letzten beiden Aufnahmen ist bereits eine größere Eindringtiefe als bei Dieselmkraftstoff beobachtbar.

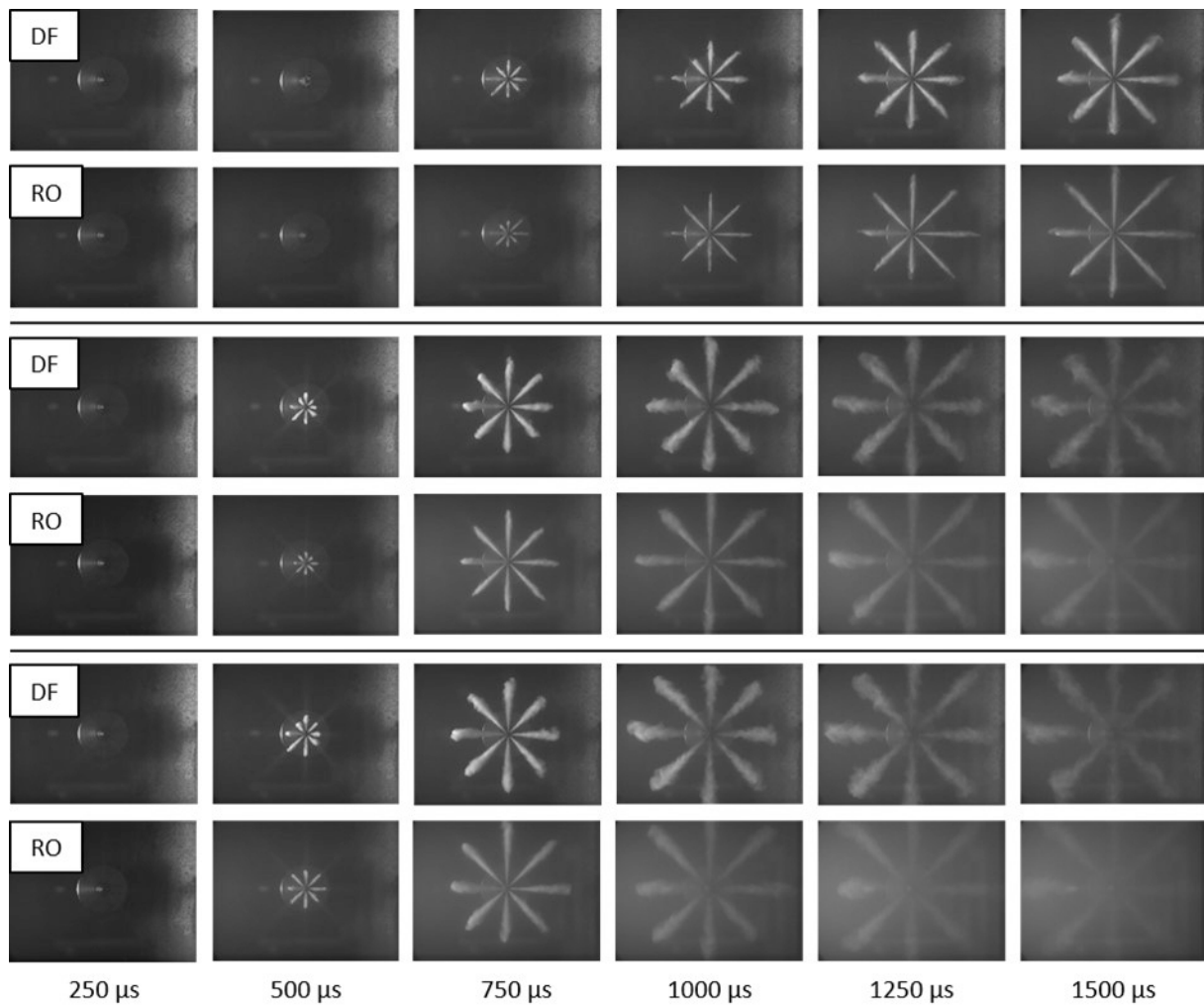


Abbildung 30: Streulichtaufnahmen mit Diesel- und Rapsölkraftstoff bei einem Kammerdruck von 20 bar und einer Kammertemperatur von 200 °C (oben: $p_{\text{Rail}} = 30 \text{ MPa}$; Mitte: $p_{\text{Rail}} = 90 \text{ MPa}$; unten: $p_{\text{Rail}} = 150 \text{ MPa}$)

Mit Steigerung des Raildrucks sind weitere positive Effekte ersichtlich. Nun ist auch mit Rapsölkraftstoff ein größerer Spraywinkel zu sehen und die Vernebelung der Kammer nimmt zu. Hier kommt nun zusätzlich die Temperatur zum Tragen, die die Viskosität, aber auch die Oberflächenspannung senkt. Die Kammertemperatur von 200 °C stellt im Vergleich zur Kompressionsendtemperatur noch ein geringes Temperaturniveau dar. Im realen Motor sind deshalb noch weitaus bessere Bedingungen zu erwarten. Bei niedrigen Lasten und den dazu meist vorliegenden niedrigen Einspritzdrücken ist dennoch von einem verminderten Strahlaufbruch und demnach einer schlechteren Verbrennungsqualität auszugehen. Bei der Streulichtmethode ist zu beachten, dass nur flüssige Anteile des Strahls visualisiert werden.

5.3.2 Schlierenaufnahmen

Um den Einfluss der Temperatur bei den vorliegenden Bedingungen auf mögliche Verdampfungsphänomene übertragen zu können, wurde zusätzlich die Schlierenmethode herangezogen. Für die Verifizierung wurde die Kammertemperatur erneut auf Umgebungstemperatur belassen und in einer zweiten Messreihe auf die Maximaltemperatur von 200 °C erwärmt. Ergebnisse für die unbeheizte Kammer sind in Abbildung 31 und für die temperierte Kammer in Abbildung 32 dargestellt.

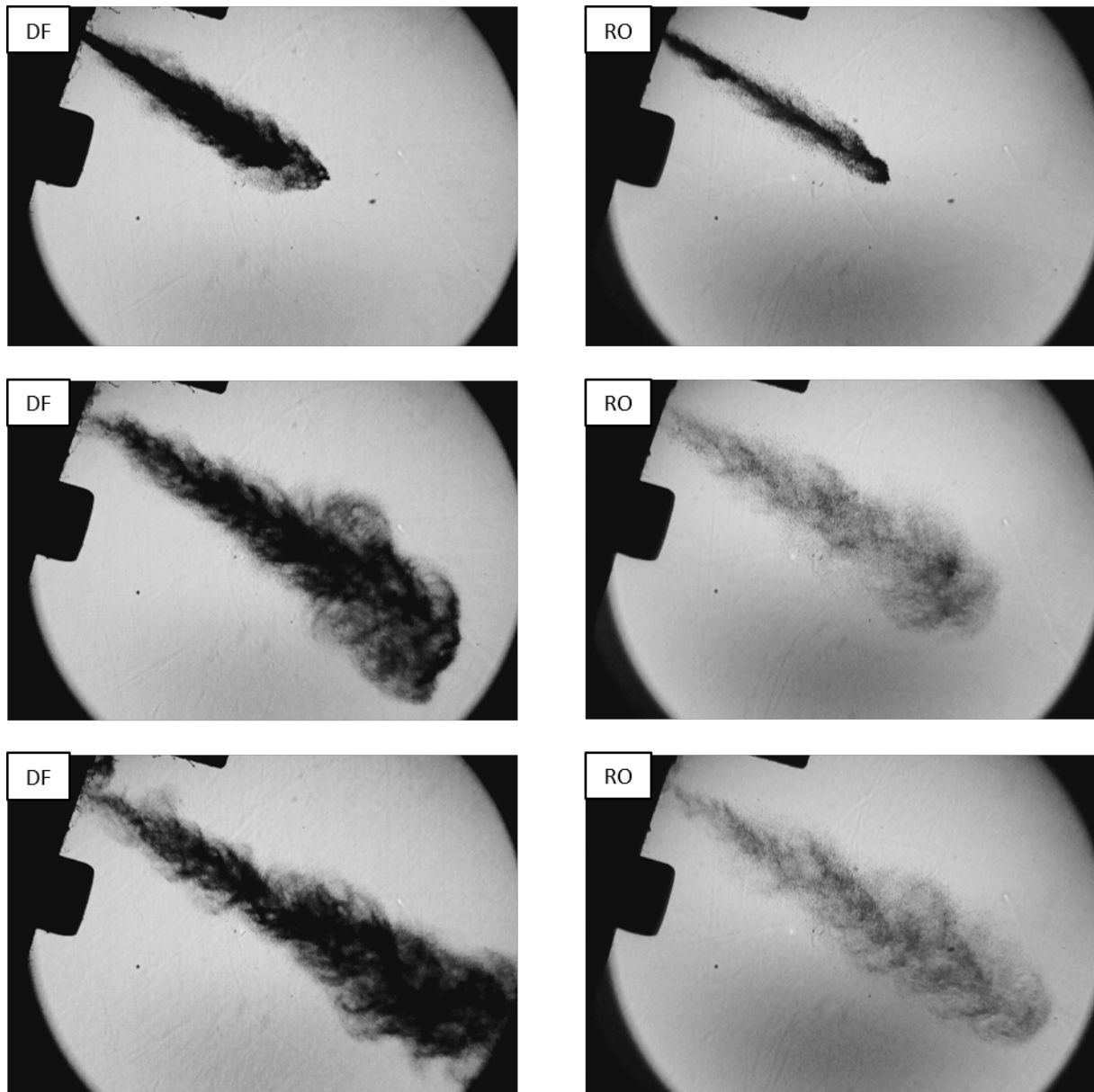


Abbildung 31: Schlierenaufnahmen mit Diesel- und Rapsölkraftstoff bei einem Kammerdruck von 20 bar, unbeheizter Kammer und einem Aufnahmezeitpunkt 1,5 ms nach elektrischer Injektoransteuerung (oben: $p_{\text{Rail}} = 30 \text{ MPa}$; Mitte: $p_{\text{Rail}} = 90 \text{ MPa}$; unten: $p_{\text{Rail}} = 150 \text{ MPa}$)

Die Aufzeichnung erfolgt mit einer Highspeed-Kamera. Die dargestellten Einzelaufnahmen sind zum Zeitpunkt 1500 μs nach elektrischem Ansteuerbeginn entstanden. Dies entspricht dem Zeitpunkt der letzten Aufnahme bei der Streulichtmethode. Insgesamt werden 10 ms mit der Kamera aufgenommen. Jedoch ist bereits in den abgebildeten Aufnahmen mit höherem Kraftstoffdruck zu sehen, dass sich der Strahl außerhalb des Bildbereichs fortbewegt. Dennoch soll die Ausbildung des Strahls in Analogie zu den Streulichtaufnahmen erfolgen. Die Injektoransteuerdauern wurden identisch zu den Versuchen aus Abschnitt 5.3.1 gewählt.

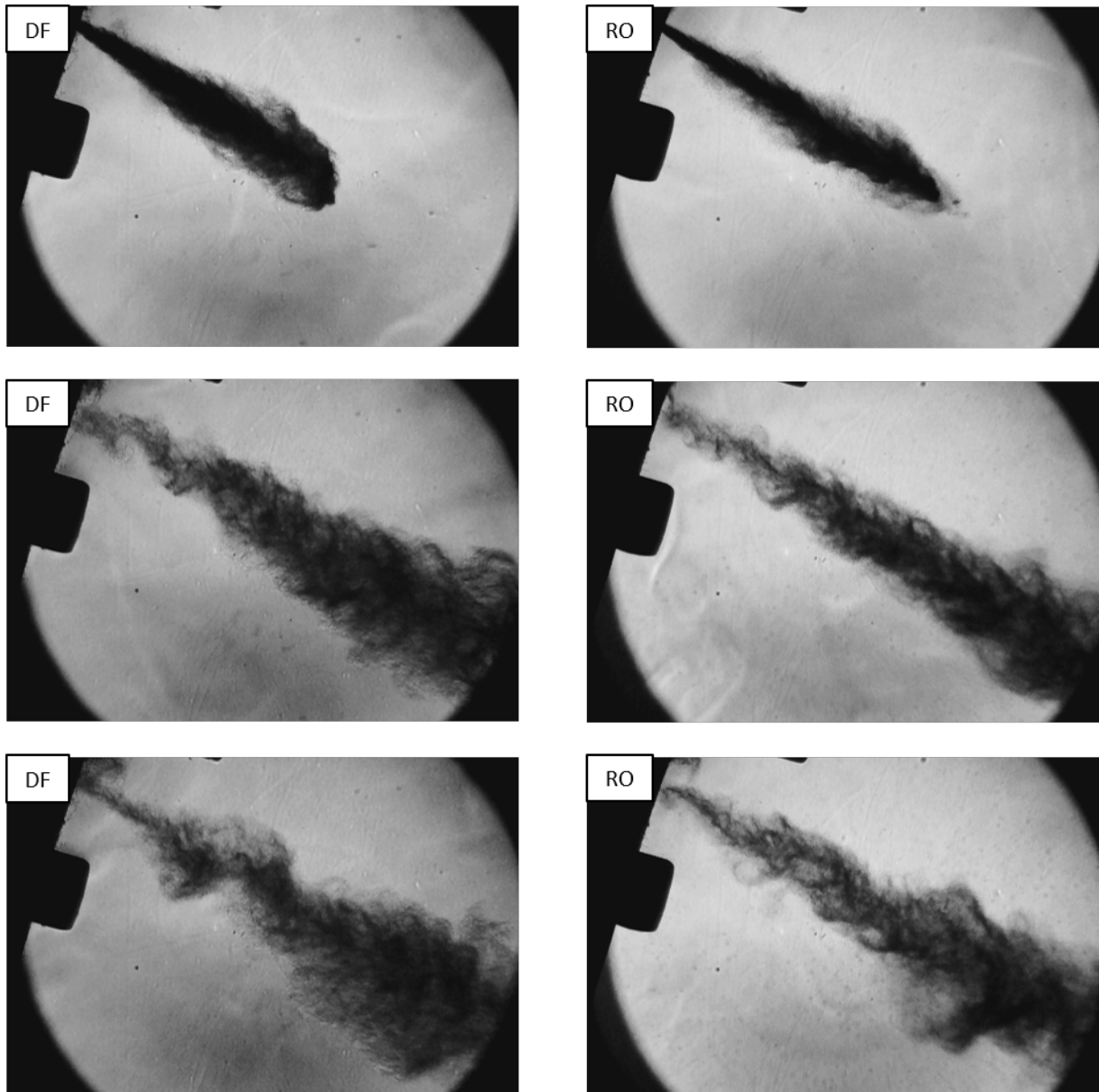


Abbildung 32: Schlierenaufnahmen mit Diesel- und Rapsölkraftstoff bei einem Kammerdruck von 20 bar, einer Kammertemperatur von 200 °C und einem Aufnahmezeitpunkt 1,5 ms nach elektrischer Injektoransteuerung (oben: $p_{\text{Rail}} = 30 \text{ MPa}$; Mitte: $p_{\text{Rail}} = 90 \text{ MPa}$; unten: $p_{\text{Rail}} = 150 \text{ MPa}$)

Durch die Untersuchung eines kleineren Bildbereichs können lokale Phänomene noch detaillierter dargestellt werden. Vor allem die Auswirkungen der Temperatur auf den Strahlzerfall und die Einspritzmenge werden nochmals wesentlich verdeutlicht. Bei nicht beheizter Kammer ist vor allem bei den geringen Ansteuerdauern bei Raildrücken von 90 MPa und 150 MPa eine stark verringerte Menge an Rapsölkraftstoff vorhanden.

Bei niedrigem Raildruck von 30 MPa und unbeheizter Kammer wird zudem die sehr kompakte Form des Strahls deutlich. Während sich Dieselkraftstoff bereits kegelförmig ausbildet, erfährt der Rapsölstrahl kaum eine radiale Aufweitung. Stattdessen dringt er zylindrisch in den Raum ein. Da für beide Kraftstoffe keine Bedingungen für eine Verdampfung vorliegen, sind dementsprechend in diesen Aufnahmen keine Schlieren erkennbar.

Anders bei der beheizten Kammer: Bei den höheren Kraftstoffdrücken von 90 MPa und 150 MPa sind an den Randbereichen des Dieselsprays Schlieren und damit ein Phasenübergang des Kraftstoffs erkennbar. Im weiteren zeitlichen Verlauf werden diese Erscheinungen weiter ausgebildet. Auch bei niedrigem Kraftstoffdruck sind zu späteren Zeitpunkten Schlieren nachzuweisen. In der in Abbildung 32 dargestellten Aufnahme ist der Strahlauflbruch noch nicht ausreichend fortgeschritten. Die Temperatur und die feine Zerstäubung sorgen bei diesen Bedingungen für den Phasenübergang der siedenden Anteile.

Für Rapsölkraftstoff hingegen ist zu keinem Zeitpunkt die Entstehung von Schlieren innerhalb des Sprays erkennbar. Die im Hintergrund vorhandenen thermischen Schlieren wurden abgebildet. Das weist auf eine korrekte Ausrichtung der optischen Bauteile des Experiments hin. Die vorhandenen Fettsäureketten benötigen demnach allesamt höhere Temperaturen für die Verdampfung. Dennoch ist ein wesentlicher Unterschied zur Einspritzmenge und zum Strahlauflbruch im Vergleich zur unbeheizten Kammer zu sehen. Besonders bei einem Raildruck von 30 MPa sind ein größerer Spraywinkel und damit eine verbesserte Interaktion mit der Umgebungsluft vorhanden. Die Auffächerung des Rapsstrays nähert sich derjenigen von Dieselkraftstoff an, der Spraywinkel ist aber weiterhin kleiner. Bei höheren Temperaturen ist dennoch zu erwarten, dass eine weitere Annäherung an den Ablauf mit Dieselkraftstoff stattfindet. Durch die höheren Siedetemperaturen von Rapsölkraftstoff ist aber auch hier mit einem zeitlichen Verzug gegenüber Dieselkraftstoff zu rechnen.

5.3.3 Fazit

Die optischen Untersuchungen an der Hochdruck-Hochtemperatur-Kammer zeigen, dass Rapsölkraftstoff grundsätzlich einen geringeren Spraywinkel als Dieselkraftstoff ausbildet. Auch hier wirken sich die höheren Bindungskräfte von Rapsölkraftstoff auf die Strahlausbreitung aus. Bei niedrigen Raildrücken und geringer Kammertemperatur bleibt der Strahlkern sehr kompakt. Mit Erhöhung des Raildrucks sowie der Kraftstoff- und Kammertemperatur kann die radiale Ausbreitung erhöht und dadurch die Gemischaufbereitung verbessert werden. Mit Anwendung der Schlierenmethode konnte überdies gezeigt werden, dass Rapsölkraftstoff auch unter Temperatur- und Druckbeaufschlagung erst bei höheren Temperaturen als Dieselkraftstoff verdampft. Bei einer maximal eingestellten Kammertemperatur von 200 °C konnten mit Dieselkraftstoff bereits Phasenübergänge identifiziert

werden. Mit Rapsölkraftstoff konnte keine Ausbildung von Schlieren beobachtet werden. Die herrschenden Temperaturzustände im realen Motor nach Verdichtungsende bewegen sich in höheren Bereichen, in denen dann auch eine Verdampfung von Rapsölkraftstoff stattfindet.

5.4 Advanced Fuel Ignition Delay Analyzer (AFIDA)

Die Ergebnisse zum Zünd- und Verbrennungsverhalten von Pflanzenölkraftstoff im Vergleich zu Dieselkraftstoff werden im Folgenden dargestellt.

5.4.1 Einfluss von Einspritzmenge und Einspritzdruck auf das Zündverhalten

Die gemessenen Zündverzögerungen der gewählten Betriebspunkte 1 bis 12 in Tabelle 19 zeigen, dass die Einspritzmenge gegenüber dem Einspritzdruck keinen wesentlichen Einfluss auf die Induktionszeit aufweist. Um deren Auswirkungen dennoch quantifizieren zu können, wurde eine separate Einspritzmengenvariation unabhängig von den nachgebildeten Motorbetriebspunkten durchgeführt (Abbildung 33). Die angegebenen Standardabweichungen wurden aus den zwölf Messungen einer Messreihe ermittelt und betragen relativ betrachtet unter 2 %. Hieraus kann die allgemein gute Reproduzierbarkeit der Zündverzögerungen abgeleitet werden.

Abbildung 33 zeigt eine deutliche Reduzierung des Zündverzugs mit Erhöhung des Einspritzdrucks. Die gemessenen Zündverzögerungen steigen jedoch nur schwach mit der Ansteuerdauer beziehungsweise der Einspritzmenge. Am Beispiel der Werte für Rapsölkraftstoff bei einem Kraftstoffdruck von 800 bar wurde eine lineare Regressionslinie (rot eingezeichnet) bestimmt. Die Steigung der Geraden beträgt bei den eingestellten Randbedingungen 0,174 ms/ms. Dies bedeutet, dass sich der Zündverzug für eine deutliche Verlängerung der Ansteuerdauer um 1 ms nur um etwa 0,17 ms verlängert. Würde das 1,5-bar-Kriterium herangezogen werden, fiel diese Steigerung noch geringer aus. Die Vergleichswerte für Dieselkraftstoff bei einem Einspritzdruck von 800 bar verhalten sich wie jene von Rapsölkraftstoff.

Tabelle 19: Zündverzögerung (0,2-bar-Kriterium) von Rapsöl- und Dieselkraftstoff in den Betriebspunkten 1 bis 12 bei einem Kammerdruck von 30 bar und einer Kammertemperatur von 600 °C

Betriebspunkt	Einspritzdruck in bar	Einspritzmenge in mg	Zündverzug RÖ in ms	Standardabweichung in ms	Zündverzug DK in ms	Standardabweichung in ms
BP1	625	25	2,07	0,021	1,96	0,010
BP2	950	25	1,73	0,025	1,75	0,019
BP3	1075	26	1,62	0,022	1,69	0,031
BP4	1250	27	1,53	0,024	1,57	0,011
BP5	1300	29	1,51	0,022	1,55	0,015
BP6	1275	31	1,58	0,020	1,56	0,009
BP7	900	60	1,87	0,026	1,84	0,014
BP8	975	58	1,81	0,016	1,84	0,019
BP9	1100	62	1,74	0,024	1,79	0,014
BP10	1175	63	1,73	0,023	1,74	0,012
BP11	1500	67	1,58	0,024	1,64	0,015
BP12	1525	70	1,59	0,030	1,62	0,007

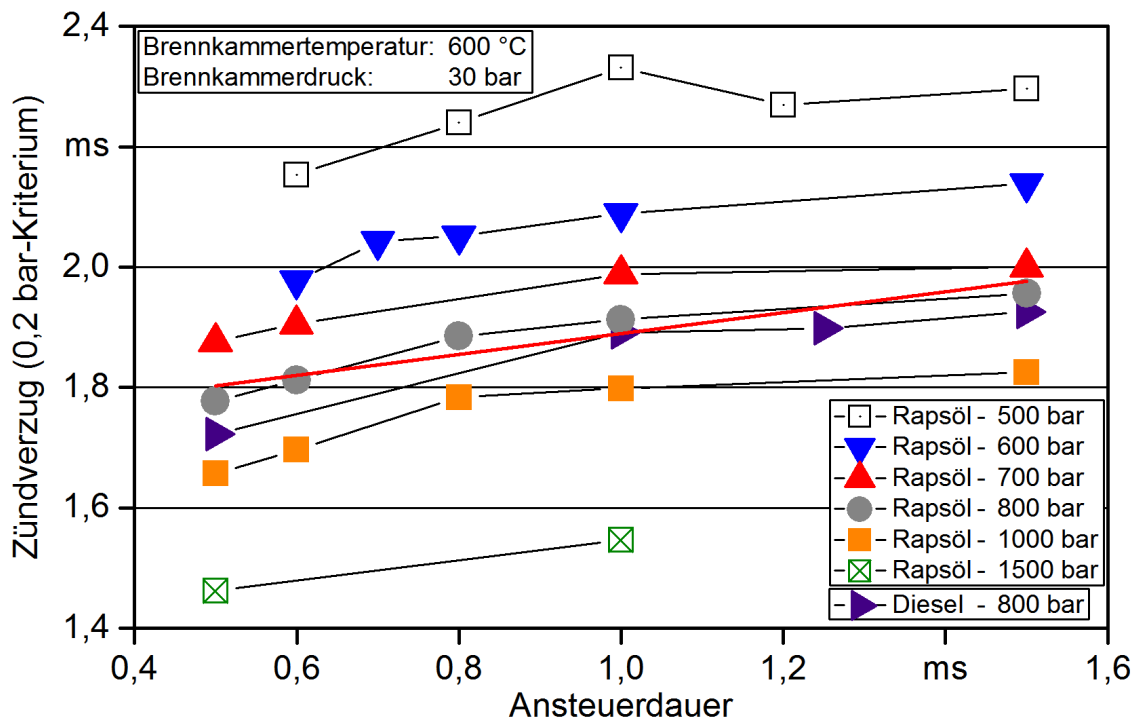


Abbildung 33: Zündverzögerungswerte von Rapsölkraftstoff bei verschiedenen Einspritzdrücken und von Dieselkraftstoff bei 800 bar, bei einer Brennkammertemperatur von 600 °C und einem -druck von 30 bar in Abhängigkeit von der Ansteuerdauer des Injektors

Um den geringen Einfluss der Einspritzmenge auszublenden, wurden zusätzlich Messreihen bei konstanter Einspritzmenge durchgeführt. Relevanz besitzen diese Messwerte vor allem hinsichtlich eines Vergleichs der Brenndauern, die in der Regel mit der Einspritzmenge steigen. Die zugehörigen Ergebnisse werden in den späteren Abschnitten dargestellt. Die relativen Kammerdruckkurven in Abbildung 34 bei gleichen Einspritzmengen unterstreichen den beschriebenen positiven Einfluss höherer Einspritzdrücke auf die Gemischbildung und somit auf den Zündverzug sowie den Brennverlauf. Zudem wird deutlich, dass Rapsölkraftstoff in den vorliegenden Betriebspunkten, die mit 10 bar höherem Brenn-kammerdruck, also mit 40 bar, durchgeführt wurden, schneller zündet als Dieselmkraftstoff.

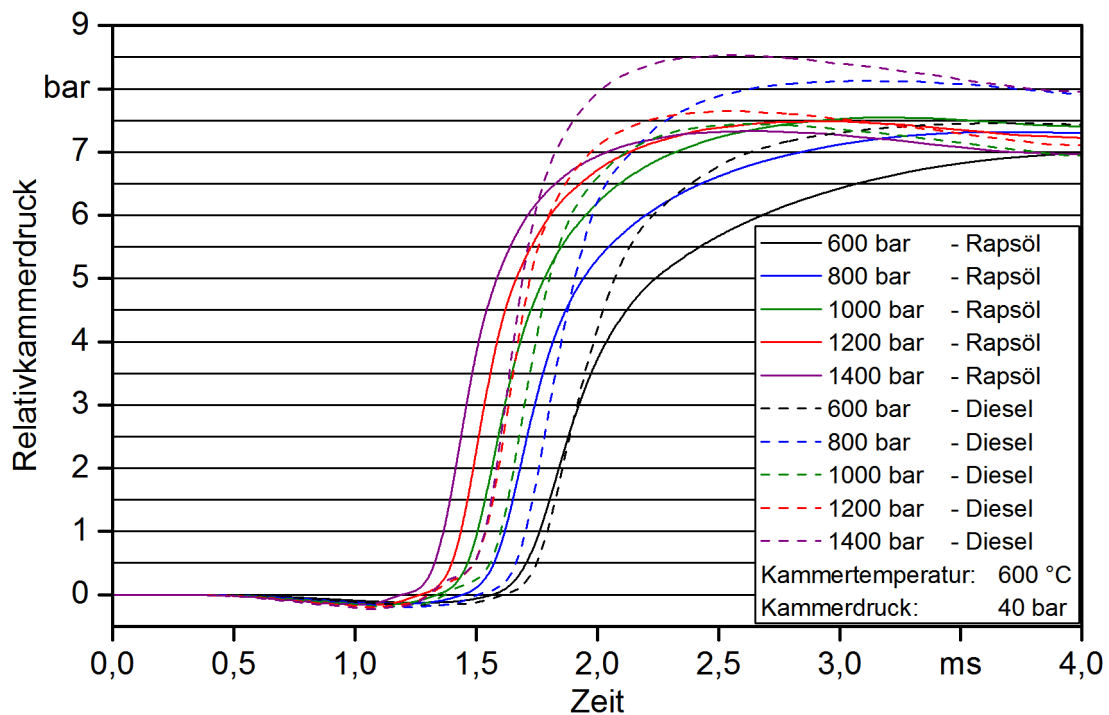


Abbildung 34: Druckverlaufskurven von Rapsöl- und Dieselmkraftstoff bei unterschiedlichen Einspritzdrücken, gleicher Einspritzmenge, einer Brennkammertemperatur von 600 °C und einem -druck von 40 bar

Der Einfluss des Einspritzdrucks zeigt sich ebenso bei näherer Betrachtung des Betriebspunkts 1. Der Zündverzug ist bei diesem als niedrig einzustufenden Einspritzdruck von 625 bar für Rapsöl- länger als für Dieselmkraftstoff. Dieser Unterschied kann durch eine Erhöhung des Kraftstoffdrucks auf 700 bar bei gleichbleibender Einspritzmenge (rote Kurve in Abbildung 35) etwas kompensiert werden. Aufgrund des resultierenden kürzeren Zündverzugs und der damit einhergehenden zusätzlichen Verringerung des Vormischanteils wird die Brenngeschwindigkeit tendenziell verlangsamt, was unter Umständen nicht gewünscht ist. Die niedrigen Enddrücke von Rapsöl- im Vergleich zum Dieselmkraftstoff können auf den geringeren Heizwert und eventuell auch auf eine unvollständige Verbrennung zurückgeführt werden.

Die Ergebnisse zeigen am Beispiel des Niedriglastbetriebspunkts BP 1, dass durch eine Erhöhung des Einspritzdrucks eine Verkürzung des Zündverzugs erreicht werden kann. Jedoch steigen damit das Antriebsmoment der Pumpe und der Energieverlust im Einspritzsystem. Zudem müssen weitere Auswirkungen berücksichtigt werden, wie zum Beispiel der gesamte Brennverlauf und die Strahleindringtiefe, die zur Wandbenetzung führen kann. Optische Untersuchungen an einer Einspritzkammer mit einem baugleichen Injektor (siehe Abschnitt 5.3.1) zeigen, dass der Strahlkegel von Rapsöl- im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff stärker eingeschnürt ist und somit weiter in den Brennraum gelangt. Dieses unterschiedliche Verhalten von Rapsöl- und Dieselmotorkraftstoff wurde auch bei Verwendung anderer Injektoren beobachtet [61] [16].

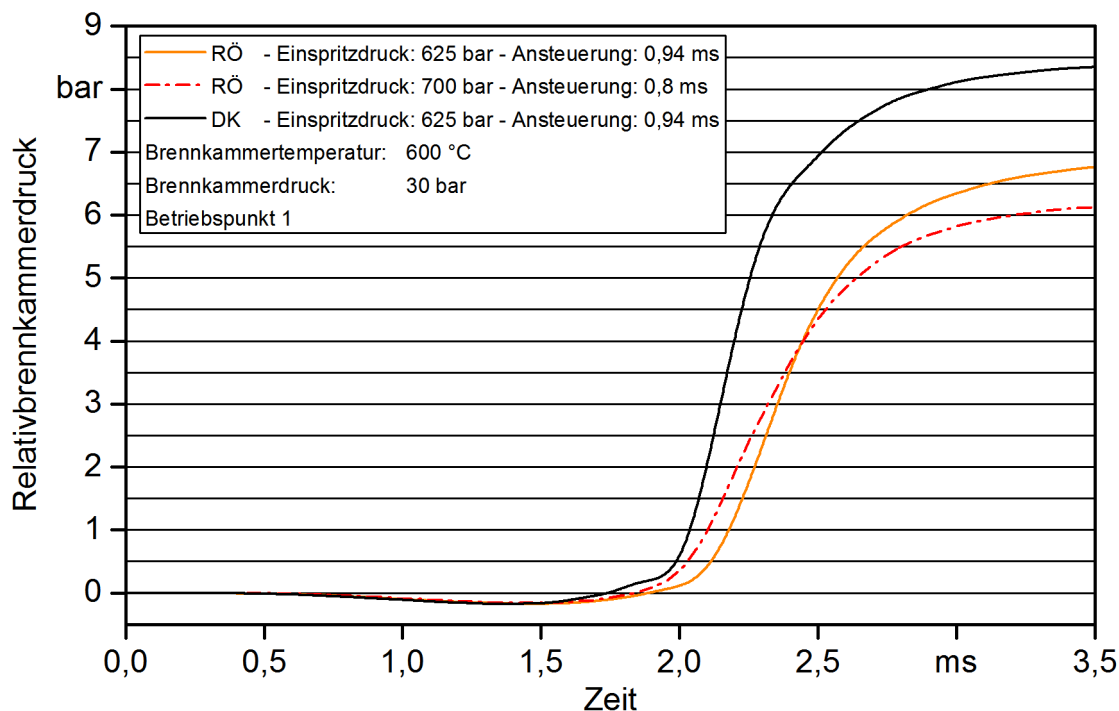


Abbildung 35: Druckverlaufskurven von Rapsöl- und Dieselmotorkraftstoff im Betriebspunkt 1 inklusive einer Einspritzdruckerhöhung für Rapsöl bei einem Einspritzkammerdruck von 30 bar und einer -temperatur von 600 °C

Grundsätzlich ist ein verstärkter Fokus der Untersuchungen auf niedrige Einspritzdrücke sinnvoll, da hier die kritischeren Bedingungen für eine gute Zündung und Verbrennung von Pflanzenöl zu finden sind und demnach hier größerer Handlungsbedarf in der Änderung der Applikation besteht [31]. Wie Abbildung 34 verdeutlicht, zündet Rapsölkraftstoff für Einspritzdrücke bis 800 bar unter den gegebenen Randbedingungen mit geringem Kammerdruck und eher niedrigen Temperaturen durchwegs später als Dieselmotorkraftstoff. Besonders bei 550 °C ergeben sich stark unterschiedliche Einspritzdrücke für eine vergleichbare Zündgeschwindigkeit der Kraftstoffe. So führt ein Einspritzdruck von 400 bar für Dieselmotorkraftstoff zu einem gleichen Zündverzugsbeginn wie für Rapsölkraftstoff, der mit 600 bar zerstäubt wurde.

Zudem sind die Druckgradienten der Verbrennung des Pflanzenöls etwas flacher. Die Unterschiede zwischen den beiden Kraftstoffen steigen mit sinkender Kammer Temperatur. Das Verhalten weist auf eine langsamere Brenngeschwindigkeit in den untersuchten Betriebspunkten hin, obwohl Rapsölkraftstoff bei längerem Zündverzug auch eine längere Zeit zur Homogenisierung und Bildung eines ausgeprägten Vormischanteils zur Verfügung hätte, sofern der hydraulische Verzug nicht überproportional länger ist als für Diesel. Messungen am hydraulischen Druckanstiegsanalysator zeigen hierzu zum Beispiel für einen Einspritzdruck von 600 bar einen um 0,10 ms längeren Öffnungsverzug des Injektors von Rapsöl- gegenüber Dieseldieselkraftstoff. Bei einem Kraftstoffdruck von 1400 bar reduziert sich der Unterschied auf 0,05 ms. Diese Werte wurden für eine Kraftstofftemperatur von 65 °C ermittelt. Mit höheren Temperaturen nähern sich die Viskosität der Kraftstoffe und somit auch der Unterschied im hydraulischen Verzug an.

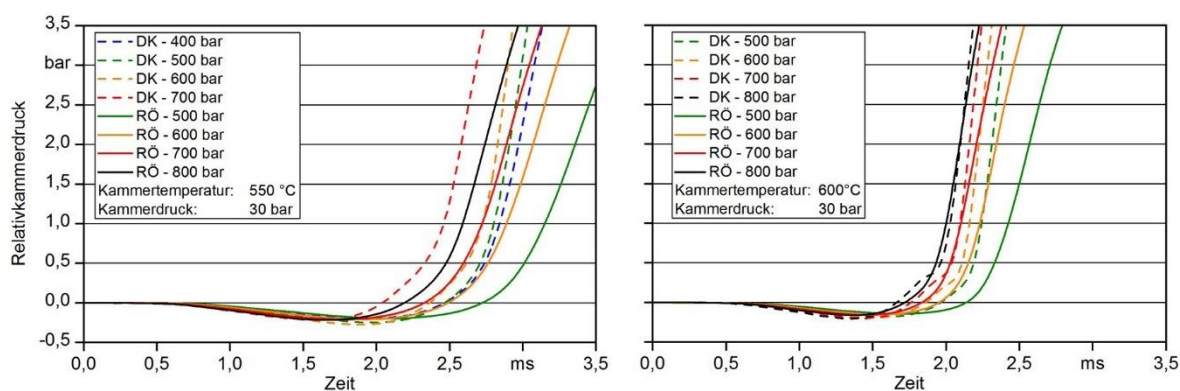


Abbildung 36: *Druckverlaufskurven von Rapsöl- und Dieseldieselkraftstoff bei niedrigen Einspritzdrücken bis 800 bar, einem Brennkammerdruck von 30 bar und -temperaturen von 550 °C und 600 °C; Ansteuerdauer beträgt 1 ms*

Neben dem Einfluss des Verbrennungsbeginns beziehungsweise der Homogenisierungszeit auf die Druckänderungsrate lässt sich vor allem für Rapsölkraftstoff eine Abnahme der Druckänderungsrate mit sinkendem Einspritzdruck feststellen, was auf dessen Einfluss auf die Gemischaufbereitung zurückzuführen ist. Dies lassen beispielsweise die Druckkurven in Abbildung 35 und Abbildung 36 erkennen. Durch geringen Einspritzdruck vermindert sich die Zerstäubungsgüte des eingespritzten Pflanzenöls, es entstehen größere Kraftstofftropfen und ein engerer Kraftstoffstrahl. Beides beeinträchtigt die Mischung des Kraftstoffs mit Luft und reduziert die verfügbare Oberfläche zur Verdampfung des Öls. Damit verlängert sich die Zeitspanne, bis sich ein zündfähiges Pflanzenöl-Luft-Gemisch ausbildet. Folglich verschiebt sich der Verbrennungsbeginn in Richtung eines späteren Zeitpunkts. Dadurch homogenisiert sich das Pflanzenöl-Luft-Gemisch zunehmend mit der Zeit. Bei dem späten Einsetzen der Verbrennung stehen weniger Zonen zur Verfügung, in denen das Pflanzenöl-Luft-Verhältnis für eine schnelle Oxidation optimal ist. Das Gemisch verbrennt weniger intensiv, wodurch eine längere Brenndauer oder unter Umständen sogar eine unvollständige Verbrennung resultiert [74].

In diesem Kontext stellt das Startverhalten des Motors eine besondere Herausforderung dar, denn die äußerst niedrigen Einspritzdrücke von etwa 300 bar zum Zeitpunkt des Motorstarts bedeuten selbst für vorgewärmten Rapsölkraftstoff sehr ungünstige Einspritz- und Zündbedingungen. Zusätzlich zum verlängerten hydraulischen Verzug, der ohne Anpassung der Parameter zu einer verkürzten Einspritzdauer und -menge führen würde, erschwert die mangelnde Rapsölsprayaufbereitung die Zündung und eine saubere Verbrennung. Die in Abbildung 37 dargestellte Messung bei 300 bar zeigt die Druckkurven von Rapsöl- und Diesel- sowie Biodiesekraftstoff (B100) als zusätzliche Vergleichsgröße.

Der Zündverzug von Rapsöl- ist gegenüber Diesekraftstoff und B100 deutlich länger und die Brenngeschwindigkeit langsamer. Biodiesel zündet schneller als fossiler Diesel. Hier zeigen sich die niedrigere Viskosität von Biodiesel im Vergleich zu Rapsölkraftstoff und zudem die allgemein hohe Zündwilligkeit von FAME aufgrund des chemischen Aufbaus, die tendenziell diejenige von Diesel übersteigt [75]. Die Messung legt nahe, dass selbst bei extrem niedrigem Einspritzdruck nicht nur die physikalische Gemischaufbereitung entscheidend ist, sondern auch die Molekülstruktur, was sich vorteilhaft für Biodiesel auswirkt. Der späten Zündung von Rapsölkraftstoff muss unter diesen Bedingungen durch eine Anpassung beispielsweise der Einspritzzeiten entgegengewirkt werden, um einen stabilen Start und Leerlauf des Motors sicherzustellen.

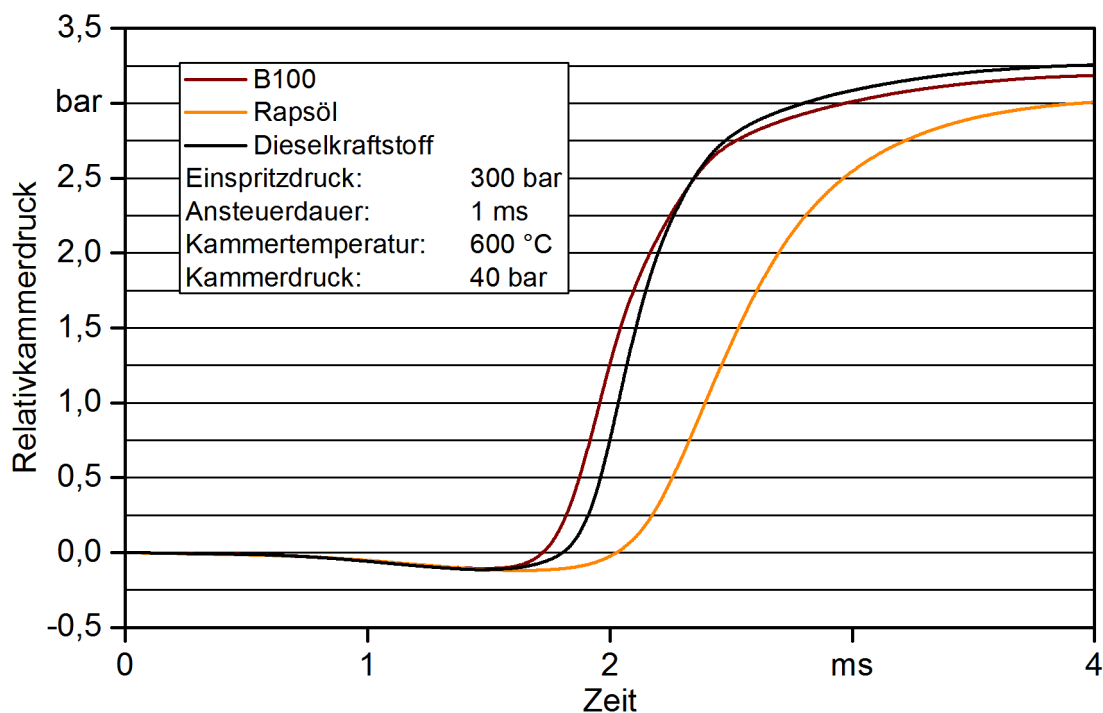


Abbildung 37: Druckverlaufskurven von Biodiesel (B100), Diesel- und Rapsölkraftstoff bei einem Einspritzdruck von 300 bar, einem Brennkammerdruck von 40 bar und einer -temperatur von 600 °C

5.4.2 Einfluss des Brennkammerdrucks auf das Zündverhalten

Mit Änderung des Brennkammerdrucks variiert zugleich das Luft- beziehungsweise Sauerstoffangebot im Brennraum, wodurch das Zündverhalten signifikant beeinflusst wird. Abbildung 38 verdeutlicht den Einfluss des Kammerdrucks auf den Zündverzug anhand der Ergebnisse für die Betriebspunkte 1 bis 4. Es zeigt sich für Rapsöl- wie auch für Dieselkraftstoff eine starke Abnahme des Zündverzugs mit steigendem Kammerdruck sowie steigendem Einspritzdruck. Die Sensitivität hinsichtlich des Einspritzdrucks ist hierbei erneut für Rapsöl- stärker als für Dieselkraftstoff. Dies wird auch bei Betrachtung des Betriebspunkts mit dem niedrigsten Einspritzdruck (BP 1) deutlich, bei dem der Zündverzug des Rapsöls im Vergleich zu Diesel bei niedrigen Kammerdrücken etwas länger dauert. Bei den weiteren Betriebspunkten mit höheren Kraftstoffdrücken wie auch bei höheren Kammerdrücken nähern sich die Zündverzüge der Kraftstoffe an beziehungsweise zündet Rapsöl- schneller als Dieselkraftstoff.

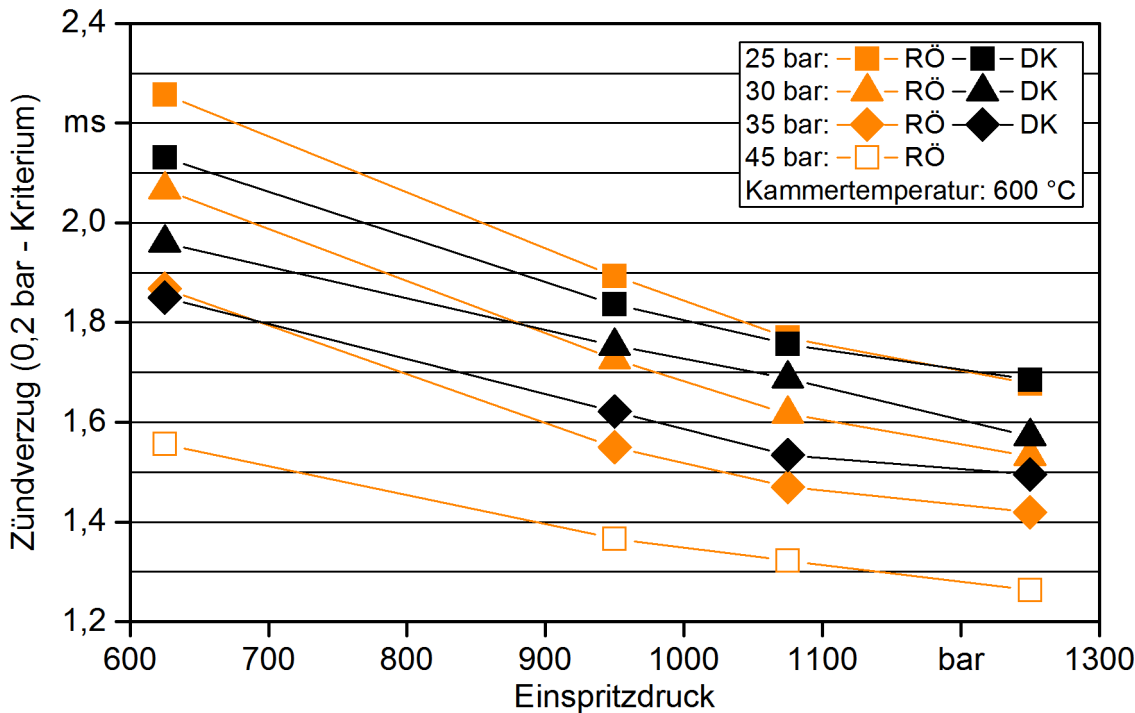


Abbildung 38: Einfluss des Brennkammerdrucks auf den Zündverzug der Betriebspunkte 1 bis 4 bei einer Brennkammertemperatur von 600 °C

Folgende Druckkurven in Abbildung 39 und Abbildung 40 von Rapsöl- und Dieselkraftstoff zeigen ebenso die frühere Zündung bei erhöhtem Brennkammerdruck sowie die durchwegs schnellere Zündung von Rapsöl- gegenüber Dieselkraftstoff, sofern der Einspritzdruck nicht kleiner als 1000 bar ist. Die Wärmefreisetzungsrate ist bei Rapsölkraftstoff jedoch etwas geringer als bei Dieselkraftstoff, wie aus den Steigungen der Kurven geschlossen werden kann. Dies kann primär auf die kürzere Durchmischungszeit mit der Verbrennungsluft aufgrund des kürzeren Zündverzugs von Rapsöl zurückgeführt werden. Vor dem

Hintergrund des längeren hydraulischen Verzugs (späterer Einspritzbeginn bei selbem Ansteuerbeginn des Injektors) sollte zudem bedacht werden, dass bei Annahme eines zeitgleichen Starts der Wärmefreisetzung der Kraftstoffe die Zündverzugs- und Homogenisierungszeit von Rapsölkraftstoff kürzer ist [17]. Auf die vor allem bei einem Einspritzdruck von 1000 bar in Abbildung 40 auffallende kurzzeitige Abflachung der Druckkurven bei Zündung von Diesel wird in Abschnitt 5.4.7 näher eingegangen. Die Messungen zeigen im Allgemeinen, dass beispielsweise durch eine Erhöhung des Ladedrucks eine Verkürzung des Zündverzugs im Motor erreicht werden kann.

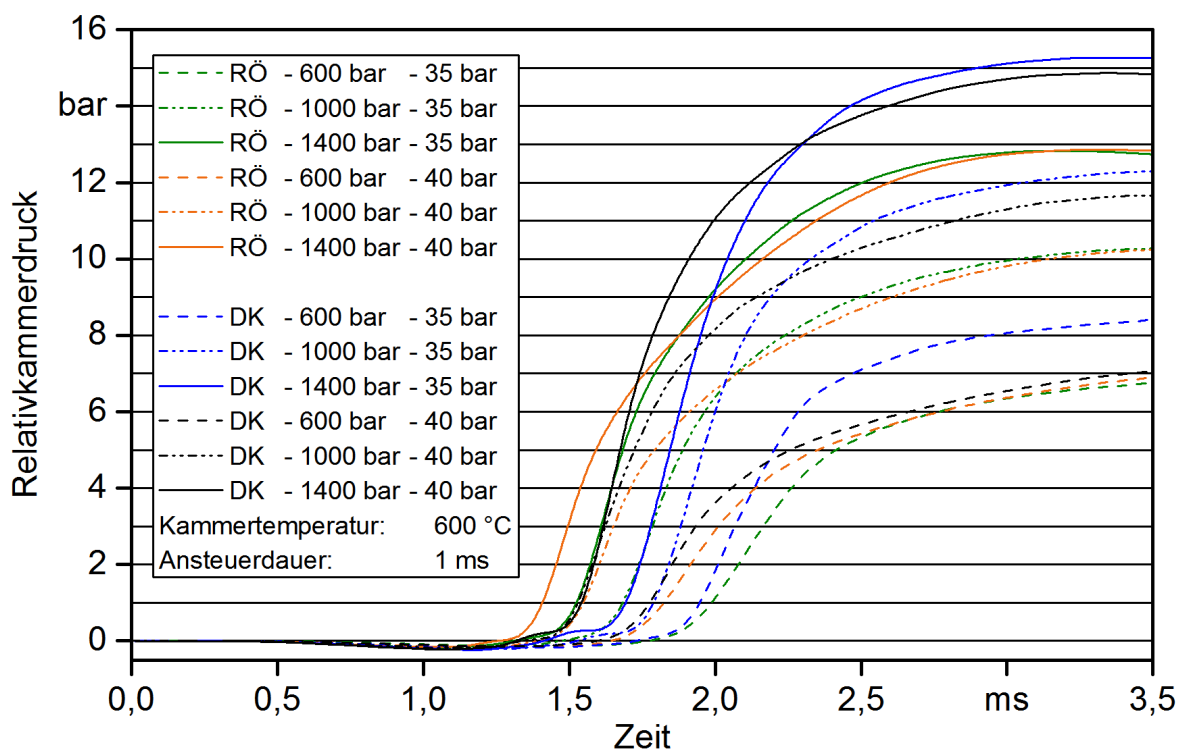


Abbildung 39: Druckverlaufskurven in der Brennkammer nach Einspritzung von Rapsöl- und Dieseldieselkraftstoff bei verschiedenen Einspritz- und Brennkammerdrücken

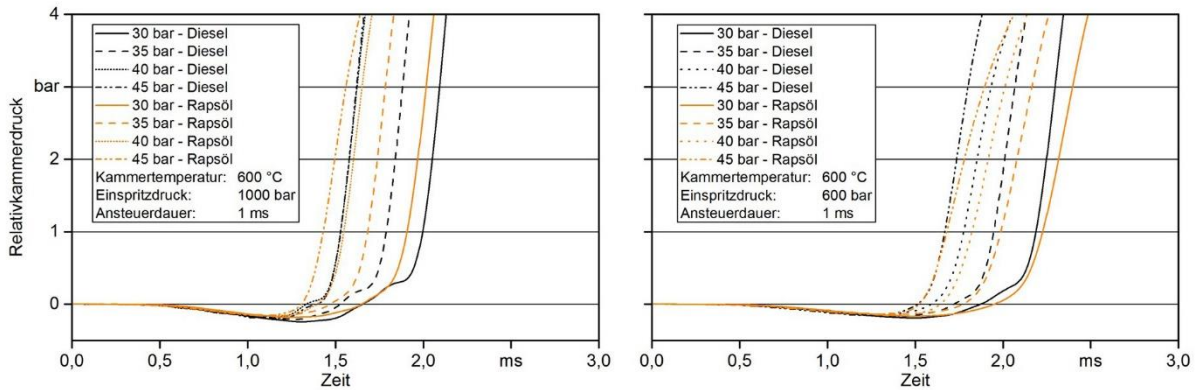


Abbildung 40: Druckverlaufskurven in den Zündphasen von Rapsöl- und Dieselkraftstoff unter Variation des Brennkammerdrucks von 30 bar bis 45 bar, bei einer -temperatur von 600 °C und Einspritzdrücken von 600 bar sowie 1000 bar

In Bezug auf die aus den Druckverlaufskurven ermittelten Brenndauern ist es aufgrund deren Abhängigkeit von der Einspritzmenge sinnvoll, die Brenndauern und die eingebrachte Kraftstoffenergie relativ zueinander zu betrachten. Die mittlere Brennrate ist somit der Quotient aus dem maximalen Relativkammerdruck als Maß für die Energiemenge und der Zeitspanne der Wärmefreisetzung.

Die Brenngeschwindigkeit steigt mit Erhöhung des Einspritzdrucks und ändert sich ebenso mit dem Kammerdruck. Die Rate verringert sich, wie Abbildung 41 zeigt, unter Umständen, sofern sich der Effekt des kürzeren Zündverzugs und der stärker diffusionskontrollierten Verbrennung stärker auswirkt als die größere Sauerstoffverfügbarkeit, die zunächst zu einer schnelleren Verbrennung führen würde. Besonders bei moderaten Einspritzdrücken von 800 bis 1200 bar lassen sich sowohl für Rapsöl- als auch für Dieselkraftstoff deutliche Unterschiede in der Brenngeschwindigkeit bei den Kammerdrücken 35 bar und 40 bar ableiten.

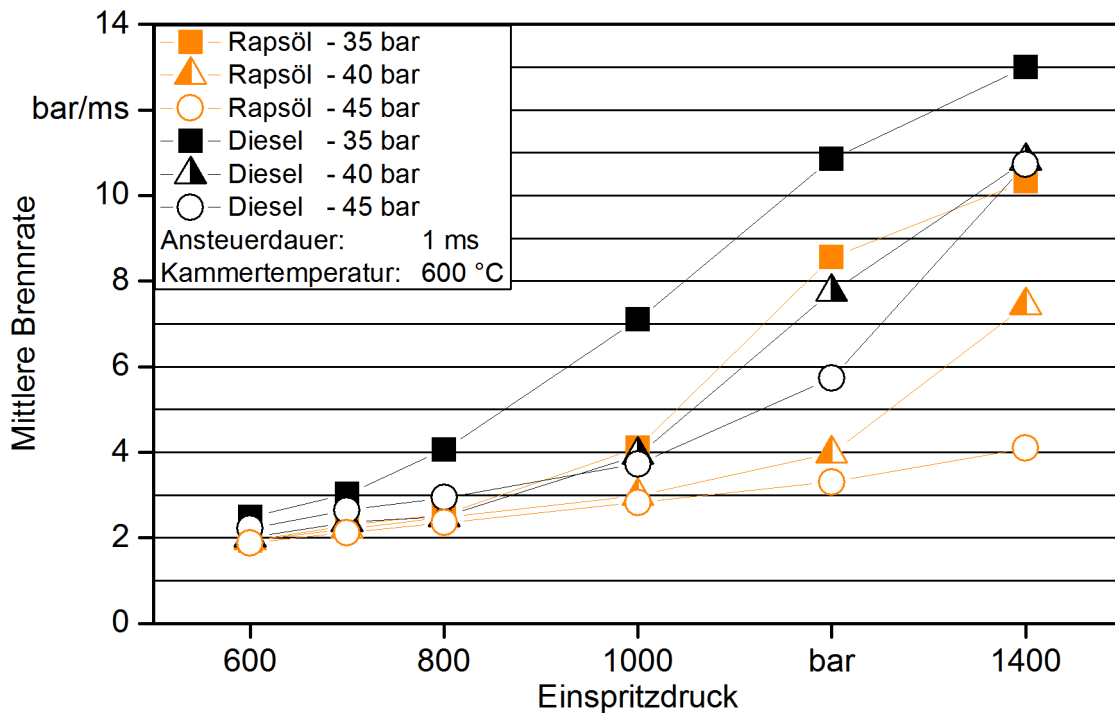


Abbildung 41: Mittlere Brennraten von Rapsöl- und Dieselkraftstoff für verschiedene Einspritz- und Brennkammerdrücke bei einer Brennkammertemperatur von 600 °C; Ansteuerdauer beträgt 1 ms

Ein höherer Brennkammerdruck fördert aufgrund des höheren Gegendrucks die Zerstäubung des Kraftstoffs und bewirkt einen breiteren Strahlkegelwinkel. Folglich wird schneller ein zündfähiges Pflanzenöl-Luft-Gemisch ausgebildet und zum Zündzeitpunkt steht letztlich eine größere Menge aufbereitetes Gemischs zur Verfügung. Dies fördert einen schnellen Druckanstieg, der wiederum für eine verstärkte Mischung des noch flüssigen Pflanzenöls mit heißer Brennraumluft sorgt und somit die Auswirkung der stark mischungskontrollierten Verbrennung nach einem kurzen Zündverzug auf die Brenngeschwindigkeit teilweise kompensieren kann. Dieser Zusammenhang gilt den Messungen zufolge jedoch nur bis zu einem gewissen Brennkammerdruck, hier bis 35 bar. Bei höheren Drücken wird der Zündverzug sehr kurz und somit auch der Anteil der vorgemischten Verbrennung klein, wodurch der Großteil der Menge diffusionskontrolliert und langsamer verbrennt.

5.4.3 Einfluss der Brennkammertemperatur auf das Zündverhalten

Die Temperatur der Luft, in die eingespritzt wird, ist von großer Bedeutung, da diese zum einen maßgeblich ist für die Verdampfungsgeschwindigkeit des Kraftstoffs beziehungsweise für die Wärmeübertragung auf die Tropfen und zum anderen auch die chemischen Reaktionsraten beeinflusst. Eine Erhöhung der Brennkammertemperatur führt somit zu einer Verkürzung des Zündverzugs. Das Zündverzugskennefeld in Abbildung 42 lässt erkennen, dass der Zündverzug von Rapsöl- gegenüber Dieselkraftstoff bei einem Kammerdruck von 45 bar durchgehend, selbst bei niedrigen Einspritzdrücken, kürzer ist. Allgemein verkürzt sich die Zündverzugszeit deutlich mit steigender Kammermeremperatur.

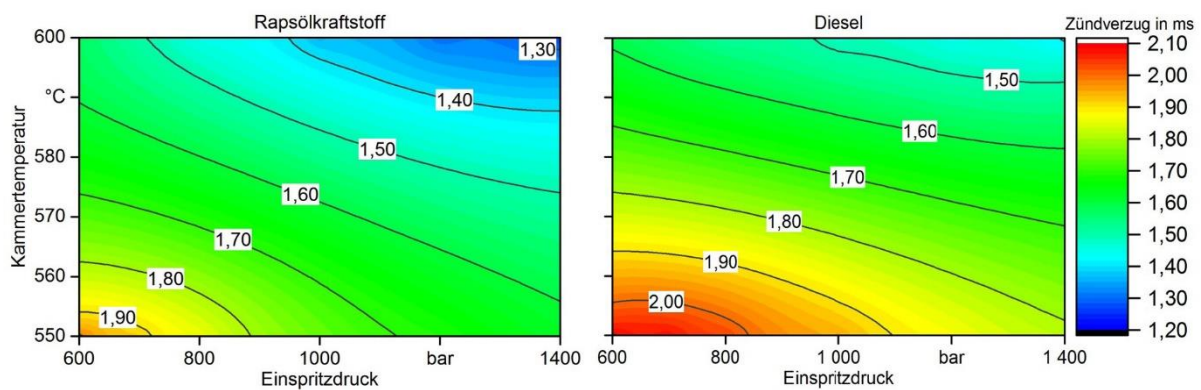


Abbildung 42: Gegenüberstellung der Zündverzugszeiten (0,2-bar-Kriterium) von Diesel- und Rapsölkraftstoff bei einem Brennkammerdruck von 45 bar und -temperaturen von 550 °C bis 600 °C; Ansteuerdauer beträgt 1 ms

Wie Abbildung 43 zeigt, führt unter den betrachteten Randbedingungen eine Erhöhung der Temperatur um 50 K von 550 °C auf 600 °C zu einer Verkürzung des Zündverzugs um durchschnittlich 0,3 ms mit einem tendenziell größeren Potenzial bei niedrigen Einspritzdrücken. Bei dem hier betrachteten Kammerdruck von 40 bar zündet Rapsölkraftstoff auch bei einer Kammermeremperatur von 550 °C schneller beziehungsweise bei niedrigen Kraftstoffdrücken mindestens genauso schnell wie Biodiesel und Dieselkraftstoff. Einzig bei einem Einspritzdruck von 600 bar in Verbindung mit einer Kammermeremperatur von 550 °C liegt der Zündverzug von Rapsölkraftstoff geringfügig höher.

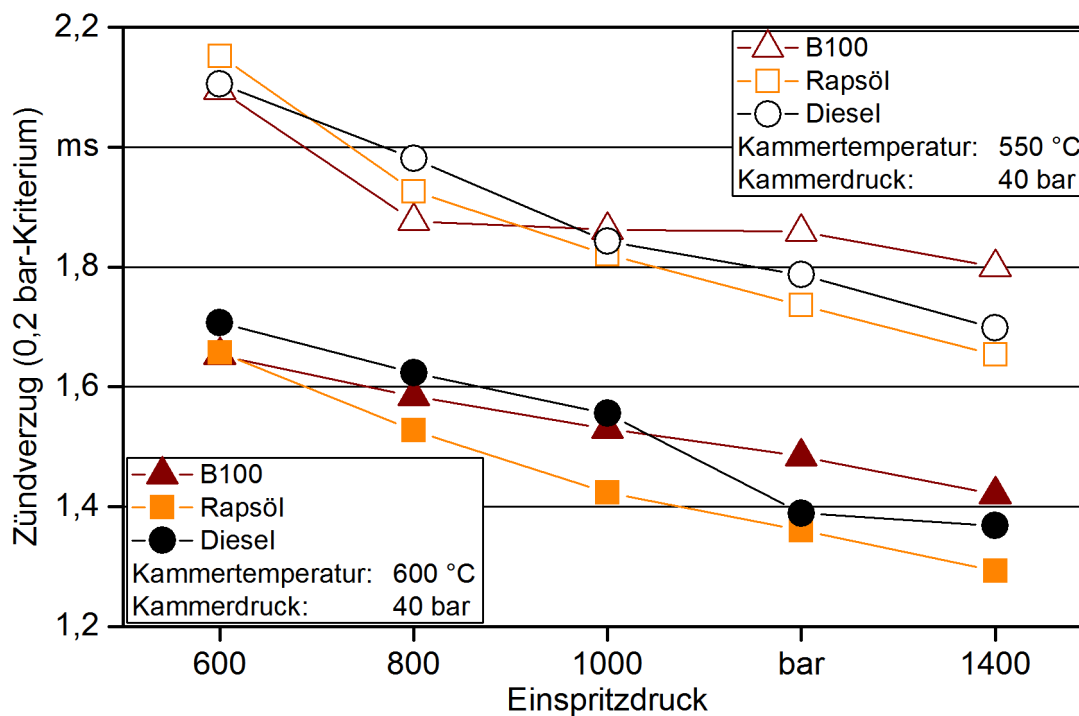


Abbildung 43: Zündverzögerung von Rapsöl-, Diesel- und Biodieselmotoren (Mengen jeweils 30 mg) in Abhängigkeit vom Einspritzdruck bei Brennkammertemperaturen von 550 °C und 600 °C sowie einem -druck von 40 bar

Anhand des Vergleichs der Druckverlaufskurven der Betriebspunkte 1 und 6 in Abbildung 44 zeigt sich für Diesel- und Rapsölkraftstoff eine Beschleunigung der Zündung mit Erhöhung der Temperatur. Bei der niedrigsten Temperaturstufe von 550 °C ergibt sich für Rapsölkraftstoff im Betriebspunkt 1 eine auffallend langsame Verbrennung, obwohl davon ausgegangen werden kann, dass der Vormischanteil der Verbrennung aufgrund des längeren Zündverzugs hoch ist. Auch die allgemein herabgesetzte Reaktionskinetik bei geringerer Temperatur ist für beide Kraftstoffe gleichermaßen nachteilig. Der entscheidende Unterschied liegt jedoch in der geringeren Verdampfungsneigung sowie mangelnden Gemischaufbereitung von Rapsöl. Dies wirkt sich besonders auf die Verbrennung von Rapsölkraftstoff bei niedrigeren Einspritzdrücken (BP 1) infolge der mangelnden Spraybildung und -verdampfung stark aus.

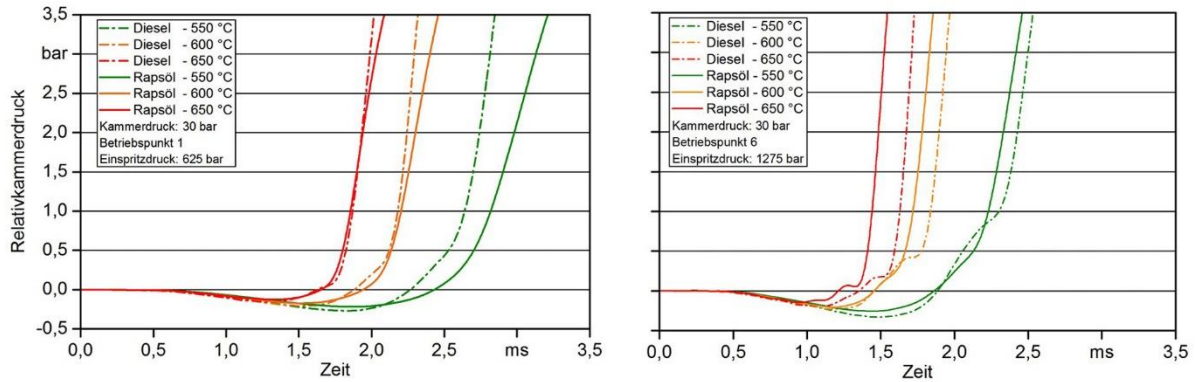


Abbildung 44: Druckverlaufskurven der Betriebspunkte 1 und 6 bei Brennkammertemperaturen von 550 °C, 600 °C sowie 650 °C und einem -druck von 30 bar

In Abbildung 45 sind die Differenzen der Zündverzugswerte von Rapsöl- und Dieselkraftstoff berechnet. Dadurch wird ersichtlich, unter welchen Bedingungen Rapsölkraftstoff schneller zündet als Diesel. Bei niedrigem Kammerdruck, niedriger -temperatur und vor allem bei niedrigem Einspritzdruck erfolgt die Zündung von Rapsölkraftstoff etwas langsamer. Bei höherer Temperatur sind die Zündverzüge von Rapsöl durchgehend kürzer. Bei erhöhter Brennkammertemperatur beschleunigt sich die Verdampfung und dadurch steigt die Geschwindigkeit der Gemischbildung. Deshalb nimmt der Einfluss der hinsichtlich der Verdampfung nachteiligen physikalischen Kraftstoffeigenschaften und des strukturellen Aufbaus des Pflanzenöls ab. Gleichzeitig nimmt die Reaktionsgeschwindigkeit zur Oxidation der Kohlenwasserstoffe exponentiell mit steigender Temperatur zu. Der Bereich einer schnelleren Zündung von Rapsölkraftstoff wächst, wenn zudem der Kammerdruck erhöht wird.

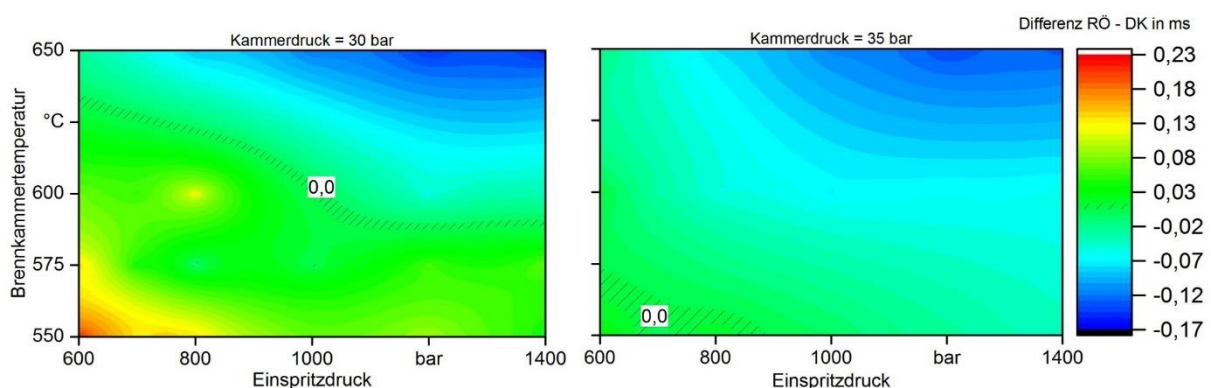


Abbildung 45: Differenzen der Zündverzüge (Rapsöl- minus Dieselkraftstoff) in Abhängigkeit von Brennkammertemperatur und Einspritzdruck bei einem Brenn-kammerdruck von 30 bar und 35 bar; Ansteuerdauer beträgt 1 ms

Um einen genaueren Vergleich der Brenndauern vornehmen zu können, wurde bei folgenden Messwerten in Abbildung 46 die Einspritzmenge konstant bei 30 mg pro Injektion für

verschiedene Einspritzdrücke gehalten. Die Ansteuerdauern nehmen von 1 ms für einen Einspritzdruck von 600 bar bis 0,6 ms für 1400 bar ab. Die Brenndauer ist hier definiert als die Zeitspanne zwischen der Umsetzung von 2 % und 97 % der gesamten freiwerdenden Energie. Zusätzliche Referenzmessungen mit Biodiesekraftstoff (B100) dienen der besseren Interpretierbarkeit der Messungen. Biodiesel ist im chemischen Aufbau reinem Pflanzenöl ähnlich, jedoch hinsichtlich der physikalischen Eigenschaften, vor allem der Viskosität, dem fossilen Diesel angepasst.

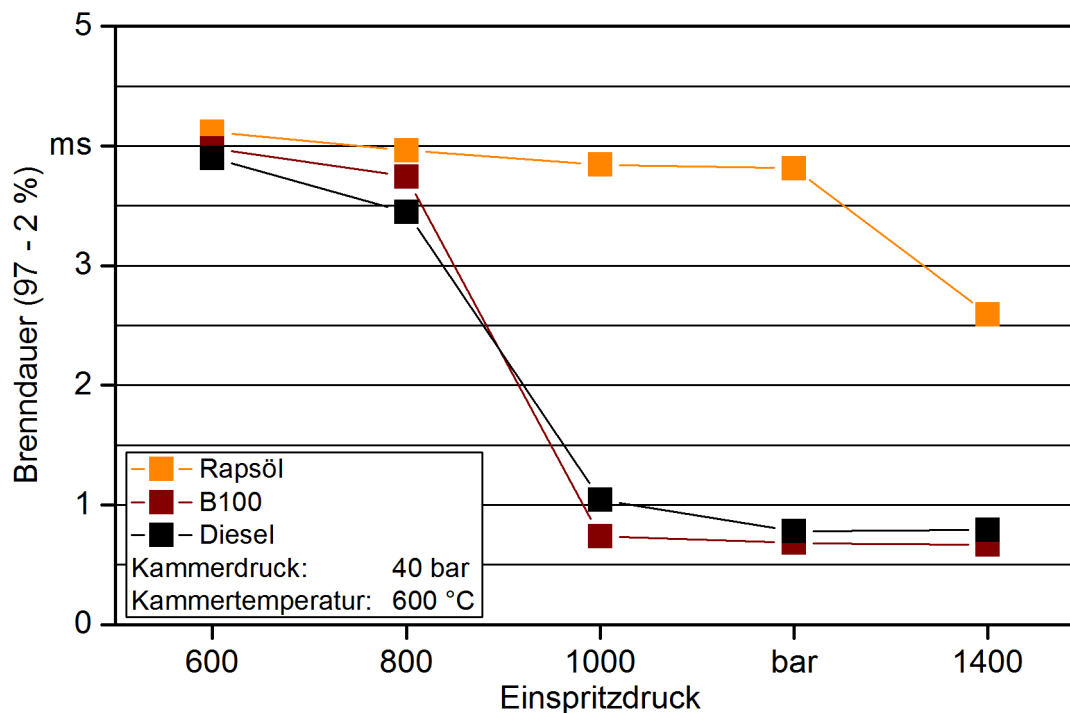


Abbildung 46: Brenndauer von Biodiesel-, Rapsöl- und Diesekraftstoff bei konstanter Einspritzmenge (30 mg), einer Brennkammertemperatur von 600 °C und einem -druck von 40 bar

Bezüglich der ermittelten Gesamtbrenndauern wird deutlich, dass jene von Rapsöl- im Allgemeinen länger sind im Vergleich zu Diesel- und Biodiesekraftstoff, wobei Letztere ein sehr ähnliches Verhalten zeigen. Die Werte der Brenndauern aller Kraftstoffe sind bis zu einem Einspritzdruck von 800 bar ähnlich. Bei Erhöhung des Kraftstoffdrucks sinken die Brenndauern von Biodiesel und Diesel beträchtlich, jene von Rapsölkraftstoff bleibt jedoch hoch.

Die Lagen des Verbrennungsschwerpunkts sind hingegen in den betrachteten Betriebspunkten für die drei untersuchten Kraftstoffe meist identisch (siehe Abbildung 47). Daraus resultierend muss die Zeitspanne zwischen Verbrennungsschwerpunkt und Brennende für Rapsöl- länger sein als für Diesel- und Biodiesekraftstoff.

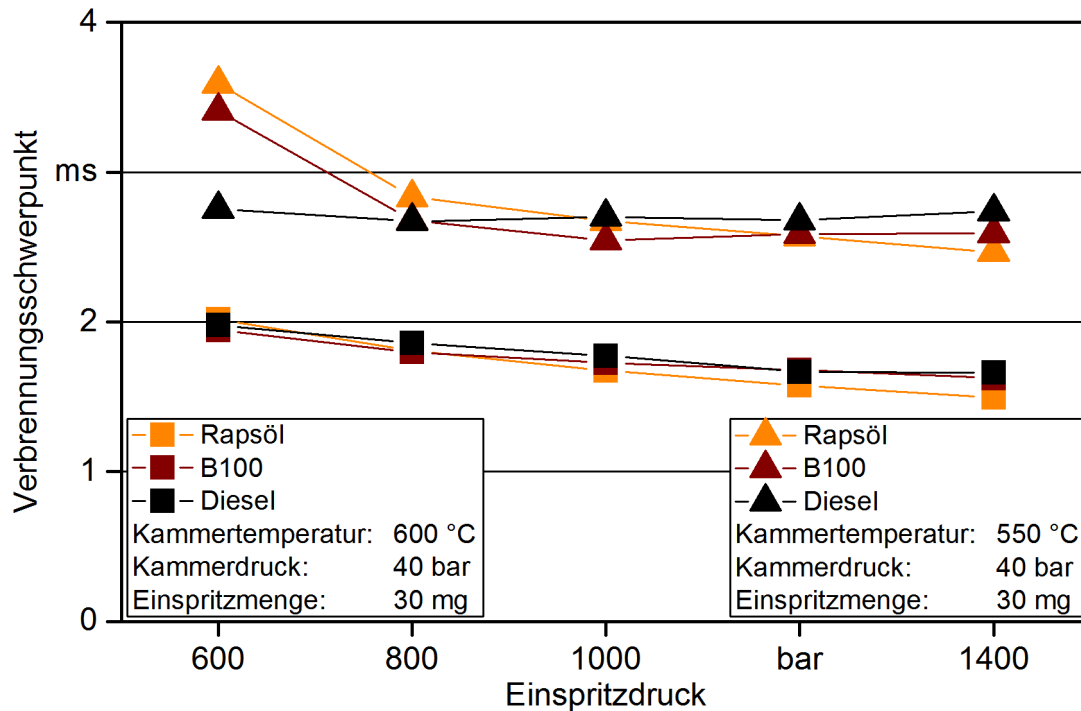


Abbildung 47: Schwerpunktlagen der Verbrennung gleicher Mengen von Biodiesel-, Rapsöl- und Dieseldieselkraftstoff bei verschiedenen Einspritzdrücken, einem Brennkammerdruck von 40 bar und -temperaturen von 550 °C und 600 °C

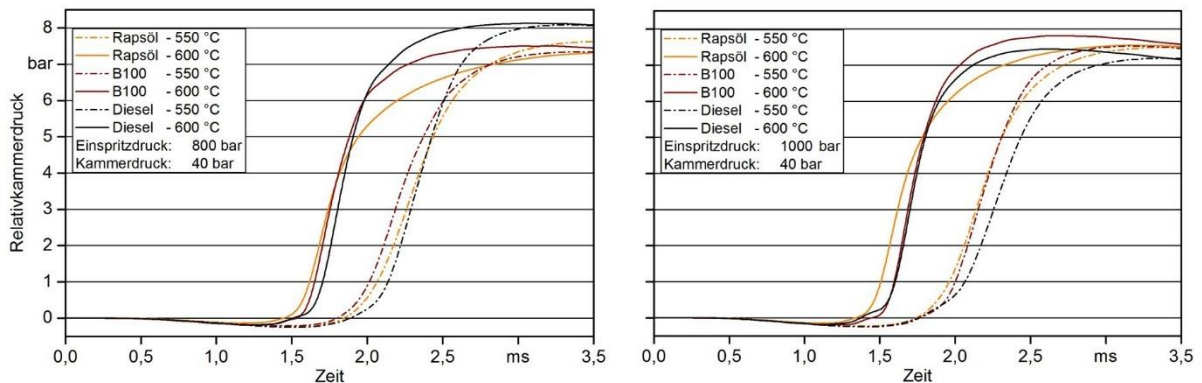


Abbildung 48: Druckverlaufskurven von Rapsölkraftstoff, Diesel und Biodiesel bei gleichen Einspritzmengen, Brennkammertemperaturen von 550 °C, 600 °C und 650 °C, einem -druck von 40 bar sowie Einspritzdrücken von 800 bar und 1000 bar

Die Druckverlaufskurven der entsprechenden Messungen bei 800 bar und 1000 bar sowie bei zwei Temperaturen von 550 °C und 600 °C in Abbildung 48 zeigen bei der niedrigeren Temperaturstufe und einem Einspritzdruck von 1000 bar kaum Unterschiede zwischen Rapsölkraftstoff und Biodiesel. Bei selbem Einspritzdruck, jedoch höherer Brennkammertemperatur zündet Biodiesel am langsamsten, Rapsölkraftstoff am schnellsten. Bei dem

niedrigeren Einspritzdruck von 800 bar und einer Temperatur von 550 °C zündet Biodiesel am schnellsten, bei 600 °C jedoch Rapsölkraftstoff. Dieselkraftstoff weist unter diesen guten Gemischaufbereitungsbedingungen die längsten Zündverzögerungen auf. Diese Unterschiede sind vor allem auf den chemischen Teil des Zündverzugs zurückzuführen, da hier die langen Kohlenwasserstoffketten, wie sie in Biodiesel und Rapsölkraftstoff enthalten sind, eine schnelle Zündung begünstigen. Bei niedrigem Einspritzdruck und somit schlechteren Bedingungen zur Gemischaufbereitung zündet Biodiesel schneller als Rapsölkraftstoff, was unter anderem auf die niedrigere Viskosität zurückzuführen ist, die gut für eine schnelle Gemischaufbereitung ist [12]. Dieser Vorteil schwindet jedoch wieder bei höherer Kammertemperatur, bei der Rapsöl am schnellsten zündet. Es wäre zu erwarten, dass auch unter diesen Umständen Biodiesel am schnellsten zündet. Als hypothetische Erklärung könnte ein stärker ausgeprägter NTC-Effekt von Biodiesel gegenüber Rapsölkraftstoff genannt werden, wodurch der Temperatur- beziehungsweise Druckanstieg zu Beginn der Verbrennung abgeschwächt wird.

Es zeigt sich in Abbildung 49 eine Verringerung der mittleren Brennrate (Quotient aus Verbrennungsenddruck und Brenndauer) bei höherer Kammertemperatur und somit höherem Wärmeangebot. Dies verdeutlichen die mittleren Brennraten, wobei die Brenngeschwindigkeit von Rapsölkraftstoff durchgehend langsamer ist, sich jedoch bei höheren Einspritzdrücken den Werten für Diesel annähert. Ein ähnlicher Zusammenhang wurde bereits anhand von Abbildung 41 ersichtlich, woraus gefolgert wurde, dass die Brennraten unter den gegebenen Randbedingungen mit Erhöhung des Kammerdrucks sinken.

In diesem Kontext ergibt sich aus den vergleichsweise früh abflachenden Druckkurven in Abbildung 50 eine durchweg langsamere Verbrennung von Rapsölkraftstoff. Die frühere Verringerung der Wärmefreisetzungsrates kann verschiedene Ursachen haben. Der Rückgang ist ein Anzeichen für einen größeren Anteil der langsameren, diffusionskontrollierten Verbrennung, die aus den kurzen Zündverzögerungen resultiert, da die Zeit für die Ausbildung eines weitgehend homogenisierten Gemischs vor der Zündung nicht ausreicht und die suboptimale Zerstäubung zu einer schlechteren Verdampfung des restlichen Kraftstoffs führt. Je kleiner die Differenz zwischen der Brennkammertemperatur zur Siedelage des Kraftstoffs ist, desto geringer ist zum Zündzeitpunkt die zur Verbrennung bereitstehende dampfförmige Menge, so wie es für Pflanzenöle aufgrund deren hoher Siedetemperaturen im Vergleich zu Dieselkraftstoff gegeben ist. Diese kleine Menge zündet jedoch aufgrund des kurzen chemischen Verzugs meist schnell und führt zu einem nur geringen Homogenanteil und zu mehr diffusionskontrolliertem Anteil des verbrannten Kraftstoffs.

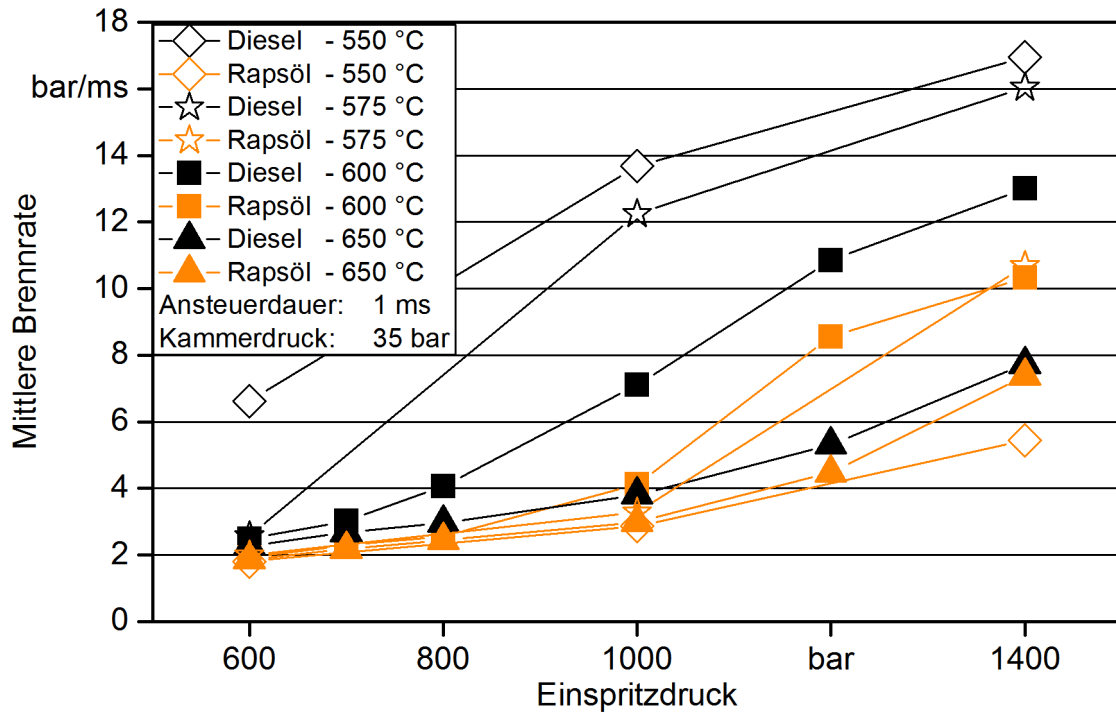


Abbildung 49: Mittlere Brennraten von Rapsöl- und Dieselkraftstoff bei Brennkammertemperaturen von 550 °C bis 650 °C, einem -druck von 35 bar und verschiedenen Einspritzdruckstufen

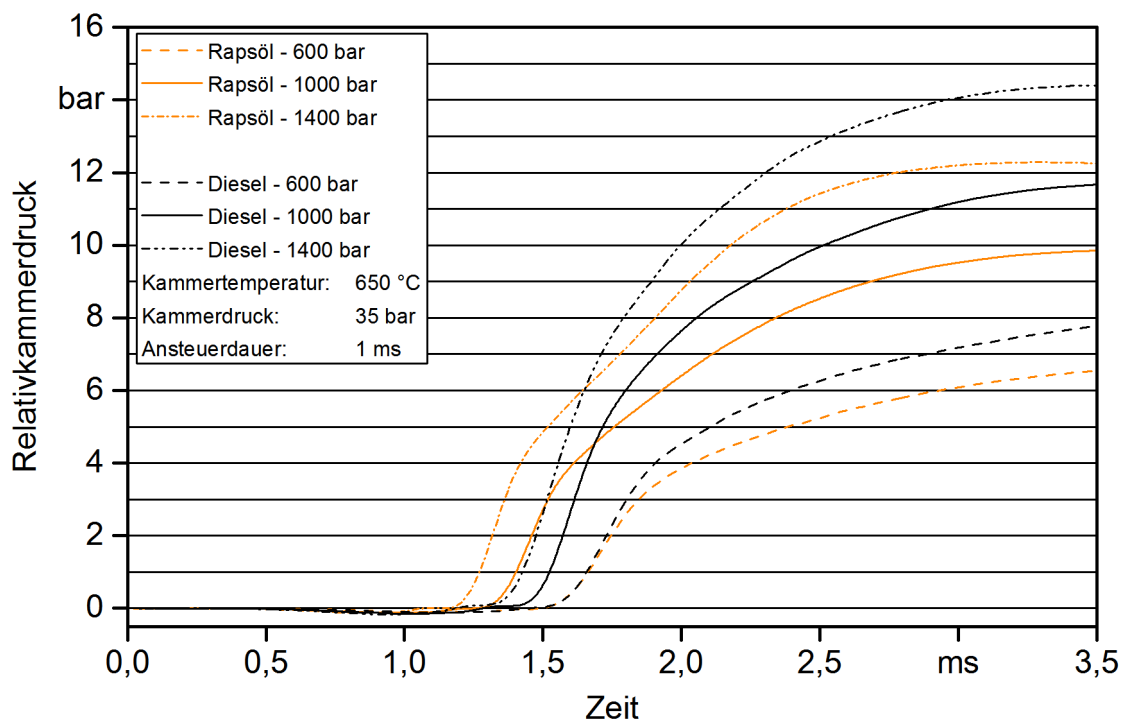


Abbildung 50: Druckkurven von Rapsöl- und Dieselkraftstoff bei einer Brennkammertemperatur von 650 °C sowie einem -druck von 35 bar und verschiedenen Einspritzdrücken; Ansteuerdauer beträgt 1 ms

Die reduzierte Heizrate in der zweiten Hälfte der Verbrennung kann bei hohen Einspritzdrücken ein Anzeichen für eine weite Strahleindringtiefe von Rapsöl sein, da dann die Kraftstoffmenge, die zuletzt verbrennt, in magere, vergleichsweise weniger heiße Zonen des Brennraums gelangt und somit langsamer umgesetzt wird als der Kraftstoff in einer früheren Phase der Verbrennung mit fetterem Gemisch. Nach GLASSMAN et al. [44] verringern sich in einem mageren Gemisch die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit und somit die Umsetzungsrate. Ebenso gilt dies allgemein für lange Zündverzögerungen und somit längere Zeitspannen, die für die Mischung gasförmigen Pflanzenöls mit Luft zur Verfügung stehen, wodurch sich das Pflanzenöl-Luft-Gemisch stärker homogenisiert. Damit erklärt sich die abnehmende mittlere Brenngeschwindigkeit mit steigenden Zündverzögerungen – trotz des zu erwartenden größeren Anteils der Homogenverbrennung.

Eine weitere mögliche Erklärung für das beschriebene Phänomen ist bei niedrigen Einspritzdrücken ein dichter, enger Spraykegel von Rapsölkraftstoff, der zur Folge hat, dass bei der von außen nach innen verlaufenden Verbrennung hin zu einem sehr dichten, kaum mit Luft durchmischten Kern mit geringer Oberfläche die Wärmeenergie übertragen werden kann [17]. Somit kommt es zu einem späten Zeitpunkt der Verbrennung zu einem langsamen, diffusionskontrollierten Durchbrennen des Pflanzenöls. Einen zusätzlichen Einfluss kann der geringere Heizwert von Rapsölkraftstoff darstellen, da eine geringere Wärmeentwicklung allgemein die Prozesse während der Verbrennung verlangsamt.

Unabhängig vom Einspritzdruck führen die größeren Tropfen von Rapsöl- im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff zu einem ungünstigeren Oberfläche-Volumen-Verhältnis und entsprechend zu einer langsameren Wärmeübertragung auf den Kraftstoff. Es lässt sich folgern, dass die Verbrennung der gesamten Menge von Rapsöl- im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff selbst unter für die Verdampfung und Gemischaufbereitung günstigen Bedingungen langsamer abläuft. Diese These deckt sich nicht vollständig mit Folgerungen aus Motoruntersuchungen, zum Beispiel von WICHMANN [94], die auf eine vergleichbare Energieumsetzung nach der Zündung von Diesel und Rapsölkraftstoff schließen lassen.

Ein Indikator für die Umsetzungsgeschwindigkeit des vorgemischten Anteils der Verbrennung ist die maximale Druckanstiegsrate im Brennraum. In folgender Abbildung 51 sind die entsprechenden Werte für Biodiesel-, Diesel- und Rapsölkraftstoff gegenübergestellt. Der maximale Druckanstieg in der Kammer und somit die eingebrachte Energie sind für alle Betriebspunkte gleich. Deutlich zu erkennen ist der allgemeine Einfluss der Brennkammertemperatur. Die Verbrennung läuft bei höherem Temperaturniveau zumindest zeitweise schneller ab, sodass höhere Druckgradienten resultieren.

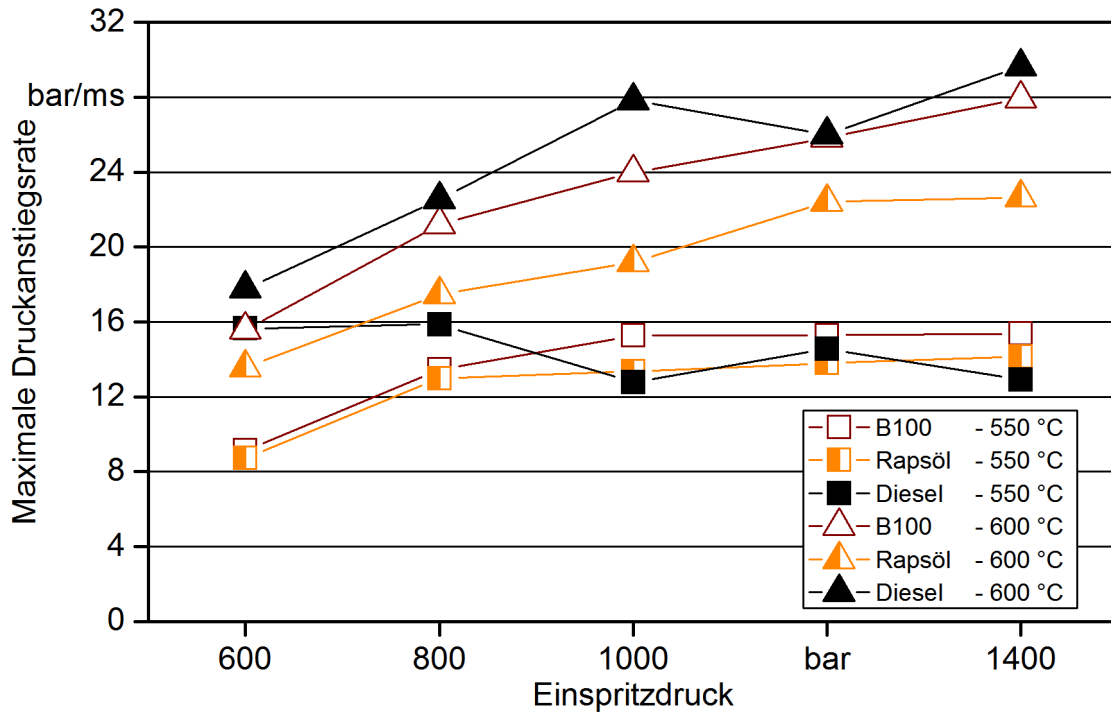


Abbildung 51: Maximale Druckanstiegsraten der Verbrennung von Biodiesel, Rapsöl- und Dieselkraftstoff bei verschiedenen Einspritzdrücken, Brennkammertemperaturen von 550 °C und 600 °C sowie einem -druck von 40 bar

Diese Beobachtung steht nicht in einem Widerspruch mit der vorausgehenden Schilderung der längeren Brenndauern bei höheren Temperaturen, da nur der maximale Druckanstieg bewertet wird und dieser hoch sein kann, obwohl die gesamte Brenndauer lange ist, je nachdem wie der Heizverlauf geformt ist. Die Abflachung der Druckkurven nach anfänglich hohen Druckgradienten resultiert aus dem Übergang von der kurzen, schlagartigen Verbrennung des Vormischanteils zur diffusionskontrollierten Verbrennung. Dieses Phänomen tritt vor allem bei höheren Temperaturen auf.

Im Allgemeinen führt eine Verbesserung der Gemischaufbereitung durch höhere Einspritzdrücke zu einem schnelleren Durchbrennen. Die niedrigsten Druckanstiegsraten liegen für Rapsölkraftstoff und Biodiesel bei niedrigerer Kammertemperatur und zugleich niedrigem Einspritzdruck unter 1000 bar vor. Bei höheren Einspritzdrücken und niedriger Temperatur sind alle drei Kraftstoffarten etwa gleichauf. Generell, besonders deutlich sichtbar bei höherer Temperatur, resultieren bei der Verbrennung von Diesel die höchsten maximalen Druckgradienten, gefolgt von Biodiesel und Rapsölkraftstoff mit den niedrigsten Druckanstiegsraten.

Diese Verhältnisse korrelieren eindeutig mit den unterschiedlichen Verdampfungseigenschaften beziehungsweise Gemischaufbereitungsraten der betrachteten Kraftstoffe. Ebenso analog hierzu verhalten sich die Zündverzüge und die damit einhergehenden Höhen des Anteils der diffusionskontrollierten, langsameren Verbrennung – relativ zur Gesamtbrenndauer umso ausgeprägter, je kürzer der Zündverzug ist. Dies ist vor allem bei

den kurzen Induktionszeiten von Rapsölkraftstoff der Fall. Tabelle 20 zeigt, dass die vorgemischte Verbrennung für beide Kraftstoffe nahezu identisch lange andauert. Die diffusionskontrollierte Verbrennung ist für Rapsölkraftstoff in der Regel jedoch länger als für Diesel. Letztere ist grundsätzlich hinsichtlich der mechanischen Belastung und Stickoxidbildung vorteilhaft [63]. Sofern es jedoch hierdurch vor allem bei niedrigeren Brennraumtemperaturen zu einer übermäßigen Verlangsamung der Verbrennung gegenüber Dieselmotorkraftstoff kommt, ist die Gefahr eines verschleppten Ausbrands des Kraftstoffs für Rapsölkraftstoff am höchsten und muss am Motor hinsichtlich Effizienz und Emissionen in jedem Fall vermieden werden.

Tabelle 20: Unterschiede der vorgemischten und diffusionskontrollierten Verbrennungsdauer von Rapsöl- und Dieselmotorkraftstoff bei einem Brennraumdruck von 40 bar, verschiedenen -temperaturen und Einspritzdrücken

Kammer- temperatur	Einspritzdruck	Differenz der Dauern der vorgemischten Verbrennung (RÖ – DK)	Differenz der Dauern der diffusionskontrollierten Verbrennung (RÖ – DK)
550 °C	600 bar	0,134	2,706
	1000 bar	-0,011	2,828
	1400 bar	-0,131	1,599
575 °C	600 bar	0,070	0,256
	1000 bar	-0,050	2,297
	1400 bar	-0,151	0,393
600 °C	600 bar	0,020	0,149
	1000 bar	-0,028	0,819
	1400 bar	-0,076	0,145
650 °C	600 bar	0,000	0,016
	1000 bar	-0,021	0,260
	1400 bar	-0,046	-0,166

Die Vermutung liegt nahe, dass mit Erhöhung der Brennraumtemperatur ein Maximum der Brenngeschwindigkeit erreicht wird, bevor es zum oben beschriebenen Effekt kommt und sich die Brenndauer aufgrund der primär diffusionskontrollierten Verbrennung tendenziell wieder verlängert. Folgende Temperaturvariation in Abbildung 52 und Abbildung 53 bei einem moderaten Einspritzdruck von 1000 bar bekräftigt die Hypothese. Für die Druckkurven bei einer Kammertemperatur von 650 °C wird vor allem für Rapsölkraftstoff ein ausgeprägter Knick am Übergang der beiden Verbrennungsphasen deutlich, wodurch diese die Kurven von 600 °C schneiden und später das Brennende erreichen. Für 600 °C ist die Brennrate von Rapsölkraftstoff maximal, wie Abbildung 49 zeigt. Bei 650 °C liegt die mittlere Brennrate vor allem bei höheren Einspritzdrücken niedriger als bei 600 °C. Dieser Unterschied von 600 °C auf 650 °C wird auch bei Diesel deutlich. Allerdings sind, anders

als bei Rapsölkraftstoff, die mittleren Brennraten unter 600 °C signifikant größer als bei den höheren Temperaturen. Generell sind bei niedrigen Kammertemperaturen die größten Unterschiede in den Brennraten der Kraftstoffe zu verzeichnen. Unabhängig vom Kraftstoff nimmt die Brenndauer zunächst mit höherer Brennkammertemperatur ab, bevor sie mit weiter steigender Temperatur wieder zunimmt. Die zurückgehende Umsetzungsrate lässt sich durch eine Verschiebung der Verbrennungsphasen von einer überwiegend vorge-mischten Verbrennung hin zu einer mischungskontrollierten Verbrennung erklären. Aufgrund des kurzen Zündverzugs steht weniger Zeit zur Aufbereitung des Gemischs zur Verfügung. In der Folge nimmt die maximale Heizrate ab.

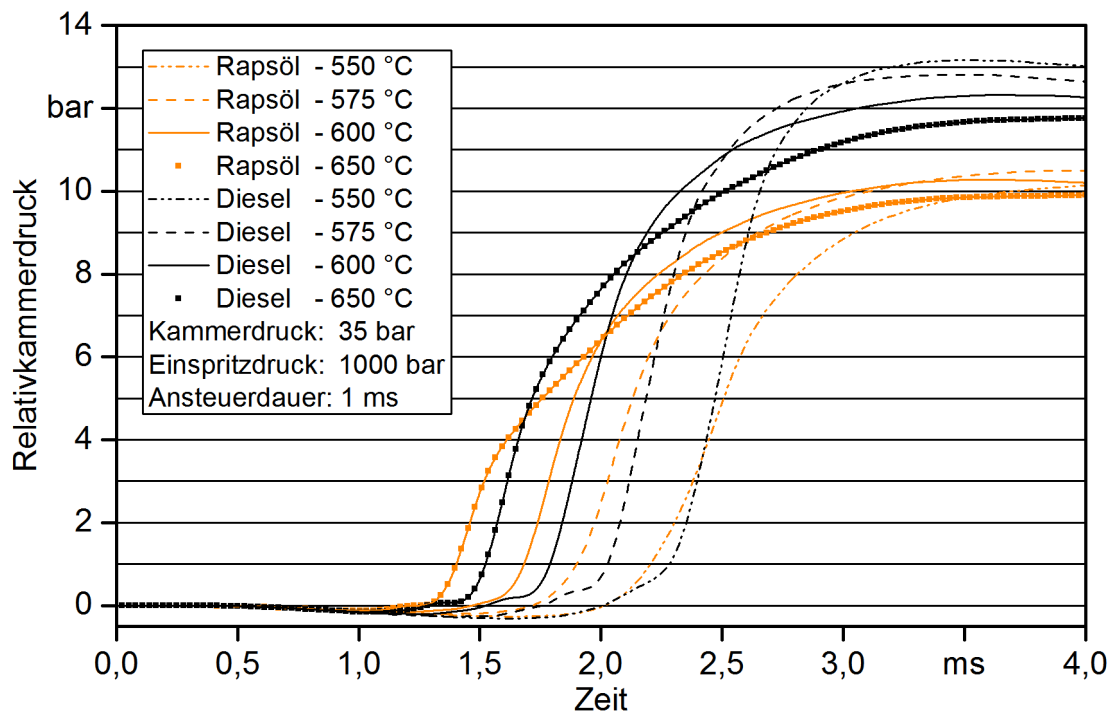


Abbildung 52: Druckverlaufskurven von Rapsöl- und Dieselmotoren bei einem Einspritzdruck von 1000 bar, einem Brennkammerdruck von 35 bar und einer Variation der -temperatur von 550 bis 650 °C

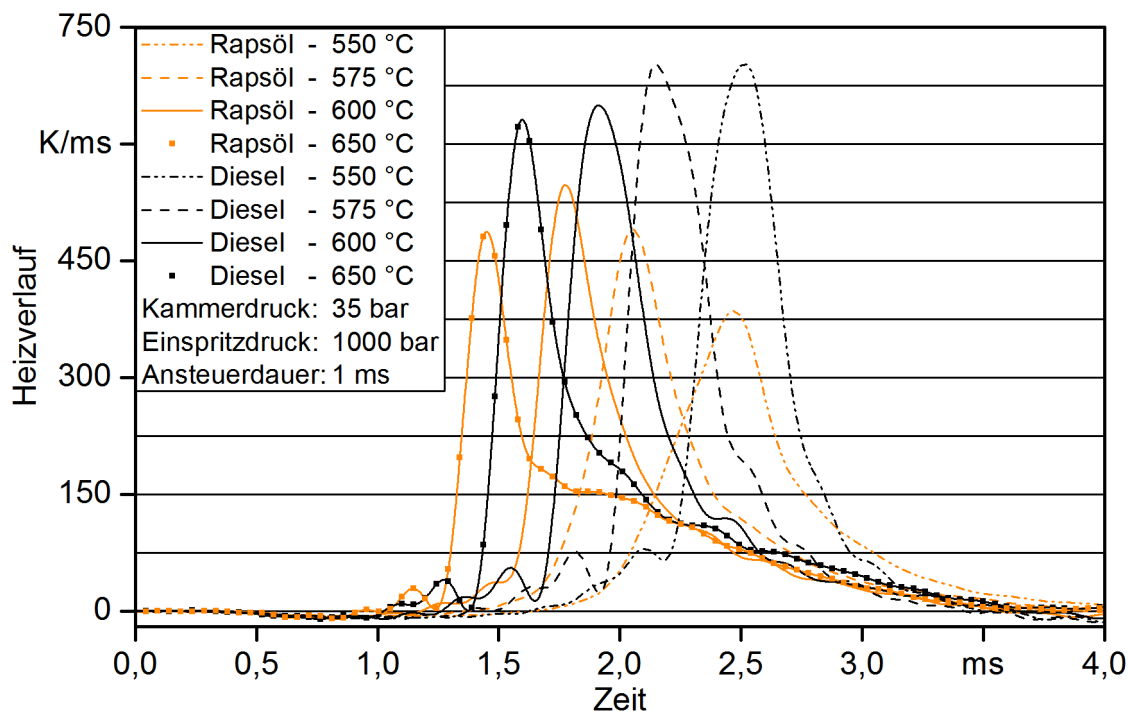


Abbildung 53: Heizverläufe von Rapsöl- und Dieselkraftstoff bei einem Einspritzdruck von 1000 bar, einem Brennkammerdruck von 35 bar und einer Variation der -temperatur von 550 bis 650 °C

5.4.4 Vergleichsmessungen mit High-Oleic-Sonnenblumenöl

Im Vergleich mit einem Pflanzenölkraftstoff, bestehend aus High-Oleic-Sonnenblumenöl, ergeben sich bei unterschiedlichen Einspritzdrücken und Temperaturstufen kürzere Zündverzögerungen für HO-Sonnenblumenöl als für Rapsölkraftstoff. Die höhere Zündwilligkeit drückt sich in einer höheren Cetanzahl aufgrund des etwas höheren Anteils an gesättigten Fettsäuren von HO-Sonnenblumenöl gegenüber Rapsölkraftstoff aus [31] [74]. Die Wärme-freisetzungsrates ist bei beiden Pflanzenölen jedoch ähnlich, mit einer tendenziell schnelleren Verbrennung von HO-Sonnenblumenöl trotz des kürzeren Zündverzugs.

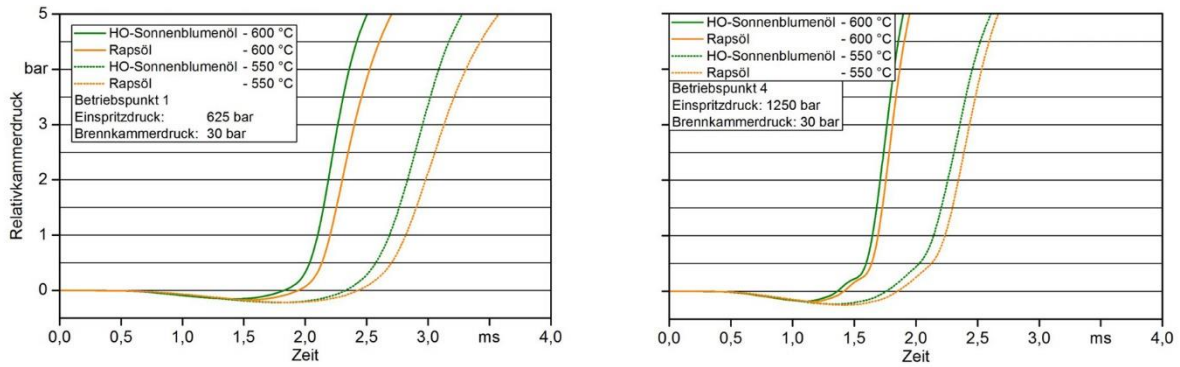


Abbildung 54: Druckverlaufskurven der Betriebspunkte 1 und 4 von Rapsöl- und Pflanzenölkraftstoff (HO-Sonnenblumenöl) bei einem Brennkammerdruck von 30 bar und -temperaturen von 600 °C und 650 °C

Die Heizverläufe bestätigen dies. Speziell im Niedriglastpunkt BP 1 zeigt HO-Sonnenblumenöl eine frühere und intensivere Wärmefreisetzung als Rapsölkraftstoff. Im BP 4 mit höherem Einspritzdruck sind die Heizverläufe jedoch näherungsweise identisch, nur entsprechend dem Unterschied in den Zündverzügen zueinander zeitlich verschoben.

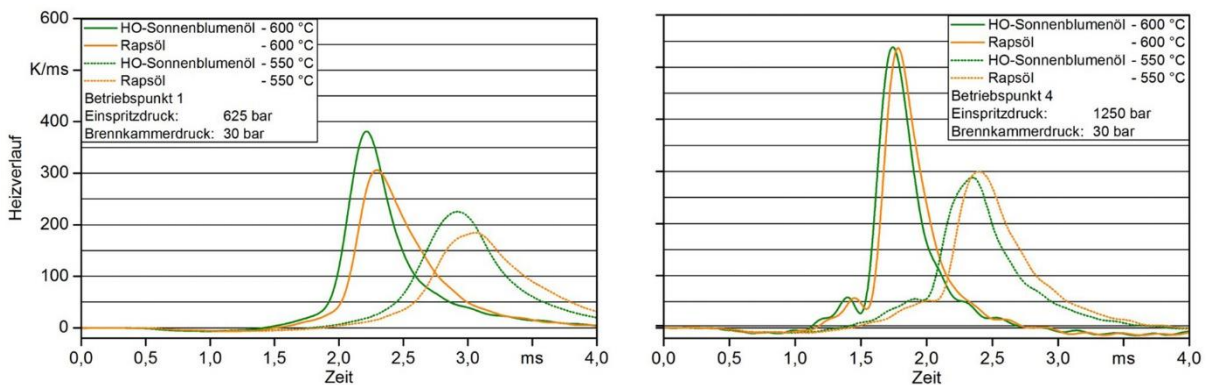


Abbildung 55: Heizverläufe der Betriebspunkte 1 und 4 von Rapsöl- und Pflanzenölkraftstoff (HO-Sonnenblumenöl) bei einem Brennkammerdruck von 30 bar und -temperaturen von 600 °C und 650 °C

5.4.5 Einfluss von Mehrfacheinspritzungen auf das Zündverhalten

Die Applikation von Voreinspritzungen ist ein sehr effektives Mittel, um den Verbrennungsverlauf zu formen. Primär dienen diese dazu, einen gleichmäßigeren Druckverlauf mit verringerten Druckgradienten zu erreichen, um die Geräuschentwicklung, die mechanische Belastung des Motors, aber auch die Stickstoffoxidbildung zu reduzieren [63].

Abbildung 56 zeigt die Druckverlaufskurven des Betriebspunkts 6, wobei zum einen, wie in der bestehenden Motorapplikation für Diesel vorgesehen, zwei Voreinspritzungen der Haupteinspritzung vorgelagert sind und zum anderen nur in einer Einzeleinspritzung

dieselbe Gesamtmenge eingebracht wird. Der Injektor wurde nach dem in der folgenden Tabelle dargestellten Verlauf bestromt.

Tabelle 21: Verlauf der Bestromung des Injektors in den Betriebspunkten 1 und 6

	Ansteue- rung	Separation	Ansteue- rung	Separation	Ansteue- rung
Einzeleinspritzung BP 1	---	---	---	---	940 μ s
Rapsöl/Diesel					
Mehrfacheinsp. BP 1					
Rapsöl	300 μ s	450 μ s	290 μ s	450 μ s	820 μ s
Diesel	260 μ s	450 μ s	270 μ s	450 μ s	770 μ s
Einzeleinspritzung BP 6	---	---	---	---	640 μ s
Rapsöl/Diesel					
Mehrfacheinsp. BP 6					
Rapsöl/Diesel	245 μ s	450 μ s	230 μ s	450 μ s	520 μ s

Bei der Mehrfacheinspritzung kommt es zu Beginn zu keinem merklichen Temperatur- beziehungsweise Druckabfall in der Brennkammer und der nachfolgende Druckanstieg ist deutlich flacher als bei einer Einzeleinspritzung. Diese weichere Verbrennung lässt sich auf einen extrem kurzen Zündverzögerung der Haupteinspritzung im Rahmen einer Mehrfacheinspritzung mit einer entsprechend stark diffusionskontrollierten Verbrennung zurückführen. Die blaue Vertikale im Diagramm steht für den Beginn der Injektoransteuerung für die Haupteinspritzung der Mehrfacheinspritzung. Unmittelbar nach diesem Zeitpunkt kommt es bereits zum Druckanstieg. Der eingebrachte Kraftstoff zündet aufgrund der von den Voreinspritzungen geschaffenen Ausgangsbedingungen sofort, vor allem da die Einspritzung der Hauptmenge während der Verbrennung der Voreinspritzung erfolgt und somit Zündherde für diese geschaffen werden. Der Einfluss auf die beiden Kraftstoffe ist hierbei ähnlich, mit tendenziell stärkerer Verlangsamung der Verbrennung von Rapsölkraftstoff.

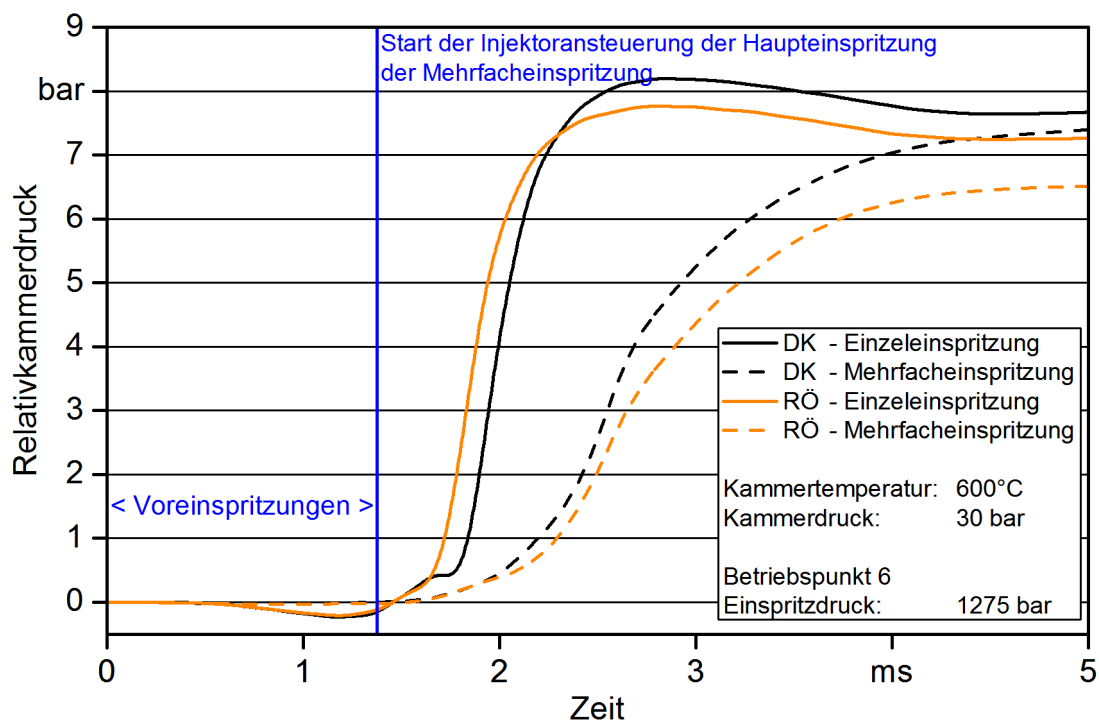


Abbildung 56: Druckverlaufskurven von Rapsöl- und Dieselkraftstoff im Betriebspunkt 6 mit und ohne Anwendung einer Mehrfacheinspritzung

Dieses Verhalten wird bei Betrachtung der Heizverläufe in Abbildung 57 noch deutlicher. Unabhängig vom Kraftstoff kommt es bei einer Einzelspritzung zu höheren Spitzenwerten der Heizraten und kürzeren Verbrennungen. Wie beschrieben, lassen die Heizverläufe der Mehrfacheinspritzung erkennen, dass Voreinspritzungen die Verbrennung von Rapsöl- etwas stärker verlangsamen als bei Dieselkraftstoff. Die Darstellung der Verläufe beginnt jeweils mit der ersten erfolgten Einspritzung. Der Beginn der Injektorbestromung für die Haupteinspritzung der Mehrfacheinspritzung wird durch die blaue Linie dargestellt.

Abbildung 58 zeigt, dass ebenso in Niedriglastpunkten mit niedrigem Einspritzdruck mithilfe von Voreinspritzungen die Heizverläufe von Rapsöl- und Dieselkraftstoff signifikant beeinflusst werden können. Mehrfacheinspritzungen sind somit ein effektives Mittel, um den Brennverlauf zu formen, müssen jedoch je nach Kraftstoffart hinsichtlich Einspritzmengen und -zeitpunkten anders appliziert werden. Eine Beschleunigung der Wärmefreisetzung von Rapsölkraftstoff könnte vor allem bei niedrigen Einspritzdrücken notwendig sein, da Rapsöl unter diesen Bedingungen ohnehin langsamer verbrennt. Um die Brenngeschwindigkeit von Rapsölkraftstoff durch Voreinspritzungen nicht zu sehr zu verlangsamen, könnte unter Umständen eine Reduzierung der Menge der Voreinspritzungen einen höheren Vormischanteil der Hauptverbrennung bewirken, wie Abbildung 59 erkennen lässt.

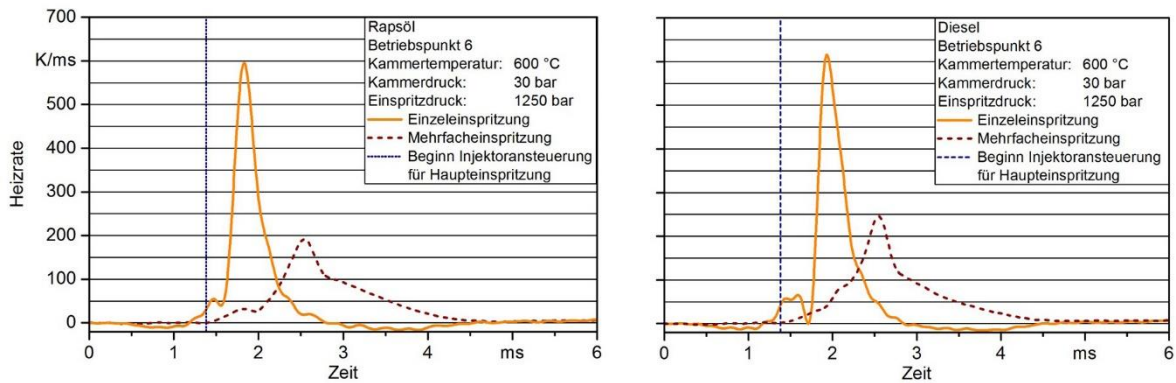


Abbildung 57: Heizverläufe bei Einzel- und Mehrfacheinspritzungen im Betriebspunkt 6 bei einem Kammerdruck von 30 bar und einer -temperatur von 600 °C für Rapsöl- und Dieselkraftstoff

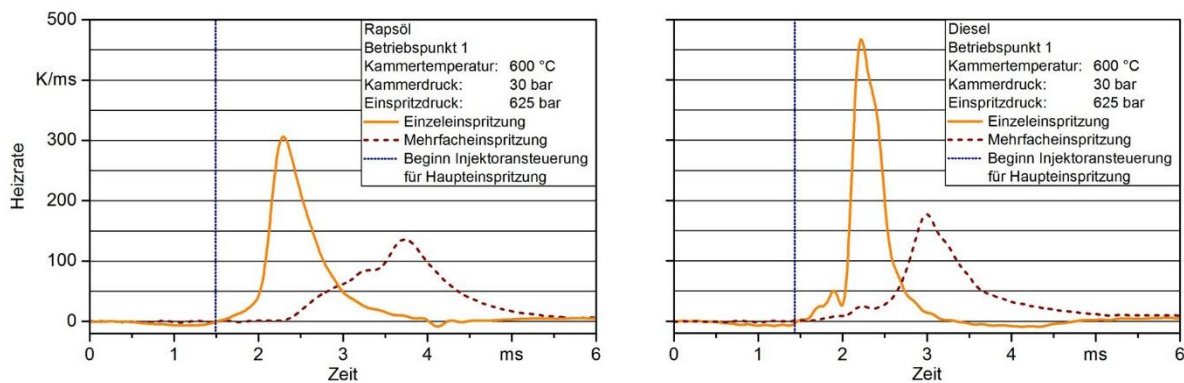


Abbildung 58: Heizverläufe der Einzel- und Mehrfacheinspritzungen im Betriebspunkt 1 bei einem Brennkammerdruck von 30 bar und einer -temperatur von 600 °C für Rapsöl- und Dieselkraftstoff

Abbildung 59 zeigt die Druckverlaufskurven ab Beginn der Injektorbestromung für die Haupteinspritzung. Im Falle der Mehrfacheinspritzungen gehen dieser eine beziehungsweise zwei Voreinspritzungen, entsprechend der Ansteuerung aus Tabelle 21, voraus. Anhand der Kurven wird deutlich, dass durch Applikation von einer statt zwei Voreinspritzungen bei gleicher Gesamtmenge von Rapsölkraftstoff der Vormischanteil erhöht wird. Dadurch tritt der Druckanstieg später ein, dafür jedoch mit einer stärkeren Anstiegsrate. Unter Umständen kann diese Maßnahme für die Herbeiführung einer schnelleren Verbrennung von Rapsölkraftstoff hilfreich sein.

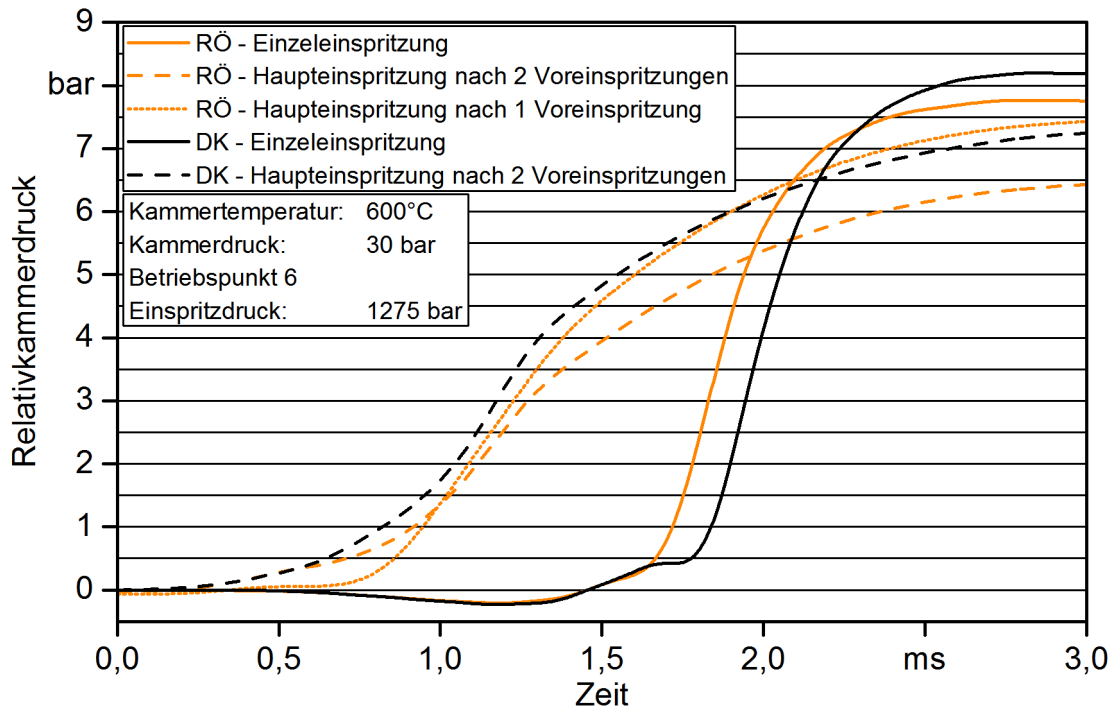


Abbildung 59: Druckverlaufskurven von Rapsöl- und Dieselkraftstoff im Betriebspunkt 6 ohne, mit einer und zwei Voreinspritzungen (Darstellung ab Beginn der Injektoransteuerung für die Hauptspritzung)

5.4.6 Einfluss der Abgasrückführung auf das Zündverhalten

Zur innermotorischen Verringerung der Stickoxidbildung wird Abgas mit der Frischluft zusammen zurück in den Brennraum geführt, wodurch der Inertgasgehalt sowie die Wärmekapazität der Ladung steigen und deren Sauerstoffanteil sinkt. Dadurch verringerte Spitzentemperaturen im Brennraum führen folglich zu einer reduzierten Bildung der Stickstoffoxide [63]. Die gegebenenfalls unterschiedlichen Auswirkungen einer Abgasrückführung (AGR) auf die Verbrennung von Rapsöl- und Dieselkraftstoff wurden am AFIDA durch Beimischung von Inertgas (12 % Kohlenstoffdioxid in Stickstoff) untersucht.

Wie in Abbildung 60 zu erkennen ist, verzögert sich die Zündung beider Kraftstoffe mit zunehmender AGR-Rate. Die Druckanstiegsrate während der Hauptverbrennungsphase wird, wie die Heizverläufe in Abbildung 61 zeigen, durch die AGR allgemein geringfügig gebremst, für Dieselkraftstoff jedoch etwas deutlicher im Betriebspunkt 1. Dabei ist jedoch zu beachten, dass die Heizrate von Rapsölkraftstoff ohne Abgasrückführung unter diesen Bedingungen bereits auf einem niedrigen Ausgangsniveau ist. Bei höherem Einspritzdruck (BP 6) fällt die Heizrate von Rapsölkraftstoff unter Einfluss von AGR nach einem vergleichbaren Ausgangswert wie Diesel etwas deutlicher ab. Unabhängig vom Kraftstoff kommt es zwar aufgrund der längeren Zündphase zu einer stärkeren Durchmischung des Kraftstoffs mit der Luft, weshalb eine schlagartigere Verbrennung erwartet werden würde, jedoch führt die herabgesetzte Sauerstoffdichte und höhere Wärmekapazität des Gasgemischs in der Brennkammer gleichzeitig zu einem leicht verzögerten Temperaturanstieg.

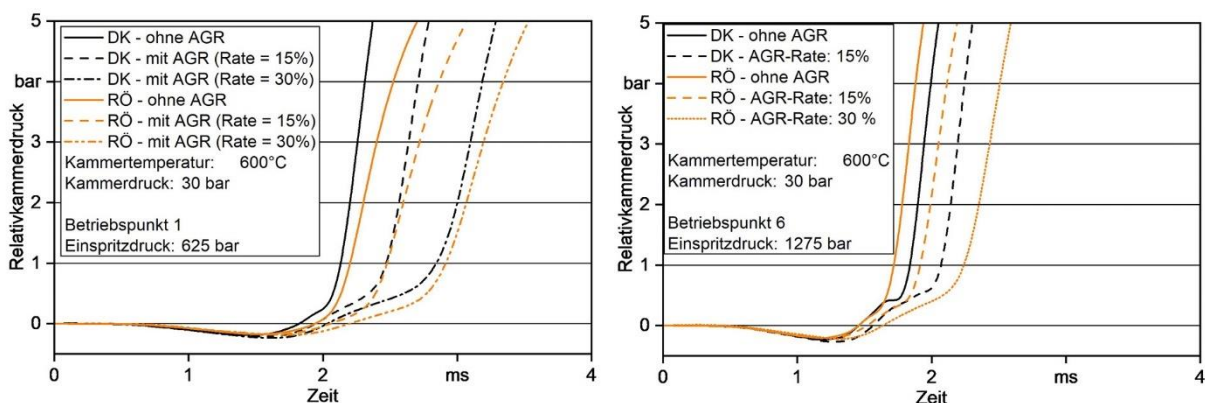


Abbildung 60: Druckverlaufskurven von Rapsöl- und Dieseldieselkraftstoff mit und ohne Simulation einer Abgasrückführung für die Betriebspunkte 1 und 6 bei einem Brennkammerdruck von 30 bar und einer -temperatur von 600 °C

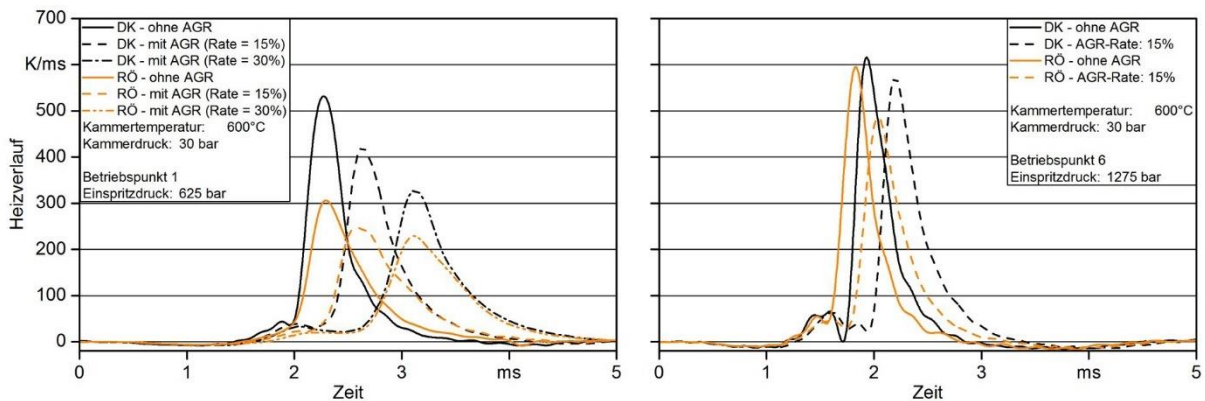


Abbildung 61: Heizverläufe von Rapsöl- und Dieseldieselkraftstoff mit und ohne Simulation einer Abgasrückführung für die Betriebspunkte 1 und 6 bei einem Brennkammerdruck von 30 bar und einer -temperatur von 600 °C

Abbildung 62 lässt aufgrund der etwas größeren Spreizung der Zündverzugswerte von Rapsölkraftstoff (1,59 ms bis 2,10 ms im Vergleich zu 1,66 ms bis 1,9 ms für Dieseldieselkraftstoff) eine stärkere Beeinflussung des Zündverzugs durch die AGR-Rate und den Brennkammerdruck von Rapsöl- im Vergleich zum Dieseldieselkraftstoff erkennen.

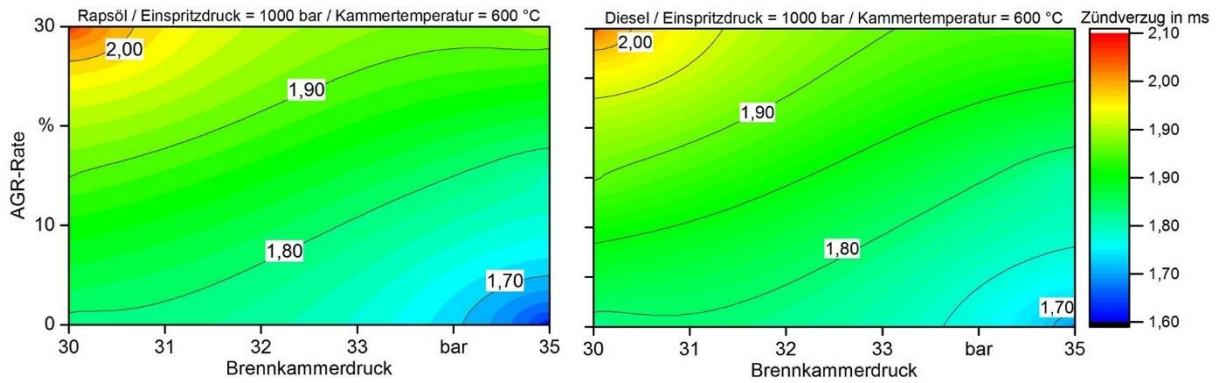


Abbildung 62: Zündverzugsmatrix von Rapsöl- und Dieseldieselkraftstoff bei einem Einspritzdruck von 1000 bar unter Variationen von AGR-Rate und Brennhammerdruck

Dennoch zündet Rapsölkraftstoff bei hohen Einspritzdrücken von über 1000 bar und mit bis zu 30 % Abgasrückführung ähnlich schnell oder schneller als Dieseldieselkraftstoff, wie nachfolgende Konturplots (Abbildung 63 und Abbildung 64) für Brennhammerdrücke von 30 bar und 35 bar verdeutlichen. Bei Einspritzdrücken von weniger als 1000 bar ergeben sich jedoch in Verbindung mit AGR für Rapsölkraftstoff längere Zündverzüge im Vergleich zu Dieseldieselkraftstoff.

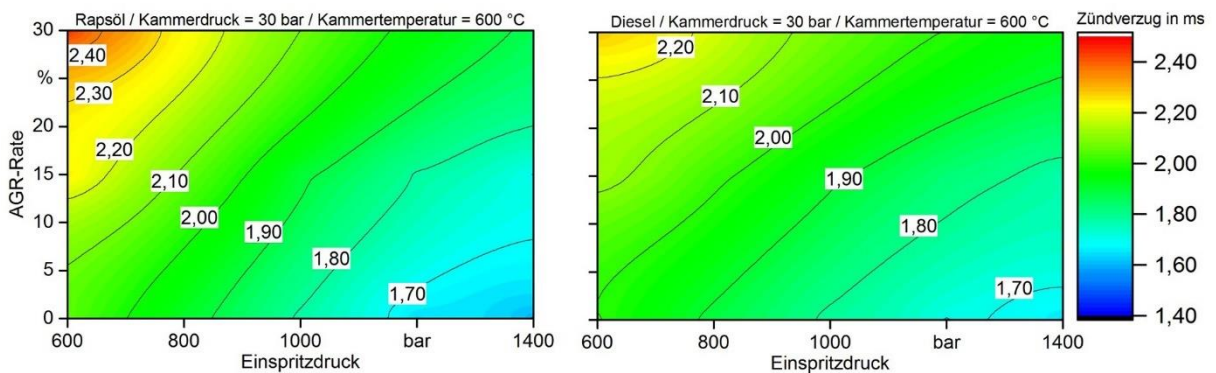


Abbildung 63: Zündverzugsmatrix von Rapsöl- und Dieseldieselkraftstoff in Abhängigkeit von Einspritzdruck und AGR-Rate bei einem Brennhammerdruck von 30 bar und einer -temperatur von 600 °C

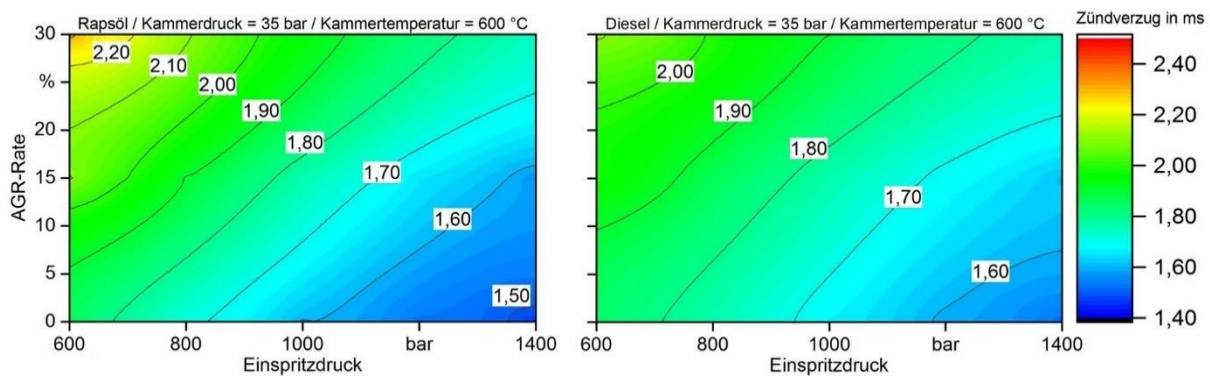


Abbildung 64: Zündverzugsmatrix von Rapsöl- und Dieselmotoren in Abhängigkeit von Einspritzdruck und AGR-Rate bei einem Brennkammerdruck von 35 bar und einer -temperatur von 600 °C

Um eine Abgasrückführung ohne Reduzierung der Sauerstoffmenge und der einhergehenden Nachteile zu realisieren, kann zur Kompensation eine Erhöhung des Ladeluftdrucks angestrebt werden, sofern die vom Betriebspunkt abhängigen Druckverhältnisse von Abgas und Frischluft dies dem Abgasturbolader grundsätzlich noch ermöglichen. Dadurch kann einer verlangsamten Zündung und Verbrennung entgegengewirkt und trotzdem eine Stickstoffoxidverminderung erreicht werden, da die größere Zylinderfüllung und somit höhere Wärmekapazität einem Anstieg der Spitzentemperaturen entgegenwirken. Die am AFIDA erarbeiteten Messwerte zeigen, dass dieser Zusammenhang abgebildet werden kann. So ist unter den gegebenen Bedingungen für beide Kraftstoffe festzustellen, dass eine Kammerdruckerhöhung von 30 bar auf 35 bar eine AGR-Rate von 15 % anstatt 0 %, beziehungsweise 30 % statt 15 % bei 30 bar ohne resultierende Änderung des Zündverzugs zulässt. Die Druckverlaufskurven von Rapsölkraftstoff bei einem Einspritzdruck von 1000 bar (Abbildung 65) ermöglichen eine ähnliche Aussage auch für die Brenngeschwindigkeit. Die Druckgradienten weisen unabhängig vom Inertgasanteil nahezu gleichbleibende Steigungen auf. Auch die Druckkurven der Messungen bei 30 bar ohne Mischgas sowie bei 35 bar mit 15 % Mischgas zeigen einen sehr ähnlichen Verlauf.

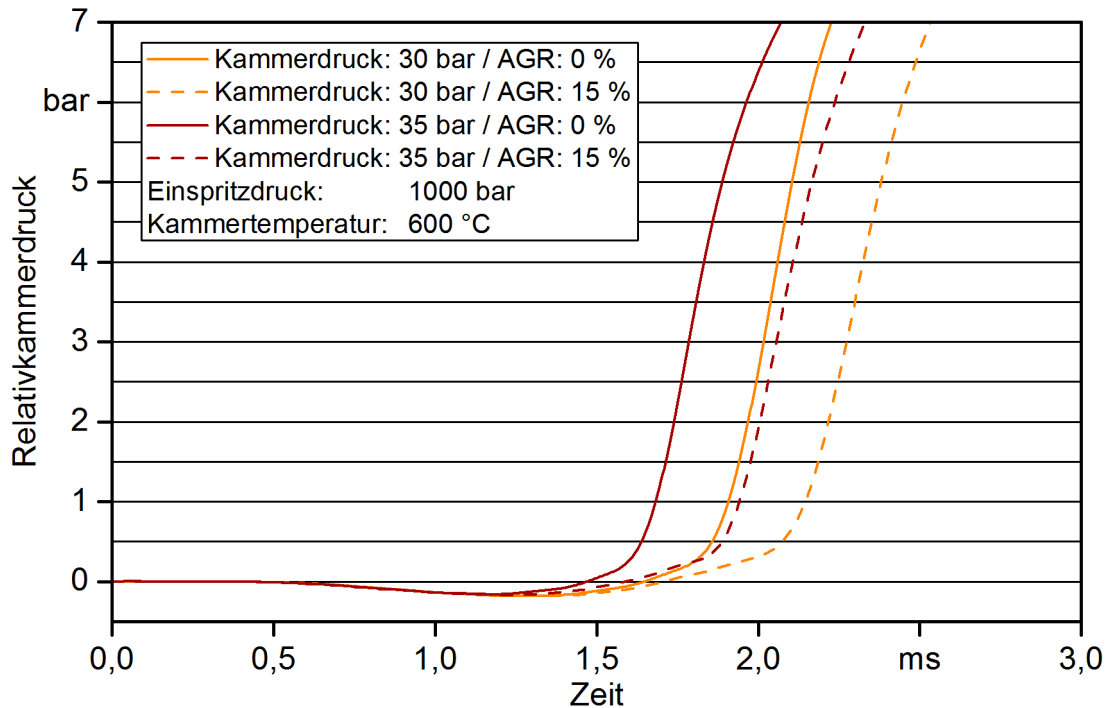


Abbildung 65: Druckverlaufskurven von Rapsölkraftstoff mit und ohne AGR bei einem Einspritzdruck von 1000 bar, Brennkammerdrücken von 30 bar und 35 bar sowie einer -temperatur von 600 °C; Ansteuerdauer beträgt 1 ms

Unter Umständen ist hier ein Einfluss des hohen Luftüberschusses in der Konstantvolumenbrennkammer verglichen mit Motorbedingungen gegeben, der für eine ähnlich schnelle Verbrennung bei moderaten Inertgasanteilen im Vergleich zu reiner Umgebungsluft sorgt, da die verfügbare absolute Menge an Sauerstoff in der Brennkammer trotz Beimischung von Inertgas noch sehr hoch ist. Grob abgeschätzt ergibt sich am AFIDA beispielsweise selbst bei einer vergleichsweise hohen Kraftstoffmenge von 50 mg (entspricht einem Drehmoment des Versuchsmotors von ca. 250 Nm bis 300 Nm), einem eher niedrigen Kammerdruck von 30 bar und einer Temperatur von 600 °C ein globales Luftverhältnis von 7,5. Am untersuchten Motor liegt der Wert für Betriebspunkte, bei denen diese Kraftstoffmenge eingebracht wird, nicht über 2.

Die einzelnen Kraftstoffe lassen einen deutlichen Einfluss der AGR-Simulation auf die Brenndauer und den Zündverzug erkennen. Es kommt für beide Kraftstoffe zu einer Verlangsamung von Zündung und Verbrennung. Tendenziell zeigt sich jedoch, dass sich im Fall von Rapsölkraftstoff der Einfluss des Inertgases beziehungsweise der Absenkung des Luftüberschusses im Vergleich umso stärker auf den Zündverzug auswirkt, je schlechter die Ausgangsbedingungen für die Gemischbildung sind, wenn ohnehin die Sauerstoffdichte oder der Einspritzdruck vergleichsweise niedrig ist.

Bei höherem Kammerdruck verkürzt sich unter Erhöhung der AGR-Rate allgemein die Verlängerung der Brenndauer gegenüber derjenigen bei reiner Frischluft (Abbildung 66). Die Unterschiede in der Brenndauer zwischen Rapsöl- und Dieselmotoren nehmen mit

abnehmendem Einspritzdruck zu (Abbildung 66 zeigt Werte für einen niedrigen Einspritzdruck von 600 bar), was jedoch unabhängig von der Abgasrückführung gilt.

Eine allgemein verschieden starke Absenkung der Heizrate der beiden Kraftstoffe in Abhängigkeit des Inertgasanteils ist auf Basis der Messdaten nicht exakt ableitbar. Bei für die Gemischbildung ungünstigen Randbedingungen ist die relative Reduzierung der Wärmefreisetzungsrates durch AGR für Diesel stärker ausgeprägt, wobei die absolute Brenndauer von Rapsölkraftstoff in diesen Betriebspunkten unabhängig von der AGR (unter Umständen kritisch) lange dauert.

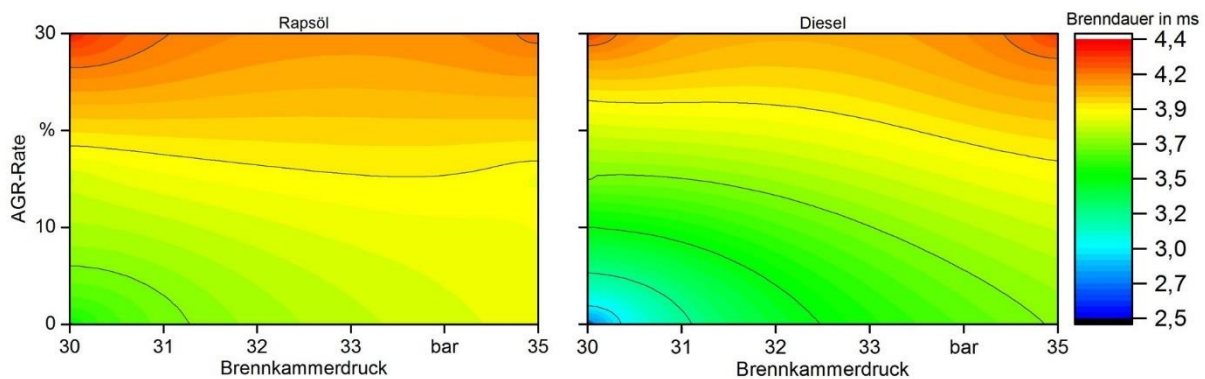


Abbildung 66: Brenndauer in Abhängigkeit von der Abgasrückführung und dem Brennkammerdruck, bei einem Einspritzdruck von 600 bar und einer Brennkammertemperatur von 600 °C; Ansteuerdauer beträgt 1 ms

In der Theorie wäre tendenziell eine höhere „AGR-Verträglichkeit“ – in Bezug auf eine Änderung der Emissionen sowie Heizraten – des Pflanzenöls aufgrund des Eigensauerstoffanteils und des lokal höheren Verhältnisses von Sauerstoff zu Kohlenstoff beziehungsweise Wasserstoff des Kraftstoffs zu erwarten. Dies kann jedoch aus den durchgeführten Messungen am AFIDA und den oben genannten Gründen nicht für das gesamte Motorfeld gefolgert werden. Vor allem bei höheren Einspritzdrücken kann zwar für Rapsölkraftstoff mehr Abgas zugeführt werden, um denselben Zündverzug wie für Diesel zu erreichen, jedoch muss gleichermaßen die Heizrate beziehungsweise die absolute Brenndauer berücksichtigt werden, um nicht einen Anstieg unvollständiger Verbrennungsprodukte herbeizuführen. Bei niedrigen Einspritzdrücken schwindet auch der Vorteil von Rapsöl hinsichtlich des Zündverzugs, sodass eine höhere AGR-Rate im Vergleich zur Dieselapplikation vermutlich nicht zielführend ist.

5.4.7 Untersuchung des NTC-Effekts

In Abschnitt 3.1.3 wird der Effekt des negativen Temperaturkoeffizienten als Phänomen während des Zündprozesses beschrieben. Anhand der ermittelten Druckkurven verschiedener Messungen wird dieses Verhalten je nach Randbedingungen stärker oder weniger deutlich sichtbar. Werden zum Beispiel folgende relative Kammerdrücke in Abbildung 67 oder auch die Heizverläufe der Einzeleinspritzungen in Abbildung 57 (Rückgang der Heizrate zu Beginn der Verbrennung) herangezogen und die Isobaren bei 0,2 bar und 1,5 bar (die üblicherweise verwendeten Zündverzugs-kriterien) gekennzeichnet, wird vor allem bei der Temperaturstufe 600 °C deutlich, dass die Zündverzugs-werte von Rapsöl- und Dieselkraftstoff hinsichtlich der Schwelle Relativdruck von 0,2 bar identisch sind, jedoch das Durchschreiten der 1,5-bar-Isobaren im Fall von Diesel deutlich, im betrachteten Fall 0,1 ms, später erfolgt, da hier ein zwischenzeitliches Abflachen des Druckgradienten, eine stark verlangsamte Wärmefreisetzung, auftritt. Bei einer höheren Temperatur von 650 °C ist das Einknicken der Druckkurve für beide Kraftstoffe sehr deutlich.

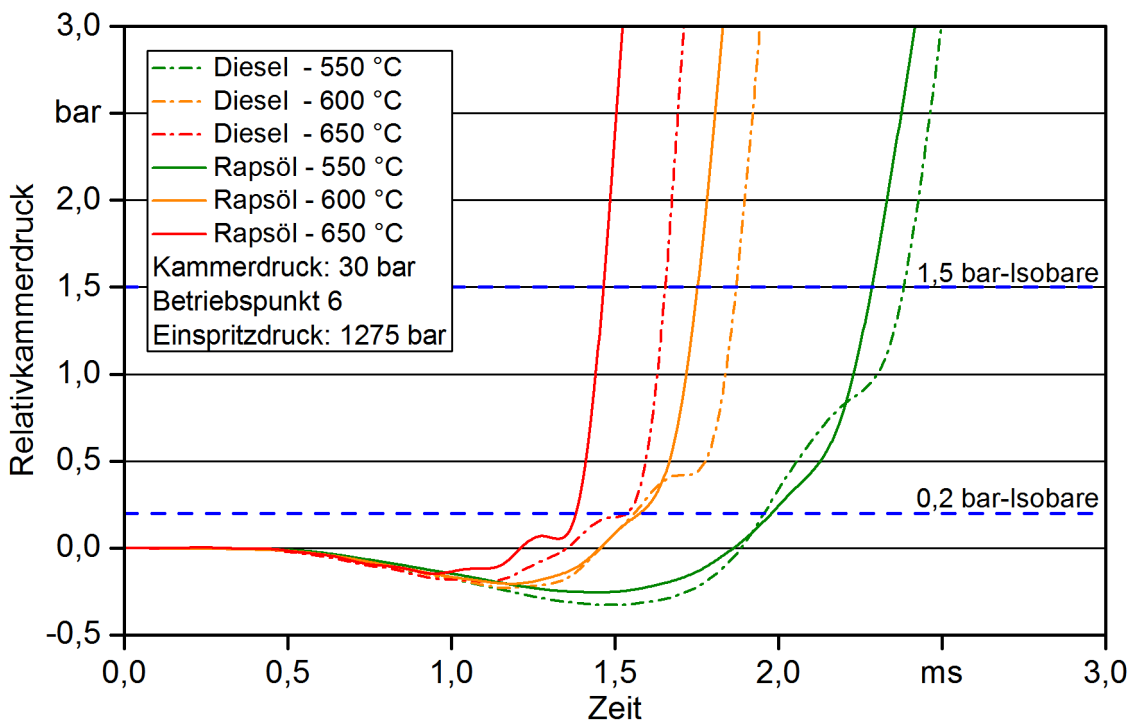


Abbildung 67: Druckverlaufskurven im Betriebspunkt 6 zu Beginn der Verbrennung von Rapsöl- und Dieselkraftstoff bei den Brennkammertemperaturen 550 °C, 600 °C und 650 °C sowie einem -druck von 30 bar

Wird eine Bewertung des Zündverzugs nach dem 1,5-bar-Kriterium vorgenommen, gilt es, zwei Sachverhalte zu beachten. Zum einen ist bei diesem Druck bereits ein nicht unerheblicher Teil (der maximale Druckanstieg liegt im vorliegenden Fall bei 8 bis 9 bar) des Kraftstoffs umgesetzt, sodass ein Zeitpunkt vergleichsweise lange nach der eigentlichen Zündung beschrieben werden würde. Zum anderen kann durch die Auswirkungen eines NTC-

Verhaltens fälschlicherweise unterstellt werden, dass die Zündung später initiiert wird, wobei jedoch lediglich (endotherme) Reaktionen nach dem Start des Zündprozesses für einen verschleppten Druckanstieg sorgen. Demnach ist dem 1,5-bar-Kriterium zufolge eine schnellere Zündung von Rapsölkraftstoff über einen etwas größeren Bereich der untersuchten Messpunkte gegeben im Vergleich zur 0,2-bar-Schwelle. Als Schlussfolgerung sollte somit festgehalten werden, dass verschiedene Auswertungsgrößen, wie zwei verschiedene Relativdruckschwellen und auch die Druckanstiegsrate, betrachtet werden, um die Unterschiede im Zündverhalten umfassend beschreiben und verstehen zu können.

Die Zeitspanne zwischen dem Erreichen der 0,2-bar- und der 1,5-bar-Isobaren kann somit als Maß für die Ausprägung des NTC-Verhaltens herangezogen werden. In Abbildung 68 sind diese Differenzen in Abhängigkeit von Einspritzdruck und Kammertemperatur bei einem Kammerdruck von 30 bar dargestellt. Die größere, blau gefärbte Fläche im Konturplot für Rapsölkraftstoff kann als Indikator erachtet werden, dass tendenziell der verlangsamende NTC-Effekt weniger stark ist im Vergleich zu Dieseldieselkraftstoff. Die Dauer zwischen einem Relativkammerdruck von 0,2 bar und 1,5 bar für Diesel ist daher meist etwas länger. Diese Zeitspanne steigt mit abnehmender Kammertemperatur weitestgehend unabhängig vom Kraftstoffdruck leicht an. Eine etwas zunehmende Zeitdifferenz zeigt sich für Rapsölkraftstoff bei niedriger Temperatur und niedrigem Einspritzdruck mangels Aufbereitung eines brennbaren Gemischs.

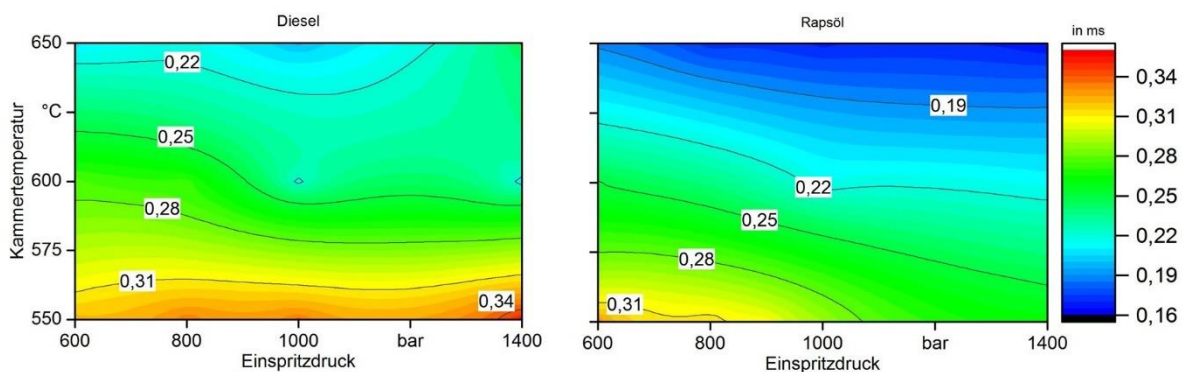


Abbildung 68: Zeitspannen zwischen dem Erreichen von 0,2 und 1,5 bar Druckanstieg bei einem Brennkammerdruck von 30 bar, in Abhängigkeit von Brennkammertemperatur und Einspritzdruck

Wie in Abschnitt 3.1.3 beschrieben, ist der NTC-Effekt stark vom molekularen Aufbau sowie vorherrschenden Temperaturniveau und den zugehörigen chemischen (endothermen) Reaktionen, speziell der Kettenterminierung mit einhergehender Bildung von stabilem Wasserstoffperoxid und verringerter Radikalbildung, abhängig. Je größer der Anteil des homogenisierten Gemischs ist, der im entscheidenden Temperaturbereich von etwa 700 K bis 900 K vorherrscht, desto dominierender sind die beschriebenen Reaktionen. Zudem tendieren bestimmte Kohlenwasserstoffe zu einem stärker ausgeprägten NTC-Effekt und andere weniger [74].

Bei einer schlagartigen Verbrennung, meist als Folge eines langen Zündverzugs (in Relation zur Einspritzdauer), mit einem stark ausgeprägten Vormischanteil liegt bereits ein Großteil der Kraftstoffmenge dampfförmig im kritischen Temperaturbereich vor und durchläuft somit die für das NTC-Verhalten verantwortlichen Reaktionsschritte. Bei einer schnellen Zündung mit primär diffusionskontrollierter Verbrennung, so wie es meist bei Pflanzenölen der Fall ist, zündet ein Großteil des eingespritzten Öls, nachdem in Flammennähe die Temperaturschwelle bereits überschritten worden ist und somit die Reaktionen vorrangig im Hochtemperaturbereich ablaufen.

5.4.8 Emissionsmessung am AFIDA

Für ausgewählte Betriebspunkte wurde am AFIDA eine Emissionsmessung zur Bestimmung gasförmiger Emissionskomponenten im Abgas durchgeführt. Dabei kamen als Analytoren ein FTIR und ein FID zum Einsatz, wie unter 4.4.1 beschrieben. Bei den Ergebnissen ist zu berücksichtigen, dass der hohe Luftüberschuss in der konstant heißen Brennkammer in Verbindung mit einer langen Verweilzeit in der Brennkammer unter Umständen dazu führt, dass Produkte unvollständiger Verbrennung (HC, CO, Partikel) in geringerer Menge vorhanden sind, als sie im realen Motor entstehen würden.

Für die Betriebspunkte 1 bis 4 wurde bei einer Kammertemperatur von 600 °C und einem Kammerdruck von 30 bar der Inertgasanteil zur Nachbildung einer Abgasrückführung variiert und die Konzentrationen von Stickstoffoxiden, Kohlenstoffmonoxid und Kohlenwasserstoffen aufgezeichnet. Sowohl für Diesel- als auch Rapsölkraftstoff sind ohne zusätzliches Inertgas Stickstoffoxidkonzentrationen vor mehr als 150 ppm festzustellen, wie Abbildung 69 zeigt. Mit zunehmender AGR-Rate sinken die Konzentrationen an Stickstoffoxiden im Abgas für beide Kraftstoffe. In den untersuchten Betriebspunkten werden für Rapsölkraftstoff immer geringere NO_x-Konzentrationen im Vergleich zu Diesel festgesetzt. Die Werte deuten erneut auf eine langsamere Verbrennung von Rapsölkraftstoff hin, bei der geringere Spitzentemperaturen auftreten und dadurch weniger Stickstoffoxid gebildet wird.

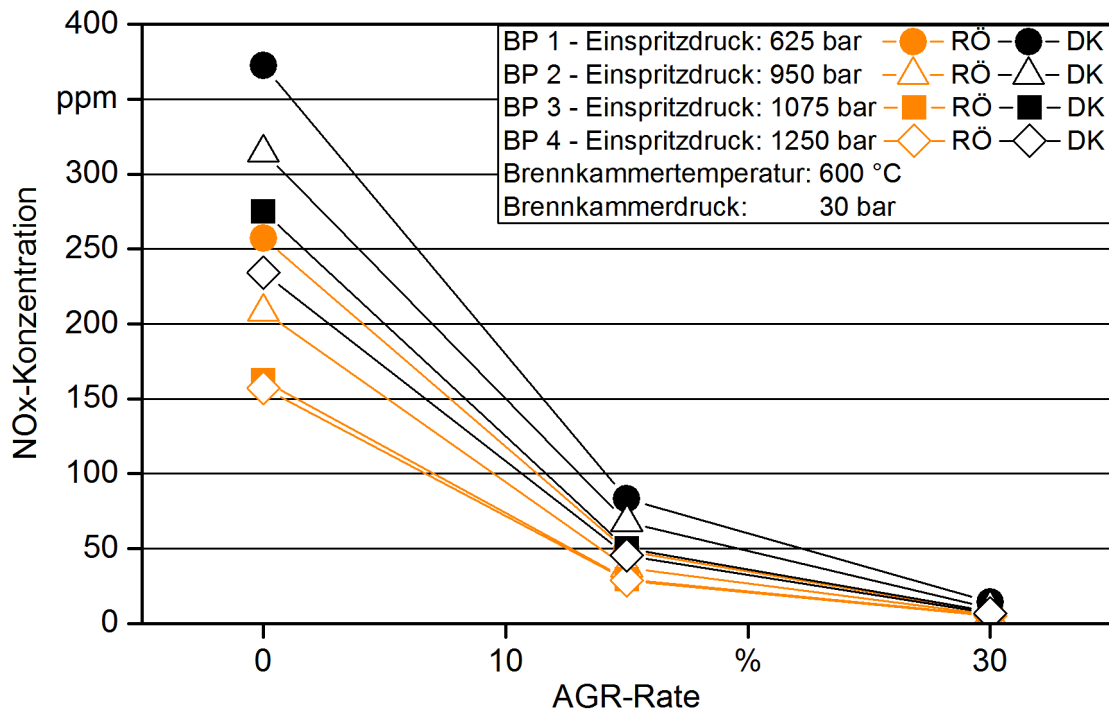


Abbildung 69: NO_x -Konzentrationen im Abgas des AFIDA für die Betriebspunkte 1 bis 4 bei verschiedenen Abgasrückführaten und einem Brennchamterdruck von 30 bar

Abbildung 70 zeigt, dass höhere Kohlenstoffmonoxidkonzentrationen erst bei höheren Inertgasanteilen auftreten. Kohlenwasserstoffe konnten in keinem der Fälle detektiert werden. Die CO-Konzentrationen sind bei höheren Inertgasanteilen und niedrigen Einspritzdrücken für Rapsöl geringfügig höher als für Dieselkraftstoff. Bei höheren Einspritzdrücken (BP 2 bis 4) sind für Rapsölkraftstoff bei 30 % AGR niedrigere CO-Emissionen festzustellen, bei 15 % höhere.

In Verbindung mit den Druckverlaufdaten können durch die Emissionsmessung am AFIDA weitere qualitative Hinweise erhalten werden, welcher Kraftstoff schneller und heißer oder auch unvollständig verbrennt. Eine heiße Verbrennung kann über höhere Werte an Stickstoffoxiden und eine unvollständige/unvollkommene Verbrennung durch Kohlenstoffmonoxid detektiert werden.

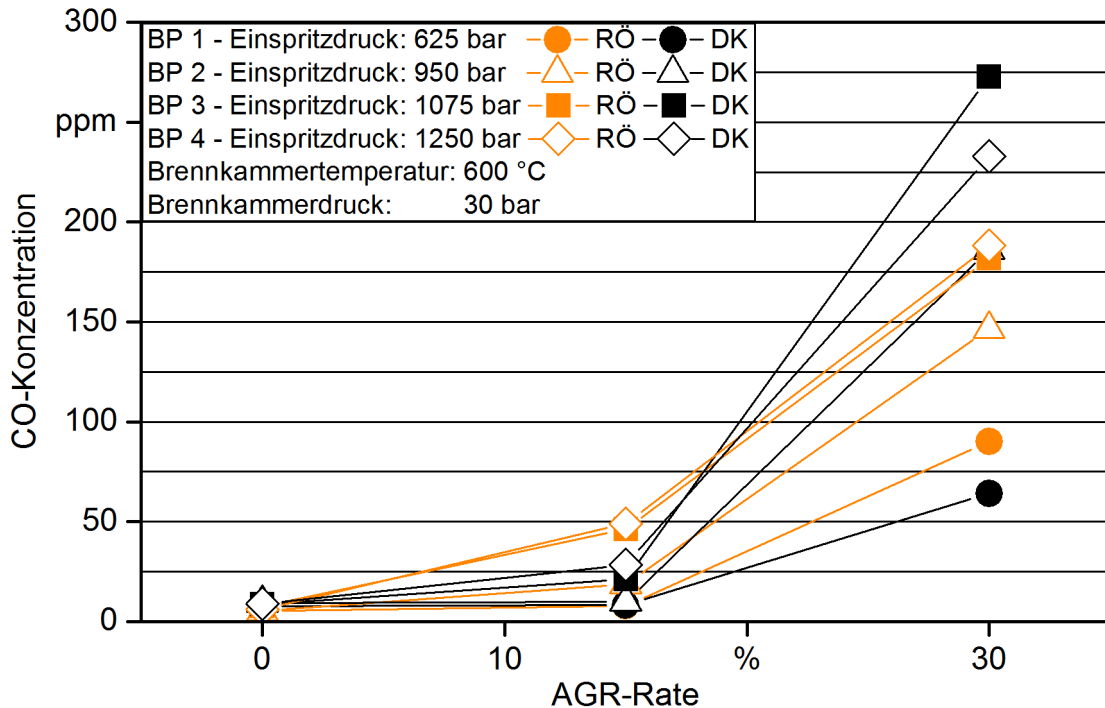


Abbildung 70: CO-Konzentrationen im Abgas des AFIDA für die Betriebspunkte 1 bis 4 bei verschiedenen Abgasrückführaten und einem Brennkammerdruck von 30 bar

5.4.9 Regressionsmodell zur Zündverzugsberechnung

Zur Prognose des Zündverhaltens von Rapsöl- und Dieselkraftstoff wurde der Zündverzug als Zielgröße eines Modells mit den Eingangsgrößen Einspritzdruck, Brennkammertemperatur und -druck beschrieben. Die Basis des Modells bilden die Messwerte aus der Versuchsmatrix (beschrieben in Abschnitt 4.4.3). Somit können die Einflüsse der genannten Parameter auf den Zündverzug mathematisch beschrieben und die notwendige Höhe der Parameteränderungen für beispielsweise einen bestimmten Zündverzugswert berechnet werden.

Für das Modell wurde ein Ansatz, ähnlich der nachfolgenden Arrhenius-Gleichung gewählt:

$$k = A \cdot e^{\left(\frac{E_A}{R \cdot T}\right)} \quad (5.1)$$

Die Gleichung dient im Allgemeinen der Berechnung der Reaktionsgeschwindigkeit k . A steht für den sogenannten präexponentiellen Faktor, R für die universelle Gaskonstante ($8,314472 \cdot \frac{J}{mol \cdot K}$), E_A für die Aktivierungsenergie in J/mol und T für die Temperatur in K.

Die Berechnung des Zündverzugs (entsprechend dem 0,2-bar-Kriterium) erfolgt im Modell mit folgender Formel. Der Faktor p entspricht dem Kammerdruck in bar, F dem

Einspritzdruck in bar und T der Brennkammertemperatur in K, A , n , E_A und B sind die zugehörigen kraftstoffspezifischen Koeffizienten beziehungsweise Exponenten.

$$ZV = A \cdot p^n \cdot e^{\left(\frac{E_A}{R \cdot T}\right)} - B \cdot F \quad (5.2)$$

Die durch einen Levenberg-Marquardt-Iterationsalgorithmus bestimmten Werte der Koeffizienten für beide Modelle sind in Tabelle 22 aufgeführt. Es ergeben sich korrigierte Bestimmtheitsmaße von 0,93 für das Zündverzugsmodell auf Basis des Dieselmotorkraftstoffs und 0,98 für das Rapsölmotorkraftstoffmodell.

Tabelle 22: Kraftstoffspezifische Koeffizienten der Modellrechnung

Koeffizient	Diesel	Rapsöl
A	0,4318	0,6493
n	-0,3388	-0,5075
E_A	2,0267E+4	2,1875E+4
B	4,13518E-4	5,30624E-4

Zur Vorhersage des notwendigen Einspritzdrucks von Rapsölmotorkraftstoff als Stellgröße, um bei sonst gleichbleibenden Randbedingungen denselben Zündverzug wie für Diesel zu erreichen, kann durch ein Gleichsetzen der Gleichungen nach dem Einspritzdruck von Rapsöl aufgelöst werden.

$$ZV_{R\ddot{O}} = ZV_{DK} \quad (5.3)$$

$$A_{R\ddot{O}} \cdot p^{n_{R\ddot{O}}} \cdot e^{\left(\frac{E_{A,R\ddot{O}}}{R \cdot T}\right)} - B_{R\ddot{O}} \cdot F_{R\ddot{O}} = A_{DK} \cdot p^{n_{DK}} \cdot e^{\left(\frac{E_{A,DK}}{R \cdot T}\right)} - B_{DK} \cdot F_{DK} \quad (5.4)$$

Das Auflösen nach dem Einspritzdruck von Rapsöl „ $F_{R\ddot{O}}$ “ ergibt folgende Formel:

$$F_{R\ddot{O}} = \frac{A_{R\ddot{O}} \cdot p^{n_{R\ddot{O}}} \cdot e^{\left(\frac{E_{A,R\ddot{O}}}{R \cdot T}\right)} - A_{DK} \cdot p^{n_{DK}} \cdot e^{\left(\frac{E_{A,DK}}{R \cdot T}\right)} + (B_{DK} \cdot F_{DK})}{B_{R\ddot{O}}} \quad (5.5)$$

Folgende Tabelle zeigt beispielhaft für verschiedene Eingangsgrößen die mit dem Modell berechneten Werte des Einspritzdrucks von Rapsölmotorkraftstoff, um denselben Zündverzug wie für Dieselmotorkraftstoff zu erreichen. Bei dem Modell ist zu berücksichtigen, dass es spezifisch für den untersuchten Injektortyp gilt. Es ist jedoch davon auszugehen, dass die Ergebnisse zumindest qualitativ auf andere Magnetventil-Injektortypen übertragbar sind.

Tabelle 23: Modellberechnung für notwendige Einspritzdrücke von Rapsölkraftstoff, um den gleichen Zündverzug wie mit Dieselmkraftstoff zu erreichen, unter Berücksichtigung verschiedener beispielhafter Randbedingungen

Kammertemperatur in °C	Kammerdruck in bar	Einspritzdruck Diesel in bar	Einspritzdruck Rapsöl (Modellberechnung) in bar
600	40	800	650
600	40	600	495
600	30	600	708
600	30	1000	1020
550	35	1000	987
550	30	1000	1135

5.4.10 Vergleich der Zündverzüge im AFIDA und im Versuchsmotor

Um die Unterschiede der Zündverzüge am Versuchsmotor und am AFIDA bewerten zu können, wurden Vergleichsmessungen am Motor durchgeführt. Hierfür wurden Einzelein-spritzungen von Diesel und Rapsölkraftstoff unter niedriger Last bei einer Drehzahl von 1200 min^{-1} untersucht. Die Ladelufttemperatur betrug hierbei 30 °C beziehungsweise 37 °C , der absolute Ladedruck 1150 mbar und die Kraftstofftemperatur nach der Vorförderpumpe 60 °C . Aus den Indizierdaten ist ersichtlich, dass ein Kompressionsenddruck von knapp 50 bar vorlag und somit, unter Annahme eines Isentropenexponenten von $1,4$, das tatsächliche Verdichtungsverhältnis ca. 15 beträgt. Eine zugehörige Zylinderdruckkurve ist in Abbildung 71 dargestellt. Demzufolge stellt sich bei einer isentropen Verdichtung eine Kompressionsendtemperatur von etwa 620 °C beziehungsweise 650 °C bei höherer Ladelufttemperatur ein. Die Randbedingungen bei Ermittlung der entsprechenden Zündverzüge am AFIDA waren mit einer Brennkammertemperatur von 650 °C und einem Brennkammerdruck von 45 bar ähnlich.

Der Zündverzug am Motor wurde als Zeitspanne zwischen dem Beginn der Injektoransteuerung und dem Erreichen eines Umsatzes von 2% des Kraftstoffs definiert. Wie Abbildung 72 und Abbildung 73 entnommen werden kann, liegen die Zündverzüge am Motor in den untersuchten Betriebspunkten in einem geringfügig niedrigeren Zeitbereich. Die Zündverzüge am Motor sind etwas kürzer und lassen darauf schließen, dass die Gemischaufbereitung und die Zündbedingungen günstiger sind. Die Erhöhung der Ladelufttemperatur wirkt sich im Zündverzug am Motor, anders als am AFIDA, nicht merklich aus. Der Trend der Verkürzung des Zündverzugs mit Erhöhung des Einspritzdrucks ist sowohl am AFIDA als auch am Motor feststellbar. Möglicherweise spielt hierbei jedoch auch die Verkürzung des hydraulischen Verzugs eine Rolle.

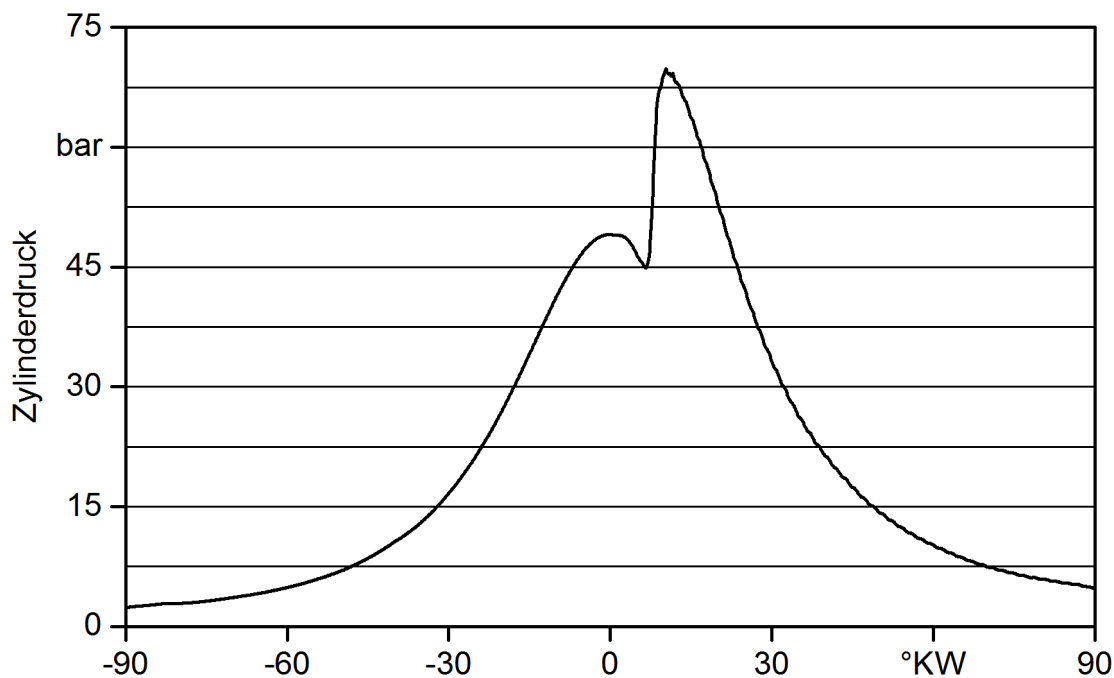


Abbildung 71: Beispiel für eine Zylinderdruckkurve des Motors für eine Gegenüberstellung der Zündverzüge am Motor und am AFIDA

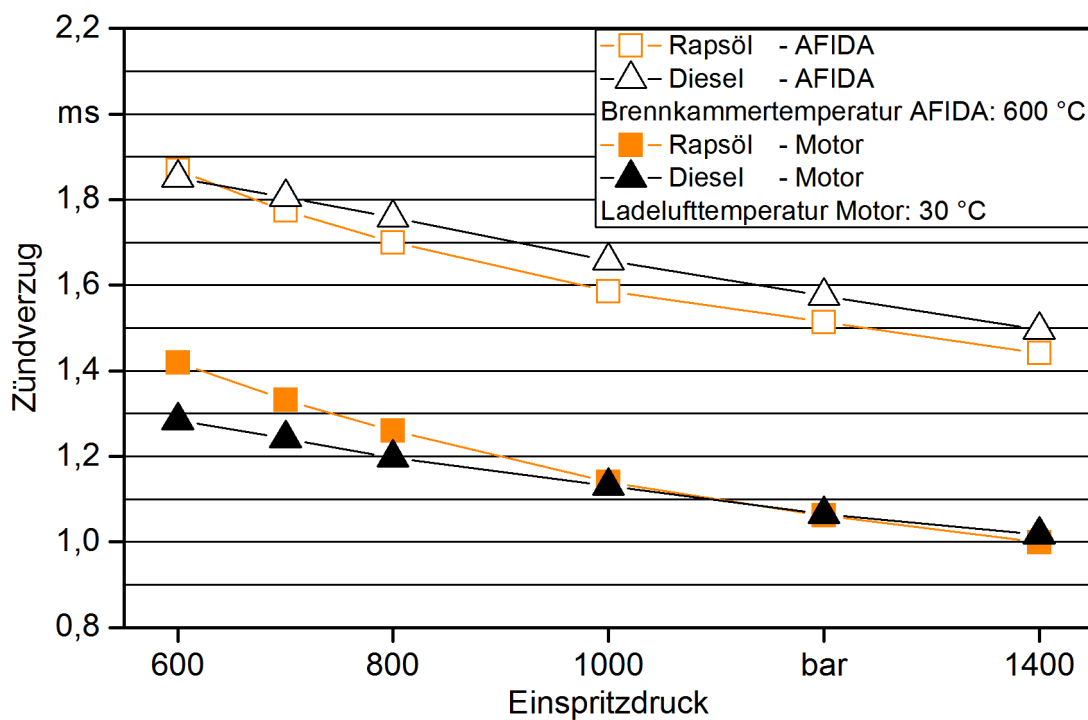


Abbildung 72: Gegenüberstellung der Zündverzüge am Motor und AFIDA bei niedrigerem Temperaturniveau

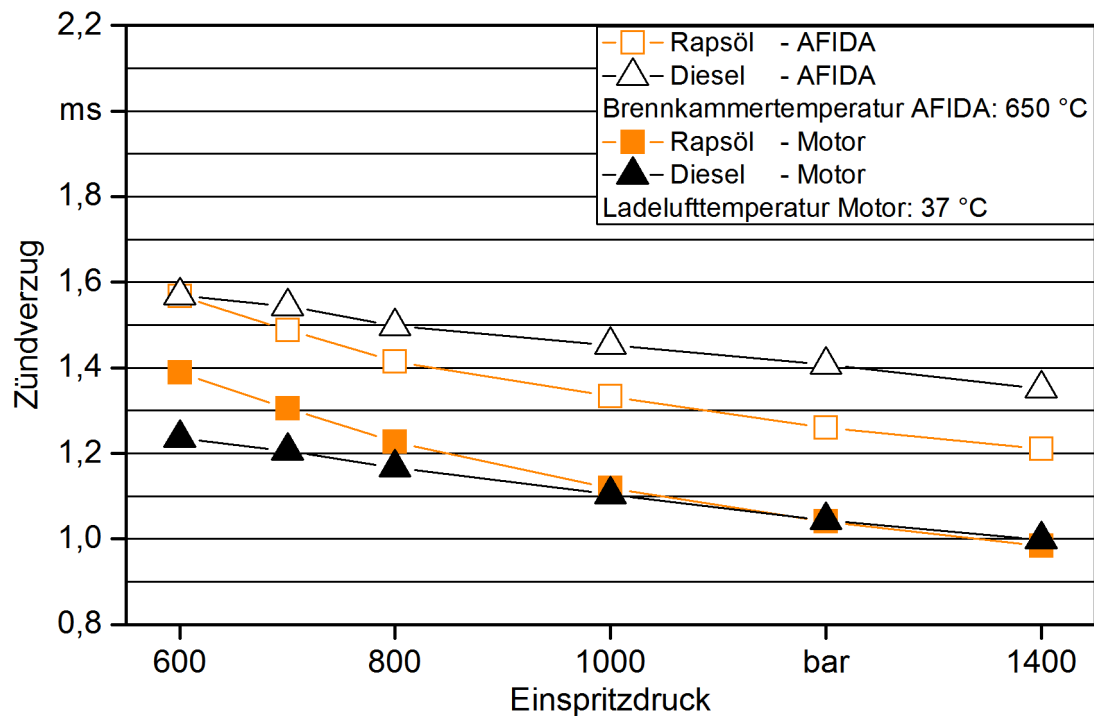


Abbildung 73: Gegenüberstellung der Zündverzugs am Motor und AFIDA bei höherem Temperaturniveau

5.4.11 Folgerungen der AFIDA-Untersuchungen für die Motorapplikation

Der Zündverzugs als Hauptbewertungskriterium zeigt, dass der Zündprozess für Rapsölkraftstoff nahezu im gesamten untersuchten Bereich des Motorkennfelds schneller abläuft als für Dieselkraftstoff, obwohl der Strahlaufbruch und die Verdampfung des Pflanzenöls gegenüber Diesel aufgrund der hohen Viskosität, Oberflächenspannung und Siedetemperatur schlechter sind, wie auch die Ergebnisse der Untersuchungen an der Einspritzstrahlkammer zeigen. Die Auswirkungen einer Änderung von Brennkammertemperatur und -druck auf den Zündverzugs sind dabei prinzipiell für beide Kraftstoffe sehr ähnlich, wobei Rapsölkraftstoff ein wenig stärker von den Randbedingungen abhängig ist, da der Zündverzugs als Zielgröße eine stärkere Spreizung über den Messbereich aufweist. Höhere Temperaturen und Zylinderdrücke führen zu einer deutlichen Verbesserung des Zündverhaltens von Pflanzenöl.

Der Zündverzugs ist in eine erste Phase mit vorwiegend physikalischen und eine zweite Phase mit primär chemischen Prozessen aufgeteilt. Der physikalische Teil des Zündverzugs wird durch die Gemischaufbereitung beeinflusst und ist für Rapsöl- im Vergleich zu Dieselkraftstoff länger. Folgerichtig muss die festgestellte frühere Zündung aus den schneller ablaufenden chemischen Kettenreaktionen im Rapsöl resultieren. Die Aufteilung des physikalischen und chemischen Zündverzugs an der Gesamtdauer ist für Rapsöl- und Dieselkraftstoff unterschiedlich. Dies kann durch die langen Kohlenstoffketten des Triglycerids begründet werden. Diese Erkenntnis ist auch allgemein von Alkanen oder Fettsäuremethylestern (FAME) bekannt. Hierbei ist das Glycerin im Triglycerid von

untergeordneter Bedeutung im Vergleich mit den glycerinfreien FAME, da vorrangig die Art der Fettsäuren das Zündverhalten beeinflusst [74]. Bei langen Kohlenstoffketten gibt es bessere beziehungsweise mehr Angriffspunkte zum Start der Kettenreaktionen, wodurch die Zündung früher erfolgt [31] [75].

Der Zündverzug von Rapsölkraftstoff im AFIDA ist, bis auf Betriebspunkte mit niedriger Brennraumtemperatur ($< 600\text{ °C}$) und vor allem niedrigen Einspritzdrücken ($< 1000\text{ bar}$), etwas kürzer als der von Diesel. Ebenso sinkt der Zündverzug allgemein mit steigendem Kammerdruck. Diese Beobachtung zeigt, dass der Zündverzug durch Verbesserung der physikalischen Gemischaufbereitung minimiert werden kann. In Niedriglastpunkten jedoch, speziell im Bereich des Leerlaufs, wird der Kraftstoff zum einen nur unter geringem Druck eingespritzt und zum anderen herrschen hier niedrige Temperaturen (sowohl während der Einspritzung als auch während der Verbrennung) sowie niedrigere Brennraumdrücke vor. Gleiches gilt für den Motorkaltstart. Diese Umstände stellen extrem ungünstige Bedingungen für die Verdampfung von Pflanzenöl dar, weshalb hier der Vorteil der signifikant besseren Aufbereitung von Dieselkraftstoff noch deutlicher wird.

Die langsame Gemischbildung, gepaart mit der geringen Geschwindigkeit, mit der das Pflanzenöl-Luft-Gemisch umgesetzt wird, können im Kaltstart das Hochdrehen des Motors erschweren. Ferner kann die Qualität der Verbrennung abnehmen. Die langsame Umsatzgeschwindigkeit führt dazu, dass ein Großteil der Verbrennung spät in der Expansionsphase stattfindet. Durch hiermit abnehmende Gastemperaturen sinkt die Umsatzgeschwindigkeit weiter. Dies kann zu erhöhten Anteilen unvollständiger Verbrennungsprodukte im Abgas führen. Speziell bei niedrigeren Temperaturen und vor allem niedrigeren Einspritzdrücken resultiert eine deutlich langsamere Verbrennung von Rapsöl- im Vergleich zu Dieselkraftstoff.

Diese Umstände können im Rapsölbetrieb vor allem für die in der Warmlaufphase angewandten Nacheinspritzungen kritisch sein, da hierbei die Gefahr besteht, dass der Rapsölkraftstoff nicht oder nur teilweise verbrennt und infolgedessen in das Motoröl abgeschieden oder in den Abgasstrang ausgeschoben sowie Ablagerungen gebildet werden. Eine Erhöhung der Einspritzmenge zur Erhöhung der Verbrennungstemperatur kann sich dahingehend zusätzlich kontraproduktiv auswirken. Einen Beitrag zur Abhilfe können hingegen die thermodynamischen Randbedingungen zum Zeitpunkt der Einspritzung sowie die Einspritzparameter liefern. So kann der Beginn der Verbrennung durch ein Anheben des Einspritzdrucks oder eine Anpassung des Einspritzmusters verkürzt sowie die Umsatzgeschwindigkeit gesteigert werden. Es ist beispielsweise denkbar, keine oder frühere Nacheinspritzungen zu applizieren, um das Risiko einer unvollständigen Verbrennung zu minimieren. Aufgrund des längeren hydraulischen Verzugs bei einem Common-Rail-System sowie des unter Umständen längeren Zündverzugs von Rapsölkraftstoff könnte sich eine spätere Hauptverbrennung ohnehin von selbst einstellen und somit zum Aufheizen des Abgassystems beitragen. Prinzipiell höhere Abgastemperaturen aufgrund längerer Brenndauern von Rapsöl- im Vergleich zu Dieselkraftstoff zeigte auch ZOLTOWSKI [99]. Für die Nacheinspritzungen wäre es zudem möglich, kürzere Pulse, vor allem zur Verringerung der Strahleindringtiefe, anzuwenden.

Des Weiteren beschleunigt eine höhere Brennkammertemperatur oder ein höherer Brennkammerdruck zum Zeitpunkt der Einspritzung die Gemischbildung. Dieser Ansatz würde in der Regel eine etwas spätere Einspritzung nahe zum Zeitpunkt des oberen Totpunkts erfordern, die unter Umständen zwangsläufig durch den längeren hydraulischen Verzug von Rapsöl resultiert. Möglicherweise ist es ebenso zielführend, die Einspritzung von Rapsöl in diesen kritischen Betriebspunkten früher einzuleiten, um den verlängerten Zündverzug zu kompensieren und den Brennbeginn ähnlich zu Diesel einzustellen. Die lange Homogenisierungszeit und die weite Eindringtiefe des Öls in den Brennraum stellen hierbei jedoch potenzielle Probleme dar. Beide Herangehensweisen können bei abgestimmten Einspritzverläufen zum Erfolg führen.

Bei günstigen Randbedingungen hingegen, charakterisiert durch höhere Temperaturen im Brennraum, höhere Lade- und Einspritzdrücke, gleichen sich die Zeitspannen des physikalischen Zündverzugs der beiden Kraftstoffe zunehmend an. Zusammen mit dem kürzeren chemischen Zündverzug von Rapsöl kommt es schließlich zu einem allgemein kürzeren Zündvorgang von Rapsölkraftstoff. Dabei gilt: Je geringer der Unterschied in der Gemischaufbereitung wird, der auf physikalische Eigenschaften zurückzuführen ist, desto entscheidender wird der chemische Aufbau des Kraftstoffs als Einflussgröße hinsichtlich des Zündverzugs. Bei höheren Lasten mit höheren Einspritzmengen und -drücken sind die Folgen der mangelnden Gemischaufbereitung deutlich geringer. Mit zunehmender Einspritzmenge steigen auch die Temperaturen während der Verbrennung, wodurch die Verdampfung zusätzlich verbessert wird und sich die Kraftstoffe in ihrer Brenngeschwindigkeit immer mehr annähern. Eine Erhöhung des Einspritzdrucks, aber auch des Ladedrucks, beziehungsweise der Entdrosselung, sofern die Drosselklappe nicht vollständig geschlossen ist, oder der Ladelufttemperatur können grundsätzlich geeignete Maßnahmen am Motor darstellen, um den Zündprozess von Rapsölkraftstoff auch bei Niedriglastpunkten zu verbessern.

Im Zusammenhang mit einer niedrigeren Brennrate und der notwendigen Erhöhung der Kraftstoffmenge aufgrund des geringeren Heizwerts von Pflanzenöl im Vergleich zu Diesel wird es voraussichtlich zu einer späteren, ineffizienteren Lage des Verbrennungsschwerpunkts kommen. Um dahingehend entgegenzuwirken, wäre zum Beispiel ein generell höheres Zylinderdruck- und Zylindertemperaturniveau denkbar. Dies könnte gegebenenfalls mit höherem Ladedruck und reduzierter Ladeluftkühlung erreicht werden. Erkenntnisse aus den Abschnitten 5.4.2 und 5.4.3 hinsichtlich der langsamer werdenden Brenngeschwindigkeit müssen in diesem Zusammenhang jedoch beachtet werden.

In den bisherigen Studien gibt es teils widersprüchliche Aussagen hinsichtlich der Brenngeschwindigkeit und auch NO_x -Bildung von Rapsölkraftstoff. Meist wird angenommen, dass die im Rapsölbetrieb bei höheren Lasten meistens höheren NO_x -Emissionen aus einer schnelleren Brenngeschwindigkeit und somit größeren Druckgradienten resultieren. Begründet wird dies oft mit einer höheren Sauerstoffverfügbarkeit, mit einem lokal größeren Luftverhältnis aufgrund des Eigensauerstoffanteils oder höheren Flammentemperaturen. Zusätzlich könnte ein längerer Zündverzug für einen größeren Anteil der schnellen Homogenverbrennung sorgen, vor allem da in älteren Einspritzsystemen nur niedrigere Kraftstoffdrücke erzeugt wurden und auch sonst keine Optimierungen für den

Rapsölbetrieb vorgenommen wurden. Grundsätzlich ist zu beachten, dass es im Motorbetrieb zu mehreren, sich überlagernden Effekten kommt und die höheren NO_x-Emissionen nicht zwingend auf eine höhere Brenngeschwindigkeit, sondern zum Beispiel auf eine zeitliche Verschiebung des Heizverlaufs zurückzuführen sind.

Am AFIDA eröffnet sich die Möglichkeit, in den Untersuchungen Nebeneffekte auszuschließen und das Zünd- beziehungsweise Brennverhalten isoliert zu vergleichen. Hier zeigen sich überwiegend frühere Wärmefreisetzungen mit geringerem Vormischanteil, längere Brenndauern und niedrigere Heizraten für Rapsöl- im Vergleich mit Dieselkraftstoff. Ohne Änderungen in der Motorapplikation sind daher, wie beispielsweise auch ZOLTOWSKI [99] anhand von Motoruntersuchungen zeigte, geringere NO_x-Emissionen für Rapsöl zu erwarten. Dies trifft selbst dann zu, wenn es unter sehr ungünstigen Umständen zu einem längeren Zündverzug von Rapsölkraftstoff und somit zu einer längeren Durchmischung kommt, da die Gemischbildung gegenüber Diesel aufgrund des Spraybilds und der Verdampfungseigenschaften trotzdem schlechter ist.

Es wäre prinzipiell vorteilhaft, wenn trotz der größeren Einspritzmenge von Rapsölkraftstoff (um auf dieselbe Leistung zu kommen) die Brenndauer ähnlich lange ist wie bei Diesel. Die Messungen am AFIDA zeigen jedoch, dass die Brenngeschwindigkeit trotz eines auf Molekülebene lokal höheren Luftverhältnisses niedriger ist. Der im Pflanzenölmolekül gebundene Sauerstoff nimmt nicht an der Verbrennung teil, erhöht aber das Verhältnis von Luftsauerstoff zu Kohlenstoff beziehungsweise Wasserstoff des Kraftstoffs. Vermutlich wird dieser prinzipiell existierende Vorteil durch die stärker mischungskontrollierte Verbrennung, den dichteren Kraftstoffstrahl beziehungsweise dessen geringeren Aufbruch und je nach Betriebspunkt unter Umständen für eine optimale Flammenausbreitung vorherrschende zu magere Zonen aufgezehrt.

Die Dauer bis zum Ende der Verbrennung des vorgemischten Anteils ist für beide Kraftstoffe ähnlich lange. Jedoch ist die Dauer der vorgemischten Verbrennung von Rapsölkraftstoff tatsächlich etwas kürzer, wenn der längere hydraulische Verzug berücksichtigt wird. Der große Unterschied der Gesamtbrenndauer liegt in der Dauer der diffusionskontrollierten Verbrennung begründet, die im Falle von Rapsöl teils deutlich größer ist als für Diesel, speziell bei Temperaturen unter 600 °C, wie anhand Abbildung 49 gezeigt wurde.

Die Lage des Verbrennungsschwerpunkts (50 % Umsatz) ist für beide Kraftstoffe meist ähnlich, wobei er für Rapsölkraftstoff bei niedrigen Einspritzdrücken (< 800 bar) und niedrigen Kammertemperaturen (< 600 °C) im Vergleich zu Diesel etwas später liegt, für hohe Einspritzdrücke und Temperaturen etwas früher. Jedoch ist zu berücksichtigen, dass die Schwerpunktage alleine nicht ausreicht, um das Brennverhalten vollständig zu beschreiben. Vielmehr zeigt sich, vor allem bei niedrigen Einspritzdrücken und Kammertemperaturen, ein im Vergleich zu Diesel langsamerer Ausbrand von Rapsölkraftstoff nach dem Umsatz von 50 % der Menge. Diese Zeitspanne ist in den untersuchten Betriebspunkten für das Pflanzenöl länger und führt daher insgesamt zu einer längeren Brenndauer.

Damit unmittelbar zusammenhängend sind die Werte der mittleren Brennrate von Rapsölkraftstoff durchweg niedriger als diejenigen von Diesel. Analog zu den Ergebnissen hinsichtlich der Brenndauer zeigen sich hier die größten Unterschiede im Bereich von niedriger Kammertemperatur und niedrigen Einspritzdrücken aufgrund der schlechten Gemischaufbereitung. Die Druckkurven von Diesel sind stärker geprägt von einem abrupten Anstieg unmittelbar nach der Zündung. Hiermit verknüpft ist das für Dieselkraftstoff meist stärker ausgeprägte NTC-Verhalten, wodurch ein größerer Anteil der vorgemischten Verbrennung entsteht.

Die Untersuchungen zur Simulation einer Abgasrückführung am AFIDA zeigen, dass diese auf die Verbrennung von Rapsölkraftstoff einen ähnlichen Einfluss aufweist wie jene von Diesel. Der Zündverzug verlängert sich mit Erhöhung des Inertgasanteils und somit steigt auch der Anteil der Homogenverbrennung. Die Brenndauern steigen infolgedessen durch die AGR jedoch nur unwesentlich an.

In Bezug auf die Applikation von Mehrfacheinspritzungen sind größere Unterschiede zwischen Diesel- und Rapsölkraftstoff festzustellen. Es zeigt sich unabhängig vom Kraftstoff zum einen eine frühe Zündung der Haupteinspritzung, wenn dieser eine oder zwei Voreinspritzungen vorgelagert sind, und zum anderen eine niedrigere Wärmefreisetzungsrate als Konsequenz. Da Rapsöl- in der Regel ohnehin langsamer verbrennt als Dieselmkraftstoff, ist beispielsweise eine Reduzierung der Mengen der Voreinspritzungen denkbar, um den Vormischanteil und Brenngeschwindigkeit zu erhöhen.

Wie vorher beschrieben liegen arbeitsprinzipbedingte Unterschiede zwischen einer im AFIDA ablaufenden und einer motorischen Verbrennung vor. Im Vergleich zum Motor herrscht in dem vorliegenden CVCC-Messgerät keine turbulente Drallströmung vor, es kommt zu keiner Kompression/Expansion und die Kammerdrücke sowie -temperaturen, besonders zum Zeitpunkt der Einspritzung, sind je nach Betriebspunkt meist (deutlich) geringer. Daher sind die Randbedingungen für die Gemischaufbereitung tendenziell etwas ungünstiger als im Motor. Es kann davon ausgegangen werden, dass somit der Zündverzug und die Brenndauer am Motor eher kürzer sind als am AFIDA, was sich gegebenenfalls vorteilhaft auf den Rapsölbetrieb auswirkt.

5.5 Motorprüfstand

Die Messungen am Motorprüfstand zielten auf einen Vergleich der Leistungs- und Emissionsperformance des Versuchsträgers mit Diesel- und Rapsölkraftstoff ab. Zudem sollten Auswirkungen auf das Abgasnachbehandlungssystem ermittelt werden. Für Rapsölkraftstoff wurden außerdem aktive Änderungen an der Motorsteuergerätapplikation vorgenommen, damit potenzielle Optimierungen für den Betrieb mit Pflanzenölkraftstoff vorgenommen werden können.

5.5.1 Motorleistung mit Diesel- und Pflanzenölkraftstoff ohne Modifikationen

Als Ausgangszustand wurde der Motor mit Diesel- und Rapsölkraftstoff mit der Standardapplikation betrieben. Dies sollte Aufschluss darüber geben, inwieweit sich die Leistung ohne gezielte Modifikationen verändert. Für die Untersuchungen wurde mit beiden Kraftstoffen die Volllastkurve des Motors ermittelt. Dazu wird die maximale Gaspedalstellung vorgegeben und die Drehzahl stufenweise von der Nenndrehzahl ausgehend verringert. In den Versuchen wurde für die Drehzahl eine Schrittweite von 100 min^{-1} gewählt. Der daraus resultierende Verlauf sowie das Drehmomentverhältnis zwischen Rapsöl- und Dieselkraftstoff sind in Abbildung 74 dargestellt. Das maximale Drehmoment weicht vom Datenblatt um 10 Nm ab, bewegt sich aber innerhalb einer üblichen Toleranz. Über den gesamten Drehzahlbereich ergibt sich für Rapsölkraftstoff ein um 8 bis 10 % niedrigeres Drehmoment [4]. Dies liegt an dem geringeren Heizwert von Rapsölkraftstoff, wie in Abschnitt 3.2.1 bereits beschrieben. Anhand der Dachkurve bzw. des maximalen Drehmoments werden dann auch die Betriebspunkte für den NRSC-Zyklus (ISO 8178 Testzyklus Typ C1) definiert.

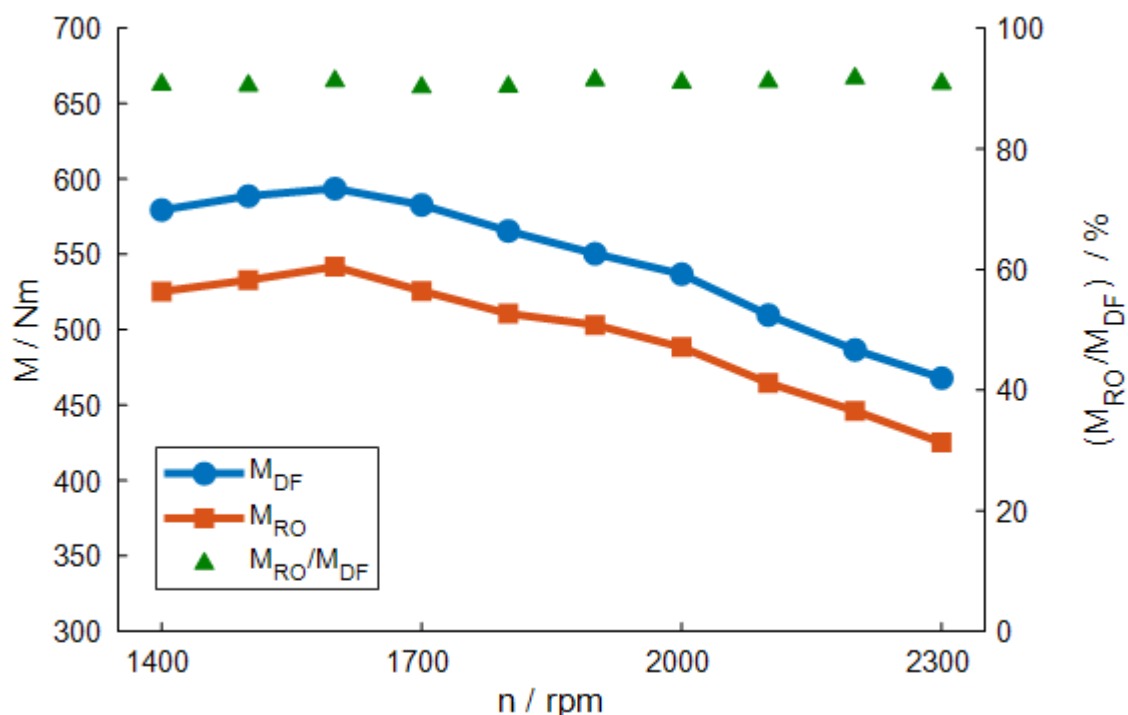


Abbildung 74: Volllastkurve und Drehmomentverhältnis für Diesel- und Rapsölkraftstoff [4]

Im Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch \dot{m}_{Fuel} in Abbildung 75 werden die Erkenntnisse aus dem HDA nochmals deutlich. Bei Durchfahren der Volllastkurve werden die höchstmöglichen Einspritzdrücke eingestellt und es wird eine große Einspritzmenge benötigt. Bei den Voruntersuchungen zeigte sich, dass in diesen Volllastbereichen mit Rapsölkraftstoff eine größere Masse durch den Injektor durchfließen kann. Die höhere Dichte überkompensiert

damit die Strömungsverluste durch die größere Viskosität. Ein hoher Kraftstoffdruck ist damit ein wesentliches Mittel, ähnliche Einspritzmengen bei gleichen Randbedingungen zu generieren.

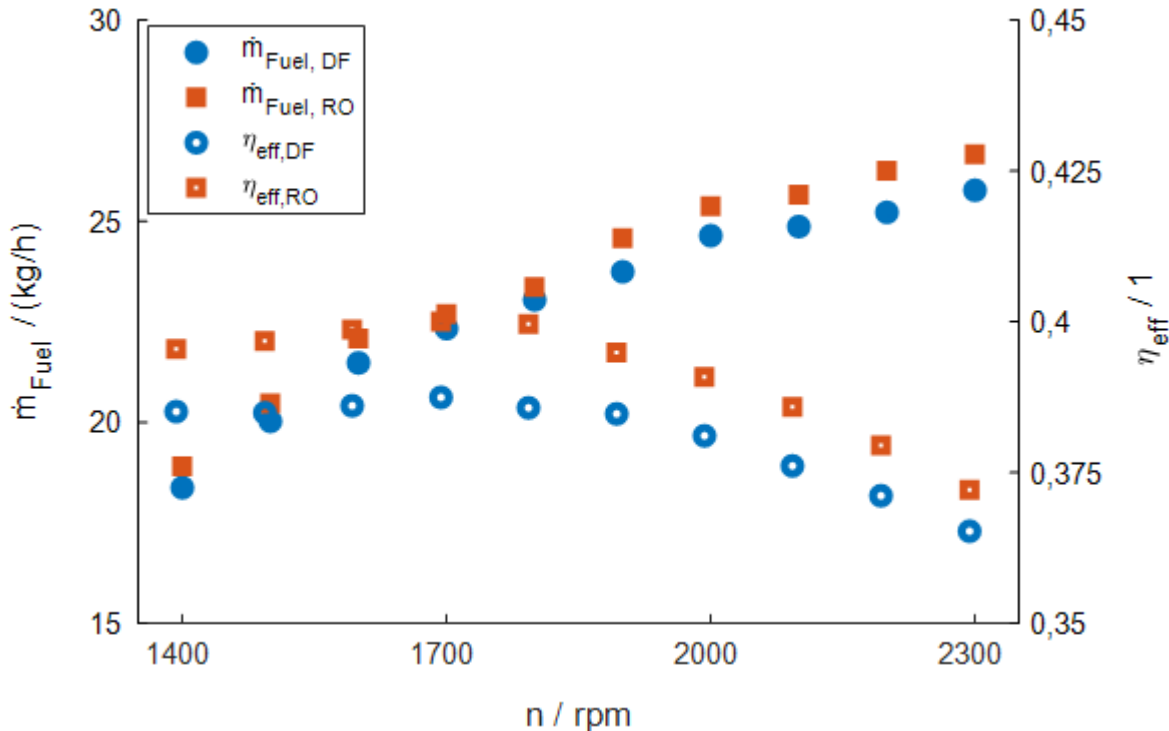


Abbildung 75: Kraftstoffverbrauch und effektiver Wirkungsgrad für Diesel- und Rapsölkraftstoff bei Durchlaufen der Vollastkurve [4]

Mit Rapsölkraftstoff wird zwar eine niedrigere Ausgangsleistung erreicht, jedoch erzielt man unter Berücksichtigung des Heizwerts einen höheren effektiven Wirkungsgrad. Dies kann an einer besseren Umsetzung des Kraftstoffs liegen, aber auch durch die Verschiebung des Leistungsbereichs wäre dieser Effekt denkbar.

5.5.2 Emissionsverhalten von Diesel- und Pflanzenölkraftstoff nach Lastanpassung

Für aussagekräftigere Untersuchungen wurden anhand der Vollastkurve mit Dieselmotorkraftstoff die NRSC-Punkte (ISO 8178 Testzyklus Typ C1) definiert. Daraus wurden anschließend vier Motorbetriebspunkte (EOPs) der höheren Teillast ausgewählt. Diese sind in Tabelle 24 mit der Gaspedalstellung α , Motordrehzahl n , dem effektiven Drehmoment M und dem indizierten Mitteldruck i_{mep} wiedergegeben. Die gegebenen EOPs werden mit Diesel- und Rapsölkraftstoff geprüft. Für Rapsölkraftstoff sind dementsprechend Anpassungen vorzunehmen, um das genannte Drehmoment zu erreichen. Es wurden diese Teillastpunkte ausgewählt, da einerseits der Motor in der praktischen Anwendung regelmäßig in

solchen Leistungsbereichen arbeitet und zum anderen lassen sich für die Adaption zwei unterschiedliche Herangehensweisen erproben.

So soll die Leistung durch Nachjustieren der Gaspedalstellung erfolgen, um zu zeigen, wie eine unveränderte Motorsteuerung diese Last nachbilden kann und welche Wechselwirkungen sich dadurch ergeben. Im zweiten Fall wird die Einspritzung über die Applikationschnittstelle gezielt manipuliert. Das Einspritzmuster bleibt dabei gleich, es wird lediglich in einem ersten Schritt die Einspritzmenge und dafür die Injektoransteuerdauer erhöht. Außerdem erfolgt eine Verschiebung des gesamten Musters, um den i_{mep} der Referenzmessungen mit Dieselkraftstoff und einen möglichst gleichen Heizverlauf nachzubilden.

Tabelle 24: Ausgewählte Motorbetriebspunkte für die Gegenüberstellung von Diesel- und Rapsölkraftstoff [4]

EOP	α in %	n in min^{-1}	M in Nm	i_{mep} in bar
1	52,8	1600	300	11,1
2	73,6	1600	450	16,0
3	63,2	2300	345	12,9
4	47,4	2300	230	9,4

Zunächst sollen die Auswirkungen der beiden Methoden in Abbildung 76 gezeigt werden. Dargestellt sind hierzu der Raildruck p_{Rail} , der Ladedruck im Saugrohr p_{Man} , die AGR-Ventilposition EGR_{Valve} und der ermittelte Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_{Fuel} für Diesel- und Rapsölkraftstoff mit Anpassung der Gaspedalstellung (α mod.) und der Einspritzung (Inj. mod.). Um mit Rapsölkraftstoff ohne Änderungen der Kalibration den gleichen i_{mep} zu erreichen, ist die Gaspedalstellung bei EOP1 auf 59,4 %, bei EOP2 auf 81,0 %, bei EOP3 auf 69,0 % und bei EOP4 auf 52,4 % zu erhöhen.

Raildruck und Ladedruck sind für Dieselkraftstoff und Rapsölkraftstoff mit angepasster Einspritzung gleich. Diese Größen scheinen kennfeldbasiert gesteuert zu werden, sodass bei gleich ausgewähltem Lastpunkt mittels Drehzahl und Gaspedalstellung dieselben Bedingungen eingestellt werden. Bei Veränderung der Gaspedalposition kommt es im Raildruck bei EOP3 zu leichten und bei EOP2 zu größeren Abweichungen. Im Ladedruck sind geringe Varianzen bei EOP2 und EOP4 zu erkennen. Die Stellung des AGR-Ventils zeigt ähnliche Trends bei allen Versuchen, die Regelung sollte hierbei über die Zustände im Abgasnachbehandlungssystem beeinflusst werden. Der Kraftstoffverbrauch ist für Rapsölkraftstoff in beiden Fällen identisch. Ein Zugewinn ist mit keinem der beiden Ansätze zu erkennen, was auf eine ähnliche Kraftstoffumsetzung hinweist.

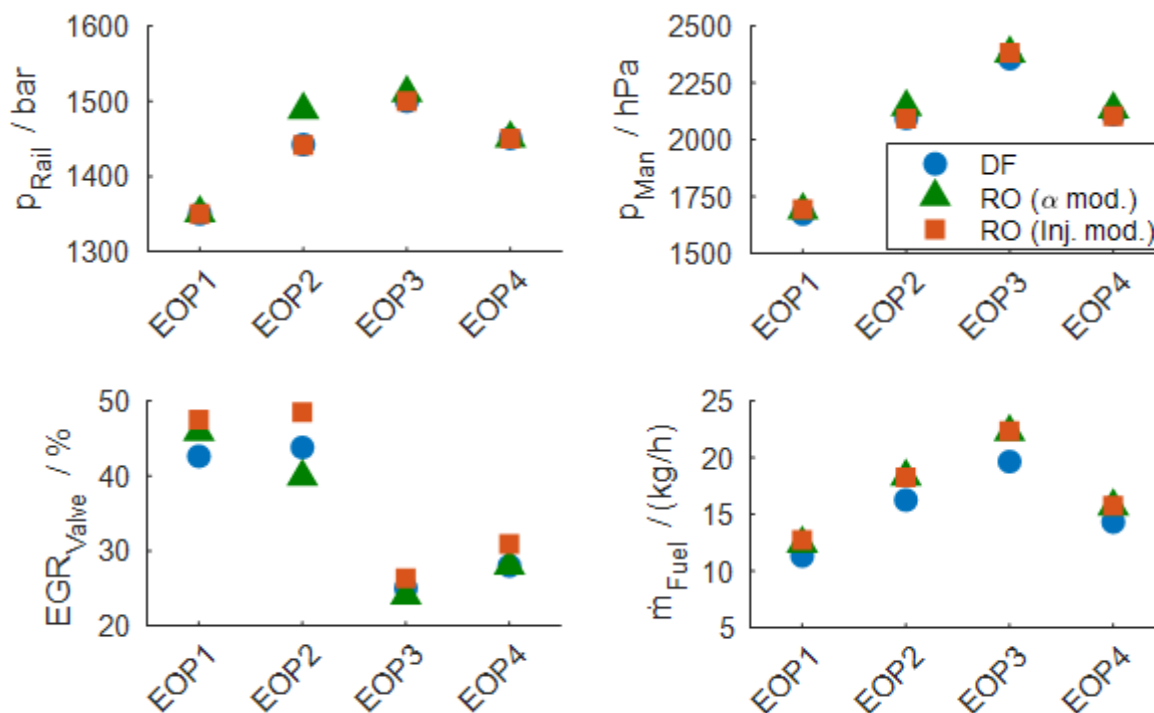


Abbildung 76: Randbedingungen der ausgewählten EOPs bei Betrieb mit Diesel- und Rapsölkraftstoff (Anpassung von Gaspedalstellung und Einspritzung) [4]

Die spezifischen Primärrohmissionen Kohlenmonoxid CO , Stickstoffoxid NO_x , Kohlenwasserstoffe HC und berechnete Partikelmasse anhand der Schwärzungszahl FSN der einzelnen Betriebspunkte sind in Abbildung 77 dargestellt. Die CO -Emissionen sind für alle EOPs sehr ähnlich und es kann kein direkter Einfluss des Kraftstoffs ausgemacht werden. Sowohl für die PM - und die HC -Emissionen werden mit Rapsölkraftstoff geringere Werte erzielt. Hier könnte der Eigensauerstoffanteil eine vollständigere Oxidation des Kraftstoffs bewirken. Bei den NO_x -Emissionen ist ein Unterschied mit den beiden Adaptationen des Rapsölbetriebs zu erkennen. Die geringfügigen Erhöhungen von Raildruck und Ladedruck bei Änderung der Gaspedalposition sorgen für eine höhere Verbrennungsspitzen-temperatur und somit für höhere NO_x -Werte. Für die Anpassung der Einspritzung mit Rapsölkraftstoff bei gleicher Gaspedalstellung werden gleiche Werte wie mit Dieselmotorkraftstoff gemessen. Die Ergebnisse zeigen, dass mit Rapsölkraftstoff somit weiteres Potenzial bezüglich der Rohmissionsreduzierung von NO_x und PM durch die Abgasrückführungsstrategie gegeben ist. Eine detailliertere Untersuchung mittels statistischer Versuchsplanung wird in Abschnitt 5.5.7 aufgezeigt.

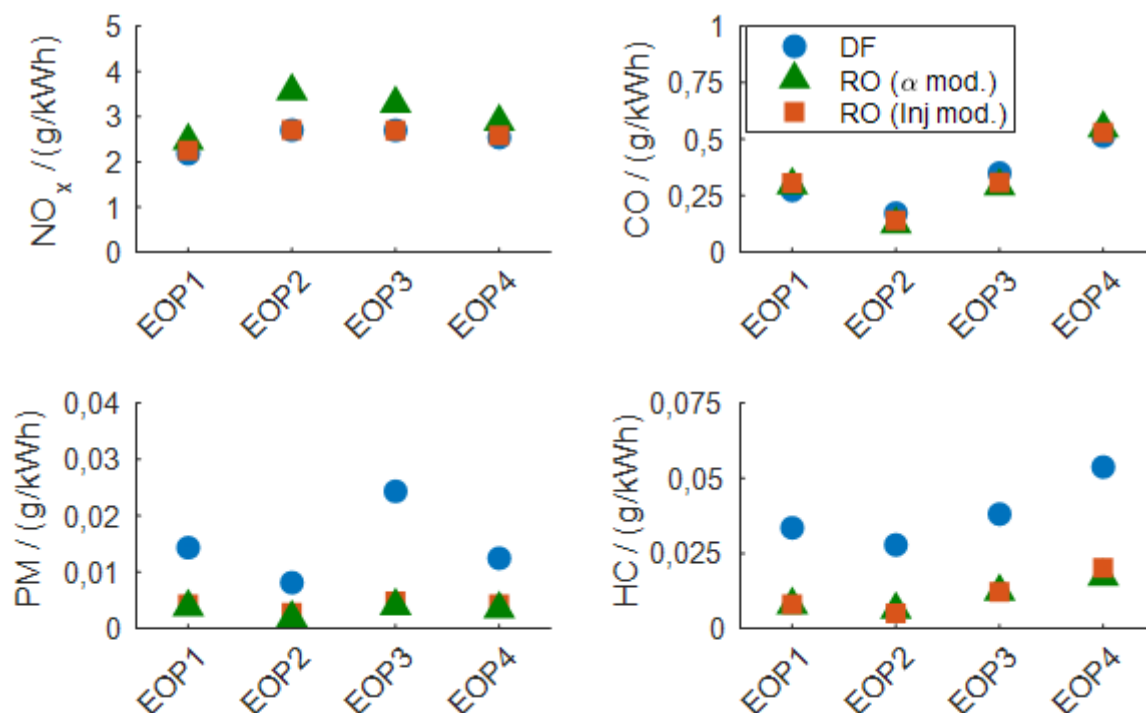


Abbildung 77: Primäremissionen der ausgewählten EOPs bei Betrieb mit Diesel- und Rapsölkraftstoff (Anpassung von Gaspedalstellung und Einspritzung) [4]

5.5.3 Auswirkungen der Kraftstofftemperatur auf das Betriebsverhalten

Um herauszufinden, ob die eingestellte Kraftstofftemperatur im Niederdruckkreislauf Einfluss auf das Motorverhalten hat, wurde eine Messreihe an einem Teillastpunkt mit einer Drehzahl n von 1600 min^{-1} und einer Gaspedalstellung von 50 % bei unterschiedlichen Kraftstofftemperaturen vermessen. Wie aus der Ermittlung der Kraftstoffeigenschaften ersichtlich wurde, erfährt die Viskosität von Rapsölkraftstoff um die für im Niederdruckkreislauf typischen Temperaturen noch wesentliche Änderungen. Es soll sowohl auf eine Mehrbelastung des Niederdruckkraftstoffsystems als auch auf Änderungen im Motorbetriebs- und Emissionsverhalten geachtet werden. Die Kraftstofftemperatur wurde hierzu in der Leckageleitung, in der durch die Absteuerung des komprimierten Kraftstoffs hohe Temperaturen herrschen, auf $40 \text{ }^\circ\text{C}$, $50 \text{ }^\circ\text{C}$ und $60 \text{ }^\circ\text{C}$ abgekühlt. Mit der Durchmischung des Frischkraftstoffs stellten sich vor der am Motor angebrachten Vorförderpumpe als Ist-Temperaturen $38 \text{ }^\circ\text{C}$, $48 \text{ }^\circ\text{C}$ und $60 \text{ }^\circ\text{C}$ ein.

Im Niederdrucksystem war an den Druckmessstellen vor Vorförderpumpe p_{F1} mit steigender Temperatur eine Erhöhung des Drucks erkennbar (siehe Abbildung 78). Es entstand ein geringerer Unterdruck vor Vorförderpumpe durch die Reduzierung der Viskosität. Dadurch wird die Pumpe mechanisch weniger beansprucht. Der Druck nach der Pumpe p_{F1} wie auch in der Leckageleitung p_{F2} sinkt mit steigender Kraftstofftemperatur (ebenfalls in Abbildung 78). Auch hier wirkt sich die Viskosität aus und der Druck wird durch geringere Reibung in der Leckageleitung bzw. in der Kraftstoffdosiereinheit gesenkt. Es wird deutlich, dass die Belastungen der Vorförderpumpe und folglich auch der Hochdruckpumpe

durch Erhöhung der Kraftstofftemperatur verringert werden können. Die Konditionierung des Kraftstoffs im Hinblick auf die Langlebigkeit der Komponenten ist deshalb sinnvoll.

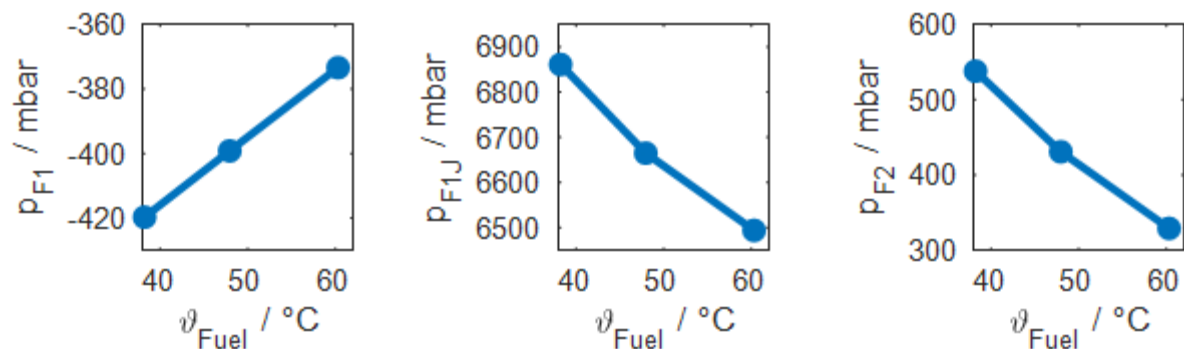


Abbildung 78: Auswirkung der Kraftstofftemperatur auf Kraftstoffvorförderdruck p_{F1} , Druck nach motorseitiger Förderpumpe p_{F1J} und Rücklaufdruck p_{F2}

Bezüglich der Motorleistung und der sich ergebenden Rohemissionen kann kein Effekt der Kraftstofftemperatur ermittelt werden. Die in Abbildung 79 geringfügigen Schwankungen in den Größen effektives Drehmoment M , Schwärzungszahl SZ sowie NO_x -, CO - und HC -Emissionen obliegen den realen Fluktuationen im Arbeitsprozess und der Messtoleranz. Die Abnahme von CO bzw. die Zunahme von HC beträgt über den Temperaturbereich 1 ppm. Die Interpretation eines grundlegenden Trends kann deshalb nicht vorgenommen werden.

Anhand der Ergebnisse ist zu erkennen, dass bei diesem Motor die Kraftstofftemperatur im Niederdruckbereich lediglich Auswirkungen auf die Bauteilbelastung bewirkt. Eine Erhöhung der Temperatur durch aktives Vorwärmen von Rapsölkraftstoff ist zur Reduktion der Belastung vorzusehen. Im weiteren Verlauf des Hochdrucksystems wird der Kraftstoff wesentlich durch die Temperatur des Zylinderkopfs beeinflusst, da bei diesem Motor die Druckstutzen der Injektoren über Bohrungen an der Seite integriert werden. Durch Wärmeleitung und Konvektion wird die Temperatur an den Kraftstoff übertragen. Als Annäherung kann hier von der Kühlwassertemperatur ausgegangen werden.

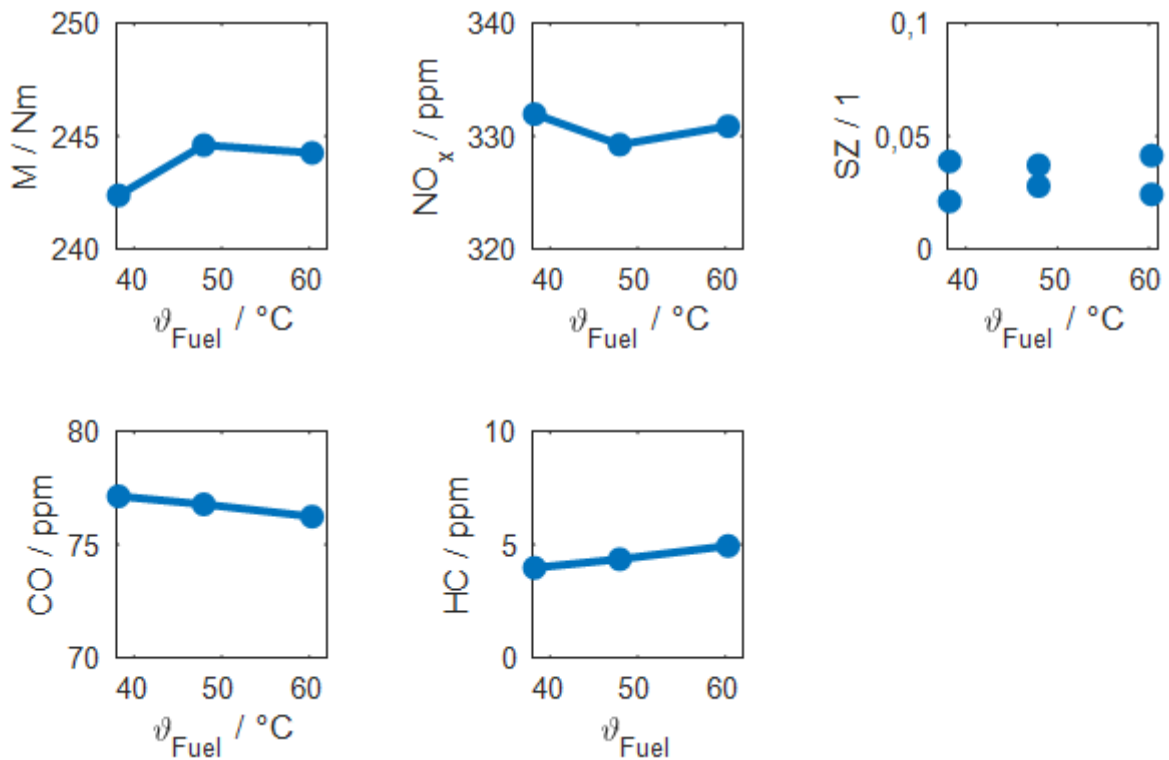


Abbildung 79: Auswirkungen der Kraftstofftemperatur auf effektives Drehmoment M , Schwärzungszahl SZ sowie NO_x -, CO - und HC -Emissionen

5.5.4 NO_x -Konvertierung über SCR-System

Die Reduktion der Stickoxidemissionen im Abgas erfolgt hauptsächlich durch das SCR-System. Während des Motorbetriebs konnte der Zustand mit dem Motorsteuergerät, durch NO_x -Sensoren Up- und -Downstream des SCR-Katalysators sowie mit der Abgasmessanlage, durch die Entnahmevariation über das Umschaltventil, überwacht werden. Der Abgleich zwischen beiden Datenerfassungssystemen war im Rahmen der Toleranz möglich. Außerdem konnte über das Motorsteuergerät der eingespritzte AdBlue[®]-Massenstrom ausgelesen werden.

Bei warmem Betriebszustand und ab mittlerer Teillast ($M > 200 \text{ Nm}$) bis hin zur Volllast, in denen die meisten Betriebspunkte lagen, konnte für Diesel- und Rapsölkraftstoff dauerhaft eine sehr hohe Konvertierungsrate nachgewiesen werden. Die Temperatur vor SCR-Katalysator befand sich in diesen Betriebspunkten stets über $300 \text{ }^\circ\text{C}$. In diesen Bereichen werden die thermischen Randbedingungen für die Umsetzung erreicht. Für die Prüfung einer unerwünschten Überdosierung von AdBlue[®] wurde ein zusätzlicher NO_x -Sensor im Abgasrohr nach dem Abgasmachbehandlungssystem integriert. Dessen Auswertungs-elektronik wurde auf eine zusätzliche Querempfindlichkeit hinsichtlich NH_3 kalibriert. Eine Überdosierung von AdBlue[®] und der damit einhergehende Ammoniak-schlupf könnten auf diese Weise ebenfalls detektiert werden. Hier konnten aber keine Unterschiede gegenüber den erfassten Werten vom Motorsteuergerät nach SCR-Katalysator ermittelt werden, so dass weiterhin eine korrekte Funktionsweise des Systems ohne Adaptionen gegeben ist.

Die Regelung des Systems erfolgt üblicherweise über die Informationen der integrierten NO_x-Sensoren. Mit der vorhandenen Software sind damit für den Betrieb mit Rapsölkraftstoff keine Adaptionen vorzunehmen.

Die Grenzen für die NO_x-Umsetzung wurden durch eine Kennfeldraasterung im niederen Lastbereich durchgeführt. Hierdurch sollte ermittelt werden, in welchen Lastbereichen das SCR-System effektiv arbeitet und ob sich mit beiden Kraftstoffen wesentliche Unterschiede ergeben. Für die Versuchsreihen wurde der Motor warmgefahren und anschließend die Betriebspunktmatrix durchlaufen. Bei jedem Punkt wurde erwartet, dass sich die Abgastemperaturen und mögliche verbundene Änderungen in den Emissionsmessungen einschwingen. Es wurden auch hier zwei Messungen, eine vor und eine nach Abgasnachbehandlungssystem, durchgeführt. Die Referenzmessungen wurden erneut mit Dieselmotorkraftstoff durchgeführt. Für die Anpassung des Drehmoments mit Rapsölkraftstoff wurde die Gaspedalstellung gemäß den Dieselmessungen eingestellt und die Injektoransteuerdauer der Haupteinspritzung verlängert.

Abbildung 80 und Abbildung 82 zeigen die Abgastemperatur nach DOC respektive vor SCR-System. Die Versuchspunkte mit gleicher Last wurden in diesen Diagrammen verbunden. Vergleicht man die Temperaturen zwischen beiden Kraftstoffen, wird ersichtlich, dass diese sich sehr ähnlich zueinander verhalten. Bei niedrigster angefahrener Last von 50 Nm verläuft die Abgastemperatur von Rapsölkraftstoff bei geringer Drehzahl etwas unter der von Dieselmotorkraftstoff. Dies ist auch in Abbildung 81 und Abbildung 83 in den NO_x-Rohemissionen zu sehen und lässt auf eine geringere Verbrennungstemperatur von Rapsölkraftstoff schließen. Hinsichtlich der NO_x-Konvertierung ist zu sehen, dass in beiden Fällen bei den gleichen Betriebspunkten eine effektive Reduzierung erfolgt. Ab einer Abgastemperatur von ca. 250 °C beginnt das System mit einer hohen Umsetzung, die mit steigender Temperatur weiter zunimmt. Die Betriebspunkte von Dieselmotorkraftstoff bei einer Drehzahl von 1600 min⁻¹ und 1800 min⁻¹ und einem Drehmoment von 100 Nm weisen laut den Messdaten bereits eine gewisse Stickoxidreduktion auf. Aufgrund der Nichtlinearität und der Abweichung von den restlichen Messdaten wird hier von einem Messfehler und einem Quereinfluss ausgegangen. Mit den Messungen kann gezeigt werden, dass keine wesentlichen Unterschiede im Betriebsverhalten des SCR-Systems zwischen Diesel- und Rapsölkraftstoff vorliegen und keine Anpassungen in der Dosierstrategie vorgenommen werden müssen.

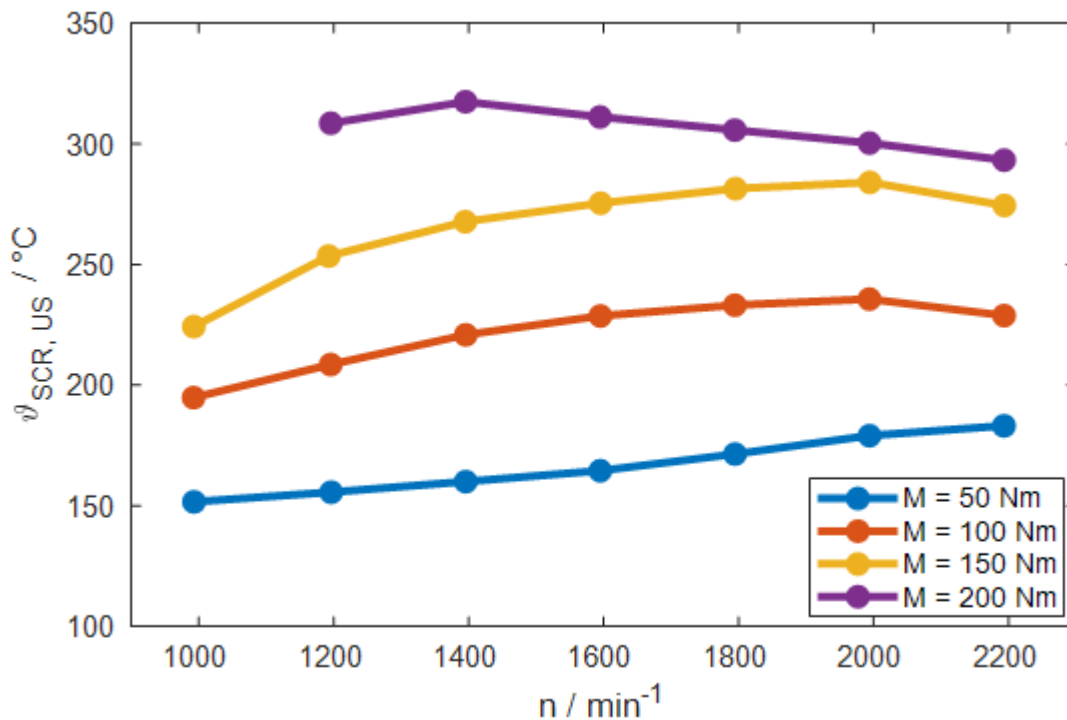


Abbildung 80: Abgastemperatur nach DOC/vor SCR bei den Versuchsreihen mit Dieselmotorkraftstoff

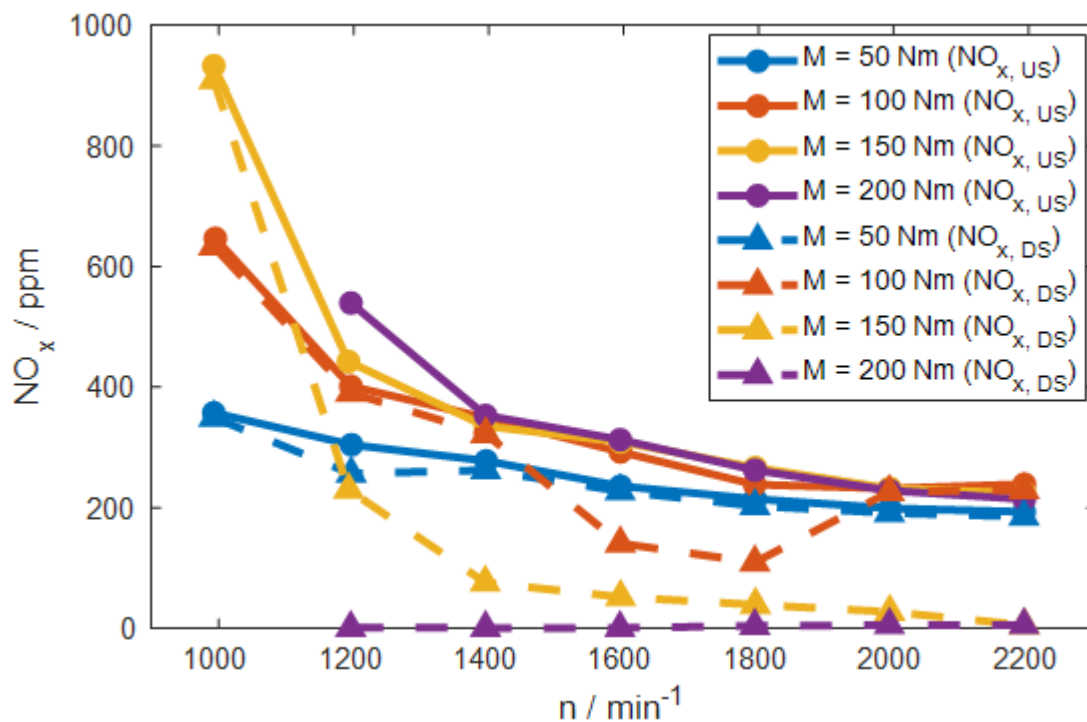


Abbildung 81: NO_x-Emissionen vor (durchgezogene Linien) und nach (gestrichelte Linien) SCR-System mit Dieselmotorkraftstoff

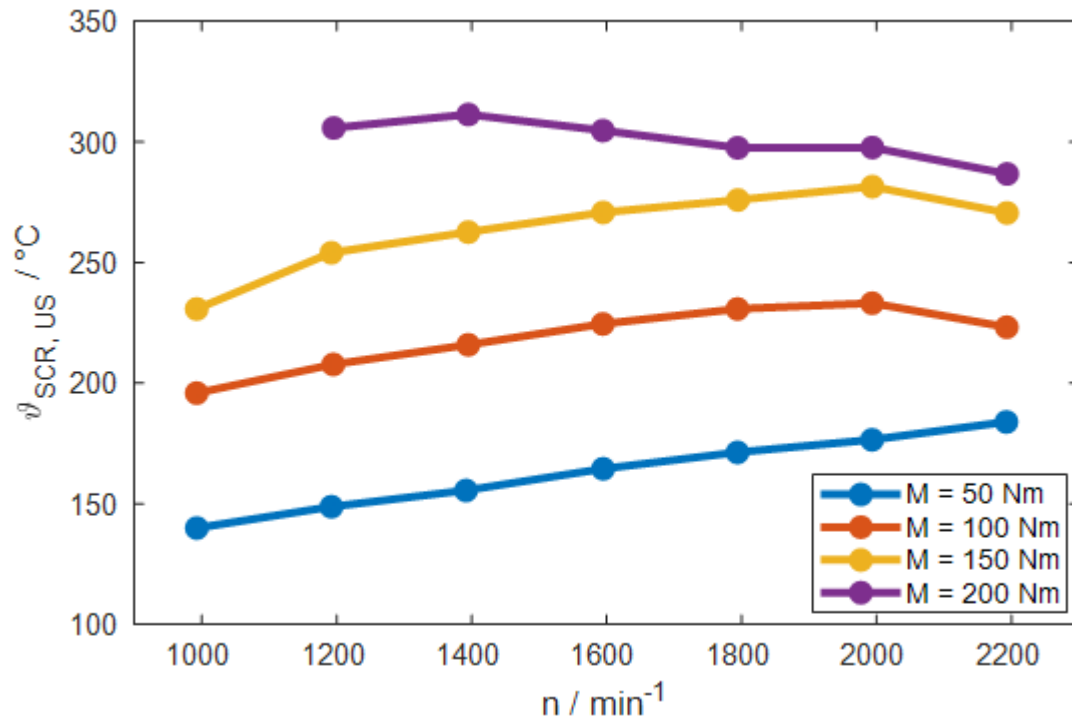


Abbildung 82: Abgastemperatur nach DOC/vor SCR bei den Versuchsreihen mit Rapsölkraftstoff

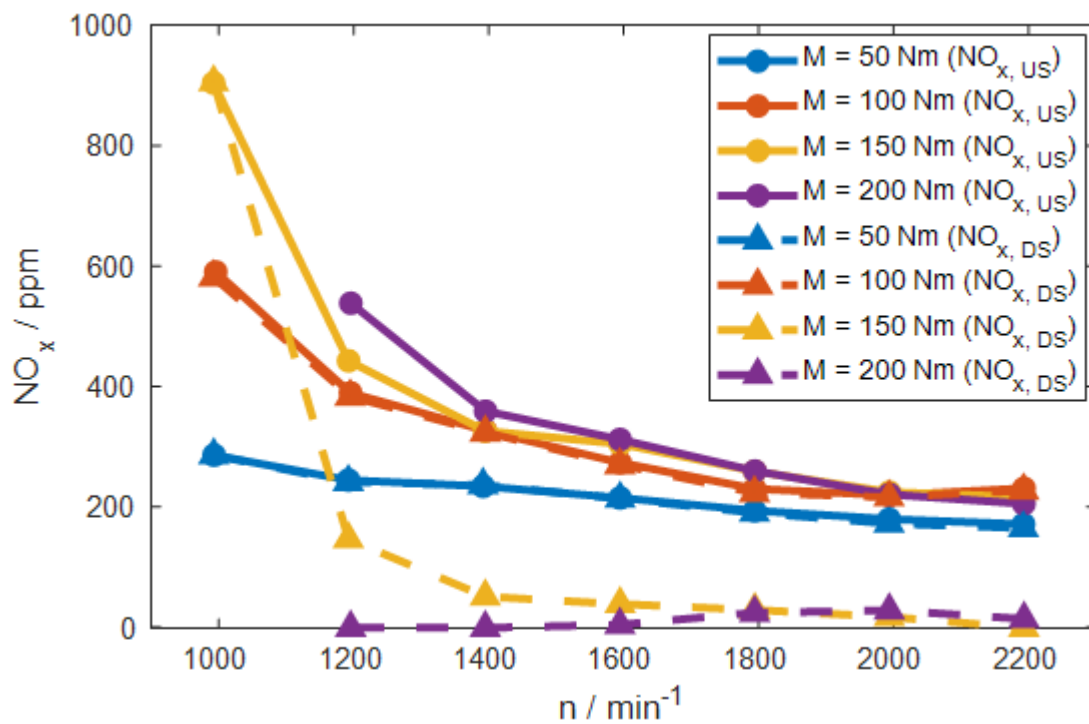


Abbildung 83: NO_x-Emissionen vor (durchgezogene Linien) und nach (gestrichelte Linien) SCR-System mit Rapsölkraftstoff

5.5.5 Partikelfilterregeneration

Zum Nachweis der Partikelfilterregeneration wurde das Worst-Case-Szenario für die zwingend notwendige Durchführung dieser Maßnahme verwendet. Bei hoher Beladungsmenge wird der Fahrer einer Arbeitsmaschine in der Regel über ein Indikatorlicht darüber informiert, eine aktive Regeneration durchzuführen. Der Motor muss hierzu bereits warmgelaufen sein und eine Mindesttemperatur des Kühlwassers aufweisen. Die Prozedur wird dann im Leerlauf initiiert und es erfolgt eine automatisierte Routine, die eine künstliche Erhöhung der Abgastemperatur generiert, bei der die Rußpartikel innerhalb des Filters oxidiert werden.

Als Referenz wird wiederum der Ausgangszustand mit Dieseldieselkraftstoff herangezogen. Für das Experiment wird der Motor warmgefahren und anschließend kurzzeitig abgestellt, um in die drehmomentbezogene Regelungsart des Prüfstands bzw. der Wirbelstrombremse zu wechseln. Die Motordrehzahl wird während der Routine über das Motorsteuergerät eingeregelt. Als effektives Soll-Drehmoment wurden 40 Nm eingestellt, da diese zusätzliche Last durch Nebenaggregate, wie z. B. Lichtmaschine, Lüfter etc., die am Versuchsmotor nicht betrieben werden, aufgenommen wird. Unter Nichtberücksichtigung dieser Last konnte kein erfolgreicher Durchlauf der Regeneration vorgenommen werden. Es wurden zu geringe, für eine Oxidation der Partikel nicht ausreichende Abgastemperaturen erreicht.

Nach Wiederholung der Messreihe mit Einbindung der Verluste in Form des eingestellten effektiven Drehmoments wurde die Prozedur vollständig durchlaufen und die Randbedingungen erfolgreich eingestellt. In Abbildung 84 ist der zeitliche Ablauf der Regeneration dargestellt. Dabei sind die Temperaturen ϑ vor (US) und nach (DS) DOC, Kraftstoff-Luft-Verhältnis λ , Ladedruck p_{Man} und Drosselklappenstellung DK aufgetragen. Die Hauptphase der Regeneration läuft innerhalb der roten Linien ab und die Temperatur vor DPF bzw. nach DOC stagniert bei ca. 580–590 °C.

Bei Durchführung der Regeneration mit Rapsölkraftstoff unter identischen Randbedingungen konnte zunächst kein vollständiger Ablauf erreicht werden. Die Temperatur nach DOC und damit vor DPF war deutlich geringer als mit Dieseldieselkraftstoff. Da der eingebrachte Energiegehalt des Kraftstoffs in beiden Fällen, durch Aufbringen des effektiven Drehmoments, ähnlich sein sollte, musste ein verändertes Verbrennungsverhalten vorliegen. Nach Sichtung der Daten konnte festgestellt werden, dass der Ladedruck im Saugrohr über dem Niveau aus der Versuchsreihe mit Dieseldieselkraftstoff lag. Diese Einstellung könnte im Zusammenhang mit der größeren, zur Erreichung des Drehmoments notwendigen Einspritzmenge stehen. Der höhere Ladedruck sorgt für verbesserte Verbrennungsrandbedingungen innerhalb des Brennraums und es wird bereits eine größere Kraftstoffumsetzung im Zylinder generiert. Zur Erreichung der notwendigen Temperaturen muss eine „Verschleppung“ der Verbrennung zu späteren Zeitpunkten bis nahe an den Auslass erfolgen.

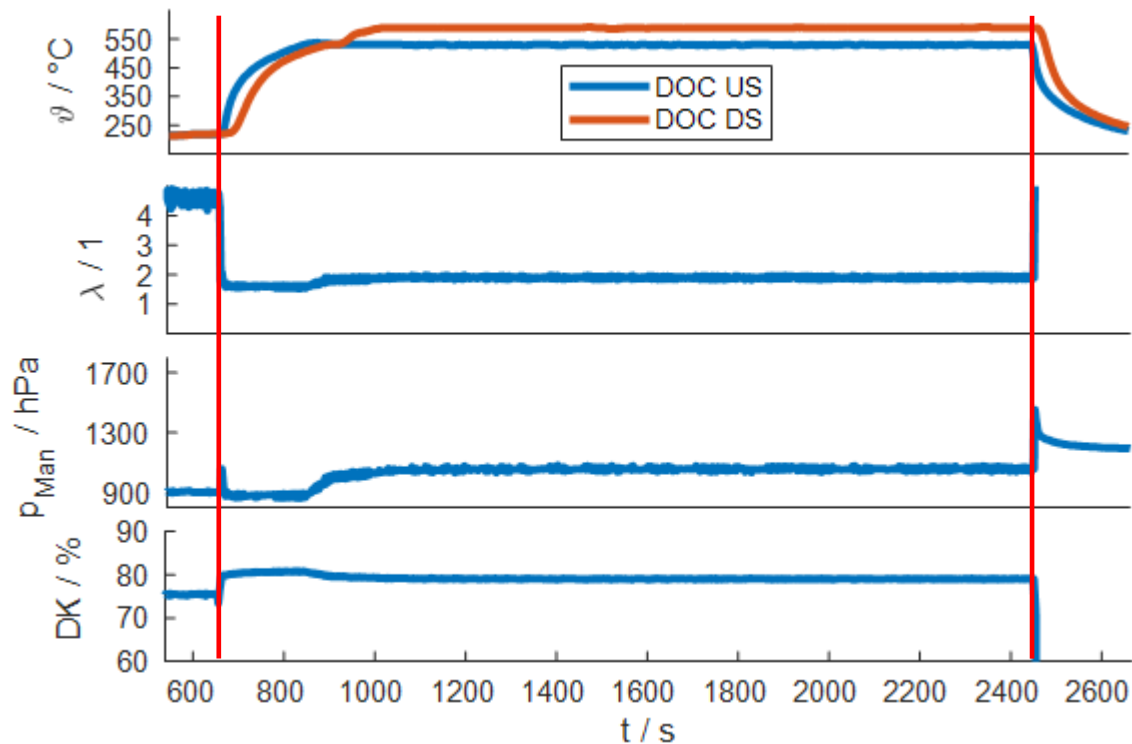


Abbildung 84: Aktive Regeneration mit Dieselkraftstoff

Für eine weitere Messreihe wurde deshalb eine manuelle Positionierung der Drosselklappenstellung vorgenommen. Dadurch wurde der Ladedruck verändert und die Auswirkungen auf die Verbrennung bzw. Abgastemperatur untersucht. Für die Vorgabe musste stets eine Überwachung der Temperaturen vor und nach DOC vorgenommen werden, damit dessen Grenztemperatur nicht überschritten und eine thermische Alterung vermieden wird. Mit dieser Maßnahme konnte die Abgastemperatur in die Bereiche der Messung mit Dieselkraftstoff erhöht, die Randbedingungen eingehalten und die Regeneration vollständig durchlaufen werden. Der Verlauf dieser Messung ist in Abbildung 85 dargestellt. Auch hier läuft die Main-Phase zwischen den beiden roten Linien ab. Durch das Nachtrimmen der Drosselklappenstellung wird die Endtemperatur erst verzögert erreicht. Dennoch können hierdurch die Bedingungen wie mit Dieselkraftstoff sehr gut nachgebildet werden. Die Korrelation zwischen Drosselklappenstellung und Abgastemperatur ist in den Verläufen deutlich zu erkennen.

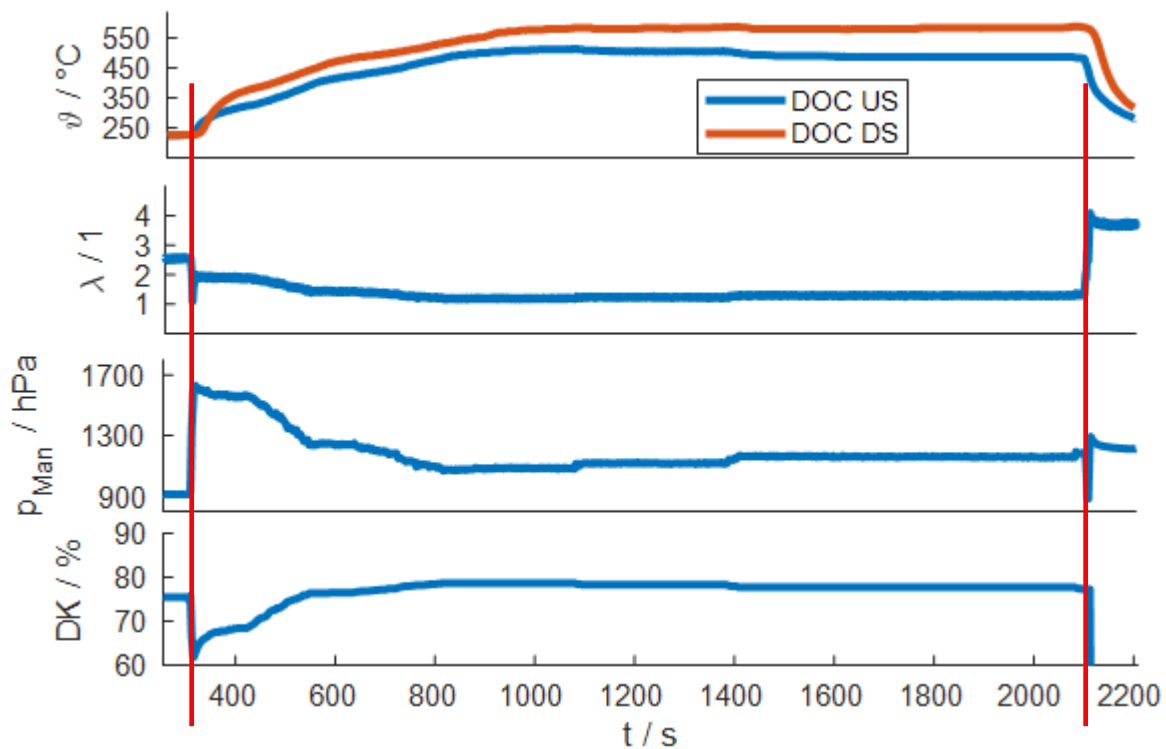


Abbildung 85: Aktive Regeneration mit Rapsölkraftstoff und Drosselklappenadaption

Da bei dieser Regenerationsstrategie Mehrfacheinspritzungen und teils sehr späte Einspritzbeginne nach OT umgesetzt werden, besteht ein erhöhter Eintrag an unverbranntem Kraftstoff in das Motoröl. Aufgrund der schlechteren Verdampfungseigenschaften von Rapsölkraftstoff liegt die Einschätzung nahe, dass es hier zu größeren Defiziten kommen kann. Bei Prüfung einer Referenzölprobe vor und je einer Probe nach den Versuchen konnte für Dieselkraftstoff ein Eintrag von 1,2 Massenprozent und für Rapsölkraftstoff von 1,9 Massenprozent gemessen werden. Da es sich um eine einzelne Probe handelt, konnten statistische Abweichung und Messungenauigkeit hier nicht näher beachtet werden. Der Mehreintrag von Rapsölkraftstoff entspricht der aus den Voruntersuchungen ermittelten Tendenz und sollte deshalb den allgemeinen Trend widerspiegeln.

5.5.6 Motorstartverhalten mit Pflanzenölkraftstoff

Während bei betriebswarmem Motor mit Rapsölkraftstoff eine sehr ähnliche Kraftstoffumsetzung wie mit Dieselkraftstoff erzielt wurde, war die Verbrennungsqualität von Rapsölkraftstoff bei Motorstart unter Umgebungstemperaturen von ca. 15–20 °C sehr schlecht. Teils konnte nach einer bereits längeren Betätigung des Anlassers der Motorleerlauf nur schwergängig erreicht werden. Bei dem ersten Versuch konnten nach einem Motorbetrieb von ca. 20 min größere Mengen an Öl im Abgastrakt und am Turboladergehäuse festgestellt werden (siehe Abbildung 86). Da ein möglicher Eintrag von Motoröl ausgeschlossen werden konnte, resultierten die Ablagerungen durch unverbrannten Rapsölkraftstoff nach Motorstart. Nach längerem Betrieb und höheren Lasten wurden die Rückstände wieder freigebrannt.



Abbildung 86: Unverbrannter Rapsölkraftstoff nach Motorstart an Turbolader (links) und Abgasflexrohr (rechts)

Damit der zeitliche Verlauf des Motorwarmlaufs und des dabei verbundenen Motordrehmoments aufgezeigt werden konnte, wurde eine Routine vorgegeben, die eine schrittweise Erhöhung der Motorlast vorgibt. Die ausgewählten Betriebspunkte bis zum Erreichen der Kühlmittelsolltemperatur wurden im Anschluss invers bis zum Motorstillstand wiederholt, um den Unterschied des Motorwirkungsgrads bei kaltem und warmem Versuchsmotor aufzuzeigen. Im Anschluss wurde die Routine mit verschiedenen Variationen von Randbedingungen wiederholt, damit potenzielle Einflussfaktoren identifiziert werden können.

Die Routine umfasste Betriebspunkte der in Tabelle 25 aufgelisteten eingestellten Parameter. Der stationäre Wechsel von Drehzahl n und Gaspedalstellung α erfolgte in 10-s-Intervallen. Zunächst wurden bei einer Drehzahl von 1000 min^{-1} nur die Gaspedalstellung und damit die Drehmomentanforderung erhöht. Die Drehzahl wurde niedrig belassen, damit eine möglichst lange Zeit für den Arbeitsprozess bereitgestellt, aber eine höhere Drehzahl als die Leerlaufdrehzahl erreicht wird. Erst nach Erfassung eines effektiven Moments an der Belastungseinheit wurde auch die Motordrehzahl erhöht.

Tabelle 25: Betriebspunkte für die Motorwarmlaufroutine

Betriebspunkt	n_{Soll} in min^{-1}	α_{Soll} in %
Leerlauf	800	0
1	1000	20
2	1000	25
3	1000	30
4	1000	35
5	1200	35
6	1400	40
7	1400	45
8	1600	50

Die Verläufe von Last, Raildruck, Kraftstoffverbrauch und relevanten Temperaturen mit der Standardapplikation des Motorsteuergeräts sind in Abbildung 87 dargestellt. Es ist erkennbar, dass trotz einer Gaspedalstellung von 25 % bei noch kaltem Motor kein effektives Moment aufgebaut wird. Auch die Überbrückung des Reibmoments zur Erreichung der Soll Drehzahl von 1000 min^{-1} ist nicht gegeben. Erst mit weiterer Erhöhung der Gaspedalstellung auf 30 % kann erstmals ein nennenswertes Drehmoment an der Belastungseinheit erfasst werden. Trotz Einstellung eines konstanten Betriebspunkts sind eine kontinuierliche Erhöhung des Drehmoments und damit eine höhere Kraftstoffumsetzung erkennbar. Anhand der stetigen Temperaturerhöhung von Kraftstoff, Kühlmittel und Motoröl sowie der Ergebnisse aus der Voruntersuchung sollten thermische Zustände für dieses Verhalten verantwortlich sein. Zusätzlich kann der Raildruck durch den Einfluss auf die Zerstäubungsqualität eine wesentliche Rolle einnehmen. Nach Erreichen der Kühlmittelsolltemperatur von 87 °C und inversem Durchlauf der vorherigen Betriebspunkte wird deutlich, dass eine sehr hohe Temperaturabhängigkeit vorliegt. Bei sämtlichen Betriebspunkten konnte zum einen ein höheres Drehmoment als bei kaltem Motor nachgewiesen und zum anderen ein stationäres Motordrehmoment aufgezeigt werden. Zusätzlich wurde bei den Betriebspunkten, an denen zu Anfang noch kein Drehmoment erfasst worden war, eine effiziente Verbrennung aufgezeigt. Niederlastbetriebspunkte, wie sie auch in Abschnitt 5.5.4 getestet wurden, stellten bei betriebswarmem Motor keine Probleme dar.

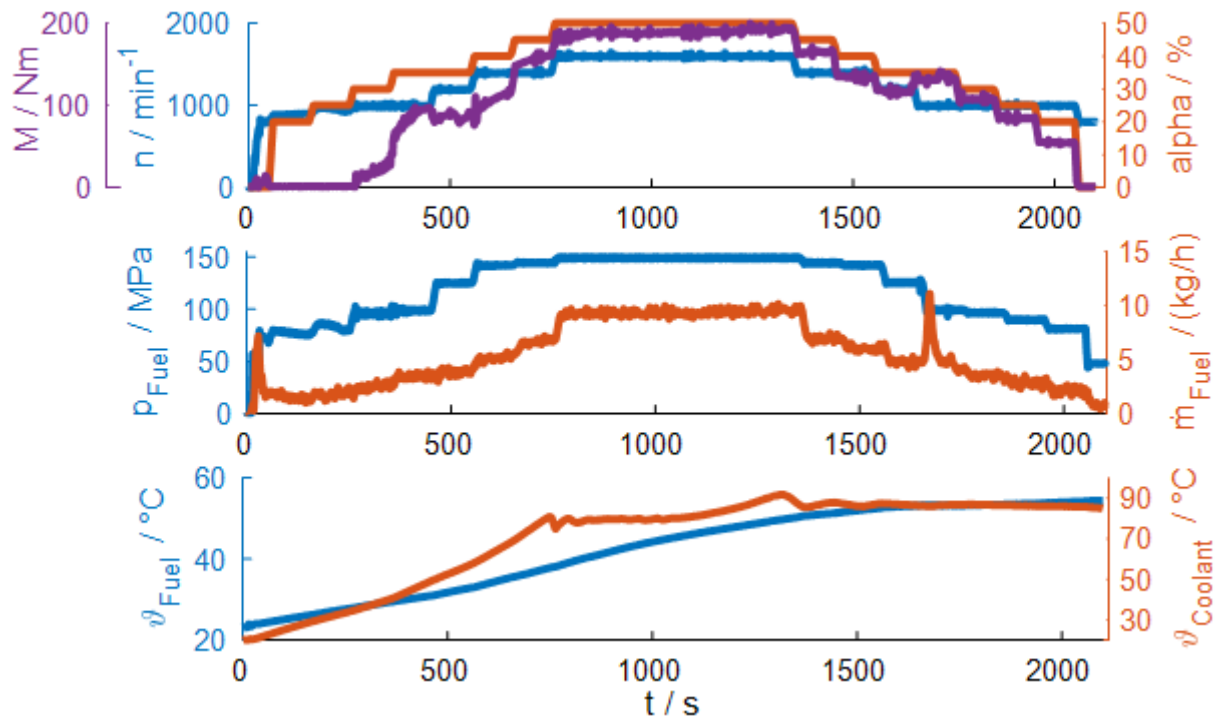


Abbildung 87: Effektives Drehmoment M , Drehzahl n , Gaspedalstellung α , Raildruck p_{Rail} , Kraftstoffverbrauch \dot{m}_{Fuel} , Kraftstofftemperatur ϑ_{Fuel} und Kühlmitteltemperatur $\vartheta_{\text{Coolant}}$ bei Motorstart mit Rapsölkraftstoff

Die Versuche aus Abschnitt 5.5.3 zeigten, dass die Kraftstofftemperatur in den getesteten Bereichen keine Auswirkungen auf die Verbrennungsqualität ausübt. Dennoch sollte eine höhere Kraftstofftemperatur durch Vorheizung für den Motorstart erprobt werden. Durch einen vorgeschalteten elektrischen Wärmetauscher wurde vor Motorstart die Kraftstofftemperatur auf 60 °C erhöht. Die Ergebnisse dazu zeigen jedoch kaum Unterschiede zur vorangegangenen Messung, weshalb auf eine grafische Darstellung verzichtet wurde. Wie in Abschnitt 5.5.3 bereits erklärt scheint die Zylinderkopf- und die dazugehörigen Kühlmittel- und Öltemperatur für die Temperierung des Injektors und damit des Kraftstoffs vor Einbringen in den Brennraum hauptsächlich verantwortlich zu sein.

Deshalb wurde in einer weiteren Messreihe die Kühlmitteltemperatur vorab erhöht, sodass der Motorstart bei einer Kühlmittelintrittstemperatur von ca. 50 °C erfolgte. Für die Abgrenzung zur Kraftstofftemperatur wurde diese im Vorlauf auf 30 °C geregelt. Mit dieser Maßnahme konnte bereits beim ersten Betriebspunkt ein effektives Drehmoment aufgebaut werden (siehe Abbildung 88). Aufgrund der sehr niedrigen Last, im Gegensatz zum restlichen Kennfeld, waren die Regelparameter der Belastungseinheit nicht für diesen Bereich optimiert, weshalb es zu starken Schwingungen im Drehmomentverlauf kam. Im Vergleich mit den bisherigen Messungen zeigten sich sehr deutliche Verbesserungen. Dennoch konnte bei niedrigeren Lasten nicht dasselbe Moment wie bei warmem Motor erzielt werden. Hierzu wäre eine noch stärkere Vorwärmung des Motors notwendig.

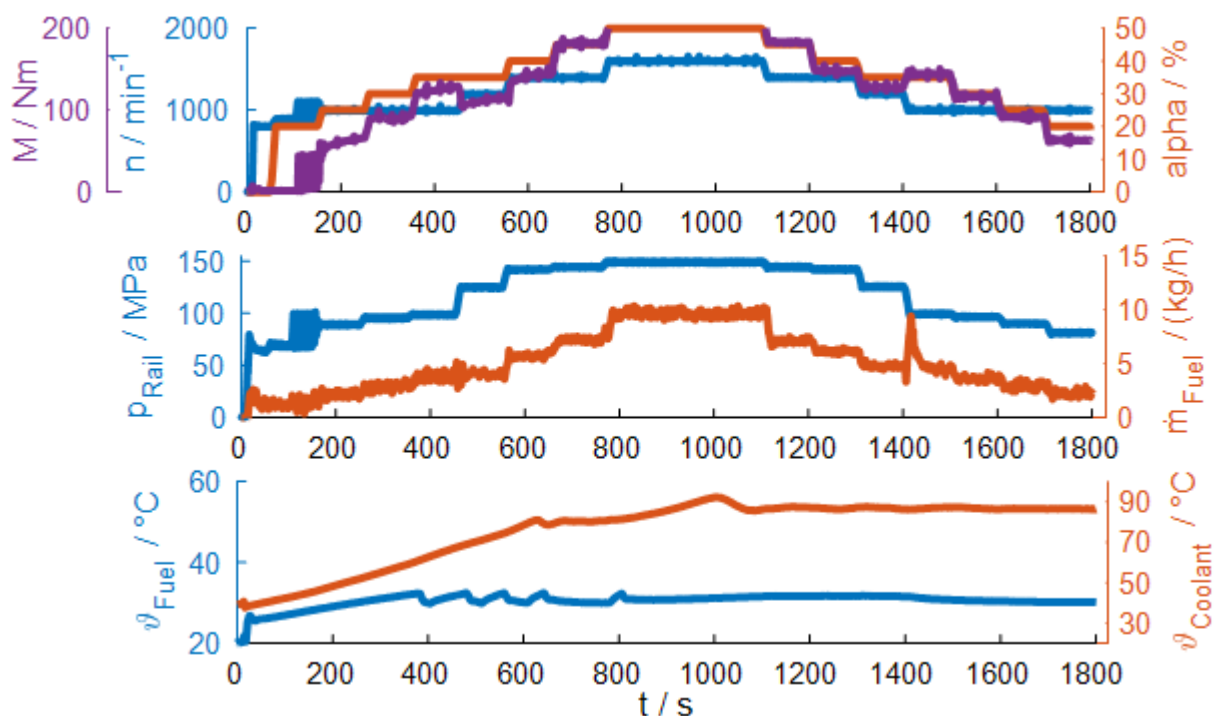


Abbildung 88: Effektives Drehmoment M , Drehzahl n , Gaspedalstellung α , Raildruck p_{Rail} , Kraftstoffverbrauch \dot{m}_{Fuel} , Kraftstofftemperatur ϑ_{Fuel} und Kühlmitteltemperatur $\vartheta_{\text{Coolant}}$ bei Motorstart mit Rapsölkraftstoff mit vorgewärmtem Kühlmittelkreislauf

Zuletzt sollte der Einfluss des Raildrucks ermittelt werden. Hierzu wurden nur die Betriebspunkte 2 und 3 aus Tabelle 25 verwendet, da diese in den ersten beiden Versuchsreihen an der Grenze für die Drehmomentübertragung lagen. Es sollte gezeigt werden, ob die Einstellung des Raildrucks eine Änderung bewirkt. Um die Erwärmung des Motors einzubeziehen, wurden die Raildrücke in zwei separaten Messreihen in ansteigender und fallender Reihenfolge vorgegeben.

Die Ergebnisse in Abbildung 89 zeigen, dass bei der Messung mit zu Beginn hohem Raildruck eine Verbrennung mit Umsetzung eines effektiven Drehmoments früher stattfindet. Im weiteren Verlauf nähern sich die Drehmomentkurven immer weiter an, sodass kein eindeutiger Vorteil eines höheren Raildrucks erkennbar ist. Bei Wechsel des Lastpunkts sind bei niedrigerem Raildruck sogar Vorteile im Drehmoment erkennbar. Die Kühlmitteltemperatur verläuft in beiden Fällen nahezu gleich. Der Raildruck scheint daher keine sehr großen Auswirkungen auf eine verbesserte Verbrennung im kalten Zustand zu haben, da sich das Drehmoment im Verlauf der Messung in beiden Fällen stetig erhöht. Dies bestätigt abermals die Abhängigkeit von der Kühlmitteltemperatur, da diese ebenfalls nicht den stationären Sollwert erreicht hat.

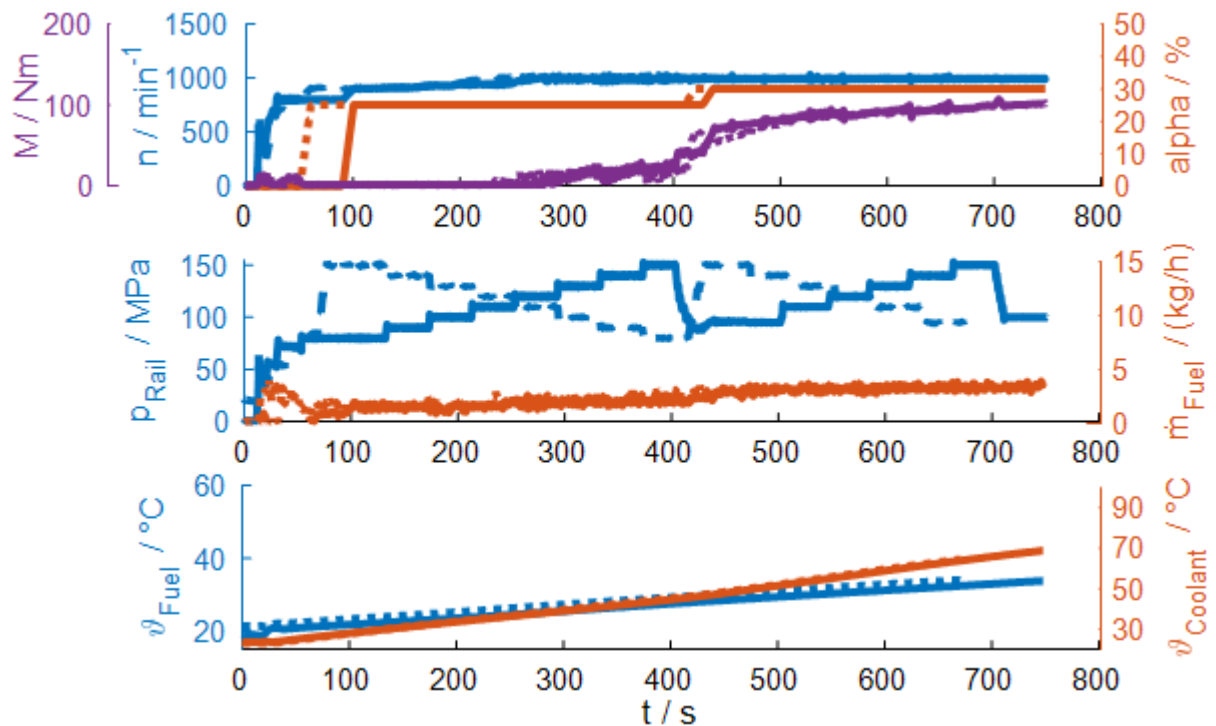


Abbildung 89: Effektives Drehmoment M , Drehzahl n , Gaspedalstellung α , Raildruck p_{Rail} , Kraftstoffverbrauch \dot{m}_{Fuel} , Kraftstofftemperatur ϑ_{Fuel} und Kühlmitteltemperatur $\vartheta_{\text{Coolant}}$ bei Motorstart mit Rapsölkraftstoff mit steigender (durchgezogene Linie) und abnehmender (gestrichelte Linie) Abfolge der Raildruckeinstellungen

Bei den gezeigten Messungen in Abbildung 89 handelt es sich um die im Serieneinsatz verwendete Einspritzstrategie zur Beheizung und Konditionierung der Abgasnachbehandlungseinrichtung. Diese wird durch eine spätere Haupteinspritzung und damit späteren Verbrennungsschwerpunkt definiert. Für Dieselmotoren sind diese Einstellungen unkritisch. Für Rapsölkraftstoff sollte nun noch die Veränderung des Einspritzzeitpunkts untersucht werden. Durch eine Verschiebung der Einspritzung zu einem früheren Zeitpunkt nahe am oberen Totpunkt sollten vorteilhaftere Bedingungen für die Verbrennung vorliegen und der verlängerte hydraulische Öffnungsverzug des Injektors und der Zündverzug einbezogen werden.

In Abbildung 90 ist eine Versuchsreihe mit konstantem Lastpunkt bei Drehzahl $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ und Gaspedalstellung $\alpha = 30 \%$ dargestellt. Die Drosselklappe wird vollständig geöffnet und die AGR-Klappe vollständig geschlossen, damit lediglich frische Verbrennungsluft zur Verfügung steht und kein Eingriff der Abgasrückführung vorliegt. Es ist zu sehen, dass bei der Standardbedatung die Soll Drehzahl nicht erreicht wird und somit auch kein effektives Drehmoment aufgebaut wird. Nach aktivem Eingreifen und Einstellen des Einspritzzeitpunkts der Main-Einspritzung auf 6° KW v. OT wird umgehend die Drehzahl erhöht und ein Motormoment generiert. Der Verbrennungsschwerpunkt wird nach früh verschoben und es wird ein deutlich höherer Kraftstoffanteil umgesetzt. Im Verlauf wird der Einspritzzeitpunkt nach spät verstellt. Selbst nach Überschreiten des Ausgangswerts

wird eine effektive Verbrennung gewährleistet. Durch die bereits vorangegangenen Verbrennungsprozesse wird die mittlere Brennraumtemperatur erhöht und demnach auch bei Zurücksetzen für ausreichende Bedingungen gesorgt. Dennoch wird mit einem Versetzen nach spät das effektive Moment reduziert. Zudem kann auch ein Anstieg des Drehmoments in Form der Kühlmitteltemperatur vernommen werden. In einer weiteren Versuchsreihe wurde zudem der Einspritzdruck variiert. Mit zunehmendem Einspritzdruck konnte ein schnelleres Durchbrennen des Kraftstoffs festgestellt werden. Hier muss aber ein größeres Risiko der Kolben- und Zylinderwandbenetzung berücksichtigt werden. Für die Abstimmung des Motorstarts wären deshalb noch spezifischere Messungen notwendig, um weitere Quereffekte identifizieren zu können.

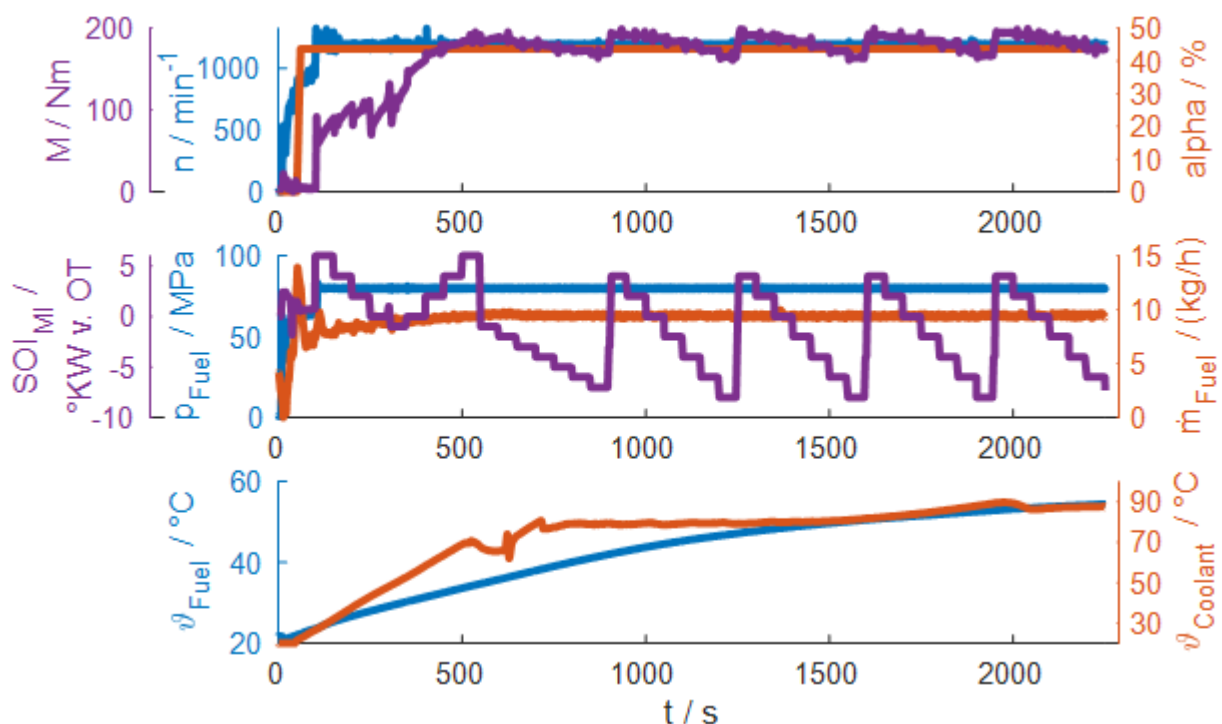


Abbildung 90: Effektives Drehmoment M , Drehzahl n , Gaspedalstellung α , Raildruck p_{Rail} , Kraftstoffverbrauch \dot{m}_{Fuel} , Einspritzbeginn der Haupteinspritzung SOI_{MI} Kraftstofftemperatur ϑ_{Fuel} und Kühlmitteltemperatur $\vartheta_{Coolant}$ bei Motorstart mit Rapsölkraftstoff mit steigender (durchgezogene Linie) und abnehmender (gestrichelte Linie) Abfolge der Raildruckeinstellungen

Für den Startvorgang des verwendeten Versuchsmotors erscheint für den realen Betrieb eine Kombination aus Kraftstoffvorwärmung im Niederdruckkreislauf, externer Beheizung des Kühlmittels sowie Adaption des Einspritzzeitpunkts als sinnvolle Maßnahme. Die Erwärmung des Kraftstoffs im Niederdruckkreislauf sollte aufgrund der deutlich stärkeren mechanischen Belastung der Bauteile sowie durch einen im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff höheren Fließwiderstand durch die Viskosität vorgenommen werden. Außerdem wird Rapsölkraftstoff im Temperaturbereich von -5 °C bis 5 °C fest. Durch die Vorheizung des Kühlmittels werden der Motorblock und die Injektoren und damit auch der Kraftstoff für

eine bessere Fluidität erwärmt. Alternativ könnte eine Heizeinrichtung speziell für die Injektoren konzipiert werden, die energetisch effizienter genutzt werden kann. Die Anpassung des Einspritzzeitpunkts wies einen wesentlichen Einfluss auf, der in Applikationsstrategien gezielt für die Optimierung eingesetzt werden kann.

5.5.7 Optimierungspotenzial der Kalibration durch statistische Versuchsplanung

Um das Optimierungspotenzial von Rapsölkraftstoff durch Änderungen in der Motorsteuergeräteapplikation zu zeigen, wurde am Motorbetriebspunkt EOP1 aus Abschnitt 5.5.2 eine Parametervariation mittels statistischer Versuchsplanung (DoE: Design of Experiment) im betriebswarmen Zustand durchgeführt. Die Zielgrößen beinhalten die NO_x - und PM-Emissionen sowie den spezifischen Kraftstoffverbrauch $bsfc$. Hierdurch lassen sich die Effekte des Partikel- NO_x -Trade-offs und deren Einflussparameter ermitteln. Während der Ausgangszustand mit Dieselmotorkraftstoff eine Einspritzstrategie mit Vor- und Haupteinspritzung verfolgt, wurde für die DoE zusätzlich eine Nacheinspritzung eingebunden. Diese verfolgt das Ziel einer weiteren Nachoxidation des Kraftstoffs, deshalb sollte auch dieses Potenzial der innermotorischen Schadstoffreduktion in die Untersuchung einfließen.

Als Variationsparameter wurden die Größen Einspritzbeginn SOE von Vor- (P_{il}), Haupt- (MI) und Nacheinspritzung (P_{ol}), die Einspritzmenge q von Vor- und Nacheinspritzung, Raildruck p_{Rail} , Ladedruck q_{Man} und Abgasmassenstrom \dot{m}_{AGR} gewählt. Die Grenzwerte der Parameter sind in Tabelle 26 einzusehen. Die Einspritzzeitpunkte von P_{il} und P_{ol} werden zeitlich relativ zur Position der MI gesetzt. Durch Verschiebung von SOE_{MI} , der auf die Kurbelwellenposition bezogen wird, wird somit das gesamte Muster bewegt.

Tabelle 26: Variationsparameter der DoE-Versuchsreihe an EOP1 [4]

	$SOE_{P_{il}}$ in μs	$q_{P_{il}}$ in mg/stk	SOE_{MI} in °KW v. OT	$SOE_{P_{ol}}$ in μs	$q_{P_{ol}}$ in mg/stk	p_{Rail} in MPa	q_{Man} in mbar	\dot{m}_{AGR} in kg/h
min	500	1,5	5	1000	2	95	1380	10
max	2000	4,5	-1	3000	7	155	1860	60

Für die Erstellung des Versuchsplans mussten zunächst die Grenzen durch die Wechselwirkung von Parametersettings erarbeitet werden. Dies umfasste in diesem Fall unter anderem die fahrbaren Bereiche von AGR und Drosselklappenstellung oder dem maximal einstellbaren Ladedruck. Zudem konnten so die maximal realisierbaren Abgasrückführten der Hochdruck-AGR ermittelt werden.

Anschließend konnten diese Ergebnisse für die Definition des Versuchsplans mithilfe der in Matlab integrierten Model Based Calibration Toolbox genutzt werden. Es wurde ein D-Optimales Design mit einem Polynomansatz 3. Grades verwendet. Es ergab sich

hierdurch eine Mindestanzahl von 53 Versuchspunkten. Für die Verifizierung wurden weitere Zufallspunkte generiert, sodass schließlich insgesamt 68 Betriebspunkte herangezogen wurden. Anhand der Resultate konnte dann die Modellberechnung für die Zielgrößen in Abhängigkeit der Variationsparameter erfolgen. Die Ergebnisse daraus können anhand der Slice Plots in Abbildung 91 eingesehen werden. Dabei zeigen die grünen Linien den Trend des idealen Verlaufs des Modells und die roten gepunkteten Linien die Toleranz. Um die Ergebnisse mit dem vorangegangenen Experiment an EOP1 aus Abschnitt 5.5.2 vergleichen zu können, sind in Tabelle 27 die dabei gemessenen Werte wiedergegeben [4].

Tabelle 27: Vergleichswerte für die DoE aus dem vorangegangenen Experiment an EOP1

	NO _x in g/kWh	PM in g/kWh	bsfc in g/kWh
Dieselmotorkraftstoff	2,18	0,0144	223
Rapsölmotorkraftstoff (α mod.)	2,46	0,0038	245
Rapsölmotorkraftstoff (Inj. mod.)	2,25	0,0043	251

Das NO_x-Modell weist eine hohe Abhängigkeit von Ladedruck und Abgasrückführrate auf. Mit höherem Ladedruck werden auch die Kompressionsendtemperatur und die Verbrennungsspitzen-temperatur erhöht. Somit dominiert hier die thermische NO_x-Bildung. Ein gegenteiliger Effekt ergibt sich durch die vermehrte Rückführung von Rohabgas. Der Sauerstoffgehalt in der Verbrennungsluft wird verringert und es werden geringere Spitzentemperaturen während der Verbrennung erreicht. Dies führt zu einem Rückgang der NO_x-Emissionen. Zudem wirken sich der Raildruck und die Position der Haupteinspritzung wesentlich aus. Ein höherer Raildruck führt zu einer feineren Zerstäubung und der damit verbundenen schnelleren Verbrennung des Kraftstoffs, wodurch wiederum mehr thermisches NO_x entsteht. Die Darstellung von SOE_{MI} zeigt mit größerem Wert einen früheren Einspritzbeginn, da der Wert auf °KW v. OT bezogen wird. Das bedeutet: Je früher die Einspritzung in dem untersuchten Bereich erfolgt, desto höher werden die NO_x-Emissionen, da auch hier der Spitzendruck und damit die Temperatur ansteigen. Position und Menge der Vor- und Nacheinspritzung zeigen nahezu keine Auswirkungen. Dennoch ist vor allem die Verwendung der Voreinspritzung essentiell für die Verbrennungsstabilität und die Verminderung des Vormischanteils. Würde diese Einspritzung komplett weggelassen werden, würde sich aufgrund des sehr hohen Vormischanteils eine massive Steigerung der NO_x-Emissionen ergeben [4].

Die Partikelemissionen zeigen den typischen Trade-off und damit den entgegengesetzten Trend zu den NO_x-Emissionen. Eine Erhöhung von Raildruck und Ladedruck, eine Reduktion der Abgasrückführrate sowie die frühere Einbringung der Haupteinspritzung reduzieren die Partikel. Mit der Nacheinspritzung ist weiterhin eine geringe Beeinflussung möglich. Grundsätzlich ist zu sehen, dass sich die Partikelemissionen auf einem sehr geringen

Niveau befinden. Da der Motor ein pneumatisches, selbststellendes Wastegate besitzt, mussten Ladedruck und Abgasrückführrate über die beiden Steller Drosselklappe und AGR-Ventil eingestellt werden. Bei niedrigen Ladedrücken und hoher AGR-Rate kam es deshalb zu einer massiven Androsselung der Verbrennungsluft. In diesen Bereichen war ein schlagartiger Anstieg der Schwärzungszahl zu verzeichnen. Dieser unstete Übergang sorgte für eine deutliche Verminderung der Modellqualität. Da im Realbetrieb der Motor nicht in solchen Arbeitspunkten betrieben wird, wurden im Postprocessing diese Punkte für die Modellerstellung nicht berücksichtigt. Damit auch die NO_x - und $bsfc$ -Modelle auf denselben Betriebspunkten beruhen, wurden hier diese Betriebspunkte ebenfalls entfernt. Auf diese Weise konnte die Qualität des PM-Modells wesentlich verbessert werden [4].

Der spezifische Kraftstoffverbrauch verhält sich tendenziell ähnlich mit der Änderung der Größen Raildruck, Ladedruck und Einspritzbeginn der Haupteinspritzung wie die Partikelemissionen. Bei Erhöhung der AGR-Rate ist auch eine Verminderung des $bsfc$ zu erkennen. Das könnte an einer Verschiebung innerhalb des Turboladerkennfelds liegen. Für den $bsfc$ können auch geringe Einflüsse mit der Vor- und Nacheinspritzung herbeigeführt werden [4].

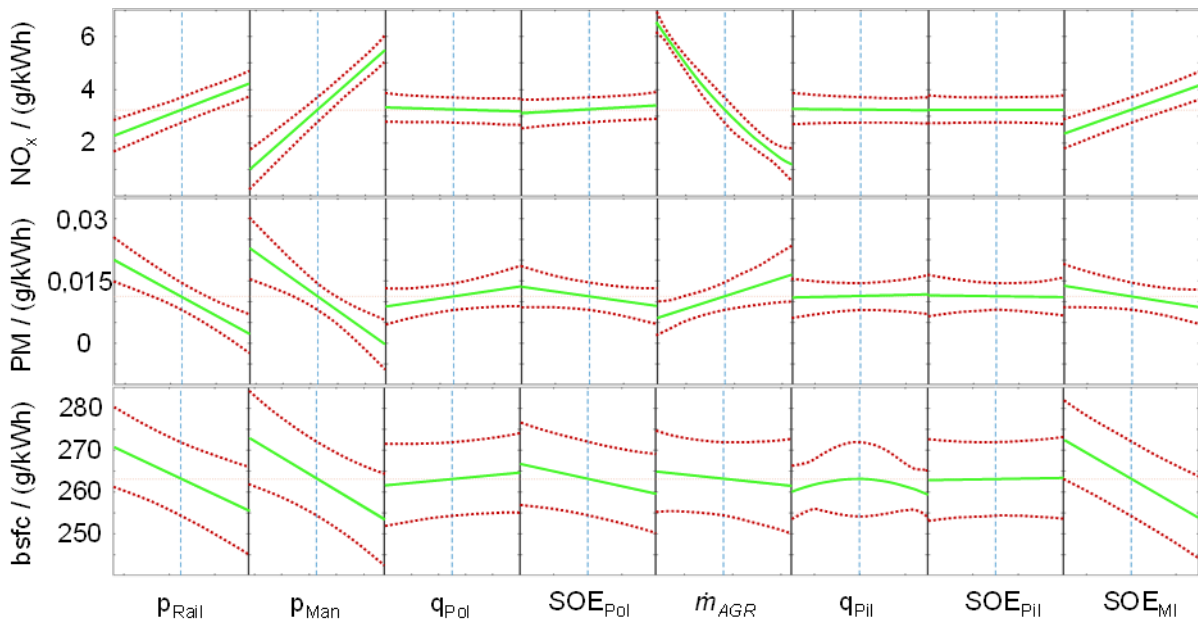


Abbildung 91: Slice Plots der Zielgrößen für die DoE-Versuchsreihen [4]

Zur Validierung der Modelle wurden die Variationsparameter gemäß den in Tabelle 28 hinterlegten Werten eingestellt. Gemäß den Modellen sollten sich hierfür niedrigere NO_x -Emissionen und PM-Rohemissionen mit 1,82 g/kWh bzw. 0,0035 g/kWh einstellen, die damit unter den zuvor genannten Vergleichswerten liegen. Nichtsdestotrotz wäre hier aber mit einer Erhöhung des $bsfc$ auf 255 g/kWh zu rechnen [4].

Tabelle 28: Ausgewählte Bedingungen anhand der ermittelten Modelle zur Unterschreitung der NO_x - und PM-Emissionen der Vergleichswerte [4]

SOE_{PiI} in μs	q_{PiI} in mg/stk	SOE_{MI} in °KW v. OT	SOE_{PoI} in μs	q_{PoI} in mg/stk	p_{Rail} in MPa	q_{Man} in mbar	\dot{m}_{AGR} in kg/h
1250	3	1	2000	4,5	150	1650	60

Am Versuchsmotor ergaben sich mit den Einstellungen für die NO_x -Emissionen 1,79 g/kWh, die PM-Emissionen 0,0037 g/kWh und den $bsfc$ 254 g/kWh. Mit dem Modell konnte somit eine sehr hohe Genauigkeit erzielt werden und an diesem stationären Punkte würden mit den Partikelrohmissionen bereits die Grenzwerte der EU-Stufe V eingehalten werden [4].

Mit Rapsölkraftstoff ist somit ein hohes Potenzial für eine abgestimmte Kalibration vorhanden. Der erhöhte spezifische Kraftstoffverbrauch $bsfc$ lässt sich aufgrund des geringeren Heizwerts nicht an die Größenordnungen von Dieselmotoren annähern. Dennoch kann spezifisch für Rapsölkraftstoff eine Optimierung vorgenommen werden. Anhand dieser Methodik lassen sich Kalibrationsparameter an kritische Zielgrößen anpassen. Wie aber auch mit Dieselmotoren sind hierzu Kompromisse einzugehen und Grenzen hinsichtlich der technischen Gegebenheiten vorhanden.

5.5.8 Fazit

Anhand der Motorversuche wurden die Auswirkungen der physikalischen Eigenschaften auf den Motorprozess deutlich. Der geringere Heizwert von Rapsölkraftstoff wirkte sich bei gleichbleibender Applikation durch ein reduziertes effektives Drehmoment aus. Die Vollastlinie wurde entsprechend den Heizwertunterschieden zwischen Rapsöl- und Dieselmotoren verringert.

Nach Anpassung der Last in ausgewählten Referenzpunkten des NRSC (Non-Road Steady Cycle) durch Erhöhung der Einspritzmenge mit Rapsölkraftstoff verhielten sich die Primärrohmissionen NO_x und CO sehr ähnlich zu denen mit Dieselmotoren. Die Partikelemissionen wurden mit Rapsölkraftstoff hingegen stark verringert. Hierdurch wurde deutlich, dass eine Anpassung der AGR-Strategie, zur weiteren Optimierung des Partikel- NO_x -Trade-offs, möglich ist. Mit der Erarbeitung eines statistischen Versuchsplans (DoE) und der Durchführung der sich daraus ergebenden Versuche konnten an ausgewählten Variationsparametern (Einspritzung, AGR-Ventil- und Drosselklappenstellung) geeignete Einstellungen gefunden werden, die ein geringeres Emissionspotenzial als mit den Referenzmessungen mit Dieselmotoren aufwiesen. Für die Applikation von Pflanzenölmotoren ist deshalb zwingend eine Abstimmung vorzunehmen, um die Vorteile effektiv nutzen zu können. Die Verwendung statistischer Versuchspläne ist eine effiziente Möglichkeit, die von Herstellern bereits genutzt wird und auch für die Applikation mit Pflanzenölkraftstoff angewendet werden kann.

Das verwendete Abgasnachbehandlungssystem, bestehend aus Dieseloxydationskatalysator (DOC), Dieselpartikelfilter (DPF) und selektiver katalytischer Reduktion (SCR-System), arbeitete mit Rapsölkraftstoff mit nahezu gleicher Effizienz wie mit Dieseldieselkraftstoff. Versuche bei niedriger Last und damit niedrigen Abgastemperaturen zeigten, dass die Aktivierung des SCR-Systems bei gleichen Lastpunkten vonstattengeht. Eine Änderung an der Dosierungsstrategie von AdBlue® musste nicht vorgenommen werden.

Für die Regeneration des DPF wurde das Worst-Case-Szenario für die erzwungene Ausführung gewählt. Als Referenz wurde die Prozedur wiederum mit Dieseldieselkraftstoff durchlaufen. Der anschließende Erstversuch mit Rapsölkraftstoff konnte nicht erfolgreich abgeschlossen werden. Die Abgastemperatur vor DPF war zu gering, um eine Oxidation der Rußpartikel hervorzurufen. Nach Prüfung der Daten konnte ein höherer Saugrohrlade- druck als mit Dieseldieselkraftstoff identifiziert werden, der eine schnellere Verbrennung des Kraftstoffs bewirkte. Die Verbrennung wurde dadurch nicht ausreichend verschleppt, um einen größeren Temperaturanstieg im Abgastrakt zu erzeugen. Bei einem weiteren Versuch wurde deshalb die Drosselklappenstellung derart verändert, dass der Saugrohrlade- druck sich in der Größenordnung wie mit Dieseldieselkraftstoff befindet, und zudem darauf geachtet, dass keine thermische Überbeanspruchung der Abgasanlage auftritt. Die Regene- ration konnte dadurch erfolgreich durchgeführt werden und es wurde gezeigt, dass eine Adaption der Regelstrategie für die erzwungene Regeneration mit Rapsölkraftstoff, durch Berücksichtigung des Ladedrucks, vorgenommen werden muss.

Während des Motorstarts zeigte sich, wie bereits bei den Untersuchungen am Ein- spritzsystemprüfstand, die hohe Temperaturabhängigkeit von Rapsölkraftstoff. Bei mode- raten Umgebungstemperaturen von ca. 20 °C konnte nach Inbetriebnahme gerade noch der Motorleerlauf aufrechterhalten werden. Bei Vorgabe einer höheren Solldrehzahl und Lastbeaufschlagung war vorerst keine zusätzliche Lasterhöhung des Motors möglich. Erst nach geraumer Betriebszeit und steigender Kühlmittelbetriebstemperatur konnte ausrei- chend Kraftstoff für die effektive Drehmomentenerzeugung umgesetzt werden. Nach mehre- ren Versuchsreihen wurde die Kühlmitteltemperatur als aussagekräftigste Bezugstempe- ratur ermittelt. Die Injektoren und dazugehörigen Hochdruckstutzen befinden sich direkt im Zylinderkopf, sodass die Motortemperatur näherungsweise die Kraftstofftemperatur in den Injektoren definiert. Eine alleinige Vorwärmung des Kraftstoffs im Niederdruckbereich war nicht ausreichend, um das Motorstartverhalten zu verbessern. Bei größeren Motoren spielt die Wärmeleitung über den Motorblock eine dominante Rolle, sodass hier für den Kaltstart zusätzliche Vorkehrungen getroffen werden müssen. EMBERGER et al. [32] wähl- ten als Lösungsansatz für den störungsfreien Betrieb eines forstwirtschaftlichen Vollern- ters die Verwendung der Standheizung zur Vorwärmung von Hydrauliksystem, Motor- block, Rapsölkraftstofftank und Fahrerkabine. Dadurch konnte die Maschine auch bei ne- gativen Außentemperaturen mit Rapsölkraftstoff gestartet und betrieben werden. Es ist zu berücksichtigen, dass die Standheizung nicht rapsöltauglich war. Deshalb musste dafür ein geeigneter Kraftstoff (z. B. Diesel, Biodiesel oder hydriertes Pflanzenöl) genutzt wer- den. Da während des Motorwarmlaufs zudem ein breiter Temperaturbereich durchlaufen wird, sind die Einspritzparameter in Abhängigkeit einer Bezugstemperatur zu wählen. Wie bereits angeführt wäre hier im Optimalfall eine Temperaturmessstelle innerhalb des

Injektors nützlich. Aber auch eine alternative Messstelle, die systemspezifisch eine gute Näherung der Kraftstofftemperatur wiedergibt, könnte genutzt werden. Die Maßnahmen für einen sicheren Motorstart und Betrieb müssen je nach Motor und zusätzlichen Hilfsaggregaten passend gewählt werden. Am wichtigsten erscheint anhand der ermittelten Ergebnisse, die Kraftstofftemperatur im Einspritzventil ausreichend zu erhöhen (in den Versuchsreihen wies eine Kühlmitteltemperatur von ca. 50–60 °C gute Randbedingungen auf) sowie den Kraftstoffeinspritzzeitpunkt auf einen früheren Zeitpunkt zu verschieben.

Zusammenfassung

Durch den Ersatz von Dieselmotorkraftstoff durch Rapsölmotorkraftstoff können Treibhausgasemissionen reduziert werden. Dies ist insbesondere für Einsatzbereiche von Bedeutung, in denen der alleinige batterieelektrische Antrieb mittelfristig keine praktikable Lösung bieten kann, wie zum Beispiel bei leistungsstarken Maschinen der Land- und Forstwirtschaft. Die Voraussetzung für einen störungsfreien Betrieb eines Motors mit Rapsölmotorkraftstoff ist die Anpassung von Motorkomponenten und des -steuergeräts an die Kraftstoffeigenschaften. Hierfür liegen jedoch derzeit noch keine ausreichenden Informationen vor.

Ziel des Vorhabens ist daher die Erarbeitung von Grundlagen zur Auslegung der Motorsteuerung pflanzenöläuglicher Offroad-Motoren mit moderner Abgasnachbehandlung mit anschließender entsprechender Abstimmung der Motorapplikation am Prüfstand.

Grundlegende Untersuchungen der physikalischen Prozessabläufe von Rapsöl- und Dieselmotorkraftstoff bei der Einspritzung werden an einem hydraulischen Druckanstiegsanalysator (HDA) und einer Hochdruck-Hochtemperatur-Kammer (HDHT-Kammer) durchgeführt. Unterschiede im Zünd- und Brennverhalten werden am AFIDA (Advanced Fuel Ignition Delay Analyzer) analysiert. Abschließend werden die Erkenntnisse am Motorenprüfstand auf einen DEUTZ-Motor übertragen, dessen Einspritzsystem auch bei den grundlegenden Untersuchungen verwendet wurde.

Die experimentellen Untersuchungen am Einspritzsystemprüfstand zeigen die höhere Temperatursensibilität von Rapsölmotorkraftstoff im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff. Sowohl in der Kraftstoffmengeneinbringung als auch in den Strahlaufbruch- und Gemischbildungsprozessen ist die Kenntnis der herrschenden Kraftstofftemperatur entscheidend.

Messungen am HDA zeigen, dass die Unterschiede in der eingebrachten Kraftstoffmasse bei gleichem Kraftstoffdruck und gleicher Injektoransteuerung durch ein verzögertes Öffnen des Injektors mit Rapsölmotorkraftstoff verursacht werden. Außerdem sorgt die höhere Viskosität für einen größeren Fließwiderstand. Durch Erhöhung der Kraftstofftemperatur kann der Öffnungsverzug reduziert und der maximale Durchfluss durch die Düse erhöht werden. Bei sehr hohen Raildrücken, die üblicherweise bei Motorbetrieb in der höheren Teillast und der Volllast herrschen, kann eine Überkompensation der Dichte gegenüber der Viskosität von Rapsöl- und Dieselmotorkraftstoff eintreten, sodass mit Rapsölmotorkraftstoff bei gleicher Injektoransteuerdauer eine größere Kraftstoffmasse eingespritzt wird. Für die Übertragung der Erkenntnisse aus den Einspritzratenverläufen hinsichtlich Einspritzmengen und -verzugszeiten auf die Motorapplikation ist zwingend eine Referenztemperatur notwendig, die die Kraftstofftemperatur innerhalb des Injektors möglichst gut widerspiegelt. Ideal wäre die Implementierung einer Temperaturmessstelle direkt im Injektor.

Die optischen Untersuchungen an der Hochdruck-Hochtemperatur-Kammer zeigen, dass Rapsölmotorkraftstoff grundsätzlich einen geringeren Spraywinkel als Dieselmotorkraftstoff ausbildet. Hier wirken sich die höheren Bindungskräfte von Rapsölmotorkraftstoff auf die Strahlausbreitung aus. Bei niedrigen Raildrücken und geringer Kammertemperatur bleibt der Strahlkern sehr kompakt. Mit Erhöhung des Raildrucks und der Kraftstoff- und Kammertemperatur kann

die radiale Ausbreitung erhöht und dadurch die Gemischaufbereitung verbessert werden. Analysen unter Verwendung der Schlierenmethode zeigen, dass Rapsölkraftstoff auch unter Temperatur- und Druckbeaufschlagung erst bei höheren Temperaturen als Dieselkraftstoff verdampft. Bei einer maximal eingestellten Kammertemperatur von 200 °C können mit Dieselkraftstoff bereits Phasenübergänge identifiziert werden, für Rapsölkraftstoff jedoch nicht.

Die am AFIDA erzielten Erkenntnisse zeigen, dass in die zwei Betriebsbereiche mittlere und hohe Last sowie niedrige Teillast und Kaltstart unterschieden werden muss. Bei Betriebspunkten, die mittlere und hohe Last repräsentieren, ist für Rapsölkraftstoff ein etwas kürzerer Zündverzug als für Dieselkraftstoff festzustellen. Die Lage des Verbrennungsschwerpunkts ist für beide Kraftstoffe in etwa gleich. Unterschiede bei der Wärmefreisetzung sind primär auf die Heizwertunterschiede zurückzuführen. Bei niedriger Brennraumtemperatur (< 600 °C) und vor allem niedrigen Einspritzdrücken (< 800 bar) sind mit Rapsöl- längere Zündverzögerungen als mit Dieselkraftstoff festzustellen. Auch ein späterer Verbrennungsschwerpunkt und verzögerter Ausbrand ist für Rapsöl- im Vergleich zu Dieselkraftstoff zu beobachten.

Allgemein verkürzt sich der Zündverzug mit steigendem Einspritzdruck und höheren Drücken und Temperaturen der Brennkammer aufgrund einer dadurch verbesserten Gemischaufbereitung. Im Vergleich zu Dieselkraftstoff wirken sich für Rapsölkraftstoff Änderungen von Einspritz- und Brennraumdruck sowie -temperatur stärker auf den Zündverzug aus. Der Zündverzug ist in eine erste Phase mit vorwiegend physikalischen und eine zweite Phase mit primär chemischen Prozessen aufgeteilt. Die Aufteilung des physikalischen und chemischen Zündverzugs an der Gesamtdauer ist für Rapsöl- und Dieselkraftstoff unterschiedlich. Der physikalische Teil des Zündverzugs wird durch die Gemischaufbereitung beeinflusst und ist für Rapsöl- im Vergleich zu Dieselkraftstoff länger. Die festgestellte frühere Zündung bei guten Bedingungen für die Gemischaufbereitung resultiert für Rapsölkraftstoff aus den schneller ablaufenden chemischen Kettenreaktionen. Dies kann durch die langen Kohlenwasserstoffketten des Triglycerids begründet werden. Im Bereich des Leerlaufs und Motorkaltstarts herrschen jedoch niedrige Temperaturen und Drücke im Brennraum vor, die vor allem für Rapsölkraftstoff zu einer schlechteren Gemischaufbereitung und damit längerem Zündverzug führen. Die höhere Sensitivität von Rapsölkraftstoff gegenüber einer Verschlechterung der Gemischaufbereitung führt im Vergleich zu Dieselkraftstoff zu verzögerter Zündung, späterem Verbrennungsschwerpunkt und langsamerem Ausbrand im Bereich der niedrigen Teillast.

Voreinspritzungen leiten für beide Kraftstoffe eine frühere Zündung der Haupteinspritzung ein und führen zu einer niedrigeren Wärmefreisetzungsrate. Da Rapsöl- im Niedriglastbereich in der Regel ohnehin langsamer verbrennt als Dieselkraftstoff kann eine Reduzierung der Mengen der Voreinspritzungen dazu führen, den Vormischanteil und die Brenngeschwindigkeit zu erhöhen, jedoch muss der Einspritzzeitpunkt angepasst werden. Die Simulation einer Abgasrückführung am AFIDA durch Einbringen von Inertgas zeigt für Rapsöl und Dieselkraftstoff, dass sich der Zündverzug verlängert. Bei ungünstigen Ausgangsbedingungen für die Gemischbildung war für Rapsölkraftstoff ein stärkerer Einfluss der Abgasrückführung auf den Zündverzug festzustellen als mit Dieselkraftstoff.

Bei den Untersuchungen am Motorprüfstand wird bei gleicher Motorapplikation mit Rapsölkraftstoff ein reduziertes effektives Drehmoment im Vergleich zum Diesellokraftstoff festgestellt, was sich durch den Heizwertunterschied erklären lässt. Nach Angleichung der Last in ausgewählten Referenzpunkten des NRSC (Non-Road Steady Cycle) durch Erhöhung der Einspritzmenge mit Rapsölkraftstoff verhalten sich die Primärrohmissionen NO_x und CO sehr ähnlich zu denen mit Diesellokraftstoff. Die Partikelemissionen werden mit Rapsölkraftstoff hingegen stark verringert. Hierdurch wird deutlich, dass eine Anpassung der AGR-Strategie zur weiteren Optimierung des Partikel- NO_x -Trade-offs möglich ist. Mit der Erarbeitung eines statistischen Versuchsplans (DoE) und der Durchführung der sich daraus ergebenden Versuche können hinsichtlich ausgewählter Variationsparameter (Einspritzung, AGR-Ventil- und Drosselklappenstellung) geeignete Einstellungen gefunden werden, die ein geringeres Emissionspotenzial als mit den Referenzmessungen mit Diesellokraftstoff aufweisen. Für die Applikation von Pflanzenölmotoren ist deshalb zwingend eine Abstimmung vorzunehmen, um die Vorteile effektiv nutzen zu können. Die Verwendung statistischer Versuchspläne ist eine effiziente Möglichkeit, die von Herstellern bereits genutzt wird und auch für die Applikation mit Pflanzenölkraftstoff angewendet werden kann.

Das verwendete Abgasnachbehandlungssystem – bestehend aus Dieselloxidationskatalysator (DOC), Dieselpartikelfilter (DPF) und selektiver katalytischer Reduktion (SCR-System) – arbeitet mit Rapsölkraftstoff mit nahezu gleicher Effizienz wie mit Diesellokraftstoff. Versuche bei niedriger Last und damit niedrigen Abgastemperaturen zeigen, dass die Aktivierung des SCR-Systems bei gleichen Lastpunkten erfolgt. Eine Änderung an der Dosierungsstrategie von AdBlue[®] muss nicht vorgenommen werden. Für die Regeneration des Dieselpartikelfilters (DPF) wurde das Worst-Case-Szenario für die erzwungene Ausführung gewählt. Eine erfolgreiche Regeneration mit Rapsölkraftstoff ist bei einer vom Diesellobetrieb abweichenden Einstellung der Drosselklappe möglich.

Motor Kaltstart und Leerlauf werden wesentlich durch die Temperatur vom Rapsölkraftstoff bei der Einspritzung beeinflusst. Bei moderaten Umgebungstemperaturen von ca. 20 °C kann nach Inbetriebnahme gerade noch der Motorleerlauf aufrechterhalten werden. Erst nach geraumer Betriebszeit und steigender Kühlmittelbetriebstemperatur kann ausreichend Kraftstoff für die effektive Drehmomenterzeugung umgesetzt werden. Die Kühlmitteltemperatur korreliert näherungsweise mit der Kraftstofftemperatur am Injektor. Eine alleinige Vorwärmung des Kraftstoffs im Niederdruckbereich ist nicht ausreichend, um das Motorstartverhalten zu verbessern. Bei größeren Motoren spielt die Wärmeleitung über den Motorblock eine dominante Rolle, sodass hier für den Kaltstart zusätzliche Vorkehrungen getroffen werden müssen. Da während des Motorwarmlaufs weiterhin ein breiter Temperaturbereich durchlaufen wird, sind die Einspritzparameter in Abhängigkeit einer Bezugstemperatur zu wählen. Eine Temperaturmessstelle innerhalb des Injektors oder näherungsweise platzierte wäre hierzu nützlich. Die Maßnahmen für einen sicheren Motorstart und Betrieb müssen je nach Motor und zusätzlichen Hilfsaggregaten passend gewählt werden. Am wichtigsten erscheint anhand der ermittelten Ergebnisse, die Kraftstofftemperatur im Einspritzventil auf ca. 50–60 °C zu erhöhen.

Durch Anpassung des Einspritzzeitpunkts bei Motorstart ist weiterhin ein sehr hohes Optimierungspotenzial möglich. Wie bereits bei den HDA- und AFIDA-Messungen aufgezeigt verlängert sich zum einen die Öffnungsverzugszeit des Injektors und zum anderen der Zündverzug mit Rapsölkraftstoff bei niedrigen Lasten und Temperaturen. Mit der Vorverlegung des Einspritzzeitpunkts kann die Verbrennung näher an den oberen Totpunkt verschoben werden und eine verbesserte Verbrennung stattfinden. Da die ursprüngliche Kalibration für Dieselkraftstoff ausgelegt ist, sind vor allem während ungünstiger, kalter Bedingungen intensivere Adaptionen vorzunehmen. Die Verschiebung der Einspritzung zeigte, neben der Vorwärmung von Kühlwasser und Motorblock, die größten Auswirkungen auf die innermotorische Verbrennung.

Das Forschungsprojekt zeigt das hohe Potenzial der Nutzung von Pflanzenölkraftstoff als Alternative für fossilen Dieselkraftstoff in Motoren der Forst- und Landwirtschaft. Durch gezielte Modifikationen in der Einspritzstrategie ist ein leistungsäquivalenter Betrieb des Versuchsmotors unter den vorgegebenen Emissionszielen möglich. Bereits mit den Vorversuchen konnten grundlegende Tendenzen im Strahlzerfall und Verbrennungsverhalten der Versuchskraftstoffe identifiziert werden, die sich auch am realen Motor zeigten. Insbesondere im Bereich des Motorkaltstarts und der Niedriglast können diese Erkenntnisse qualitativ bei Optimierung der motorischen Verbrennung von Rapsölkraftstoff helfen. Aufgrund der idealisierten Randbedingungen kann eine quantitative Übertragung der Resultate aber nicht erfolgen.

In weiteren Untersuchungen sollte eine auf Basis der Erkenntnisse erstellte Rapsölkraftstoffmotorapplikation auf einen baugleichen Motor, der in einer mobilen Arbeitsmaschine eingebaut ist, übertragen werden, um Informationen zur Praxistauglichkeit und Dauerhaltbarkeit von Motor und Abgasnachbehandlung zu gewinnen. Weiterführende Forschungsarbeiten sind im Bereich der Betriebsphasen des Motorkaltstarts und Leerlaufs mit Rapsölkraftstoff nötig, um einen dauerhaft störungsfreien Betrieb in diesen Betriebsphasen zu erreichen. Die erzielten Erkenntnisse deuten darauf hin, dass hier noch viel Verbesserungspotenzial vorhanden ist.

Quellenverzeichnis

- [1] ADAM, A.; RIZALMANN, M.; ATIQA, N.; KIDOGUCHI, Y.; ZAFRI, A. (2012): Analysis of Straight Vegetable Oil (SVO) Spray Characteristics at End of Injection (EOI). Journal of Medical and Bioengineering (JOMB), Bd. 1, Nr. 1, S. 59-62
- [2] ADOMEIT, P.; BECKER, M.; ROHS, H.; PISCHINGER, S.; GREIS, A.; GRÜNEFELD, G. (2006): SAE Technical Paper 2006-01-1417 Potential Soot and CO Reduction for HSDI Diesel Combustion Systems. Paper presented at SAE World Congress 2006, Detroit, Michigan, April 3-6. Warrendale, PA, USA. SAE Special Publication, Nr. 2002, 10 Seiten
- [3] AGARWAL, D.; AGARWAL, A. K. (2007): Performance and emissions characteristics of Jatropha oil (preheated and blends) in a direct injection compression ignition engine. Applied Thermal Engineering, Bd. 27, Nr. 13, S. 2314-2323
- [4] ALTMANN, R.; GEBHARD, J.; TROEGER, A.; WINKLER, M.; TÖPFER, G.; REMMELE, E.; GARDERER, M.; RABL, H.-P. (2020): Engine performance and emission analysis of a NRMM CI engine with common rail injection system operated with diesel fuel and rapeseed oil fuel. In: COMMERCIAL VEHICLE ALLIANCE (CVA); INSTITUTE FOR MECHANICAL AND AUTOMOTIVE DESIGN (IMAD) (HRSG.): Proceedings 6th International Commercial Vehicle Technology Symposium Kaiserslautern (voraussichtliche Veröffentlichung März 2021)
- [5] ANDRULEIT, H.; BAHR, A.; BABIES, H.-G.; FRANKE, D.; MEßNER, J.; PIERAU, R.; SCHAUER, M.; SCHMIDT, S.; WEIHMANN, S. (2012): ENERGIESTUDIE 2013. Reserven, Ressourcen und Verfügbarkeit von Energierohstoffen. Hannover: Bundesanstalt für Geowissenschaften und Rohstoffe (BGR), Nr. 17, 112 Seiten
- [6] ATTENBERGER, A.; REMMELE, E (2003): Entwicklung einer Prüfmethode zur Bestimmung der Cetanzahl von Rapsölkraftstoff. Berichte aus dem TFZ, Nr. 6. Straubing: Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), 82 Seiten, ISSN 1614-1008
- [7] BAN-WEISS, G. A.; CHEN, J. Y.; BUCHHOLZ, B. A.; DIBBLE, R. W. (2007): A numerical investigation into the anomalous slight NOx increase when burning biodiesel; A new (old) theory. Fuel Processing Technology, Bd. 88, Nr. 7, S. 659-667
- [8] BATTIN-LECLERC, F.; SIMMIE, J. M.; BLUROCK, E. (2013): Cleaner combustion. Developing detailed chemical kinetic models. Green Energy and Technology. London: Springer London Ltd, 658 Seiten, ISBN 978-1-4471-5306-1
- [9] BOCKISCH, M. (1993): Nahrungsfette und -öle. Stuttgart: Eugen Ulmer, 636 Seiten
- [10] BOIE, W (1957): Vom Brennstoff zum Rauchgas. Feuerungstechnisches Rechnen mit Brennstoffgrößen und seine Vereinfachung mit Mitteln der Statistik. Stuttgart: Teubner, 101 Seiten
- [11] BUNDESMINISTERIUM FÜR VERKEHR UND DIGITALE INFRASTRUKTUR (2019): Verkehr in Zahlen 2019/2020. Stand: September 2019. 48. Jahrgang. Flensburg: Kraftfahrt-Bundesamt, 371 Seiten

- [12] CONIGLIO, L.; BENNADJI, H.; GLAUDE, P.-A.; HERBINET, O.; BILLAUD, F. (2013): Combustion chemical kinetics of biodiesel and related compounds (methyl and ethyl esters): Experiments and modeling – Advances and future refinements. *Progress in Energy and Combustion Science*, Bd. 39, Nr. 4, S. 340-382
- [13] DAHO, T.; VAITILINGOM, G.; OUIMINGA, S. K.; PIRIOU, B.; ZONGO, A. S.; OUOBA, S. KOU-LIDIATI, J. (2013): Influence of engine load and fuel droplet size on performance of a CI engine fueled with cottonseed oil and its blends with diesel fuel. *Applied Energy*, Bd. 111, Nr. 11, S. 1046-1053
- [14] DEC, J. E. (1997): SAE Technical Paper 970873 A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging. In: SAE INTERNATIONAL (HRSG.): International Congress & Exposition, Session: Combustion & Flow Diagnostics, February 1997. Detroit, MI, USA, Proceedings. Warrendale, PA, USA: SAE International, S. 1–30
- [15] DEMIRBAS, A. (1998): Fuel properties and calculation of higher heating values of vegetable oils. *Fuel*, Bd. 77, Nr. 9/10, S. 1117-1120
- [16] DERNOTTE, J.; FOUCHER, F.; HESPEL, C.; HOUILLE, S.; MOUNAIM-ROUSSELLE, C. (2011): Experimental Study of the Effect of Fuel Properties on the Diesel Injection Process. In: THE COMBUSTION INSTITUTE (HRSG.): Proceedings. 5th European Combustion Meeting (ECM2011), June 29 - July 1. Cardiff University, Wales. Cardiff: The Combustion Institute (British Section), S. 1-6
- [17] DESMUKH, D.; MOHAN, A. M.; ANAND, T. N. C.; RAVIKRISHNA, A. R. V. (2012): Spray characterization of straight vegetable oils at high injection pressures. Short communication. *Fuel*, Bd. 97, Nr. 7, S. 879-883
- [18] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (1999): DIN EN ISO 5165: Bestimmung der Zündwilligkeit von Dieselkraftstoffen, Cetan-Verfahren mit dem CFR-Motor. Berlin: Beuth, 13 Seiten
- [19] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2017): DIN EN 16906, Flüssige Mineralölerzeugnisse – Bestimmung der Zündwilligkeit von Dieselkraftstoffen – Verfahren mit dem BASF-Prüfmotor. Berlin: Beuth, 21 Seiten
- [20] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2012): DIN EN 14214: Flüssige Mineralölerzeugnisse – Fettsäure-Methylester (FAME) zur Verwendung in Dieselmotoren und als Heizöl – Anforderungen und Prüfverfahren. Berlin: Beuth, 24 Seiten
- [21] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2012): DIN EN 16144: Flüssige Mineralölerzeugnisse – Bestimmung des Zündverzugs und der abgeleiteten Cetanzahl (ACZ) von Mitteldestillatkraftstoffen – Verfahren mit festen Einspritzzeiten in einer Verbrennungskammer konstanten Volumens. Berlin: Beuth, 23 Seiten
- [22] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2013): DIN EN 15195: Flüssige Mineralölerzeugnisse – Bestimmung des Zündverzugs und der abgeleiteten Cetanzahl (ACZ) von Kraftstoffen aus Mitteldestillaten in einer Verbrennungskammer mit konstantem Volumen, Entwurf. Berlin: Beuth, 30 Seiten
- [23] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2014): DIN EN 590: Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge – Dieselkraftstoff – Anforderungen und Prüfverfahren. Deutsche Fassung EN 590:2013 + AC: 2014. Berlin: Beuth, 16 Seiten

- [24] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2015): DIN EN 16715: Flüssige Mineralölerzeugnisse – Bestimmung des Zündverzugs und der abgeleiteten Cetanzahl (ACZ) von Kraftstoffen aus Mitteldestillaten – Bestimmung des Zündverzugs und des Verbrennungsverzugs in einer Verbrennungskammer mit konstantem Volumen und direkter Kraftstoffeinspritzung. Berlin: Beuth, 26 Seiten
- [25] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2018): DIN EN 17155: Flüssige Mineralölerzeugnisse – Bestimmung der indizierten Cetanzahl (ICZ) von Kraftstoffen aus Mitteldestillaten – Verfahren mittels Kalibrierung mit primären Bezugskraftstoffen unter Verwendung einer Verbrennungskammer mit konstantem Volumen. Berlin: Beuth, 29 Seiten
- [26] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2019): DIN EN 15940: Kraftstoffe – Paraffinischer Dieselkraftstoff aus Synthese oder Hydrierungsverfahren – Anforderungen und Prüfverfahren. Deutsche Fassung EN 15940:2016 +A1:2018+AC:2019. Berlin: Beuth, 24 Seiten
- [27] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2020): DIN 51605: Kraftstoffe für pflanzenöлтаugliche Motoren – Rapsölkraftstoff – Anforderungen und Prüfverfahren. Berlin: Beuth, 15 Seiten
- [28] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2020): DIN 51623: Kraftstoffe für pflanzenöлтаugliche Motoren – Pflanzenölkraftstoff – Anforderungen und Prüfverfahren. Berlin: Beuth, 25 Seiten
- [29] DRENTH, A. C.; OLSEN, D. B.; CABOT, P. E.; JOHNSON, J. J. (2014): Compression ignition engine performance and emission evaluation of industrial oilseed biofuel feedstocks camelina, carinata, and pennycress across three fuel pathways. *Fuel*, Bd. 136, S. 143–155
- [30] DRESSLER, D.; ENGELMANN, K.; BOSCH, F.; BÖSWIRTH, T.; BRYZINSKI, T.; EFFENBERGER, M.; HAAS, R.; HIJAZI, O.; HÜLSBERGEN, K.-J.; JORISSEN, T.; KLEIN, D.; MAZE, M.; RICHTER, K.; RÖDER, H.; SCHULZ, C.; SERDJUK, M.; STRIMITZER, L.; WIDMANN, B.; TIEMANN, A.; WEBER-BLASCHKE, G.; WOLF, C.; ZERLE, P.; REMMELE, E. (2016): ExpResBio – Ergebnisse. Analyse und Bewertung ausgewählter ökologischer und ökonomischer Wirkungen von Produktsystemen aus land- und forstwirtschaftlichen Rohstoffen. Straubing: Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), 748 Seiten
- [31] EMBERGER, P. (2013): Zünd-, Verbrennungs- und Emissionsverhalten verschiedener Pflanzenöle. Dissertation. Halle-Wittenberg: Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg. Zentrum für Ingenieurwissenschaften, 158 Seiten, ISBN 978-3-84391105-4
- [32] EMBERGER, P.; MAUTNER, S.; HINRICHS, M.; THUNEKE, K.; REMMELE, E. (2019): Rapsölkraftstoff als Energieträger für den Betrieb eines forstwirtschaftlichen Vollernters (Harvester). Berichte aus dem TFZ, Nr. 63. Straubing: Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), 90 Seiten, ISSN 1614-1008
- [33] EMBERGER, P.; THUNEKE, K.; REMMELE, E. (2013): Langzeiterfahrungen zum Einsatz von Rapsölkraftstoff in Traktoren der Abgasstufe I und II. Berichte aus dem TFZ, Nr. 31. Straubing: Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), 56 Seiten, ISSN 1614-1008

- [34] ESTEBAN, B.; RIBA, J.-R.; BAQUERO, G.; RIUS, A.; PUIG, R. (2012): Temperature dependence of density and viscosity of vegetable oils. *Biomass and Bioenergy*, Bd. 42, S. 164-171
- [35] ESTEBAN, B.; RIBA, J.-R.; BAQUERO, G.; RIUS, A.; PUIG, R. (2012): Characterization of the surface tension of vegetable oils to be used as fuel in diesel engines. *Fuel*, Bd. 102, S. 231-238
- [36] Ettl, J.; Thüneke, K.; Emberger, P.; Remmele, E. (2019): Langzeitmonitoring pflanzenötauglicher Traktoren der Abgasstufen I bis IV. Abgasemissionen, Effizienz und Betriebssicherheit pflanzenötauglicher Traktoren auf den bayerischen Versuchsbetrieben. *Berichte aus dem TFZ*, Nr. 60. Straubing: Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), 210 Seiten, ISSN 1614-1008
- [37] EUROPÄISCHE UNION (2009): Richtlinie 97/68/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 16. Dezember 1997 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedsstaaten über Maßnahmen zur Bekämpfung der Emission von gasförmigen Schadstoffen und luftverunreinigenden Partikeln aus Verbrennungsmaschinen für mobile Maschinen und Geräte (ABl. L 59 vom 27.02.1997, S. 1). In: *Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften*, Band 52, Nr. L 68, S. 1-249
- [38] EUROPÄISCHES PARLAMENT; EUROPÄISCHER RAT (2016): Verordnung (EU) 2016/1628 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 14. September über die Anforderungen in Bezug auf die Emissionsgrenzwerte für gasförmige Schadstoffe und luftverunreinigende Partikel und die Typgenehmigung für Verbrennungsmotoren für nicht für den Straßenverkehr bestimmte mobile Maschinen und Geräte, zur Änderung der Verordnungen (EU) Nr. 1024/2012 und (EU) Nr. 167/2013 und zur Änderung und Aufhebung der EU-Richtlinie 97/68/EG. In: *Amtsblatt der Europäischen Union*, Bd. 59, Nr. L 252, S. 53-117
- [39] FLÜGGE, E.; HARNDORF, H.; WICHMANN, U. (2007): Rapsölmrüstungen an Dieselmotoren. Notwendigkeiten und deren Umsetzung. IN: NOVA-INSTITUT GMBH (HRSG.): 1. Internationaler Kongress zu Pflanzenöl-Kraftstoffen, Tagungsband / Proceedings, Messe Erfurt, 6.-7. September 2007. Hürth: Nova-Institut GmbH, S. 227-236, ISBN 978-3-9805840-8-1
- [40] FLYNN, P. F.; DURRETT, R. P.; HUNTER, G. L.; ZUR LOYE, A. O.; AKINIYEMI, O. C.; DEC, J. E., WESTBROOK, C. K. (1999): SAE Technical Paper 1999-01-0509 Diesel Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics and Empirical Validation. Warrendale, PA, USA: SAE International, 15 Seiten
- [41] FREEDMAN, B.; BAGBY, M. O.; CALLAHAN, T. J.; RYAN, T. W. (1990): SAE Technical Paper 900343 Cetane Numbers of Fatty Esters. Fatty Alcohols and Triglycerides Determined in a Constant Volume Combustion Bomb. Warrendale, PA, USA: SAE International, 9 Seiten
- [42] GASSNER, T.; EMBERGER, P.; THÜNEKE, K.; REMMELE, E. (2012): Betriebs- und Emissionsverhalten eines pflanzenötauglichen Traktors mit Rapsöl. Sojaöl und Sonnenblumenöl. *Berichte aus dem TFZ*, Nr. 33. Straubing: Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), 63 Seiten, ISSN 1614-1008
- [43] GLASSMAN, I. (1996): *Combustion*. 3. Aufl. San Diego, CA, USA: Academic Press. ISBN 0-12-285852-2, 631 Seiten

- [44] GLASSMAN, I.; YETTER, R. A.; GLUMAC, N. (2014): Combustion. 5th Edition. Amsterdam: Academic Press, 773 Seiten, ISBN 978-01-2411-555-2
- [45] GOERING, C. E.; SCHWAB, A. W.; DAUGHERTY, M. J.; PRYDE, E. H.; HEAKIN, A. J. (1982): Fuel Properties of Eleven Vegetable Oils. Papers of the American Society of Agricultural Engineers (ASAE), Bd. 25, Nr. 6, S. 1472-1483
- [46] GOPINATH, A.; PUHAN, S.; NAGARAJAN, G. (2009): Relating the cetane number of biodiesel fuels to their fatty acid composition: a critical study. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D. Journal of automobile engineering, Bd. 223, Nr. 4, S. 565-583
- [47] HARNDORF, H.; SCHÜHMANN, U.; WICHMANN, V.; FINK, C. (2008): Motorprozessverhalten und Abgasemissionen alternativer Kraftstoffe im Vergleich mit Dieselkraftstoff. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Bd. 69, Nr. 07/08, S. 640-646
- [48] HELLIER, P.; TALIBI, M.; EVELEIGH, A.; LADOMMATOS, N. (2017): An overview of the effects of fuel molecular structure on the combustion and emissions characteristics of compression ignition engines. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D. Journal of automobile engineering, Bd. 232, Nr. 1, S. 90-105
- [49] HERNANDEZ, J. J.; SANZ-ARGENT, J.; CAROT, J. M.; JABALOYES, J. M. (2010): Ignition delay time correlations for a diesel fuel with application to engine combustion modelling. International Journal of Engine Research, Bd. 11, Nr. 3, S. 199-206
- [50] HEYWOOD, J. B. (1988): Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering. New York: McGraw-Hill, 930 Seiten, ISBN 0-07-100499-8
- [51] HOEKMAN, S. K.; ROBBINS, C. (2012): Review of the effects of biodiesel on NO_x emissions. Fuel Processing Technology, Bd. 96, S. 237-249
- [52] HOFMANN, U.; REINHARDT, P.; EVTIMOVA, M. (2006): Untersuchungen zum Einsatz eines Partikelfiltersystems beim Betrieb eines Dieselmotors mit Rapsmethylester und Rapsöl. Chemie Ingenieur Technik, Bd. 78, Nr. 6, S. 709-714
- [53] HOPP, M. (2005): Untersuchung des Einspritzverhaltens und des thermischen Motorprozesses bei Verwendung von Rapsöl und Rapsmethylester in einem Common-Rail-Dieselmotor. Dissertation. Rostock, 133 Seiten
- [54] HUBER, K.; HAUBER, J. (2013): Motorisches Prüfverfahren zur Bestimmung der Zündwilligkeit von Dieselkraftstoffen. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Bd. 74, Nr. 11, S. 904-911
- [55] KALTSCHMITT, M.; MÜNCH, E. W.; MÜLLER-LANGER, F. (2009): Produktion und Nutzung von Pflanzenölkraftstoffen. Pflanzenölgewinnung. Pflanzenölgewinnung in Großanlagen. In: KALTSCHMITT, M.; HARTMANN, H.; HOFBAUER, H. (HRSG.): Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. 2. Aufl. Dordrecht, Heidelberg, London, New York: Springer, S. 712-725. ISBN 978-3-540-85094-6
- [56] KLAISSE, M. (2012): Ablagerungsbildung beim Betrieb eines Dieselmotors mit Rapsölkraftstoff. Ursachen - Auswirkungen – Abhilfemaßnahmen. Dissertation. München: Technische Universität München, Fakultät Wissenschaftszentrum Weihenstephan für Ernährung, Landnutzung und Umwelt; Lehrstuhl für Rohstoff- und Energietechnologie, 220 Seiten

- [57] KNOTHE, G.; BAGBY, M. O.; RYAN, T. W. (1997): SAE Technical Paper 971681 Cetane Numbers of Fatty Compounds. In: State of alternative fuel technologies-International Spring Fuels & Lubricants Meeting & Exposition. May 1997. Dearborn, MI, USA, Proceedings. Influence of Compound Structure and of Various Potential Cetane Improvers. Warrendale, PA, USA: SAE International, S. 127-132
- [58] KNOTHE, G.; MATHEAUS, A. C.; RYAN, T. W. (2003): Cetane numbers of branched and straight-chain fatty esters determined in an ignition quality tester. Fuel, Bd. 82, Nr. 8, S. 971-975
- [59] KODER, A.; ALTMANN, R.; RABL, H.-P.; MAYER, W. (2014): Injection rate characteristics of a Piezo-Common-Rail-Injector fueled with straight rapeseed oil and its mixtures with orange peel oil. In: RWTH AACHEN UNIVERSITY. INSTITUTE FOR COMBUSTION ENGINE. FUEL DESIGN CENTER (HRSG.): Book of Abstracts. Cluster of Excellence "Tailor-Made Fuels from Biomass". 2. International Conference. Eurogress. Aachen, 16.–18. Juni. Aachen: RWTH Aachen University, S. 26-27
- [60] KRÜMMLING, N. (1997): Bestimmung der Cetanzahl von alternativen und konstruierten Kraftstoffen in einem Direkteinspritzdieselmotor. Abschlußbericht Forschungsvorhaben Nr. 707/95. Roßlau: WTZ Roßlau, 29 Seiten
- [61] LÜFT, M. (2015): Ein Beitrag zur Optimierung der motorischen Verbrennung von Rapsölkraftstoff in Heavy Duty Dieselmotoren. Forschungsberichte aus dem Institut für Kolbenmaschinen, Bd. 3/2014. Dissertation. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Fakultät für Maschinenbau, Institut für Kolbenmaschinen, 164 Seiten, ISBN 978-3-8325-3986-3, ISSN 1615-2980
- [62] MEHL, M.; PITZ, W. J.; WESTBROOK, C. K.; YASUNAGA, K.; CONROY, C.; CURRAN, H. J. (2011): Autoignition behavior of unsaturated hydrocarbons in the low and high temperature regions. Proceedings of the Combustion Institute, Bd. 33, Nr. 1, S. 201-208
- [63] MERKER, G. P.; SCHWARZ, C.; TEICHMANN, R. (2014): Grundlagen Verbrennungsmotoren. Funktionsweise. Simulation. Messtechnik. 6., erg. Aufl. PRAXIS – ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Vieweg & Teubner, 795 Seiten, ISBN 978-3-8348-1987-1
- [64] MOEHWALD GMBH (2008): Dokumentation HDA Einspritzanalysator. Homburg: Moehwald GmbH
- [65] MOLLENHAUER, K.; TSCHÖKE, H. (HRSG.) (2007): Handbuch Dieselmotoren. 3. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer, 702 Seiten, ISBN 978-3-540-72164-2
- [66] MÜLLER, C. J.; BOEHMAN, A. L.; MARTIN, G. C. (2009): SAE Technical Paper, Nr. 2009-01-1792 An Experimental Investigation of the Origin of Increased NO_x Emissions when Fueling a Heavy-Duty Compression-Ignition Engine with Soy Biodiesel. In: SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS (SAE) (HRSG.): Powertrains, Fuels and Lubricants Meeting, June 2009, Florence. Proceedings. Warrendale, PA, USA: SAE International, S. 2-28
- [67] MÜLLER-LANGER, F.; KALTSCHMITT, M. (2009): Produktion und Nutzung von Pflanzenölkraftstoffen. Weiterverarbeitung von Pflanzenölen – Umesterung. In: KALTSCHMITT, M.; HARTMANN, H.; HOFBAUER, H. (HRSG.): Energie aus Biomasse. Grundlagen. Techniken und Verfahren. 2. Aufl. Dordrecht, Heidelberg, London, New York: Springer, S. 736-745, ISBN 978-3-540-85094-6

- [68] NAUMANN, K.; SCHRÖDER, J.; MÜLLER-LANGER, F.; OEHMICHEN, K.; REMMELE, E.; THUNEKE, K.; ETZOLD, H.; RAHSHA, T.; SCHMIDT, P. (2019): Monitoring Biokraftstoffsektor. Stand: 29. Juli 2019. 4., überarb. u. erw. Aufl. DEUTSCHES BIOMASSEFORSCHUNGSZENTRUM GMBH (DBFZ) (HRSG.). Leipzig. DBFZ-Report, Nr. 11, 173 Seiten, ISBN 978-3-946629-36-8, ISSN 2197-4632
- [69] NEEDHAM, J. R.; DOYLE, D. M. (1985): SAE Technical Paper 852101 The Combustion and Ignition Quality of Alternative Fuels in Light Duty Diesels. International Fuels and Lubricants Meeting and Exposition. Tulsa, OK, USA, October 21-24. Warrendale, PA, USA: SAE International, 22 Seiten
- [70] NWAFOR, O. M. I. (2004): Emission characteristics of diesel engine running on vegetable oil with elevated fuel inlet temperature. Biomass and Bioenergy, Bd. 27, Nr. 5, S. 507-511
- [71] NWAFOR, O. M. I.; RICE, G.; OGBONNA, A. I. (2000): Effect of advanced injection timing on the performance of rapeseed oil in diesel engines. Renewable Energy, Bd. 21, Nr. 3/4, S. 433-444
- [72] PISCHINGER, R.; KLELL, M.; SAMS, T. (2009): Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Der Fahrzeugantrieb. 3. Aufl. Wien, New York: Springer, 475 Seiten, ISBN 978-3211-99276-0 3
- [73] PISCHINGER, S.; SEIFFERT, U. (2016): Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. 8., aktual. u. erw. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 1421 Seiten, ISBN 978-3-658-09528-4
- [74] PLANK, M. J. (2018): Die Zündwilligkeit als Charakteristik für die Verwendung von Pflanzenöl als Kraftstoff in Verbrennungsmotoren. Dissertation. München: Technische Universität München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen (LVK), 126 Seiten
- [75] PLANK, M.; EMBERGER, P.; THUNEKE, K.; REMMELE, E. (2017): Zünd- und Verbrennungsverhalten alternativer Kraftstoffe. Berichte aus dem TFZ, Nr. 49. Straubing: Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), 205 Seiten, ISSN 1614-1008
- [76] PRAGER, M.; LI, Q.; DÜSSELDORF, C. (2015): Erfassung der grundlegenden Ablagebildungsmechanismen im rapsölbetriebenen Forschungsmotor mit angeschlossener Übertragung der Ergebnisse auf Vollmotor. Teilvorhaben 1-3. Projektpartner: John Deere European Technology Innovation Center. München: Technische Universität München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 89 Seiten
- [77] REIF, K. (2015): Abgastechnik für Verbrennungsmotoren. Wiesbaden: Springer Vieweg, 206 Seiten, ISBN 978-3-658-09522-2
- [78] REMMELE, E. (2002): Standardisierung von Rapsöl als Kraftstoff – Untersuchungen zu Kenngrößen, Prüfverfahren und Grenzwerten. Dissertation. Technische Universität München, Lehrstuhl für Landtechnik, Department für Biogene Rohstoffe und Technologie der Landnutzung, 194 Seiten
- [79] REMMELE, E. (2007): Herstellung von Rapsölkraftstoff in dezentralen Ölgewinnungsanlagen. Handbuch. 1. Aufl. Gülzow: Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e. V. (FNR), 83 Seiten, ISBN 978-3-9803927-1-6

- [80] REMMELE, E.; THUNEKE, K.; NEULING, U.; KALTSCHMITT, M. (2016): 16 Produktion und Nutzung von Pflanzenölkraftstoffen. 16.3 Produkte und energetische Nutzung, 16.3.1 Pflanzenöle, 16.3.2 Pflanzenölbasierte Kraftstoffe, 16.3.3 Kuppel- und Nebenprodukte. In: M. KALTSCHMITT, H. HARTMANN UND H. HOFBAUER (HRSG.): Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. 3., aktual. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, S. 1414-1446, ISBN 978-3-662-47437-2
- [81] RYAN, T. W. (1985): SAE Technical Paper 852103 Correlation of Physical and Chemical Ignition Delay to Cetane Number. Warrendale, PA, USA: SAE International, 13 Seiten
- [82] RYAN, T. W.; CALLAHAN, T. J. (1988): SAE Technical Paper 881626 Engine and Constant Volume Bomb Studies of Diesel Ignition and Combustion. In: SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS (SAE)(HRSG): Fuels and Lubricants. Meeting and Exposition. Portland, Oregon, October 10-13. Warrendale, PA, USA: SAE International, S. 1-9
- [83] RYAN, T. W.; STAPPER, B. (1987): SAE Technical Paper 870586 Diesel Fuel Ignition Quality as Determined in a Constant Volume Bomb. In: TURNEY, R. E. (HRSG.): Recent development in electronic engine control & fuel injection management. Papers. International Congress and Exposition. Detroit, MI, USA, February 23-27. SAE Special Publication, Nr. 703. Warrendale, PA, USA: SAE International, S. 1-16, ISBN 0-89883-974-2
- [84] SAPIT, A.; NAGAYASU, S.; TSUBOI, Y.; NADA, Y.; KIDOGUCHI, Y. (2012): A Study on Improvement of Diesel Spray Characteristics Fueled by Rape-seed Oil. SAE International Journal of Fuels and Lubricants, Bd. 5, Nr. 1, S. 529-539
- [85] SCHÖNBORN, A.; LADOMMATOS, N.; WILLIAMS, J.; ALLAN, R.; ROGERSON, J. (2009): The influence of molecular structure of fatty acid monoalkyl esters on diesel combustion. Combustion and Flame, Bd. 156, S. 1396–1412
- [86] SIEBERS, D. L. (1985): SAE Technical Paper 852102 Ignition Delay Characteristics of Alternative Diesel Fuels: Implications on Cetane Number. Worldwide emission control: automotive catalysts. In: SAE INTERNATIONAL (Hrsg): International Fuels and Lubricants-Meeting and exposition. Tulsa, OK, USA, October 21-24. Proceedings. SAE Special Publication, Nr. 641. Warrendale, PA, USA: SAE International, S. 1-14
- [87] TAYLOR, J.; MCCORMICK, R.; CLARK, W. (2004): Non-Petroleum-Based Fuels. Report on the relationship between molecular structure and compression ignition fuels. both conventional and HCCI. NATIONAL RENEWABLE ENERGY LABORATORY (NREL) (HRSG.). Milestone Report, Nr. NREL/MP-540-36726, 15 Seiten
- [88] BASSHUYSEN, R. v.; SCHÄFER, F. (2015): Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. 7., vollst. überarb. u. erw. Aufl. Wiesbaden: Springer, 1232 Seiten, ISBN 978-3-658-04677-4
- [89] VOJTISEK-LOM, M.; PECHOUT, M.; MAZAC, M. (2011): SAE Technical Paper 2011-24-0104 Experimental Investigation of Rapeseed Oil Combustion in a Modern Common-Rail Diesel Engine. In: SAE INTERNATIONAL (Hrsg.): ICE2011 – 10th International Conference on Engines & Vehicles. September 11-15, Capri. Warrendale, PA, USA: SAE International, S. 1-20
- [90] WESTBROOK, C. K. (2000): Chemical kinetics of hydrocarbon ignition in practical combustion systems. Proceedings of the Combustion Institute, Bd. 28, S. 1563-1577

- [91] WESTBROOK, C. K.; NAIK, C. V.; HERBINET, O.; PITZ, W. J.; MEHL, M.; SARATHY, S. M.; CURRAN, H. J. (2011): Detailed chemical kinetic reaction mechanism for soy and rapeseed biodiesel fuels. *Combustion and Flame*, Bd. 158, Nr. 4, S. 742-755
- [92] WESTBROOK, C. K.; PITZ, W. J.; HERBINET, O.; CURRAN, H. J.; SILKE, E. J. (2009): A comprehensive detailed chemical kinetic reaction mechanism for combustion of n-alkane hydrocarbons from n-octane to n-hexadecane. *Combustion and Flame*, Bd. 156, Nr. 1, S. 181-199
- [93] WESTBROOK, C. K.; PITZ, W. J.; SARATHY, S. M.; MEHL, M. (2013): Detailed chemical kinetic modeling of the effects of C=C double bonds on the ignition of biodiesel fuels. *Proceedings of the Combustion Institute*, Bd. 34, Nr. 2, S. 3049-3056
- [94] WICHMANN, V. (2008): Konzepte und Betriebsstrategien für die Nutzung von Rapsölen in Verbrennungsmotoren für den Einsatz in Landmaschinen. Dissertation. Rostock: Universität Rostock, Fakultät Maschinenbau und Schiffstechnik, 132 Seiten
- [95] WIDMANN, B. A.; APFELBECK, R.; GESSNER, B. H.; PONTIUS, P. (1992): Verwendung von Rapsöl zu Motorentreibstoff und als Heizölersatz in technischer und umweltbezogener Hinsicht. Gesamtbericht. Gelbes Heft. Nr. 40. München: Bayerisches Staatsministerium für Ernährung, Landwirtschaft und Forsten (StMELF), 650 Seiten
- [96] WINKLER, M. (2007): Pflanzenöl- und Biodieseleinsatz in DEUTZ Motoren, , Vortrag am 22. November 2007. Bad Sassendorf-Ostinghausen: Landwirtschaftszentrum Haus Düsse, 34 Seiten
- [97] WLOKA, J. A.; HUBERT, A.; WACHTMEISTER, G. (2010): Injection Spray Comparison of Diesel Fuel and Cold Pressed Rapeseed Oil Fuel. In: MATĚJ FORMAN, M.; JEDELSKÝ, J.; KATOLICKÝ, J.; JÍCHA, M.; KREJČÍ, V.; HEJČÍK, J.; FIŠER, J. (HRSG.): ILASS – Europe 2010. 23rd Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems, Brno, 06.–08. September. Brno: University of Technology. Energy Institute of the Faculty of Mechanical Engineers, S. 1-9, ISBN 978-80-7399-997-1
- [98] WOLFER, H. (1938): Der Zündverzug im Dieselmotor. In: VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE E. V. (VDI) (HRSG.): Zündverzug und Klopfen im Motor, Nr. 2, VDI-Forschungsheft, Bd. 392. Berlin: VDI-Verlag, S. 15-24
- [99] ZOLTOWSKI, A. (2018): Testing of an engine fuelled with rapeseed oil. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, Bd. 25, Nr. 3, Seite 527-532

Berichte aus dem TFZ

Bisher erschienene Ausgaben der Schriftenreihe des Technologie- und Förderzentrums:

- 1 Qualitätssicherung bei der dezentralen Pflanzenölerzeugung für den Nicht-Nahrungsbereich – Projektphase 1: Erhebung der Ölqualität und Umfrage in der Praxis
- 2 Erprobung der Brennwerttechnik bei häuslichen Holzhackschnitzelheizungen mit Sekundärwärmetauscher
- 3 Daten und Fakten zur dezentralen Ölgewinnung in Deutschland
- 4 Untersuchungen zum Feinstaubausstoß von Holzzentralheizungsanlagen kleiner Leistung
- 5 Qualität von kaltgepresstem Rapsöl als Speiseöl und Festlegung eines Qualitätsstandards
- 6 Entwicklung einer Prüfmethode zur Bestimmung der Cetanzahl von Rapsölkraftstoff
- 7 Untersuchung der Wechselwirkungen zwischen Rapsöl als Kraftstoff und dem Motorenöl in pflanzenöлтаuglichen Motoren
- 8 Wärmegewinnung aus Biomasse – Begleitmaterialien zur Informationsveranstaltung
- 9 Maize as Energy Crop for Combustion – Agricultural Optimisation of Fuel Supply
- 10 Staubemissionen aus Holzfeuerungen – Einflussfaktoren und Bestimmungsverfahren
- 11 Rationelle Scheitholzbereitstellungsverfahren
- 12 Qualitätssicherung bei der dezentralen Pflanzenölerzeugung für den Nicht-Nahrungsbereich – Technologische Untersuchungen und Erarbeitung von Qualitätssicherungsmaßnahmen
- 13 Getreidekörner als Brennstoff für Kleinf Feuerungen – Technische Möglichkeiten und Umwelteffekte
- 14 Mutagenität der Partikelemissionen eines mit Rapsöl- und Dieselkraftstoff betriebenen Traktors
- 15 Befragung von Betreibern dezentraler Ölsaatenverarbeitungsanlagen
- 16 Schnellbestimmung des Wassergehalts im Holzsplit
- 17 Untersuchungen zum Einsatz rapsölbetriebener Traktoren beim Lehr-, Versuchs- und Fachzentrum für Ökologischen Landbau und Tierhaltung Kringell
- 18 Miscanthus als nachwachsender Rohstoff – Ergebnisse als bayerischen Forschungsarbeiten
- 19 Miscanthus: Anbau und Nutzung – Informationen für die Praxis

- 20 Prüfung der Eignung von Verfahren zur Reduktion ablagerungs- und aschebildender Elemente in Rapsölkraftstoff bei der dezentralen Erzeugung
- 21 Kleine Biomassefeuerungen – Marktbetrachtungen, Betriebsdaten, Kosten und Wirtschaftlichkeit
- 22 Partikelemissionen aus Kleinfeuerungen für Holz und Ansätze für Minderungsmaßnahmen
- 23 Bewertung kostengünstiger Staubabscheider für Einzelfeuerstätten und Zentralheizungskessel
- 24 Charakterisierung von Holzbriketts
- 25 Additivierung von Rapsölkraftstoff – Auswahl der Additive und Überprüfung der Wirksamkeit
- 26 Status quo der dezentralen Ölgewinnung – bundesweite Befragung
- 27 Entwicklung einer Siloabdeckung aus nachwachsenden Rohstoffen
- 28 Sorghumhirse als nachwachsender Rohstoff – Sortenscreening und Anbauszenarien
- 29 Sorghum als Energiepflanze – Optimierung der Produktionstechnik
- 30 Ethanol aus Zuckerhirse – Gesamtkonzept zur nachhaltigen Nutzung von Zuckerhirse als Rohstoff für die Ethanolherstellung
- 31 Langzeiterfahrungen zum Einsatz von Rapsölkraftstoff in Traktoren der Abgasstufen I und II
- 32 Pflanzenöлтаugliche Traktoren der Abgasstufe IIIA – Prüfstandsuntersuchungen und Feldeinsatz auf Betrieben der Bayerischen Landesanstalt für Landwirtschaft
- 33 Betriebs- und Emissionsverhalten eines pflanzenöлтаuglichen Traktors mit Rapsöl, Sojaöl und Sonnenblumenöl
- 34 Dezentrale Ölsaatenverarbeitung 2012/2013 – eine bundesweite Befragung
- 35 Additivierung von Rapsölkraftstoff – Projektphase 2: Langzeit- und Prüfstandsuntersuchungen
- 36 Nutzer- und Brennstoffeinflüsse auf Feinstaubemissionen aus Kleinfeuerungsanlagen
- 37 Screening und Selektion von Amarantsorten und -linien als spurenelementreiches Biogassubstrat
- 38 Untersuchung der Praxistauglichkeit eines Elektrofilters für Kleinfeuerungsanlagen
- 39 Eignung von Buchweizen und Quinoa als späte Zweitfrüchte für die Biogasnutzung
- 40 Optimale Bereitstellungsverfahren für Holzhackschnitzel
- 41 Qualitätssicherung bei der dezentralen Herstellung von Rapsölkraftstoff nach DIN 51605

- 42 Weiterentwicklung einer Siloabdeckung auf Basis Nachwachsender Rohstoffe
- 43 Brennstoffqualität von Holzpellets
- 44 Herstellung und Demonstration der Praxistauglichkeit von Traktoren mit Motoren der Abgasstufe IV im Betrieb mit Pflanzenöl
- 45 ExpResBio – Methoden
- 46 Qualität von Holzhackschnitzeln in Bayern
- 47 Pflanzenöлтаugliche Traktoren der Abgasstufen I bis IIIB
- 48 Sorghum als Biogassubstrat – Präzisierung der Anbauempfehlungen für bayerische Anbaubedingungen
- 49 Zünd- und Verbrennungsverhalten alternativer Kraftstoffe
- 50 Rapsölkraftstoffproduktion in Bayern – Analyse und Bewertung ökologischer und ökonomischer Wirkungen nach der ExpResBio-Methode
- 51 Emissions- und Betriebsverhalten eines Biomethantraktors mit Zündstrahlmotor
- 52 Schnellbestimmung des Wassergehalts von Holzhackschnitzeln
- 53 Bioenergieträger mit Blühaspekt: Leguminosen-Getreide-Gemenge
- 54 Dauerkulturen – Aufzeigen der bayernweiten Anbaueignung
- 55 Lagerung von Holzhackschnitzeln
- 56 Holzhackschnitzel aus dem Kurzumtrieb
- 57 Optimierungspotenziale bei Kaminöfen – Emissionen, Wirkungsgrad und Wärmeverluste
- 58 Überführung einer Siloabdeckung auf Basis Nachwachsender Rohstoffe in die Praxisreife
- 59 Regionalspezifische Treibhausgasemissionen der Rapsverarbeitung in Bayern
- 60 Langzeitmonitoring pflanzenöлтаuglicher Traktoren der Abgasstufen I bis IV
- 61 Nutzereinflüsse auf die Emissionen aus Kaminöfen
- 62 Abgasverhalten von Fahrzeugen im realen Betrieb mit alternativen Kraftstoffen – Bestimmung mit einem portablen Emissionsmesssystem (PEMS)
- 63 Rapsölkraftstoff als Energieträger für den Betrieb eines forstwirtschaftlichen Vollernters (Harvester)
- 64 Amarant als Biogassubstrat – Selektion zur Erarbeitung praxistauglicher Amaranthlinien für bayerische Standorte
- 65 Schwierige Pelletbrennstoffe für Kleinfeuerungsanlagen – Verbrennungstechnische Optimierung durch Additivierung und Mischung
- 66 Einflussfaktoren auf die NO_x-Emissionen in Hackschnitzelheizwerken zwischen 1 und 5 Megawatt

- 67 Gärrestversuch Bayern – Prüfung der langfristigen Nachhaltigkeit der Nutzungspfade Biogas und BtL
- 68 Hanf zur stofflichen Nutzung: Stand und Entwicklungen
- 69 Zünd- und Brennverhalten von Pflanzenölkraftstoff und Übertragung auf einen Motor der Abgasstufe V
- 70 Effiziente Lagerungs- und Aufbereitungsverfahren für Holzhackschnitzel

