

- Reines Pflanzenöl ist eher als ein Nischenprodukt zu sehen und bedarf auch spezieller Motor-Modifikationen.

Um optimale Betriebsbedingungen bei minimalen Emissionen mit Treibstoffalternativen von sicherzustellen sind entsprechende Motoranpassungen durchzuführen sowie neue Funktionen in den Motorsteuerelementen abzuliegen. Solange die flächendeckende Versorgung nicht gegeben ist, müssen die Motoren auch mit konventionellen Treibstoffen betrieben werden können. Neue ambitionierte Lösungen und Algorithmen sind gefragt, um optimales Zusammenspiel von Treibstoff und Motor zu gewährleisten.

Die Herausforderung für den praktischen Einsatz von alternativen Treibstoffen besteht wesentlich in der Verfügbarkeit ausreichender Mengen und der geeigneten Infrastruktur, abgesehen von der Fahrzeuganpassung selbst.

5. Referenzliste

- [1] N.N.: Richtlinie 2003/30/EG des Europäischen Parlaments und des Rates zur Förderung und Verwendung von Biokraftstoffen oder anderen erneuerbaren Kraftstoffen im Verkehrssektor, vom 8. Mai 2003.
- [2] N.N.: Mitteilung der Kommission Eine EU-Strategie für Biokraftstoffe (SEK(2006) 142), Brüssel 2006.
- [3] Mantzos, L.; and Prof. P. Capros, P.: European energy and transport - Trends to 2030 – update 2005, ISBN 92-79-02305-5, Luxembourg: Office for Official Publications of the European Communities, 2006.
- [4] Lenz, H.P. et al.: Transport Emissions in EU-15 – A commentary on the Term 2001 Report; (IVK Report B 2774), prepared for ACEA; Bruxelles, 2001.
- [5] Hancock, D. M.: Zukünftige Antriebssysteme: Evolution oder Revolution. 16. Internationale AVL-Tagung „Engine & Environment“, 09. bis 10. September 2004, S. 1 ff.
- [6] Geringer, B.; Marinitich, F.; Kutschera, L.; Boestfleisch, V.: Verbesserungspotentiale alternativer Kraftstoffe an modernen Dieselmotoren. VDI-Tagung „Innovative Fahrzeugantriebe“, Dresden, 11.-12. November 2004.
- [7] Menrad, H.; König, A.: Alkoholkraftstoffe – Innovative Energietechnik, Springer-Verlag, ISBN 3-211-81696-8, Wien, 1982.
- [8] Schindler, V.: Kraftstoffe für Morgen, ISBN 3-540-62049-4, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Deutschland, 1997.
- [9] N.N.: Basisdaten Biokraftstoffe, Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e.V. (FNRR) Bioenergieberatung, Gülzow, Deutschland, Januar 2005.
- [10] Seyfried, F.: Alternative Kraftstoffe für fortschrittliche Antriebe; p. 879; 14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2005.

Experimenteller Vergleich des Strahlbreitungs- und Verbrenungsverhaltens von Bio- und Mineraldiesel

Experimental Comparison of the Spray Formation and Combustion Behaviour of Biodiesel and Mineral Diesel

Dipl.-Ing. C. Hüttel, Dipl.-Ing. U. Leidenberger, Prof. Dr.-Ing. D. Brüggemann
Lehrstuhl für Technische Thermodynamik und Transportprozesse (LTTT),
Bayreuth Engine Research Center (BERC), Universität Bayreuth

Abstract

Bio diesel and its blends seem to be promising completions on a way to a modern energy mix in the traffic sector. So far a lot of work has been done all over the world to evaluate the effects of the use of bio diesel on exhaust gas emissions. This paper presents studies on the in-cylinder behaviour of bio diesel in comparison to mineral diesel. A first step was the rheological characterization of the used fuels to determine differences in kinematic viscosity and surface tension. The results were, that bio diesel shows a higher kinematic viscosity (factor 2) as well as a higher surface tension as mineral diesel thus leading to the assumption of different spray behaviour.

Experiments on differences in spray characteristics were carried out in a high-temperature high-pressure chamber by use of elastic scattered light (Mie). The experiments showed that due to its higher viscosity and surface tension bio diesel in some cases shows differences in spray break-up mechanism compared to mineral diesel. For example this manifests in lower injection velocities of the bio diesel.

Furthermore the combustion of the chosen fuels was investigated in a rapid compression machine (RCM). A combination of Mie straylight and flame luminescence detection with a high-speed camera system gave the capability to detect the spray and flame progress within one piston stroke. It was observed that bio diesel shows a higher ignition delay and has its problems with evaporation in non-heated engines. Peak pressures and pressure gradients seemed to be similar to mineral diesel.

1. Einleitung

Die unter dem Begriff Biodiesel zusammengefassten Methylster (ME) aus Pflanzenölen zeigen ein hohes Potential bei der Reduktion der dieselmotorischen Schadstoffemissionen [1, 2, 3, 4]. Insbesondere Partikel- und HC-Emissionen können durch den Einsatz von Biodiesel oder Biodieselmischungen signifikant reduziert werden, aber auch eine CO-Reduktion um ca. 40 % ist erreichbar [5, 6]. Demgegenüber stehen höhere NO_x-Emissionen und Kohlenstoffablagerungen, die bedingt durch den höheren Sauerstoffanteil im Biodiesel im Vergleich zu herkömmlichem Mineraldiesel auftreten [7, 8]. Allerdings handelt es sich bei den zur Herstellung von Biodiesel verwendeten Ölen (Rapsöl, Sonnenblumenöl, Palmöl u.a.) um Substanzen, deren Träger nicht nur nachwachsende Rohstoffe sind, sondern auch mit rascher Entleerung angebaute werden können. Da inzwischen auch die Problematik der chemischen Unbeständigkeit der in den Automobilen verwendeten Dichtungen kostenneutral gelöst wurde, steht einer flü-

chendeckenden Einführung von Biodiesel nichts mehr im Weg. Das so genannte Bio-kraftstoffquotengesetz der deutschen Bundesregierung, das voraussichtlich zum 01.01.2007 in Kraft treten wird, verpflichtet die Verreiber von Mineralöl bis 2015 stufenweise bis zu zehn Volumenprozent an Biokraftstoff beizumischen. Obwohl dieses Gesetz in Verbindung mit dem gestiegenen Steuersatz für Biodiesel den Biodieselmakrt kurzfristig schrumpfen lassen könnte, stellen diese aus Pflanzenölen gewonnenen alternativen Kraftstoffe auch in Reinform weiterhin eine wichtige Ergänzung der Kraftstoffe im Kfz-Sektor dar. Um die motorische Anwendbarkeit von Biodiesel zu optimieren ist es wichtig, nicht nur die Resultate der Verbrennung von Biodiesel in Form der Schadstoffe zu messen, sondern auch detailliert die Unterschiede im Gemischbildungs- und Verbrennungsverhalten im Vergleich zu herkömmlichem Diesel zu untersuchen. Zu diesem Thema existieren bislang nur wenige Arbeiten [9, 10]. Solche Untersuchungen bieten auch die Möglichkeit, die Mechanismen und Wirkkeiten der dieselmotorischen Schadstoffbildung noch besser zu verstehen, da der Vergleich der beiden Kraftstoffe in einem motorischen Aggregat direkt den Einfluss der unterschiedlich ablaufenden Gemischbildung auf die nachfolgende Verbrennung und Schadstoffbildung erkennbar werden lässt. Zu diesem Zweck wurden Untersuchungen zum Strahlbreitungsverhalten der beiden Dieselmkraftstoffe in einer statischen Hochdruck-Einspritzkammer durchgeführt. Zusätzlich wurde das Verbrennungsverhalten beider Kraftstoffe in einer schnellen Kompressionsmaschine (RCM) beobachtet und analysiert.

2. Charakterisierung der verwendeten Kraftstoffe

Bevor das Strahlbreitungs- und Verbrennungsverhalten der verwendeten Kraftstoffe untersucht werden kann, müssen ihre chemischen und physikalischen Eigenschaften bekannt sein. Anhand dieser Eigenschaften lassen sich anschließend die in den Verbrennungs- und Injektionsexperimenten gemachten Beobachtungen deuten. Sowohl für Diesel als auch für Biodiesel existieren strenge gesetzliche Auflagen, die Zusammensetzung, Schmierfähigkeit und Zündfähigkeit innerhhalb vorgegebener Grenzen reglementieren. In Tabelle 1 sind diese für Diesel und Biodiesel vorgeschriebenen Eigenschaften zusammen mit ihren Grenzwerten aufgelistet.

| Eigenschaft | Diesel | Eigenschaft | Biodiesel |
|----------------|--------------------------------|----------------|---------------------------------|
| Cetanzahl | 51,0 | Cetanzahl | 54 – 58 |
| Dichte | 0,820 – 0,845 kg/l | Dichte | 0,875 – 0,890 kg/l |
| Flammpunkt | > 55 °C | Flammpunkt | 100 – 135 °C |
| Viskosität | 2,00 – 4,50 mm ² /s | Viskosität | 7 – 8 mm ² /s(20 °C) |
| Energiedichte | 11 – 12 kWh/l | Energiedichte | 8,9 kWh/l |
| Wassergehalt | < 200 mg/g | Wassergehalt | < 300 ppm |
| Schwefelgehalt | < 10 mg/kg | Schwefelgehalt | < 10 ppm |
| Koksrückstand | < 0,30 % | Methanolgehalt | 0,3 % |
| Aschegehalt | < 0,01 % | Glycerinanteil | 0,25 % |

Tabelle 1 – Vorgeschriebene Eigenschaften von Diesel (DIN EN 590) und Biodiesel (DIN EN 14214) [11, 12]

Aus der Tabelle wird ersichtlich, dass bei einer volumetrischen Dosierung des Kraftstoffs, wie dies im DI-Motor der Fall ist, aufgrund der höheren Dichte von Biodiesel

mehr Masse in den Zylinder eingebracht wird. Dem entgegen steht der etwas geringere Energieinhalt des Biodiesels. Die entscheidenden Einflussfaktoren für die Strahlbreitungsleistung stellen die kinematische Viskosität zusammen mit der nicht reglementierten Oberflächenspannung dar. Die kinematische Viskosität des Biodiesels ist etwa doppelt so groß wie die herkömmlichen Mineralöldiesels. Da im intermittierenden Laborbetrieb davon auszugehen ist, dass der Kraftstoff im Injektor nahezu die Injektortemperatur annimmt, ist die kinematische Viskosität für die bei den Versuchen vorliegenden Temperaturen zu bestimmen. Darüber hinaus muss eine Bestimmung der Oberflächenspannung erfolgen, um eventuelle Unterschiede im Strahlbreitungsverhalten physikalisch deuten zu können.

Zur Untersuchung der kinematischen Viskosität wurde ein Ubbelohde-Viskosimeter verwendet. Mit diesem wurde die kinematische Viskosität von Diesel, Biodiesel und Rapsöl im Temperaturbereich von 60 – 70 °C gemessen. Rapsöl wurde vermessen, weil es sich um den Grundstoff des hier verwendeten Biodiesels handelt. Die Oberflächenspannung der drei Kraftstoffe wurde ebenfalls experimentell bestimmt. Hierzu diente ein Ringviskosimeter mit Federwaage. Die Ergebnisse der rheologischen Untersuchungen der Kraftstoffe sind in der folgenden Abbildung dargestellt.

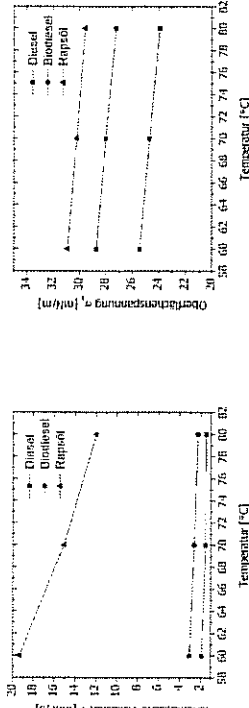


Abbildung 1 – Kinematische Viskosität und Oberflächenspannung der verwendeten Kraftstoffe

Die Ergebnisse der rheologischen Untersuchungen zeigen, dass die kinematische Viskosität von Biodiesel auch im Temperaturbereich zwischen 60 und 80 °C in etwa doppelt so groß ist wie die von Diesel. Die Viskosität des Grundstoffes Rapsöl übersteigt diese noch einmal. Die Oberflächenspannung des Mineralöldiesels liegt ebenfalls unter der des Biodiesels, wobei Rapsöl wiederum den höchsten Wert aufweist.

3. Visualisierung der Strahlbreitungsleistung

Um Unterschiede in der Strahlbreitungsleistung der Kraftstoffe analysieren zu können, wurden Untersuchungen in einer Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer durchgeführt. Diese besteht aus einem zylindrischen Körper und enthält eine beheizbare Bodenplatte, auf die das Spray trifft. Die Kammer kann bis zu einem Druck von 35 bar betrieben und die Prallplatte kann bis 500 °C aufgeheizt werden. Zum Zweck dieser Untersuchungen, die auf die Visualisierung der Flüssigphase des Sprays abzielen, wurden Versuchsbedingungen gewählt, bei denen die Kraftstoffe nicht verdampfen. Die Prallplatte wurde auf 180 °C bei einem Kammerdruck von 1 bar in N₂-Atmosphäre eingestellt. Der Injektionsdruck betrug 400 bar. Für die Experimente wurden drei verschiedene Injektoren eingesetzt, zwei Solenoid-Injektoren der Firma Bosch und ein Piezo-

Injector der Firma Siemens VDO. Bei allen drei verwendeten Düsen handelte es sich um Sechsstich-Düsen, wobei einer der beiden Bosch-Injektoren einen Einspritzwinkel von 145° und die beiden anderen Injektoren Einspritzwinkel von jeweils 70° aufweisen. Zur Visualisierung der globalen Sprayparameter wurde die Schattenrisstechnik in Kombination mit der Hochgeschwindigkeitskinematographie und die Mie-Streulichttechnik eingesetzt. Für die Hochgeschwindigkeits-Schattenaufnahmen wurde eine Bildaufzeichnungsrate von 15 000 Bildern pro Sekunde gewählt. Aus diesen Bildern wurde die Injektionsgeschwindigkeit bestimmt.

Die Mie-Streulichttechnik diente der Visualisierung der Spraystruktur, wobei bei dieser Technik die Tropfen der Sprays detektiert werden. Die Detektion dieses elastischen Streulichtes erfolgte durch eine 16-Bit-ICCD-Kamera mit einer Chipgröße von 512×512 Pixeln. Als Anregungslaser diente ein frequenzverdreifachter Nd:YAG-Laser mit einer Emissionswellenlänge von 355 nm und einer mittleren Pulsenergie von 5 mJ bei ca. 10 ns Pulsdauer. Der Laserstrahl wurde durch zwei Zylinderteleskope zu einem Lichtblatt von ca. 0,2 mm Breite und 55 mm Höhe geformt. Innerhalb dieses Lichtblattes konnte somit ein zweidimensionaler Schnitt durch die Struktur des Sprays visualisiert werden.

3.1 Vergleich der Injektionsgeschwindigkeiten

Aus den in der Spraykammer gewonnenen Hochgeschwindigkeitsaufnahmen wurden mittels einfacher Weg-Zeit-Korrelationen die Injektionsgeschwindigkeiten für alle drei Injektoren bestimmt. Die Ergebnisse dieser Auswertung sind im folgenden Diagramm zusammengefasst.

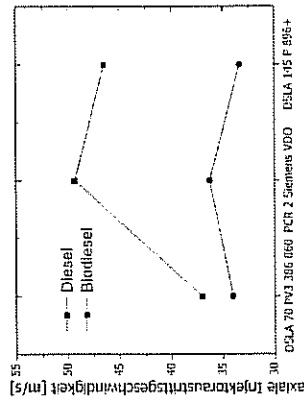


Abbildung 2 – Injektionsgeschwindigkeiten von Biodiesel und Diesel für die verwendeten Injektoren

Das Diagramm zeigt, dass die Injektionsgeschwindigkeit des Biodiesels bei allen drei Injektoren geringer ist als die des Diesels. Durch die höhere kinematische Viskosität des Biodiesels tritt erhöhter Impulsaustausch mit der Innenwand der Düse auf, was zu einer Verringerung der Austrittsgeschwindigkeit führt. Ähnliche Ergebnisse wurden von Lee et. al. bei der Untersuchung von Biodieselmischungen erzielt [9]. Bemerkenswert ist ebenso, dass der Piezo-Injektor die höchsten Injektionsgeschwindigkeiten aufweist. Dieser Injektor wurde im Folgenden für die Verbrennungsmessungen an der schnellen Kompressionsmaschine verwendet.

3.2 Visualisierung der Spraystruktur

Die Spraystruktur eines Kraftstoffsprays wird maßgeblich durch die Oberflächenspannung und kinematische Viskosität beeinflusst. Bedingt durch die rheologischen Voruntersuchungen sind bei der Visualisierung der Spraystruktur Unterschiede im Sprayausbreitungsverhalten zu erwarten. Im Gegensatz zu den Injektionsgeschwindigkeiten wurde die Spraystruktur nur anhand der beiden 70° -Injektoren untersucht, da beim 145° -Injektor, bedingt durch die Nähe zur Injektorhalterung, keine störungsfreie Auswertung der Bilder möglich war. Die folgende Abbildung 3 zeigt einen Vergleich der Einspritzstrahlen von Biodiesel und Diesel zu verschiedenen Zeiten während der Einspritzung.

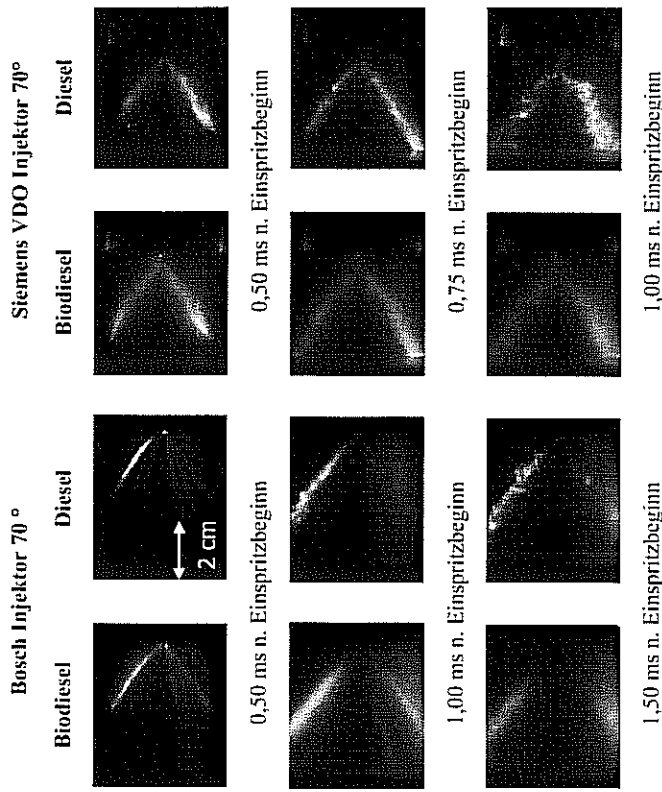


Abbildung 3 – Mie-Streulichtaufnahmen der Einspritzstrahlen von Biodiesel und Diesel (Injektoren: Bosch 70° , Siemens VDO 70°)

Verläuft der Einspritzvorgang am Anfang noch relativ gleich, so zeigen sich in den späteren Bildern ($t > 0,75$ ms n. Einspritzbeginn) deutliche Unterschiede in der Spraystruktur. Der Dieselsstrahl zeigt eine wesentlich welligere Kontur und fasert sehr stark auf. Der Injektionsstrahl des Biodiesels hingegen weist eine sehr glatte Kontur auf. Durch die höhere Oberflächenspannung bleiben im Biodieselspray auch größere Tropfen, die sich, bedingt durch ihre Trägheit, nicht durch die induzierte Luftströmung ablenken lassen, erhalten. Phasen-Doppler-Messungen von Lee et. al. zeigen, dass schon ab einer Zuminischung von 20 % Sojöl zu Diesel eine Vergrößerung des mittleren Sauterdurchmessers um 120 % auftritt [9]. Dementsprechend lässt sich auch bei Biodiesel mit einem größeren Sauterdurchmesser als bei Diesel rechnen. Eine einfache Abschätzung der Reynolds- und Ohnesorge-Zahlen zeigt darüber hinaus, dass sich das Diesel-

spray bei den gewählten Bedingungen im $\log Re - \log Oh$ Diagramm in den Bereich des Zerstellens einordnen lässt [13]. Das Biodieselspray folgt laut dieser Abschätzung dem Mechanismus des prompten Zerstäubens. Werden Injektionsdrücke moderner Motoren (bis 2000 bar) als Maßstab genommen, kann aber davon ausgegangen werden, dass diese Unterschiede verschwinden. Dennoch gibt es motorische Betriebspunkte (Leerlauf, untere Teillast) bei denen der Raildruck niedriger liegt und somit derartige Phänomene auftreten könnten.

4. Motorische Verbrennung von Diesel und Biodiesel

Nach der Sprayausbildung und Gemischbildung stellt die Verbrennung den nächsten Schritt in der dieselmotorischen Wirkkette dar. Um vergleichende Untersuchungen zwischen Biodiesel und Diesel durchzuführen, wurden in einer schnellen Kompressionsmaschine (engl. rapid compression machine, RCM) verschiedene motorische Betriebspunkte simuliert. Die RCM ist ein pneumatisch angetriebenes Einzylinder-Einhub-Triebwerk, das in der Lage ist, motorische Zyklen in einem Bereich von ca. $\pm 60^\circ K$ um den oberen Totpunkt nachzubilden. Dabei bietet die am LTTT vorhandene Kompressionsmaschine der Firma TESTEM neben einer Vielzahl an optischen Brennvorfahren auch den Vorteil eines erschütterungsfreien Betriebs durch vollständigen Zugangsmöglichkeiten und der hohen Flexibilität in der Adaption verschiedenster Brennvorfahren auch den Vorteil eines erschütterungsfreien Betriebs durch vollständigen Massenausgleich während des Arbeitsspiels. Zusätzlich zu diesen Vorteilen zeichnet sich die RCM durch eine sehr gute Reproduzierbarkeit der Arbeitshübe und damit geringe Schluss-zu-Schluss-Schwankungen aus. Genauere Informationen zum Funktionsprinzip und zu den Einsatzmöglichkeiten finden sich beispielsweise bei [14, 15, 16]. Für die Untersuchung der motorischen Verbrennung wurden zwei Betriebspunkte mit früher Einspritzung gewählt. Hier ist davon auszugehen, dass es sich eher um Betriebspunkte im HCCI-Betrieb handelt als um klassische dieselmotorische Betriebspunkte. Die Daten, die den mit der RCM simulierten Motor auszeichnen, sind in Tabelle 2 dargestellt.

| Kenngröße | Wert |
|------------------------|------------------------------|
| Zylinderbohrung | 84 mm |
| Kompressionsverhältnis | 13,4 |
| Nennzahl | 1350 |
| Einspritzsystem | PCR 2 - Siemens VDO |
| Einspritzbeginn | (6-Loch Düse, zentrale Lage) |
| Einspritzdauer | -24° KW v. OT |
| Einspritzdruck | 0,5 ms |
| AGR-Rate | 1600 bar |
| | 0 % (BP 1) / 40 % (BP 2) |

Tabelle 2 – Kenndaten des durch die RCM simulierten Versuchsmotors

Als Einspritzsystem wurde ein Piezo-Injektor der Firma Siemens VDO verwendet. Im Betriebspunkt 1 erfolgte keine Abgasrückführung. Die im Betriebspunkt 2 eingesetzte Abgasrückführrate von 40 % wurde durch entsprechende Zugabe von Stickstoff zur Ansaugluft simuliert.

Die ersten Analysen der Verbrennung von Biodiesel erfolgten mittels einer kombinierten Detektion des Mie-Streulichts während der Einspritzung und des sichtbaren Flammeneigenleuchtens während der Verbrennung. Zusätzlich wurde zu jedem Verbrennungszyklus der Zylinderdruck aufgezeichnet. Außerdem erfolgten zusätzliche Untersuchungen der Verbrennung von Dodekan. Dodekan stellt einen möglichen Ersatzkraftstoff für die mittels laserinduzierter Exciplex-Fluoreszenz geplante vergleichende Visualisierung der Dampf- und Flüssigkeitsverteilung während der Einspritzung im Brennraum dar. Deshalb ist es notwendig, auch die Unterschiede im Verbrennungsverhalten des Ersatzkraftstoffes zu den Realkraftstoffen zu bestimmen. Der gesamte optische Aufbau der Verbrennungsexperimente ist in Abbildung 4 zusammenfassend dargestellt.

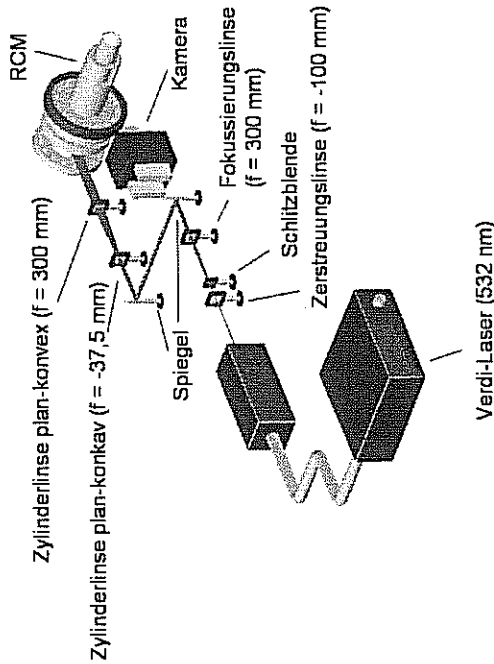
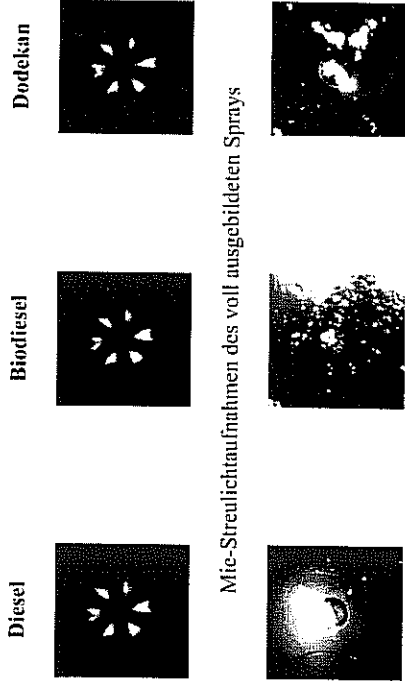


Abbildung 4 – Optischer Aufbau der motorischen Experimente an der RCM

Zur Erzeugung des Mie-Streulicht-Signals diente ein kontinuierlicher diodengepumpter Nd:Vanadat-Laser ($Nd:YVO_4$), dessen frequenzverdoppelte Strahlung eine Wellenlänge von 532 nm aufweist. Die Leistung des Lasers wurde während der Versuche auf ca. 2 W eingestellt. Mittels einer Anordnung von vier Linsen wurde der Strahl so aufgeweitet und geformt, dass die gesamte Fensterfläche (20 mm x 40 mm) im Zylinderkopf der RCM ausgeleuchtet wurde. Die Detektion sowohl des Mie-Streulichts als auch des Flammeneigenleuchtens erfolgte über den transparenten Kolbenboden durch eine Hochgeschwindigkeitskamera mit einer Aufnahmezeit von 15.000 Bildern pro Sekunde. Aufgrund der spektralen Sensitivität der Hochgeschwindigkeitskamera wurde das Flammeneigenleuchten hauptsächlich im sichtbaren Spektralbereich detektiert. Demnach zeigen die Verbrennungsaufnahmen vornehmlich die sehr heißen Flammenebenen und die Strahlung von hellem Rot.

4.1 Verbrennungsverhalten im Betriebspunkt 1 (0 % AGR)

Im Folgenden sind die Ergebnisse der vergleichenden Verbrennungsuntersuchung von Diesel, Biodiesel und Dodekan dargestellt. Die erste Abbildung zeigt Mie-Streulicht-Aufnahmen des vollentwickelten Kraftstoffsprays und Aufnahmen des Flammeneigenleuchtens zum Zeitpunkt der stärksten Leuchtentwicklung.



Mie-Streulichtaufnahmen des voll ausgebildeten Sprays

sichtbares Flammeneigenleuchten während der Verbrennung

Abbildung 5 – Aufnahmen des Injektions- und Verbrennungsablaufs im Betriebspunkt 1

Wie bereits in Abschnitt 3.2 vermutet, zeigen sich bei einem Einspritzdruck von 1600 bar keine augenscheinlichen Unterschiede in der globalen Spraysstruktur. Auch der in der Spraykammer beobachtete Unterschied bei den Injektionsgeschwindigkeiten scheint bei höheren Einspritzdrücken nicht mehr aufzutreten oder zumindest kleiner zu werden. Beim Diesel tritt die Hauptleuchterscheinung in der Nähe der Einspritzdüse auf. Die Verbrennung des Biodiesels scheint mehr am Rand der Kolbenmulde abzulaufen, was möglicherweise an den größeren Tropfen liegt, die auf die Kolbenmulde treffen und dort weiter Richtung Wand zerstäubt werden. Das Flammeneigenleuchten des Dodekans tritt an ähnlicher Stelle wie das des Diesels auf, bildet aber deutlich aufgefächerte Strukturen aus. Zusätzlich zur Erscheinungsform der Einspritzstrahlen und des Flammeneigenleuchtens zeigt eine Druckverlaufsanalyse den Ablauf der Verbrennungsvorgänge. Abbildung 6 zeigt den Vergleich der aufzeichneten Druckkurven für die verschiedenen Kraftstoffe. In der darauf folgenden Tabelle sind die entsprechenden Zahlenwerte für die Zündverzugszeit, die sichtbare Brenndauer, den Maximaldruck und den steilsten Druckgradienten angegeben. Dabei wurden die Zündverzugszeit und die Brenndauer aus den Hochgeschwindigkeitsaufnahmen, die Druckwerte aus den Druckkurven bestimmt.

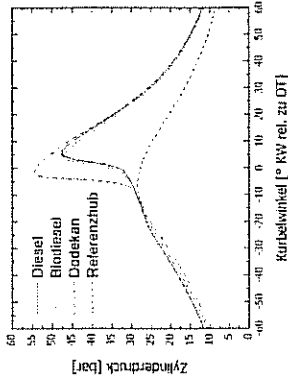


Abbildung 6 – Zylinderdruckverläufe für Betriebspunkt 1 (0% AGR)

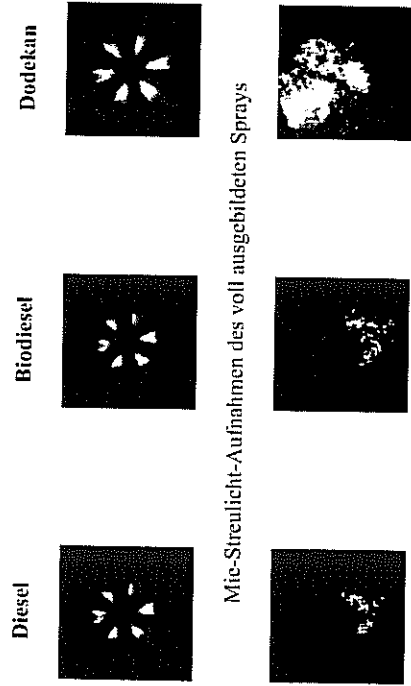
| 0 % AGR | Diesel | Biodiesel | Dodekan |
|-----------------------------|--------|-----------|---------|
| Zündverzug [ms] | 2,50 | 2,06 | 1,43 |
| Brenndauer [ms] | 11,34 | 8,96 | 11,86 |
| p_{max} [bar] | 47,97 | 47,44 | 55,05 |
| $\max \Delta p / ^\circ KW$ | 4,69 | 4,19 | 9,92 |

Tabelle 3 – Verbrennungsdaten im Betriebspunkt 1 (0% AGR)

Aus den Druckkurven und der Tabelle wird ersichtlich, dass Dodekan den kürzesten Zündverzug bei gleichzeitig höchstem Verbrennungsdruck aufweist. Die Verbrennungsdrücke von Diesel und Biodiesel erreichen in etwa das gleiche Niveau. Bei beiden Dieselskraftstoffen tritt vor der eigentlichen Hauptverbrennung ein leichter Druckanstieg auf, der einer Vorreaktion in Form einer „cool flame“ zuzuordnen ist. Der Zündverzug des Biodiesels ist ca. 0,5 ms geringer als der des Diesels, was wahrscheinlich auf die etwas höhere Cetanzahl zurückzuführen ist [8]. Zeigen Dodekan und Diesel eine ähnlich lange Brenndauer, so ist die Brenndauer des Biodiesels deutlich kürzer. Hier stellt sich die Frage, ob der Biodiesel aufgrund des höheren Flamm- und Siedepunktes tatsächlich vollständig verdampft und abbrennt. Generell zeigt sich durch die hohen Druckgradienten, dass es sich tatsächlich um einen Betriebspunkt im HCCI-Modus handelt. Dabei weisen sowohl Biodiesel als auch Diesel ähnliche Druckgradienten auf.

4.2 Verbrennungsverhalten im Betriebspunkt 2 (40 % AGR)

Ebenso wie für Betriebspunkt 1 wurde die Auswertung des Mie-Streulichts und des Flammeneigenleuchtens in Verbindung mit der Detektion der Druckkurven auch für den Betriebspunkt 2 durchgeführt. Aufgrund der höheren AGR-Rate ist mit einem höheren Zündverzug, niedrigeren Maximaldrücken und eventuell mit einer noch ausgeprägteren „cool flame“ zu rechnen. Abbildung 7 zeigt wiederum die Aufnahmen des Mie-Streulichts und des Flammeneigenleuchtens.



Mikro-Streulicht-Aufnahmen des voll ausgebildeten Sprays

sichtbares Flammeneigenleuchten während der Verbrennung

Abbildung 7 – Aufnahmen des Injektions- und Verbrennungsablaufs im Betriebspunkt 2

Bei der Strahlstruktur sind schon wie im Betriebspunkt 1 keine signifikanten Unterschiede zu erkennen. Eine Betrachtung der Verbrennung ergibt, dass sowohl beim Diesel als auch beim Biodiesel kaum noch sichtbares Flammeneigenleuchten auftritt. Vereinzelt Schlieren zeigen dennoch den Ablauf der Verbrennung an, lassen aber auf eine deutlich geringere Rußstrahlung und eine kältere Flamme schließen. Einzig beim Dodekan zeigt sich nach wie vor eine ausgeprägte Flammeneigenleuchtung im sichtbaren Spektralbereich. Nachfolgend ist wiederum der Druckkurvenvergleich (Abbildung 8) sowie die ermittelten Verbrennungsdaten aus den Hochgeschwindigkeitsaufnahmen und Druckkurven dargestellt (Tabelle 4).

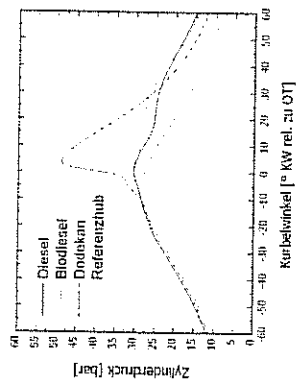


Abbildung 8 – Zylinderdruckverläufe für Betriebspunkt 2 (40 % AGR)

| 40 % AGR | Diesel | Biodiesel | Dodekan |
|----------------------|--------|-----------|---------|
| Zündverzögerung [ms] | 5,38 | 5,02 | 2,73 |
| Brenndauer [ms] | 6,47 | 4,92 | 4,49 |
| p_{max} [bar] | 30,38 | 30,50 | 48,92 |
| max Δp / °KW | - | - | 5,22 |

Tabelle 4 – Verbrennungsdaten im Betriebspunkt 2 (40 % AGR)

Wie schon in Betriebspunkt 1 zeigt sich auch hier, dass der Biodiesel einen größeren Zündverzögerung als der Diesel hat. Beide Kraftstoffe weisen keinen starken Druckanstieg auf. Dementsprechend scheint hier keine vollständige Verbrennung mehr vorzuliegen. Auffällig ist die stark ausgeprägte „cool flame“, die auch beim Dodekan im Vergleich zu Betriebspunkt 2 zugenommen hat. Im Bereich um 20 °KW nach OT tritt bei beiden Kraftstoffen eine Nachreaktion auf, die durch einen erneuten Druckanstieg sichtbar wird, wobei der Biodiesel den höheren Anstieg zeigt. Bei keinem der beiden Dieselkraftstoffe kann von vollständigem Umsatz ausgegangen werden, da die Fenster der RCM nach den Versuchen teilweise stark von Kraftstoff benetzt waren. Offensichtlich reichen hier die Verbrennungstemperaturen nicht mehr aus, um den an der Wand haftenden Kraftstoff zu verdampfen. Durch die erhöhte Abgasrückführung wird also die Verbrennung stark beeinflusst, wobei jedoch anzumerken ist, dass die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse bei diesem Betriebspunkt nicht ideal war. Anscheinend befindet sich das System zu diesen Bedingungen an der Grenze der Zündfähigkeit.

5. Zusammenfassung

Die Untersuchung des Strahlausbreitungs- und Verbrennungsverhaltens von Biodiesel im Vergleich zum herkömmlichen Mineraldiesel hat gezeigt, dass sowohl in der Strahlstruktur als auch im zeitlichen Verbrennungsablauf zum Teil erhebliche Unterschiede bestehen. Speziell die Verbrennungsuntersuchungen zeigten, dass der Zündverzögerung des Biodiesels geringer ist, was bei einer optimalen motorischen Verwendung zu berücksichtigen ist. Wie Diesel zeigt auch Biodiesel eine Vorreaktion in Form einer „cool flame“ vor der Hauptverbrennung. Weiterführende Arbeiten sollen ausgehend von der Untersuchung der Sprayverdampfung die Untersuchung weiterer motorischer Arbeitspunkte sowie eine Analyse der Tropfengrößenverteilung umfassen. Darüber hinaus sollen die bereits begonnenen Serienmessungen am Transparentmotor des LTIT weiter geführt werden, um statistisch abgesicherte Aussagen treffen zu können.

6. Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei der Campa Biodiesel GmbH & Co KG für den zur Verfügung gestellten Biokraftstoff sowie bei den Firmen Robert Bosch GmbH und Siemens VDO Automotive AG für die Bereitstellung der Injektoren und Einspritzsysteme. Weiterhin gilt unser Dank dem Lehrstuhl für Technische Mechanik und Strömungsmechanik der Universität Bayreuth für die Durchführung der rheologischen Experimente.

7. Referenzliste

- [1] D. Chang, J. Gerpen: *Determination of particulate and unburned hydrocarbon emissions from Diesel Engines fueled with Biodiesel*, SAE Tech. Pap. Ser. 1998, No 982527
- [2] L. G. Schumacher, C.-L.-Peterson, J. v. Gerpen: *Engine Oil Analysis of Diesel Engines Fueled with Biodiesel Blends*, ASAE, Annual International Meeting, Sacramento, 2001, Paper No. 01-6053
- [3] M. S. Gabroski, R. L. McCormick, T. L. Alleman, A. M. Herring: *Effect of Biodiesel Composition on NO_x and PM Emissions from a DDC Series 60 Engine*, Final Report, National Renewable Energy Laboratory, 1999
- [4] J. Kral: *Design fossiler und biogener Kraftstoffe als motorisches Konstruktionselement*, 3. Fahrzeugtechnisches Kolloquium „Die Zukunft des Fahrzeugantriebs“, Coburg, 2005
- [5] C. A. Sharp, S. A. Howell, J. Jobe: *The Effect of Biodiesel Fuels on Transient Emissions from Modern Diesel Engines, Part I Regulated Emissions and Performance*, SAE Tech. Pap. Ser. 2000, No 2000-01-1967
- [6] C. A. Sharp, S. A. Howell, J. Jobe: *The Effect of Biodiesel Fuels on Transient Emissions from Modern Diesel Engines, Part II Unregulated Emissions and Chemical Characterization*, SAE Tech. Pap. Ser. 2000, No 2000-01-1968
- [7] Y. Yoshimoto, H. Tanaki: *Reduction of NO_x and smoke emissions in a diesel engine fueled by biodiesel emulsion combined with EGR(C)*, SAE Tech. Pap. Ser. 2001, No 2001-01-0649
- [8] A. S. Ramadhas, S. Jayaraj, C. Muralidharan: *Characterization and effect of using rubber seed oil as fuel in the compression ignition engines*, Renewable Energy 2005 (30), S. 197 - 803
- [9] C. S. Lee, S. W. Park, S. I. Kwon: *An Experimental Study on the Atomization and Combustion Characteristics of Biodiesel-Blended Fuels*, Energy & Fuels 2005 (19), S. 2201 - 2208
- [10] K. Yamane, A. Ueta, Y. Shimamoto: *Influence of Physical and Chemical Properties of Biodiesel Fuel on Injection, Combustion and Exhaust Emission Characteristics in a DI-CI-Engine*, COMODIA 2001, Nagoya
- [11] DIN EN 590: *Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge – Dieselkraftstoffe – Anforderungen und Prüfverfahren*, Deutsche Fassung EN 590, 2004
- [12] DIN EN 14214: *Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge – Fettsäure – Methylester (FAME) für Dieselmotoren – Anforderungen und Prüfverfahren*, Deutsche Fassung EN 14214, 2003
- [13] A. H. Lefebvre: *Atomization and Sprays*, Taylor & Francis, West Lafayette, Indiana, 1989
- [14] Dissertation S. Eisen: *Visualisierung der dieselmotorischen Verbrennung in einer schnellen Kompressionsmaschine*, TU München, 2003
- [15] B. Ofner, S. Eisen, F. Mayinger: *Schnelle Kompressionsmaschine – Eine Alternative zum Transparentmotor?*, MTZ 9 (2001), S. 680 - 682
- [16] M. Schäfer, C. Hüttl, D. Brüggemann: *Flexibler Einsatz einer schnellen Kompressionsmaschine zur optischen Untersuchung motorischer Prozesse*, Motorische Verbrennung – Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze (VII. Tagung), Prof Dr.-Ing. A. Leipertz (Hrsg), BEV-Heft 5.1, ESYTEC GmbH, Erlangen, 2005, S. 233 - 234

Influence of Fuel Quality on Advanced Diesel Injection Systems Failures

Einfluss der Kraftstoffqualität auf das Fehlverhalten fortschrittlicher Diesel-Einspritzsysteme

Ph. D. Z. Stepień, M.Sc. W. Urzędowska
Institute of Petroleum Processing, Krakow

Ph. D. K. Rozniatowski
Department of Materials Science and Engineering, Warsaw University of Technology

Abstract

The fuel injection system (FIS) has essential influence on the raw emissions of modern high speed direct injection diesel engines. Since the widespread introduction of the advanced diesel injection systems like Common Rail (CR) or Unit Injector System (UIS) especially in passenger cars has been observed a lot of failures connected with the fuel quality. The electronically controlled pumps and injectors above mentioned injection systems nowadays operating at substantially higher pressures, the clearances and tolerances on injection components are much smaller than in the past and sufficient lubricating and cleanliness keeping up of these is especially important [1]. Usually service fluid as fuel is subject to a certain contamination by particles which get into it in the production process, during transportation and then storage. Further contamination occurs as a result of particles and water entering by the way of the fuel tank vent pipe. To comply with EN 590 standard, the particle content of diesel fuels must not exceed 24 mg/liter, though taking into account precision of modern FIS international automotive industry association recommended values below above quoted. In addition, the risk of wear, nevertheless is not only determined by the overall, mass particle content alone, but essentially by the distribution of the particles by size [2].

Presented in this paper study has been undertaken in order to establish the mechanisms of injection systems components wear or failures caused by specified fuel properties, sometimes strengthen by interactions with mechanical degradation of FIS components and its service conditions.

Deposit formation and changes in surface geometry are a significant concern with nearly all injector designs for CR systems [3]. The effects of injector deposits are manifested in two areas – degradation in spray quality and reduction in the static flow capacity of the injector. Surface failures decrease the service interval and can result in substantial changes in spray skew, spray symmetry and droplet-size distribution. In recent work the typical of this degradation forms, observed on such elements of the injectors as needles, nozzle holes, internal walls are reported. Authors found the cracks, friction signs, thin and thick oxide layers and many other phenomena on significant parts of the injectors.

It is also important to note that the investigated parts exhibit different surface finish quality with a significant influence on deposit formation. The importance and possible mechanism of formation of this degradation have been discussed. Generally, can be underline, that the initial geometry of the surface (fine micro-finish), lead to delay the onset of deposition and tribo-wear. The microscopic studies of the observed damages