

TAGUNGSBAND / PROCEEDINGS

12. Tagung Einspritzung und Kraftstoffe

10. /11. Mai 2023, Dessau-Roßlau, Sachsen-Anhalt

12th Conference Injection and Fuels

May 10-11, 2023, Dessau-Roßlau, Saxony-Anhalt

Der Veranstalter / The Organizer: WTZ Roßlau gGmbH



12. Tagung Einspritzung und Kraftstoffe 12th Conference Injection and Fuels

10. /11. Mai 2023, Dessau-Roßlau, Sachsen-Anhalt
May 10-11, 2023, Dessau-Roßlau, Saxony-Anhalt



Der Veranstalter: WTZ Roßlau gGmbH
The Organizer: WTZ Roßlau gGmbH

Tagungsort/Conference Venue

Veranstaltungszentrum Golfpark Dessau
Junkersstraße 52
06847 Dessau-Roßlau, Germany
www.veranstaltungszentrum-dessau.de

Konferenzsprachen/Conference Languages

Die Konferenzsprachen sind Deutsch und Englisch.
Eine Simultanübersetzung wird angeboten.
Conference languages will be German and English.
Simultaneous interpretation will be arranged.

Konferenzdinner im Technikmuseum „Hugo Junkers“ Conference Dinner in Technikmuseum „Hugo Junkers“

Kühnauer Straße 161a
06846 Dessau-Roßlau
<https://technikmuseum-dessau.org>



Weitere Informationen
www.wtz.de/euk-tagung



Further information
www.wtz.de/euk-tagung/en/

Wie schaffen wir die CO₂-Ziele? How do we achieve the CO₂ targets?

Wirksamer Klimaschutz ist eine der größten globalen Herausforderungen und die nachhaltige Reduktion der umweltschädlichen Treibhausgase, allen voran CO₂, eines der Hauptziele. Obwohl sich die Luftqualität in Deutschland im letzten Jahr auch dank Einführung von Umweltzonen und schadstoffarmen Fahrzeugen mit Verbrennungsmotoren verbessert hat, gibt es im Verkehrssektor noch immer erhebliches Potenzial zum CO₂-Abbau. Die Ziele der Klimakonferenzen und, daraus abgeleitet, der Europäischen Union sind extrem ambitioniert. Die Hoffnung, dass diese Ziele allein durch eine Elektrifizierung der Antriebe erreicht werden könnten, trügt. Die BEV-Offensive wird sicherlich einen wichtigen und notwendigen Beitrag liefern müssen, aber genauso geboten ist eine Verbesserung des Wirkungsgrades von Verbrennungsmotoren. Letztere werden noch für Jahrzehnte das Hauptantriebssystem für den Personen- und vor allem Gütertransport darstellen, insbesondere bei einer weltweiten Betrachtung.

Nutzen Sie die Gelegenheit und diskutieren Sie mit uns die wichtigen Zukunftsfragen rund um das Thema Kraftstoffe. In zahlreichen Fachvorträgen widmet sich unsere Tagung den Möglichkeiten der CO₂-Reduzierung und -Neutralität durch alternative Kraftstoffe wie z. B. E-Fuels, PtX, OME, Erdgas und H₂. Dabei betrachten wir sowohl deren Gewinnung und Herstellung als auch ihre motorische Anwendung und die damit zusammenhängende Einspritz- bzw. Einblasetechnik. Wir wollen mit dieser Tagung beitragen, die Frage „Wie schaffen wir die CO₂-Ziele?“ zu beantworten und laden zu anregenden Diskussionen ein.

Effective climate protection is one of the greatest global challenges, and the sustainable reduction of environmentally harmful greenhouse gases, first and foremost CO₂, is one of the main goals. Although air quality in Germany improved last year thanks in part to the introduction of low emission zones and low-emission vehicles with ice engines. There is still considerable potential for CO₂ reduction in the transport sector. The targets set by the climate conferences and, derived from them, the European Union are extremely ambitious. The hope that these targets could be achieved through electrification of powertrains alone is deceptive. The BEV offensive will certainly have to make an important and necessary contribution, but an improvement in the efficiency of internal combustion engines is just as necessary. The latter will continue to be the main propulsion system for passenger and, above all, freight transport for decades to come, especially when viewed from a global perspective.

Take this opportunity to join us in discussing the important future issues surrounding the topic of fuels. In numerous technical presentations, our conference will be dedicated to the possibilities of CO₂ reduction and neutrality through alternative fuels such as e-fuels, PtX, OME, natural gas and H₂. We will look at their extraction and production as well as their engine application and related injection or injection technology. With this conference, we want to contribute to answering the question "How do we achieve the CO₂ targets?" and invite you to participate in stimulating discussions.



Prof. Dr.-Ing. Helmut Tschöke
Universität Magdeburg



Dr.-Ing. Christian Reiser
WTZ Roßlau gGmbH



Karsten Stenzel
WTZ Roßlau gGmbH

K2	Erreichung der CO₂-Ziele aus der Kraftstoffperspektive - Status und Trends für erneuerbare Kraftstoffe Reaching CO ₂ targets from the fuels perspective - current status and trends for renewable fuels <i>Jörg Schröder*</i> ; <i>Dr. Franziska Müller-Langer</i> ■ <i>DBFZ Deutsches Biomasseforschungszentrum gGmbH</i>	→ 14
<hr/>		
01	Hydraulische, optische und motorische Untersuchungen mit einem Methanol HPDI Mehrkraftstoff-Injektor für mittelschnellaufende Großmotoren Hydraulic, optical and combustion process investigations with a methanol HPDI multi-fuel injector for medium-speed large-bore engines <i>Petra Rektorik*</i> ; <i>Dr. Johann Wloka</i> ■ <i>MAN Energy Solutions SE</i> ; <i>Prof. Dr.-Ing. Bert Buchholz</i> ■ <i>Universität Rostock</i>	→ 22
<hr/>		
02	Experimentelle und simulationsgestützte Untersuchungen von PFI- und DI-Verbrennungskonzepten für wasserstoffbetriebene Großmotoren Experimental and simulation-assisted investigations of PFI and DI combustion concepts for hydrogen-fueled large-bore engines <i>Marcel Lackner*</i> ; <i>Christof Gumhold</i> ; <i>Dr.-Ing. Nicole Wermuth</i> ■ <i>LEC GmbH</i> ; <i>Prof. Dr. techn. Andreas Wimmer</i> ■ <i>Graz University of Technology</i>	→ 34
<hr/>		
03	Bio- und Elektrolysekraftstoffe, ein notwendiger Beitrag zur Erreichung einer CO₂-freien Mobilität und Energieversorgung Bio- and e-fuels, a reasonable way to support mobility and energy supply <i>Kurt Schratlbauer*</i> ; <i>Dr. Christoph Kendlbacher</i> ; <i>Dr. René Schimon</i> , <i>Dr. Roland Fortenbach</i> ; <i>Jens Olaf Stein</i> ■ <i>Robert Bosch Powertrain Solutions</i>	→ 46
<hr/>		
04	Kraftstofffiltration in modernen Nutzfahrzeugen - mehr als superfeines Filtermedium Fuel filtration in progressive commercial vehicles - more than ultrafine filtration media <i>Sebastian Pietruschka*</i> ; <i>Mike Zacharzewski</i> ; <i>Sieghard Pietschner</i> ; <i>Dr.-Ing. Eike Stitterich</i> ■ <i>Hengst SE</i>	→ 62
<hr/>		
05	Tropfengrößenanalyse von Benzin-Wasser-Emulsionen im Hochdruck-Einspritzsystem - Einfluss von Systemdesign und Betriebsparametern auf die Emulsionsqualität Droplet Size Analysis of Gasoline-Water Emulsions in the High-Pressure Injection System - Influence of System Design and Operating Parameters on Emulsion Quality <i>Benjamin Blau*</i> ; <i>Prof. Dr.-Ing. Christoph Heinrich</i> ■ <i>Hochschule Trier</i> ; <i>Prof. Dr.-Ing. Markus Klein</i> ■ <i>Universität der Bundeswehr München</i>	→ 70
<hr/>		
06	Kaltstartverhalten von regenerativen Benzinkraftstoffmischungen bis -15° C Cold start behaviour of regenerative gasoline fuel blends down to -15° C <i>Thomas Weyhing*</i> ; <i>Dr.-Ing. Uwe Wagner</i> ; <i>Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch</i> ■ <i>Karlsruher Institut für Technologie</i>	→ 84
<hr/>		
07	Ammoniak Einspritzsysteme für Viertakt-Großmotoren Ammonia injection systems for large 4-stroke engines <i>Hartmut Schneider*</i> ; <i>Dr. Michael Willmann</i> ; <i>Dr. Enrico Bärow</i> ; <i>Ingmar Berger</i> ■ <i>Woodward L'Orange GmbH</i> ; <i>Dr. Gregory J. Hampson</i> ; <i>Domenico Chiera</i> ■ <i>Woodward Inc.</i>	→ 94
<hr/>		
08	Entwicklung eines HPDF-Ammoniak-Brennverfahrens für schnellaufende Schiffsmotoren Development of a HPDF ammonia combustion process for high-speed marine engines <i>Phillip Thorau*</i> ; <i>Karsten Stenzel</i> ; <i>Tim Tolubajew</i> ; <i>Dr.-Ing. Christian Reiser</i> ■ <i>WTZ Roßlau gGmbH</i>	→ 108
<hr/>		
09	Analyse von Einblasung und Gemischbildung bei Wasserstoffmotoren Analysis of Fuel Injection and Mixture Formation in Hydrogen Engines <i>Dr. Philippe Leick*</i> ; <i>Dr. Paul Jochmann</i> ; <i>Dr. Jan Niklas Geiler</i> ; <i>Dr. Karl Georg Stapf</i> ; <i>Matthias Mansbart</i> ■ <i>Robert Bosch GmbH</i> ; <i>Magda Elvira Cassone Potenza</i> ■ <i>Polltechnico di Bari</i>	→ 128
<hr/>		
10	Wasserstoffmotorkonzepte und deren Potentiale Hydrogen engine concepts and their potentials <i>Dr. Peter Grabner*</i> ; <i>Prof. Helmut Eichlseder</i> ■ <i>Technische Universität Graz, ITNA</i>	→ 142

11	Wasserstoff-Verbrennungsmotor - Emissionsfreie Technologie für nachhaltige Mobilität Hydrogen Internal Combustion engine - Zero-Impact Emission Technology for Sustainable Mobility <i>Johannes Ullrich*</i> ; Anton Wächter; Bernd Friedrichs; Stefan Hoffmann ■ Hyundai Motor Europe Technical Center GmbH; Dr.-Ing. Yohan Chi ■ Hyundai Motor Company	→ 154
<hr/>		
12	Analyse der Strahlausbreitung von Wasserstoff und Helium bei PFI und DI-Injektoren mittels BOS (Background Oriented Schlieren) Analysis of the jet propagation of hydrogen and helium of PFI and DI injectors using BOS <i>Jan Reimer*</i> ; Manuel Bucherer; Jürgen Pfeil; Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch ■ Karlsruhe Institut für Technologie	→ 170
<hr/>		
13	Analyse der Wasserstoffverbrennung eines Nutzfahrzeugmotors mittels 1D Simulation und darauf aufbauende CFD-Simulation Analysis of the hydrogen combustion for a commercial vehicle engine by means of 1D and CFD simulation <i>Aristidis Dafis*</i> ; Dmitrij Wintergoller*; Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber ■ Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg	→ 182
<hr/>		
14	Wasserstoff / Gasinjektor für On-Road- und Off-Road Anwendungen Hydrogen / Gas injector for On-Road- and Off-Road applications <i>Bernd Niethammer*</i> ■ ITAZ GmbH; Christian Mayer ■ MCM; Christoph Weber ■ TC-Engineering	→ 200
<hr/>		
15	Der Einsatz von maschinellem Lernen bei der Entwicklung der Kraftstoff-Direkteinspritzung: von Benzin- zu H₂-Anwendungen Machine learning algorithms applied to fuel direct injection development: from gasoline to H ₂ engines <i>Dr. Robin Hellmann*</i> ; Massimiliano Botticelli; Dr. Paul Jochmann; Dr. Fabian Köppl, Ruben Schlüter ■ Robert Bosch GmbH	→ 216
<hr/>		
16	Entwicklung und Charakterisierung eines Niederdruck-Methanol-Injektors für ein Saugrohr-Einspritzsystem Development and characterization of a low pressure methanol injector for port fuel injection system <i>Dr. Arianna Sorrentino*</i> ; Simon Serrer ■ Heinzmann GmbH; Mario Kornprobst; Enrico Frigati ■ DERC GmbH	→ 230
<hr/>		
17	Methanol Brennverfahren für Heavy-Duty-Serienmotor mit angepasstem Liebherr-Serieneinspritzsystem A Methanol combustion system for a heavy duty series standard engine with a modified Liebherr series standard injection system <i>Joseph Dembler*</i> ; Thomas Komischke ■ IAV GmbH	→ 242
<hr/>		
18	NCC Nemo - Diesel Injektor Regelung mit künstlicher Intelligenz - nochmals präziser unter realen Fahrbedingungen & fit für efuels NCC Nemo - Diesel injector controlling using artificial intelligence - even more precise under real driving conditions & efuel ready <i>Kilian Bucher*</i> ; Dr.-Ing. Martin Fethke; Vincent Lecas; Daniel Heitz; Traugott Degler ■ Robert Bosch GmbH	→ 256
<hr/>		
19	Entwicklungsprozess der experimentellen und simulativen Charakterisierung von MD-/HD-DI-Gasinjektoren Development process of the experimental and simulative characterization of MD/HD DI gas injectors <i>Sebastian Cepelak*</i> ; Jules-Christopher Dinwoodie; Manuel Glauner; Niklas Gierenz; Prof. Dr.-Ing. Bert Buchholz ■ Universität Rostock; Erich Vogt ■ DUAP AG; Bernd Niethammer ■ ITAZ GmbH	→ 268

Autorenliste/ List of authors

→ 285

Impressum/Imprint

→ 288

Mittwoch, 10.05.2023/Wednesday May 10, 2023

08:30 Registrierung/Registration
 09:00 Begrüßung/Welcome
Dr.-Ing. Christian Reiser;
Geschäftsführer WTZ Roßlau gGmbH

Keynotes Moderation: Professor Helmut Tschöke;
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

09:10 Wird die Einspritzung noch gebraucht? - Gedanken zu einer CO₂-neutralen Mobilität
K1 Is Fuel Injection still needed? - Thoughts on CO₂-neutral Mobility
Prof. Dr.-Ing. Kurt Kirsten;*
APL Automobil-Prüftechnik Landau GmbH

09:30 Erreichung der CO₂-Ziele aus der Kraftstoffperspektive - Status und Trends für erneuerbare Kraftstoffe
K2 Reaching CO₂ targets from the fuels perspective - current status and trends for renewable fuels
Jörg Schröder;* *Dr. Franziska Müller-Langer;*
DBFZ Deutsches Biomasseforschungszentrum gGmbH

09:50 Technologieoffener Ansatz in der Einspritztechnik von Verbrennungsmotoren
 unter Verwendung alternativer Kraftstoffe
K3 Technology-open approach in fuel injection technology of internal combustion engines
 with alternative fuels
Patrick Send;*
Liebherr-Components Deggendorf GmbH

10:30 Kaffeepause/Coffeebreak

Session 1 Großmotoren/Large Engines
 Moderation: Professor Bert Buchholz;
Universität Rostock

11:00 Hydraulische, optische und motorische Untersuchungen
 mit einem Methanol HPDI Mehrkraftstoff-Injektor für mittelschnelllaufende Großmotoren
01 Hydraulical, optical and combustion process investigations
 with a methanol HPDI multi-fuel injector for medium-speed large-bore engines
Petra Rektorik;* *Dr. Johann Wloka;*
MAN Energy Solutions SE;
Prof. Dr.-Ing. Bert Buchholz;
Universität Rostock

11:30 Experimentelle und simulationsgestützte Untersuchungen
 von PFI- und DI-Verbrennungskonzepten für wasserstoffbetriebene Großmotoren
02 Experimental and simulation-assisted investigations
 of PFI and DI combustion concepts for hydrogen-fueled large-bore engines
Marcel Lackner;* *Christof Gumhold;* *Dr.-Ing. Nicole Wermuth;*
LEC GmbH;
Prof. Dr. techn. Andreas Wimmer;
Graz University of Technology

12:00 Bio- und Elektrolysekraftstoffe, ein notwendiger Beitrag zur Erreichung
 einer CO₂-freien Mobilität und Energieversorgung
03 Bio- and e-fuels, a reasonable way to support mobility and energy supply
Kurt Schratlbauer;* *Dr. Christoph Kendlbacher;* *Dr. René Schimon,* *Dr. Roland Fortenbach;* *Jens Olaf Stein;*
Robert Bosch Powertrain Solutions

* Speaker/Referent

Mittwoch, 10.05.2023/Wednesday May 10, 2023

12:30 Mittagessen/Lunch

Session 2 Konventionelle Kraftstoffe - Teil 1/Conventional Fuels - Part 1*Moderation: Professor Ulrich Walther;
Westfälische Hochschule Zwickau*

14:00 Kraftstofffiltration in modernen Nutzfahrzeugen - mehr als superfeines Filtermedium
 04 Fuel filtration in progressive commercial vehicles - more than ultrafine filtration media
Sebastian Pietruschka; Mike Zacharzewski; Sieghard Pietschner; Dr.-Ing. Eike Stitterich;
Hengst SE*

14:30 Tropfengrößenanalyse von Benzin-Wasser-Emulsionen im Hochdruck-Einspritzsystem
 05 - Einfluss von Systemdesign und Betriebsparametern auf die Emulsionsqualität
 Droplet Size Analysis of Gasoline-Water Emulsions in the High-Pressure Injection System
 - Influence of System Design and Operating Parameters on Emulsion Quality
Benjamin Blau; Prof. Dr.-Ing. Christoph Heinrich;
Hochschule Trier;
Prof. Dr.-Ing. Markus Klein;
Universität der Bundeswehr München*

15:00 Kaltstartverhalten von regenerativen Benzinkraftstoffmischungen bis -15° C
 06 Cold start behaviour of regenerative gasoline fuel blends down to -15 °C
Hartmut Schneider; Thomas Weyhing; Dr.-Ing. Uwe Wagner; Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch;
Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Kolbenmaschinen (IFKM)*

15:30 Kaffeepause/Coffeebreak

Session 3 Alternative Kraftstoffe - Teil 1/Alternative Fuels - Part 1*Moderation: Professor Friedrich Wirz;
Technische Universität Hamburg*

16:00 Ammoniak Einspritzsysteme für Viertakt-Großmotoren
 07 Ammonia injection systems for large 4-stroke engines
Hartmut Schneider, Dr. Michael Willmann; Dr. Enrico Bärow; Ingmar Berger;
Woodward L'Orange GmbH;
Dr. Gregory J. Hampson; Domenico Chiera;
Woodward Inc.*

16:30 Entwicklung eines HPDF-Ammoniak-Brennverfahrens für schnellaufende Schiffsmotoren
 08 Development of a HPDF ammonia combustion process for high-speed marine engines
Phillip Thorau; Karsten Stenzel; Tim Tolubajew; Dr.-Ing. Christian Reiser;
WTZ Roßlau gGmbH*

17:15 Rückfahrt der Busse zu den Hotels
 Return to the hotels

18:30 Abfahrt der Busse zur Abendveranstaltung
 Departure of the busses to the Evening Event

Abendveranstaltung/Evening Event

19:00 Konferenzdinner im Technikmuseum „Hugo Junkers“,
 Kühnauer Str. 161a, 06846 Dessau-Roßlau
 Conference Dinner in Technik Museum „Hugo Junkers“,
 Kühnauer Str. 161a, 06846 Dessau-Roßlau

Donnerstag, 11.05.2023/Thursday May 11, 2023

Session 4 Wasserstoff - Teil 1/Hydrogen - Part 1

Moderation: *Dr.-Ing. Christian Reiser;*
WTZ Roßlau gGmbH

08:30 **Analyse von Einblasung und Gemischbildung bei Wasserstoffmotoren**

09

Analysis of Fuel Injection and Mixture Formation in Hydrogen Engines

Dr. Philippe Leick; Dr. Paul Jochmann; Dr. Jan Niklas Geiler; Dr. Karl Georg Stapf; Matthias Mansbart;*
Robert Bosch GmbH;
Magda Elvira Cassone Potenza;
Politecnico di Bari

09:00 **Wasserstoffmotorkonzepte und deren Potentiale**

10

Hydrogen engine concepts and their potentials

Dr. Peter Grabner; Prof. Helmut Eichlseder;*
Technische Universität Graz, ITNA

09:30 **Wasserstoff-Verbrennungsmotor - Emissionsfreie Technologie für nachhaltige Mobilität**

11

Hydrogen Internal Combustion engine - Zero-Impact Emission Technology for Sustainable Mobility

Johannes Ullrich; Anton Wächter; Bernd Friedrichs; Stefan Hoffmann;*
Hyundai Motor Europe Technical Center GmbH;
Dr.-Ing. Yohan Chi;
Hyundai Motor Company

10:00 **Kaffeepause/Coffeebreak**

Session 5 Wasserstoff - Teil 2/Hydrogen - Part 2

Moderation: *Professor Hermann Rottengruber;*
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

10:30 **Analyse der Strahlausbreitung von Wasserstoff und Helium bei PFI und DI-Injektoren mittels BOS (Background Oriented Schlieren)**

12

Analysis of the jet propagation of hydrogen and helium of PFI and DI injectors using BOS

Jan Reimer; Manuel Bucherer; Jürgen Pfeil; Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch;*
Karlsruher Institut für Technologie

11:00 **Analyse der Wasserstoffverbrennung eines Nutzfahrzeugmotors mittels 1D Simulation und darauf aufbauende CFD-Simulation**

13

Analysis of the hydrogen combustion for a commercial vehicle engine by means of 1D and CFD simulation

Aristidis Dafis; Dmitrij Wintergoller*; Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber;*
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

11:30 **Wasserstoff / Gasinjektor für On-Road- und Off-Road Anwendungen**

14

Hydrogen / Gas injector for On-Road- and Off-Road applications

Bernd Niethammer;*
ITAZ GmbH;
Christian Mayer;
MCM;
Christoph Weber;
TC-Engineering

12:00 **Mittagessen/Lunch**

Donnerstag, 11.05.2023/Thursday May 11, 2023

Session 6 Alternative Kraftstoffe - Teil 2/Alternative Fuels - Part 2

*Moderation: Karsten Stenzel;
WTZ Roßlau gGmbH*

13:30 Der Einsatz von maschinellem Lernen bei der Entwicklung der Kraftstoff-Direkteinspritzung: von Benzin- zu H₂-Anwendungen

15

Machine learning algorithms applied to fuel direct injection development: from gasoline to H₂ engines
Dr. Robin Hellmann; Massimiliano Botticelli; Dr. Paul Jochmann; Dr. Fabian Köpple, Ruben Schlüter;
Robert Bosch GmbH*

14:00 Entwicklung und Charakterisierung eines Niederdruck-Methanol-Injektors für ein Saugrohr-Einspritzsystem
Development and characterization of a low pressure methanol injector for port fuel injection system

16

Dr. Arianna Sorrentino; Simon Serrer;
Heinzmann GmbH;
Mario Kornprobst; Enrico Frigati;
DERC GmbH*

14:30 Methanol Brennverfahren für Heavy-Duty-Serienmotor mit angepasstem Liebherr-Serieneinspritzsystem
A Methanol combustion system for a heavy duty series standard engine with a modified Liebherr series standard injection system

17

Joseph Dembler; Thomas Komischke;
IAV GmbH*

15:00 Kaffeepause/Coffeebreak

Session 7 Konventionelle Kraftstoffe - Teil 2/Conventional Fuels - Part 2

*Professor Helmut Tschöke;
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg*

15:30 NCC Nemo - Diesel Injektor Regelung mit künstlicher Intelligenz - nochmals präziser unter realen Fahrbedingungen & fit für efuels

18

NCC Nemo - Diesel injector controlling using artificial intelligence - even more precise under real driving conditions & efuel ready
Kilian Bucher; Dr.-Ing. Martin Fethke; Vincent Lecas; Daniel Heitz; Traugott Degler;
Robert Bosch GmbH*

16:00 Entwicklungsprozess der experimentellen und simulativen Charakterisierung von MD-/HD-DI-Gasinjektoren
Development process of the experimental and simulative characterization of MD/HD DI gas injectors

19

Sebastian Cepelak; Jules-Christopher Dinwoodie; Manuel Glauner; Niklas Gierenz; Prof. Dr.-Ing. Bert Buchholz;
Universität Rostock;
Erich Vogt,
DUAP AG;
Bernd Niethammer,
ITAZ GmbH*

16:45 Schlusswort/Closing Remarks

*Dr.-Ing. Christian Reiser;
Geschäftsführer WTZ Roßlau gGmbH*

WTZ

INNOVATIVE SCIENCE & RESEARCH

Seit sechs Jahrzehnten steht WTZ Roßlau für höchste Kompetenz für die Förderung der Wissenschaft auf dem Gebiet des Motoren- und Maschinenbaus. Ein Erfolg, der sich leicht mit Begriffen wie Beständigkeit, Konstanz und gesammeltes Wissen in Verbindung bringen lässt und sicher auch zu einem großen Teil darauf beruht. Doch jede Tradition hat einmal als Neuheit begonnen, und Erfahrung wird nur dann zu einem Gewinn, wenn man sie für anstehende Aufgaben zu nutzen weiß.



Geschäftsgegenstand der WTZ Motorentechnik GmbH ist die Anwendung der Wissenschaft auf dem Gebiet des Motoren- und Maschinenbaus und verwandter Bereiche. Schwerpunkte der Geschäftstätigkeit sind u. a. die Forschung und die Entwicklung zur Verbesserung des Materialeinsatzes, der Energieeffizienz und der Umweltverträglichkeit in der Motorentechnik und in der Energieerzeugung.



MOTORENFORSCHUNG

Vom Nutzfahrzeug bis zum Schiffsmotor.

Testen von Brennstoffen wie Erdgas, Biogas, Propan, Butan, Diesel, Methanol, Ammoniak, HFO, OME, DME und Wasserstoff.

Testen auf Emissionen, Wirkungsgrad und Betriebsverhalten der Motoren.



PRÜFSTÄNDE

Antriebs- und Energieerzeugungsanlagen
Bauteile und Baugruppen
Motorumrüstungen

Vorrichtungen
Strukturanalysen
Simulationen
Berechnungsleistungen



KONSTRUKTIVE ENTWICKLUNG

Der kompetenter Partner für Prototypenbau, Einzelteillfertigung und Kleinserien.

MUSTERBAU



LABORE

Spezialisten für Werkstoffe, Werkstoffprüfung, Wärmebehandlung und Werkstofftechnik,

Schwingungen von Verbrennungsmotoren und rotierenden Maschinen sowie deren Abnahmeläufe.

Einsatz erneuerbarer Energien mit dem Ziel der Verstromung von aus überschüssigem Wind- und Solarstrom gewonnenem Wasserstoff.

Senkung von Kohlendioxidemissionen und Steigerung der Energieeffizienz, Entwicklung verbesserter Brennvorgänge bei Gas- und Dieselmotoren.

ENERGIESYSTEME



Keynotes

**Moderation: Professor Helmut Tschöke;
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg**

Erreichung der CO₂-Ziele aus der Kraftstoffperspektive - Status und Trends für erneuerbare Kraftstoffe

Dipl.-Ing. Jörg Schröder*, **Dr.-Ing. Franziska Müller-Langer**,
DBFZ Deutsches Biomasseforschungszentrum gemeinnützige GmbH, Leipzig

Abstract

In the transport sector enormous efforts are required as transport demand is and will still be growing in future and thus also the sector's GHG emissions if no measures are taken. With the EU's Green Deal including the Renewable Energy Directive II (RED II) and the Effort Sharing Regulation (ESR) the European Commission has set a framework increasing the share of sustainable renewable energy. The lecture will deal with the fuel options that likely will play a role for achieving the targets. As none of the options is per se "good" or "bad" it will be reflected how competitive these options are with regard to status of technologies behind, related costs and greenhouse gas emissions. In addition to that some exemplary scenarios will be discussed for the implementation of RED II and the climate protection target for transport in Germany.

Zusammenfassung

Im Verkehrssektor sind enorme Anstrengungen erforderlich, da die Verkehrsnachfrage und damit die Treibhausgasemissionen des Sektors ohne Gegenmaßnahmen steigen und weiter steigen werden. Mit dem EU Green Deal inkl. der Renewable Energy Directive II und der Effort Sharing Regulation (ESR) setzt die Europäische Kommission einen Rahmen für den Ausbau von nachhaltigen erneuerbaren Energien. Der Beitrag zeigt auf, welche Kraftstoffoptionen perspektivisch eine Rolle spielen und wie diese technisch einzuordnen sind, aber auch inwiefern sie das Potenzial haben wettbewerbsfähig in Bezug auf Kosten und Treibhausgasemissionen zu sein. Dabei ist keine Kraftstoffoption per se gut oder schlecht. Darüber hinaus werden beispielhaft mögliche Szenarien für die Umsetzung der RED II bzw. das Klimaschutzziel im Verkehr in Deutschland vorgestellt.

Hintergrund

Der Verkehrssektor steht vor besonderen Herausforderungen, Mobilität nachhaltig und klimaschonend zu ermöglichen. Die Fortschritte der vergangenen Jahre waren jedoch überschaubar [Schröder 2022]. Um die Klimaneutralität im Verkehrssektor innerhalb Deutschlands bis 2045 zu erreichen, bedarf es faktisch der Reduzierung des Endenergieverbrauchs auf das Niveau der 1960iger Jahre bei gleichzeitiger Transformation des erforderlichen Energieverbrauchs aus erneuerbaren Energien (Abbildung 1).

* Speaker/Referent

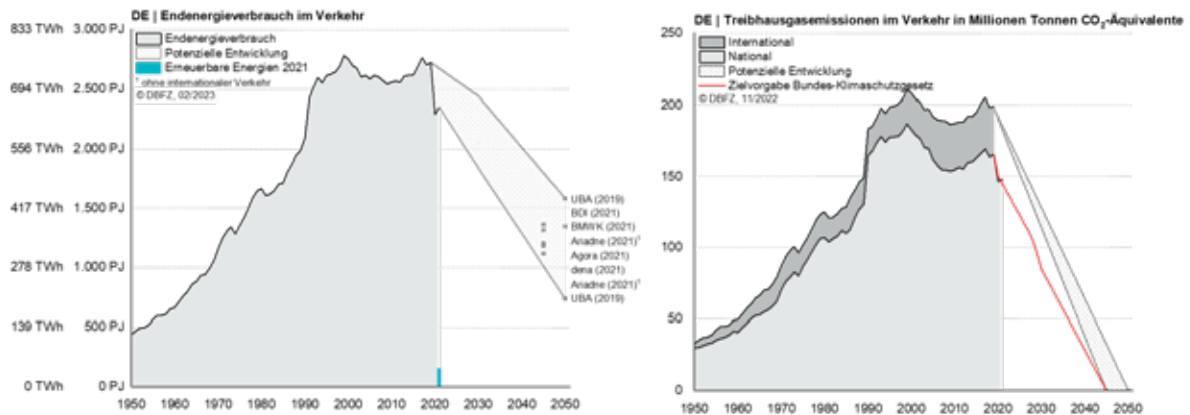


Abbildung 1 Entwicklung des Endenergieverbrauchs und der Treibhausgasemissionen im Verkehr in Deutschland (DE)

Das zentrale europäische Instrument für die Förderung der Nutzung erneuerbarer Energien im Verkehr ist die 2009 verabschiedete Erneuerbare-Energien-Richtlinie (2009/28/EC, Renewable Energies Directive kurz RED) und deren Überarbeitung 2018 (2018/2001/EU, kurz RED II). Kern beider Richtlinien sind die durch die EU-Mitgliedsstaaten zu erreichenden Mindestanteile alternativer und erneuerbarer Energieträger im Verkehr: 10 % bis 2020 (RED) sowie 14 % bis 2030 (RED II). Zudem werden Kriterien zum Nachweis der Nachhaltigkeit und Mindesttreibhausgasminderung dieser Energieträger sowie weitere Randbedingungen definiert. Derzeit sind Änderungen in Diskussion, die u. a. vorsehen von einem energetischen Anteil erneuerbarer Energien im Verkehrssektor auf einen relativen Anteil vermiedener Treibhausgasemissionen umzustellen und Technologieoptionen gleichwertig anzurechnen. Eine Einigung zwischen Europäischem Parlament und Rat kann für 2023 erwartet werden.

Dabei ist die Bereitstellung des regulatorischen Rahmens in der Regel sehr zeitaufwendig. Bei der letzten Änderung der RED vergingen etwa zwei Jahre von der Veröffentlichung des ersten Entwurfes durch die Kommission bis zur Konsensfindung und Beschlussfassung durch den Europäischen Rat. Im Anschluss an das Inkrafttreten der Richtlinie im Jahr 2018 erfolgte im Jahr 2021 die nationale Umsetzung der europäischen Vorgaben und damit die Weiterentwicklung der Treibhausgasminderungsquote bis 2030 in Deutschland. Sie ist zum 01.01.2022 in Kraft getreten. Derzeit wird auch hierzu eine Änderung der Quotenregelung in Deutschland diskutiert. Details können [Naumann 2022] entnommen werden.

Erneuerbare Kraftstoffoptionen

Für die Defossilisierung von Kraftstoffen und elektrischem Strom als Energieträger motorischer Antriebe sind auf Basis von erneuerbaren Ressourcen vielfältige Technologieoptionen möglich. Neben dem direkten Einsatz von erneuerbarem elektrischem Strom stehen unmittelbar eine Reihe von flüssigen und gasförmigen Kraftstoffen im Fokus. Diese werden im Regelfall gemeinsam mit anderen in verschiedenen Wertschöpfungsketten nutzbaren Koppel- und Nebenprodukten in erneuerbaren (Bio-)Raffinerien produziert. Eine vereinfachte Übersicht dieser Optionen und möglichen Synergien von biomasse- und strombasierten Technologien (kurz SynBioPtX) zeigt Abbildung 2. Details zu den einzelnen Technologien sind in [Schröder 2022] zu finden.

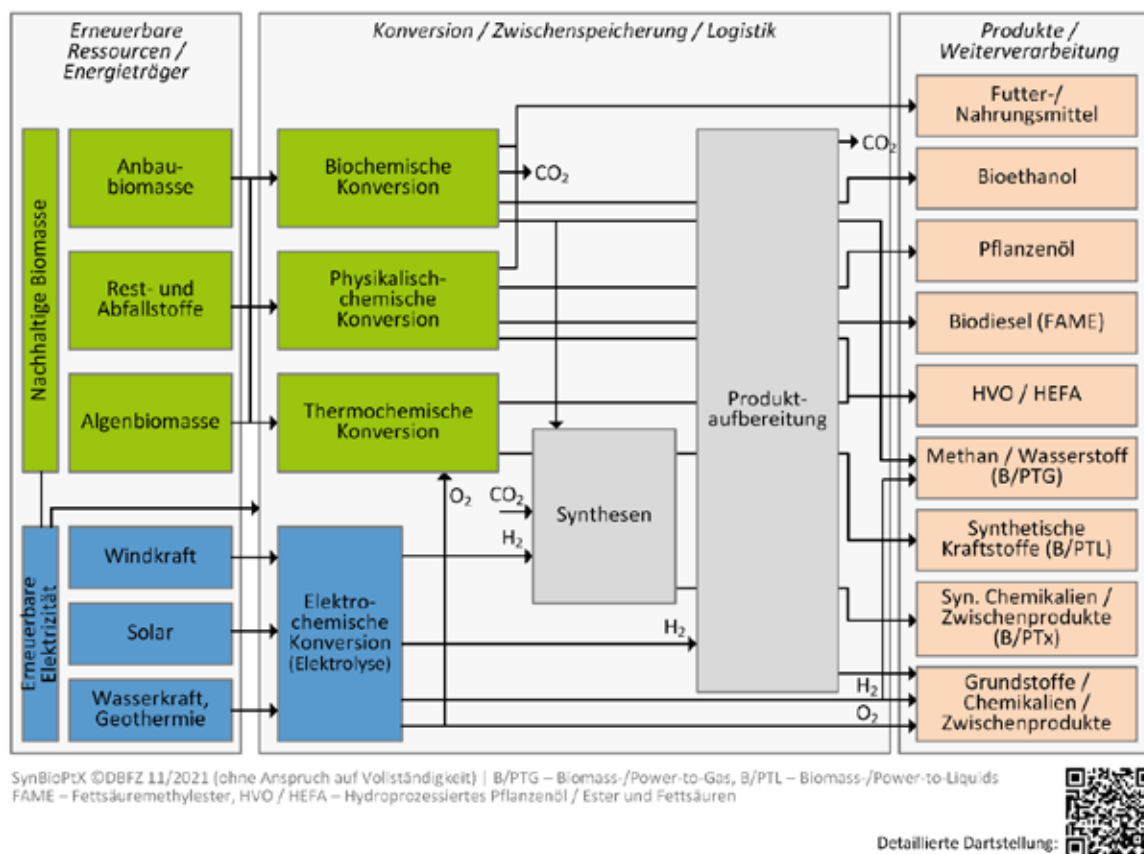


Abbildung 2 Vereinfachte Übersicht zu Technologieoptionen und Synergien

Ein wichtiger Indikator für die Einordnung des technischen Entwicklungsstandes und damit auch der Verfügbarkeit der jeweiligen Optionen ist der sogenannte Technology Readiness Level (TRL) nach IEA mit einer Skala von 1 (Prozessbeschreibung) bis 11 (Technologie im Markt etabliert). Eine Bewertung des Status quo erfolgt für die Produktionstechnologien der geläufigsten erneuerbaren Energieträger in Tabelle 1. Neben erneuerbarem Strom, welcher aktuell nur zu geringen Anteilen im Verkehr eingesetzt wird, sind vor allem Energieträger basierend auf Anbaubiomasse, Abfall- und Reststoffe im Markt mit Produktionskapazitäten von mehr als 50 PJ/a etabliert. Elektrolyse-Wasserstoff und Bioethanol aus lignocellulosehaltigen Abfall- und Reststoffen sind auf dem Sprung zur marktrelevanten Produktion. Für alle anderen Optionen sind Anlagen maximal im Demonstrationsmaßstab vorhanden und benötigen für einen Markteintritt entsprechende Investitionen in die Entwicklung. Kurzfristig werden vor allem die Kapazitäten von erneuerbarem Strom und von Kraftstoffoptionen aus fortschrittlichen Ressourcen (Ressourcen nach RED II Anhang IX A) stark zuwachsen, erst mittel- bis langfristig zusätzlich strombasierte Optionen (Renewable Fuels of Non Biological Origin, RFNBO).

Die Produktions- bzw. Gestehungskosten für erneuerbare Kraftstoffe sind im Regelfall höher als für fossile Kraftstoffe und weisen zudem große Bandbreiten auf. Einfluss auf die Gestehungskosten haben neben den TRL/FRL (Tabelle 1) auch die jeweiligen regionalen Randbedingungen und je nach Geschäftsmodell und Betrieb ebenso die Kapitalkosten sowie operativen Kosten. Einfluss auf die von den Kosten zu unterscheidenden Preise und deren Bildung am Markt haben bei Kraftstoffen, die in Deutschland innerhalb der Treibhausgasminderungsquote Anrechnung finden, auch die spezifischen Treibhausgasemissionsminderungen und damit implizit die sogenannten Treibhausgasvermeidungskosten. Des Weiteren wird die Preisbildung von vielerlei weiteren Faktoren beeinflusst, die typischerweise zu teils sehr volatilen Preisentwicklungen führt. Details zu den Gestehungskosten und Preisen einzelner Technologien sind [Schröder 2022] zu entnehmen.

Tabelle 1 Einordnung Status quo und Perspektive bis 2030 von erneuerbaren Energieträgern [Schröder 2022]

	TRL	Kapazität ^a EU	Kraftstoffnorm DE	10. BiomchV DE	Fahrzeuge DE	Tankstellen ^b DE	Etabliert als Reiskraftstoff ^c DE	Handling (Umgang mit Energieträger)
Ethanol	8 - 11	254 PJ	DIN EN 15293 (E85)	Ja	Nein	Bestehende Infrastruktur mit Anpassungen nutzbar	Nein	Gewohntes Handling für Anwender
Biodiesel (FAME)	4 - 11	759 PJ	DIN EN 14214	Ja	Nein Ja ^d	Bestehende Infrastruktur mit Anpassungen nutzbar	Nein	Gewohntes Handling für Anwender
Paraffinischer Diesel	HVO: 4 - 11 BTL: 3 - 7 PTL: 3 - 7	289 PJ < 1 PJ < 1 PJ	DIN EN 15940	Nein	Ja ^e	Bestehende Infrastruktur nutzbar	Nein	Gewohntes Handling für Anwender
EE-Methan (CNG/LNG)	Biogas: 9 - 11 SNG: 6 PTG: 6	66 PJ < 1 PJ < 1 PJ	DIN EN 15723-2	Ja	Ja ^{f,g}	CNG (Pkw): 928 CNG (Lkw): 337 LNG (Lkw): 145	CNG: Ja LNG: Nein	Neues, ungewohntes Handling für Anwender (Art der Betankung, Reichweite)
EE-Wasserstoff	Biogas: 4 - 8 PTG: 6 - 11	< 1 PJ < 1 PJ	DIN EN 17124	Ja	Ja ^h Nein ⁱ	700 bar (Pkw): 102 350 bar (Lkw): 19	Nein	Neues, ungewohntes Handling für Anwender (Art der Betankung, Reichweite)
EE-Strom	11	5.344 PJ ^h	Nicht notwendig	Ja	Ja Ja ^h	AC: ca. 65.000 DC: ca. 13.500	Nein	Neues, ungewohntes Handling für Anwender (Ladezeit, Ladeintervalle, Reichweite)
Berzin und Diesel inkl. EE-Blends	11		DIN EN 228 und DIN EN 590	Ja	Ja	Bestehende Infrastruktur nutzbar	Ja	Gewohntes Handling für Anwender

EE: Erneuerbare Energien; TRL: Technology Readiness Level; ^aKapazität inkl. geplanter Kapazitäten in 2030; ^bProduktionsmenge geplant in 2030; ^caktuelle Umstellung bestehend vorangetrieben; ^dwenige CNG-Motoren für Pkw, Lkw und Off Road verfügbar; ^ewenige LNG-Motoren für Lkw verfügbar; ^fwenige Modelle verfügbar; ^gwenige Prototypen verfügbar; ^haktuelle bis mittelfristige Lkw-Modelle in-Konstruktion verfügbar; ⁱwenige Modelle für Hybridantriebe verfügbar; ^joffenlich nutzbare Ladestellen sind Ladepunkte (AC: Wechselstrom, Normleistungskategorie DC: Gleichstrom, Schnellladepunkte)

Beispielszenarien für den Straßenverkehr bis 2030

Die mögliche Entwicklung der Treibhausgasminderungsquote bis 2030 und dem damit verbundenen Beitrag zur Erfüllung des Klimaschutzgesetzes wurden in [Naumann 2022] untersucht.

Zahlreiche aktuelle Studien analysieren die Erreichbarkeit der sektoralen Klimaziele bis 2045. Sie unterscheiden sich neben den methodischen Ansätzen vor allem hinsichtlich des Ambitionsniveaus der Maßnahmen beispielsweise zur Verkehrsverlagerung und -vermeidung und der daraus resultierenden Reduktion des Endenergiebedarfs oder dem Wechsel der Antriebssysteme und Energieträger. Dafür wurden für die Entwicklung des Endenergieverbrauchs zwei Szenarien beispielhaft zugrunde gelegt, die jeweils ambitioniert respektive weniger ambitioniert sind.

Für den hier beispielhaft betrachteten Straßenverkehr zeigen die nachfolgenden Szenarien (Abbildung 3 f) deutlich, dass in keinem Fall die Emissionsreduktionsziele gemäß des deutschen Klimaschutzgesetzes für den Straßenverkehr im Jahr 2030 erreicht werden. Besonders deutlich wird dabei, dass:

- weder eine starke Elektrifizierung noch die verstärkte Nutzung von Kraftstoffen aus erneuerbaren Quellen allein ausreichen, beides muss in erheblichem Umfang stattfinden, und
- die geplante Anpassung der Treibhausgasminderungsquote in beiden Beispielen die Erfüllungslücke zum Ziel des Klimaschutzgesetzes für den Verkehrssektor erheblich vergrößert. Bei ansonsten gleichen Annahmen würden bis 2030 in der ambitionierten Beispielrechnung 37 Mio. t CO₂-Äq. und in der weniger ambitionierten Beispielrechnung 27 Mio. t CO₂-Äq. mehr emittiert.

Neben der Implementierung und zunehmenden Etablierung alternativer Antriebe ist die Dekade bis 2030 auch entscheidend für die Initiierung von Technologieentwicklung und die

Markttablierung fortschrittlicher Kraftstoffe und Energieträger. Eine umfassende Elektrifizierung aller Verkehrssektoren ist nach derzeitigem Stand der Entwicklung kaum möglich, woraus sich auch langfristig die Notwendigkeit nachhaltiger Kraftstoffe ergibt.

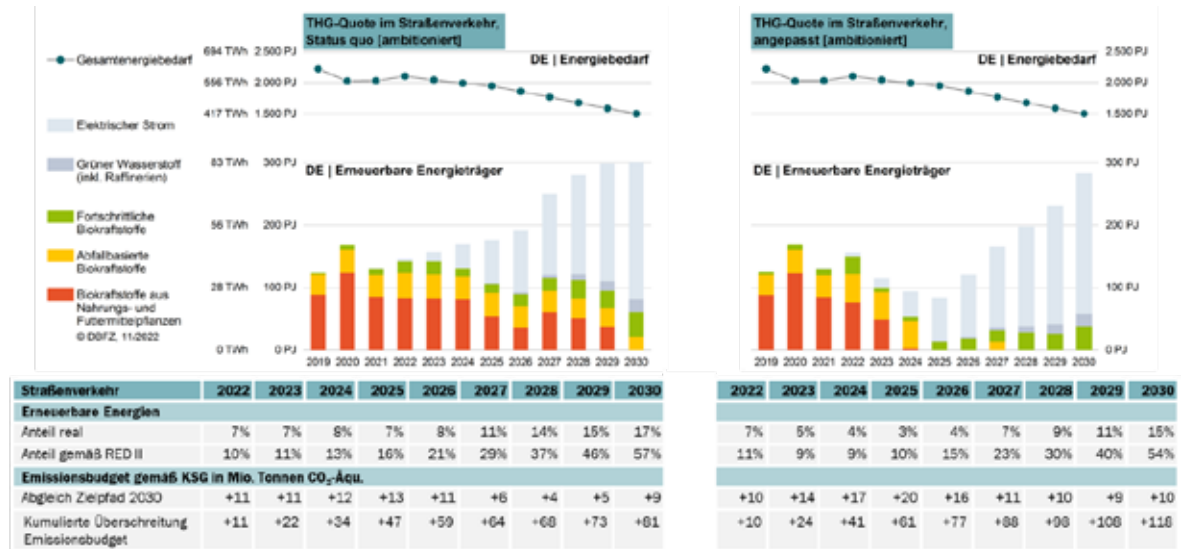


Abbildung 3 Beispielrechnungen für die mögliche Quotenerfüllung 2022-2030 gemäß Treibhausgasminderungsquote Stand 2022 (links) und unter Berücksichtigung aktuell diskutierter Anpassungen (rechts) für eine ambitionierte Entwicklung

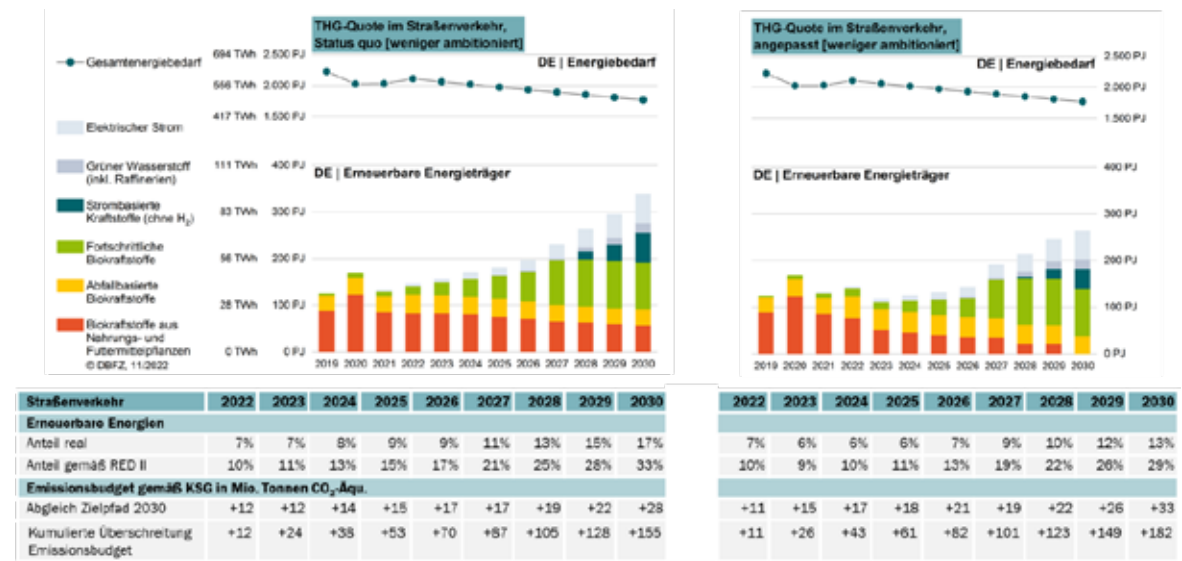


Abbildung 4 Beispielrechnungen für die mögliche Quotenerfüllung 2022-2030 gemäß Treibhausgasminderungsquote Stand 2022 (links) und unter Berücksichtigung aktuell diskutierter Anpassungen (rechts) für eine weniger ambitionierte Entwicklung

Fazit

Der Verkehrssektor steht unter besonders hohem Handlungsdruck, um bis 2045 klimaneutrale Mobilität flächendeckend zu ermöglichen. Dafür ist es zwingend erforderlich, dass: der Endenergiebedarf im Verkehr deutlich reduziert wird und alle vorhandenen und naheliegenden Optionen zur Treibhausgasvermeidung genutzt werden.

Um eine Restchance zu bewahren, dass das vorhandene Treibhausgasbudget nicht aufgebraucht wird, muss neben der gezielten Bestandsentwicklung durch Neufahrzeuge vor allem kurz- bis mittelfristig die verfügbaren Hebel zur Treibhausgasminderung bei Bestandsfahrzeugen noch viel stärker adressiert werden. Selbst ambitionierte Maßnahmen zur Reduktion des Energiebedarfs im Verkehr, wie sie beispielsweise im Agora-Szenario abgebildet werden, erfordern eine Treibhausgasminderungsquote von über 25 %, um die Ziele des Bundes-Klimaschutzgesetzes bis 2030 zu erreichen.

Die Technologieentwicklung und vor allem die Marktetablierung von erneuerbaren Kraftstoffen muss weiterhin gefördert werden, um den hohen Anteil an nichtelektrifizierten Fahrzeugen zukünftig nachhaltig betreiben zu können. Gleichzeitig sind begleitende Maßnahmen erforderlich

Referenzverzeichnis

Hinweis: weite Teile dieses Manuskripts sind aus u. g. Referenzen entnommen bzw. basieren hierauf.

[Naumann 2022] Naumann K, Müller-Langer F, Schröder J, Meisel, K, Cyffka K-F (2022): Hintergrundpapier zur Quote zur Treibhausgasminderung bei Kraftstoffen. Leipzig: DBFZ. 11/2022

[Schröder 2022] Schröder, Jörg; Naumann, Karin (Hg.) (2022): Monitoring erneuerbarer Energien im Verkehr. DBFZ Report Nr. 44. DBFZ. 1. Auflage. Leipzig. Online verfügbar unter <https://doi.org/10.48480/19nz-0322>

Session 1

Großmotoren/Large Engines

**Moderation: Professor Bert Buchholz;
Universität Rostock**

Hydraulic, optical and combustion process investigations with a methanol HPDI multi-fuel injector for medium-speed large-bore engines

Petra Rektorik*, MAN Energy Solutions SE, Augsburg

Dr. Johann Wloka, MAN Energy Solutions SE, Augsburg

Prof. Dr. Bert Buchholz, Chair of Piston Machines and Internal Combustion Engines, University of Rostock

Acknowledgements

The investigations at the single cylinder research engine were performed within the project E2Fuels. The project was carried out in collaboration with Woodward L'Orange GmbH and WTZ Roßlau gGmbH. Their support as well as the funding by the BMWi and the PTJ are gratefully acknowledged.

Abstract

The more stringent emission regulations in every transport and energy sector lead to the requirement of analyzing possible alternative technologies to meet these limits. The shipping sector relies on fuels with high energy density, whereby the claimed emission targets are only barely or not at all reachable with conventional fuels like DMA or heavy fuel oil. Therefore, different fuels like ammonia, hydrogen and methanol are discussed. This article focusses on methanol as alternative future fuel. Due to the physical and chemical properties of the simplest alcohol, new injector and nozzle designs have to be implemented, which fits to the fuel and the injection as well as the ignition strategy. The investigations to which reference is made within this paper were performed with a high pressure direct injection (HPDI) multi-fuel injector, where two different fuel paths are combined within one component. The diesel, which is used as ignition source as well as for the pure diesel mode, is injected over a central located needle with around the needle rotational symmetric oriented nozzle holes. Three more needles are mounted around the central needle to inject the methanol into the combustion chamber. This paper presents the results of optical investigations of the linked injection of a pilot and main injection volume. These studies were performed at a pressurized injection chamber at ambient temperature with diesel as test medium using the Mie scattered measurement principle. Furthermore, the results of the diesel pilot ignited methanol combustion at a medium-speed large-bore single cylinder research engine will be shown. Several nozzle geometries will be compared in respect to the spray generation and combustion results. In addition, the hydraulic characterization of the different nozzle designs will be presented in order to allow the assessment in related investigations on the spray chamber and the research engine respectively.

* Speaker/Referent

1. Introduction

The reduction of the greenhouse gas (GHG) emissions is a non-negotiable aspect in the context of the maritime energy transition. The International Maritime Organization (IMO), the specialized agency from the United Nations, which bears the responsibility for the safety and security of shipping as well as for the prevention of marine and atmospheric pollution caused by ships, has set strict emission regulations. The IMO's GHG strategy pursues the aim to reduce the CO₂ emissions produced by transport shipping by a minimum of 40% until 2030 and by a minimum of 70% until 2050. Furthermore, should the GHG emissions be decreased by 50% until 2050. All given values will be compared with 2008 [1]. The EU also claims a stringent reduction of the GHG emissions of up to 75% before 2050 within the *Fit for 55* package [2].

Fuels with a high energy density are crucial for the shipping industry due to the long cruise distances. The required emission reduction is not reachable with conventional fossil fuels, whereby alternatives have to be considered for seagoing vessels. Synthetic or liquefied natural gas as one possible solution is already implemented [3]. Ammonia and methanol are also being focused due to their simple chemical fuel structure with no or only one carbon atom. Methanol is liquid at ambient temperature and therefore advantageous for the handling and storage on-board vessels. Additionally, the simplest alcohol is miscible with and highly soluble in water as well as less hazardous to aquatic organisms. In case of a leakage into the sea the environmental impact significantly decreases compared to fossil fuels [4], [5]. Furthermore, methanol is a well-known molecule in the chemical industry and has already been transported safely by sea for many years. The so-called brown and gray methanol produced from coal and natural gas by gasification and reforming is available in large quantities. The production of the even more important blue and green methanol from natural gas, biomass and renewable electricity by reforming is aspired in various projects. For the blue methanol produced from natural gas carbon capture and storage is used [6], [7].

This article presents results of investigations at a single cylinder research engine running with the diesel cycle but operating with methanol as main energy source. Due to the low cetane number of the alcohol an ignition source is required and realized by a small diesel pilot amount. The two fuels are injected directly into the combustion chamber with a two-in-one-fuels high pressure injector, whereby two nozzle designs are compared. In order to assess the impact of the different fuel distribution on the combustion process spray images of a dual-fuel injection recorded at a pressurized injection chamber at ambient temperatures are analyzed. Furthermore, an insight into the hydraulic functionality of the complex injector design is given and related to the results of the optical and combustion process investigations.

2. Fuel properties and experimental setup

2.1 Fuel properties

Methanol is the simplest alcohol. The molecule consists out of one carbon atom, one oxygen atom and four hydrogen atoms. No direct carbon-carbon bound is present, which leads to the possibility to reduce the injection pressure and further the injection system components stress. The high pressure levels, that are necessary for an optimized spray break-up of the diesel fuel and for decreasing the soot emissions are no longer required. Besides this positive effect injection, ignition and combustion relevant physical and chemical properties of methanol are challenging. Table 1 shows therefore selected fuel properties for the simplest alcohol compared to diesel fuel. The viscosity of methanol is significantly lower in comparison to the one of diesel, which leads to a reduced fuel lubricity and further to a higher risk of wear and leakages. Specific component and sealing materials have to be chosen. The vapor pressure of the alcohol is higher compared to diesel. An increased risk of cavitation results. Different geometric design characteristics for optimized flow conditions like conical nozzle holes have to be considered.

Table 1: Selected fuel properties for diesel and methanol [4], [5], [8], [9], [10], [11]

	Diesel	Methanol
Kin. viscosity in cSt	2.0 – 4.5 (40°C)	0.7 (25°C)
Vapor pressure in bar	0.004 (40°C)	0.169 (25°C)
Gravimetric energy density in MJ/kg	42.5	20.09
Cetane number	≥ 51	3
Heat of evaporation in kJ/kg	250	1100

The energy density of methanol is about half of the one of diesel. Therefore, a methanol volume twice as much as of diesel is required to receive the same power output. Furthermore, the injection time period does not differ for various fuels within the diesel cycle. That results in two options for designing a high pressure direct injector for methanol. First, a higher injection pressure compared to diesel when using an equal nozzle design and second, larger nozzle hole diameters in combination with a decreased injection pressure. The latter option is the preferred one due to the possibility of reducing the injection pressure based on the molecular structure of methanol.

The C1-alcohol has a significantly lower cetane number compared to diesel. An ignition source is necessary. Due to the existing requirement of using diesel as back-up fuel for large marine engines on seagoing vessels, a diesel pilot injection is used for igniting the low viscosity fuel. The simple fuel structure of methanol leads to a soot-free combustion for a pure methanol operation. The high heat of evaporation reduces further the nitrogen oxides (NO_x) emissions [6]. The trade-off between the soot and NO_x emissions does no longer exist.

2.2 Experimental setup

Figure 1 shows the methanol high pressure injector used for the investigations presented in this article. This common-rail injector is designed as a two-in-one-fuels injector with two different operation modes, the diesel and the dual-fuel mode. One centrally located injection needle is directly controlled by a solenoid valve and is used for the injection of a small diesel ignition amount within the dual-fuel mode as well as for the injection of larger fuel volumes required for the diesel mode. The actuation of the three methanol needles, located around

the central one, is hydraulically supported by the control oil, which itself is controlled by a 3/2-way control valve. Furthermore, a sealing oil path is provided for safety reasons. Both oil pressures are higher compared to the methanol injection pressure due to the sealing and actuation functionality.

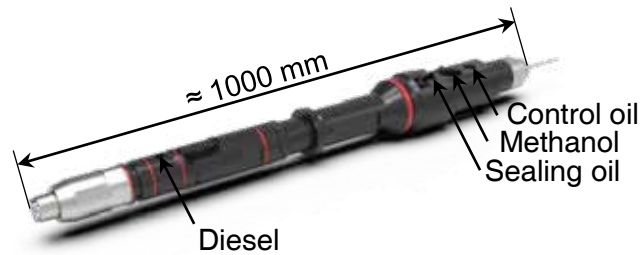


Figure 1: Methanol diesel dual-fuel high pressure direct injector

Two different nozzle designs were investigated within this work and are shown in table 2. The difference between the two geometries is the number of nozzle holes for methanol, whereby each of the three methanol needles is followed by either four or three nozzle holes. Both nozzles are designed with the same hydraulic flow rate, with which the hole diameter differs, respectively. The number of nozzle holes as well as the hydraulic flow rate for the diesel path equal for both designs.

Table 2: Investigated nozzle designs

	Nozzle 1	Nozzle 2
Number of nozzle holes for methanol	12 (3x4)	9 (3x3)
Methanol nozzle hole diameter in μm	1200	1380
Hydraulic flow rate of methanol path at 100bar in l/min	80	
Number of nozzle holes for diesel	12	
Hydraulic flow rate of diesel path at 100bar in l/min	15	

The optical investigations of the spray were performed at a pressurized injection chamber at ambient temperature and a back pressure of 25bar using the Mie scattered light measurement principle. Figure 2 shows the experimental setup.

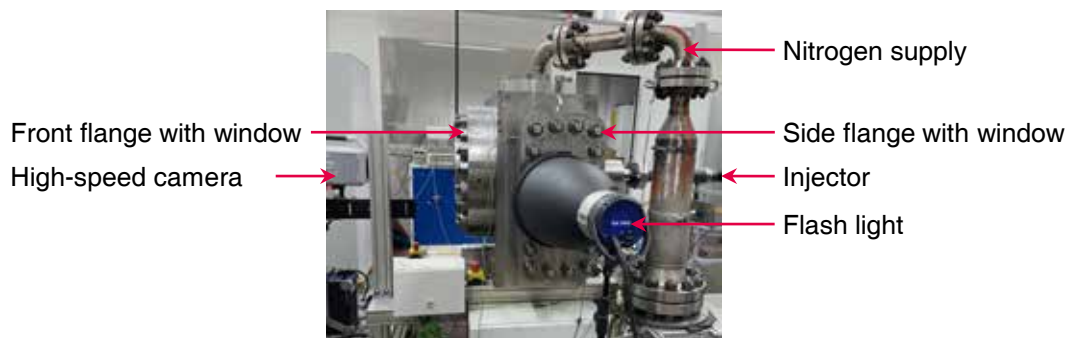


Figure 2: Experimental setup at the pressurized injection chamber

The chamber is sealed with four flanges and flushed with nitrogen to prevent any ignition and further combustion of the investigated fuel. The injector is mounted horizontally into a reception flange. The other three flanges are designed with a window. Two flashlights are positioned sidewise in front of the side flanges. The high-speed camera is located in front of the front flange. The fuel spray is thereby recorded from the piston's perspective.

The operation parameters of the dual-fuel high pressure direct injector at the pressurized injection chamber are shown in table 3. For these measurements diesel was used as testing fuel. The implementation of methanol into the testbed was technically not feasible due to the strict safety requirements for the alcohol.

Table 3: Operation parameters of the dual-fuel high pressure direct injector at the pressurized injection chamber at 25bar back pressure

	Parameters
Injection pressure diesel in bar	1000
Injection pressure methanol path in bar	600
Pressure difference sealing / control oil to fuel of methanol path in bar	50
Number of injections per test point	10

The combustion process investigations of methanol ignited by a small diesel pilot amount were performed at a single cylinder research engine of the MAN Energy Solutions 3x series. Figure 3 shows the research engine with the fuel module for methanol and diesel. Table 4 presents the engine characteristics. Three high pressure pumps are included in the fuel module. Two common-rail diesel pumps for the diesel, control and sealing oil path, whereby the two latter are supplied by the same pump as well as one high pressure pump for methanol.



Figure 3: Low viscosity fuel module (left) and single cylinder research engine (right)

Table 4: Engine characteristics

Bore in mm	320
Stroke in mm	440
Displacement in l	35.4
Speed in 1/min	750
Max. cylinder power in kW	640
Operation modes	Diesel / Methanol-diesel

3. Analysis of the optical and combustion process investigations

The injection pressures and the injection timing of the following analyzed measurement points equal for both investigations, the optical and the combustion process ones. The presented data correspond to a power output of 75%.

Figure 4 shows the normalized total heat release rate and the injection durations of the small pilot as well as the methanol injection for two measurement points with an equal brake mean effective pressure (BMEP). Additionally, a diesel reference point with a similar BMEP is presented in black. The blue curve corresponds to the measurement with nozzle 1 and the red one to the testing with nozzle 2, respectively. As it can be seen by the shown injection durations the start of injection for the pilot fuel volume as well as for methanol equal for both dual-fuel measurement points. The end of injection of the ignition oil is also similar whereas the methanol injection with nozzle 2 ends slightly later compared to the

measurement point with nozzle 1. This results in a larger injected methanol volume of 7.7% compared to nozzle 1. Thus, for the engine operation with nozzle 2 more methanol is required to reach the same power output, whereby the efficiency gets worse.

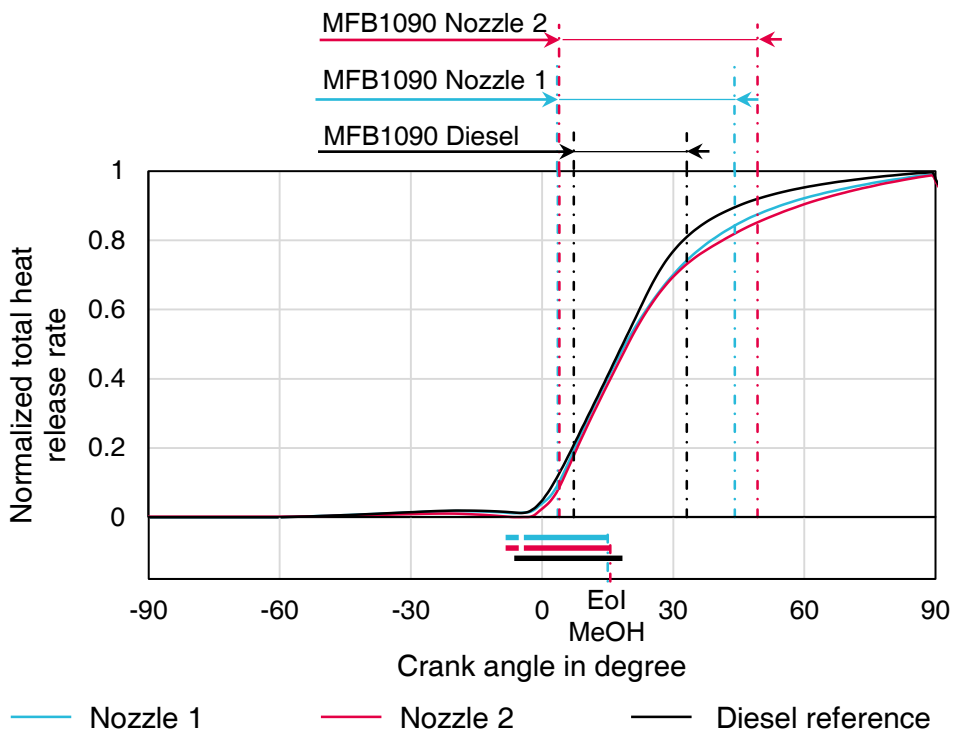


Figure 4: Normalized total heat release rate and injection durations of diesel and methanol

When comparing the total heat release rates, the 10% mass fraction burned is 0.4°CA earlier for the testing point with nozzle 1. This indicates an optimized carburation of methanol and further an earlier ignition of the alcohol compared to nozzle 2 due to the equal start of injection. At 30°CA after top dead center the thermal release rate of the combustion process based on the fuel injection with nozzle 2 begins to flatten, which results in a longer combustion duration and an extended burnout. Whereby it has to be stated, that the 10% - 90% mass fraction burned for both measurement points is significantly longer compared to the pure diesel operation. Nevertheless, it can be assumed, that the methanol distribution, the air-fuel mixture and the interaction with the pilot flame is optimized for the spray cones of nozzle 1.

In order to assess the emissions of the dual-fuel combustion compared with a pure diesel operation, figure 5 shows the nitrogen oxide, soot, formaldehyde (CH_2O) and methanol slip.

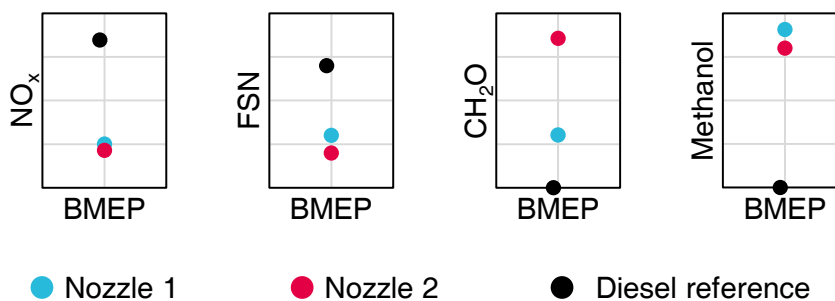


Figure 5: Effective efficiency and emissions of the dual-fuel as well as pure diesel combustion

The NO_x as well as the soot emissions are lower for the methanol dual-fuel combustion compared to the diesel reference measurement. The lower nitrogen oxide emissions are based on the high heat of evaporation of methanol, whereby the dominating thermal NO_x production decreases. The NO_x level for the testing with nozzle 2 is further lower compared to the one with nozzle 1. This is based on the shorter combustion duration for the measurement point with nozzle 1, which results in higher temperatures and further a higher NO_x level. The same applies for the soot emissions. The formaldehyde and the methanol emissions equals zero for the diesel reference measurement because of the absence of the alcohol. Formaldehyde is an intermediate of the methanol oxidation path [12]. Thus, a higher methanol emission level leads to less emitted formaldehyde. A possible reason for the different emission levels of methanol and formaldehyde is the varying spray orientation of the two nozzles and further the different air-entrainment into the fuel. In order to evaluate these findings, the dual-fuel spray images are further analyzed.

Figure 6 shows the schematically coloring, numbering and spray cone orientations for the assessment of the spray images. The cones based on the diesel path are presented in red and the ones based on the methanol path are shown in blue. The numbering of the pilot cones as well as the one for the cones based on the methanol path is done clockwise. Each methanol needle is followed by either four or three cones depending on the nozzle design. Whereby for nozzle 1 the cones 1, 2, 3 and 4 belong to needle 1, the cones 5, 6, 7, 8 to needle 2 and the remaining four cones to needle 3. For nozzle 2 the cone packages per needle are 1 – 3 for the first, 4 – 6 for the second and 7 – 9 for the third needle. In the background of the spray images the contours of the inlet and exhaust valves as well as the nozzle and cylinder bore diameter are defined. The spray orientation for the pilot as well as for the main injection differ for the two nozzle designs to reach a previously defined overlap between the pilot and the methanol cones.

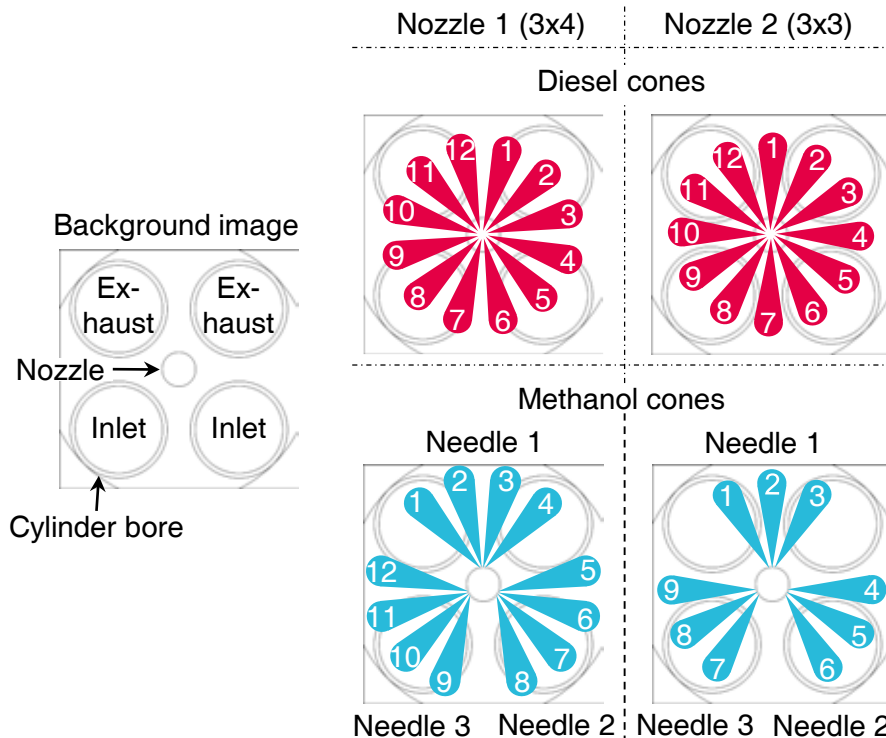


Figure 6: Background image and schematically coloring and numbering of the spray images

Figure 7 shows the dual-fuel spray images for nozzle 1 and nozzle 2 averaged over ten injections, whereby the blue areas define besides the cones based on the methanol path also the overlap with the pilot cones. The time scale represents the time after energizing the methanol fuel path of the high pressure direct injector.

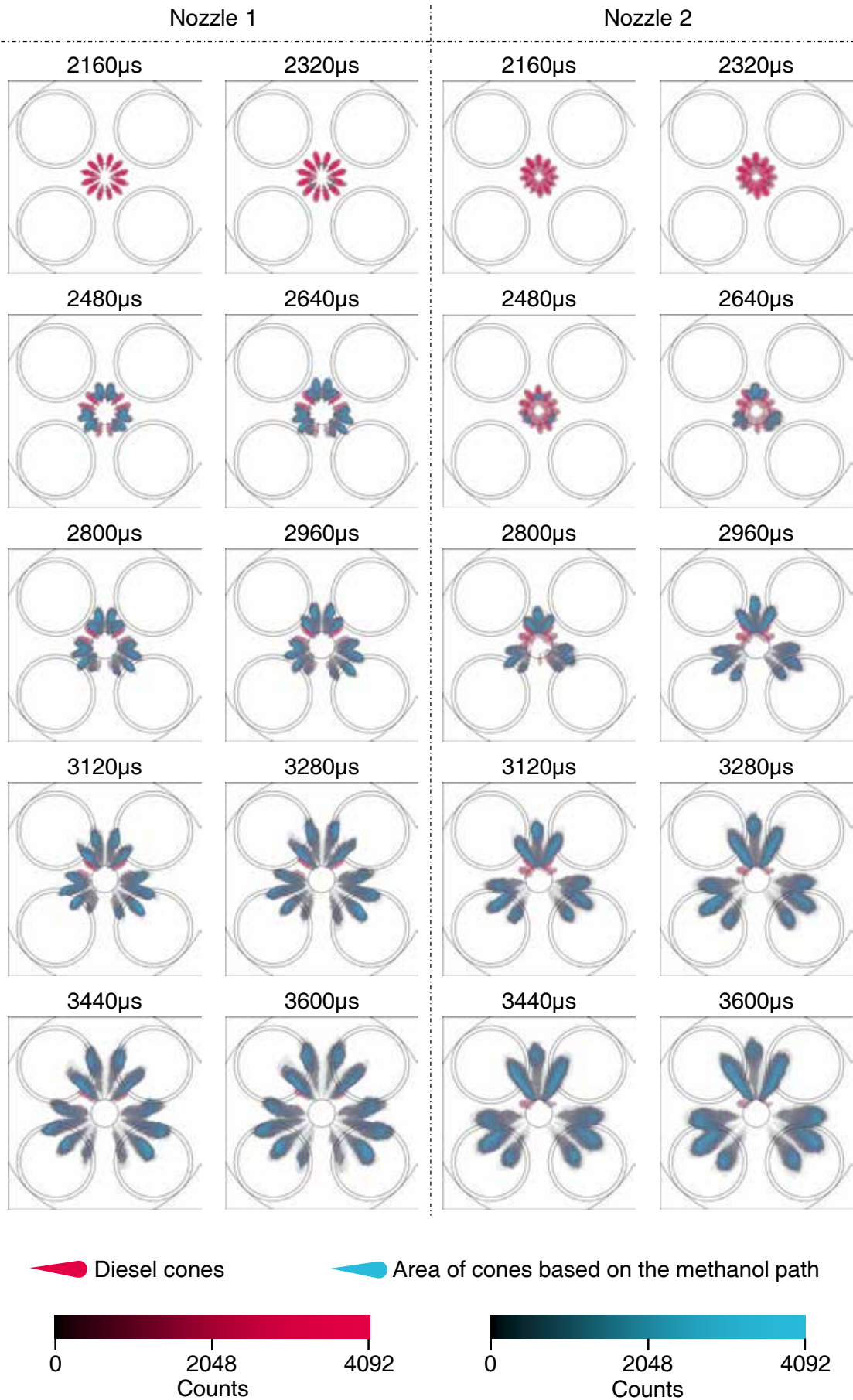


Figure 7: Dual-fuel spray images of nozzle 1 and 2 using diesel as fuel

The hydraulic injection delay for the alcohol path is significantly longer compared to the one of the diesel path. This delay results from the injector design. The 3/2-way actuation valve is positioned at the top of the injector and the methanol needles with the hydraulic pressure supply and the control volume at the bottom. The injection based on the methanol path begins therefore after 2320 μ s. In comparison, the directly actuated diesel needle shows a hydraulic injection delay of about 500 μ s. These delays have to be considered for the specification of the starts of energizing at the single cylinder research engine. The spray angle for the diesel as well as for the cones based on the methanol path is equal. The overlap of the different cones results from the three dimensional injection followed by turbulent air-entrainment into the fuel.

The experimental set-up of the optical investigations leads to a measurement artifact for the diesel cones 6 and 7 as well as the cones 8 and 9 based on the methanol path for nozzle 1 due to the sidewise positioned flash lights. These cones are shielded by the other ones from the light sources. Thus, the reflected light amount decreases. The same effect appears for diesel cone 7 and weakened for the cones 6 and 7 of the methanol path for nozzle 2.

The pilot fuel cones for nozzle 2 show a higher shot-to-shot dispersion compared to the ones of nozzle 1. This can be seen by the asymmetry of the over ten injections averaged spray. The two nozzles are mounted with two different injector bodies. Manufacturing tolerances have to be considered, which further influence the hydraulic injection characteristics. Both injector configurations show an equal injection delay for the injection based on the methanol path, whereby the associated cones for nozzle 2 penetrate shorter into the pressurized chamber until 2640 μ s after start of energizing the methanol side. That indicates a different opening behavior of the methanol needles and further a varied initial nozzle flow for the two designs. The geometric overlap of the pilot and the methanol path cones differ for the two nozzles due to the number of nozzle holes and their orientation. For nozzle 1 one half of the pilot cones (1, 4, 5, 8, 9, 12) is fully overlapped by the cones based on the methanol path. The remaining diesel cones (2, 3, 6, 7, 10, 11) interact with the main injection cones, but are not fully overlapped. The spray images of nozzle 2 show, that the pilot cones 3, 7 and 11 are not affected by the methanol path cones. The nozzle design of variant 2 results in a more localized injection of methanol into the combustion chamber.

Both effects, the more localized injection as well as the shorter penetration of methanol for the initial injection until 2640 μ s after start of energizing are possible reasons for the delayed 10% mass fraction burned for the operation with nozzle 2. It can be further assumed, that the uneven distribution of methanol caused by nozzle 2 leads to a worse air-entrainment and therefore to a longer combustion duration, but less emitted methanol.

Another fact, that has to be considered is the risk of extinguishing the pilot flame due to the significantly higher injected methanol volume resulting from the lower energy density of the alcohol. The risk is especially high for the diesel cones 1, 5 and 9 of nozzle 2 due to the direct overlap with one methanol cone each and additionally due to the larger fuel volume flowing through the nozzle holes of the 3x3 design compared with nozzle 1. The more localized methanol injection of the same fuel volume increases the risk of liner touching by the alcohol, but reduces the risk for the fully extinguishing of the diesel pilot flame.

4. Conclusion

This article presents the results of the dual-fuel optical liquid spray and combustion process analysis of a methanol high pressure direct injector in combination with an insight in the hydraulic functionality of this component. The single cylinder research engine is operated by the diesel cycle. Two different nozzle designs with the same hydraulic flow rate, but a different number of nozzle holes are compared.

The results of the single cylinder research engine of two methanol-diesel operation points with the same BMEP measured with one nozzle design each show differences in the total heat release rate. The start of injections for both testing points equal for the diesel pilot and methanol injection, but the end of injection for the alcohol differs between the two nozzle designs. For the engine operation with nozzle 2 a larger fuel amount is required to reach the same power output. That leads further to a longer combustion duration. Despite this, a lower methanol emission level results.

To analyze the fuel injection based on the diesel and the methanol high pressure path, the interaction between these cones and further the influence on the ignition and combustion process, spray images of the dual-fuel injection recorded at a pressurized injection chamber at ambient temperatures are evaluated. The design of nozzle 2 leads to a more localized injection of the methanol path cones and therefore to a less overlap between these and the diesel pilot cones. Furthermore, the air-entrainment into the methanol deteriorates. Worse ignition and combustion conditions result.

To conclude these findings, an even fuel distribution of methanol and therefore an even overlap between the cones of the pilot and the alcohol is crucial for an optimized methanol ignition when operating a methanol engine with the diesel cycle. For the optimization of the alcohol conversion and therefore less methanol emissions, a small post-injection has to be investigated as a possible combustion accelerator.

Abbreviations and acronyms

BMEP	Brake mean effective pressure
CH ₂ O	Formaldehyde
CO ₂	Carbon dioxide
Eoi	End of injection
η_e	Effective efficiency
FSN	Filter smoke number
GHG	Greenhouse gas
HPDI	High pressure direct injection
IMO	International Maritime Organization
MeOH	Methanol
MFB1090	10% - 90% mass fraction burned
NO _x	Nitrogen oxide

References

- [1] IMO, *IMO Greenhouse Gas Reduction Strategy*. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/Pages/Reducing-greenhouse-gas-emissions-from-ships.aspx> (Zugriff am: 9. Februar 2023).
- [2] Europäischer Rat der Europäischen Union, *Fit für 55*. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.consilium.europa.eu/de/policies/green-deal/fit-for-55-the-eu-plan-for-a-green-transition/> (Zugriff am: 9. Februar 2023).
- [3] MAN Energy Solutions SE, *World's first bunkering of containership with renewable synthetic natural gas advances sustainable shipping*. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.man-es.com/company/press-releases/press-details/2021/09/30/world-s-first-bunkering-of-containership-with-renewable-synthetic-natural-gas-advances-sustainable-shipping> (Zugriff am: 9. Februar 2023).
- [4] ECHA, *Registration Dossier Methanol*. [Online]. Verfügbar unter: <https://echa.europa.eu/de/registration-dossier/-/registered-dossier/15569> (Zugriff am: 21. November 2022).
- [5] ECHA, *Registration Dossier Fuels, Diesel*. [Online]. Verfügbar unter: <https://echa.europa.eu/de/registration-dossier/-/registered-dossier/15683/4/7> (Zugriff am: 26. Januar 2023).
- [6] Methanol Institute, „Methanol on the Water“, März 2022.
- [7] C. Chatterton, „Methanol as a vessel fuel & energy carrier“. Singapur, 12. Sep. 2019.
- [8] Methanol Institute, *Physical properties of pure methanol*. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.methanol.org/wp-content/uploads/2016/06/Physical-Properties-of-Pure-Methanol.pdf> (Zugriff am: 20. Februar 2023).
- [9] K. Reif, *Dieselmotor-Management*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012.
- [10] S. Verhelst, J. W. G. Turner, L. Sileghem und J. Vancoillie, „Methanol as a fuel for internal combustion engines“, *Progress in Energy and Combustion Science*, Jg. 70, S. 43–88, 2019, doi: 10.1016/j.pecs.2018.10.001.
- [11] D. Sahren, G. Untiedt, R. Nagel und D. Schröder, „METHASHIP - Methanol als Grundbrennstoff für die Passagierschiffahrt“, 2019.
- [12] C. Brackmann, T. Methling, M. Lubrano Lavadera, G. Capriolo und A. A. Konnov, „Experimental and modeling study of nitric oxide formation in premixed methanol + air flames“, *Combustion and Flame*, Jg. 213, S. 322–330, 2020, doi: 10.1016/j.combustflame.2019.11.043.

Experimental and Simulation-assisted Investigations of PFI and DI Combustion Concepts for Hydrogen-fueled Large Bore Engines

M. Lackner*, LEC GmbH, Graz

C. Gumhold, LEC GmbH, Graz

N. Wermuth, LEC GmbH, Graz

A. Wimmer, Graz University of Technology, Graz

Abstract

The use of hydrogen as a fuel in large bore engines for power generation or combined heat and power applications is a promising way to reduce greenhouse gas emissions. With water vapor being the major combustion product, the combustion of hydrogen yields no carbon dioxide, sulfur oxides and particulate matter emissions and only traces of hydrocarbons from lubricant entering the combustion chamber can be detected in the exhaust gas. The formation of nitrogen oxides (NO_x) can be suppressed by operating the engine at relatively high excess air ratios. The advantages of low emission levels can come at the expense of straightforward engine operation as some physical and chemical properties of hydrogen, for instance the low minimum ignition energy and wide flammability range, pose challenges regarding abnormal combustion phenomena, such as knock and pre-ignitions.

In the present study, results of simulation-based and experimental investigations of a hydrogen-fueled single cylinder research engine equipped with external and internal mixture formation are presented and compared with regard to differences in NO_x emissions and engine operation. Simulation results show that for internal mixture formation mixture homogeneity is lower compared to external mixture formation, which might lead to higher NO_x emissions and higher risk of abnormal combustion. The experimental investigations indirectly confirm the simulation results, as for internal mixture formation NO_x emissions are higher and the engine operating range is smaller compared to external mixture formation. Strategies to lower NO_x emissions in internal mixture formation operation are presented and assessed based on efficiency penalties.

Kurzfassung

Die Verwendung von Wasserstoff als Kraftstoff in Großmotoren zur Stromerzeugung oder für Kraft-Wärme-Kopplung-Anwendungen ist ein vielversprechender Weg zur Verringerung von Treibhausgasemissionen. Bei der Verbrennung von Wasserstoff entstehen außer Wasserdampf als Hauptverbrennungsprodukt keine Kohlendioxid-, Schwefeloxid- und Partikelemissionen und nur Spuren von Kohlenwasserstoffen aus dem im Brennraum vorhandenen Schmieröl sind im Abgas vorhanden. Die Bildung von Stickoxiden (NO_x) kann durch den Betrieb des Motors mit relativ hohem Luftüberschuss unterdrückt werden. Die Vorteile der niedrigen Emissionswerte gehen eventuell auf Kosten eines unkomplizierten Motorbetriebs, da einige physikalische und chemische Eigenschaften von Wasserstoff, z. B. die niedrige Mindestzündenergie und der weite Entflammbarkeitsbereich, Probleme im Hinblick auf abnormale Verbrennungsphänomene wie Klopfen und Frühzündungen verursachen können. In der vorliegenden Studie werden Ergebnisse von simulationsbasierten und experimentellen Untersuchungen eines mit Wasserstoff betriebenen Einzylinder-Forschungsmotors mit externer und interner Gemischbildung vorgestellt und hinsichtlich der Unterschiede in NO_x-Emissionen und Motorbetrieb verglichen. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass bei interner Gemischbildung die Gemischhomogenität im Vergleich zur externen Gemischbildung geringer ist, was zu höheren NO_x-Emissionen und einem höheren Risiko von abnormalen

* Speaker/Referent

Verbrennungsphänomenen führen kann. Die experimentellen Untersuchungen bestätigen indirekt die Simulationsergebnisse, da bei interner Gemischbildung die NO_x -Emissionen höher sind und der Betriebsbereich im Vergleich zur externen Gemischbildung kleiner ist. Es werden Strategien zur Senkung der NO_x -Emissionen im Betrieb mit interner Gemischbildung vorgestellt und anhand von Wirkungsgradverlusten bewertet.

1 Introduction

Hydrogen (H_2) is a promising fuel for large bore engines¹ used in power generation or maritime applications for cutting greenhouse gas emissions. With water vapor being the main combustion product, H_2 combustion yields no carbon dioxide, sulfur oxides and particulate matter emissions and only traces of hydrocarbons from lubricating oil entering the combustion chamber can be detected in the exhaust gas [8]. The only emissions relevant to H_2 combustion are nitrogen oxides (NO_x) emissions, however, NO_x formation can be mostly suppressed by operating the engine with lean H_2 -air mixtures [11].

There is a growing interest in H_2 as fuel for large bore engines as can be seen based on announcements of H_2 -fueled engines and their applications by manufacturers [2] [3] or current literature available: Fercher et al. [5] investigated the impact of various H_2 substitution rates in natural gas on performance, emissions and operating limits using a single-cylinder research engine (SCE) derived from INNIO's Type 4 engine with a displacement of approximately 3 L per cylinder and equipped with open-chamber spark ignition and port fuel injection (PFI) for H_2 admixing. Up to 75 % of nominal engine load in natural gas operation (corresponding to a brake mean effective pressure (BMEP) of approximately 16 bar) are reported in H_2 operation. In addition, carbon monoxide (CO), total hydrocarbon (THC) and NO_x emissions were significantly reduced. Murakami [7] investigated H_2 combustion concepts on two different SCEs with displacements of approximately 5 L and 30 L and open-chamber spark ignition and prechamber spark ignition, respectively. Port fuel injection was used here as well for H_2 admixing. In prechamber spark ignition operation, low CO, THC and NO_x emissions as well as good combustion stability are reported for operation at $\lambda^2 \approx 5.00$. Likewise, low emission levels are reported in open-chamber spark ignition operation, however, slow combustion due to low turbulence levels – which led to the conclusion that a certain level of turbulence is needed to accelerate lean H_2 combustion – and a limited operating range in terms of λ above BMEP ≈ 16 bar due to pre-ignition were observed.

Abnormal combustion phenomena are caused by some physical and chemical properties of H_2 , for instance low minimum ignition energy of 0.017 mJ at $\lambda = 1.00$ and wide flammability range from $\lambda = 10.00$ to $\lambda = 0.13$ [6]. Preignition is a serious issue for engines equipped with PFI since pre-ignition during the intake stroke leads to backfire into the intake manifold and possible damage. With direct injection (DI) the risk of backfire can be eliminated and theoretically higher engine power output can be achieved due to lower boost pressure (p_2') demands, since no air is displaced by H_2 as it is the case in PFI operation [4]. On the other hand, Sommermann et al. [10] observed a correlation between mixture homogeneity – assessed via three-dimensional computational fluid dynamics (3D CFD) simulation – and NO_x emissions as well as abnormal combustion phenomena for H_2 DI SCE operation for indicated mean effective pressures (IMEP) of up to 18.5 bar.

¹ In this work, an engine is considered a large bore engine when its bore diameter is greater than 130 mm.

² $\lambda = \frac{m_a}{m_f AFR_{st}}$, where m_a and m_f are air and fuel mass, respectively, and AFR_{st} is the stoichiometric air-fuel ratio [9].

In the present work, PFI and DI combustion concepts are investigated by means of 3D CFD simulation and SCE experiments to identify differences in engine operation and NO_x emissions, mainly resulting from the aforementioned differences in mixture homogeneity, and potentials for load increase. Moreover, special attention is laid on the p_2' demands of the individual fuel injection concepts as p_2' might be limited by the turbocharger of a possible multi-cylinder engine application.

2 Investigation of Mixture Formation Using 3D CFD Simulation

In addition to experimental investigations, 3D CFD simulations were performed to investigate the effect of the fuel injection concept on mixture homogeneity. Simulations were performed using the software AVL FIRE™ from AVL List GmbH. Computational meshes were created using the integrated meshing tool FAME Engine+. Figure 1 shows surface models of the engine in both PFI and DI configuration. As can be seen, the injection sleeve and its nozzle used in the PFI configuration is located at the upper part of the intake port relatively close to the intake valves, whereas the DI injectors are mounted between intake and exhaust valves in the combustion chamber. Two different H_2 jet-forming caps, referred to as v1 and v2, were used in the DI simulations and also later on in the experimental investigations. The simulations were performed at $\text{IMEP} \approx 21.5$ bar and $\lambda \approx 2.40$. In the PFI simulation, the start of injection was around intake valve opening, while in the DI simulations it was shortly after intake valve closing (IVC). Boundary conditions were generated using 1D engine simulations.

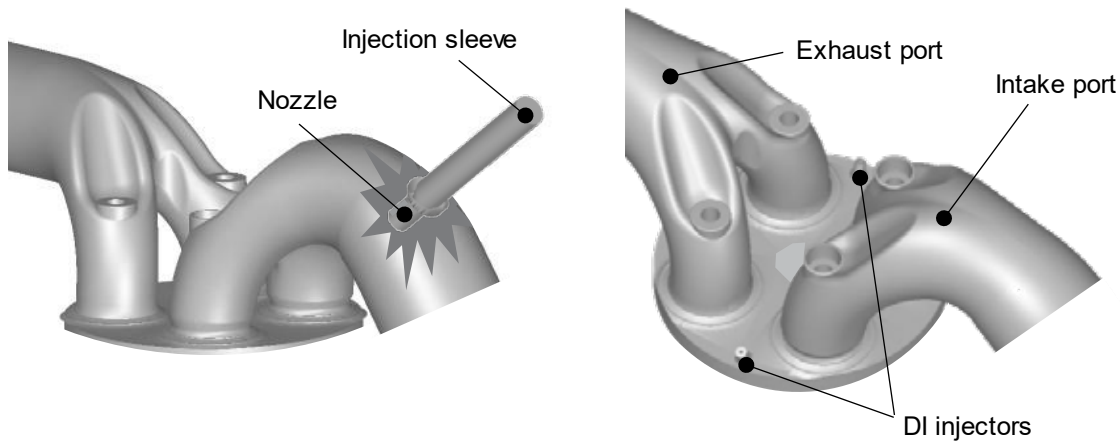


Figure 1: Surface models of the SCE in PFI (left) and DI configuration (right)

The homogeneity of the in-cylinder H_2 -air mixture was assessed based on the uniformity index γ of the equivalence ratio ϕ . The equivalence ratio is given by [9]

$$\phi = \frac{1}{\lambda}. \quad (1)$$

The uniformity index is written as [1]

$$\gamma = 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{\sum_{i=1}^N \left(\frac{|\phi_i|}{\phi} - 1 \right) \cdot V_i}{\sum_{i=1}^N V_i} \quad (2)$$

and the mean equivalence ratio $\bar{\phi}$ is calculated as follows [1]:

$$\bar{\phi} = \frac{\sum_{i=1}^N |\phi_i| \cdot V_i}{\sum_{i=1}^N V_i}. \quad (3)$$

In the equations given above, N is the total number of cells of the computational domain and V_i is the volume of the i -th cell. The closer γ is to one, the more uniform, i.e. homogeneous, a mixture is.

In Figure 2, γ traces of in-cylinder charge for PFI and DI configurations are plotted against crank angle φ . The time difference in the start of injections between PFI and DI, denoted as SOI_{PFI} and SOI_{DI} , respectively, is clearly visible. In the PFI simulation, a time shift of approximately 15 °CA between SOI_{PFI} and the first rise in γ can be observed, resulting from the travelling time of H_2 from the injection location to the cylinder. The gradient in γ is significantly higher compared to the DI cases. This can be attributed to two reasons: first, as the piston is relatively close to top dead center when H_2 reaches the cylinder, the relatively small volume is quickly occupied by H_2 , leading to high γ values and gradients. Second, the turbulence generated around the intake valves during the intake stroke contributes to the mixing. The latter effect is not made use of in the DI simulations and the cylinder volume at SOI_{DI} is also larger compared to the cylinder volume at SOI_{PFI} . This results in a slower increase in γ , meaning slower mixing, and eventually lower mixture homogeneity at time T_1 near ignition timing. Moreover, the time period available for mixing from SOI_{DI} to T_1 is shorter compared to the interval from SOI_{PFI} to T_1 . Final γ values of simulation cases DI v1 and DI v2 are lower by approximately 16 % and 13 %, respectively, compared to the PFI case. This means that higher NO_x emissions and a higher risk of abnormal combustion phenomena are to be expected in DI engine operation.

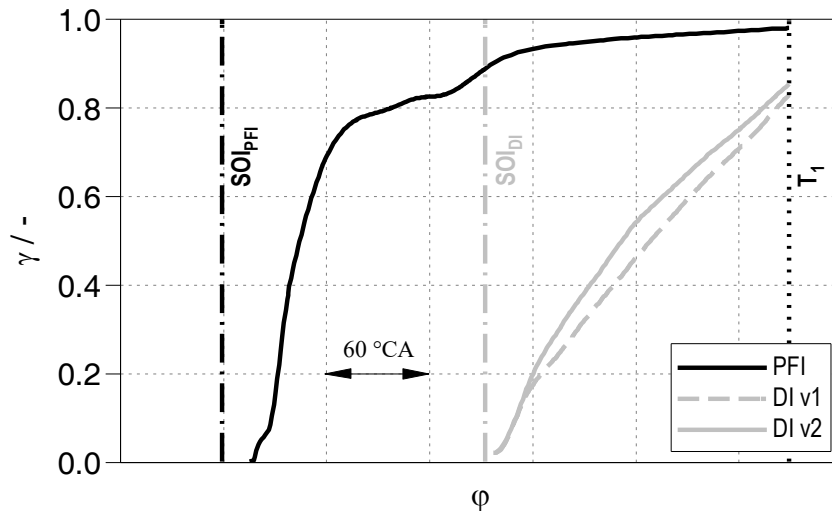


Figure 2: Uniformity indices of in-cylinder charge for PFI and DI configurations

3 Experimental Setup

The experimental investigations were performed on an SCE derived from INNIO's Type 6 series. Series-production cylinder heads were modified for the installation of the PFI valve or the accommodation of the DI injectors. Like in the series engine, a prechamber spark ignition concept and a camshaft with early IVC valve timing were used. The compression ratio was chosen to be in the range of typical NG-fueled gas engine applications. Table 1 summarizes engine parameters.

Table 1: Single-cylinder engine parameters

Parameter	Unit	Value/type
Working principle	-	4-stroke
Bore/stroke ratio	-	0.86
Displacement	L	≈ 6.24
Engine speed	min ⁻¹	1500
Valve timing	-	early IVC
Ignition concept	-	prechamber spark ignition

A mock-up of the SCE is shown in Figure 3 and a schematic of the SCE test bed in PFI and DI configuration can be seen in Figure 4. Charge air is supplied to the engine by an electrically driven compressor. The air humidity is controlled by means of a steam generator that admixes water steam to the cooled (dehydration) and re-heated air. Cooling water and lubricating oil are conditioned before being supplied to the engine. Hydrogen is provided by tube trailers with filling pressures of up to 300 bar. The H₂ feed stream is split: a part is supplied to either the PFI valve or the DI injectors (depending on engine configuration; indicated by dashed lines) via a gas control train or a pressure regulator, respectively, that reduces the pressure to PFI and DI pressure level of below 10 bar and 30 bar, respectively. The other part of the H₂ feed stream is supplied to the H₂-scavenged prechamber via a gas control train. A back pressure flap in the exhaust piping is used to set the back pressure generated by the turbine of a turbocharger on a multi-cylinder engine. The exhaust gas analysis is done with an AMA i60 exhaust gas measurement system from AVL List GmbH. In addition, unburned H₂ in the exhaust gas is detected with an HSense measurement device from V&F Analyse- und Messtechnik GmbH. Time-based measurement data is recorded and processed by the software Tornado from Kristl, Seibt & Co GmbH; crank angle-resolved data is recorded and processed using the indicating system IndiSet Advanced Gigabit and the software package IndiCom from AVL List GmbH.

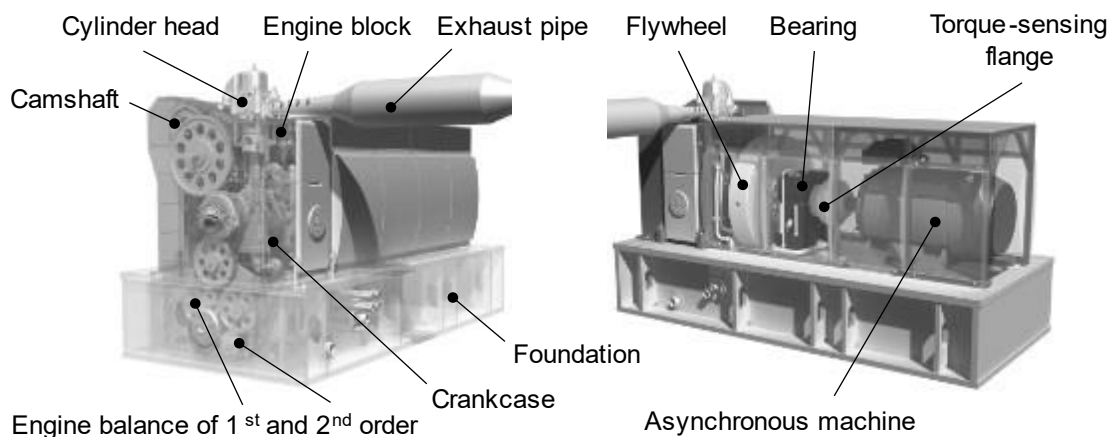


Figure 3: Computer aided design mock-up of the SCE

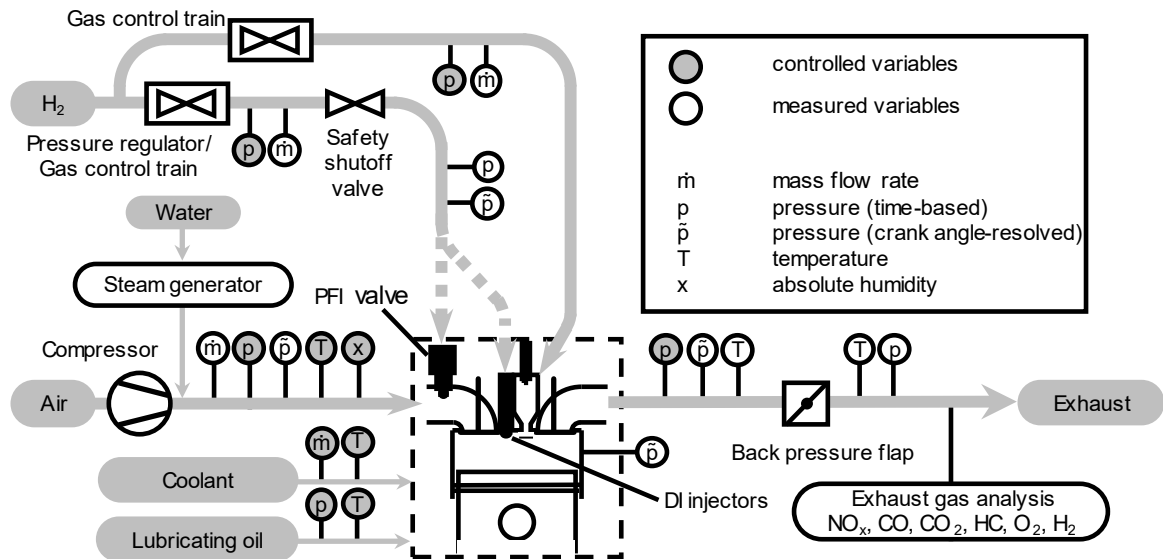


Figure 4: Schematic of the SCE in PFI and DI configuration

4 Impact of the Fuel Injection Concept on Engine Operation

Single-cylinder engine investigations were performed to determine the effects of different mixture homogeneity on engine operation. To explore the operating ranges in terms of λ and combustion phasing, represented by CA50³, these two parameters were varied in both PFI and DI operation. The investigations were performed at a medium load of IMEP = 15 bar. If not limited by abnormal combustion, λ was varied in a range between 2.25 and 3.00, CA50 was set between 2 °CA and 14 °CA.

Measurement results are presented in Figure 5, which shows the operating ranges in terms of λ and CA50 as well as NO_x emissions⁴ of the investigated combustion concepts. For PFI operation, a comparatively large operating area ranging from CA50 = 2 °CA to CA50 = 14 °CA between $\lambda = 2.50$ and $\lambda = 3.00$ can be seen. Operation at $\lambda = 2.25$ and CA50 < 6 °CA was prevented by knocking combustion, indicated by a black dashed line. Nitrogen oxides emissions are below 500 mg/Nm³ in a wide range and increase significantly below $\lambda = 2.50$ and approximately CA50 < 10 °CA.

In DI operation with jet-forming caps v1, the operating range is drastically reduced compared to PFI operation and ranges from CA50 = 8 °CA to CA50 = 14 °CA at $\lambda = 3.00$ and from CA50 = 10 °CA to CA50 = 14 °CA at $\lambda = 2.75$. Operation at lower λ and earlier CA50 was prevented by knocking combustion. Nitrogen oxides emissions are significantly higher compared to those observed in PFI operation and reach values of up to 3000 mg/Nm³. Both the comparatively small operating area and the high NO_x emissions can mainly be attributed to the lower mixture homogeneity compared to PFI operation (see Figure 2) caused by the effects mentioned in Chapter 2.

The use of jet-forming caps v2 leads to higher homogeneity which in turn results in a larger operating range compared to DI operation with jet-forming caps v1. Still, the operating range is smaller than in PFI operation. By extremely lean engine operation between approximately $\lambda = 2.60$ and $\lambda = 3.00$ in combination with appropriate combustion phasing NO_x emissions

³ Crank angle at which 50 % of the total heat is released.

⁴ NO_x emissions are given in milligram per norm cubic meter (mg/Nm³) at 5 % oxygen (O₂) in the exhaust gas.

can be held below 500 mg/Nm³. In general, NO_x emissions are on PFI level, however, at lowest λ higher emissions are observed.

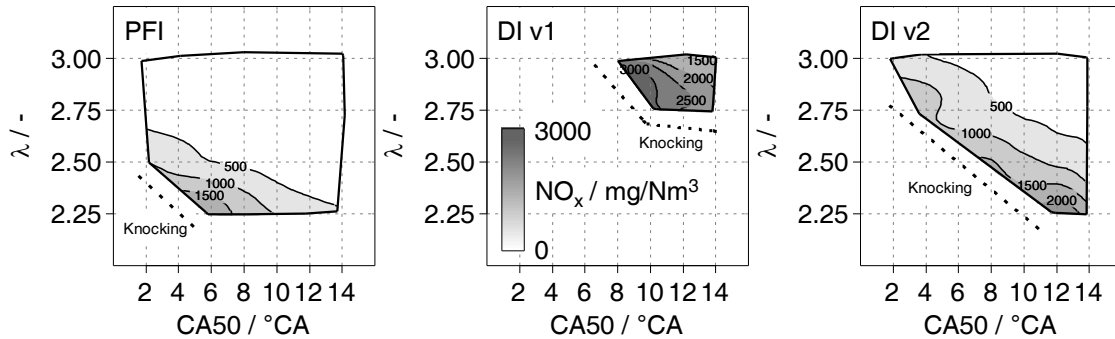


Figure 5: Operating ranges and NO_x emissions in PFI and DI operation at IMEP = 15 bar

The aforementioned displacement of air by H₂ in the intake manifold with PFI operation leads to a decrease in volumetric efficiency, which in turn results in higher p_2' compared to DI operation with all other boundary conditions being identical. This effect can be seen in Figure 6, which again shows the operating areas in PFI and DI operation, but this time colored according to p_2' . At given λ , p_2' is higher in PFI operation compared to DI operation. As expected, boost pressures increase with retarding CA50 due to declining efficiency associated with higher air demand.

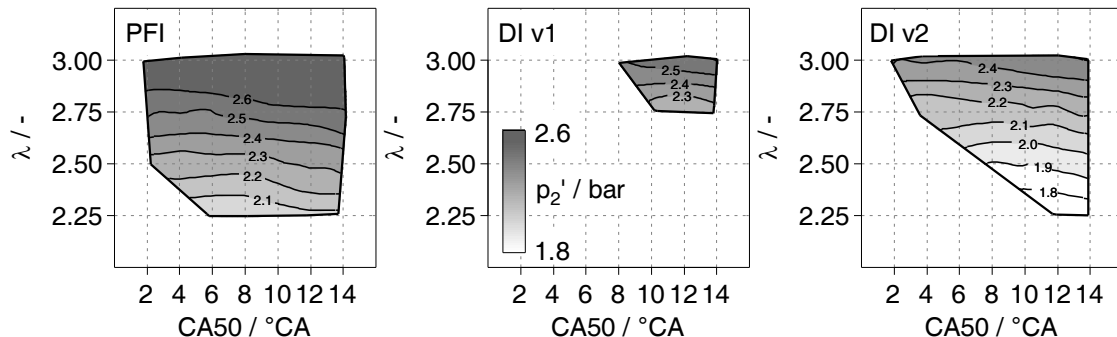


Figure 6: Boost pressure demands in PFI and DI operation at IMEP = 15 bar

Even though with the DI v2 concept similar NO_x emissions compared to the PFI concept can be achieved, at given λ and combustion phasing NO_x emissions are higher in DI operation. To reduce these, among others, the following strategies or combinations thereof can be applied based on the operating conditions and the margin to the operating limits. The first strategy uses an increase in λ (at constant CA50; referred to as operating strategy 1) while the second uses retarding of CA50 (at constant λ ; referred to as operating strategy 2). These strategies were applied on the SCE and results are described in more detail below.

In Figure 7, operating strategy 1 is depicted. A PFI operating point with $\lambda = 2.50$ and CA50 = 8 °CA is shown and used as a reference. Engine operation at the given boundary conditions results in $p_2' = 2.25$ bar and NO_x emissions of approximately 350 mg/Nm³. In DI operation at identical λ and CA50 (referred to as “basis”), lower p_2' by roughly 0.4 bar can be observed compared to PFI operation. At the same time, NO_x emissions are higher compared to PFI operation and amount to 1500 mg/Nm³. By increasing λ to 3.00 while maintaining CA50, NO_x emissions at PFI level can be achieved. However, the advantage versus the PFI concept of lower p_2' is eliminated and the p_2' level is even higher by approximately 0.15 bar.

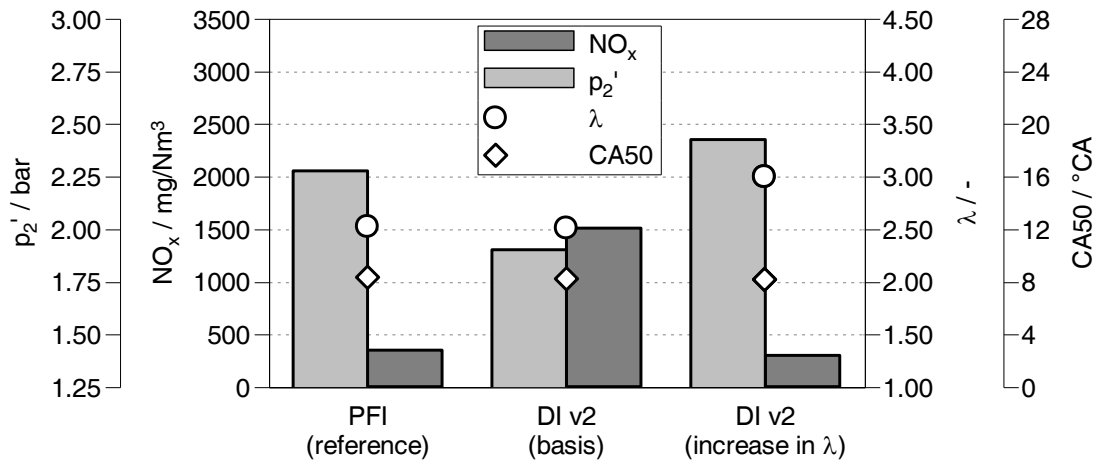


Figure 7: Direct injection operating strategy 1 to achieve NO_x emissions at PFI level at IMEP = 15 bar and CA50 = 8 °CA

Operating strategy 2 is explained based on Figure 8. Again, a PFI operating point ($\lambda = 2.75$ and CA50 = 4 °CA) is used as a reference. As with the operating points used in Figure 7, DI operation at identical boundary conditions (“basis”) results in lower p_2' and higher NO_x emissions compared to PFI operation. As with increasing λ , retarding the combustion phasing to CA50 = 14 °CA leads to a reduction in NO_x emissions down to PFI level and – in contrast to operating strategy 1 – to the upholding of lower p_2' compared PFI operation. The higher p_2' demand in DI operation at CA50 = 14 °CA compared to CA50 = 4 °CA can be attributed to lower efficiency.

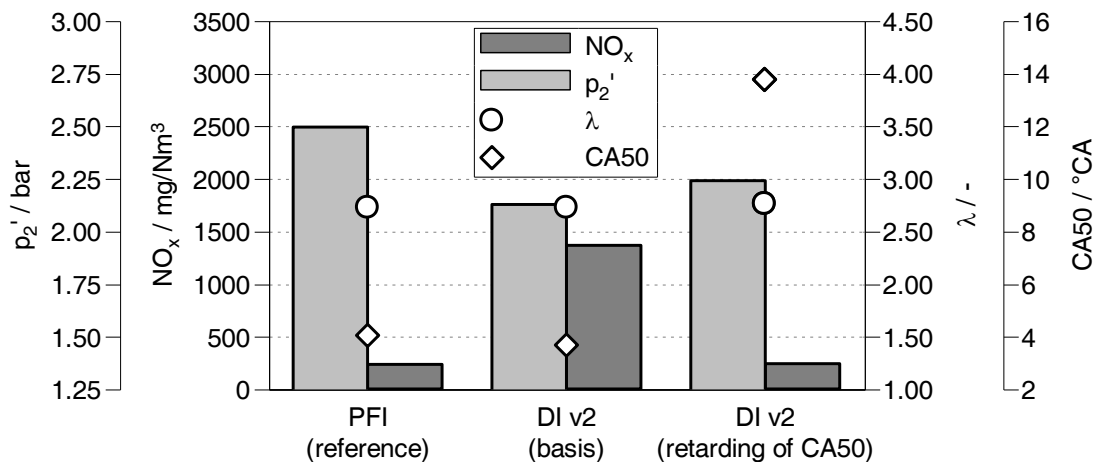


Figure 8: Direct injection operating strategy 2 to achieve NO_x emissions at PFI level at IMEP = 15 bar and $\lambda = 2.75$

As both DI operating strategies can be used to achieve NO_x emissions at PFI level, the question arises which strategy is preferable. To answer this question, an efficiency loss analysis according to Pischinger [9] was performed using the software CORA from LEC GmbH. The outcome is presented in Figure 9, which shows the losses due to incomplete combustion $\Delta\eta_{ic}$, due to real combustion $\Delta\eta_{rc}$, due to wall heat transfer $\Delta\eta_{wh}$ as well as the sum $\Delta\eta_{sum}$ of all these for the DI operating points with operating strategies 1 and 2 applied relative to the respective PFI operating point. Negative values represent higher losses compared to PFI operation.

As can be seen, $\Delta\eta_{ic}$ is approximately twice as high for operating strategy 1 compared to strategy 2 – and higher compared to the PFI concept –, which can be attributed to more unburned H_2 in the exhaust gas caused by the incomplete combustion of extremely lean zones resulting from lower homogeneity in comparison to PFI operation. Application of operating strategy 1 leads to nearly no difference in $\Delta\eta_{rc}$ compared to PFI operation, while operating strategy 2 shows higher losses by approximately 1.4 %-pt in comparison to PFI operation. Operating strategy 1 results in higher wall heat losses compared to PFI operation, as the higher boost pressure accompanied by higher cylinder pressure results in increased heat transfer. In contrast, application of operating strategy 2 leads to lower $\Delta\eta_{wh}$ in comparison to PFI operation because of lower cylinder pressure and temperature levels due to retarded combustion, resulting in lower wall heat transfer. The individual losses of operating strategy 1 result in lower $\Delta\eta_{sum}$ by a factor of two compared to operating strategy 2, therefore increasing λ while maintaining CA50 in DI operation to achieve NO_x emissions similar to those of PFI operation is favorable regarding efficiency, however, the advantage of the DI concept of lower p_2' gets eliminated and operation at the desired λ level might not be feasible in a multi-cylinder application as the required p_2' level is limited by the turbo-charger.

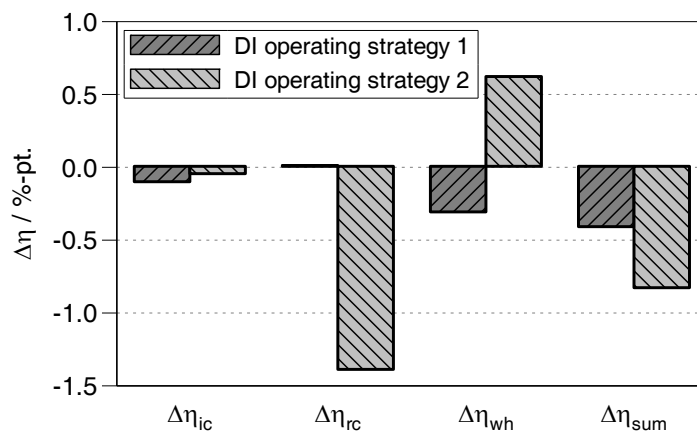


Figure 9: Efficiency loss analysis of DI operating strategies 1 and 2

5 Engine Operation at Elevated Loads

The observed differences in mixture homogeneity between PFI and DI concepts raised the question if similar loads compared to PFI operation can be achieved in DI operation or if the lower homogeneity sets a barrier. To clarify this, load sweeps were performed with the PFI and the DI concept using jet-forming caps v2 and as far as possible identical boundary conditions. Measurement results are presented in Figure 10, which shows engine parameters plotted against IMEP.

As can be seen, a maximum engine load of IMEP = 23 bar is achieved in PFI operation at $\lambda = 2.50$. Starting from CA50 = 6 °CA at IMEP = 19.5 bar, CA50 is retarded by shifting the ignition timing to counteract the trend of increasing knock intensity and NO_x emissions as well as increasingly occurring pre-ignitions. The latter sets the limit for a further increase in load for this engine configuration. For the DI load sweep at $\lambda = 2.50$ the combustion phasing has to be set to 10 °CA as operation at CA50 = 6 °CA is not feasible (see Figure 5). The maximum load the engine was operated at is IMEP = 18.5 bar with knocking combustion preventing a further increase. Retarding CA50 from 10 °CA to 12 °CA lowers the knock intensity, however, stable engine operation is not possible as single cycles still show heavy knocking combustion. Increasing λ to 3.00 enables engine operation up to IMEP = 22 bar. Again, single heavy knocking events prevent higher engine loads.

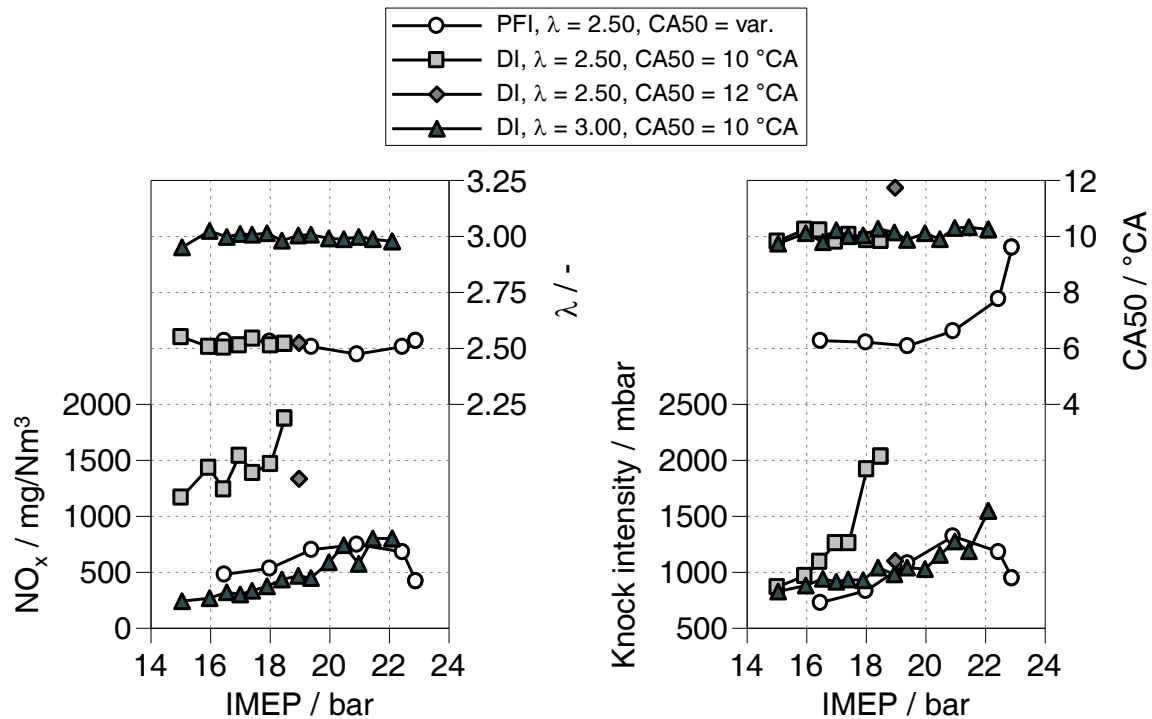


Figure 10: Load sweeps performed with the PFI and the DI concept

6 Summary

Hydrogen PFI and DI combustion concepts with prechamber spark ignition were investigated by means of 3D CFD simulation and SCE experiments with regard to mixture homogeneity, engine operation as well as emission formation. Simulation results show that mixture homogeneity in DI operation is lower compared to PFI operation, however, it can be increased by using an optimized jet-forming cap design. Still, final homogeneity close to ignition timing remains lower than in PFI operation, which might lead to higher NO_x emissions and higher risk of abnormal combustion. Indeed, SCE experiments indirectly confirm 3D CFD simulation results, as the engine operating area in terms of λ and CA50 in DI operation is smaller compared to the one in PFI operation due to limitations set by knocking combustion presumably caused by lower homogeneity. Moreover, NO_x emissions at given λ and CA50 are higher in DI operation. Strategies to lower NO_x emissions in DI operation are presented. First, increasing λ while maintaining CA50 and second, retarding CA50 at constant λ . Regarding efficiency, the first option is to be preferred as the efficiency loss is smaller compared to the other strategy. However, the advantage of lower p_2' of the DI concept versus the PFI concept gets eliminated. Regarding maximum loads that can be achieved with both combustion concepts, the PFI concept allows for IMEP = 23 bar at $\lambda = 2.50$, thereby extending the operating range of state-of-the-art technology reported in literature [7], especially towards ultra lean operation for high-load conditions above BMEP ≈ 16 bar. In DI operation at $\lambda = 2.50$, a maximum load of IMEP = 19 bar was achieved. Increasing λ to 3.00 enabled operation at loads of up to IMEP = 22 bar.

Future work will focus on operation at even higher loads and mitigation of abnormal combustion phenomena. For this, the use of exhaust gas recirculation and lower compression ratios might be beneficial. Moreover, optimization of the fuel injection and the subsequent mixture formation by using optimized injection nozzles and jet-forming caps in combination with modified piston bowl shapes will be a focus of future research.

Acknowledgement

The authors would like to acknowledge the financial support of the “COMET - Competence Centers for Excellent Technologies” Programme funded by BMK, BMAW and the Provinces of Styria, Tyrol and Vienna. The COMET Programme is managed by the Austrian Research Promotion Agency (FFG).

Moreover, the authors would like to express thanks to test bed operator Patrick Pirker for his outstanding work and support during the measurement campaigns and Dr. Hubert Winter for providing 3D CFD simulation results.

Nomenclature

Abbreviations

$^{\circ}\text{CA}$	degree crank angle
1D	one-dimensional
3D	three-dimensional
BMEP	brake mean effective pressure
CFD	computational fluid dynamics
CO	carbon monoxide
DI	direct injection
H_2	hydrogen
IMEP	indicated mean effective pressure
IVC	intake valve closing
L	liter
mbar	millibar
mg	milligram
min	minute
mJ	millijoule
mm	millimeter
Nm^3	norm cubic meter
NO_x	nitrogen oxides
O_2	oxygen
PFI	port fuel injection
SCE	single-cylinder research engine
SOI_{DI}	start of the direct injection
SOI_{PFI}	start of the port fuel injection
THC	total hydrocarbons

Latin symbols

AFR_{st}	stoichiometric air-fuel ratio
CA50	crank angle at which 50 % of the total heat is released
i	control variable
m_a	air mass
m_f	fuel mass
N	total number of cells
p_2'	boost pressure
T_1	time near ignition timing
V_i	volume of the i -th cell

Greek symbols

γ	uniformity index
$\Delta\eta_{ic}$	efficiency loss due to incomplete combustion
$\Delta\eta_{rc}$	efficiency loss due to real combustion
$\Delta\eta_{sum}$	sum of efficiency losses
$\Delta\eta_{wh}$	efficiency loss due to wall heat transfer
λ	excess air ratio
φ	crank angle
ϕ	equivalence ratio
$\bar{\phi}$	mean equivalence ratio

References

- [1] AVL List GmbH: uniformity_index.frml. AVL FIRE v2014.2, cfdIntegrate formulae.
- [2] Baumann, Z.: Machen Sie sich bereit für eine Zukunft mit Wasserstoff. In: 12th Dessau Gas Engine Conference, 2022.
- [3] BEH2YDRO. Retrieved 20 February 2023, <https://www.behydro.be/en/home.html>
- [4] Eichlseder, H.; Wallner, T.; Freymann, R.; Ringler, J.: The Potential of Hydrogen Internal Combustion Engines in a Future Mobility Scenario. SAE Technical Paper 2003-01-2267, 2003.
- [5] Fercher, B.; Wimmer, A.; Zelenka, J.; Kammel, G.; Baumann, Z.: Assessment of Hydrogen and Natural Gas Mixtures in a Large Bore Gas Engine for Power Generation. ASME 2020 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, ICEF 2020, American Society of Mechanical Engineers (ASME), 2021.
- [6] Klell, M.; Eichlseder, H.; Trattner, A.: Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik, Erzeugung, Speicherung, Anwendung. 4th ed., Springer Vieweg, Wiesbaden, ISBN 978-3-658-20447-1, 2018.
- [7] Muarakami, S.: Engine development results with natural gas-hydrogen-mixtures. In: 12th Dessau Gas Engine Conference, 2022.
- [8] Pauer, T.; Weller, H.; Schünemann, E.; Eichlseder, H.; Grabner, P.; Schaffer, K.: H₂ ICE for Future Passenger Cars and Light Commercial Vehicles. In: Geringer, B.; Lenz, H. P. (Eds.): Fortschritt-Berichte VDI: 41. Internationales Wiener Motorensymposium, 22-24 April 2020, vol. 813, pp. 246–263.
- [9] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. 3rd ed., in the series: List, H. (Ed.): Der Fahrzeugantrieb. Springer Wien New York, ISBN 978-3211-99276-03, 2009.
- [10] Sommermann, A.; Hinrichsen, F.; Malischewski, T.; Hyna, D.; Karl, C.; Schmitt, J.; McMackin, M.; Beck, H.: MAN H45 hydrogen engine: a robust and highly efficient technology for CO₂-neutral mobility. In: H. Eichlseder (Ed.): 18th Symposium Sustainable Mobility, Transport and Power Generation, IVT Mitteilungen/Reports, Band 104-1, 2021, pp. 162–176.
- [11] Wallner, T.; Scarcelli, R.; Nande, A.M.; Naber, D.: Assessment of Multiple Injection Strategies in a Direct-Injection Hydrogen Research Engine. SAE Technical Paper 2009-01-1920, 2009.

Bio and Electrolysis Fuels: A Necessary Contribution to Achieving CO₂-Free Mobility

Kurt Schratlbauer*, Christoph Kendlbacher, Rene Schimon,
Roland Fortenbach, Jens Olaf Stein, Robert Bosch GmbH

Abstract

The Paris climate goals against global warming are pushing industry and society to take action. Large Engines make a significant contribution of 5 - 7 % of the world-wide CO₂ emissions. Consequently, large engines are forced to reduce their greenhouse gas and CO₂ emissions significantly.

The application areas of Large Engines are Construction and Industry, Power Generation, Marine and Railways. Due to several reasons Large Engines are difficult to be replaced by batteries and fuel cells. That is why CO₂ neutral or even CO₂ free Large Engine applications are already in development to achieve the greenhouse gas emission goals for 2030, 2040 and 2050.

Pilot applications will enter the market even by 2022 and the ramp up of new technologies will happen before 2030. CO₂ emissions reduction can be fulfilled by improved engine- and vehicle efficiency, by carbon capture and storage technologies and by bio- and e-fuel applications.

This paper shows the application options for bio- and e-fuels in large engines.

Today e- or bio-based Hydrogen, Ammonia, Methane, Methanol and Ethanol seem to be the most promising alternative fuels for Large Engine applications.

The physical and chemical properties of these fuels differ a lot from Diesel and natural gas. Differences in viscosity, lubricity, density, energy density, vapor pressure, evaporation energy, flash point, flame-ability, ignition energy, cetane number, octane number and flame propagation require significant adaptations to the fuel injection/admixture systems as well as the combustion system.

Kurzfassung

Die Pariser Klimaziele gegen die globale Erwärmung fordern die Industrie und die Gesellschaft zum Handeln auf. Großmotoren leisten einen erheblichen Beitrag von 5 - 7 % zu den weltweiten CO₂-Emissionen. Folglich sind auch Großmotoren aufgefordert, ihre Treibhausgas- und CO₂-Emissionen deutlich zu reduzieren.

Die Anwendungsbereiche von Großmotoren sind die Marine, Eisenbahnen, Industrie, Mienenbetrieb, Gas und Ölförderung als auch die Stromerzeugung. Großmotoren sind aus mehreren Gründen schwer durch Batterien und Brennstoffzellen zu ersetzen. Aus diesem Grund werden bereits CO₂-neutrale oder sogar CO₂-freie Großmotorenanwendungen entwickelt, um die Treibhausgasemissionsziele für 2030, 2040 und 2050 zu erreichen.

Pilotanwendungen sind bereits 2022 auf den Markt gekommen, und die Markteinführung der neuen Technologien wird vor 2030 erfolgen. Die Reduzierung der CO₂-Emissionen kann durch verbesserte Motoren- und Fahrzeugeffizienz, durch Technologien zur Kohlenstoffabscheidung und -speicherung und durch Bio- und e-Kraftstoffe erreicht werden.

Dieses Papier zeigt die Anwendungsmöglichkeiten für Bio- und e-Kraftstoffe in Großmotoren auf.

Derzeit scheinen e- oder biobasierter Wasserstoff, Ammoniak, Methan, Methanol und Ethanol die vielversprechendsten alternative Kraftstoffe für Großmotorenanwendungen zu sein.

Die physikalischen und chemischen Eigenschaften dieser Kraftstoffe unterscheiden sich stark von Diesel und Erdgas. Unterschiede in Viskosität, Schmierfähigkeit, Dichte, Energiedichte, Dampfdruck, Verdampfungsenergie, Flammpunkt, Flammbarkeit, Zündenergie, Cetanzahl, Oktanzahl und Flammenausbreitung erfordern erhebliche

* Speaker/Referent

Anpassungen des Kraftstoffeinspritz-/Gemischbildungssystems sowie des Verbrennungssystems.

1 INTRODUCTION

By concluding the Paris Climate Agreement of 2015, the global community agreed to limit the temperature increase to no more than two degrees. In order to achieve this, it is essential for CO₂ emissions to be reduced significantly as quickly as possible. This requires a rapid transition to an overall climate-neutral energy system, which has to entail significant changes in the buildings, transport and industry sectors over the next about 25 years. In all these sectors, carbon-neutral alternatives will replace the current energy sources that are still predominantly based on carbon.

For effective environmental protection all powertrain types are needed. A technology-agnostic approach is therefore one of the most important aspects if we want to meet our climate goals. In order to succeed in our efforts, we have to rely on the contributions from optimized internal combustion engines, fuel cells and electric drives. Accordingly, Bosch is constantly working on technical solutions to support all technology paths.

The typical operating conditions of the large engine applications are characterized by challenging demands on power availability and robustness. While battery solutions will only work for applications with a low mileage/utilization and recharging possibilities, fuel and refueling is required to cover the huge energy demand of large engine applications. To redeem the investments made in an application (vessel/locomotive/truck), utilization is the key factor in order to generate a positive business case.

The use of renewable, gaseous or liquid bio-fuels and e-fuels in the ICE provides the basis for a fast and effective decarbonization approach requiring adapted or even new fuel injection systems.

2 TRENDS AND DRIVERS

The demand for passenger and freight transport continues to increase. The strongest increase is expected for freight transport, which will be significantly higher than the increase in population. This is caused by increasing wealth in many parts of the world, globally distributed supply chains, and the unwavering trend towards online shopping. This development offers opportunities for growth for all providers of mobility and transportations solutions (see Figure1). The forecast stresses the urgent need for climate friendly high power system technologies.

Figure 2 shows the status of net-zero pledges globally. According to [2], 89 parties representing approximately 78 % of global GHG emissions, have communicated a net-zero target.

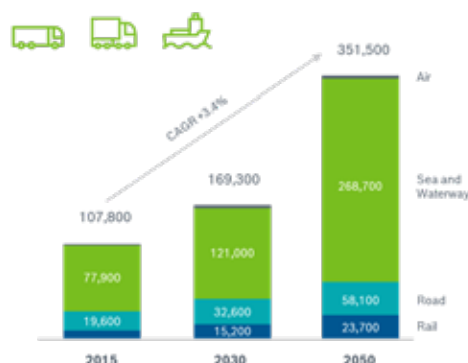


Figure 1: Increasing demand for transportation until 2050 (per segment) [1]

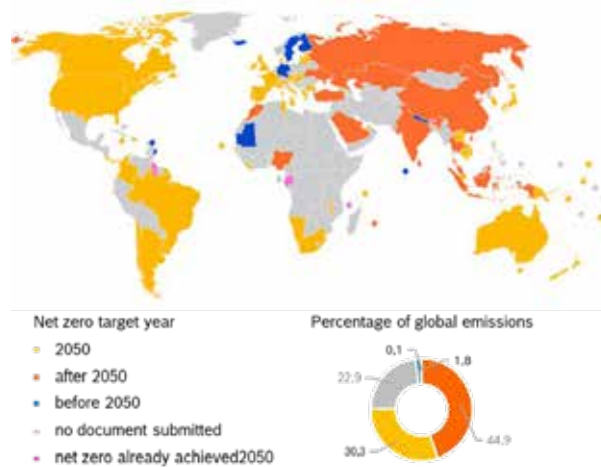


Figure 2: Overview of global net zero pledges [2]

Several countries have set intermediate targets, like the European Union with -55 % GHG in 2030 vs. 1990 supported by the Fit for 55 Program (see Figure 3)

Paris Agreement COP21 (196 parties; legally binding)	GHG neutral 2050 limitation on global warming <2°C, targeting 1.5°C
EU (Green Deal)	GHG -55% 2030 vs. 1990 GHG neutral 2050
Japan	GHG -46% 2030 vs. 2013 Coastal shipping: -17% 2030 vs. 2013 GHG neutral 2050
South Korea	GHG -24% 2030 vs. 2017 GHG neutral 2050
China	GHG peak <2030 CO2 neutral 2060
USA	GHG -50-52% 2030 vs. 2005 GHG neutral 2050
India	GHG neutral 2070

Figure 3: Extract of country-specific climate targets [2,3]

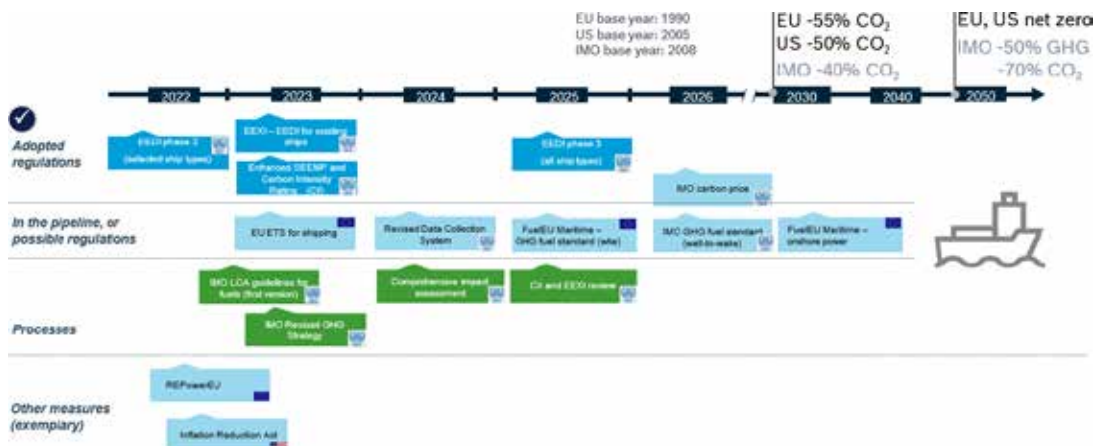


Figure 4: Overview of decarbonization timeline and main actions by the IMO, EU and US [4, 5, 6]

Regarding the implementation of the GHG strategy for international shipping, the IMO has defined short-term, mid-term and long-term measures to reach the targets for 2030 and 2050, Figure 4. Next to already adopted efficiency-related measures (EEDI, EEXI, SEEMP and CII), the proposed type of carbon-pricing system and a Fuel GHG Intensity Standard (GFS) on a well-to-wake basis as a mid-term and long-term measure have received broad-based support in the MEPC79 [4].

In the EU, the Green Deal is the central strategy for the transition to climate neutrality in 2050. The Fit for 55 Package is designed to meet the climate target of 55 % GHG savings by 2030 and transform the European economy towards climate neutrality in line with the Green Deal.

Within the Fit for 55 Package there are also relevant measures for the shipping sector. These include, amongst others:

- Inclusion of maritime transport in the EU emission trading system (ETS) starting from 2024 for certain ship types and sizes. Next to CO₂, also CH₄ and N₂O will be considered as of 2026.
- Reduction of greenhouse gas emissions by a GHG fuel standard on a well-to-wake basis considered from 2025 onwards and use of on-shore power supply for specific ships and sizes starting 2030 [4].

Additionally, the EU is raising several targets of Fit for 55 with the REPowerEU Initiative. The key components are to increase the spread of renewables and to accelerate the ramp-up of the hydrogen market [5].

In the US, beyond other measures, the Inflation Reduction Act of 2022 (IRA) is the most significant climate legislation in U.S. history. The IRA's provisions will finance green power, lower costs through tax credits, reduce emissions, and advance environmental justice [6].

3 FUTURE FUELS AND TECHNOLOGIES

Robert Bosch is supporting various technologies to fulfill the climate goals of the Paris Agreement. All these technologies aim for reduced CO₂ and GHG emissions; battery-electric vehicles, PEM fuel cells for on-highway vehicles, sulfur-oxide fuel cells for electricity production and the usage of climate-friendly fuels like hydrogen, PtX and bio-fuels in combustion engines [7].

Due to its excellent suitability considering robustness and performance the diesel engine is well established in the large-engine segment. As the diesel engine was well optimized during the last few decades, further improvement of the mechanical drivetrain (e.g. friction reduction) or thermodynamic optimization (e. g. combustion process, thermo-management, ...) would not lead to the required CO₂ reduction alone. A systemic approach considering a combination of different sub-propulsion and energy systems bears further potential [8,9]. The fuel composition can have a rather strong impact on CO₂ emissions; to this aim, either the carbon-to-hydrogen ratio can be reduced, or the carbon content can be eliminated entirely. Another effective path to be mentioned but not covered in this paper is the carbon capture technology that supports CO₂ neutrality through a circular-economy approach.

With an initial focus on the potential of the fuels, a first option is to introduce bio-fuels or e-fuels which can replace the fossil-based diesel at least partially (drop-in). For backward-compatibility and a fast implementation, conformity with the diesel specifications is mandatory.

Alternative fuels represent another option that requires new engine and FIE technologies and an appropriate infrastructure including production capacities. The alternative fuels with the biggest potential are methane (CH₄), hydrogen (H₂), methanol (CH₃OH) and ammonia (NH₃). As regards certain combustion and emission challenges, the use of ammonia requires further analysis [10,11]. Natural gas (NG) containing methane as its main component has already been introduced successfully in the market; hence the use of methane as a fuel is comparable to the burning of natural gas (e. g. LNG).

The four sub-segments (marine, genset, railways, mining) and the related use cases can be clustered specifically according to the typical duration of operation (mileage/utilization time) and the infrastructure (fuel supply/storage), see Figure 5.

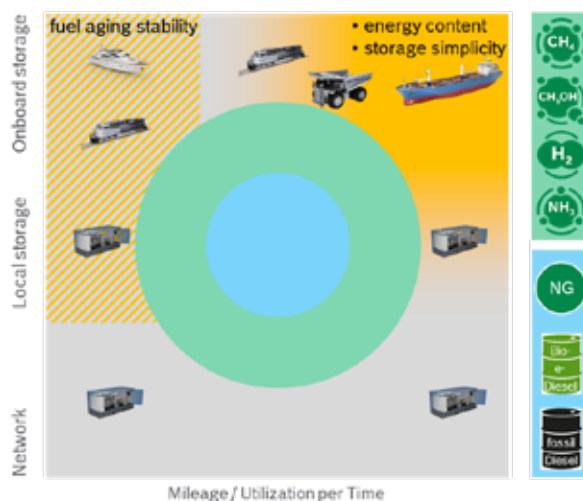


Figure 5: Infrastructure and operating conditions

The well-established diesel supports all use cases and hence represents the benchmark. Both the fuel supply system (network, storage) and the duration of operation are highly critical with respect to certain fuel properties. A short duration of operation with the risk of long fuel storage times (left middle to upper area in Figure 5) requires an excellent fuel aging stability. In contrast, high utilization/mileage per tank capacity (right middle to upper area) calls for high energy density.

As a consequence, using bio-diesel based on fatty acid methyl esters (FAME) in the yellow hatched area where a good aging stability is required because of long storage periods would be challenging and is not recommended in a high-temperature environment. Due to the lower calorific value (which is volume-related) and the higher storage complexity, gaseous fuels are challenging in the yellow area as well (long mileage/utilization time).

The most promising CO₂-free e-fuels for large engines are hydrogen and ammonia, and the most promising CO₂-neutral e-fuel and bio-fuel is methanol and in some regions ethanol. A blend of lignin and ethanol could also become an interesting option in future. All these fuels require significant adaptations in the combustion and mixture preparation systems to enable best fuel consumption and lowest emissions.

The physical and chemical parameters of these fuels differ a lot from diesel and natural gas. Differences in viscosity, lubricity, density, energy density, vapor pressure, evaporation energy, flash point, flammability, ignition energy, cetane number, octane number and flame propagation require significant adaptations at the fuel injection/admission system as well as the combustion system.

Hydrogen has an extremely low density of 0.09 g/m³ in combination with very low ignition energy of 0.017 mJ, a very wide ignitable air-fuel ratio from 0.13 to 10, and a very high flame propagation rate of 230 cm/s.

Methanol and ethanol have a very high octane number (107) and, compared to diesel, a very low viscosity (< 1,2 cSt). At 50 % and 30 %, respectively, the energy density of methanol (20 MJ/kg) and of ethanol (27 MJ/kg) is below the energy density of diesel. The evaporation energy of ethanol (841 kJ/kg) and methanol (1089 kJ/kg) is very high compared to diesel (250 kJ/kg). Formaldehyde emissions also have to be considered.

Ammonia is very toxic and requires specific safety procedures. It has an energy density slightly below methanol (18,6 MJ/kg), a low flammability and very low flame propagation rate (6.7 cm/s). Furthermore, N₂O and NO_x emissions have to be considered. In terms of production costs, H₂ and NH₃ seem to be the most promising fuels.

With respect to the combustion systems, Figure 6 gives an overview of the relevant parameters and the respective categorisation. In contrast to diesel, the alternative fuels have a very low ignition quality (CN < 5) but an excellent knock resistance (RON > 110). Therefore, they do not self-ignite and require appropriate measures (e. g. spark plug, pre-chamber, pilot injection, ignition improver) to start the combustion.

	air/fuel mix. formation		alternate fuels		combustion	ignition	cycle
	outer	inner	liquid	gas			
future	outer	PFI			pre-mixed	spark-plug	Otto
						pre-chamber	
	inner	LPDI/MPDI			pre-mixed	spark-plug	pre-chamber
today	inner	HPDI			diffusive	pilot injection	Diesel
	outer	PFI			pre-mixed	spark-plug pre-chamber	Otto
	inner	HPDI			diffusive	self	Diesel

fossil
 bio- / e- Diesel

Figure 6: Categories and combustion parameters

These fuels are suitable for premixed combustion with either port-fuel injection (PFI) or low-pressure direct injection (LPDI) during the gas-exchange BDC. The latter offers the advantage of avoiding backfiring (H₂) and performance potentials due to improved in-cylinder air-charge without the suppression effect from the fuel (H₂) or the cooling effect caused by the evaporation of a liquid fuel (e. g. methanol).

A further performance improvement might be achievable with high-pressure direct injection (HPDI). However, the diffusive combustion leads to higher NO_x formation, thus active exhaust-gas aftertreatment (SCR) might be required. The need for an ignition source or improver further increases the complexity. If gaseous fuels like hydrogen are stored in the liquid phase (-253° C), an expensive cryogen technology would be needed in addition. From Bosch's point of view, the economic viability of such a concept still needs to be verified; therefore, our activities do not focus on this concept.

In general, whether high complexity is acceptable depends on the CAPEX versus OPEX consideration. Thus, the diffusive combustion has the biggest potential for low-speed engines. Both the premixed-combustion and the diffusive-combustion approach must be investigated further in order to identify the best solutions for the sub-segments and use cases.

During the transition phase, the robustness against non-availability of the appropriate alternative fuel is very important especially for ocean-going vessels. A dual-fuel concept offers a reasonable solution allowing to run the engine on diesel and igniting the alternative fuel with a small amount of diesel (pilot injection). CO₂ neutrality can be reached through the use of a diesel fuel that is based on renewable sources. Depending on the local availability of alternative fuels, the dual-fuel capability enables a fast exploitation of the decarbonisation potential. It can also be implemented in existing fleets as a retrofit.

4 ADMISSION CONCEPTS AND SOLUTIONS

As shown in figure 6 the introduction of the alternative fuels, in addition to the existing Diesel and NG, leads to a significant extension of the technical matrix to be covered. In this early phase of the energy transformation, the focus is primarily on identifying the most suitable technology and operation parameters for operating the internal combustion engine with the new CO₂-free or CO₂-neutral fuels.

Extensive combustion tests are necessary to evaluate the potential of the various mixture formation options for these fuels. This also requires the corresponding mixture formation components to be available as soon as possible.

In addition to the uncertain technical requirements, significant longer time periods are to be expected between the supply of the first samples and the ramp-up of production. A major influencing factor will be the availability of alternative fuels in appropriate quantities.

All this is a major challenge for both engine manufacturers as well as suppliers.

4.1 Maturity and expected development effort of different technologies

In general, the challenges are not the same for all technologies. For the mixture preparation of the new fuels, we distinguish between the technologies PFI (Port Fuel Injection), LPDI (Low Pressure Direct Injection), and HPDI (High Pressure Direct Injection). With the focus on the application in large engines, fig. 7 shows a classification of the FIE concepts in terms of experience and development effort.

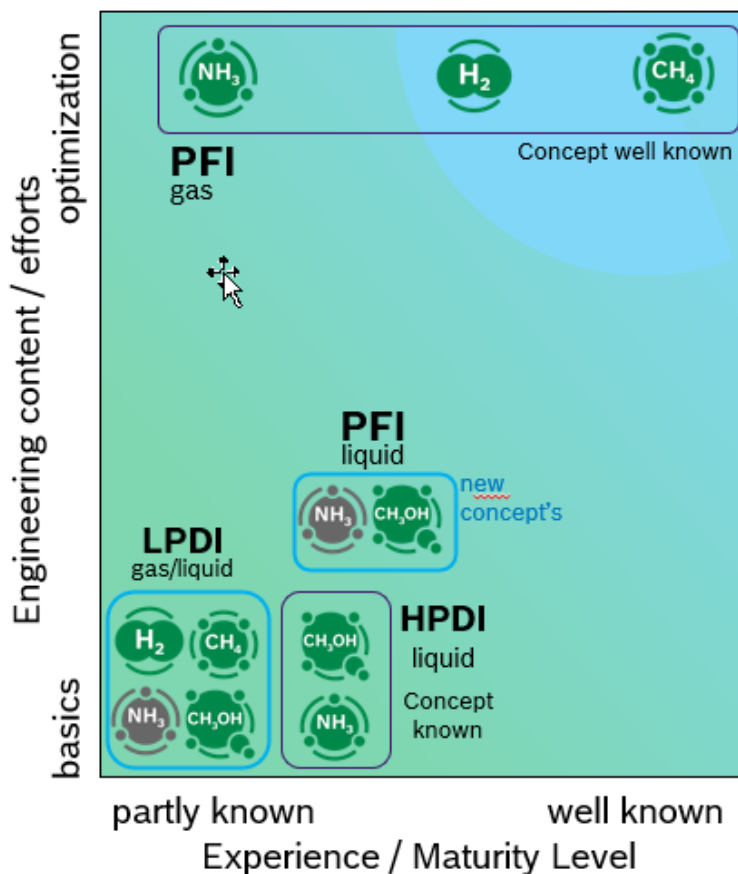


Figure 7: Classification of the different FIE concepts in terms of maturity and engineering effort

PFI (gas) - port fuel admission of gases into the intake path is a well-known technology. The use with NG is widely established. Applications are mainly gensets and recently also increasingly used in marine applications. With some optimization of this technology, it will be well suited for use with hydrogen and gaseous ammonia. We are already showing good experiences with hydrogen. Initial experience with ammonia has already been gained.

PFI (liquid) - this technology has not been used for large engines in the past. However, we also have experiences from other market segments within Bosch, e.g. gasoline injection. This experience is used for the development of FIE for the large engine segment. The focus for this mixture formation variant is on MeOH. Under ambient conditions, Ammonia is in gaseous phase and is only considered to complete the picture. Compared to the combustion chamber the less challenging boundary conditions in the intake port regarding temperature and pressure lead to less challenging requirements. However, the development effort is considered to be rather high due to the chemical and physical properties of the liquid new fuels.

LPDI (gas/liquid) - this technology is basically to be classified as new. The greatest advantage is expected for the combustion of hydrogen. Theoretically, higher power densities are possible, and the risk of backfire can be avoided. Nevertheless, it can also be used for the new liquid fuels. Only little experience is available for this technology. Legal requirements are not finally defined. Initial basic development is necessary here. Therefore, the development effort is classified as high.

HPDI (liquid) - is the technology for diffusive combustion. For this we consider only the liquid fuels NH_3 and MeOH. For gaseous media, HPDI technology is not considered to be economically feasible. The basic injection concept is known from diesel combustion. However, the chemical and physical properties of these fuels pose a great challenge. High development efforts are therefore to be expected.

In a nutshell, figure 7 shows the need for three new technologies, PFI liquid, LPDI gas and LPDI liquid, additionally to the further development of gas valve technology (PFI) and the further development of diffusive injection technology (HPDI) for alternative fuels. Bosch has decided on the ambitious approach of implementing the three new technologies within one concept.

4.2 A Portfolio Strategy

Figure 8 summarizes the Bosch portfolio for the alternative fuels. It covers the entire alternative fuel variety and combustion technologies. The LEGV for the admission of gaseous fuels into the manifold (PFI), the modularity of the Alternative Fuel Injector – Low-Pressure (AFI-LP) for LPDI of liquid and gaseous fuels including PFI for liquid fuels. For HPDI of liquid fuels the Alternative Fuel Injector – High-Pressure (AFI-HP). Finally, it includes the ECU with a sophisticated software to control the FIE and engine functionalities. Robustness of new injection systems must fulfill the same requirements as existing FIE. With our alternative fuel product portfolio Bosch is supporting these requirements.

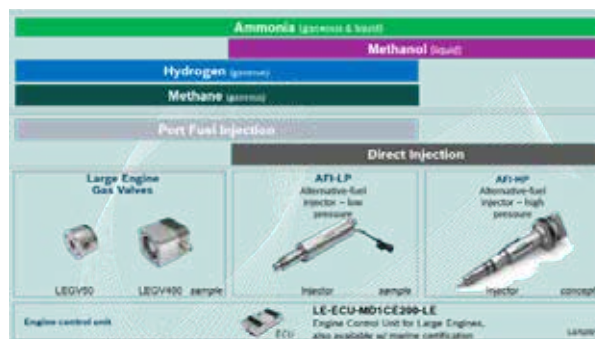


Figure 8: Product Portfolio Alternative Fuel

4.2.1 PFI Admixture für Gaseous fuels

Port fuel admixture of gases into the intake path is a well-known technology. The Bosch LEGV (Large Engine Gas Valve) is the appropriate product for sequential gas admission close to the intake valve and can be applied with methane and H₂ without major changes. Several H₂ applications are running with the LEGV and have confirmed the valve's excellent performance. These are mono-fuel as well as dual-fuel engines and high-speed and medium-speed engines.

With minor modifications the LEGV can also be operated with ammonia. Initial observations from NH₃ engine tests are available, and further programs to support the potential investigations have been scheduled. The Bosch LEGV has reached a high maturity level. Especially the low leakage rate, the small cycle-to-cycle variations and the low wear rate make the LEGV attractive for H₂ and ammonia applications. The LEGV is available for high-speed and medium-speed engines and comes in different design versions for genset and marine applications, Figure 9.



Figure 9: Design variations of the LEGV

4.2.2 PFI liquid and Low Pressure DI

LPDI/MPDI combustion technology requires the integration of the injector into the cylinder head, and the pressure levels are approximately in the range from 30 to 70bar. This technology is applicable for both gaseous and liquified fuels. In general, the pressure levels for liquids are higher in order to atomize the fuel in a proper manner.

Bosch has gathered comprehensive experience with gasoline MPI (EV) and DI (HDEV) injection, with gas (NGI and LEGV) admission and with diesel injection (CRS). Based on these technology platforms a modular alternative low-pressure fuel injector- (AFI-LP) has been developed for large engines covering the power range of high-speed and medium-speed engines. The main characteristics are listed in Figure 10. The injector modularity fully covers liquified and gaseous alternative fuels (hydrogen, methanol and ammonia) for LPDI/MPDI and complements the PFI portfolio for liquids (methanol). In addition, different interfaces are available. The options are on one hand to supply the injector from above (Top Feed Design) or on the other hand from the side through the cylinder head or junction block in case of Port Fuel application (Side Feed Design). The entire modality is shown in Fig. 11.



Figure 10: Modularity of the AFI-LP

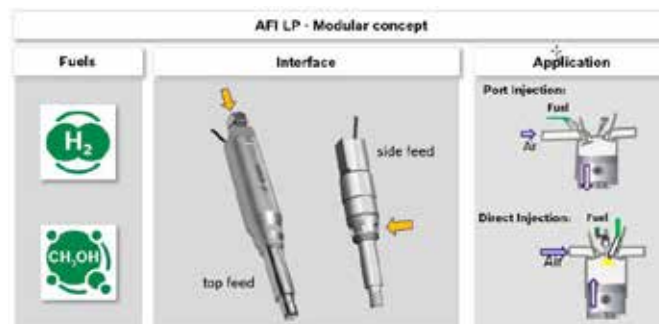


Figure 11: AFI –LP Modular Concept

The injector has an outward opening valve design. It is direct controlled by a solenoid to ensure precise injection with further potential for needle and combustion control. A media separation protects the sensitive areas against unfavorable fuel properties with respect to wear and surface damages. The valve's operating principle is pressure balanced. Therefore, pressure and pressure waves do not apply any force to the valve seat.

This increases the durability and leads to a more favorable switching behavior at low system pressures. With the selected concept, the closing behaviour can be controlled. Thus, a closing bouncing can be avoided. This leads to advantages in stability and multiple injection performance. It is a further contribution to the durability at the valve seat. A schematic sketch of the concept is shown in figure 12.

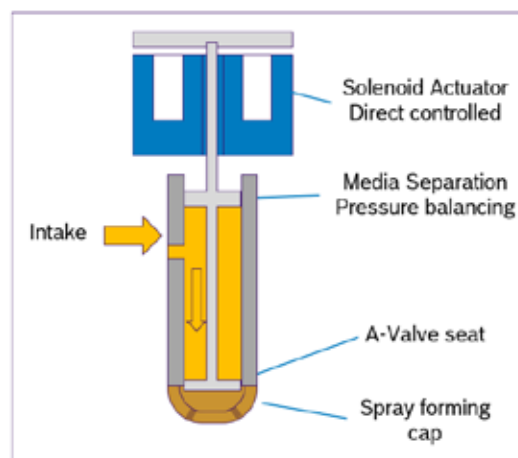


Figure 12: Schematic sketch of the LPDI injector concept

A concept assessment has been performed with the first samples. The potential in terms of functionality and durability have been proven.

The mapping characteristic is very similar to those of the common rail injectors with gaseous as well as liquid media (Figure 13). The pressure-balanced design was verified with valve lift measurements at various system pressures. The result is shown in figure 14. For the durability evaluation, different endurance runs have been performed positively.

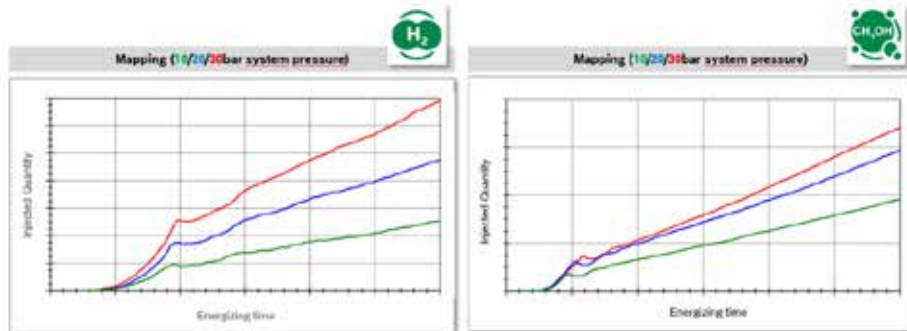


Figure 13: AFI-LP Mapping with gaseous and liquid media

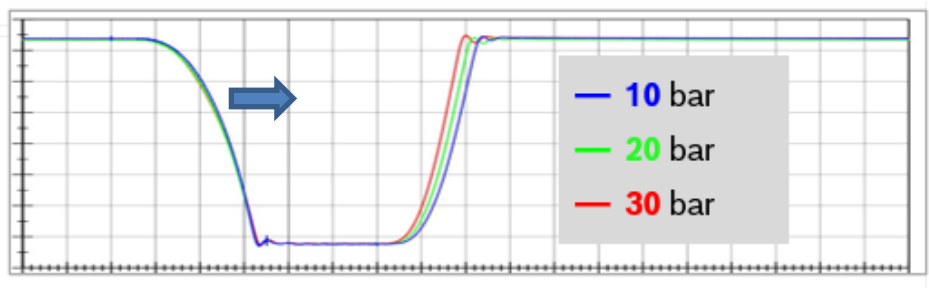


Figure 14: Needle lift with different system pressure

The engine-specific adaptation of the injection spray direction and geometry can be done by a variety of spray-forming caps (SFC) (Figure 15). The final layout of the relevant parameter must be defined by appropriate engine investigations.

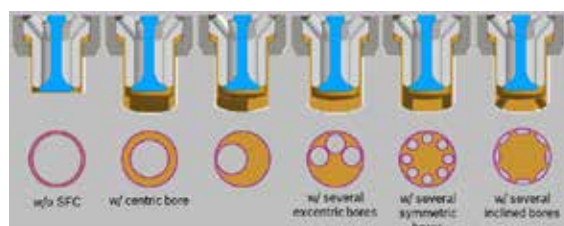


Figure 15: AFI-LP Spray Forming Cap geometries

4.2.3 High Pressure Direct Injection

Considering a high-pressure diffusive combustion (Diesel-like), pressure levels of approx. 600bar are foreseen. Due to the very low CN number the alternative fuels do not self-ignite thus an ignition device or improver is required, too. An appropriate low viscosity fuel injector based on Common Rail technology (MCRS) is a high-performance option. It offers full fuel flexibility, high performance and high flexibility in terms of system solutions with a moderate degree of complexity.

5 CONCLUSIONS

Large engines will continue to be operated in the next few decades and support the efforts to meet the global warming targets of the Paris Agreement. In this context, they will compete with other powertrain concepts (battery-electric, fuel cell, etc.), but the high power and robustness requirements in combination with high demands on mileage and utilization time make the ICE a very strong competitor if adequate fuels are burned. The introduction of drop-in fuels based on bio mass / renewable energy speeds up the decarbonization and yields an immediate effect. Retrofitting existing large engines in order to run them on alternative fuels is another big step to reduce greenhouse gas emissions in large powertrains.

E-fuel and bio-fuel based hydrogen, ammonia, methane, methanol and ethanol seem to be the most promising fuels to significantly reduce the CO₂, particulate and greenhouse-gas emissions of large engines. Their attractiveness varies by application, region and engine size. Fuel availability, costs and infrastructure as well as safety requirements are the main drivers for the use cases. Pilot applications have been installed already and a ramp-up is expected before 2030.

The Bosch portfolio supports the variety of alternative-fuel technology paths by a modular platform approach based on the huge experience available on gasoline MPI (EV) and DI (HDEV) injection, gas admission (NGI and LEGV) and diesel injection (CRS).

The LEGV which has already been introduced series production for natural gas also supports intake manifold admission (PFI) of the gaseous fuels methane, hydrogen and ammonia. Samples of the AFI-LP modularity for PFI (methanol) and LPDI (hydrogen and methanol) are available. A CRS-based injector concept for high-pressure injection of methanol and ammonia is available as well.

The platform supports service solutions to enable a fast retrofit of existing engines. The development priorities are set by market trends and customer requests within the platform.

6 DEFINITIONS, ACRONYMS, ABBREVIATIONS

CH ₃ OH	Methanol
AFI-HP	Alternative Fuel Injector - High Pressure
AFI-LP	Alternative Fuel Injector - Low Pressure
CAPEX	Capital Expenditure
CH ₄	Methane
CN	Cetane Number
CO	Carbon Monoxide
CO ₂	Carbon Dioxide
ECU	Electronic Control Unit
EEDI	Energy Efficiency Design Index
EEXI	Energy Efficiency eXisting ship Index
FAME	Fatty Acid Methyl Esters
FIE	Fuel Injection Equipment
GFS	Green House Gas Fuel Standard
GHG	Green House Gas
H ₂	Hydrogen
HPDI	High Pressure Direct Injection
HSE	High Speed Engine
HVO	Hydro-treated-vegetable oil

IMO	International Maritime Organization
LE	Large Engine
LEGV	Large Engine Gas Valve
LPDI	Low Pressure Direct Injection
MCRS	Modular Common Rail System
MeOH	Methanol
MPI	Multi Port Injection
NG	Natural Gas
NH ₃	Ammonia
OPEX	Operation Expenditure
PFI	Port Fuel Injection
SCR	Selective Catalytic Reduction
SEEMP	Ship Energy Efficiency Management Plan
SFC	Spray Forming Cap
SOI2	Start of Injection 2
TAN	Total Acid Number

7 REFERENCES AND BIBLIOGRAPHY

- [1] Hartung Stefan, Powertrains for the future – How we will meet our climate goals through technology neutrality. 42 International Vienna Engine Symposium 29/30 April 2021
- [2] Climate Watch managed by World Resources Institute; Climate Watch online platform: <https://climatewatchdata.org>
- [3] Ministry of Land, Infrastructure, Transport and Tourism (MLIT), Japan, online platform: <https://www.mlit.go.jp/maritime/content/001447061.pdf>
- [4] Det Norske Veritas (DNV), TECHNICAL REGULATORY NEWS No. 29/2022 – STATUTORY: IMO Update: Marine Environment Protection Committee - MEPC 79
- [5] European Commission (EU); REPowerEU plan; 14.12.2022
- [6] Environmental Protection Agency (EPA), The Inflation Reduction ACT (IRA), online platform: <https://www.epa.gov/green-power-markets/inflation-reduction-act>
- [7] Christoph Kendlbacher, Kurt Schratlbauer, René Schimon; Robert Bosch AG – Business Unit Large Engines Institute of Internal Combustion Engines and Thermodynamics, Graz University of Technology: 18th Symposium "Sustainable Mobility, Transport and Power Generation", Graz, 2021
- [8] DI Dr. Bernhard Thaler; DI Dr. Michael Wohlthaus; Dr.-Ing. Nicole Wermuth; DI Dr. Gerhard Pirker; Prof. Dr. Andreas Wimmer; LEC GmbH, TU Graz, Austria: Optimization of the HyMethShip system using the simulation platform LEC ENERSim, 7th Large Engine Symposium, Rostock, 2022
- [9] Stefan Goranov; Dr. Maciej Bendyk; Dr. Markus Wenig; Wojciech Wroblewski; Amodio Palma; Winterthur Gas & Diesel AG: The low-speed two-stroke engine in a hybrid setup: The engine designer's approach to system integration, 7th Large Engine Symposium, Rostock, 2022
- [10] Dr. Daniel Peitz; Dr. Adrian Marberger; Dr. Dominik Gschwend; HUG Engineering AG; Germany: Exhaust gas aftertreatment for future large engine fuels, 7th Large Engine Symposium, Rostock, 2022
- [11] Dr. Maria Brandmair, Dr. Silvia Alcove Clave, Dr. Veselina Georgieva, Dr. Joseph Fedeyko, Dr. Joseph McCarney; Johnson Matthey; UK: Ammonia as a Fuel – the role for catalytic components, 7th Large Engine Symposium, Rostock, 2022

Session 2

Konventionelle Kraftstoffe - Teil 1/Conventional Fuels - Part 1

**Moderation: Professor Ulrich Walther;
Westfälische Hochschule Zwickau**

Kraftstofffiltration in modernen Nutzfahrzeugen – mehr als superfeines Filtermedium

M.Eng. Sebastian Pietruschka*, Hengst SE
Dipl.-Ing. Sieghard Pietschner, Hengst SE
Dipl.-Ing. (FH), MBA Mike Zacharzewski, Hengst SE
Dr.-Ing. Eike Stitterich, Hengst SE

Abstract:

Pretty often fuel filtration is simply seen as a pure filtration task characterized by retention of solid particles and water droplets in terms of protection of the fuel injection system. Undoubtedly future Diesel fuel injection systems featuring very high system and injection pressures result in special requirements, but those requirements defining fuel cleanliness in the injection system rarely consider real operation conditions. Fuel qualities are in the perspective of contamination level and fuel composition regionally and temporally variable. New fuel filters behave different than filters close to their end of lifetime. Even in weird boundary conditions engines start and operation need to be possible. Filtration systems and performance have to withstand external vibrations as well as internal pressure pulsations.

Thus, modern fuel filtration systems consist of filter solutions for almost complete retention of particles (> 99 %) and water (> 90%) throughout the use time of the filter, as well as systems for heating, deaeration, conveying and sensing of fuel. Some of those components require the implementation of electric and electronic components, which have to comply with functional safety requirements (ISO26262) depending on their conception.

Balancing of multi-stage particle filtration and water separation systems enables minimum material value for filter services and reductions in engine down-time. Clever integration of filter system components offers potential for mass reduction of the system. In addition, an appropriate channeling and pressure drop layout minimizes the energy consumption required for the fuel supply giving a positive impact on the energy consumption of the auxiliary drives and consequently of the complete vehicle.

Kurzfassung:

Kraftstofffiltration wird gerne auf die reine Filtrationsaufgabe, also das Zurückhalten von Partikeln und Wasser zum Schutze des Einspritzsystems reduziert. Zweifelsohne bringen moderne Einspritzsysteme mit hohen System- und Einspritzdrücken hierbei besondere Anforderungen mit, allerdings berücksichtigen Vorgaben zur Reinheit des Kraftstoffes, welcher am Einspritzsystem vorliegt, selten die realen Betriebsbedingungen. Kraftstoffqualitäten sind verunreinigungsmäßig und zusammensetzungsseitig regional und zeitlich verschieden. Neue Filter verhalten sich anders als Filter nahe dem Standzeitende. Fahrzeuge und Motoren müssen auch bei widrigen Umgebungsbedingungen start- und lauffähig sein. Filtrationssysteme müssen äußeren Schwingungen und Druckpulsationen widerstehen.

Folglich besitzen moderne Kraftstofffiltrationssysteme neben Filterlösungen zur nahezu vollständigen Abreinigung von Partikeln (> 99 %) und Wasser (> 90 %) über die gesamte

* Speaker/Referent

Nutzungszeit des Filters auch Einrichtungen zur Beheizung, Entlüftung, Förderung und Überwachung des Kraftstoffes. Einige dieser Komponenten bedingen die Implementierung von elektrischen und elektronischen Bauteilen, welche je nach Ausführung auch den Vorgaben der funktionalen Sicherheit (ISO26262) genügen müssen.

Durch geeignete Balancierung gestufter Partikel- und Wasserrückhaltesysteme kann beim Austausch von Filtereinsätzen ein geringstmöglicher Materialaufwand erreicht werden. Eine starke räumliche Integration der Filtersystemkomponenten birgt das Potential für eine Massenreduzierung. Zudem wird durch geeignete Strömungsführung und Druckverlustauslegung der notwendige Energieaufwand für die Fluidförderung minimiert, was sich positiv auf die Nebenaggregateleistung und damit auf den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs auswirkt.

Hintergründe Kraftstofffiltration für Nutzfahrzeuge

Betrachtet man Diesel als den Kraftstoff für Nutzfahrzeuge, der aktuell den größten Marktbesatz ausmacht, hat man es mit einer großen Vielzahl an Qualitäten zu tun. Nicht nur, dass der Diesel sich je nach dem unterscheidet, aus welcher Region er stammt, wo er raffiniert wurde und welche Wege er in Richtung Tankstelle genommen hat, auch die Befüllung des Kraftstoffvorratsbehälters im Fahrzeug stellt eine Quelle von Verunreinigungen dar. Ob es sich um eine reguläre Tankstelle handelt, eine private Tankstelle, eine Baustellentankstelle oder auf einem Feld und in einen Steinbruch abspielt hat einen großen Einfluss auf die Partikel, die mit in den Kraftstoffkreislauf am Fahrzeug eingetragen werden. Neben den festen Partikeln als Verunreinigungen spielt auch Wasser eine wichtige Rolle als flüssige Komponente, die im Diesel nicht gewünscht ist aber dennoch Probleme mit Kraftstoffpumpen und der Einspritztechnik bereitet. Während Partikel über den Pfad der Erosion abrasiven Verschleiß an Pumpenlaufzeugen und Injektoren erzeugen, wirkt Wasser zunächst korrosiv auf Materialien und im Fluidkreislauf auch schädigend z.B. durch Kavitation. Neben diesen ungewünschten aber real vorhandenen Verschmutzungen hat man es bei Diesel mit weltweit verschiedenen Zusammensetzungen zu tun. Es gibt keine einheitliche Kraftstoffnorm, der Anteil der nachwachsenden Bestandteile ist verschiedenen und die Additive ändern sich je nach Anwendungsfall – vgl. Sommer- vs. Winter- vs. Arktisdiesel.

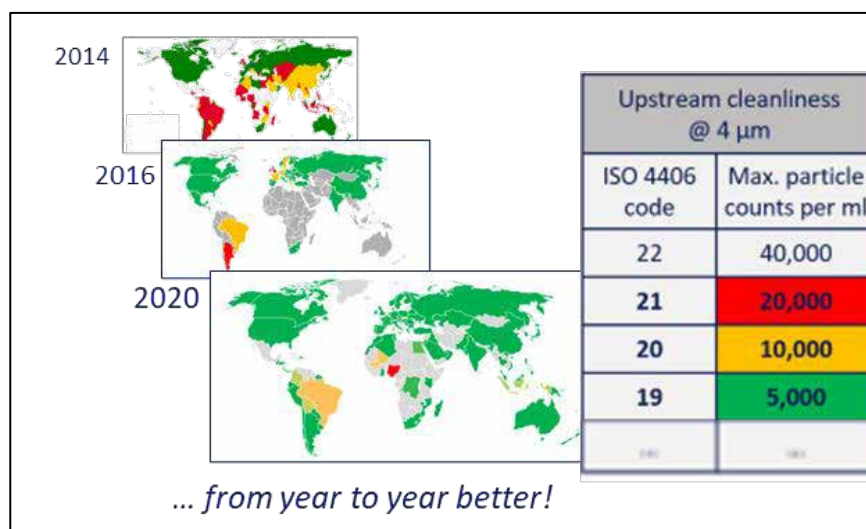


Abbildung 1: Entwicklung der Kraftstoffqualität weltweit (Daten nach GWS)

Angekommen im Tank einer Maschine ist Diesel dennoch keine inerte Masse, die unendliche lange gelagert werden kann. Thermische Stressoren und das Auftreten von Wasser durch Kondensation können dafür sorgen, dass sich Mikroben vermehren bis hin zum Auftreten von sogenannter Dieselpest.



Abbildung 2: Unterschiedliche Arten von mikrobiellem Wachstum auf Kraftstofffiltern

Ist die Maschine erst einmal im Betrieb, machen mechanische und weitere thermische Einflüsse dem Diesel zu schaffen. Wenn man davon ausginge, dass Diesel nur einmal den Weg durch Filter und Hochdruckpumpe zurücklegen würden, wäre diese Belastung noch zu verschmerzen. Da aber aktuell über die Kraftstoffmasse Injektoren und Leitungssysteme gekühlt werden und der Diesel im Anschluss zurück in den Tank gelangt entsteht hier eine mehrfache thermo-mechanische Belastung.

Der Kraftstofffilter hat nun die Aufgabe die Verunreinigungen im Diesel – fest und flüssig – aus diesem zu entfernen, den Kraftstoff zu konditionieren – Temperatur - und keine gewünschte Komponente aus diesem zu entfernen - Additive. Auch wenn im weltweiten Vergleich der Diesel immer sauberer wird, muss dennoch immer von maximal verschmutztem Kraftstoff ausgegangen werden. Bei den modernen Kraftstoffeinspritzsystemen geforderten Reinheiten sorgen daher dafür, dass der Kraftstoff mit Abscheidegraden von 99,99 % bei 4 μm Partikeldurchmesser zu reinigen ist ($\beta = 10.000$ nach ISO4406). Auch Angaben zu kleineren Partikeldurchmesser sind bereits im Gespräch. Dies erfordert eine Anpassung der Messtechnik in der Bewertung der Reinheit des Kraftstoffs. Während Partikel von einem Durchmesser von 4 μm mit Sensoren mit Auslöschmethodik (light extinction) aufgenommen werden können, ist für Partikel der Größe $> 1,5 \mu\text{m}$ ein Sensor nötig der nach dem Streulichtprinzip (scattered light) misst. Diese Technik ist aktuell in der Erprobungsphase.

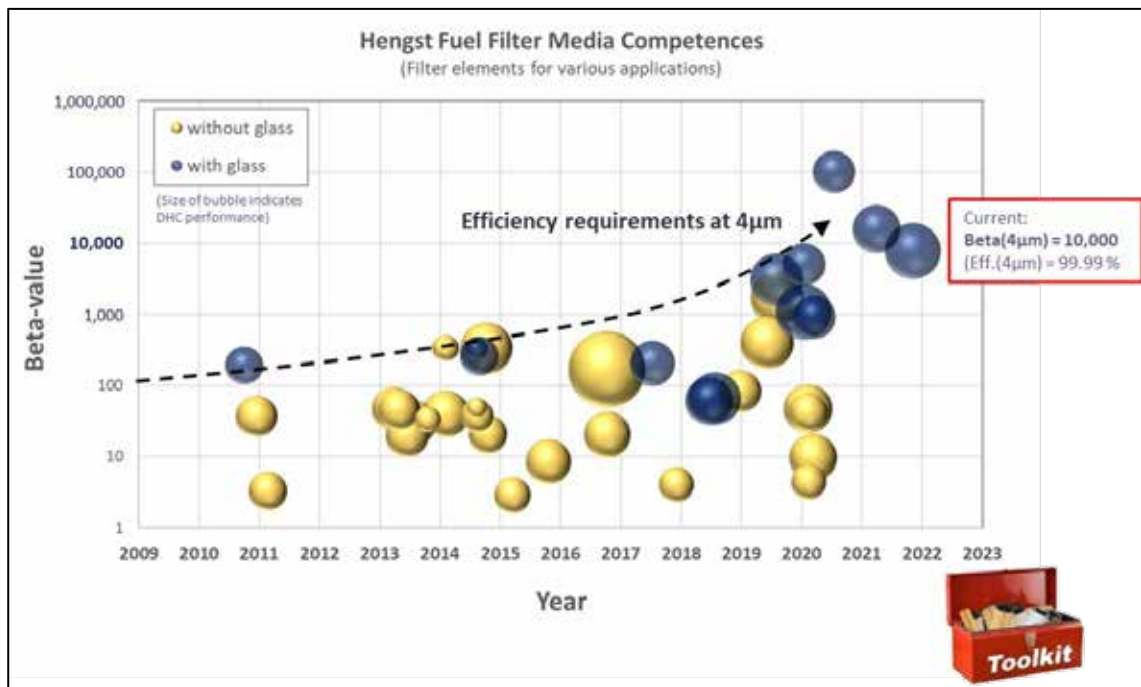


Abbildung 3: Entwicklung der Hengst-Kraftstofffilter bzgl. Abscheideverhalten

Solch feine Filter haben aber noch andere Aufgaben zu erledigen, die dieser Feinheit entgegensteht – Serviceintervall. Kraftstofffilter haben heute Wartungsintervalle von 120.000 km und mehr. Ihre Größe ist aber beschränkt auf den Anbau am Motor. Folglich ist es ein Punkt der Entwicklung diesen Zielkonflikt möglichst gut zu lösen. Sei es mit Filtermedien aus Synthesefasern, Glasfasern oder Mix-Matrix-Materialien.

Aktuelle Trends in der Kraftstofffiltration

Betrachtet man den gesamten Kreislauf der Diesel Einspritzung von Tank bis Injektor so ist auch hier der Trend der bedarfsgerechten Leistungssteuerung angekommen. Bereits heute werden im Serienbetrieb elektrisch geregelte Kraftstoff Vorförderpumpen eingesetzt (siehe Abbildung 4). Diese Technik erlaubt die Motordrehzahl unabhängige Druckregelung der Hochdruck Pumpe, welches gerade bei langen Leitungen und sich verändernden Randbedingungen, wie sie im Agrar- und Sondermaschinen Bereich herrschen, sonst zu einer generell zu groß ausgelegten mechanischen Pumpe führte. Weiter ersetzt diese am Vorfilter positionierte Pumpe eine klassische Handpumpe, welche üblicherweise am Filter genutzt wird, um nach einem Filterwechsel das System zu entlüften und die Leitungen mit Diesel zu befüllen. Durch den Einsatz einer E-Pumpe lassen sich noch weitere Funktionen realisieren, welche zu einer gesteigerten Robustheit und Laufruhe führen können. Durch den frühzeitigen Vorlauf der E-Pumpe noch bevor der Motor gestartet wird ist die Leitung bis zu Hochdruckpumpe gefüllt und ein frühzeitiger Druckaufbau führt weiterhin zu eine leichten Temperaturanhebung. Beides unterstützt den Verbrennungsmotor beim Start. Lange Leitungen führen zu einem Druckverlust in der Dieselführung, welcher durch die Verwendung einer E-Pumpe reduziert werden kann.



Abbildung 4: Integration und Kennlinie eine elektrischen Dieselpumpe

Während der kalten Jahreszeit oder in Gebieten mit überwiegend kalten Temperaturen steht man üblicherweise vor dem Problem der Paraffinbildung im Diesel. Dieses Phänomen ist auch als Ausflocken bekannt und kann bereits bei 0°C zu einem Verstopfen des Filters führen. Kleine Paraffinflocken sind bereits bei 0°Grad im Falle des Einsatzes von Standarddiesel vorhanden und führen dazu, dass die feinen Poren im Kraftstofffilter verstopfen, man spricht hier von dem Cold Filter Plugging Point - CFPP Wert. Durch den erhöhten Druckwiderstand kann es zu einem schlechten Start des Motors oder zu einem unruhigen Motorlauf führen. Daher gibt es den so genannten Winterdiesel, bei welchem durch beigemischte Additive dafür Sorge getragen wird, dass der CFPP Wert bis auf -20°C gesenkt wird. Im Nutzfahrzeugbereich wird sich dennoch nicht darauf verlassen und es kommen Kraftstoffheizungen zum Einsatz, welche die Aufgabe haben sowohl den Kraftstoff als auch das Filtersystem zu beheizen. Marktüblich wird hier eine elektrische Heizung verwendet, welche sowohl das Aluminiumgehäuse als auch den Diesel heizt. Eine Alternative hierzu ist ein Konzept mit einer Ventilfeeder aus einer Form-Gedächtnis-Legierung (FGL). Dieses Prinzip macht sich den Umstand zu Nutze, dass der Diesel in einem Multipass Prozess durch das Einspritzsystem gefördert wird. Hierbei wird nicht verbrannter Diesel nach der Einspritzanlage wieder zurück in den Tank geführt. Die FGL-Feder in einer Mischventilanordnung wird über die Temperatur aktiviert und mischt so dem kalten Diesel aus dem Tank etwas vorgewärmten Diesel aus der Einspritzanlage zu, so dass eine permanente Temperaturregelung, so wie man sie aus dem Kühlkreislauf des Verbrennungsmotors kennt (siehe Abbildung 5), vorhanden ist.

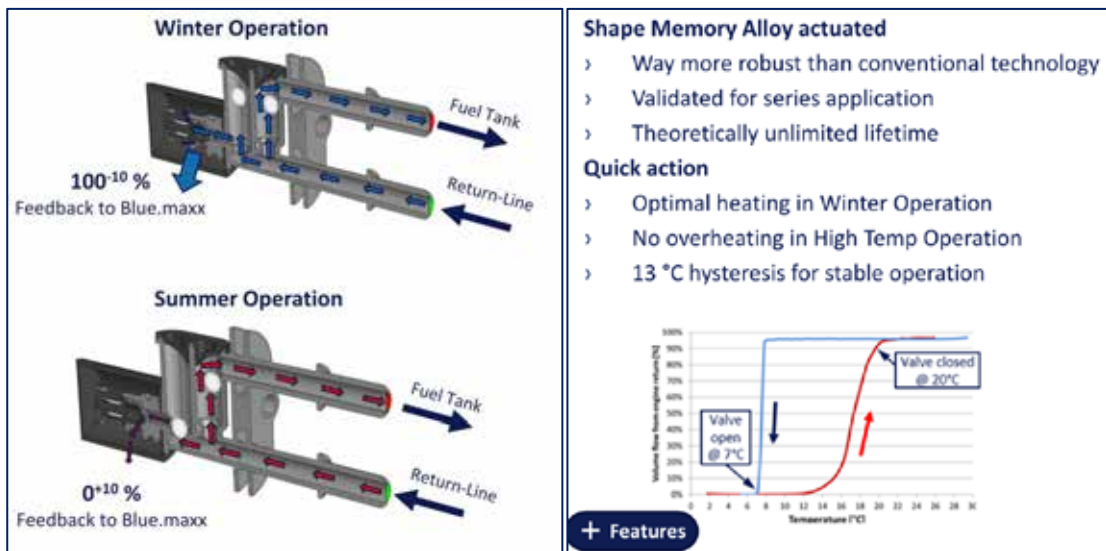


Abbildung 5: Entwicklung des Hengst Mischventils für Kraftstofffilter

Zukünftige Herausforderungen für die Kraftstofffiltration

Eins der vorrangigen Ziele ist die Reduzierung CO₂-Emissionen. Die Fahrzeuge müssen sauberer werden. Zur Erreichung des Ziels gibt es unterschiedliche Ansätze. Auf der einen Seite wird der Verbrennungsmotor immer weiter optimiert und effizienter gestaltet. Auf der anderen Seite wird an neuen Kraftstoffen geforscht, die nachhaltig und CO₂-neutral hergestellt werden können. Die weltweit unterschiedlichen Kraftstoffqualitäten werden auch in Zukunft eine große Herausforderung darstellen. Die fehlende, einheitliche Normung und auch die Definition der Verunreinigungen im Kraftstoff machen die Auslegung der Filter schwierig und führen nicht selten zu einem frühzeitigen Ausfall. So ist beispielsweise in der DIN EN590 eine Schmutzmenge definiert, die im Diesel vorliegen darf (DIN EN590: 24mg/l nach ISO12662). Aus Sicht der Filtration ist diese Definition jedoch alles andere als hilfreich, da nicht vorrangig die Schmutzmasse die Filtrationsleistung beeinflusst, sondern die Menge der im Kraftstoff befindlichen Partikel.

Neben den ohnehin stark unterschiedlichen Qualitäten, rücken mehr und mehr die alternativen Kraftstoffe in den Fokus. Neben Biodiesel treiben viele Fahrzeughersteller die Nutzung von HVO voran (siehe Abbildung 6).

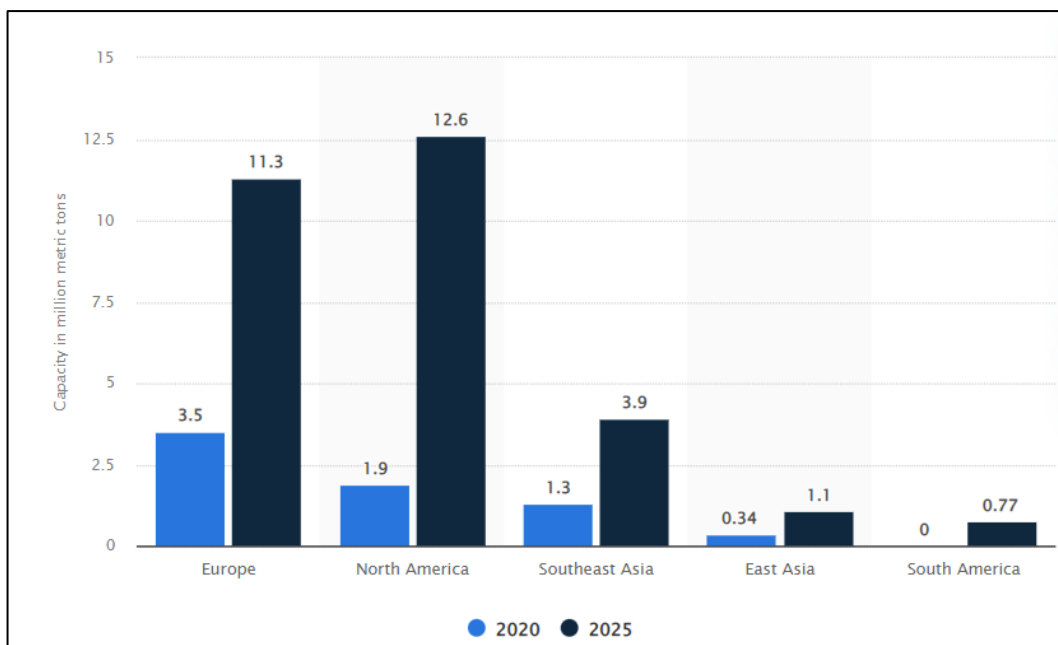


Abbildung 6: Prognose HVO Kapazität 2025 (Statista 2023)

HVO eignet sich aufgrund der Herkunft und des Herstellverfahren hervorragend, um die CO₂-Emmissionen zu reduzieren, bringen jedoch eine weitere Schwierigkeit mit sich, die bereits durch den Einsatz von Bio-Diesel bekannt ist. Bei Wechselbetankung kann es zu Ausfällungen im Kraftstoff kommen. Diese sind auf die Verschiebung der Löslichkeitsgrenze aber auch auf Alterungserscheinungen zurückzuführen und reduzieren i.d.R. die Standzeit der Filter enorm.



Abbildung 7: HVO in Europa (Quelle: SGS Inspire 2022)

Da jedes Land seinen eigenen Umgang mit den neuen Kraftstoffen aber auch mit Biodiesel verfolgt und die Fahrzeughersteller die gleichzeitige Verwendung unterschiedlicher Kraftstoffe nicht einschränken, ist mit der Freigabe der neuen Kraftstoffe und dem vermehrten Einsatz mit weiteren Problemen hinsichtlich Filterverblockung und einer Reduzierung der Standzeit zu rechnen (siehe Abbildung 7).

In Bezug auf die effizientere Gestaltung der Motoren und in dem Zug auch der Einspritzsysteme, werden auch neue Anforderungen an die Kraftstofffiltration gestellt. War bis vor kurzem noch die ISO19438 als Norm zur Ermittlung der Effizienz grundlegend, fordern immer mehr OEMs realitätsnahe Effizienznachweise. Diese berücksichtigen Vibrationsanregungen von Motor und Straße und auch Volumenstromschwankungen, hervorgerufen durch unterschiedliche Lastbereiche, die die Filtrationseigenschaften der Filter maßgeblich beeinflussen (Abbildung 8).

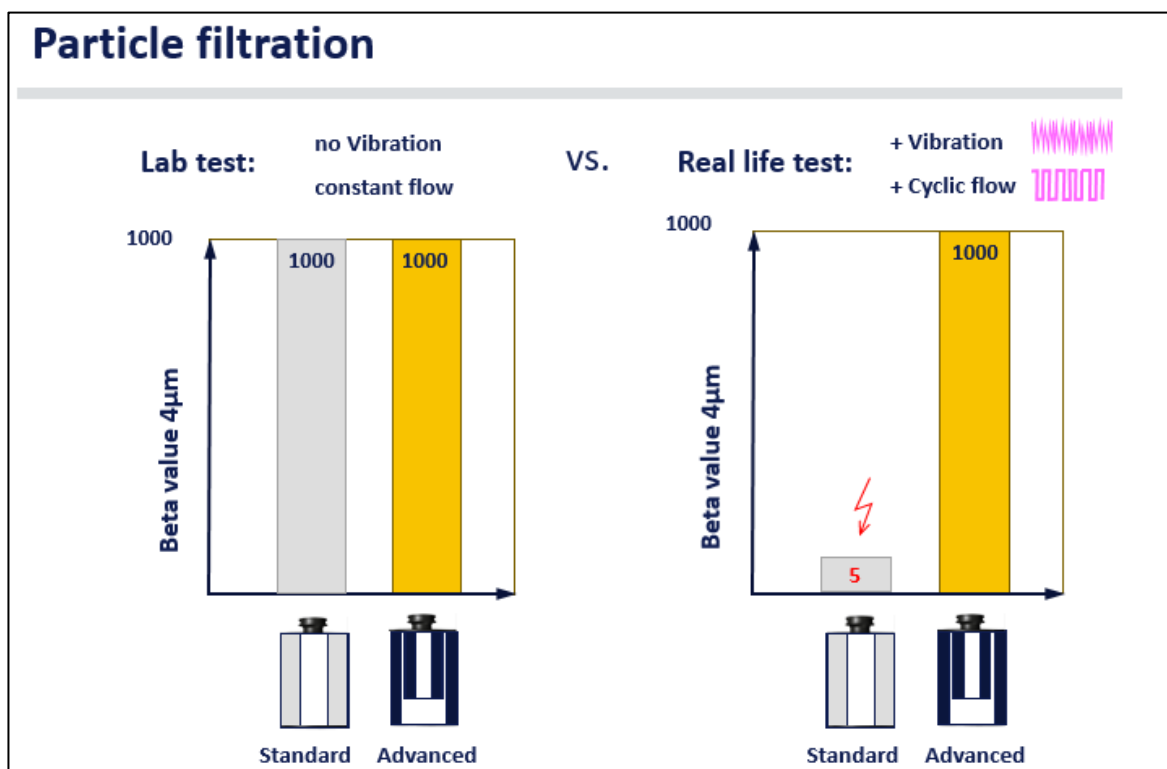


Abbildung 8: Abscheidegrad unter Berücksichtigung äußerer Einflüsse

Es zeigt sich ein enormer Effizienzverlust bedingt durch die Belastungen, was zu einer erhöhten Partikelbelastung der Einspritzsysteme führt. Um die empfindlichen Systeme besser zu schützen und den bereits angesprochenen Zielkonflikt zwischen Feinheit und Serviceintervall zu lösen, bedarf es neuer Filtrationskonzepte, die sowohl eine lange Standzeit gewährleisten und gleichzeitig unempfindlich gegenüber äußeren Belastungen sind.

Tropfengrößenanalyse von Benzin-Wasser Emulsionen im Hochdruck-Einspritzsystem – Einfluss von Systemdesign und Betriebsparametern auf die Emulsionsqualität

B. Blau*, Institut für Fahrzeugtechnik, Hochschule Trier, Trier

C. Heinrich, Institut für Fahrzeugtechnik, Hochschule Trier, Trier

M. Klein, Institut für Angewandte Mathematik und Wissenschaftliches Rechnen, Universität der Bundeswehr München, Neubiberg

Abstract

Water injection is an effective method for reducing fuel consumption and thus CO₂ emissions in gasoline engines. Due to the urgent need to minimise greenhouse gas emissions in the transport sector, numerous research projects on water injection have been carried out in recent years. Gasoline Water Direct Injection (GWDI) is one of the approaches pursued. Here, the emulsion is generated directly in the injection system by means of suitable mixing devices. The properties of such non-stabilised emulsions have been insufficiently investigated so far. The experimental set-up presented in this paper enables the structure of the emulsion flowing in the injection system to be recorded optically and quantified as the droplet size distribution of the inner phase. The optical setup is based on a shadowgraphy measuring system in combination with a specially developed measuring cell as optical access to the high-pressure injection system. Two types of emulsion generation are investigated: Water admixture upstream of the high-pressure pump (Single-HPP approach) and emulsification in the high-pressure system, directly upstream of the fuel injector (On-Injector approach). For steady-state operating points, a comparison between the systems shows only minor differences in the size distributions. The results achieved indicate that the operating parameters of the systems have an influence on the emulsion quality: An increase in the water content leads to droplet size distributions shifted to larger diameters. Higher system pressures, on the other hand, result in smaller droplets.

* Speaker/Referent

Kurzfassung

Die Wassereinspritzung ist eine wirkungsvolle Methode zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und damit der CO₂-Emissionen bei Ottomotoren. Auf Grund der zwingend notwendigen Minimierung der Treibhausgasemissionen im Verkehrssektor sind in den letzten Jahren zahlreiche Forschungsarbeiten zur Wassereinspritzung entstanden. Die Direkte Benzin-Wasser Einspritzung (DBWE) ist einer der verfolgten Ansätze. Hierbei findet die Emulsionserzeugung direkt im Einspritzsystem, durch geeignete Mischeinrichtungen, statt. Die Eigenschaften solcher nicht stabilisierter Emulsionen wurden bisher nur unzureichend erforscht. Der in dieser Arbeit vorgestellte Versuchsaufbau ermöglicht es, die Struktur der im Einspritzsystem strömenden Emulsion optisch zu erfassen und als Tropfengrößenverteilung der inneren Phase zu quantifizieren. Der optische Aufbau basiert auf einem Shadowgraphy Messsystem in Verbindung mit einer speziell entwickelten Messzelle als optischen Zugang zum Hochdruckeinspritzsystem. Zwei Arten der Emulsionserzeugung werden untersucht: Wasserzumischung vor der Hochdruckpumpe (Single HPP-Ansatz) sowie Emulgierung im Hochdrucksystem, direkt stromaufwärts des Kraftstoffinjektors (On-Injector Ansatz). Für stationäre Betriebspunkte zeigt ein Vergleich der Systeme lediglich geringe Unterschiede bei den Größenverteilungen. Die Versuchsergebnisse belegen, dass die Betriebsparameter der Systeme einen Einfluss auf die Emulsionsqualität haben: Eine Erhöhung des Wasseranteils führt zu einer Verschiebung der Tropfengrößenverteilungen in Richtung größerer Durchmesser. Höhere Systemdrücke bedingen dagegen kleinere Tropfen.

1. Einleitung

Wassereinspritzung wurde bereits in der ersten Hälfte des 20ten Jahrhunderts eingesetzt um die Leistung von Flugmotoren zu steigern [1]. Im Kontext von immer strenger werdender Abgasgesetzgebung und des Klimawandels wurde in den letzten Jahren wieder vermehrt an der Wassereinspritzung geforscht. Viele verschiedene Untersuchungen konnten dabei ein großes Potenzial zur CO₂-Einsparung nachweisen. Temperaturgrenzen und Verbrennungsanomalien limitieren die Effizienz von Ottomotoren in Hochlast- und Vollastbetriebspunkten. Wasser als zusätzliches Medium kühlt den Brennraum durch Verdampfung, sodass die Abgastemperatur gesenkt wird und somit die Gemischanreicherung zum Bauteilschutz entfällt. Die Klopfestigkeit wird erhöht und es kann früher gezündet werden. Insgesamt sinkt dadurch der Kraftstoffverbrauch signifikant [2], [3]. Es existieren verschiedene Ansätze, um Wasser dem Verbrennungsprozess zuzuführen. An der Hochschule Trier wird das Konzept der Direkten Benzin-Wasser Einspritzung (DBWE) verfolgt. Dabei werden Kraftstoff und Wasser zusammen als Emulsion in den Brennraum des Motors eingespritzt. Die thermodynamische Funktionsfähigkeit dieser Methode wurde bereits mehrfach nachgewiesen. In Prüfstandsversuchen mit einem Vierzylinder Motor wurde ein spezifischer Kraftstoffverbrauchsvorteil von knapp 12 %, durch frühere Zündung und verminderte Anfeuchtung, im Vergleich zum Basismotor ohne Wassereinspritzung erreicht [4]. Gegenstand der aktuellen Forschung ist die Emulsionserzeugung, deren Transport und Einspritzung. Ziel ist es, zu klären, welche Eigenschaften die Benzin-Wasser-Emulsionen besitzen und wie diese beeinflusst werden. Darüber hinaus sollen die Untersuchungen mögliche Zusammenhänge zwischen Emulsion, Sprayeigenschaften und Verbrennung im Motor aufdecken. Bisher wurden nur wenige Arbeiten zu diesem Themengebiet veröffentlicht. In [5] wurden zum Beispiel Analysen zur Emulsionsstabilität, auch in Kombination mit einem erhöhten Ethanol-Gehalt des Kraftstoffs durchgeführt. Die Untersuchungen fanden aber überwiegend unter Laborbedingungen statt. Bis auf eine makroskopische Betrachtung der Emulsion in einem Plexiglasrohr am Austritt der Hochdruckpumpe erfolgte aber keine genauere Untersuchung zur Emulsion direkt im Einspritzsystem.

2. Benzin-Wasser Emulsionen

Emulsionen kommen in verschiedenen Bereichen unseres täglichen Lebens zum Einsatz. Milch oder Mayonnaise sind Beispiele aus dem Bereich der Lebensmittel. Die chemische Industrie nutzt Emulsionen in einem vielfältigen Maße, aber auch in der Pharma- und Kosmetikindustrie sind Emulsionen wichtige Produkte, so zum Beispiel zur Applikation von Arzneimitteln auf die Haut durch Cremes. Emulsionen bestehen aus mindestens zwei nicht mischbaren Flüssigkeiten und zählen damit zu den dispersen Systemen. Die innere, auch disperse Phase genannt liegt in Form von polydispersen Tropfen vor, welche von der äußeren oder kontinuierlichen Phase umgeben sind. Zur Emulsionserzeugung, genauer gesagt zur Tropfenerzeugung und Zerkleinerung, muss dem System Energie zugeführt werden. Meist wird diese in Industrieprozessen über die Strömung der kontinuierlichen Phase eingebracht. Die formerhaltenden Kräfte auf Basis der Grenzflächenspannung müssen überwunden werden, um einen Tropfen zu deformieren und schlussendlich zu zerteilen. Die neu entstandene Grenzfläche bedingt eine Zunahme der freien Grenzflächenenergie des Systems. Dies stellt allerdings einen instabilen Zustand dar und das System strebt nach dem ursprünglichen Gleichgewichtszustand minimaler Grenzfläche zwischen den Phasen. Gewöhnliche Emulsionen, auch Makroemulsionen genannt, weisen demnach immer eine thermodynamische Instabilität auf und entmischen sich mit der Zeit. Emulgatoren können dieses Verhalten durch chemische und physikalische Effekte drastisch verlangsamen. So kann die Stabilität von einigen Sekunden oder Minuten auf Monate oder sogar Jahre angehoben werden. Die bei der DBWE erzeugten Emulsionen sind nichtstabilisierte Wasser-in-Benzin Emulsionen. Auf den Einsatz von Emulgatoren wird auf Grund von negativen Einflüssen auf die Verbrennung verzichtet. Ferner besteht durch die bedarfsgerechte Erzeugung direkt im Einspritzsystem und der anschließenden Einspritzung im Motor nur die Anforderung nach einer hinreichend großen Kurzzeit-Stabilität. Für eine Serienentwicklung sind allerdings noch andere Herausforderungen zu bewältigen. Zum Beispiel ist sicherzustellen, dass nach dem Abstellen des Motors keine Emulsion mehr im Einspritzsystem verbleibt, die sich entmischen kann und einen erneuten Motorstart erschweren würde. Die wichtigste Größe, mit der sich die Struktur einer Emulsion quantifizieren lässt, ist die Tropfengrößenverteilung der inneren Phase. Beeinflusst wird diese durch die Eigenschaften der Ausgangsstoffe, der Tropfenerzeugung und -zerkleinerung sowie der Emulsionsstabilität. Wichtige andere Emulsionseigenschaften, wie die Sedimentations- und Koaleszenzneigung oder die Viskosität werden unter anderem durch die Tropfengröße bestimmt.

3. DBWE Konzepte

Im Rahmen des Forschungsvorhabens wurden zwei unterschiedliche Einspritzkonzepte entwickelt. In beiden Fällen erfolgt eine bedarfsgerechte Emulsionserzeugung direkt im Einspritzsystem. Die ausgeführten Prototypen basieren auf dem Einspritzsystem eines aufgeladenen und direkteinspritzenden Vierzylinder-Versuchsmotors, an dem die Konzepte im weiteren Projektverlauf appliziert werden sollen. Der maximale Betriebsdruck des Kraftstoffsystems liegt bei 200 bar.

3.1 Single-HPP System

Dieser Ansatz basiert auf der Wasserbeimischung direkt vor der Kraftstoff-Hochdruckpumpe (HDP). Single-HPP steht dabei dafür, dass nur eine HDP (Englisch: HPP, High Pressure Pump) notwendig ist. Ähnliche Ansätze wurden bereits von BMW [6] und Opel [3] vorgestellt. Sowohl für Benzin als auch Wasser wird ein Niederdruck-Vorfördersystem benötigt. Im hiesigen Konzept wird das Wasser in einer Mischkammer am Einlass der HDP in den Kraftstoff mit einem um sechs bar höheren Druck eingespritzt. Der mit hoher Geschwindigkeit in den Kraftstoff eintretende Wasserstrahl zerfällt auf Grund der Interaktion mit dem

Benzin in Tropfen, sodass sich erwartungsgemäß eine Wasser-in-Benzin Emulsion ausbilden wird. Beim Durchströmen der Hochdruck-Pumpe werden die Emulsionstropfen dann weiter zerkleinert.

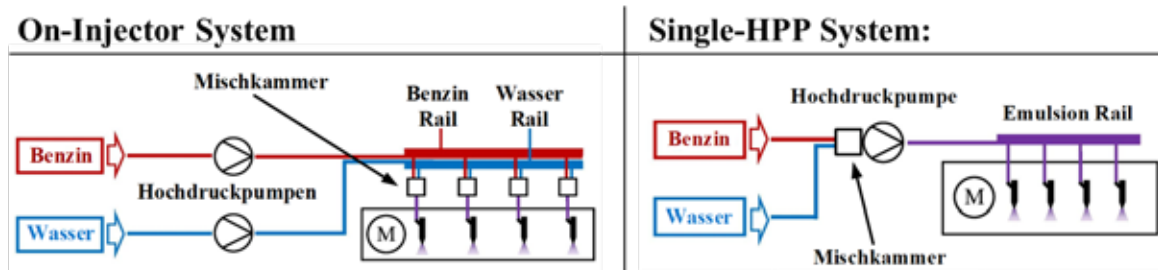


Abbildung 1: Schematischer Aufbau der beiden DBWE-Konzepte, basierend auf [7]

3.2 On-Injector System

Das System basiert auf einem Konzept für die Diesel-Wasser Einspritzung, welches an der Hochschule Trier entwickelt wurde [8]. Hauptmotiv für die Realisierung dieses Ansatzes ist die Wassermischung direkt vor den Motor-Injektoren im Hochdruck-Einspritzsystem, sodass nur ein kleines Emulsionsvolumen im System vorhanden ist, was bei nicht mit Emulgatoren stabilisierten Emulsionen die erforderliche zeitliche Stabilität minimieren sowie die Trägheit des Systems bei Lastwechseln senken sollte. Die Emulsion wird für jeden Motorzylinder in einer Mischkammer erzeugt, in dem Wasser über ein Einspritzventil mit einem 50 bar höheren Druck in den Kraftstoff eingespritzt wird. Durch die hohe Druckdifferenz sollte der Strahlzerfall hier intensiver sein als beim Single-HPP Ansatz, dementsprechend kleinere Tropfen sind zu erwarten. Neben dem Kraftstoff-Hochdrucksystem, bestehend aus Pumpe und Rail, wird ebenfalls ein Wasser-Hochdrucksystem mit vergleichbaren Komponenten benötigt.

4. Experimenteller Aufbau

Die Untersuchung von nichtstabilisierten Wasser-in-Benzin Emulsionen im Einspritzsystem erfordert einen hohen experimentellen Aufwand. Verbreitete Messverfahren für die Tropfengrößenverteilung der dispersen Phase bedingen häufig eine Probenahme und Verdünnung. Diese Vorgehensweise ist hier allerdings auf Grund der möglichen Beeinflussung durch die Entnahme aus dem Einspritzsystem und die geringe zeitliche Stabilität nicht zielführend. Daher wurde ein eigener Messaufbau auf Basis eines kommerziellen Shadowgraphy-Messsystems entwickelt. Die Untersuchung der Benzin-Wasser Emulsionen erfolgte an einem Funktionsprüfstand für die Einspritzsysteme. Dort konnten beide DBWE-Konzepte unabhängig vom Verbrennungsmotor betrieben werden. Der Prüfstand ist in das laboreigene Kraftstoffversorgungssystem eingebunden. Von der gravimetrischen Kraftstoffwaage aus fließt das Benzin in das Kraftstoff-Vorfördersystem des Prüfstands bestehend aus Pumpe, Druckregler und Filter. Die Wasserversorgung wird durch einen Vorratsbehälter neben dem Prüfaufbau sichergestellt. Von dort aus fließt das Wasser über eine gravimetrische Waage zur Verbrauchsmessung in das Vorfördersystem, das mit den gleichen Komponenten wie beim Kraftstoffsystem ausgestattet ist. Je nach appliziertem Wassereinspritzsystem unterscheidet sich der weitere Aufbau.

Beim Single-HPP System erfolgt die Wasser-Beimischung in der Mischkammer direkt stromaufwärts der Hochdruckpumpe. Die Einstellung des Wasser-Kraftstoff Verhältnisses geschieht über die Ansteuerdauer des Wasser-Einspritzventils. Das Hochdrucksystem besteht größtenteils aus Standard-Komponenten der Benzin-Direkteinspritzung. Die Hochdruckpumpe arbeitet nach dem Ein-Kolben Prinzip mit gesteuertem Einlass zur Raildruckregelung. Sie ist am Prüfstand in einem speziellen Gehäuse montiert und wird von einer E-

Maschine angetrieben. Bei dem Rail handelt es sich um ein Großserienteil. Die Hochdruckinjektoren (6-Loch Magnetventil) stammen vom Versuchsmotor. Der Versuchsaufbau für das On-Injector System stellt sich wie in Abbildung 2 skizziert dar. Das Wasser wird mit der mengengeregelten HDP gefördert. Der Kraftstoff wird mit einer zweiten Hochdruckpumpe auf das Einspritzdruckniveau gebracht. Dabei handelt es sich um eine Zwei-Kolben Pumpe mit nachgeschaltetem Drucksteuerventil. Beide Hochdrucksysteme werden am Prüfstand für nur einen Motor-Zylinder aufgebaut.

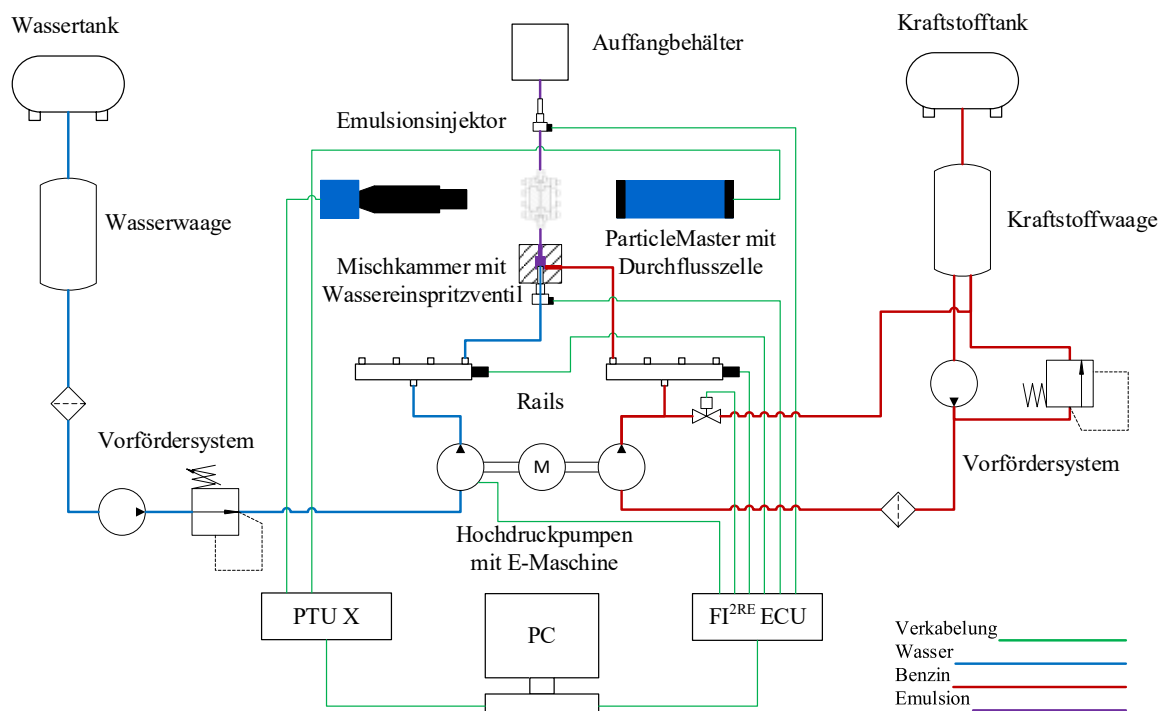


Abbildung 2: Prüfstandsschema in On-Injector Konfiguration

Zur Untersuchung der Emulsionen wurde eine Durchfluss-Zelle entwickelt, die an verschiedenen Positionen in den Einspritzsystemen integriert werden kann. Ausgelegt ist die Zelle auf einen Druck von 200 bar, entsprechend dem maximalen Betriebsdruck im Einspritzsystem. Sie besteht aus einem Stahlkäfig und speziellen Borosilikatglas-Fenstern. Der optisch zugängliche Strömungsquerschnitt ist rechteckig. Entlang der optischen Achse ist der Kanal 0,5 mm tief um eine möglichst effiziente Beleuchtung der Strömung zu erreichen. Bypässe, oberhalb und unterhalb des durch die Glasfenster definierten Kanals, erweitern den Strömungsquerschnitt insgesamt auf etwas mehr als bei einer Einspritzleitung mit drei Millimeter Innendurchmesser. Die Analyse der Emulsion erfolgte mit einem Shadowgraphy-Messsystem ParticleMaster der Firma LaVision bestehend aus drei Hauptkomponenten: Einer Beleuchtungseinheit auf einer Seite der Durchfluss-Zelle, der Kamera mit Fernfeldmikroskop auf der gegenüberliegenden Seite sowie der Steuereinheit, die mit dem Prüfstands PC verbunden ist. Die Kamera mit der Bezeichnung Imager CX-5 besitzt einen CMOS Chip mit 2440 x 2040 Pixeln und hat eine maximale Framerate von 83 Hz bei 12 Bit. Das an der Kamera montierte Fernfeldmikroskop Infinity K2 Distamax mit CF2 Objektiv ermöglicht eine Vergrößerung von 2,7 – 1,5 bei einem Arbeitsabstand von 140 – 200 mm. Für die Beleuchtung kommt eine LED Flashlight Inspex zum Einsatz mit einer minimalen Pulsdauer von 100 ns. Die Triggerung von Kamera und Lichtquelle erfolgt durch die PTU X Steuereinheit. Die Vorgabe der Betriebsparameter erfolgt am PC mit der Software DaVis 10.2 von LaVision.

4.1 Verwendete Stoffe

Bei den verwendeten Betriebsstoffen handelt es sich um entsalztes Wasser sowie zwei Ottokraftstoffe mit unterschiedlichem Ethanol-Anteil, deren relevante physikalischen Eigenschaften in der folgenden Tabelle aufgelistet sind:

Tabelle 1: Relevante Eigenschaften der verwendeten Stoffe bei Raumtemperatur

	Wasser	Ottokraftstoff E10	Ottokraftstoff E29
Ethanol Anteil [%] (M./M.)	-	5,6	28,9
Dichte [kg/m ³]	998,2	745,6	757,5
Dyn. Viskosität [mPa s]	1,002	0,327	0,465
Oberflächenspannung [mN/m]	72,1	20	20
Grenzflächenspannung gegen Wasser [mN/m]	-	26,9	20,4

4.2 Versuchsdurchführung

Zur Aufstellung einer realistischen Versuchsmatrix wurde sich am Betriebskennfeld des Versuchsmotors mit den entsprechenden Kraftstoff Massenströmen orientiert. Alle Versuche fanden bei einer simulierten Motordrehzahl von 3000 1/min statt. Als wichtigster Parameter wurde das Wasser-Kraftstoffverhältnis in einem Bereich von 0 – 50 % variiert. Die obere Grenze orientiert sich dabei an Werten aus der Literatur, ab denen eine Steigerung der Wassermenge nicht mehr zielführend war, da die Effizienz der Verbrennung nicht weiter zunahm [2], [9]. Definiert ist das WKV als Verhältnis von Wassermassenstrom \dot{m}_W zu Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_K :

$$WKV [\%] = \frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_K} \cdot 100 \quad (1)$$

Die Einstellparameter für die Erfassung der Rohbilder der Emulsion sowie zur Tropfendetektion mit dem ParticleMaster System wurden anhand von Vorversuchen optimiert. Die Bestimmung der Größenverteilungen wurde auf Basis von 150 Einzelaufnahmen je Messpunkt durchgeführt. Dies stellt einen guten Kompromiss aus geringer statistischer Abweichung der Messwerte und Handhabbarkeit der Datenmengen dar. Die relative Standardabweichung des Sauterdurchmessers (d_{32}) als charakteristischer Durchmesser der Verteilungen liegt bei den hiesigen Untersuchungen bei knapp einem Prozent.

5. Ergebnisse

Es werden experimentelle Ergebnisse von beiden DBWE-Konzepten diskutiert. Das Augenmerk liegt dabei in erster Linie auf Einflüssen von Betriebsparametern. Zudem wird die Beeinflussung der Emulsionsqualität durch einen erhöhten Ethanol-Anteil im Kraftstoff aufgezeigt.

Generell mussten einige Einschränkungen bei der Erfassung der Tropfengrößenverteilungen gemacht werden. Bei hohen WKV > 10 %, bei den Messungen direkt nach der HDP im Single-HPP System sowie bei den Untersuchungen mit erhöhtem Ethanol Anteil ließen sich aus den Rohbildern keine quantitativen Ergebnisse ableiten. In diesen Fällen war die Emulsion zu dicht bzw. zu homogen um mit dem Analyse-Algorithmus eine hinreichend große Anzahl von Tropfen unter Einhaltung von Genauigkeitsanforderungen zu detektieren. Es ist

anzumerken, dass die Form der Tropfen in allen untersuchten Betriebspunkten näherungsweise der einer Kugel gleicht, stark deformierte Tropfen oder Ligamente wurden nicht beobachtet.

5.1 Single-HPP System

Da die Emulsion im Single-HPP System von der Eindüsung des Wassers in der Mischkammer bis zur Einspritzung in den Brennraum durch Hochdruckpumpe und Rail fließt und eine Beeinflussung durch diese Komponenten sehr wahrscheinlich ist, wurde das Shadowgraphy System an drei Punkten im System appliziert: zwischen Mischkammer und HDP, hinter der HDP und vor dem Injektor in der Einspritzleitung. Die Entwicklung der Tropfengröße von der Mischkammer bis zur Einspritzleitung wurde bereits in einer anderen Veröffentlichung diskutiert [7]. Nach der Tropfenerzeugung in der Mischkammer wird die Emulsion in der Hochdruckpumpe zusätzlich homogenisiert, die Tropfen werden weiter zerkleinert. Zwischen HDP und Einspritzleitung dominieren Koaleszenzprozesse und die Tropfengröße nimmt wieder zu.

5.1.1 Einfluss des Wasser-Kraftstoff Verhältnisses

Untersuchungen aus der Emulsionsforschung zeigen, dass der Anteil der dispersen Phase keinen Einfluss auf die Tropfenzerkleinerung in Hochdruck-Homogenisatoren und Rotor-Stator Maschinen hat [10]. Dies gilt allerdings nur, solange Koaleszenz vernachlässigt werden kann. Bei den hier verwendeten nicht stabilisierten Emulsionen ist aber mit einem starken Einfluss durch Koaleszenz zu rechnen. In [11] wird dargelegt, dass die Steigerung des Dispersphasenanteils Koaleszenz begünstigen kann. Die im Folgenden dargestellten Ergebnisse zeigen für alle drei Messorte eine Beeinflussung der Tropfengrößenverteilung durch das Wasser-Kraftstoff Verhältnis.

Stromaufwärts der HDP im Niederdruckteil des Systems ist der Einfluss am stärksten ausgeprägt, siehe Abbildung 3. Im quantitativ untersuchten Bereich von 2,5 bis 10 % WKV nimmt die Verteilungsbreite mit steigendem WKV zu und die mengenreichste Größenklasse verschiebt sich in Richtung größerer Durchmesser. Die kleinsten erfassten Tropfen liegen für alle vier Messpunkte im Bereich der unteren Grenze des Messbereichs. Bezogen auf die Anzahlverteilungen liegen hier die mengenreichsten Größenklassen. Dementsprechend liegen auch Tropfen außerhalb des Messbereichs $< 8 \mu\text{m}$ vor, welche auch teilweise in den Rohbildern erkennbar sind. Der d_{32} als charakteristischer Durchmesser der Verteilungen wächst von 52 auf 91 μm bei einer Zunahme des WKV von 2,5 auf 10 %. Dieser Trend setzt sich auch für Wasser-Kraftstoff Verhältnisse bis 50 % fort, bei denen keine quantitative Auswertung mehr möglich war. In diesem Fall sind vor allem mehr größere Tropfen zu erkennen. Darüber hinaus wachsen die größten Tropfen mit zunehmendem WKV weiter an.

Im Hochdrucksystem hinter der HDP setzt sich dieses Verhalten fort. Ein Bildvergleich bei 5 % und 50 % WKV zeigt, dass eine Steigerung des Wasseranteils mit einem deutlichen Wachstum der Tropfen einhergeht, siehe Abbildung 3 oben.

In der Einspritzleitung vor Injektor findet, wie zu erwarten, ebenfalls eine Vergrößerung der Tropfen mit steigendem WKV statt, siehe Abbildung 3. Die Volumendichteverteilungen werden breiter, wobei auch hier definitiv Tropfen unterhalb des Messbereichs vorhanden sind. Die mengenreichste Größenklasse verschiebt sich lediglich um zwei Klassen nach rechts bei einer WKV Zunahme von 3,5 auf 10 %. Wird die Wasserrate gesteigert, flachen sowohl die steigende als auch die fallende Flanke der Verteilungen in einem ähnlichen Maße ab. Der Sauterdurchmesser steigt im untersuchten Bereich stetig an. Bei 3,5 % WKV ergibt sich ein d_{32} von 30 μm und bei 10 % resultieren 38 μm . Der qualitative Bildvergleich für Wasser-Kraftstoff Verhältnisse über 10 bis 50 % deutet auf eine Fortsetzung des Trends hin. Die Emulsion wird zunehmend dichter, man erkennt mehr größere Tropfen und deren Durchmesser wachsen.

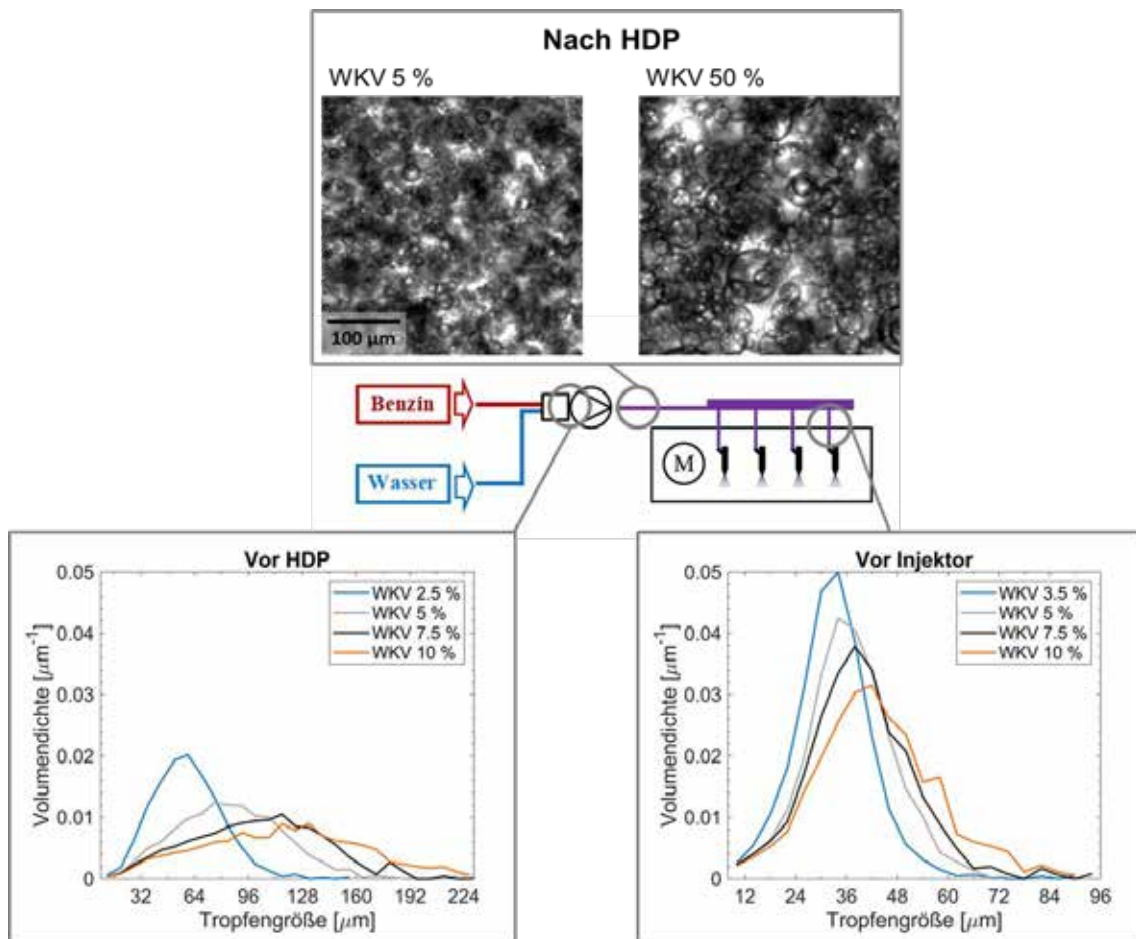


Abbildung 3: WKV Einfluss auf die Tropfengrößen im Single-HPP System an allen drei Messorten

Grundsätzlich ist das Wachstum der Tropfen mit der Steigerung des WKV auf Instabilitätserscheinungen zurück zu führen. Die Tropfenkonzentration nimmt zu, die Kollisionswahrscheinlichkeit steigt und in diesem Fall geht damit eine deutliche Steigerung der Koaleszenzrate einher. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass die Tropfenkoaleszenz eine dominierende Rolle bei diesem Emulsionserzeugungssystem spielt, der maßgeblich durch den Dispersphasenanteil der Emulsion verstärkt wird. Vergleicht man nun den WKV Einfluss vor der HDP und vor dem Injektor, so kommt man zu dem Schluss, dass eine ähnliche WKV Zunahme am ersteren Messort mit einer signifikanten Vergrößerung der gemessenen Tropfen einhergeht. Der Sauterdurchmesser steigt hier um 75 % und am anderen Messort nur um 27 %. Warum vor der HDP ein größerer Einfluss vorherrscht als vor Injektor kann folgendermaßen begründet werden: Die relativ großen Strömungsquerschnitte im Niederdrucksystem in und hinter der Mischkammer führen zu geringeren mittleren Strömungsgeschwindigkeiten als im Hochdrucksystem, insbesondere der Einspritzleitung. In [11] wird dargelegt, dass ein höherer Energieeintrag in die Strömung und eine höhere Strömungsgeschwindigkeit koaleszenzmindernd sein kann. Darüber hinaus ist bekannt [12], [13], dass eine höhere Strömungsgeschwindigkeit im System zu einer größeren Zerkleinerungswirkung führt, sodass bereits koaleszierte, große Tropfen erneut aufgebrochen werden können.

5.2 On-Injektor System

5.2.1 Einfluss des Wasser-Kraftstoff Verhältnisses

Die Variation des WKV erfolgte hier analog zum Single-HPP Ansatz. Mit zunehmendem Wasseranteil steigt die Anzahl größerer Tropfen. Bei den vorliegenden quantitativen Ergebnissen bis zu einem WKV von 10 % lässt sich folgendes feststellen, siehe Abbildung 4: Die

Verteilungen werden breiter, mit flacheren Flanken und entsprechend geringeren Maxima, wobei diese durchweg in einem ähnlichen Größenbereich vorliegen. Der d_{32} steigt mit größer werdendem Wasseranteil stetig an, von zunächst 34 μm bei 3,5 % WKV, auf 36 μm bei 10 %. Das entspricht einer Zunahme von 6 %.

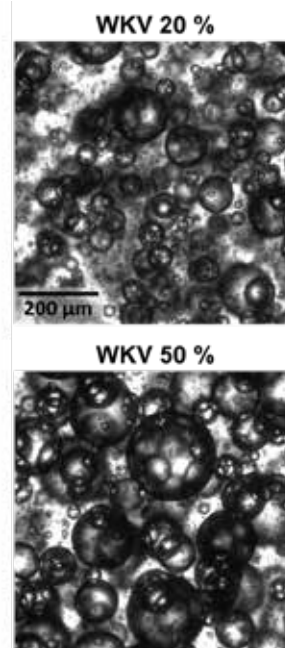
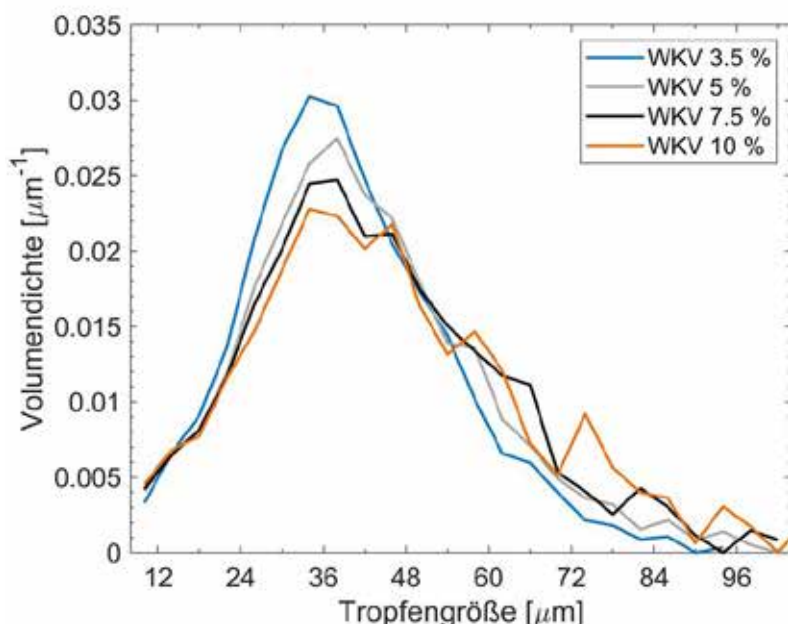


Abbildung 4: WKV Einfluss im On-Injector System

Der Bildvergleich bei höheren WKV, Abbildung 4 rechts, bestätigt die Größenzunahme der Tropfen ebenfalls. Auch hier ist Koaleszenz der wahrscheinlichste Grund für die Zunahme der Tropfengrößen. Allerdings ist der Einfluss geringer als im vergleichbaren Messort im Single-HPP System vor Injektor, dort nimmt der Sauterdurchmesser um 27 % zu.

5.2.2 Leitungslänge zwischen Mischkammer und Messzelle

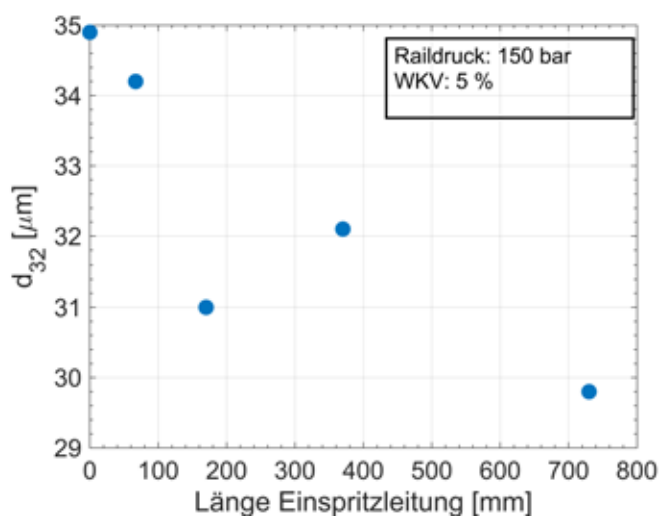


Abbildung 5: Einfluss der Länge der Einspritzleitung auf den Sauterdurchmesser der gemessenen Größenverteilungen

Zur Klärung der Frage, in wie weit sich eine Längenänderung der Einspritzleitung auf die Tropfengröße der Wasserphase auswirkt, wurden zwischen Mischkammer und Messzelle unterschiedlich lange Leitungstücke mit einem konstanten Innendurchmesser von 3 mm

eingebaut und die resultierenden Größenverteilungen erfasst. Der bisher beobachtete Koaleszenz-Einfluss lässt vermuten, dass eine Erhöhung der Leitungslänge und die damit einhergehende längere Verweilzeit der Tropfen im System zu einer Größenzunahme führt. Die Auswertung der Versuche für Rohrlängen zwischen 0 (Mischkammer an Messzelle angeflanscht) und 730 mm deutet aber auf ein gänzlich anderes Verhalten hin. Tendenziell nimmt der Sauterdurchmesser der Verteilungen mit zunehmender Leitungslänge ab. Die Korrelation mit der Leitungslänge zeigt eine nahezu lineare Abnahme des d_{32} , abgesehen von einem Ausreißer nach unten bei 170 mm Länge. Aus dem dargestellten Trend kann geschlossen werden, dass eine längere Verweilzeit im System vermutlich auch zu einer Zunahme an Zerkleinerungsvorgängen führt. Die Rohrströmung ist periodischer Natur, da die Emulsion nur dann strömt, wenn der Emulsionsinjektor stromabwärts geöffnet ist. Dabei treten im untersuchten Betriebspunkt mittlere Strömungsgeschwindigkeiten von etwa 3 m/s auf. Mit zunehmender Länge der Rohrleitung steigt die Zeit, in der die Emulsionstropfen dieser Beanspruchung ausgesetzt sind und es werden mehr und mehr der größeren Tropfen aufgebrochen, was letztlich zu einer Verteilung mit kleineren Tropfendurchmessern führt. Es kann daher vermutet werden, dass die Strömungsverhältnisse stromabwärts der Mischkammer im On-Injector System vorteilhaft sind, um die Emulsion stabil zu halten. Da in der Einspritzleitung des Single-HPP Systems die gleichen Strömungsbedingungen vorherrschen, ist dort von einem vergleichbaren Verhalten auszugehen.

5.3 Ethanol-Gehalt des Kraftstoffs

In Arbeiten anderer Forscher sind bereits positive Einflüsse von Ethanol auf die Emulgierung von Benzin und Wasser diskutiert worden. Grundsätzlich ist Ethanol sowohl in dem polaren Wasser, als auch im apolaren Benzin löslich. Darüber hinaus haben Untersuchungen gezeigt, dass ein Ottokraftstoff mit einem erhöhten Ethanol-Anteil in der Lage ist eine gewisse Menge Wasser zu lösen. Aus [14] geht hervor, dass ein Kraftstoff bestehend aus 60 % (V./V.) Benzin und 40 % Ethanol in der Lage ist, knapp 4 % Wasser in Lösung zu halten. Sazonov et al. [5] stellten eine erhöhte zeitliche Stabilität von Benzin-Wasser Emulsionen fest, wenn der Ethanol Anteil des Kraftstoffs zunahm. Qualitative Untersuchungen von Koegl et al. [15] zeigten, dass eine Steigerung des Anteils die Homogenität der untersuchten Benzin-Wasser Emulsionen förderte und die Tropfen der inneren Phase kleiner wurden.

Um in den Experimenten den Einfluss des Ethanol Anteils untersuchen zu können, wurden neben dem Standard-Ottokraftstoff E10 auch Versuche mit einem zweiten Kraftstoff durchgeführt, welcher 29 % Ethanol enthielt. Dieser wurde auf Basis des E10 selbst gemischt. Die Aufnahmen aus Abbildung 6 stammen vom On-Injector System und sind exemplarisch für beide untersuchten Einspritzkonzepte. Das Ethanol mindert die Tropfengröße deutlich und die Homogenität nimmt stark zu. Bei 5 % WKV führt das soweit, dass nur noch vereinzelt Umrisse größerer Tropfen auszumachen sind. Die Größenordnung der restlichen Tropfen scheint so klein zu sein, dass sie unterhalb der optischen Auflösung des Messsystems liegen. Bei 20 % Wasseranteil ist auch mit E29 analog zum Standardkraftstoff eine Zunahme der Tropfengröße auszumachen. Aber auch hier unterscheiden sich die Größenordnungen, wenn auch nicht so stark wie bei dem geringeren Wasser-Kraftstoff Verhältnis. Die Tropfen sind gleichmäßiger über das Bild verteilt und es wird der Eindruck erweckt, dass die Tropfen in einem schmaleren Größenbereich liegen, als mit dem geringeren Ethanol-Anteil. Sehr kleine Tropfen sind nur in der Aufnahme des E10 deutlich zu erkennen, das liegt in erster Linie an der inhomogenen Verteilung der Tropfen in der Bildebene. Solche Tropfen lassen sich mit 29 % Ethanol auf Grund der homogeneren Erscheinung schwieriger identifizieren.

Die qualitative Auswertung der hiesigen Experimente bestätigt also die Beobachtungen aus [15]. Begründen lässt sich der Zusammenhang durch die tensidähnlichen Eigenschaften des Ethanols. Zum einen kann sich ein Teil des Wassers im Kraftstoff lösen und zum an-

deren ist die Grenzflächenspannung zwischen Kraftstoff und Wasser vermindert, siehe Tabelle 1. Die formerhaltenden Kräfte, die der Deformation und Zerkleinerung von Tropfen entgegenwirken, sind geringer, sodass bei gleichem Energieeintrag kleinere Tropfen resultieren. Die numerischen Untersuchungen zu turbulenten Emulsionen aus [16] bestätigen dies. Darüber hinaus führt eine verringerte Grenzflächenspannung zu einer Abnahme der Koaleszenz-Wahrscheinlichkeit [11]. Demnach sollte also auch die Emulsionsstabilität steigen.

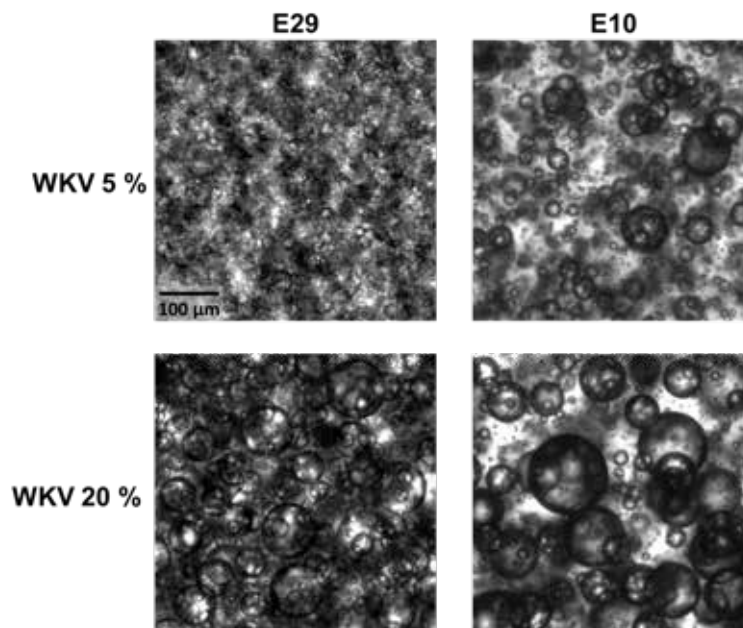


Abbildung 6: Einfluss von Ethanol auf die Emulsionsstruktur, aufgenommen im On-Injector System

5.4 Systemgegenüberstellung

Die beiden Einspritzkonzepte unterscheiden sich in erster Linie durch den Ort der Tropfenerzeugung und deren Weiterzerkleinerung. In einem bereits veröffentlichten Beitrag fand ein Vergleich der Tropfengrößenverteilung von äquivalenten Betriebspunkten statt [7]. Dabei zeigte sich, dass die Größenordnung der Tropfen vor dem Motorinjektor für beide Systeme die gleiche ist, der Verlauf der Verteilungen sich aber etwas unterscheidet. In Abbildung 7 ist die Korrelation des Sauterdurchmessers mit dem Raildruck für beide Systeme dargestellt. Alle anderen Betriebsparameter wurden konstant gehalten. Gemessen wurde vor dem Motorinjektor in der Einspritzleitung. Das WKV betrug 5 %. Beim On-Injector System traten bei allen drei untersuchten Drücken die größeren d_{32} Werte auf. Trotz der vorhandenen Koaleszenzerscheinungen im Single-HPP System, zwischen HDP und Einspritzleitung, lässt sich dort dennoch eine etwas bessere Emulsionsqualität bezogen auf die Tropfengröße erzielen. Weiterhin lässt sich anhand des ähnlichen Gefälles der beiden Plots darauf schließen, dass der Raildruck unabhängig vom Systemkonzept die Tropfengröße gleichermaßen beeinflusst und darin die grundsätzlich geringen Unterschiede zwischen den Systemen begründet sein könnten. Ein höherer Druck im System entspricht in erster Linie einem höheren Injektor-Massenstrom und damit einer höheren mittleren Strömungsgeschwindigkeit in den davon betroffenen Bereichen eines Einspritzsystems. Das deutet darauf hin, dass die Steigerung der Strömungsgeschwindigkeit in beiden Systemen Verkleinerung der Tropfen zur Folge hat. Ein direkter Druckeinfluss ist beim On-Injector nicht zu erwarten, lediglich die Stoffwerte ändern sich geringfügig. Im Single-HPP System kann aber das geänderte Betriebsverhalten der HDP die dortige Tropfenzerkleinerung beeinflussen. Dies ließ sich jedoch nicht genauer untersuchen, da keine quantitative Bildauswertung der Emulsion am Austritt der Hochdruckpumpe möglich war. Beim transienten Betrieb, zum Beispiel bei Lastwechsel bedingten WKV Änderungen, sind klare Vorteile für das On-Injector System zu erwarten.

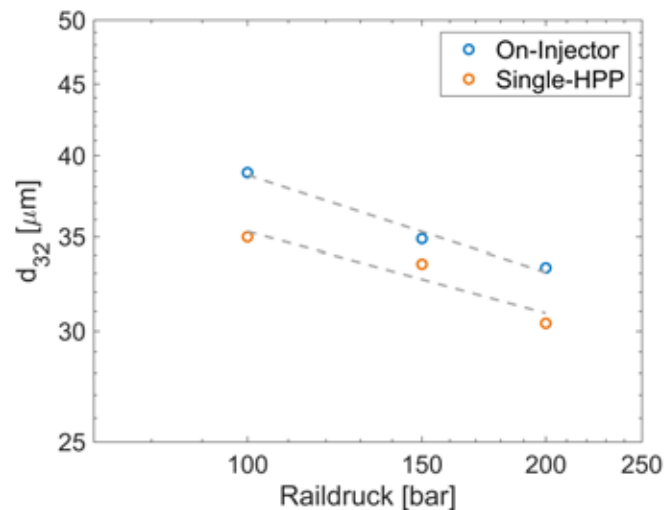


Abbildung 7: Einfluss des Raildrucks auf die Tropfengröße in der Einspritzleitung

Durch das größere mit Emulsion gefüllte Volumen im Single-HPP System, verhält sich dieses entsprechend träger. Die Reaktionsdauer (Zeitraum vom Einschalten der Wasserzufuhr bis die Emulsion die Durchflusszelle vor Injektor passiert) bei einer simulierten Motordrehzahl von 3000 1/min und 5,25 g/s Emulsionsmassenstrom wurde für beide Systeme erfasst. Sie liegt beim Single-HPP System bei knapp 13 s und beim On-Injector Ansatz bei weniger als einer Sekunde. Zu erwähnen ist aber, dass am Verbrennungsmotor, mit kürzeren Leitungslängen zwischen HDP, Rail und Injektoren als am Funktionsprüfstand, die Verzugszeit für ersteres Konzept etwas geringer ausfallen würde.

6. Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit werden Kraftstoff-Wasser Emulsionen für die Einspritzung in einen Ottomotor analysiert. Der Versuchsaufbau basiert auf einem Funktionsprüfstand für zwei unterschiedliche Emulsions-Einspritzkonzepte in Verbindung mit einem Shadowgraphy Messsystem. Sowohl die qualitativen als auch die quantitativen Ergebnisse zeigen für beide Systeme eine Beeinflussung durch das Wasser-Kraftstoff-Verhältnis. Mit zunehmendem Wasseranteil der Emulsion wachsen die Tropfengrößen an. Erklären lässt sich dieses Verhalten mit einer Zunahme der Kollisionswahrscheinlichkeit bei gesteigertem Dispersphasenanteil, die bei ungeschützten Grenzflächen, wie es hier der Fall ist, zu Koaleszenz führen kann. Eine Änderung des Raildrucks führt in beiden Systemen zu einer Abnahme der Tropfengröße. Dies deutet, in Verbindung mit den Resultaten der Längenvariation der Einspritzleitung im On-Injector Aufbau, darauf hin, dass die periodische Rohrströmung die zuvor erzeugten Tropfen weiter zerkleinert. Ferner zeigen die Ergebnisse, dass Kraftstoffe mit erhöhtem Ethanol-Anteil förderlich für die Emulsionserzeugung und den Transport im Einspritzsystem sind. Der Vergleich der beiden Emulsionserzeugungsansätze weist nur im transienten Betrieb signifikante Unterschiede auf. Dort existieren die größten Herausforderungen, wenn auf Emulgatoren verzichtet werden soll. Je kleiner die Volumina und Verweilzeiten für die Emulsion im System sind, desto kürzer ist die Reaktionszeit des Systems und desto geringer ist die Gefahr einer Entmischung im Betrieb.

In weiteren Untersuchungen am Institut für Fahrzeugtechnik der Hochschule Trier soll geklärt werden, in welchem Maße die Spraytropfengröße durch das zusätzliche Wasser beeinflusst wird und ob sich beobachtete Einflüsse auf die Emulsion auch auf deren Strahlerfall auswirken. Darüber hinaus werden beide Einspritzsystem an einem Versuchsmotor appliziert, um deren Funktionsfähigkeit im Motorbetrieb zu analysieren.

7. Literatur

- [1] Kuhring, M. S.: Water and Water-Alcohol Injection in a Supercharged Jaguar Aircraft Engine. *Canadian Journal of Research* 16a (1938) 8, S. 149–176
- [2] Heinrich, C., Dörksen, H., Tölkes, E. u. Esch, A.: Direkte Benzin-Wasser-Einspritzung: CO₂-Potentiale und technische Anforderungen. In: Tschöke, H. u. Marohn, R. (Hrsg.): 10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2016. Inklusive Gaseinblausung. Proceedings. Wiesbaden: Springer Vieweg 2017, S. 363–379
- [3] Hermann, I., Glahn, C., Kluin, M., Paroll, M. u. Gumprich, W.: Water Injection for Gasoline Engines - Quo Vadis? In: Günther, M. u. Sens, M. (Hrsg.): Knocking in Gasoline Engines. 5th International Conference, December 12-13, 2017, Berlin, Germany. Cham: Springer International Publishing 2018, S. 299–321
- [4] Heinrich, C., Dörksen, H., Esch, A. u. Krämer, K.: Gasoline Water Direct Injection (GWDI) as a Key Feature for Future Gasoline Engines. In: Günther, M. u. Sens, M. (Hrsg.): Knocking in Gasoline Engines. 5th International Conference, December 12-13, 2017, Berlin, Germany. Cham: Springer International Publishing 2018, S. 322–337
- [5] Sazonov, V., Rottengruber, H. u. Dragomirov, P.: Untersuchung der Benzin-Wasser-Emulsion Direkteinspritzung zur Effizienzsteigerung von Ottomotoren. In: Tschöke, H. u. Marohn, R. (Hrsg.): 11. Tagung Einspritzung und Kraftstoffe, Berlin, November 28-29. Diesel · Benzin · Gas · Alternative Kraftstoffe · Medien für SCR · Wasser. Proceedings. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden 2019, S. 515–542
- [6] Böhm, M., Mährle, W., Bartelt, H.-C. u. Rubbert, S.: Funktionale Integration einer Wassereinspritzung in den Ottomotor. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 77 (2016) 1, S. 38–43
- [7] Blau, B., Heinrich, C. u. Klein, M.: Gasoline Water Direct Injection (GWDI): Optical Investigations on Fuel-Water Emulsions in the Injection System. 31st Aachen Colloquium Sustainable Mobility 2022. Aachen: Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik GbR 2022, Paper No. Pos01
- [8] Simon, C., Will, B.-C., Dörksen, H. u. Mengel, C.: Erzeugung und Einspritzung von Diesel-Wasser-Emulsionen. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 71 (2010) 7-8, S. 516–523
- [9] Neumann, N., Freisinger, N., Vent, G. u. Seeger, T.: Experimental investigation of Miller cycle combustion technology with water injection. In: Wagner, A., Bargende, M., Reuss, H.-C. u. Wiedemann, J. (Hrsg.): 19. Internationales Stuttgarter Symposium. ATZ live. Wiesbaden, [Heidelberg]: Springer Vieweg 2019, S. 599–611
- [10] Stang, M., Schuchmann, H. u. Schubert, H.: Emulsification in High-Pressure Homogenizers. *Engineering in Life Sciences* 1 (2001) 4, S. 151
- [11] Kamp, J., Villwock, J. u. Kraume, M.: Drop coalescence in technical liquid/liquid applications: a review on experimental techniques and modeling approaches. *Reviews in Chemical Engineering* 33 (2017) 1, S. 1–47
- [12] Sleicher, C. A.: Maximum stable drop size in turbulent flow. *AIChE Journal* 8 (1962) 4, S. 471–477
- [13] Angeli, P. u. Hewitt, G. F.: Drop size distributions in horizontal oil-water dispersed flows. *Chemical Engineering Science* 55 (2000) 16, S. 3133–3143
- [14] Kyriakides, A., Dimas, V., Lymperopoulou, E., Karonis, D. u. Lois, E.: Evaluation of gasoline–ethanol–water ternary mixtures used as a fuel for an Otto engine. *Fuel* 108 (2013), S. 208–215
- [15] Koegl, M., Mull, C., Mishra, Y. N., Will, S. u. Zigan, L.: Characterization of fuel/water mixtures and emulsions with ethanol using laser-induced fluorescence. *Applied Optics* 59 (2020) 4, S. 1136–1144
- [16] Begemann, A., Trummler, T., Trautner, E., Hasslberger, J. u. Klein, M.: Effect of turbulence intensity and surface tension on the emulsification process and its stationary state—A numerical study. *The Canadian Journal of Chemical Engineering* 100 (2022) 12, S. 3548–3561

Cold start behaviour of regenerative gasoline fuel blends down to -15 °C

Thomas Weyhing*, Uwe Wagner, Olaf Toedter, Thomas Koch
 Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Kolbenmaschinen (IFKM)

Abstract

As part of the "reFuels- rethinking fuels" project, the focus was on drop-in ready fuels that meet the current EN228 fuel standard. By complying with the fuel standard, the CO₂ emissions of the vehicle fleet can be reduced through a high regenerative share.

In this paper, the focus is on two gasoline fuels, one with a 40 % regenerative and the other with an 85 % regenerative share. The fuels, known as G40 and G85, comply with the EN228 standard and can therefore be refueled directly. The basis of the regenerative share is bioliq®, a fuel based on the biomass-to-liquid process.

G40 is achieved by using 10 % EtOH and 30 % bioliq® light gasoline. G85 is blended by various other components, for example hydroprocessed bioliq® heavy gasoline.

In earlier studies, the influence of the fuels was investigated on the single-cylinder engine test bench. In the investigations now under consideration, the focus is on cold-start behavior at very low temperatures (down to -15 °C). Both gaseous and solid exhaust emissions are considered, and standard E5 gasoline is taken as the reference.

As a result, it can be seen that both G40 and G85 behave similarly or better in terms of raw exhaust emissions than E5 at low temperatures. The goal of having fuels with high CO₂ potential that at the same time do not worsen exhaust emissions was achieved.

Kurzfassung

Im Rahmen des Projekts „reFuels- Kraftstoffe neu denken“ lag der Fokus auf Drop-in fähige Kraftstoffe, die die aktuelle Kraftstoffnorm EN228 erfüllt. Durch die Einhaltung der Kraftstoffnorm kann durch einen hohen regenerativen Anteil die CO₂-Emissionen der Bestandsflotte gesenkt werden.

In dieser Arbeit liegt der Fokus auf zwei Benzinkraftstoffe, die zu einem einen 40 % regenerativen und zum anderen einen 85 % regenerativen Anteil besitzen. Die als G40 und G85 bezeichneten Kraftstoffe liegen innerhalb der Norm EN228 und können somit direkt vertankt werden. Grundlage des regenerativen Anteils ist bioliq®, ein Kraftstoff nach dem Biomass-to-Liquid-Verfahren.

G40 wird durch die Verwendung von 10 % EtOH und 30 % bioliq®-Leichtbenzin erreicht. G85 wird durch verschiedene weitere Komponenten, zum Beispiel hydriertes bioliq®-Schwerbenzin geblendet.

In früheren Studien wurde der Einfluss der Kraftstoffe am Einzylindermotorenprüfstand untersucht. In den jetzt betrachteten Untersuchungen liegt der Fokus auf das Kaltstartverhalten bei sehr niedrigen Temperaturen (bis -15 °C). Dabei werden sowohl gasförmige als auch feste Abgasemissionen betrachtet und Standard E5-Benzin gilt als Referenz.

Als Ergebnis kann betrachtet werden, dass sowohl G40 als auch G85 sich bei tiefen Temperaturen ähnlich oder besser hinsichtlich der Rohabgasemissionen als E5 verhalten. Das Ziel, Kraftstoffe mit hohem CO₂-Minderungspotenzial einzusetzen, die gleichzeitig die Abgasemissionen nicht verschlechtern, wurde erreicht.

* Speaker/Referent

1 Introduction

The reduction of CO₂ emissions is considered one of the greatest challenges. In Germany alone, the number of registered passenger cars is approximately 48.7 million. Of these, more than 62 % are purely gasoline-powered vehicles.[1]

In order to target CO₂ reductions precisely at these vehicles, the project "reFuels- rethinking fuels " was launched in 2019. The aim is to produce drop-in capable fuels within the standard, which have a high regenerative content and ideally better combustion and emission properties.

The regenerative gasoline component used was bioliq®: hydrocarbons obtained from biomass. The process is similar to the methanol-to-gasoline process, but in the first process step, methanol is skipped and dimethyl ether is synthesized directly.[2]

After the gasoline synthesis, two products are available. One is bioliq® light gasoline and the other is bioliq® heavy gasoline. In order to be able to use the heavy gasoline, it must be hydroprocessed in a further process step.[3,4]

With the help of these two fuel components, it was finally possible to produce a blend with an 85 % regenerative content that is within the valid EN228 standard.

2 Fuel properties of G40 and G85

	Unit	Norm	Light gasoline bioliq	Heavy gasoline bioliq	E5	G40	G85
RON	-	min. 95	101,7	N/A	95.0	101.0	95.2
Density	kg / m ³	720-775	828.9	891.7	747.8	751.8	762.9
E70	°C	20-46	1.1	0	33.5	33.6	20.9
E100	°C	46-71	6.4	0	52.7	46.1	50,2
E150	°C	min. 75	85.4	0	85.9	91.2	94,4
FBP	°C	Max. 210	171	290	197.1	180.1	173.7
Aromatics	%(v/v)	0.184	76.3	96.5	30.6	31.2	32.7
Ethanol	%(v/v)	max. 5/10	traces	0	4.53	9.76	0.1
Oxygen content	%(m/m)	max. 2.7/3.7	traces	0	1.87	3.58	3.01

Table 1: Fuel properties of E5, G40 and G85 [4,5]

As can be seen, the bioliq light and heavy gasoline fractions are outside the standard. For G40, the light gasoline fraction was used. The aromatics content was one of the limiting factors in order to achieve a higher blending ratio. G40 consists of 30 vol.-% bioliq light gasoline, 10 vol.-% ethanol and 60 vol.-% fossil components.

G85 consists of a larger number of components: Both bioliq light gasoline and hydroprocessed bioliq heavy gasoline were used. Ethanol was also dispensed with. The oxygen content is achieved by methyl tert-butyl ether (MTBE) and ethyl tert-butyl ether (ETBE).

G40 has a very high-octane rating and a high ethanol content. G85 has a very low boiling point.

3 Experimental setup

The fuels were tested on a three-cylinder full engine with near-production configuration and standard exhaust gas aftertreatment. The engine characteristics can be found in Table 2.

	Gasoline three-cylinder engine direct injection
Displacement	999 cm ³
Number of cylinders	3
Geometric compression ratio	10.0 :1

Table 2: Technical data ICE

The tests were carried out in a cold test bench at the Institute for Internal Combustion Engines. This test bench can also be cooled down to -20 °C in order to test cold start cycles. Transient cycles, such as WLTC or RDE, are possible. Exhaust gas sampling is performed before exhaust gas aftertreatment to compare fuels. An AMA4000 from AVL and an FTIR from IAG will be used for the gaseous emissions. In addition, the particulate emissions are recorded with a DMS500 from Cambustion.

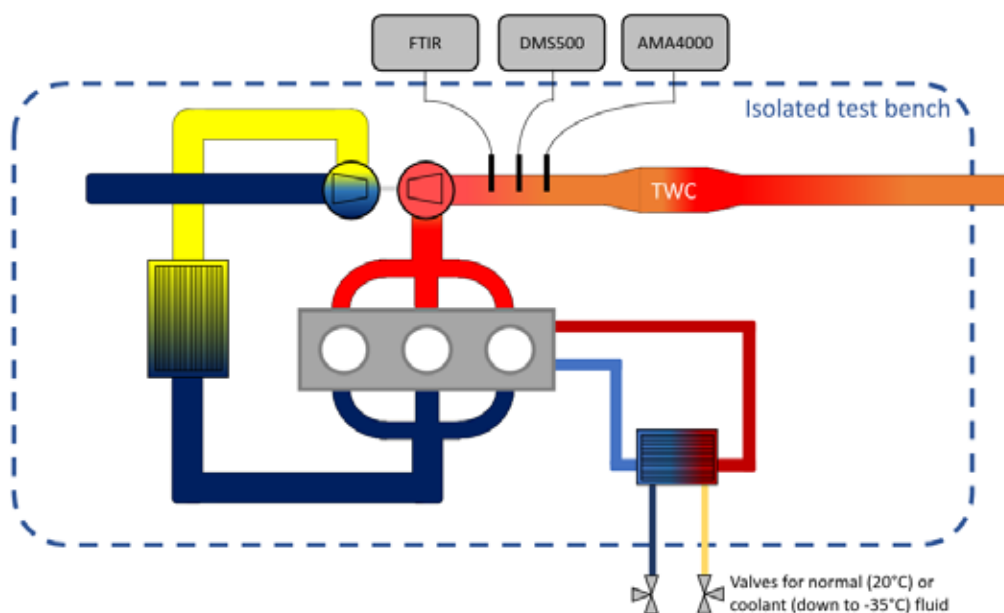


Figure 1: Schematic test bench setup

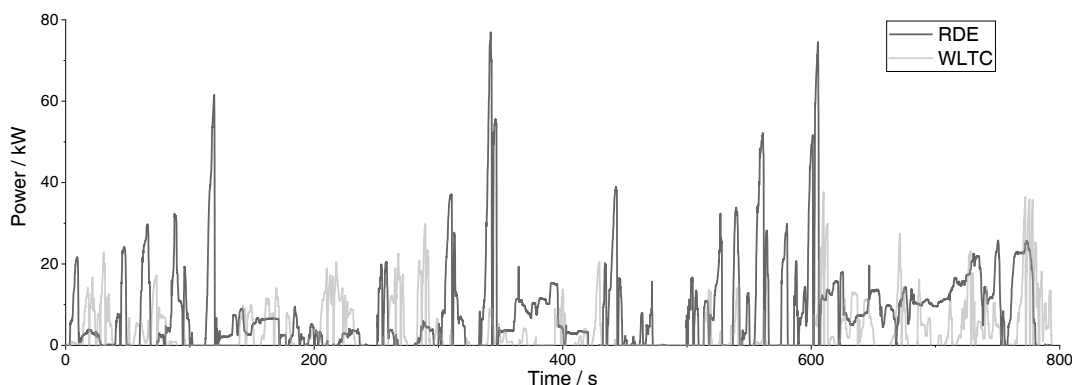


Figure 2: Performed WLTC(Extract) and RDE cycle

4 Characteristic map measurements

In order to draw conclusions about the behavior in transient operating conditions of the fuels, the characteristic map at operating temperature was first investigated. Figure 3 shows the gaseous emissions at 2000 min⁻¹.

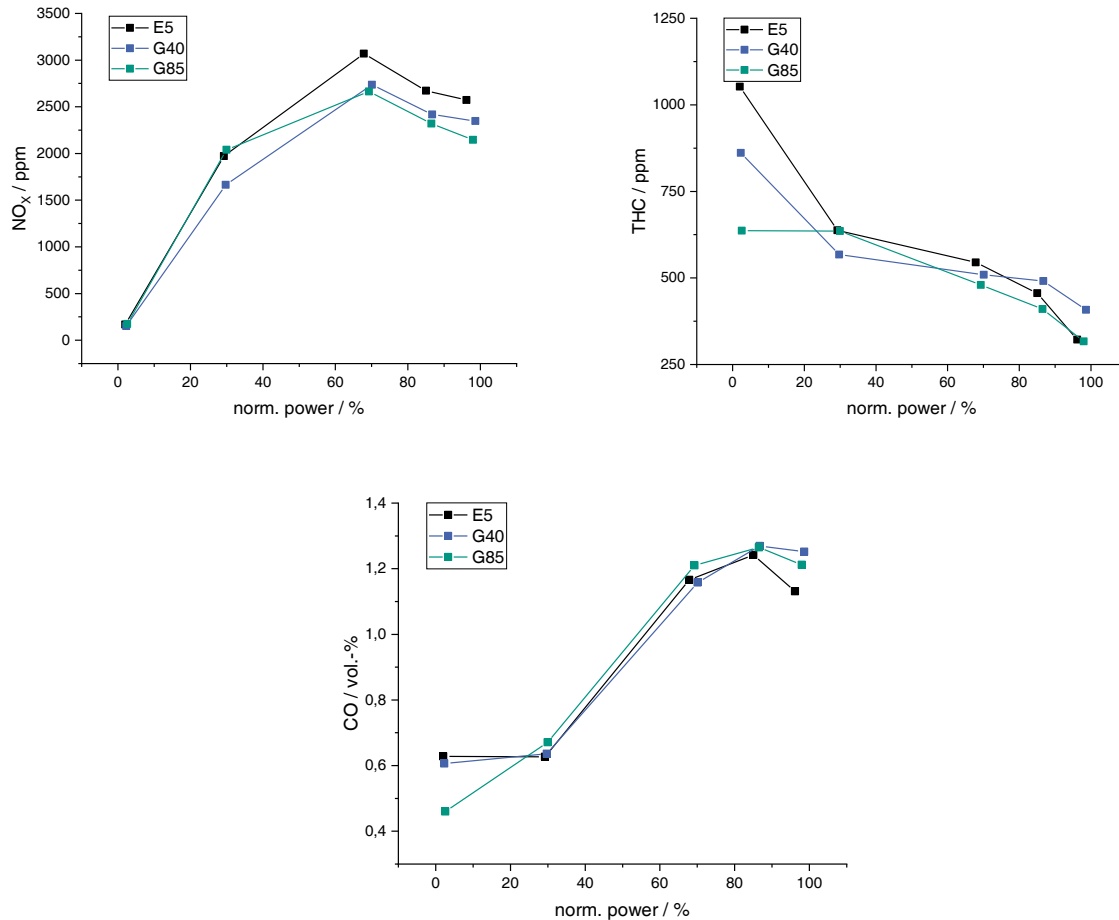


Figure 3: Nitrogen oxide, hydrocarbons and carbon monoxide emissions at 2000 min⁻¹

At the stationary points, the fuels behave very similarly in terms of gaseous emissions. Only G40, with its high ethanol content, shows a slight reduction in nitrogen oxide emissions in the part-load range. This can be attributed to better internal cooling due to the high enthalpy of vaporization of ethanol.

In terms of particulate behavior, the difference between the reference E5 and the two fuels is greater (Fig. 4).

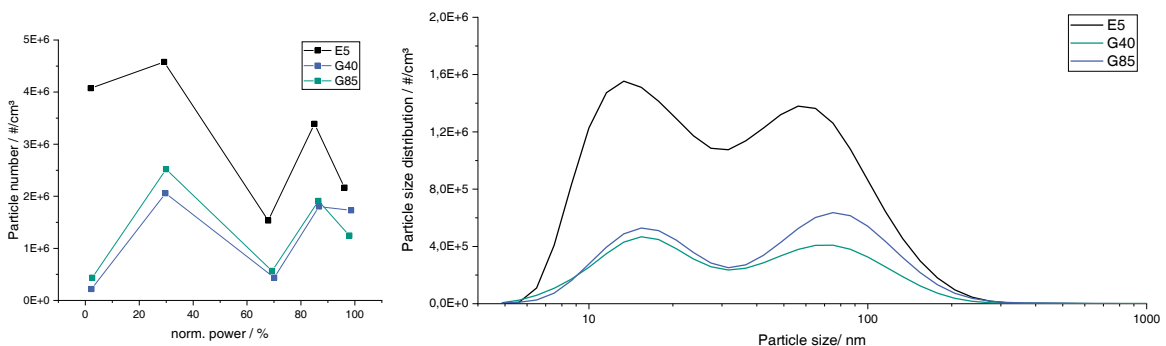


Figure 4: Particle Number at 2000 min⁻¹(left) and particle size distribution at 2000 min⁻¹/75% load (right)

Over wide areas of the map, G40 and G85 behave very similarly in terms of particle number and size. Both are below the reference E5.

5 Cold start behavior

In this chapter, the cold start tests from the WLTC and RDE cycle at temperatures as low as $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ are presented. Some of the results from G40 have already been published in another paper [6].

The WLTC cycle has a length of 30 minutes. The RDE cycle is a shortened cycle with a duration of approx. 800 s.

5.1 WLTC

In order to compare the different fuels and temperatures, the exhaust emissions were cumulated over the cycle and related to the distance driven. Figure 5 shows the cumulative gaseous exhaust emissions.

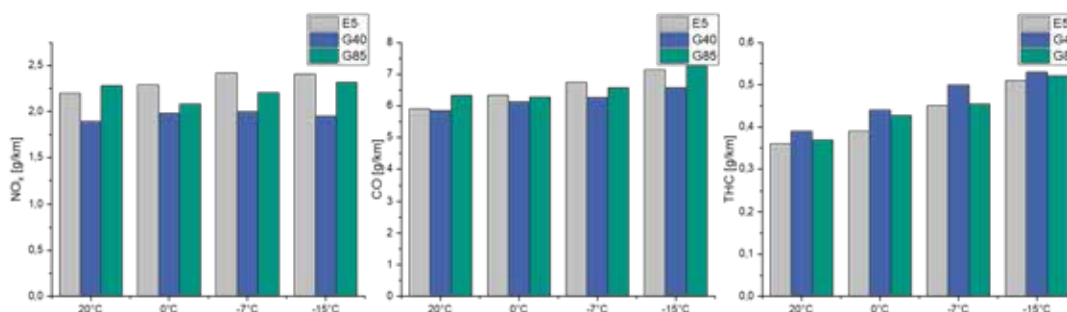


Figure 5: Gaseous emissions of WLTC cycle for different temperatures

In the low-load WLTC cycle, the emission behavior of G40 can be seen again due to the high ethanol content, especially with regard to nitrogen oxide emissions. If the different temperatures within an exhaust gas component are compared, all fuels tend to behave in the same way. In absolute values, the fuels are also close to each other, so that the emissions after an existing exhaust gas aftertreatment should be very similar.

5.2 RDE

In contrast to the WLTC, the RDE cycle has a higher load component and transient driving conditions.

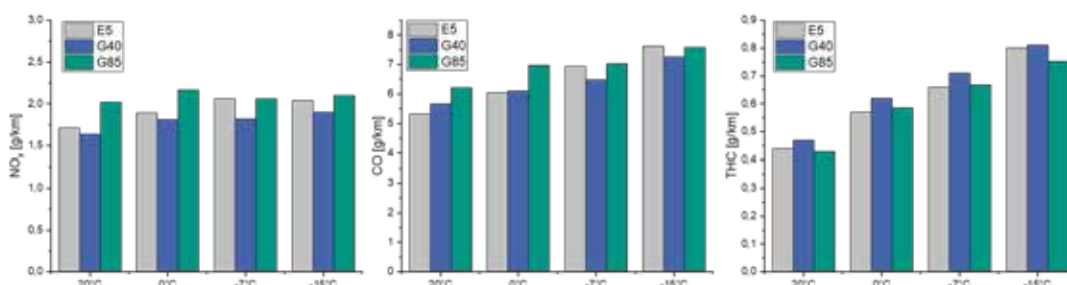


Figure 6: Gaseous emissions of RDE cycle for different temperatures

However, the gaseous emissions behavior is similar to that of WLTC. G40 shows a slight advantage with regard to nitrogen oxide emissions. All other emissions are again close to each other, so that there are no disadvantageous emissions with G40 or G85.

The upper figure in Fig. 7 shows the particulate emissions over the different temperatures. Low temperatures play an even greater role in particulate emissions.

G40 is in a similar range to the reference. Slight advantages can be seen, however. This may be due to the increased oxygen content and the resulting better oxidation. The low boiling point also plays a positive role.

At 20 °C, G85 behaves very similarly to G40. However, when temperatures get even colder, it shows further advantages. The lower boiling point of G85 could be used to its full potential there. The oxygen content of G85 is in the same range as G40, but the high ethanol content of G40 may explain the difference.

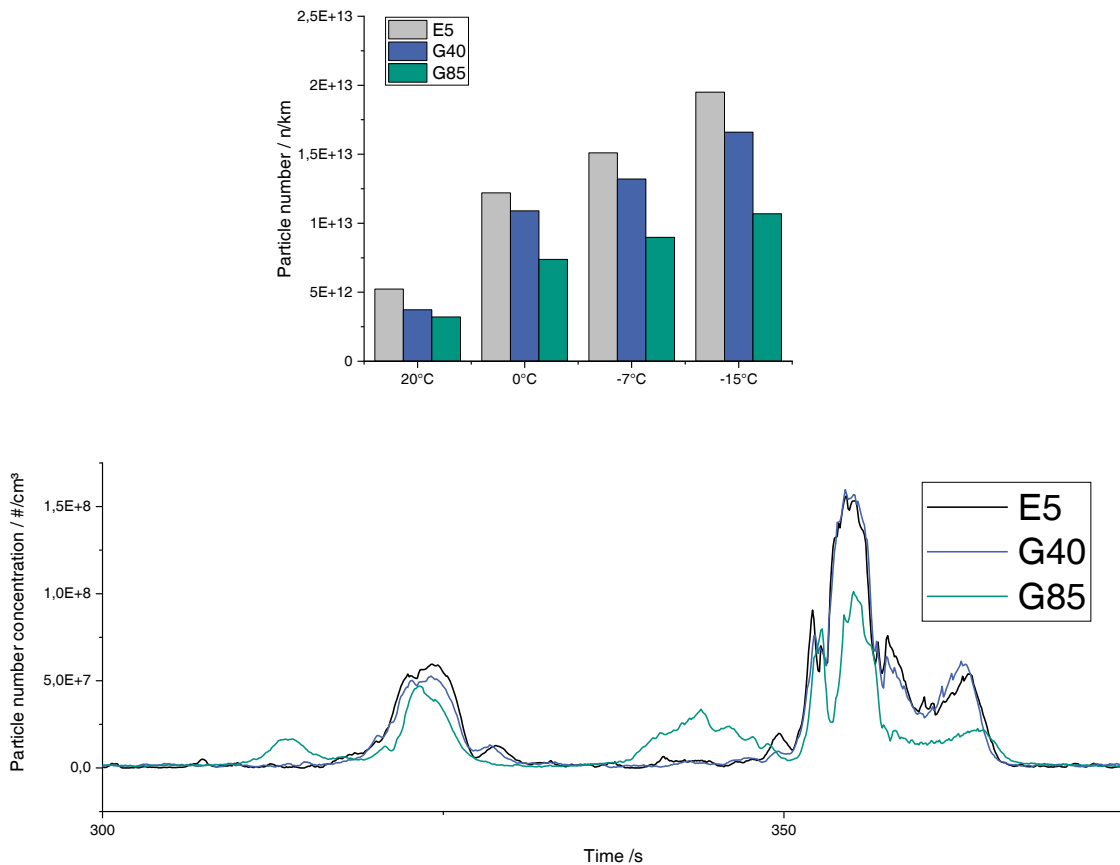


Figure 7: Particle emissions of RDE cycle for different temperatures(top) and an extract of particle number concentration at a -15 °C cold start

6 Summary & outlook

The focus of the investigations was to examine the emission behavior of drop-in gasoline fuels at low temperatures. With G40 and G85, two regenerative fuel blends were presented that showed no worsening in both gaseous and solid exhaust emissions during transient cycles.

G40, 40% regenerative with 30% bioliq® light gasoline and 10% ethanol, impresses with its high-octane rating of over 101.

G85, 85% regenerative, consisting of a mix of bioliq® light gasoline, hydroprocessed bioliq® heavy gasoline and other regeneratively produced components.

With this regenerative share of 40% and 85%, respectively, the fuels can contribute to CO₂ reduction in the transport sector without requiring any modifications to the vehicle and without any worsening of exhaust emissions.

7 References

- [1] Statista: Anzahl der Personenkraftwagen in Deutschland nach Kraftstoffarten von 2017 bis 2023. <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/4270/umfrage/pkw-bestand-in-deutschland-nach-kraftstoffarten/>, zuletzt aufgerufen am 31.03.2023.
- [2] Dahmen, N., Abeln, J., Eberhard, M., Kolb, T., Leibold, H., Sauer, J., Stapf, D. and Zimmerlin, B., The bioliq process for producing synthetic transportation fuels. 2017, WIREs Energy Environ, 6: e236. <https://doi.org/10.1002/wene.236>.
- [3] Dahmen, N., et al., Bioliq®-pilot plant for the preparation of synthetic fuels-operating experience, pages 565-569, 27th European Biomass Conference and Exhibition, EUBCE 2019; Lisbon; Portugal; 27 May 2019 through 30 May 2019
- [4] Graf, D., Neuner, P., Rauch, R. . Hydroprocessing and Blending of a Biomass-Based DTG-Gasoline. 2022, *Energy Engineering*, 119(6), 2169–2192..
- [5] DIN EN 228: *Kraftstoffe – Unverbleite Ottokraftstoffe – Anforderungen und Prüfverfahren; Deutsche Fassung EN 228:2012+A1:2017*
- [6] Weyhing, T., Koch, T., Wagner, U. et al. G40 - Ein Schritt zu einem CO₂-neutralen Benzinkraftstoff. *MTZ Motortech Z* **83**, 30–37 (2022). <https://doi.org/10.1007/s35146-022-0852-4>.

Session 3

Alternative Kraftstoffe - Teil 1/Alternative Fuels - Part 1

**Moderation: Professor Friedrich Wirz;
Technische Universität Hamburg**

Ammonia injection systems for large 4-stroke engines

Hartmut Schneider*, Michael Willmann, Enrico Bärow,
Ingmar Berger

Woodward L'Orange GmbH

Gregory J. Hampson, Domenico Chiera

Woodward Inc.

Zusammenfassung

Ammoniak als Kraftstoff in Verbrennungskraftmaschinen ist mit zahlreichen Herausforderungen verbunden, zeigt aber auch ein hohes Potential zur Reduktion von Treibhausgas Emissionen. Die Eigenschaften von Ammoniak lassen dabei eine Vielzahl von möglichen Verbrennungskonzepten zu. So sind Otto-Verfahren mit PFI oder DI-Injektoren aber auch Diesel-Verfahren mit HPDF-Einspritzsystemen möglich. Die beste Wahl bestimmt hier die individuelle Applikation mit den jeweils spezifischen Randbedingungen.

Diese Publikation gibt einen Überblick über die unterschiedlichen Strategien Ammoniak zu dosieren und zu verbrennen. Chemische und physikalische Eigenschaften im Vergleich mit anderen GHG-neutralen Kraftstoffen werden diskutiert. Der Fokus liegt auf aktuellen Entwicklungsarbeiten seitens Woodward für Dosier- bzw. Einspritzsystemen für Otto und Diesel-Verfahren.

Woodward hat in den letzten Jahren eine ganze Familie von Hochdruck-Dual-Fuel-Injektoren entwickelt. Das bewährte 3-1-Nadeldesign wird dabei derzeit für die Einspritzung von Ammoniak verwendet. Darüber hinaus wird es durch ein 1-1-Düsensdesign ergänzt, das ein robusteres und wirtschaftlicheres Injektordesign ermöglicht. Trotz der höheren Komplexität des Einspritzsystems ist HPDF die bevorzugte Lösung für Motoren, die hohe Wirkungsgrade und Leistungsdichten anstreben. Mit seiner 100-prozentigen Dieselfähigkeit bietet er zusätzlich inhärente Redundanz.

Im Gegensatz zur Hochdruckeinspritzung ermöglichen Magnet-aktuierte Gasdosierventile (SOGAV) die Dosierung von gasförmigem Ammoniak bei vergleichsweise niedrigen Raildrücken in die Luftansaugung. Diese Ventile haben eine direkte elektrische Betätigung. Da sie außerhalb des Zylinderkopfes platziert sind, sind sie eine ideale Lösung für die Nachrüstung von Motoren. Die Publikation gibt einen Einblick in die Erfahrungen, die Woodward mit der Injektion und Verbrennung von Ammoniak gesammelt hat. Darüber hinaus werden einige Ergebnisse präsentiert, die die Verbrennung von Ammoniak in einem Konzept der reaktivitätsgesteuerten Kompressionszündung (Reactivity Controlled Compression Ignition, RCCI) zeigen. Hier werden die Verbrennungsraten von Ammoniak durch eine zusätzliche Einspritzung eines Dieselpiloten erhöht. Da der Pilot früh in der Kompressionsphase eingespritzt wird, kann er sich mit Luft und Ammoniak vermischen und ermöglicht eine Selbstzündung des Kraftstoffs.

* Speaker/Referent

Abstract

The use of Ammonia as a fuel in internal combustion engines is related to numerous challenges but has a high potential towards the reduction of greenhouse gas emissions. The fuel properties of Ammonia allow a wide range of feasible combustion concepts from spark ignited Otto-cycle concepts with port fuel injection (PFI) or direct injection (DI) to Diesel-like high pressure Dual Fuel (HPDF) concepts. The best choice is strongly depending on the target application.

This publication will give an overview of the different strategies of the injection and combustion of ammonia. Its chemical and physical properties will be compared with other carbon neutral fuels. The publication focuses on the current development activities at Woodward regarding injection/dosing systems and control strategies for both, homogeneous (Otto like) and inhomogeneous (Diesel like) combustion engines.

Woodward has developed a whole family of high-pressure dual fuel injectors in the recent years. The well-established 3-1 needle design is used for the injection of ammonia. In addition, it will be complemented by a 1-1 nozzle design that allows a more robust and economical injector design. Despite the higher complexity of the injection system, HPDF is the preferred solution for engines that aim for high efficiencies and power densities. With its 100 % Diesel capability it offers inherent redundancy.

In contrast to the high-pressure injection, ammonia “hardened” solenoid operated gas admission valves (SOGAV) allow the dosing of gaseous ammonia at comparatively low rail pressures into the air intake. These valves have a direct electric actuation. Since they are placed outside the cylinder head, they are an ideal solution for the retrofitting of engines.

The publication gives an insight into the experiences Woodward has gathered with the injection and combustion of ammonia. In addition, some results are presented that show the combustion of ammonia in a Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) concept. Here, the burn rates of ammonia are increased by an additional injection of a diesel pilot. Because the pilot is injected early in the compression phase, it can mix with the air and ammonia and allows an auto-ignition of the fuel.

Introduction

The International Marine Organization (IMO) has a goal of reaching 40% reduction of GHG emissions by 2030 and target of a full 50% reduction in marine fleet wide GHG emissions by 2050, while other organizations and governments desire to develop a path to Net-Zero GHG emissions by no later than 2050. To accomplish this, engines with near zero GHG emissions must be developed now. In addition to new ships, there is a large existing fleet of diesel fueled engines in the market today which are candidates for retrofit. Therefore the maritime industry is a main driver towards PTX fuels. From today's perspective each of the P2X fuels will have favorable applications where specific fuel characteristics offer advantages over the competing P2X fuels as schematically shown in Figure 1. Ammonia fueling of a diesel engine using dual-fuel combustion represents a viable zero-carbon fuel and combustion strategy suitable for long-haul / heavy-duty transportation due to its favorable storage properties of liquid at low tank pressure. Although ammonia requires slightly higher efforts for the storage compared to methanol (e.g. at elevated pressures or at low temperature), it is expected that in the long term fuel costs will be lower than for methanol [3].

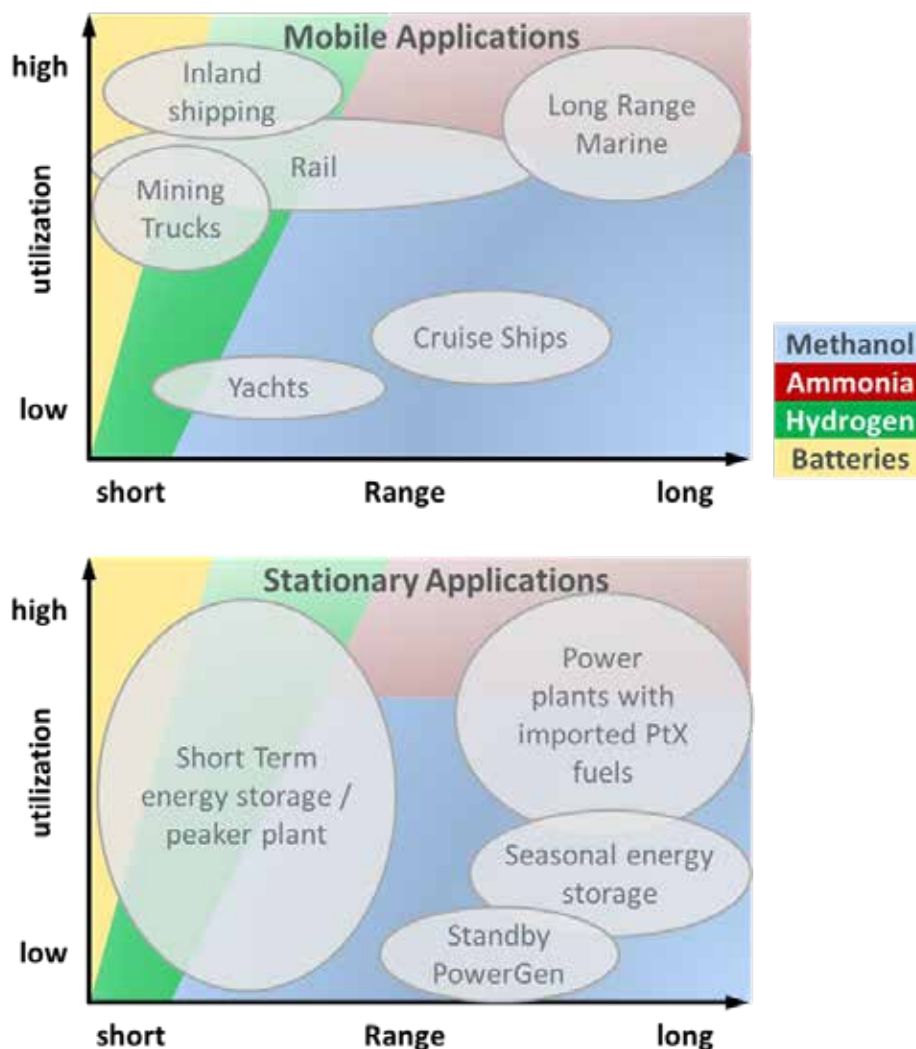


Figure 1: Schematic matrix for choice of power-to-X technology, top: for mobile applications, bottom: for stationary applications

Properties of Ammonia as a Fuel

Compared to hydrogen, which is focus of many actual discussions, ammonia is a very contrasting fuel. Two aspects need to be regarded most.

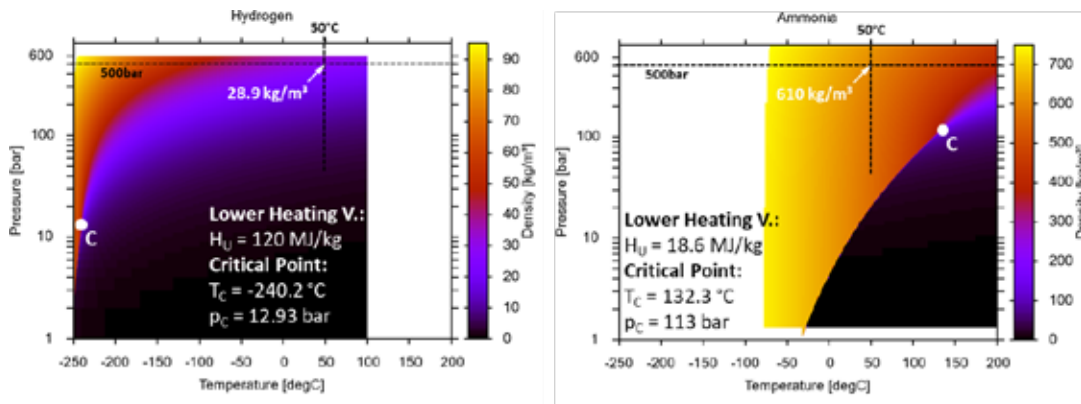


Figure 2: Density maps of hydrogen and ammonia

The first is the fuel handling and storage. Handling ammonia means handling a very unpleasant smelling and in higher concentrations toxic fuel. High efforts are needed to avoid any leakage or release into the environment. In contrast to hydrogen, it can be liquefied easily. Like LPG it is liquid at about 8bar or -33°C, whereas hydrogen is liquid only at very extreme conditions (-253°C at ambient pressure). In Figure 2 the differences can be seen clearly. Hence, even in liquid state, the density of hydrogen is only about 1/10th of that of ammonia.

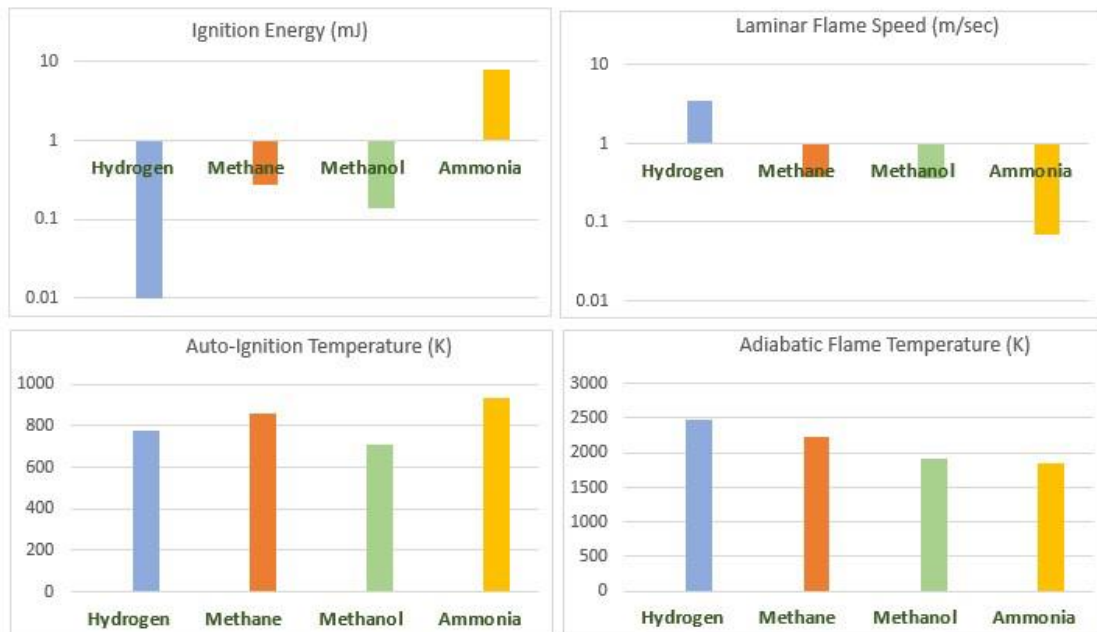


Figure 3: Power 2 X fuel properties

[https://www.engineeringtoolbox.com/fuels-ignitiontemperatures-d_171.html]

The second criterion is the combustion of ammonia and related emissions. Still, this is not yet fully investigated, and many R&D projects are currently trying to answer the open questions.

But having a look at the fuel properties gives the implication, that the combustion of ammonia has several challenges.

Figure 3 shows the comparison of several combustion relevant properties of ammonia in relation to some other fuels. It can be seen that ammonia needs an ignition energy which is almost 1000 times as much as hydrogen, it has a higher auto-ignition temperature and burns at a lower flame speed and at a lower flame temperature. Additionally, ammonia needs to be evaporated and thus, requires a large amount of energy for this change of phase state. All in all, ammonia needs a strong ignition source and some effort to burn the fuel quickly.

Woodward L'Orange's Ammonia injection systems

For each combustion concept Woodward L'Orange offers a broad range of injection systems. All injectors follow a platform approach to leverage core components while offering also maximum flexibility in the adaptation to specific customer needs.

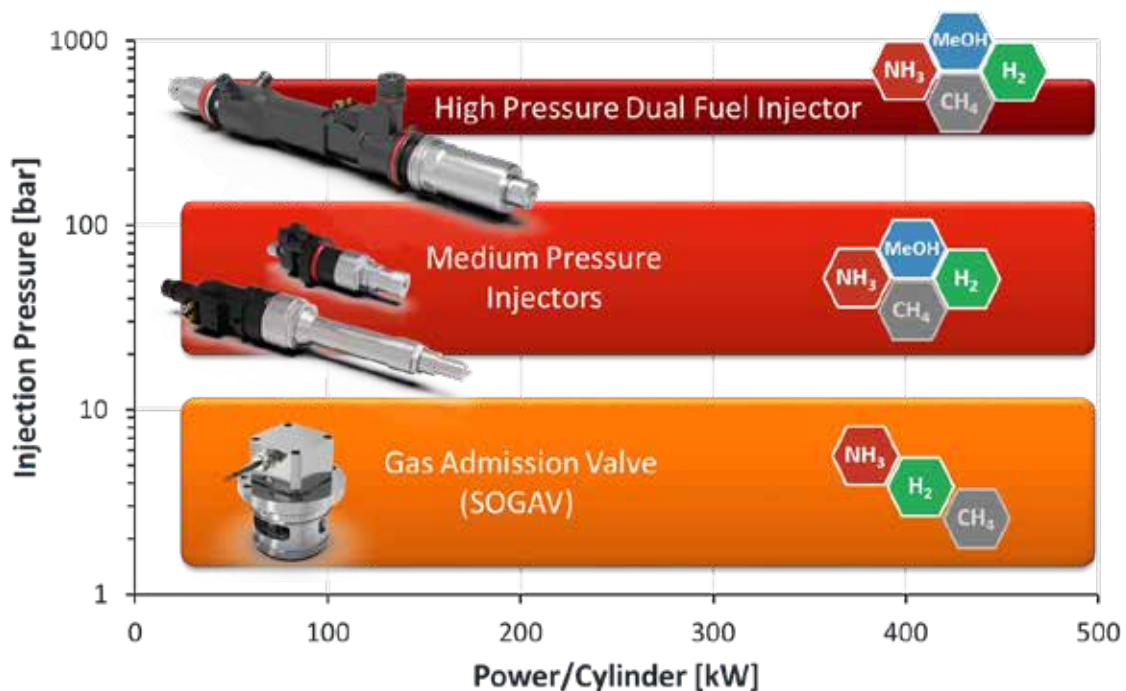


Figure 4: The P2X dosing/injection technologies as a base for injector family concepts

An overview of low, medium and high pressure injectors/dosing systems is shown in Figure 4 including the different PTX fuel types, they can be used for.

Low Pressure – multi point gas dosing

For many years the SOGAV™ (Solenoid Operated Gas Admission Valve) port fuel gas admission valves have been used for applications where gaseous fuels need to be dosed at low pressure upstream of the cylinder intake valves. The pressure range typically is from 5 to 10 bar. This allows to dose ammonia in a gaseous state.



Figure 5: Solenoid operated gas admission valve (SOGAV), left, and electronic pressure regulation system (EPRS), right

Modern engines require improved dynamic behavior, which drives more accurate and faster pressure regulation. Alternative fuels require even more accurate and fast pressure control as an additional parameter to control gas charging and mixing. Woodward introduced an Electronic Pressure Regulation System (EPRS) that meets the increased pressure control accuracies. It has a model based control that includes the volume of the gas manifold, in order to optimize the gas pressure response without over- or undershooting the pressure. The EPRS is called a system as it interacts with the SOGAV command signal as a feedforward parameter. A mechanical zero pressure regulator can only act upon a pressure change, while the EPRS already acts on the SOGAV command signal change. The combination of a precise pressure control and a precise dosing interval allows a variety of new PTX combustion recipes.

Based upon the fuel property discussion, it is clear that to burn ammonia well requires a combustion accelerant. As demonstrated by Chiera, et. al. [14] ammonia-diesel RCCI can be used as the accelerant. This is achieved by port injection of ammonia with the intake air using the SOGAV followed by early injection of diesel pilot fuel during the compression stroke to generate a partially premixed mixture of air, ammonia and diesel droplets. Upon compression, the droplets disperse and vaporize to create a distributed mixture which undergoes low-temperature chemical reactions to generate a volumetrically distributed zones with reactive species such as H₂O₂ (hydrogen peroxide) characteristic of RCCI combustion. Upon further compression and temperature increase, these reactive zones auto-ignite. The volumetric auto-ignition enables the local burning of the ammonia without a classic flame front, providing very short burn durations and good combustion efficiency. As demonstrated, even with substitution ratios of 80%, ammonia RCCI has a shorter burn duration than the original diesel and as a result, higher indicated efficiency as well.

Regarding emissions, there will be engine-out NO_x generated from combustion and with any dual fuel diesel engine fuel slip, which in this case is ammonia slip. Using a traditional Selective Catalytic Reaction (SCR) catalyst brick with Ammonia Slip Catalyst brick (ASC) but without the need for DEF / Urea injection, the engine out NO_x is balanced by the ammonia slip to create a proportionate NO_x: NH₃ ratio which is favorable for NO_x reduction and ammonia consumption. It was demonstrated [14] that tail pipe emissions of NO_x dropped to Tier 4 levels and ammonia to less than 30 ppm. From this data it can be concluded that RCCI may be a very good advanced combustion strategy to burn ammonia with fast combustion, high efficiency, and low emissions at high substitution rates. Future work is targeting NH₃/Diesel substitution rates of 90% and higher.

MPI injector platform concept

The medium pressure injector family of Woodward L'Orange is designed for a broad range of injection pressures ranging from 10bar to 150bar. Therefore, it would be suitable to be applied to the engine either as a port fuel injector or directly integrated into the cylinder head as a direct injection system. The design is very modular which allows an easy adaptation e.g. of the injector nozzle to the customers specification. Figure 6 shows some possible modifications of different lengths of the nozzle as well as different atomizer tips. The idea is to allow engine developers to customize the fuel preparation strategies with respect to the required supply pressure (pump and infrastructure) but also with respect to design boundary conditions at the intake manifold.

Furthermore, the modularity allows the setup of a whole injector family ranging from small engine sizes to large bore engines by replacing some critical components.

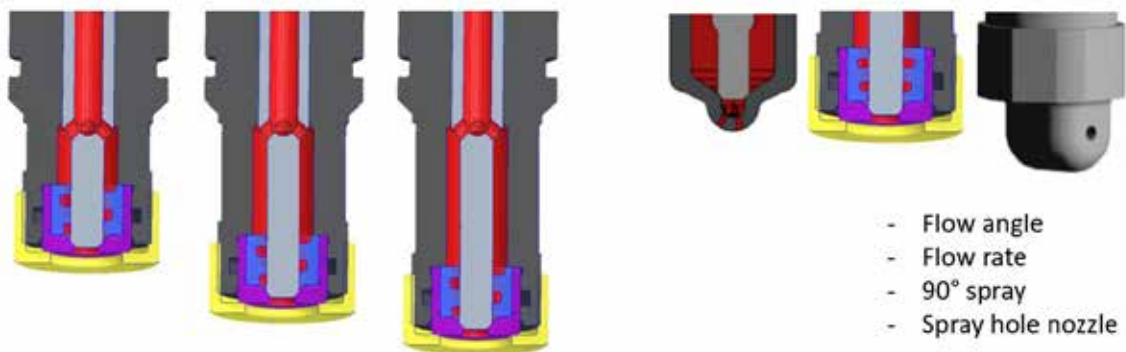


Figure 6: Customization options for the medium pressure injector platform

The injection of ammonia upstream of the cylinder head can be done in gaseous state with a SOGAV valve as shown in the above section. As an alternative, ammonia could be injected as a liquid with a medium pressure injector. For the latter it needs to be considered, that the fuel must be evaporated to a large extent before it reaches the intake valves – in this way a good mixing can be achieved and wall wetting with unwanted delays in fuel transport can be avoided. But the evaporation of ammonia requires a large amount of energy. Especially for lower pressures it is about 7% of the lower heating value of ammonia. In the air duct the complete evaporation would result in a temperature drop of the air by about 129...257K – depending on the fuel to air mixture (see Figure 7).

So even if MPI injection systems may be applicable for ammonia, this demanding fuel preparation may be one of the reasons why it is not widely used in actual combustion developments on large engines.

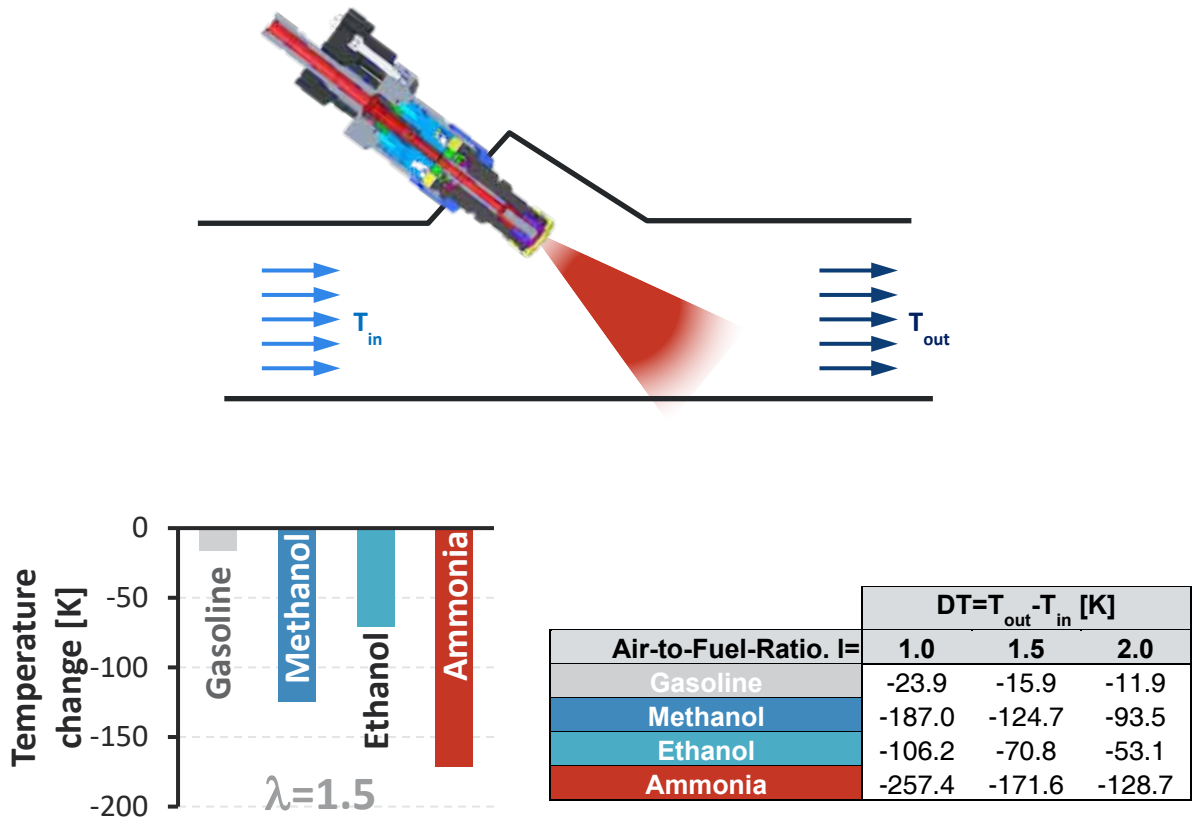


Figure 7: Temperature decrease after evaporation of fuel

High pressure dual fuel HPDF injection systems

The HPDF concept with its diesel-like combustion process offers the highest power density and efficiency. Woodward L’Orange’s new HPDF injector concept was introduced in 2019 [4] and served as a platform for research on the HPDF combustion concept since then [5-9]. The injector concept integrates a diesel injector with full load diesel capability and a hydraulic actuated P2X high pressure direct injector (see Figure 8) into one dual fuel injection system.

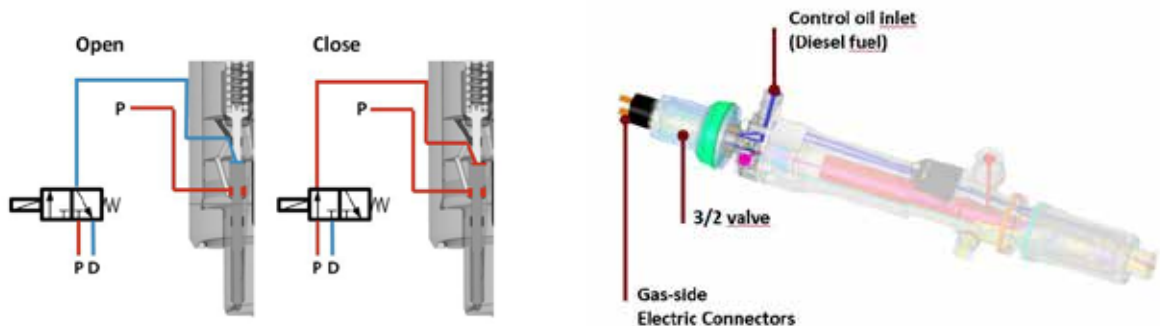


Figure 8: hydraulic actuation of the methanol needles with 3/2 actuation valve (P: pressure; D: drain)

Figure 9 shows the HPDF nozzle with the central diesel nozzle surrounded by 3 concentric methanol nozzles as a typical nozzle configuration.



Figure 9: HPDF nozzle with 3 concentric Methanol needles and one central diesel needle

Figure 10 shows the broad range of customization options of the HPDF family. While baseline injector sizes for several power ranges from small highspeed to large medium speed engines are available, injector-body outline, connectors and nozzles are customer-specific components. Early variants of the HPDF injector focused on a state-of-the-art common rail system for the diesel side. Variants with pump line nozzle (PLN) diesel side are recently added to the injector family. These variants are used for existing engine concepts based on a PLN Diesel injection equipment and use the established PTX technology from the CR version.

The HPDF concept allows easy transformation between the different fuel options for an existing engine designed for the HPDF injector. The fuel option diagram on the right side in figure 10 gives an indication on engine power without any change of the nozzle configuration. In practice the injectors are adapted to the individual fuel type, but the injector concept is prepared for this easy adaption.

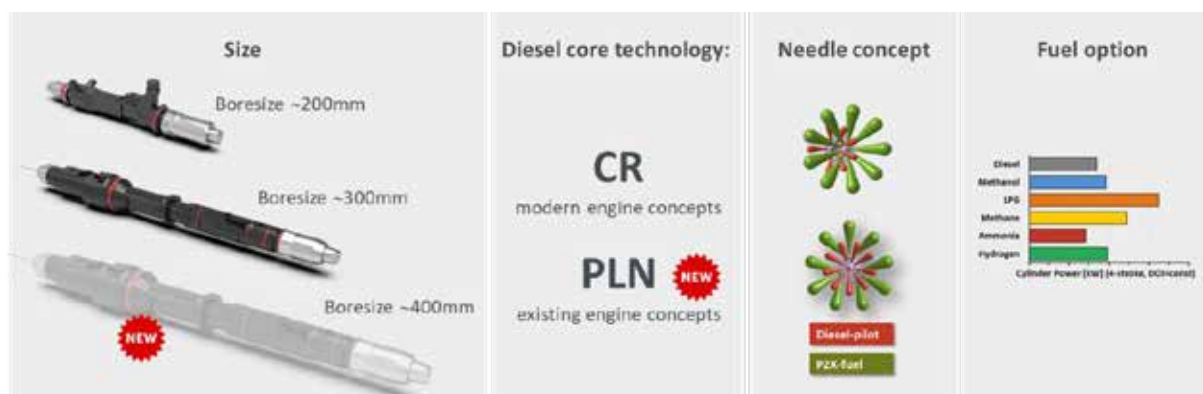


Figure 10: Woodward L'Orange's HPDF family concept

There are two major nozzle configurations possible for HPDF. The 3-1-needle concept allows the pseudo coaxial injection of diesel and methanol with the drawback of a higher complexity of the needle arrangement. In contrast to this, the 1-1-needle concept has only one diesel needle and one methanol needle – both aligned off-axis. The lower complexity of the nozzle comes with reduced symmetry and freedom in the design of the spray configuration. It must be avoided that the fuel sprays hit the nozzle tip of the corresponding neighbour tip. Each engine manufacturer needs to weigh up the benefits of both concepts – especially regarding the combustion process.

The 3-1 concept allows a very symmetric orientation of P2X and Diesel spray cones. This results in an optimal ignition of the P2X fuel and a very robust combustion with the expected low unburned P2X emissions. In addition, the combustion system in Diesel mode is more or less identical to what is known from the corresponding pure Diesel engine.

As a simplified, cost optimized and more robust solution the 1-1 two-needle nozzle was developed. The hydraulic control of the single P2X needle is easier than for the 3-1 needle concept, where the needles must be synchronized; plus: additional components may cause additional risk of failure.

However, the 3-1 needle concept was the basis for most combustion studies up to now and is already running in the field. If the challenges of an asymmetric spray configuration in combustion can be solved, the 1-1 needle concept however is the preferred solution.

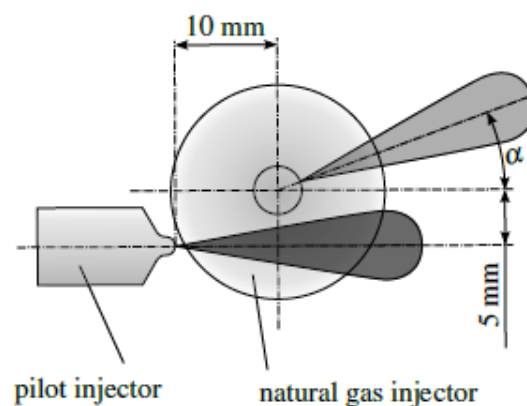


Figure 11: Setup for basic investigations on nozzle hole layout [7,8]

For systematic investigation of ignition and combustion behavior ideal test setups as shown in figure 11 are used during collaborative development programs with research partners. The setup allowed a relative injection timing and spray cone inclinations to be analyzed for different P2X dual fuel combinations with Diesel as pilot. Tests with this setup were conducted in rapid compression engines [7-9].

The ignition delay map of ammonia in figure 12 is in principle very close to what was already observed in methane combustion [9]. There is a certain range of inclination between the two fuel cones (-15° to 0°), where ignition delay is reduced to a minimum. In addition, Diesel should always be injected in advance to the P2X fuel.

Even if the ignition delay for ammonia is higher than for methane, it is expected that the base geometry of the nozzle and the timing of injection does not have significant potential for improvement of the ammonia combustion if the system was optimized for methane combustion before.

As a conclusion of this basic research work it is expected that a 3-1 needle concept is very beneficial to a symmetric combustion configuration and delivers ideal conditions for ignition and combustion. Due to the asymmetric design a 1-1 needle concept cannot provide the ideal boundary conditions for ignition and combustion. At least for the fast-burning methane and methanol reasonable combustion systems for 1-1 nozzles can be expected.

The effect of the overall worse combustion behavior of ammonia on the global combustion process is still under investigation. It may require, to change to the more ideal 3-1 needle concept.

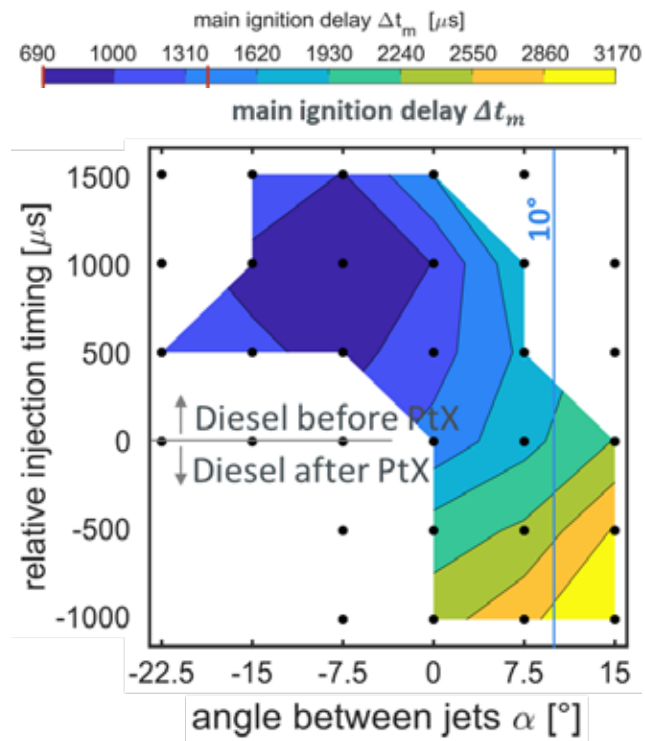


Figure 12: Ignition delay map for ammonia [9]

As a result, focus is kept on the development of the 1-1 system to simplify the injector and reduce system costs. However, the 3-1 concept is still part of the family concept under development and will be a further option for a potential combustion improvement.

Conclusion

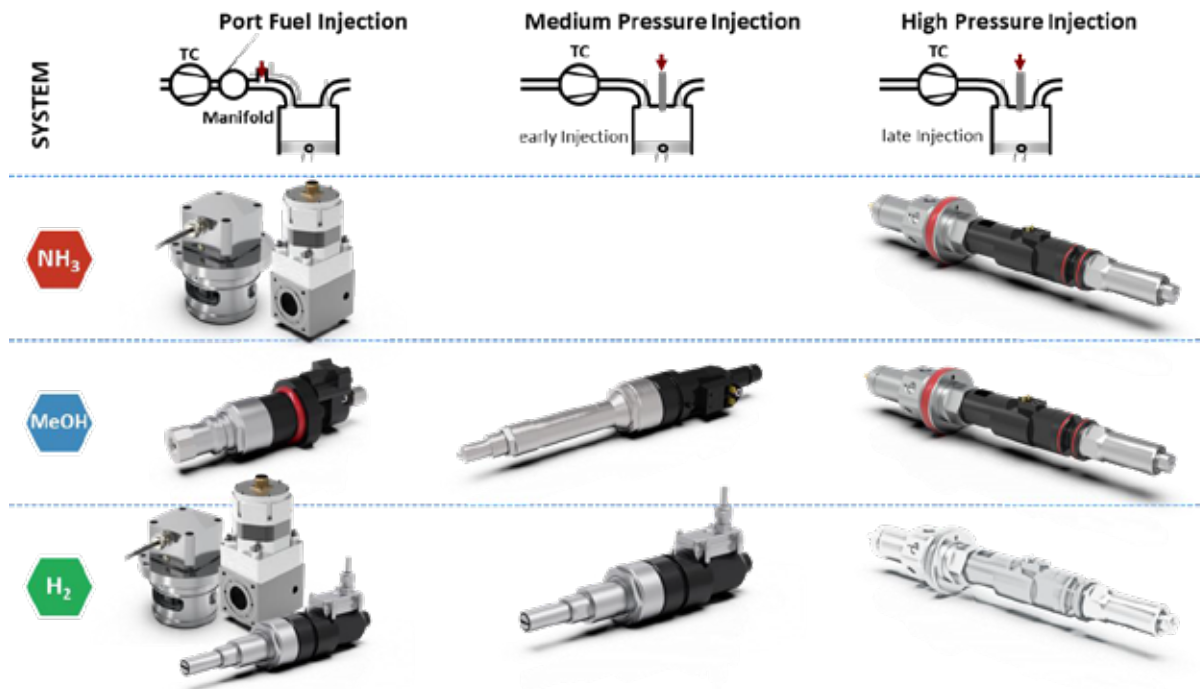


Figure 13: Preferred P2X combustion and injection systems

On paper, ammonia is considered as a Green Fuel since it is carbon free and if it is made from renewable electricity. Therefore it is included as an option in the path to net zero and as part of the IMO strategy to reduce fleet wide GHG emissions by 50% by 2050. But NH₃ is also considered a poor candidate for single fuel combustion due to its low reactivity. So, to prove the potential of NH₃ as a GHG reducing fuel and to realize its full potential, it must be demonstrated on-engine that ammonia can indeed burn sufficiently well and that there are no adverse emissions effects. Woodward L'Orange provides a broad range of injection systems for different combustion concepts from highspeed engines with ~ 100kW/cylinder to medium speed engines up to >1000 kW/cylinder. For ammonia combustion in large internal combustion engines the low-pressure dosing concepts using SOGAV supported with a Diesel system as well as high pressure Dual Fuel are preferred solutions.

For all injector concepts platform family concepts with broad customization options allow efficient development while also fully meeting the specific needs of each individual engine concept.

Acknowledgements

The authors would like to thank all the Woodward members who closely collaborate in the development of the future P2X injector families. We especially appreciate the support we receive from Woodward's Technology group, especially: Nolan Polley, Andrew Jones, John Karspeck, Michael Buhner, Jessica Deblois, Ethan Falk and Austin Bella.

Literature

- [1] Bloomberg NEF, 2022, Sustainable Energy in America 2022 Factbook
- [2] Hydrogen Council; McKinsey: Path to hydrogen competitiveness – a cost perspective (01/2020)
- [3] Willmann, M.; Berger, I.; Bärow, E.: Woodward L'Orange's new injector generation – an ideal platform for the combustion of E-Fuels in large engines; 15. Int. MTZ-Fachtagung Heavy-Duty- On- und Off-Highway-Motoren 2020.
- [4] Senghaas C., Willmann M., Berger I.: New Injector Family for High Pressure Gas and Low Caloric Liquid Fuels. In: 29th CIMAC Congress Vancouver (2019).
- [5] Frankl, S., Gleis, S., Wachtmeister, G.: Interpretation of Ignition and Combustion in a Full-Optical High-Pressure-Dual-Fuel (HPDF) Engine using 3D-CFD Methods. In: CIMAC Congress, Vancouver (2019).
- [6] Aßmus, K.; Redtenbacher, C.; Winter, H.; Dimitrov, D.; Malin, M.; Imhof, D.: Simulation Based Predesign and Validation of a Diesel Ignited High-pressure Gas Direct Injection Combustion Concept. In: Engine Combustion and Alternative Concepts – ENCOM 2019, 14th International Congress. Essen, (2019).
- [7] Redtenbacher, C., Aßmus, K., Kiesling, C., Nickl, A., Titz, A., Lurf, G.: Detailed Assessment of an Innovative Combined Gas-Diesel Injector for Diesel Ignited High-pressure Gas Direct Injection Combustion Concepts. In: Paper No. 179, CIMAC Congress, Vancouver (2019).
- [8] Gleis S., Frankl S., Prager M., Wachtmeister G.: Optical analysis of the combustion of potential future E-Fuels with a high pressure dual fuel injection system. In: 14th International AVL Symposium on Propulsion Diagnostics, Baden Baden (2020)
- [9] Frankl, S., Gelner, A., Gleis, S., Härtl, M., Wachtmeister, G.: Numerical study on renewable and sustainable fuels for HPDF engines. In: Proceedings of the 2020 28th Conference on Nuclear Engineering, Anaheim, USA (2020).
- [10] Diesel fuel — Assessment of lubricity using the high-frequency reciprocating rig (HFRR). ISO 12156-1:2018
- [11] Standard Test Method for Evaluating Lubricity of Diesel Fuels by the High-Frequency Reciprocating Rig (HFRR). ASTM D6079-18
- [12] Sivebæk, I. M., & Jacobsen, J. (2014). The lubricity of diethyl ether (DEE). In Proceedings of 16th Nordic Symposium on Tribology - NORDTRIB 2014 (pp. 41). Danish Technological Institute.
- [13] Gleis, S. Optical investigation of a diffusive „high-pressure gas-diesel“ combustion process for methane and other future e-fuels; 12. Dessauer Gasmotoren-Konferenz Dessau-Roßlau 2022.
- [14] Domenico Chiera, James Wood, Nolan Polley, Michael Buehner, Gregory J. Hampson, METHOD TO REACH HIGH SUBSTITUTION OF AN AMMONIA FUELED ENGINE USING DUAL FUEL RCCI AND ACTIVE COMBUSTION CONTROL, ICEF2022-88759 ASME Fall Internal Combustion Engine Conference, Nov. 2022

Entwicklung eines HPDF-Ammoniak-Brennverfahrens für schnelllaufende Schiffsmotoren

Phillip Thorau*, Karsten Stenzel, Tim Tolubajew, Dr. Christian Reiser

WTZ Roßlau gGmbH

Prof. Dr.-Ing. Bert Buchholz

Universität Rostock

Abstract

In the global energy and transport sector, it is essential to switch to CO₂-neutral fuels to achieve the climate targets. The high energy densities required, especially in shipping, mean that ammonia is coming into focus as a future fuel. To be able to use this fuel in combustion engines, there is a great need for development to reduce emissions such as ammonia slip or the environmentally harmful greenhouse gas nitrous oxide, as well as to represent a fully comprehensive engine operation in the entire power spectrum with the aid of the developed combustion process.

In this paper, fundamental influencing parameters on the HPDF ammonia combustion process are highlighted and the effect on engine performance and emission formation in engine operation is analyzed. The combustion process investigations are carried out on a high-speed single-cylinder research engine with a nominal speed of 1800 min⁻¹ and a compression ratio of 19.1:1. A high-pressure injector is used for direct fuel injection into the combustion chamber, with which ammonia injection pressures of up to 500 bar and diesel injection pressures of up to 1000 bar are possible in dual-fuel operation. In the following, engine parameters such as speed, load and air-fuel ratio are investigated and the influence on the combustion process is evaluated. Furthermore, extensive variations of the injection parameters about the injection times, injection quantities and multiple injections take place.

Kurzfassung

Im weltweiten Energie- und Transportsektor ist es für die Erreichung der Klimaziele zwingend notwendig auf CO₂-neutrale Kraftstoffe umzustellen. Die besonders im Schiffsverkehr erforderlichen hohen Energiedichten lassen Ammoniak als zukünftigen Kraftstoff in den Fokus rücken. Um diesen Brennstoff in Verbrennungsmotoren einsetzen zu können, besteht hoher Entwicklungsbedarf, um Emissionen wie den Ammoniakschlupf oder das umweltschädliche Treibhausgas Lachgas zu reduzieren, sowie mithilfe des entwickelten Brennverfahrens einen vollumfänglichen Motorbetrieb im gesamten Kennfeld darzustellen.

In diesem Beitrag werden grundlegende Einflussparameter auf das HPDF-Ammoniakbrennverfahren beleuchtet und die Auswirkung auf die Motorperformance und Emissionsbildung im motorischen Betrieb analysiert. Die Brennverfahrensuntersuchungen finden dabei an einem schnelllaufenden Einzylinder-Forschungsmotor mit einer Nenndrehzahl von 1800 min⁻¹ und einem Verdichtungsverhältnis von 19,1: 1 statt. Für die direkte Kraftstoffeinspritzung in den Brennraum kommt ein Hochdruck-Injektor zum Einsatz, mit dem Ammoniak einspritzdrücke bis 500 bar und Dieseleinspritzdrücke bis 1000 bar im Dual-Fuel-Betrieb möglich sind. Im Nachfolgenden werden motorische Größen wie die Drehzahl, Last und das Luftverhältnis untersucht sowie der Einfluss auf das Brennverfahren bewertet.

* Speaker/Referent

Abkürzungsverzeichnis

α_{10}	°KW n. ZOT	10% Umsatzpunkt
α_{50}	°KW n. ZOT	50% Umsatzpunkt
α_{90}	°KW n. ZOT	90% Umsatzpunkt
ϵ	-	geometrisches Verdichtungsverhältnis
λ	-	Luft-Kraftstoff-Verhältnis
COV_{pmi}	%	Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks
m_{LL}	$g^* Asp^{-1}$	Luftmasse im Brennraum pro Arbeitsspiel
n_{MOT}	min^{-1}	Motordrehzahl
pmi	bar	indizierter Mitteldruck
SOI	°KW n. ZOT	hydraulischer Einspritzzeitpunkt (Start of Injection)
SOE	°KW n. ZOT	Bestromungsbeginn (Start of Energizing)
SOI_{DIFF}	μs	zeitliche Differenz zwischen SOE und SOI
x_{qNH_3}	%	energetischer Ammoniakanteil
$p_{ZYL_Max_Mit}$	bar	über 200 Arbeitsspiele gemittelter maximaler Zylinderdruck
$T_{AB_n_ZYL}$	°C	Temperatur Abgas nach Zylinder
IMO		International Maritime Organization
H_2NO		Aminooxidant
N_2		Stickstoff
NO		Stickstoffmonoxid
NO_2		Stickstoffdioxid
HO_2^*		Hydroperoxyl-Radikal
NH_2^*		Amid-Radikal
N^*		Stickstoffradikal
O^*		Sauerstoffradikal
O_2		Sauerstoff
OH^*		Hydroxylradikal
M		Neutrale Stoßpartner bei Drittreaktion

1. Einleitung

In der globalen Defossilisierung erweist sich Ammoniak zunehmend als vielversprechender Kraftstoff. Angesichts des vorherrschenden Einsatzes von Dieselmotoren im Energie- und Transportsektor werden alternative Kraftstoffe wie Ammoniak, Methanol oder Wasserstoff immer attraktiver. Wasserstoff wird vorrangig bei Drücken von 350 bzw. 700 bar gelagert,

weshalb bei dessen Verdichtung bereits beträchtliche Energieaufwände entstehen. Zusätzlich besteht ein erhebliches Defizit hinsichtlich des volumetrischen Heizwerts im Vergleich zu flüssigen Kraftstoffen, was mit erhöhten Lagerkapazitäten auf Schiffen kompensiert werden muss. Während für die Speicherung von Methanol kein Energieaufwand erforderlich ist, erfordert Ammoniak zur Erreichung ähnlicher volumetrischer Heizwerte wie Methanol eine Lagerung bei mindestens 8 bar Druck und Raumtemperatur, um den Kraftstoff zu verflüssigen. Um die IMO-Strategie, die auf dem Pariser Abkommen basiert, umsetzen zu können, ist eine Umstellung auf CO₂-freie Antriebe erforderlich. Ammoniak bietet hierbei eine Möglichkeit, dieses Ziel zu erreichen, erfordert jedoch eine Entwicklung der Brennverfahren und Einspritzkomponenten. [1]

Die Hauptmethode zur Herstellung von Ammoniak ist das Haber-Bosch-Verfahren, bei dem die Reaktion von $2 \text{ N}_2 + 3 \text{ H}_2$ zu 2 NH_3 stattfindet. Um Ammoniak CO₂-neutral herzustellen, wird mittels Elektrolyse Wasser in Sauerstoff und Wasserstoff gespalten, wobei regenerativ erzeugter Strom verwendet wird. Weiterhin besteht die Möglichkeit den Wasserstoff über den konventionellen Herstellungsweg aus Erdgas mithilfe Dampfreformierung weiter zu verfolgen und das dabei entstehende CO₂ zu speichern. Neben dem kommerziellen Haber-Bosch-Verfahren gibt es weitere Verfahren zur Herstellung von Ammoniak, wie das SSAS (Solid State Ammonia Synthesis) -Verfahren. Beim sauerstoffbasierten SSAS-Verfahren wird Ammoniak direkt aus Wasser und Stickstoff synthetisiert, wodurch der Elektrolyseprozess aus der Prozesskette entfernt wird. Dieses Verfahren befindet sich derzeit noch in der Forschungsphase und wird derzeit nur im Labormaßstab angewendet. [2]

In diesem Artikel werden die Auswirkungen einer direkten Ammoniak-Einspritzung auf thermodynamische Kenngrößen und Emissionsverhalten untersucht. Da Ammoniak aufgrund seiner Verbrennungseigenschaften wie der geringen laminaren Flammengeschwindigkeit und der hohen Selbstzündtemperatur für einen monovalenten Betrieb ungeeignet ist oder nur unter extremen Randbedingungen verwendet werden kann, wird Diesel als Zündkraftstoff über eine separate Nadel eingespritzt. Das High-Pressure-Dual-Fuel-Brennverfahren bietet gute Randbedingungen für die Ammoniakverbrennung, wie hohe Kompressionsendtemperaturen und vorrangig diffusiv ablaufende Verbrennung, die einen hohen Umsatz begünstigen und somit zu einer geringen Menge an unverbranntem Ammoniak führen.

2. Ammoniak Verbrennung

In Tabelle 1 werden Ammoniak und die Kraftstoffe Wasserstoff und Methanol verglichen. Unter Berücksichtigung der üblichen Druck- und Temperaturbedingungen für die Kraftstofflagerung ergibt sich, dass Ammoniak aufgrund seiner flüssigen Speicherung gute volumetrische Heizwerte besitzt.

Tabelle 1: Eigenschaften ausgewählter Kraftstoffe [3,4,5,6]

	Einheit	Ammoniak	Wasserstoff	Methanol
Vol. Heizwert [T = 297K]	[MJ/l]	11,96 (10bar)	4,8 (700bar)	15,76 (1bar)
Stöchiometrischer Luftbedarf	[kg/kg]	6,05	34,3	6,45
Selbstzündtemperatur	[°C]	651	600	465
Verdampfungsenthalpie	[kJ/kg]	1371	446	1173
Laminare Flammgeschwindigkeit [p = 1bar, T=300K, λ=1]	[cm/s]	6,5	290	55

Hinsichtlich seiner Verbrennungseigenschaften empfiehlt es sich Ammoniak mithilfe eines zusätzlichen Kraftstoffs zu verbrennen. Eine Möglichkeit besteht darin, ein Kraftstoffgemisch bspw. mit Wasserstoff zu verwenden und dieses mit einer Zündkerze zu zünden. Ammoniak kann mithilfe von Crackern in Wasserstoff und Stickstoff aufgespalten werden und somit im Mischbetrieb verbrannt werden. Die Zusammensetzung des resultierenden Gemisches hängt dabei vom Umsatzgrad der endothermen Katalyse des Crackings ab. [4,5]

Eine weitere Möglichkeit besteht in der diffusiv getriebenen Verbrennung, bei der Ammoniak über das Saugrohr oder direkt in den Brennraum eingebracht und durch einen Zündstrahl vorgemischt verbrannt wird, ähnlich wie bei bekannten Methan-Diesel Dual-Fuel-Konzepten. Darüber hinaus kann Ammoniak durch geeignete Maßnahmen zur Selbstzündung gebracht werden und anstelle einer vorgemischten Verbrennung diffusiv umgesetzt werden, was zu höheren Umsatzgraden führt. [7,8]

Aufgrund seiner chemischen Struktur, die aus einem Stickstoff- und drei Wasserstoffatomen besteht, liegt die Vermutung nahe, dass Ammoniak bei der Verbrennung eine erhöhte Neigung zur Bildung von Stickoxiden (NO_x) aufweist. Die Oxidation von Ammoniak im Inneren des Verbrennungsmotors durchläuft eine komplexe Abfolge von Kettenreaktionen und Reaktionsschleifen, bei der ständig freie Radikale entstehen. Die unterschiedlich schnell ablaufenden Reaktionen beeinflussen sich gegenseitig durch die Bildung der entstehenden Nebenprodukte und sind in Abbildung 1 vereinfacht dargestellt. [9]

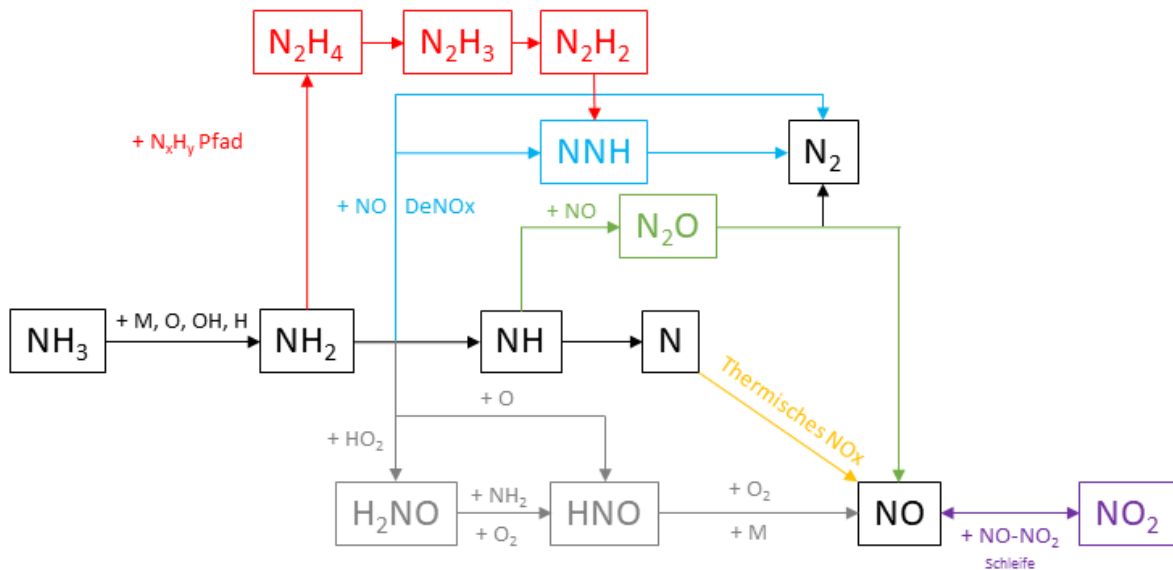


Abbildung 1: Schema zu Reaktionen bei der Ammoniakoxidation [9]

Im ersten Schritt zersetzt sich Ammoniak unter thermischer Einwirkung in freie Radikale von



und weiterhin zu



Die beim Cracken des Ammoniakmoleküls gebildeten Stickstoff-Radikale stehen damit für die Bildung von NOx-Verbindungen bereit. Dabei entsteht im Vergleich zu kohlenstoffbasierten Kraftstoffen ein höheres Maß an Stickoxidverbindung, da die Kraftstoff-NO Bildung aus Gleichung (6) und (7) durch den klassischen Zeldovich-Mechanismus aus Gleichung (5) überlagert wird.



Parallel dazu laufen jedoch weitere Teilreaktionen ab. So reagieren die bei Gleichung (1) gebildeten NH_2^* -Radikale und die aus der NOx-Bildung entstandenen NO-Verbindungen miteinander zu:



bzw. bei Temperaturen von 1100 bis 1400 K zu:



Das entstehende Zwischenprodukt N_2H setzt beim Zerfall wiederum weitere H-Radikale frei, welche für die Bildung weiterer N_xH_y -Verbindungen bei entsprechend hohen Drücken und deren schrittweisen Oxidation zu N_2 und H_2O zur Verfügung stehen.

Ein wichtiges Reaktionsprodukt der Ammoniakverbrennung stellt Lachgas (N_2O) dar, welches als Nebenprodukt infolge der Aufspaltung und Oxidation von NH_3 zu $\text{NH}_2 + \text{H}$ bei Temperaturen größer 1400 K und dem Vorhandensein von Stickoxidverbindungen entsteht:



Dabei bildet das entstandene Lachgas ein Reservoir für freie Sauerstoff-Radikale zur Stickoxid-Bildung, welches sich bei entsprechend niedrigem Druck zu



zersetzt. Dabei ist zu beachten, dass bei hohen Drücken bzw. bei mageren Verbrennungsluftverhältnissen dieser Zerfall von Lachgas ausgebremst wird und sich damit die entstehenden Lachgasemissionen entsprechend erhöhen.

Als weiterer Reaktionszweig, der auch die Bildung von Stickoxid-Verbindungen beeinflusst, ist die Reaktion des in Gleichung (1) gebildeten NH_2 mit den aus Gleichung (2) entstehenden HO_2 Radikale bei niedrigen Temperaturen oder hohen Drücken zu betrachten. Dabei reagieren beide Zwischenprodukte über die Reaktion:



anschließend zu



wobei die HNO -Radikale durch Oxidation des Wasserstoffes zu Stickoxidverbindungen reagieren. [9]

3. Versuchsaufbau und Methodik

Die motorischen Untersuchungen finden am Einzylinder-Forschungsmotor FM18 im WTZ Roßlau statt. Die Randbedingungen sind in der Tabelle 2 dargestellt.

Tabelle 2: Motordaten FM18

Parameter	Werte	Einheit
Bohrung x Hub	175 x 215	mm
Hubraum	5,17	l
Pleuellänge	547	mm
Nennleistung	180	kW
Einspritzdruck-NH ₃	500	bar
Einspritzdruck-Diesel	1000	bar
Ladeluftdruck	bis zu 4	bar
Spüldruckgefälle	157	mbar



Abbildung 2: Einzylinder-Forschungsmotor FM18

Für die Untersuchungen wurde das Ammoniakversorgungssystem vom Projekt-Partner Neptun Ship Design (NSD) ausgelegt und geplant. Dabei wurde aufgrund der Einfachheit des Systems eine druckbasierte Lagerung des Ammoniaks gewählt. Bei zukünftiger Nutzung auf Ammoniak-Carriern hingegen wird auf eine Verflüssigung des Ammoniaks mittels Temperaturabsenkung zurückgegriffen. Mit Hilfe dieses Systems sind Ammoniak-Drücke von bis zu 500 bar verfügbar. In diesem Zusammenhang sei auf die Veröffentlichung von Stenzel und Arndt et al. [10] verwiesen, in der das Ammoniaksystem umfassend beschrieben wird.

Im Rahmen dieser Untersuchungen wurde der HPDF-Injektor von Woodward L'Orange (siehe Abbildung 3) verwendet. Dieser Injektor ist mit zwei separat ansteuerbaren Düsen ausgestattet, womit Diesel bzw. Ammoniak über zwei unterschiedliche Kanäle direkt in den Brennraum eingespritzt werden können. Während die Nadel des Dieselsystem servohydraulisch selbst aktiviert wird, wird im Ammoniaksystem auf ein separates Dieselsystem zurückgegriffen, um das hydraulische Schließen der Nadeln zu gewährleisten. Zur Erfassung der Abgasemissionen wurde ein FTIR eingesetzt, das in der Lage ist, Lachgas, Ammoniak sowie alle anderen in konventionellen Verbrennungsmotoren entstehenden Emissionen zu messen. Mithilfe dieses Messgeräts eine umfassende Charakterisierung der Abgasemissionen gewährleistet und ermöglicht eine detaillierte Analyse der Ammoniakverbrennung.



Abbildung 3: Schematische Darstellung HPDF-Injektor

4. Ergebnisse und Diskussion

Im Rahmen der durchgeführten Parameterstudien wurde besonderes Augenmerk auf die charakteristischen Merkmale der Verbrennung sowie das Emissionsverhalten gelegt. Dazu wurden systematisch Messreihen und Versuche durchgeführt, um das HPDF-Brennverfahren hinsichtlich der genannten Parameter zu bewerten.

Einfluss der zeitlichen Differenz zwischen den Einspritzungen

Es wird im Folgenden der Einfluss des zeitlichen Versatzes zwischen der Einspritzung von Ammoniak und Diesel auf die Verbrennung untersucht. Aufgrund des servohydraulischen Prinzips des HPDF-Injektors kommt es zu einem zeitlichen Versatz zwischen dem Bestromungsbeginn (SOE) und dem Einspritzbeginn, welcher durch einen messtechnisch erfassbaren Druckabfall des jeweiligen Mediums erkennbar ist (SOI). Zusätzlich wurde der zeitliche Verzug des Druckeinbruchs bis zur Messtelle mithilfe der Schallgeschwindigkeit berücksichtigt.

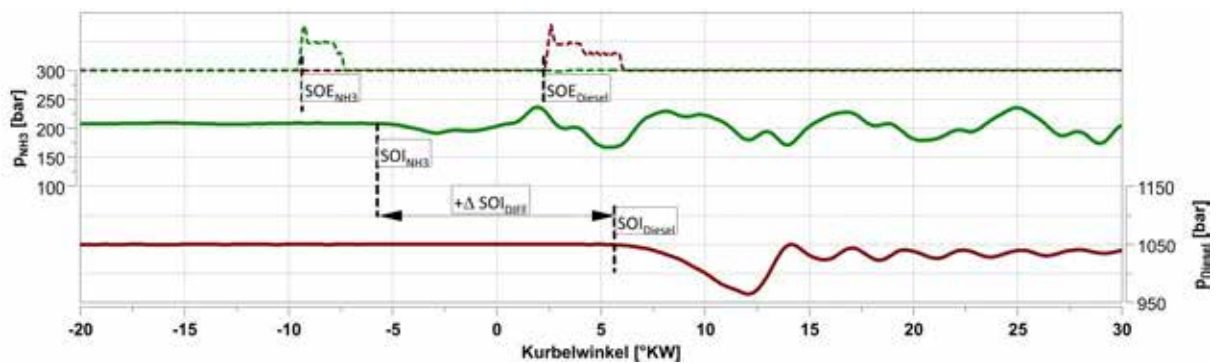


Abbildung 4: Darstellung von Bestromungs- und Drucksignal beider Kraftstoffe

Im Rahmen der ersten Untersuchung erfolgt eine Variation des Bestromungsbeginns auf sowohl der Ammoniak- als auch der Dieselseite und anschließend eine Gegenüberstellung mit dem tatsächlichen Einspritzbeginn. Hierbei gilt eine positive Differenz der Bestromungszeit für eine frühe Einspritzung von Ammoniak.

Tabelle 3: Messprogramm für den Einfluss des bivalenten Einspritzzeitpunkte

Betriebspunkt	Variationsbereich	Grenzen
p_{mi}	12 bar	NH ₃ =3000 ppm
n_{MOT}	1800 min ⁻¹	
	600 min ⁻¹	
m_{LL}	12 g·ASP ⁻¹	
α₅₀	10 °KW n. ZOT	
x_{qNH3}	20 %	

In Tabelle 3 sind die untersuchten Betriebspunkte dargestellt, bei denen eine Variation verschiedener Einspritzszenarien bei gleicher Last, gleichem Umsatzschwerpunkt und zwei Drehzahlen durchgeführt wurde. Die Differenz zwischen den Einspritzungen wurde zwischen 0 und

2775 μs Bestromungsdifferenz durchgeführt, was bei einer Drehzahl von 1800 min^{-1} einer kurbelwinkelbasierten Differenz von $0 \dots 30^\circ \text{KW}$ entspricht. Der energetische Ammoniakanteil und die zugeführte Luftmasse wurden konstant gehalten, um gleiche Füllungsbedingungen zu gewährleisten.

Anhand von Abb. 5 zeigt sich, dass bei Drehzahlen von 1800 min^{-1} für beide Medien nahezu konstante Einspritzverzögerungen erkennbar sind, wohingegen sich bei Drehzahl 600 min^{-1} größere Schwankungen erkennen lassen.

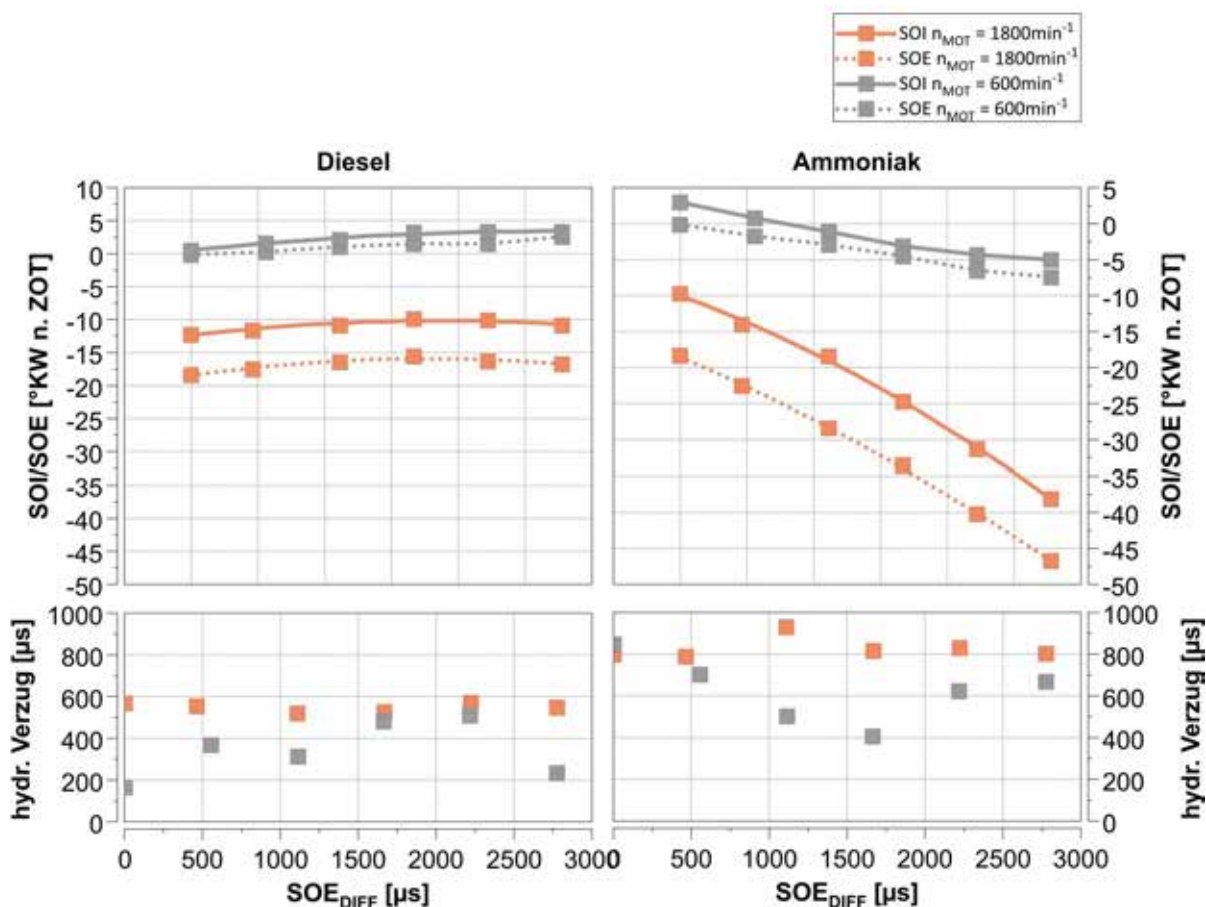
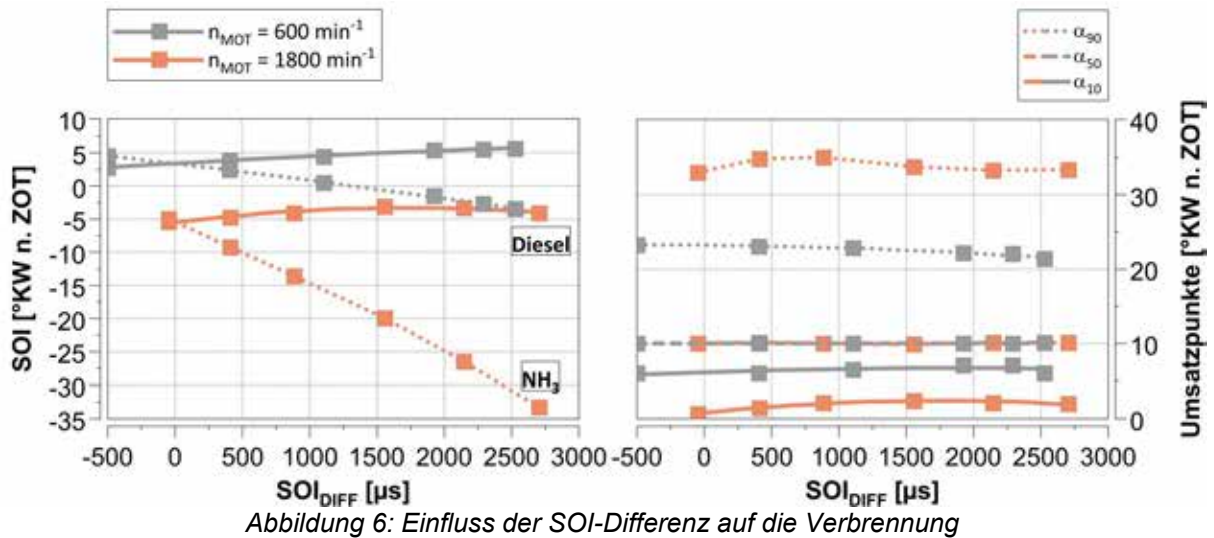
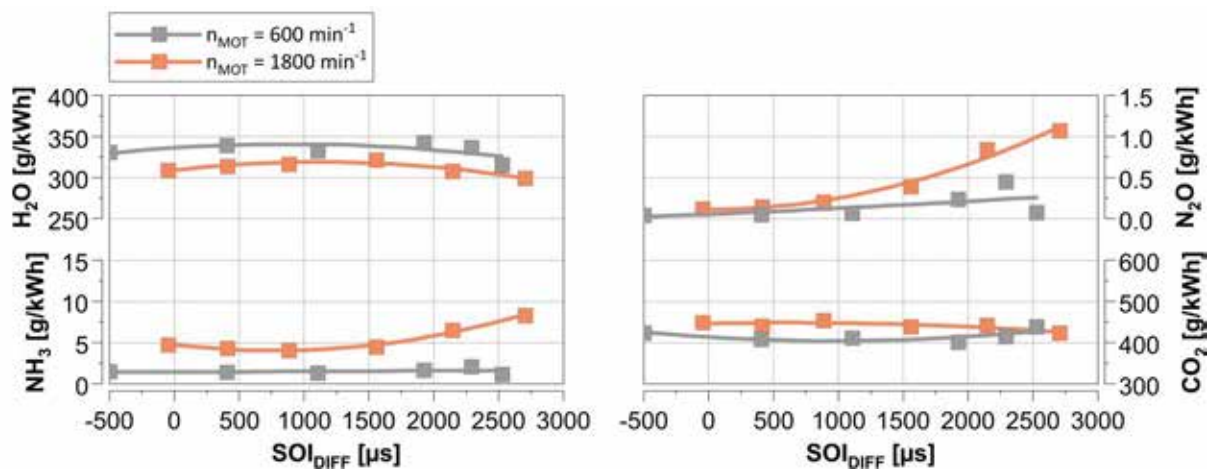


Abbildung 5: Einfluss der SOE-Differenz auf den hydraulischen Verzögerung

Der Einfluss der energetischen Zumischmenge von Ammoniak mit einem Anteil von $x_{\text{qNH}_3} = 20\%$ auf die Verbrennung, dargestellt in Abbildung 6, weist auf ein typisches Verhalten des Dieselpilot gezündeten Brennverfahrens hin. Die Analyse des 10%-Umsatzpunktes α_{10} zeigt, dass eine Frühverstellung des Ammoniaks unabhängig von der Drehzahl keinen früheren Brennbeginn bewirkt.



Weiterhin sind in Abb. 7 die Emissionen aufgrund unterschiedlicher Drehzahlen auf die indizierte Leistung bezogen. Die Ergebnisse zeigen, dass eine Erhöhung des Ammoniakschlupfes direkt zu einer Verringerung des Wassergehalts im Abgas führt. Dies ist damit begründet, dass durch die Verringerung der Motorlast, durch eine leichte Erhöhung der Dieselmenge kompensiert wurde. Zudem besteht eine Korrelation zwischen einem geringen Ammoniakumsatz und einer höheren Bildung von Lachgasemissionen. Grund hierfür ist, dass die Sprayinteraktion zwischen Diesel und Ammoniak wesentlich verschlechtert wird und der Prozess des Aufspaltens seitens des Ammoniaks reduziert wird. Durch das Ausbleiben der Sprayinteraktion bildet der Ammoniak lokal mit vorhandenen Stickoxiden Lachgas. Schlussendlich lässt sich festhalten, dass ein Frühverstellen der Ammoniakeinspritzung kein sinnvolles Mittel für die positive Beeinflussung des Emissionsverhaltens ist. Dieses Verhalten konnte ebenfalls bei Untersuchungen des Projektpartners TUM an einem Einhubtriebwerk beobachtet werden. An dieser Stelle sei auf die Veröffentlichung von Scharl et. al [11] verwiesen, worin erste Erkenntnisse hinsichtlich der Sprayinteraktion gesammelt werden konnten.



Einfluss der Luftverhältnisse

Um den Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf das Ammoniak-DF-Brennverfahren zu evaluieren, wurde der Ladeluftdruck vor dem Zylinder bei konstanter Last und gleichem Umsatzschwerpunkt variiert. Die Betriebsparameter des durchgeführten Messprogramms sind in Tabelle 4 aufgeführt.

Tabelle 4: Messprogramm für den Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses

Betriebspunkt		Variationsbereich	Grenzen
pmi	12 bar	$\lambda = 1,6 \dots 2,4$ $\Delta \lambda = 0,2$	$\text{NH}_3=3000 \text{ ppm}$
n_{MOT}	1800 min^{-1}		
SOE_{DIFF}	925 μs		
α_{50}	10 °KW n. ZOT		
xq_{NH_3}	30 %		

Hinsichtlich der Verbrennung zeigt sich in Abbildung 8, dass der energetische Ammoniakanteil von 30 % keine Änderungen hinsichtlich der Umsatzpunkte erreicht wird. Weiterhin zeigen sich Verbrennungskennwerte die vorrangig durch den hohen Einfluss des dieselpilotgezündeten Brennverfahrens stattfinden. So verbleibt die Verbrennungsstabilität nahezu konstant und die maximalen Zylinderdrücke steigen mit erhöhtem Ladeluftdruck. Weiterhin zeigt sich bei hohen Luft-Kraftstoff-Verhältnissen ein Trend des früheren Öffnens des Injektors. Dies liegt begründet am zunehmend größeren Zylinderdruck, welcher den verwendeten Ammoniakdrücken von 200 bar das Kräftegleichgewicht an der Nadel zunehmend beeinflusst.

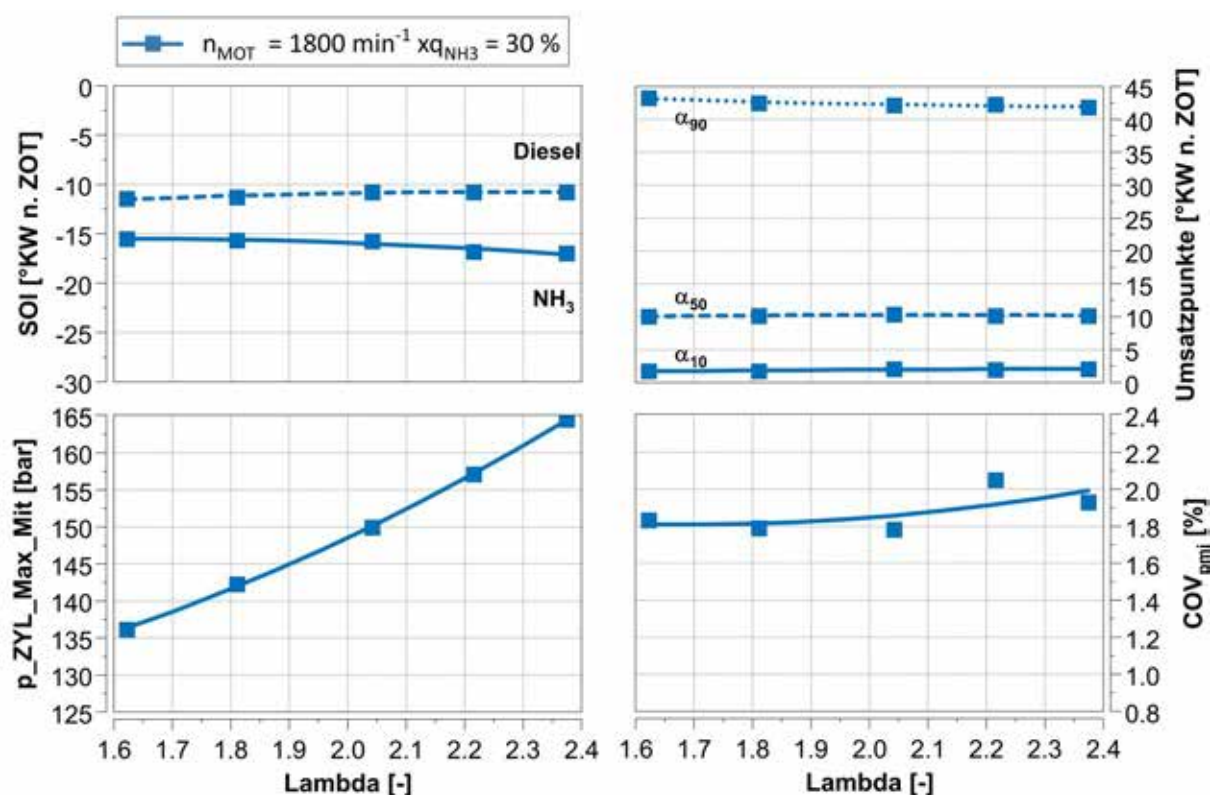


Abbildung 8: Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf Verbrennungsparameter

Anhand von Abbildung 9 zeigt sich, dass mit zunehmendem Luft-Kraftstoff-Verhältnis die spezifischen Emissionen von Lachgas und Ammoniak sinken, während die Stickoxidemissionen ansteigen. Dies ist auf eine begünstigte Stickoxidbildung durch lokale, heißere Verbrennung bei höherem Sauerstoffpartialdruck zurückzuführen. Obwohl die Abgastemperatur ein Indikator für die global kältere Verbrennung ist, wird die Stickoxidbildung durch lokal mehr vorhandenen Sauerstoff begünstigt. Trotz einer erhöhten Verfügbarkeit von NO als Reaktionspartner steht durch eine vorherige Umwandlung von NH_2 zu NO weniger NH als Reaktionspartner zur Verfügung. Zusammenfassend kann die Hypothese aufgestellt werden, dass eine Erhöhung des Sauerstoffangebots zu einer Reduzierung der Lachgas- und Ammoniakbildung führen kann. Dies liegt daran, dass die Stickoxidemissionen sowohl durch die thermische Stickoxidbildung als auch durch die Reaktionen in Gleichung (12) und (13) reduziert werden, wenn weniger NH-Radikale vorhanden sind. Eine weitere Möglichkeit ist, dass aufgrund der höheren Zylinderdrücke, die Ausbreitung des Ammoniaksprays behindert wird. Dadurch findet eine höhere Interaktion zwischen Diesel und Ammoniak statt wodurch geringere Lachgas- bzw. Ammoniakemissionen die Folge sind. Zur Validierung der oben genannten Untersuchungen werden zukünftig weitere Untersuchungen stattfinden.

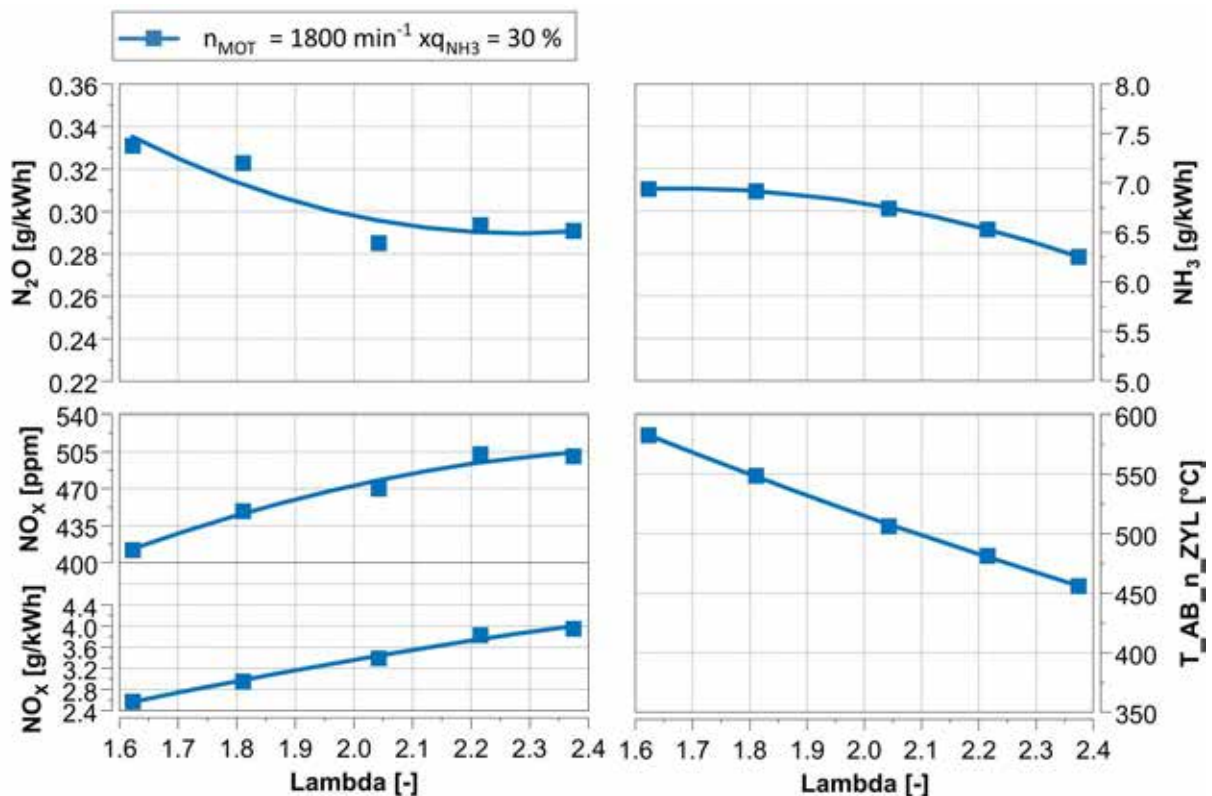


Abbildung 9: Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf das Emissionsverhalten

Einfluss der Drehzahl auf maximalen Ammoniakanteil

In einem weiteren Schritt wurde der Drehzahleinfluss auf die Ammoniakverbrennung untersucht. Dabei wurden möglichst hohe Energieanteile zugemischt. Begrenzend war hierbei das FTIR-Messgerät, welches maximal 3000 ppm Ammoniak im Abgas misst. Dabei wurden eine konstante Luftmasse, identische Umsatzschwerpunkte sowie zwei unterschiedliche Einspritzzeitpunktsdifferenzen über alle Drehzahlen konstant gehalten.

Tabelle 5: Messprogramm zum Einfluss der Drehzahl

Betriebspunkt		Variationsbereich	Grenzen
pmi	12 bar	$n_{MOT}=600\dots1800 \text{ min}^{-1}$ $\Delta n_{MOT} = 300 \text{ min}^{-1}$	$NH_3=3000 \text{ ppm}$
m_{LL}	12 g/ASP ⁻¹		
SOE_{DIFF}	925 μs 2775 μs		
α_{50}	10 °KW n. ZOT		
xq_{NH_3}	Max. %		

Anhand von Abbildung 10 lässt sich erkennen, dass ähnlich aus der zuvor genannten Variation der zeitlichen Offsets zwischen den Einspritzungen, die zumischbaren Ammoniakanteile bis zur Grenze von 3000ppm bei kleiner Einspritzdifferenz deutlich höher sind als bei vergrößerter Einspritzdifferenz. Des Weiteren ist ein Ansteigen des möglichen Ammoniakanteil bei geringen Drehzahlen zu beobachten, was auf die geringe laminare Flammgeschwindigkeit des Ammoniaks und dessen reduzierte unverbrannte Anteile zurückzuführen ist. Zudem ist bei höheren Drehzahlen eine winkelbasierte Verlängerung der Brenndauer zu erkennen, die aufgrund einer zeitlich schnelleren Abkühlung der Brennraumtemperatur zu einer Reduktion der Ammoniakumsätze führt.

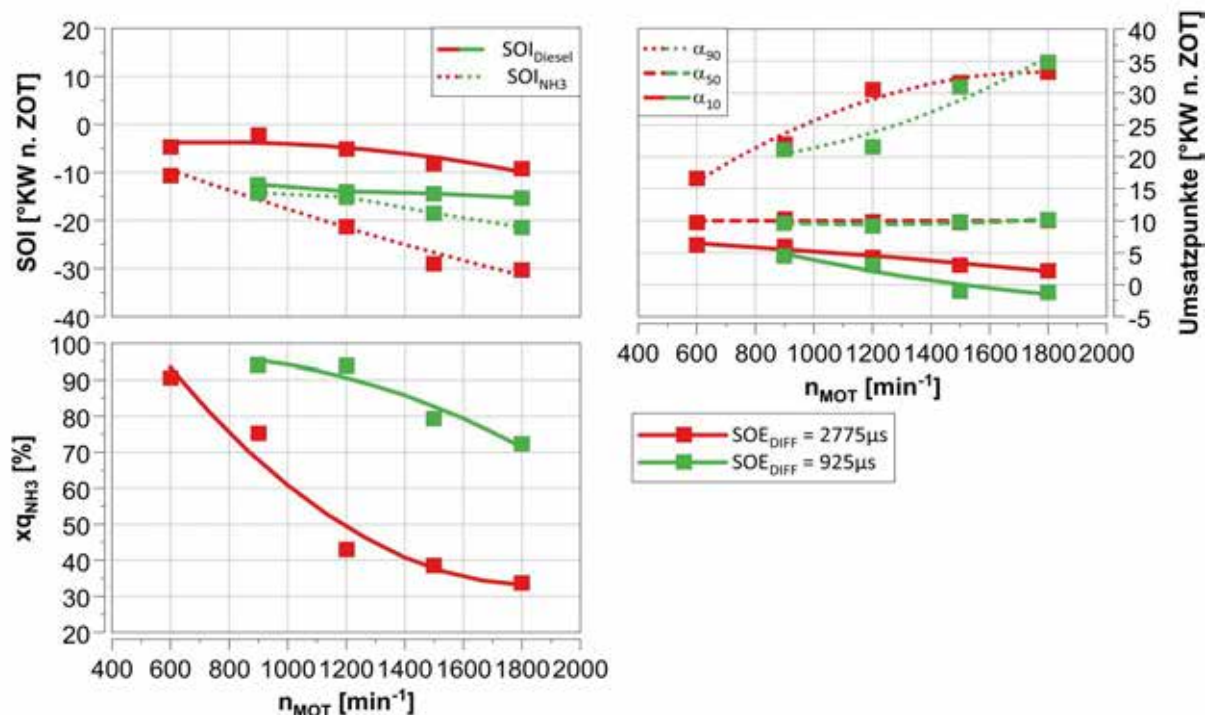


Abbildung 10: Einfluss der Drehzahl auf zumischbare Ammoniakanteile, begrenzt durch Ammoniak-schlupf

Es ist festzustellen, dass höhere Ammoniakanteile zu einer proportionalen Erhöhung der Wasseremissionen führen. Weiterhin zeigen sich bei beiden Einspritzdifferenzen reduzierte Ammoniakemissionen bei minimaler Drehzahl, jedoch ist zu beachten, dass dieses Verhalten

nicht stetig ist. Hinsichtlich des Entstehens von Kohlenstoffdioxid, zeigt sich ein proportionales Verhalten zum energetischen Dieselanteil. Weiterhin zeigen sich erhöhte Lachgasemissionen, bei der Einspritzkonfiguration, bei welcher nur geringe Ammoniakanteile zumischbar waren. Dies lässt sich auf eine geringfügige Sprayinteraktion von Diesel und Ammoniak zurückführen, welche die Bildung Produkten unvollständiger Verbrennung, wie Lachgas, begünstigt.

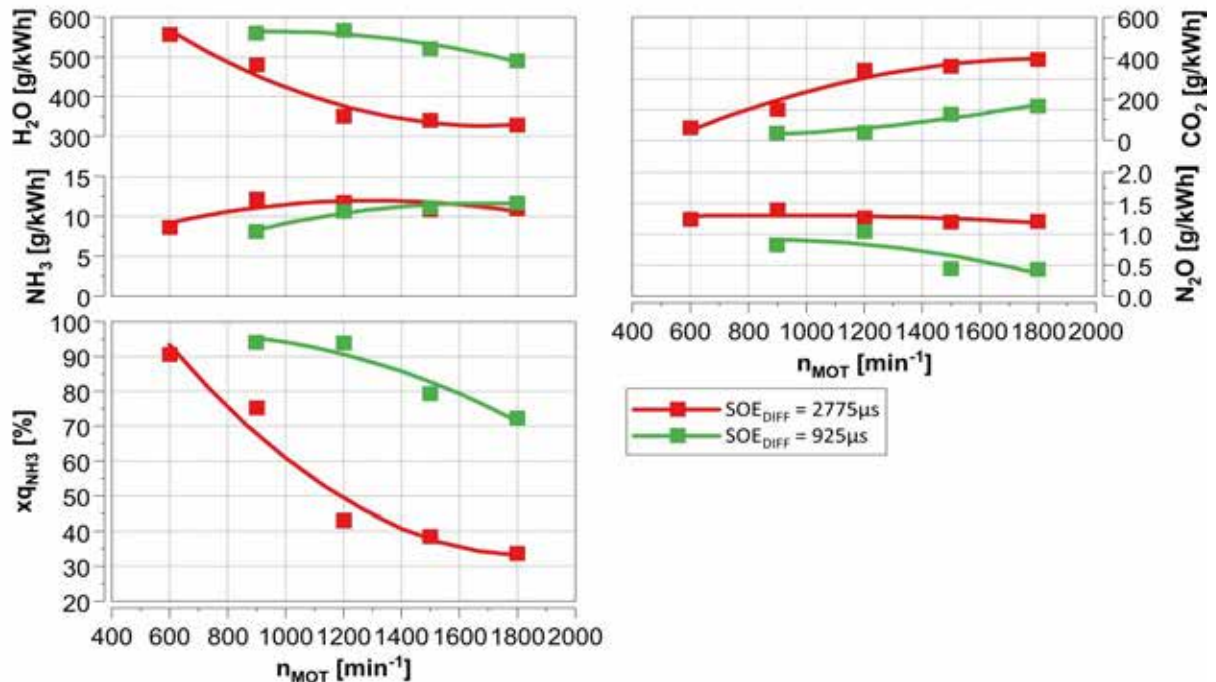


Abbildung 11: Einfluss der Drehzahl auf zumischbare Ammoniakanteile sowie dem Emissionsverhalten, begrenzt durch Ammoniakschlupf

5. Zusammenfassung und Ausblick

Im Zuge dieser Abhandlung wurden systematisch grundlegende Erkenntnisse hinsichtlich des Einsatzes von HPDF-Ammoniakbrennverfahren mit Pilotdieselszündung für schnelllaufende Verbrennungsmotoren erlangt. Im Rahmen der durchgeführten Parameterstudien wurden Auswirkungen von Einspritzzeitpunkten bzw. des zeitlichen Versatzes zwischen den Ammoniak- und Dieseleinspritzungen, sowie dem Verbrennungsluftverhältnis bei niedrigen Ammoniakanteilen untersucht. Hierbei konnten Erkenntnisse hinsichtlich des Einspritztimings beider Kraftstoffe gewonnen werden, wobei kurze zeitlichen Offsets zwischen den Einspritzungen und hohe Interaktionen zwischen den Einspritzungen identifiziert wurden, die den Ammoniakumsatz fördern. Eine Erhöhung des Luft-Kraftstoffverhältnisses führte dabei zu einer Dominanz der Stickoxidbildung über andere Reaktionspfade im Vergleich zu fetteren Gemischen. Im Anschluss daran wurde auf Grundlage der bisherigen Untersuchungen bei Variation der Drehzahl der maximal mögliche Ammoniakanteil ermittelt. Als Grenze wurde eine Stoffkonzentration von 3000 ppm Ammoniak im Abgas definiert. Hierbei zeigte sich insbesondere bei niedrigen Drehzahlen, dass eine höhere Umsatzgeschwindigkeit eine höhere Beimischung von Ammoniak ermöglicht. Dies lässt sich auf die im Vergleich zu anderen Kraftstoffen trägen Verbrennungseigenschaften von Ammoniak zurückführen.

Das Ziel zukünftiger Untersuchungen besteht darin, die energetischen Anteile von Ammoniak zu steigern, um das volle Potenzial dieses klimaneutralen Kraftstoffs ausnutzen zu können. Die Verbrennung von Ammoniak stellt jedoch eine Herausforderung dar, da die Entstehung

von Lachgas und unverbranntem Ammoniak bei der Verbrennung vermieden werden muss. Um diese Herausforderungen zu bewältigen, ist ein höherer Umsatzgrad von Ammoniak erforderlich. Daher müssen weitere Untersuchungen durchgeführt werden, um die Ammoniakverbrennung zu optimieren und die Emissionen zu minimieren. Hierbei sollten auch potenzielle Auswirkungen auf die Leistung und die Betriebssicherheit des Motors berücksichtigt werden, um eine umfassende und robuste Lösung zu entwickeln. Insgesamt ist die Verbrennung von Ammoniak ein vielversprechender Ansatz zur Reduzierung der Emissionen im Energie- und Transportsektor, dessen Herausforderungen hinsichtlich des Brennverfahrens und der Emissionen weiterhin Gegenstand zukünftiger Untersuchungen sein muss.

Danksagung

Diese Forschung wird vom Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert (Projektnummer 03SX534A), wofür wir uns herzlich bedanken.

Darüber hinaus möchten sich die Autoren für die Unterstützung durch Woodward L'Orange und MAN Energy Solutions bedanken. Weiterhin wird der Firma Neptun Ship Design und der TUM für die vorangegangenen Vorarbeiten zur Realisierung dieses Projekts gedankt.

Supported by:



Federal Ministry
for Economic Affairs
and Climate Action

on the basis of a decision
by the German Bundestag

Literatur

- [1] <https://www.imo.org/en/MediaCentre/HotTopics/Pages/Reducing-greenhouse-gas-emissions-from-ships.aspx> (abgerufen 23.02.2023)
- [2] I. Garagounis, V. Kyriakou, A. Skodra, E. Vasileiou, und M. Stoukides, „Electrochemical Synthesis of Ammonia in Solid Electrolyte Cells“, *Frontiers in Energy Research*, Bd. 2. Frontiers Media SA, 2014. doi: 10.3389/fenrg.2014.00001.
- [3] F. Asinger, *Methanol — Chemie- und Energierohstoff*. Springer Berlin Heidelberg, 1986. doi: 10.1007/978-3-642-70763-6.
- [4] M. Comotti und S. Frigo, „Hydrogen generation system for ammonia–hydrogen fuelled internal combustion engines“, *International Journal of Hydrogen Energy*, Bd. 40, Nr. 33. Elsevier BV, S. 10673–10686, Sep. 2015. doi: 10.1016/j.ijhydene.2015.06.080.
- [5] M. Aziz, A. T. Wijayanta, und A. B. D. Nandiyanto, „Ammonia as Effective Hydrogen Storage: A Review on Production, Storage and Utilization“, *Energies*, Bd. 13, Nr. 12. MDPI AG, S. 3062, Juni 12, 2020. doi: 10.3390/en13123062.
- [6] K. P. Shrestha, „Detailed kinetic modeling of ammonia combustion“, BTU Cottbus - Senftenberg, 2021. doi: 10.26127/BTUOPEN-5709

- [7] A. J. Reiter und S.-C. Kong, „Combustion and emissions characteristics of compression-ignition engine using dual ammonia-diesel fuel“, *Fuel*, Bd. 90, Nr. 1. Elsevier BV, S. 87–97, Jan. 2011. doi: 10.1016/j.fuel.2010.07.055.
- [8] V. Chintala, K.A. Subramanian, A comprehensive review on utilization of hydrogen in a compression ignition engine under dual fuel mode, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 70, 2017, Pages 472-491, ISSN 1364-0321,
- [9] <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.247> C. Tornatore, L. Marchitto, P. Sabia, und M. De Joannon, „Ammonia as Green Fuel in Internal Combustion Engines: State-of-the-Art and Future Perspectives“, *Frontiers in Mechanical Engineering*, Bd. 8. Frontiers Media SA, Juli 22, 2022. doi: 10.3389/fmech.2022.944201.
- [10] AmmoniaMot – Experimental investigations of an ammonia dual-fuel combustion process for decarbonization of the maritime sector, K. Stenzel, H. Arndt, 7th Large Engine Symposium 2022
- [11] V. Scharl, T. Lackovic, und T. Sattelmayer, „Characterization of ammonia spray combustion and mixture formation under high-pressure, direct injection conditions“, *Fuel*, Bd. 333. Elsevier BV, S. 126454, Feb. 2023. doi: 10.1016/j.fuel.2022.126454.

We invite you to the

Evening Event

Conference Dinner on

Wednesday May 10th, 2023 - 07:00 pm

The conference fee includes attendance at the evening event of the congress.



Technikmuseum „Hugo Junkers“

Kühnauer Str. 161a, 06846 Dessau-Roßlau

Photo © Support association Technik Museum „Hugo Junkers“ Dessau e.V.

Session 4

Wasserstoff - Teil 1/Hydrogen - Part 1

**Moderation: Dr.-Ing. Christian Reiser:
WTZ Roßlau gGmbH**

Analysis of Fuel Injection and Mixture Formation in Hydrogen Engines

**Dr. P. Leick*, Dr. P. Jochmann, Dr. J.N. Geiler,
Dr. K.G. Stapf, M. Mansbart**

Robert Bosch GmbH, Schwieberdingen, Germany

M.E. Cassone Potenza

Politecnico di Bari, Italy

Kurzfassung

Wasserstoff wird sich in der Zukunft zu einem wichtigen Energieträger entwickeln und auf sowie abseits der Straße Mobilitätslösungen ermöglichen, die über ihren gesamten Lebenszyklus und von der Quelle bis zum Rad CO₂-neutral sind. Bei technologieutraler Zielsetzung wird der Wasserstoffmotor maßgeblich zur Erreichung des Ziels „CO₂-Neutralität“ in allen bedeutenden Märkten beitragen.

Bei Bosch werden monovalente Motorkonzepte mit Abgasturboaufladung und direkter Einblasung des Wasserstoffs bei relativ moderaten Drücken im Bereich 20 – 40 bar favorisiert, wobei allerdings die Saugrohrreinblasung eine mögliche Alternative für Systeme mit vergleichsweise geringen Anforderungen bleibt.

Wasserstoff-Luft-Gemische sind innerhalb weiter Mischungsverhältnisse brennbar und leicht entzündlich. Bei hohem Luftüberschuss sind die Rohemissionen von Stickoxiden äußerst gering. Trotz der vorteilhaften Eigenschaften des Brennstoffs werden aber Leistung und Abgaszusammensetzung in hohem Maße von der Homogenität des Gemischs und dem Turbulenzgrad zum Zeitpunkt der Zündung beeinflusst. Dabei schränken der geringe Systemdruck und der niedrige volumetrische Heizwert von Wasserstoff die Zeit, die zur Bildung eines homogenen Gemischs zur Verfügung steht, erheblich ein. Infolgedessen sind die Anforderungen an den Injektor hoch und die Eigenschaften des Wasserstoffstrahls von großer Bedeutung. Die Optimierung des Brennverfahrens setzt daher fundierte Kenntnisse der Prozesse voraus, die Einblasung und Gemischbildung bestimmen; dieses Wissen kann durch Kombination von detaillierten Simulationen der Strömung (*Computational Fluid Dynamics*, CFD) innerhalb und außerhalb des Injektors sowie hochauflösender Visualisierung des resultierenden Gasstrahls gewonnen werden.

Das Schlierenverfahren ist zur Sichtbarmachung von Gasstrahlen innerhalb von Druckkammern besonders geeignet, da es sich ohne Einschränkung mit modernen Hochgeschwindigkeitskameras ergänzen lässt und die resultierenden Bildsequenzen aufgrund ihrer hohen zeitlichen und räumlichen Auflösung nicht nur die makroskopischen Strahleigenschaften hervorheben, sondern auch die Dynamik des Injektors widerspiegeln. Weitere Erkenntnisse über die innere Struktur der Gasstrahlen werden mit Hilfe der laserinduzierten Fluoreszenz und der *Particle Image Velocimetry* gewonnen. Der gemeinsame, aufeinander abgestimmte Einsatz von Strömungsvisualisierung und -simulation ist daher sowohl für die Optimierung des Wasserstoff-Brennverfahrens wie auch für die Entwicklung geeigneter Injektoren essenziell.

* Speaker/Referent

Abstract

Hydrogen is on its way to become an important future energy carrier. It will contribute to well-to-wheel and life-cycle CO₂ neutral on- and off-road mobility solutions. Following a technology neutral approach, the hydrogen engine can contribute significantly to achieving CO₂ neutrality in the foreseeable future in all major markets.

At Bosch, monovalent engine concepts with exhaust gas turbocharging and direct H₂ injection at relatively low pressure levels of the order of 20 – 40 bar are considered to be the preferred implementation, even though port fuel injection might also be a suitable solution for systems with minor functional requirements.

Hydrogen-air mixtures are flammable and easy to ignite within a very broad range of air-fuel ratios and combustion of lean mixtures leads to the formation of only small quantities of nitrogen oxides. However, despite these advantageous properties of the fuel, engine performance and exhaust composition are significantly affected by the homogeneity and turbulence level of the air-fuel mixture at ignition, and the low volumetric heating value reduces the time available for injection and mixture preparation. This implies that the characteristics of the hydrogen injector and the gas jet play an important part in the optimization of the engine. Therefore, in-depth knowledge of the injection and mixture formation process is of paramount importance. It can be obtained by combining computational fluid dynamics (CFD) of the flow inside the injector and of the near-nozzle region, and high-quality visualizations.

Schlieren optics are particularly well-suited for the visualization of gas jets in pressure vessels as the technique can readily be combined with high-speed cameras and the resulting images can be matched to computational results. They reveal not only the main properties of the gas jet but also provide, due to their high sensitivity, spatial- and temporal resolution, additional insights about the dynamics of the injector. The structure of the gas jet is probed in further detail using laser-induced fluorescence and particle image velocimetry. The combination of visualization and CFD is thus an indispensable tool both for the optimization of the combustion scheme and for the development of the hydrogen injector.

Introduction

Hydrogen is expected to be widely used to store, transport and use energy in the future. For example, surplus electrical energy can be stored in the form of “green” hydrogen, which is made using electrolysis of water, and can be transported in gaseous or liquid form to the location where it is needed [1]. Transportability and storability as well as the wide range of possible applications of hydrogen increase the attractiveness of investments into H₂ production [2]. In addition, competitive prices of H₂ produced in a carbon-neutral way can be expected due to technical progress, for example of the electrolysis, and the exploitation of economies of scale [3]. Due to the storability of H₂, wind and solar power can also be used to produce H₂ when the corresponding energy cannot be used directly in the form of electrical current or stored in batteries. Thus, the volatile power generation from renewable sources can be stabilized effectively and stored for times of low power output.

Important Asian markets such as Japan, Korea and China as well as the European Union (EU) have recognized the potential offered by hydrogen as an energy carrier and have therefore adopted cross-sector, long-term hydrogen strategies. The implementation of such strategies will help to achieve the goal of CO₂ neutrality (Figure 1) in the period between 2050 and 2060 (see for example EU [4], China [5]).

Both the fuel cell and the hydrogen engine can be considered as hydrogen-based propulsion systems for mobile applications. The complementary use of fuel cells and H₂ engines

should help to accelerate the necessary build-up of a hydrogen infrastructure. Since the internal combustion engine is based on proven technology, short- and medium-term advantages can be expected in terms of production, operation and maintenance costs. Its uses in light and heavy commercial vehicles and in mobile machinery count among the most promising options.

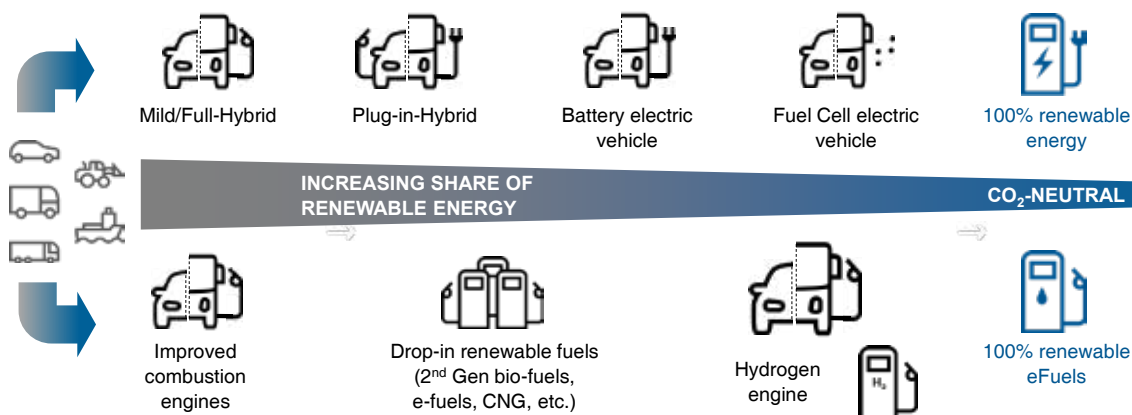


Figure 1: Schematic overview of the different paths towards CO₂-neutral mobility.

The various injection concepts for the hydrogen engine distinguish primarily between port and direct injection. Direct injection supports a higher power density and reduces the risk of irregular combustion events. In addition, port-fuel injection requires a higher charge-air pressure than direct injection if an identical air/fuel ratio λ is the target parameter (due to the displacement of significant amounts of intake air by the high volume of the injected hydrogen). With charge-air pressure being identical, this results in higher efficiencies of the direct injection method and in a higher torque available at operating points close to full load. For direct injection, both low- and high-pressure solutions are possible but low pressure (e.g. in the 20 – 40 bar range) is the main current development path [2, 6, 7]. First, it decreases the complexity and expected cost of the injector; second, it increases the range of the vehicle as the contents of the tank can only be consumed down to the operating pressure of the injector.

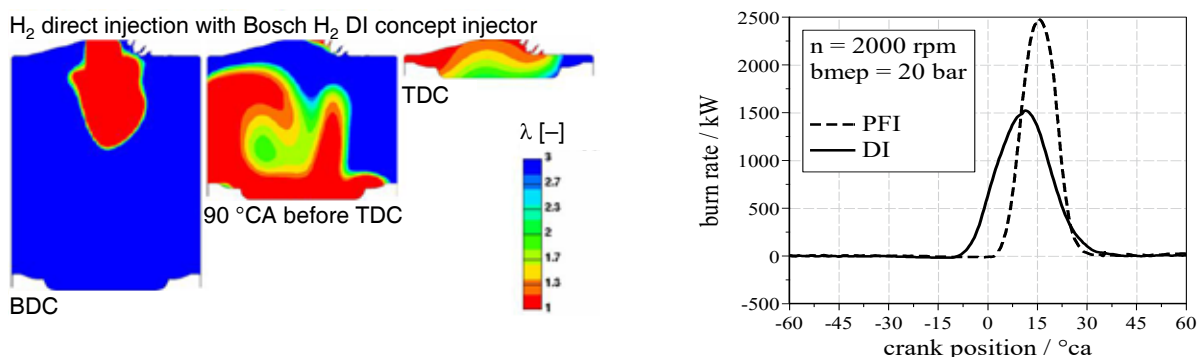


Figure 2: Fuel distribution in an H₂ DI engine, calculated via CFD (left), and comparison of burn rates (calculated from measured indicated pressures) for port and direct injection [6].

The wide flammability limits and high laminar flame speeds of hydrogen make stable combustion of very lean mixtures possible, which increases engine efficiency and maintains raw nitrogen oxide (NO_x) emissions at low levels. However, despite these advantageous fuel properties, understanding the fuel-air mixture formation process and achieving a relatively homogeneous mixture remains important [8]. The examples shown in Figure 2 illustrate this:

On the left side, the evolution of the air-fuel ratio λ calculated via 3D computational fluid dynamics (CFD) in a H₂ engine shows that the mixture is not yet homogeneous at top dead center; on the right side, thermodynamic analysis shows that the burn rate is almost twice as high when a perfectly homogeneous mixture is achieved, for example using port fuel injection (PFI). The differences of fuel air-ratio ($\lambda = 1.59$ for PFI and $\lambda = 1.83$ for DI) cannot account for the observed difference in burn rates [9].

Analysis of mixture formation

To analyze and optimize the processes of mixture formation and combustion in H₂ engines, dedicated analytical tools are used to support the H₂ injector and combustion scheme developments. Optical measuring methods applied in a pressure chamber are combined with CFD simulations to reach a thorough understanding of the relevant gas dynamics and to identify those parameters of the injector design that affect the time needed for the formation of a homogeneous fuel-air mixture.

Materials and Methods

Experimental

Normally, transparent gases can be made visible using a variety of optical techniques. The most common ones are schlieren [10], laser-induced fluorescence (LIF) and absorption and/or emission of infrared light at appropriate wavelengths [11]. However, LIF generally requires the addition of a tracer (acetone being the most common one for hydrogen) to the carrier gas [12 – 14] and IR absorption is suitable only when the vibration of the gas molecules leads to an oscillating electric dipole moment (for example H₂O, CO₂ or CH₄ but not symmetric diatomic molecules such as H₂, N₂ or O₂). While it is difficult to obtain quantitative data using traditional schlieren setups, the technique is relatively simple to implement and combines well with modern high-speed cameras. This has the significant advantage of not only highlighting the main features of the flow but also providing essential information about the dynamics of prototype injectors.

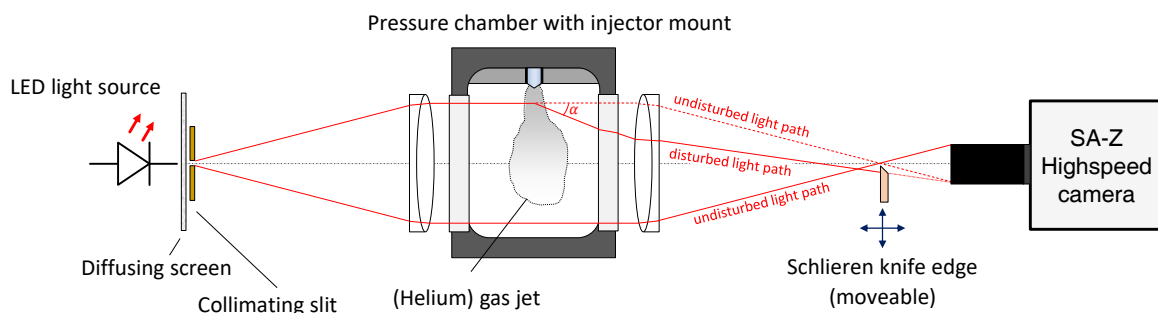


Figure 3: Schematic setup of a lens-based schlieren imaging system, (not to scale, with greatly exaggerated deflection angle α).

The optical setup is shown in Figure 3; continuous white light from a high-power LED is parallelized using an achromatic lens located in front of the entry window of a nitrogen-filled pressure vessel in which the temperature and pressure of the gas can be controlled. An identical achromatic lens near the exit window of the chamber then focuses the light onto a plane in which a moveable knife edge is located. The presence of the gas jet leads to changes of the refractive index and thus disturbs the path of the light rays. The knife edge blocks some light rays, depending on the strength of the disturbance, and thus translates the slight and normally undetectable change of ray direction (deflection angle: α) into a

change of image brightness. An advantage of this simple setup is that its sensitivity can easily be controlled and optimized by adjusting the position and orientation of the knife edge.

The optical setups for the particle image velocimetry (PIV) and LIF experiments (Figure 4) are relatively similar. In both cases, the spray is illuminated using a thin (~ 0.5 mm) laser light sheet that propagates from the jet tip region towards the injector. For LIF, the laser is a frequency quadrupled Nd:YAG (266 nm) and an intensified camera equipped with an UV lens and filters that reliably reject elastically scattered light is used. For PIV, the laser is a dual-cavity frequency-doubled Nd:YAG (532 nm), the camera is an interframe CCD and the ambient gas is seeded with small oil droplets ($0.5 - 2 \mu\text{m}$). Unfortunately, only one image (pair) can be recorded per injection with the available equipment.

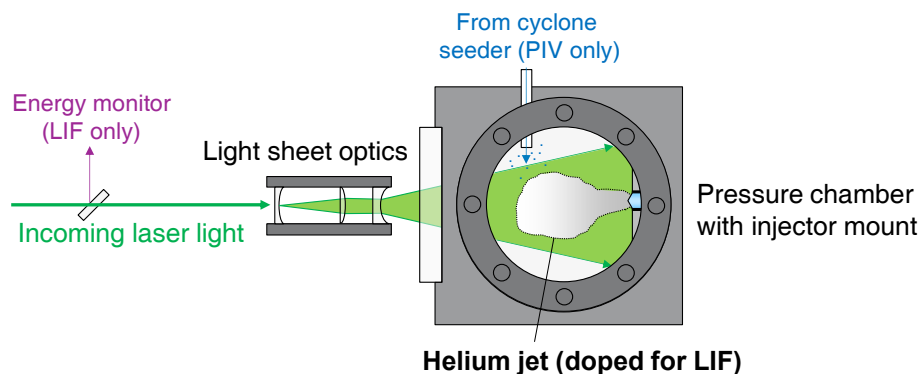


Figure 4: Schematic optical setup of the LIF and PIV experiments.

Hydrogen or its substitute helium display no fluorescence when excited at commonly attainable wavelengths such as the fourth harmonic of the Nd:YAG laser at 266 nm. The fuel distribution only becomes visible in a LIF experiment when the gas is doped with a suitable tracer. This takes place in an additional pressure vessel partially filled with the tracer liquid where the gas above the liquid surface can mix with the vapor of the tracer. Tracers ideally suited for gaseous flows have high vapor pressure, strong absorption, high fluorescence quantum yield and known co-dependencies on ambient temperature and pressure. There is no consensus in the literature about the “best” possible tracer for hydrogen and many different substances have been used with varying degrees of success in previous research [14]. For the results presented in this paper, acetone – a well-characterized tracer whose suitability for turbulent gas jets has been demonstrated repeatedly [13,15,16] – is used to seed the helium with which the injector is operated.

PIV is a well-established technique with which flow velocities can be tracked [17]. The ambient atmosphere is seeded with small droplets and two subsequent images of these droplets are recorded within a very short time; the displacement of the droplets is then calculated using a cross-correlation algorithm. Velocity provides complementary information to the gas distribution; the entrainment of ambient gas by the fuel jet is a measure of mixture formation and the flow field induced by the injected gas acts back on the fuel jet and provides insight into the jet dynamics.

CFD

The focus of the CFD investigation was on the injector tip as well as the near-nozzle region outside of the injector. From previous CFD calculations, it was already known that the pressure loss inside the injector upstream of the nozzle is less than 2%. The high pressure around the needle seat together with the very high speeds of the hydrogen gas indicate strong gas dynamic effects, such as compression and expansion shock waves, connected to very high gradients in the flow variables, and therefore require an adequate resolution of

these regions in the numerical grid [18]. Taking advantage of the rotational symmetry of the HDEV4 nozzle and a 90° symmetry of the internal injector geometry, the computational domain can be reduced to a 90° sector, as depicted in Figure 5. The reduction of the computational domain is a key for finding a good compromise between a high resolution and manageable computational grid sizes. The small domain beyond the injector tip in Figure 5 can be seen as a cavity or as a plenum, depending on how the outer cylinder surface is treated. If an “open” boundary condition is applied, then it would correspond to a plenum where fluid can be entrained from all sides, which corresponds very closely to a flush-mounted injector in a chamber. If a no-slip wall boundary is instead enforced at the outer cylinder surface, the cylindrical near nozzle domain corresponds to a cavity, which is very similar to the situation where the injector is strongly retracted. Therefore, both of these cases can be modelled in the same CFD setup depending on the selected type of boundary condition.

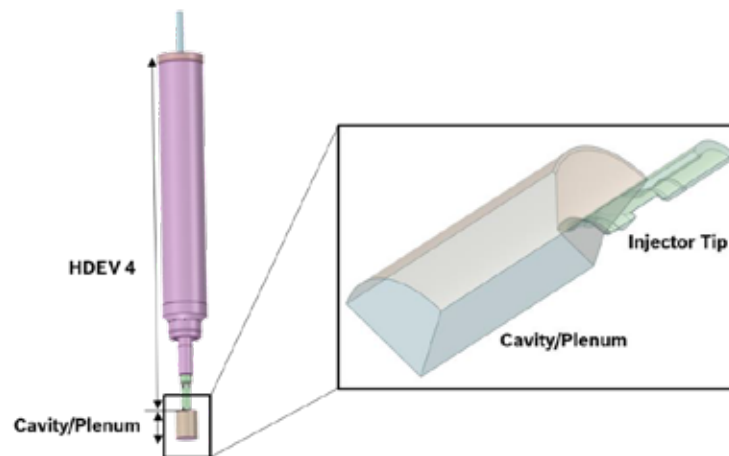


Figure 5: Injector and plenum and the derived computational domain.

Considering the above-mentioned aspects, a hexahedral computational grid with a high quality and high resolution was generated and is presented in Figure 6. In the computations, the hydrogen flow is treated as a compressible real gas whose properties are provided by the REFPROP data base from NIST [19]. The flow turbulence is covered by the $k-\omega$ shear stress transport (SST) model. The boundary conditions are static pressure at inlet and outlet and the inlet temperature for the hydrogen is fixed to 25 °C.

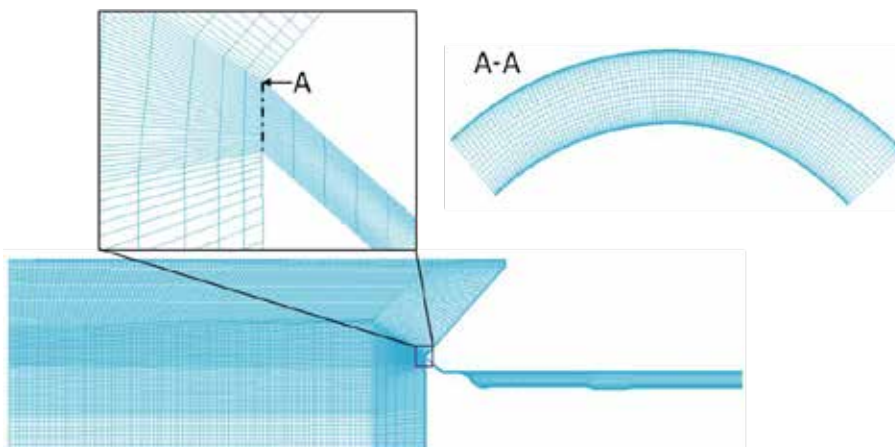


Figure 6: Computational grid details for the nozzle gap and the near-nozzle region

Results and Discussion

Injector recess

For the experiments discussed in this paper, a series Bosch HDEV4 injector was used and supplied with helium at pressures up to 200 bar. With a density and speed of sound in the same range as H_2 , He is the most suitable “safe” substitute for hydrogen and its low refractive index provides particularly clear contrast against the ambient nitrogen. It is well documented in the literature that the properties of He jets are very close to those of the original H_2 jets [7, 20 – 21].

The HDEV4 injector is actuated by a piezoelectric element and has an outwardly opening annular orifice. It is designed for gasoline direct injection but can be used for study purposes in passenger car H_2 direct injection due to its relatively high flow cross section at full needle lift and because the jet shaping geometry is similar to those of the dedicated low pressure H_2 injectors currently in development. As can be seen in the rightmost panel of Figures 8 and 9, the hollow cone at the injector outlet rapidly contracts into a nearly cylindrical jet due to the momentum of the entrained ambient gas.

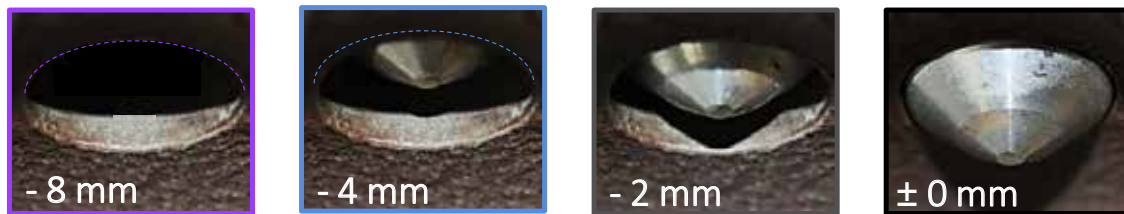


Figure 7: Different levels of recess within the injector bore (for an HDEV4).

From earlier investigations of engines powered by compressed natural gas [22], it was known that the shape of the gas jet can be strongly affected by the details of the combustion chamber geometry at the injector outlet. For this reason, different levels of recess of the injector within the injector bore were again tested (Figure 7) and the results are shown in Figure 8 along with a schematic illustration of the relevant flow.

Schlieren

When the injector is withdrawn by 2 mm, most of the gas attaches to the walls of the combustion chamber. This situation, which is obviously detrimental to the rapid formation of a homogeneous mixture and thus to be avoided, is explained by the Coandă-effect: the proximity of the walls restricts the entrainment of ambient N_2 from regions outside or above the initial hollow cone; instead, nearly all the entrained gas must come from below, and the upward momentum of this gas “pushes” the jet against the walls. With a larger injector recess of 4 or 8 mm, the exiting jet is redirected towards the injector axis inside the bore and the jet is thus “focused”, which completely avoids the wall attachment observed in the 2 mm recess case. However, especially with a recess of 8 mm, the jet penetration is slowed down compared to the flush-mounted situation, which indicates a lower rate of fuel-air mixing. While a large injector recess can stabilize the jet, this comes at the cost of some energy being dissipated within the injector bore. With a recess of 4 mm, the initial penetration is faster than in the flush-mounted position and the jet is narrower, but the tip speed later slows down to a slightly lower velocity. Nevertheless, the jet images suggest that in these two situations, the rate of fuel-air mixing should be similar.

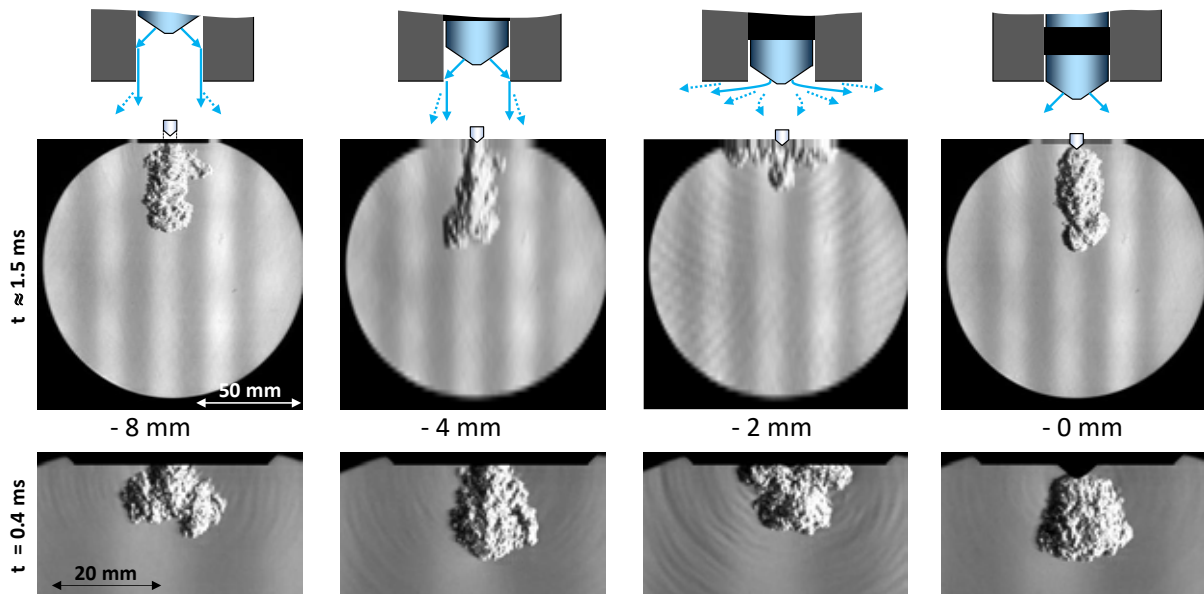


Figure 8: Schlieren visualization of the gas jet for different levels of injector recess (during the quasi-steady phase of the injection, middle row, and at the beginning of injection, bottom row) and schematic representation of the corresponding flow (top row).

Experimental conditions: Injection of helium at 50 bar into quiescent nitrogen at 3 bar.

Laser-induced fluorescence

Figure 9 shows the LIF signal corresponding to the schlieren images of Figure 8 for the 4 mm, 2 mm and flush-mounted cases. The LIF signal can be considered a good representation of the fuel mass distribution even though it should not simply be assumed to be directly proportional to the fuel concentration – there are co-dependencies of temperature and pressure that are difficult to correct for, and neither pressure nor temperature should be assumed to be constant when investigating gas jets and a drastic expansion from system to ambient pressure takes place. The ratio between the up- and downstream pressures is strongly above the critical ratios of 2.05 for He or 1.90 for H₂. Thus, no attempt at a calibration of the LIF signal intensity is made. An important further difference between the schlieren and LIF images is that the LIF shows a thin “slice” through the gas jet while schlieren integrates along the optical axis.

While high-contrast images are obtained both via schlieren and LIF, the comparison of corresponding results makes it clear that schlieren is highly sensitive to the outer layers of the jet, which contain only a very small fraction of the total amount of injected gas, while the inner structures remain hidden.

With the injector pulled back by 2 mm, the LIF image confirms what is already clear from schlieren: practically the entirety of the injected fuel propagates along the chamber roof. The concentration of fuel in the central “finger” that slowly moves forwards is very low. The flush-mounted injector generates a complex jet where the LIF image reveals a relatively homogeneous fuel distribution. High fuel concentrations are found near the outlet of the annular orifice but there is no low-density region around the injector axis; in fact, a hollow cone can only be seen for the first $\sim 100 \mu\text{s}$ of the injection, after which the jet contracts and forms a full cone. Interestingly, the tip region consistently reveals a stable toroidal vortex somewhat separated from the main jet.

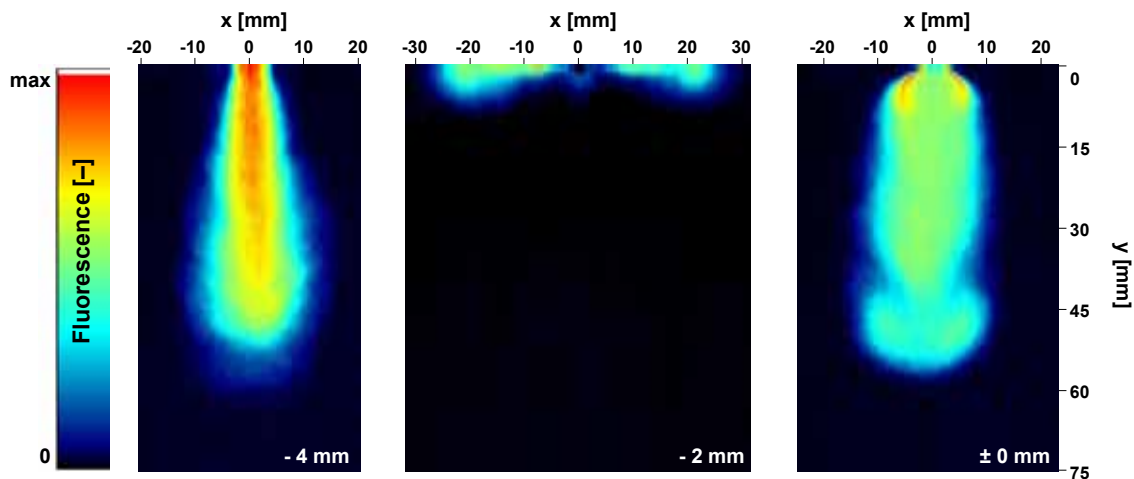


Figure 9: averaged LIF images (using acetone as a tracer) of the jet in the -4 mm, -2 mm recess and flush-mounted cases.

Experimental conditions: Injection of helium at 50 bar into quiescent nitrogen at 3 bar, image recorded 1.5 ms after commanded start of injection.

In contrast to the flush-mounted case, the shape of the focused jet obtained by pulling the injector back by 4 mm is much simpler. As expected from self-similar jets, the concentration is highest near the outlet, with a gaussian radial profile and a gradual decrease of concentration as the jet propagates downstream and widens.

Particle Image Velocimetry

For the same experimental conditions, the entrainment of ambient gas was characterized using PIV and the results are shown in Figure 10. The averaged velocity fields are combined from PIV measurements conducted with different time delays between the two frames as the field of view contains regions of high velocity near the injector bore – which are ideally measured with a short Δt (around 2 μs) – and regions far from the bulk of the jet, where velocities are low and Δt should ideally be of the order of 100 μs .

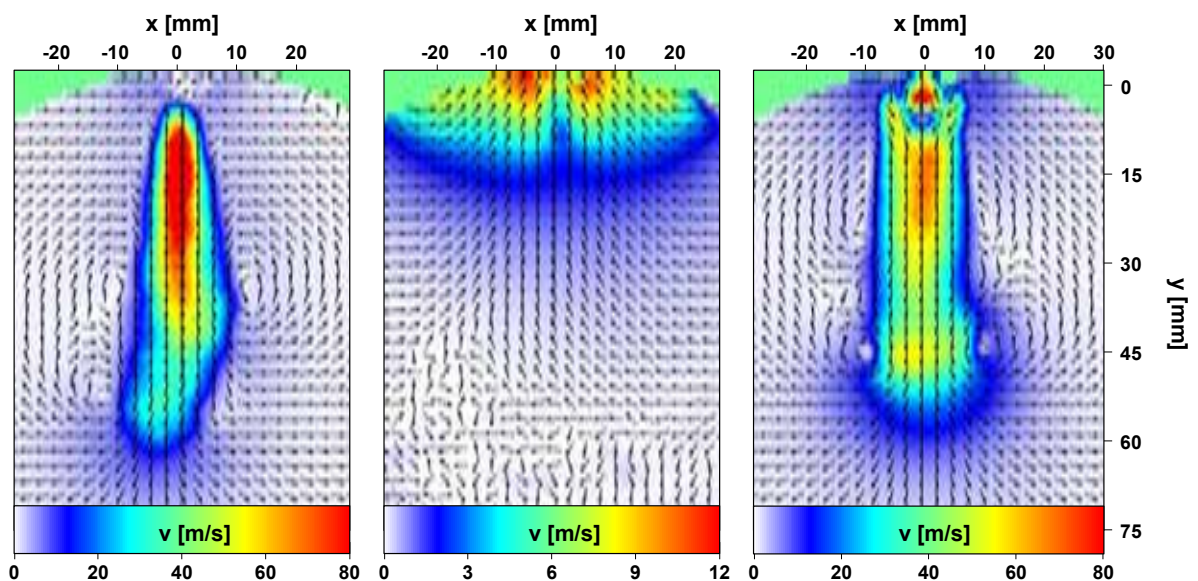


Figure 10: Averaged velocity fields measured using PIV of the jet in the -4 mm, -2 mm recess and flush-mounted cases.

Experimental conditions: Injection of helium at 50 bar into quiescent nitrogen at 3 bar, image recorded 1.5 ms after commanded start of injection.

The displayed images are simple linear combinations of the averaged flow fields determined with each interframe time, with the inverse of the relative standard deviations being used as weights.

The wall-jet configuration (2 mm recess; different color scale in Figure 10) entrains some ambient gas but velocities are very low, which confirms that this situation does not promote fast mixing of fuel and air. The flow of ambient gas is opposed to the injector axis and thus forces the propagation of the injected gas to remain aligned to the nearby wall.

In the case of the flush-mounted jet, it can be seen that ambient gas is pushed downstream by the jet tip and the toroidal vortex interpretation suggested by the LIF images is clearly confirmed. In the outer layers of the gas jet, there is a sudden transition between the gas entrainment regions, where velocities point towards the jet, and the jet itself, where the entrained gas is redirected and moves forwards together with the injected gas. This leads to the formation of a second toroidal vortex system further upstream. Near the injector outlet, where the jet contracts to a full cone, there is a small region where gas rapidly flows back towards the injector. This backflow is necessary to fill the corresponding region with gas, as the annular orifice geometry only injects gas away from the axis region. The transition towards the fully developed jet, where the gas moves forwards, occurs in a narrow region about 5 mm below the injector tip.

For the focused jet (4 mm recess), the velocity distribution corresponds to the mass distribution recognized in LIF and the velocities along the jet axis are higher than in the flush-mounted case. A double vortex system can also be seen near the head of the jet, with some asymmetry between the two visible sides of the jet. Immediately below the injector bore, the droplets from the external seeding have not yet mixed with the gas jet and the near-zero velocities returned by the PIV algorithm thus do not represent the actual jet structure but only reflect the absence of tracer droplets.

Preliminary evaluations of the pressure dependence of the gas entrainment flow show that velocities increase with system pressure and decrease as the ambient pressure goes up. The velocities seem to scale with $(p_{sys}/p_G)^{3/4}$ and thus only depend on the ratio between the injection and ambient pressures.

Experiments and simulations

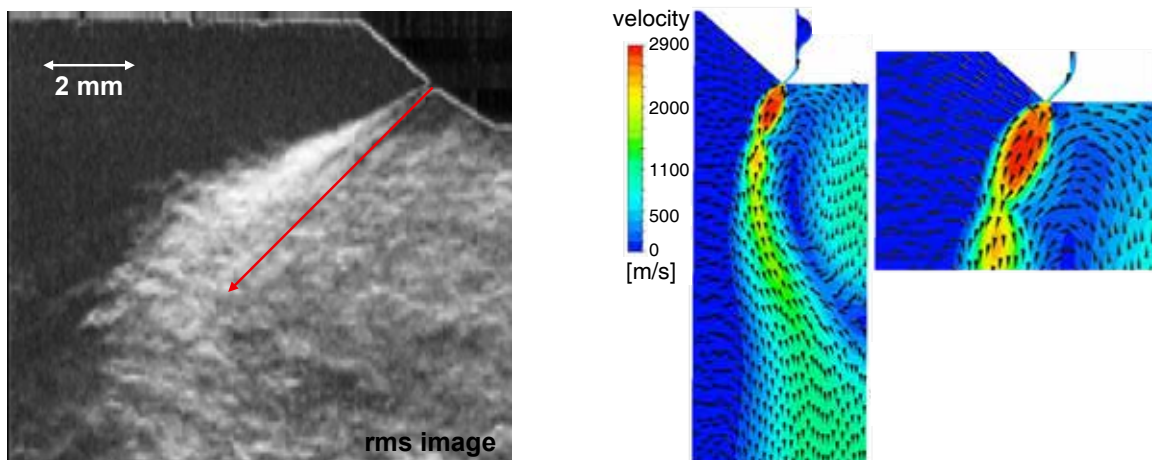


Figure 11: Comparison of experimental results (schlieren, contrast highlighted by using the root mean square of the images of 20 different injections) and CFD predictions for the flush-mounted case. The red arrow on the left picture indicates the needle seat angle. Conditions: 200 bar helium injected into 3 bar nitrogen (experiment), 170 bar hydrogen injected into 3 bar ambient hydrogen (simulation).

Due to the very small needle lift ($\sim 35 \mu\text{m}$), simulations of the flow in- and outside of the HDEV4 injector are especially challenging. Resolving the flow features in the vicinity of the injector requires a very fine grid with a resolution that cannot be maintained as the jet propagates downstream. Therefore, simulations that include the details of the injector geometry need to be limited to the near nozzle region. The setup presented in Figure 5 and Figure 6 shows a possible compromise between domain size and high resolution. A first result is shown on the right of Figure 11 and compared to a corresponding experimental result. Open boundary conditions at the cylinder surface (“plenum”) allow the jet to propagate freely, which corresponds to the flush-mounted case. The simulation resolves supersonic structures, which are not easily visible in the experiment, and correctly predicts the general shape of the gas jet: A hollow cone that rapidly contracts towards a full cone. Below the needle, the strong backflow that has been identified in the PIV measurements can also be seen. However, important differences remain concerning the angle at which the jet leaves the injector, which is higher than the needle seat angle in the experiment but immediately contracts to a lower value in the simulation. Also, the distance between the shock structures corresponding to Mach disks is larger in the simulation than in the experiment, where it can barely be resolved and where the supersonic structures are also hidden from view by the complex three-dimensional nature of the flow and the integration along the optical axis.

A factor that is likely to contribute to the discrepancy between the outer jet cone angles observed in the experiment and predicted in the simulation is the “flattened” needle used in the CFD setup. Low pressure zones develop inside high-speed jets, but the pressure drop in the inner regions of hollow cone jets is especially large, as the outer layers of the jet prevent access of ambient air from outside the hollow cone. The backflow towards the injector tip seen in PIV and simulation, the contraction of the jet and the presence of fuel immediately below the injector tip can be explained qualitatively by the pressure deficit in this region. It seems reasonable to assume that a more pronounced low-pressure region occurs when the space below the injector is empty (CFD) and not “filled” with the needle tip (experiment). This would then – at least partially – explain the narrower cone angle and the more rapid jet contraction observed in the simulation. Another reminder that the presence of nearby walls can strongly affect gas jets is the sensitivity of the jet shape to the position of the injector within the injector bore discussed in the previous section (Figure 8).

No-slip or wall boundary conditions at the outer surface of the cylindrical domain (“cavity”) at the tip of the injector correspond to withdrawing the injector inside the bore in the experiment. The walls of the injector bore then guide and focus the gas jet. Figure 12 shows such a simulation and a schlieren image of the jet with an injector recess of 8 mm, which is roughly the equivalent experimental case. In the CFD result, the jet hits the walls and is redirected in axial downstream direction. It attaches to the walls, follows them downstream, and as a result, a relatively smooth jet without radial velocity components can be seen at the exit of the injector bore in the experiment. However, this smooth jet immediately breaks up once it is no longer guided by the bore, and this rapid break-up is corroborated by the observation that the axial penetration of the jet is slowed down (compared to the flush-mount or 4 mm recess cases, Figure 8), which means that kinetic energy must dissipate towards turbulence.

The comparisons between experiment and simulation discussed in Figures 11 and 12 remain limited to the immediate surroundings of the injector tip. The gas dynamics are thus determined mainly by the ratio between the system or injection pressure and the ambient pressure and not by the ratio between the gas densities. The fact that different gases (He/N_2 – the different refractive indexes lead to a high schlieren contrast) are used in the experiment and identical ones in the simulation (only H_2) is thus of only minor importance in the near-nozzle region, but the discrepancies will increase further downstream as it is the density of the ambient gas that slows down jet penetration.

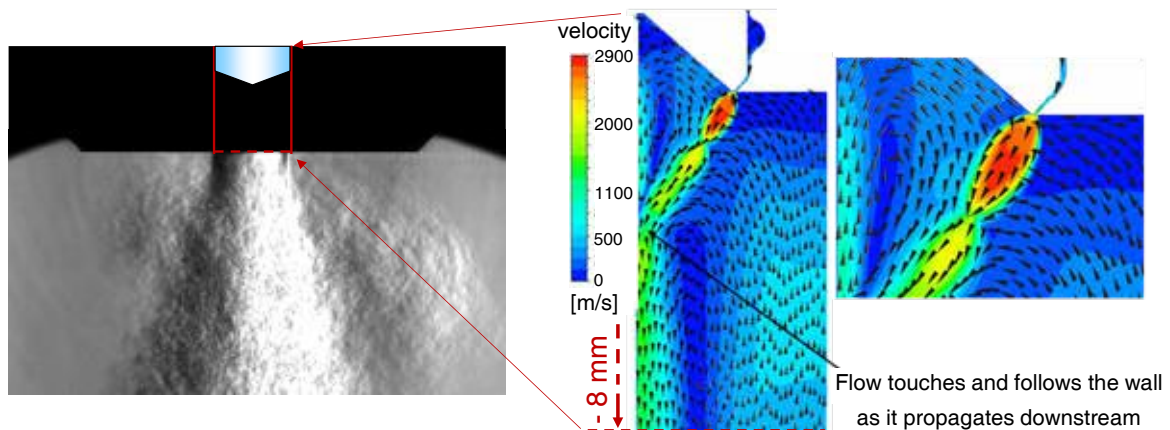


Figure 12: Comparison of experimental results (schlieren) and CFD predictions for the case of a strongly retracted injector.

Conditions: 200 bar helium injected into 3 bar nitrogen (experiment), 170 bar hydrogen injected into 3 bar ambient hydrogen (simulation).

Since the computations consistently show that supersonic flow occurs near the needle seat (the speeds of sound at room temperature are 1320 and 1010 m/s for H₂ and He, respectively), it should also be noted that this will be linked to a strong decrease of gas temperature. And while supersonic structures such as Mach disks are very difficult to observe for the HDEV4 jets – one reason being that the distance between successive Mach disks is proportional to the size of the orifice and thus to the needle lift – such structures have been observed for even for HDEV4 jets [6] and can be seen much more clearly for other jet shaping geometries [18] (for example, when jet guiding caps are used).

Conclusions

Although the world's first internal combustion engine was already powered by hydrogen, the idea that hydrogen could power a significant share of our future mobility and become a mainstream fuel for internal combustion engines has only gained widespread acceptance during the last few years. Significant research and development, both of the combustion system and of key components such as fuel injectors, is still needed in order to achieve engineering targets in categories such as drivability, fuel economy and to meet current and upcoming exhaust gas emission standards.

Understanding the physical mechanisms that control the mixture formation process is an essential requirement of development and optimization of engines with direct fuel injection. The combination of experimental and numerical methods presented in this paper shows how complex the gas dynamics of in the injection process can be and how sensitive the mixing rate is to the exact geometry of both the injector and the combustion chamber roof. The insights gained from these investigations will support further development, improve future numerical methods and increase confidence in simulations of full or partial engine cycles, where charge and piston motion will affect mixture formation and where validation data with a comparable level of detail is almost impossible to achieve.

References

1. Lejsek D, Schünemann E, Grabner P, Schaffer K (2021): Thermodynamic Analysis of Hydrogen Engines with Port Fuel- and Direct Injection. 18th Symposium „Sustainable Mobility, Transport and Power Generation”, IVT Reports, 104–2:382–393

2. Kufferath A, Schünemann E, Krüger M, Krüger M, Su J, Eichseder H, Koch T (2021): H₂ ICE Powertrains for Future On-road Mobility. 42nd Int. Vienna Motor Symposium
3. Path to Hydrogen Competitiveness. A Cost Perspective. Hydrogen Council (2020)
4. European Union Homepage, https://ec.europa.eu/energy/topics/energy-system-integration/hydrogen_en#eu-hydrogen-strategy, accessed February 1st, 2023
5. Blue book of China's hydrogen industry infrastructure development. China National Institute of Standardization, National Hydrogen Energy (2016); Standardization Technical Committee, China Quality Inspection Press, Beijing
6. Lejsek D, Leick P, Jochmann P, Grabner P, Schutting E (2022): Analysis of Mixture Formation and Combustion in H₂ Engines for Passenger Cars and Light Commercial Vehicles. 9th International Engine Congress, Baden-Baden
7. Paltrinieri S, Olcuire M, Calia V, Mortellaro F, Medda M, Gullino F, Stapf KG, Geiler JN, Jochmann P, Böe M, Lippisch M, Wundling C (2023): Experimental and Numerical Investigation of Hydrogen Injection and its preliminary Impact on High Performance Engines Development, SAE Technical Paper 2023-01-0402
8. Jincheng L, Dingchao Q, Linghai H, Heyang M, Yingjun G, Yanfeng G, Liming Z, Minglu S, Yanlong W, Chaoyu Z (2022): FAW High-Efficiency Zero-Emission Miller Cycle Hydrogen Internal Combustion Engine for Carbon Neutrality. 43^d International Vienna Motor Symposium
9. Rieß M, Fandakov A, Wolany A, Wöbke M (2021): Phenomenological Modeling of H₂ Combustion. MTZ worldwide, 82(10):16–21
10. Settles GS (2006): Schlieren and Shadowgraph Techniques: Visualizing Phenomena in Transparent Media, 2nd edn. Springer
11. Golzke H, Leick P, Dreizler A (2016): Differential Infrared Thermography of Methane Jets. Measurement Science and Technology 27(10)
12. Schulz C, Sick V: Tracer-LIF Diagnostics (2005): Quantitative Measurement of Fuel Concentration, Temperature and Fuel/Air Ratio in Practical Combustion Systems. Progress in Energy and Combustion Science, 31(1):75–121
13. Salazar V, Kaiser SA, Halter F (2009): Optimizing Precision and Accuracy of Quantitative PLIF of Acetone as a Tracer for Hydrogen Fuel. SAE Int. J. Fuels Lubr. 2(1):737–761
14. Faust S, Goschütz M, Kaiser SA, Dreier T, Schulz C (2014): A comparison of selected organic tracers for quantitative scalar imaging in the gas phase via laser-induced fluorescence. Appl. Phys. B 117:183–194
15. Lozano A (1992): Laser-excited luminescent tracers for planar concentration measurements in gaseous jets. PhD thesis, Stanford University
16. Tran TT (2008): Acetone Planar Laser-Induced Fluorescence and Phosphorescence for Mixing Studies of Multiphase Flows at High Pressure and Temperature, PhD Thesis, Georgia Institute of Technology
17. Raffel M, Willert CE, Scarano F, Kähler CJ, Wereley ST, Kompenhans J (2018): Particle Image Velocimetry: A Practical Guide, Springer
18. Bork A (2019): Numerische Untersuchung der Gemischbildung in Gasmotoren. PhD thesis, University of Stuttgart
19. Lemmon EW, Bell IH, Huber ML, McLinden MO (2018). NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg
20. Portz R, Segal C (2006): Penetration of Gaseous Jets in Supersonic Flows. AIAA Journal 44(10):2426
21. Hill PG, Ouellette P (1999): Transient Turbulent Gaseous Jets for Diesel Engines. Journal of Fluids Engineering, 121(93)
22. Seboldt D, Lejsek D, Wentsch M, Chiodi M, Bargende M (2016): Numerical and Experimental Studies on Mixture Formation with an Outward-Opening Nozzle in a SI Engine with CNG-DI. SAE Technical Paper 2016-01-0801

Wasserstoffmotorkonzepte und deren Potentiale

P. Grabner*, **H. Eichlseder**, Technische Universität Graz, Österreich

Kurzfassung

Im Beitrag werden unterschiedliche Wasserstoff-Verbrennungsmotorkonzepte dargestellt und die wesentlichen Vor- und Nachteile erläutert. Mögliche Konzeptvariationen betreffen zum Beispiel den Einblaseort (äußere bzw. innere Gemischbildung), die Gemischzusammensetzung im Brennraum (homogen, geschichtet) und die Entzündung des Kraftstoff-Luftgemisches (Zündkerze, Glühkerze, Kompressions- oder Zündstrahlzündung). Aber auch Themen wie Aufladung und Abgasrückführung spielen eine wichtige Rolle.

Die Umsetzung der verschiedenen Verbrennungskonzepte erfordert sehr unterschiedliche Einblasedruckniveaus, die wiederum die nutzbare Energie aus dem Wasserstoffspeicher erheblich beeinflussen, aus dieser Sicht also so gering als möglich sein sollen. Die Erzielung hoher Wirkungsgrade und geringer Rohemissionen sowie die Vermeidung von Verbrennungsanomalien führen vorteilhafterweise zu einer recht mageren Motorbetriebsauslegung. Dieser Umstand stellt jedoch im realen, transienten Betrieb hohe Anforderungen an das Aufladesystem. Eine Elektrifizierung des Antriebs (e-Charger, Hybridisierung) oder Maßnahmen wie Wassereinspritzung, Gemischanreicherung, Nacheinblasung können dieses Problem wesentlich entschärfen. Weitere Herausforderungen bei der Wasserstoffmotorentwicklung betreffen das Gemischbildungssystem, das Zündsystem, die Kurbelgehäuseentlüftung sowie die Wahl der richtigen Werkstoffe (z.B. im Hinblick auf Wasserstoffversprödung und Korrosion).

Ein Großteil dieser Fragestellungen wurde in den vergangenen Jahren am ITNA in zahlreichen Projekten untersucht. Der Beitrag gibt einen Einblick in den aktuellen Stand dieser Untersuchungen und zeigt erforderliche zukünftige Entwicklungsschwerpunkte auf.

Abstract

The article describes different hydrogen combustion engine concepts and explains the main advantages and disadvantages. Possible concept variations concern, for example, the injection location (external or internal mixture formation), the mixture composition in the combustion chamber (homogeneous, stratified) and the ignition of the fuel-air mixture (spark plug, glow plug, compression or pilot ignition). But topics such as turbocharging and exhaust gas recirculation also play an important role.

The implementation of the various combustion concepts requires very different injection pressure levels, which in turn have a considerable influence on the usable energy from the hydrogen storage, so from this point of view they should be as low as possible. The achievement of high efficiencies and low raw emissions as well as the avoidance of combustion anomalies advantageously lead to a rather lean engine operating strategy. However, this circumstance places high demands on the turbocharging system in real, transient operation. Electrification of the propulsion system (e-charger, hybridization) or measures such as water injection, mixture enrichment, post-injection can significantly mitigate this problem. Other challenges in hydrogen engine development relate to the mixture formation system, the ignition system, crankcase ventilation and the choice of the right materials (e.g. with regard to hydrogen embrittlement and corrosion).

A large number of these issues have been investigated in numerous projects at the ITNA in recent years. The article provides insight into the current status of these studies and identifies necessary future development priorities.

* Speaker/Referent

Einleitung

Im Laufe der letzten zwei Jahrzehnte wurden am Institut für Thermodynamik und nachhaltige Antriebssysteme unterschiedlichste Brennverfahren für den Wasserstoffverbrennungsmotor detailliert untersucht. Aufbauend auf ersten Basismessungen am Einzylindermotor mit äußerer Gemischbildung und Zündkerzenzündung wurden in weiterer Folge sowohl Konzepte mit Saugrohr- als auch Direkteinblasung, mit Fremdzündung sowie Selbstzündung, freisaugend sowie aufgeladen, mit und ohne Abgasrückführung usw. untersucht. Abbildung 1 zeigt einen Überblick der möglichen Gemischbildungs- und Zündverfahren, die alle am Motorprüfstand untersucht wurden [1], [2], [3], [4], [5].

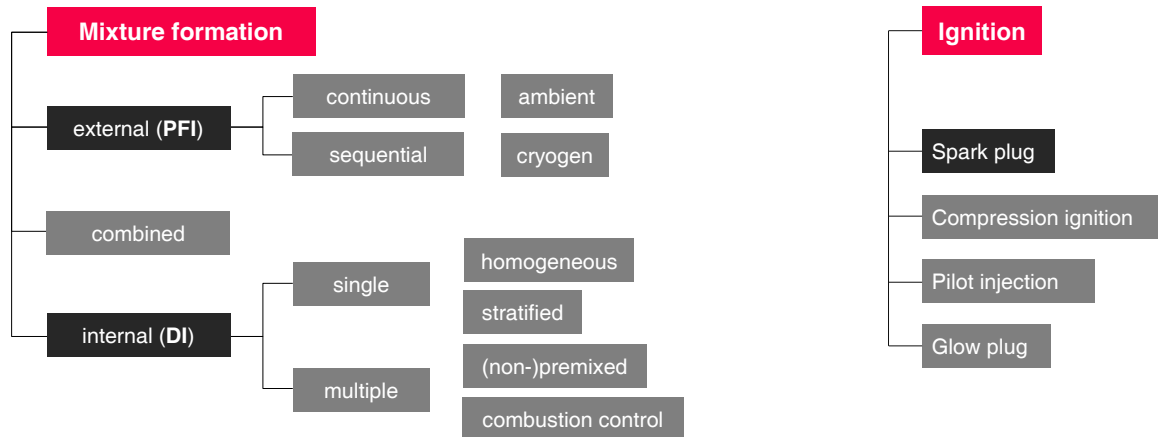


Abbildung 1: Einteilung von Gemischbildung und Zündung

Bei den Gemischbildungsverfahren haben sich sowohl die Äußere als auch die Innere als aussichtsreich etabliert, wobei die erzielbare Leistungsdichte bei Direkteinblasung aufgrund der besseren Zylinderfüllung deutlich höher ist. Eine kombinierte Gemischbildung aus PFI und DI könnte aus Sicht der Rohemissionen und der Leistungsdichte zwar reizvoll sein, wird aus Kosten- und Bauraumgründen aber eher eine untergeordnete Rolle spielen. Die Entzündung des Kraftstoff-Luftgemisches im Brennraum kann grundsätzlich fremd- oder kompressionsgezündet erfolgen, aufgrund der hohen Selbstzündungstemperatur von Wasserstoff ist die Kompressionszündung aber schwer kontrollierbar, da entweder eine sehr hohe Verdichtung oder eine Luftvorwärmung (bzw. eine Kombination aus beidem) erforderlich ist. Dabei ist aber der Grat zwischen normaler und abnormaler Verbrennung (Zündaussetzer bzw. Vorentflammung) sehr schmal [4].

Eine sehr stabile Verbrennungseinleitung ist mittels Diesel-Zündstrahl (Pilot injection) oder Glühstift möglich. Ein Brennverfahren mit Diesel-Zündstrahl erfordert jedoch ein zweites Kraftstoffsystem und einen Injektor der entweder beide Kraftstoffe in den Brennraum einbringen kann (z.B. Westport HPDI [8]) oder zwei separate Einspritzsysteme. Ob ein derartiger Verbrennungsmotor als CO₂-frei zertifizierbar sein wird, ist noch offen und hängt von der künftigen Gesetzgebung ab, e-fuel würde sich jedenfalls als CO₂-neutraler Zündstrahlkraftstoff eignen. Eine Zündung über einen Glühstift ist hinsichtlich erforderlicher elektrischer Energie und Haltbarkeit des Glühstiftes definitiv eine große Herausforderung und wird zukünftig kaum eine Rolle spielen.

In Abbildung 2 sind spezifische Leistungs- und Drehmomentwerte der zahlreichen am Institut durchgeführten Projekte (sowie einige Daten aus der Literatur) dargestellt. Durch Einsatz aktuell verfügbarer Komponenten für Aufladung, Wasserstoff-Einblasung und Zündung konnten Leistung und Drehmoment im Vergleich zu den anfänglich sehr bescheidenen Werten (teilweise noch Saugmotoren) maßgeblich gesteigert werden.

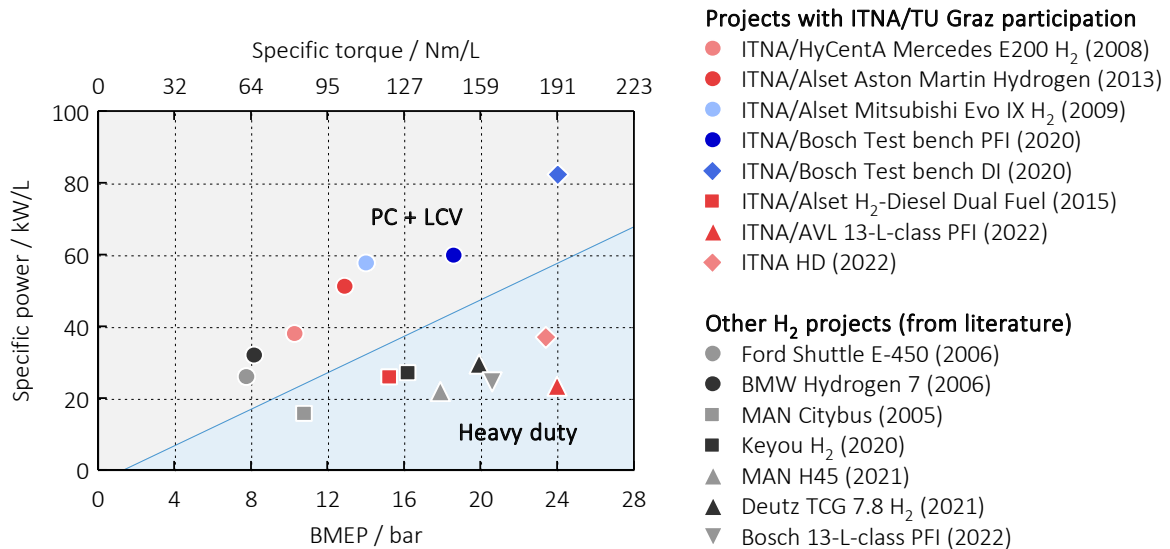


Abbildung 2: Entwicklung der Leistungsdichte von Wasserstoffmotoren

Experimentelle Untersuchungen

Die Bandbreite an experimentellen Wasserstoffmotor-Untersuchungen am ITNA reicht von Einzylinder- bis 12-Zylindermotoren mit Einzelzylinderhubräumen zwischen 0.4 Liter und 2.2 Liter. Als Basis für die experimentellen Untersuchungen die hier gezeigt werden, diente ein 4-Zylinder-Benzinmotor, der für den Wasserstoffbetrieb entsprechend angepasst wurde. Speziell das Zündsystem und das Aufladesystem mussten hierfür adaptiert werden. Um einen möglichst verbrennungsanomaliefreien Betrieb zu gewährleisten wurden Zündkerzen mit modifizierten Design-Parametern (Wärmewert, Elektrodenabstand, Funkenlage) sowie Zündspulen mit reduzierter Restentladungsneigung eingesetzt. Die Aufladung wurde mittels unterschiedlicher VTG-Abgasturbolader aus Serien-Dieselmotoren realisiert. Das Matching zwischen Kompressor und Turbine bietet hier aber jedenfalls noch Optimierungspotential [11] im Hinblick auf einen Wasserstoff-Serienmotor.

Tabelle 1: Motordaten

Basismotor	4-Zylinder-Reihenmotor (M274)
Bohrung × Hub	83 mm × 92 mm
Hubraum	1991 cm ³
Verdichtung	9.8
Gemischbildung	DI zentrale Lage (Bosch HDEV4) optional: Twin PFI einlassventilnah (Bosch NGI2)
Zündung	modifizierte Serien-Zündspule sowie Rennsport- bzw. Prototyp-Zündkerzen
Phasensteller	Serien-Phasensteller (Einlass und Auslass)
Aufladesystem	unterschiedliche Diesel-Abgasturbolader (mit VTG), optional: zusätzlicher e-Charger
Motorsteuerung	Motorsport Prototyp (Motec M141)

Aus Kosten- und Verfügbarkeitsgründen kamen Serien-Benzin-Einspritzventile für die Wasserstoff-Direkteinblasung zum Einsatz. Die Ansteuerung dieser Hochdruck-Piezoverventile erfolgte über eine softwareseitig modifizierte Motorsteuerung aus dem Motorsportbereich (Motec M141). Aufgrund des vergleichsweise kleinen Öffnungsquerschnittes ist ein relativ

hoher Raildruck erforderlich, um die Wasserstoffmasse in der zur Verfügung stehenden Zeit einblasen zu können (zw. etwa 25 bar und 170 bar im gesamten Kennfeld). Die Raildruck-Bedatung im Steuergerät erfolgte klarerweise mit dem geringstmöglichen Druck für den jeweiligen Lastpunkt, hauptsächlich unter Beachtung des Trade-Offs zwischen Wirkungsgrad und Stickoxidemissionen. Ein speziell für Wasserstoffdirekteinblasung konzipierter Injektor sollte auf jeden Fall für wesentlich geringere Drücke ausgelegt werden, um die nutzbare Wasserstoffmasse z.B. eines 700-bar-Speichertanks bestmöglich auszunutzen zu können. Die Wasserstoffversorgung am Prüfstand erfolgt aus 300-bar-Trailern mit einer maximalen Speicherkapazität von knapp 1000 kg. Tabelle 1 zeigt die wichtigsten Daten des eingesetzten Versuchsträgers.

Ein sehr wichtiges Thema bei der Auslegung eines Wasserstoffmotors spielt zweifelsohne die Vermeidung von Verbrennungsanomalien. Ein sehr magerer Betrieb bietet hier eine gute Basis, bedingt jedoch ein äußerst leistungsfähiges Aufladesystem, vor allem im stark dynamischen Betrieb. Neben Restentladungen des Zündsystems oder heißen Zündkerzenelektroden können auch Restgase im Brennraum oder Ansaugsystem, heiße Oberflächen oder heiße Partikel Auslöser für diese unerwünschten Verbrennungsabläufe sein. Ablagerungen von Motoröl im Brennraum können eine entscheidende Rolle hinsichtlich der Vorentflammungsneigung eines Wasserstoffmotors darstellen. Dies bedingt eine gezielte Minimierung des Öleintrages über den Kolben-Liner-Kontakt, das Blow-By, die Ventilschaftdichtungen und die Turboladerschmierung in den Brennraum.

Hohe Zylinderspitzen drücke (aufgrund von Verbrennungsanomalien) können zu einer mechanischen Überlastung und Beschädigung verschiedener Motorkomponenten führen. Fresser an Pleuellagern, verbogene Pleuel, gebrochene Kolbenböden oder Bolzenbohrungen sind typische Schäden, die z.B. von Ottomotoren mit Low Speed Pre-Ignition (LSPI) bekannt sind. Daher ist es wichtig, insbesondere die Power-Cell-Unit-Komponenten so robust auszulegen, dass keine Schäden durch solche Verbrennungsanomalien entstehen, die sich über die Lebensdauer nicht ganz vermeiden lassen [13].

Abbildung 3 zeigt eine durch Restentladung der Zündspule induzierte Vorentflammung (rote Kurven). Durch eine hardwaremäßige Anpassung an der Zündspule (zusätzlicher Widerstand) konnten diese Anomalien sicher beseitigt werden. Vorentflammungen die durch heiße Bauteile oder Partikel ausgelöst werden starten typischerweise später im Verdichtungsstakt, sind trotz alledem eine Herausforderung für die Motor- bzw. Bauteilauslegung.

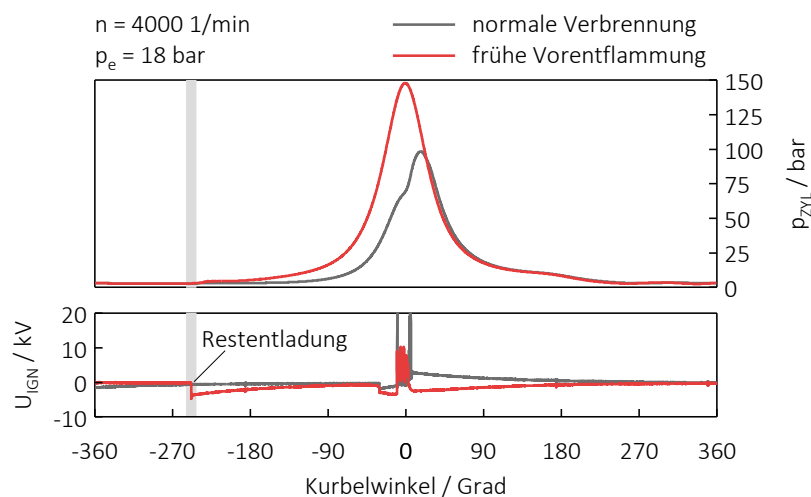


Abbildung 3: Sehr frühe Vorentflammung durch Restentladung des Zündsystems

Stöchiometrischer und magerer Betrieb

Ein Wasserstoffmotor kann sowohl stöchiometrisch als auch mager betrieben werden. Tabelle 2 gibt einen groben Überblick über die Vor- und Nachteile der jeweiligen Betriebskonzepte mit Wasserstoff.

Tabelle 2: Vor- und Nachteile von stöchiometrischer und magerer Verbrennung

	$\lambda = 1$	$\lambda \gg 1$
Wirkungsgrad	o	+
NO _x -Rohemissionen	-	+
Max. Temperatur vor Turbolader	-	+
Thermische Belastung	-	+
Verbrennungsanomalien	-	o
Verbrennungsgeräusch	-	+
Abgasnachbehandlung	+	o
Dynamischer Betrieb	+	-
Max. Leistung/Drehmoment	(+)	o

Aufgrund der Brennstoffeigenschaften von Wasserstoff (sehr weite Zündgrenzen, niedriger Zündenergiebedarf) kann ein homogener Magerbetrieb bei Luftverhältnissen (λ) deutlich über zwei realisiert werden. Der Wirkungsgrad steigt aufgrund der Prozessführung und der Stoffwerte mit dem Luftverhältnis und dem Verdichtungsverhältnis an. Der Magerbetrieb ermöglicht auch eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses wegen der geringeren Neigung zu Verbrennungsanomalien. Als Folge der wesentlich niedrigeren Zylinderinnentemperatur sind auch die NO_x-Bildung und die Temperaturen vor dem Turbolader deutlich geringer. Aufgrund der hohen laminaren Flammgeschwindigkeit von Wasserstoff sind die maximalen Zylinderdruckgradienten – als Indikator für das Verbrennungsgeräusch – im stöchiometrischen Betrieb sehr hoch. Die Möglichkeit einen Dreiwegekatalysator (TWC) einzusetzen, ist einer der Vorteile des stöchiometrischen Betriebs. Des Weiteren ist der dynamische Motorbetrieb einfacher darzustellen. Die Anforderungen an das Aufladesystem sind bei Magerbetrieb sehr hoch und die Hardware muss an die veränderten Ladedruckanforderungen und an die hohen erforderlichen Luftmassenstromgradienten angepasst werden, zum Beispiel durch Kombination von Abgasturboaufladung und elektrisch unterstützter Zusatzaufladung (e-Charger).

Abbildung 4 zeigt anhand eines Lastschnittes bei 2000 1/min einen Vergleich von stöchiometrischem und magerem Betrieb bei Direkteinblasung. Magerbetrieb bedeutet in diesem Fall mit dem maximal möglichen Luftverhältnis in Verbindung mit dem verwendeten VTG-Abgasturbolader. In der untersuchten Konfiguration lag der Lambda-Bereich für Mitteldrücke (p_e) von 2 bar bis 20 bar etwa zwischen $\lambda = 4$ und $\lambda = 2$ (vgl. unteres linkes Diagramm in Abbildung 4).

Die NO_x-Emissionen unterscheiden sich deutlich. Bis zu einem effektiven Mitteldruck von 10 bar ist in der untersuchten Konfiguration bei maximaler Abmagerung ein nahezu NO_x-freier-Betrieb (< 10 ppm) möglich. Im stöchiometrischen Betrieb sind die NO_x-Werte generell sehr hoch (schnelle Verbrennung, hohe Temperaturen). Der Grund für den Rückgang bei höheren Lasten in der gezeigten Untersuchung liegt in einer relativ starken Spätstellung des Zündzeitpunktes bzw. des MFB50% (50 % Mass Fraction Burnt). Ansonsten würde der NO_x-Wert weiter ansteigen. Ein Vergleich des effektiven Wirkungsgrades (η_e) zeigt einen signifikanten Vorteil von 6 bis 7 Prozentpunkten für den Magerbetrieb.

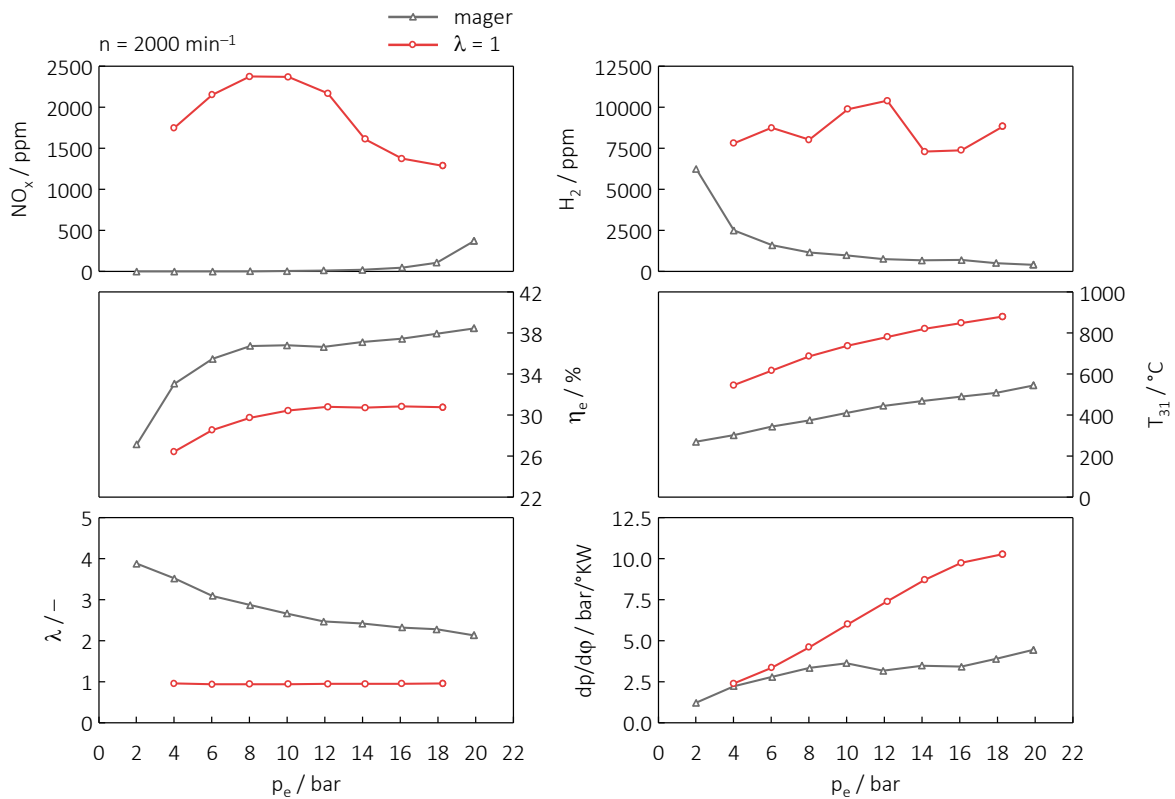


Abbildung 4: Lastvariation bei 2000 1/min für magerer und stöchiometrische Verbrennung

Im rechten Teil von Abbildung 4 sind weitere wichtige Parameter für den Vergleich zwischen stöchiometrischem und magerem Betrieb dargestellt. Der Wasserstoffgehalt im Abgas ist bei $\lambda = 1$ relativ hoch (ca. 8000 ppm bis 10000 ppm, entsprechend einer unverbrannten Brennstoffenergie zwischen 2 % und 3 %). Die stöchiometrische Wasserstoffverbrennung führt, wie bereits erwähnt, zu deutlich höheren Zylinderinnentemperaturen und damit zu erhöhten Abgastemperaturen vor dem Turbolader (T_{31}). Im oberen Motordrehzahl- und Lastbereich können mehr als 1000 °C auftreten, was eine Herausforderung bei der Auswahl eines geeigneten Turboladers für den stöchiometrischen Betrieb darstellt. Bei Magerbetrieb ($\lambda > 2$) liegen die Werte deutlich unter 700 °C und sind somit leicht zu handhaben. Der Zylinderdruckanstieg ($dp/d\phi$) ist ein wichtiges Maß für das Verbrennungsgeräusch des Motors. Werte von mehr als 10 bar/°KW sind das Ergebnis der schnellen Verbrennung bei $\lambda = 1$, gegenüber Maximalwerten von knapp über 4 bar/°KW im Magerbetrieb für den gezeigten Fall.

Insgesamt hat ein magerer Betrieb viele funktionale Vorteile, dennoch kann auch ein stöchiometrischer Betrieb in spezifischen Anwendungen (z.B. in Kombination mit Wassereinspritzung) Vorteile bei der Leistungsdichte, der Dynamik und der Abgasnachbehandlung bringen.

Abbildung 5 zeigt den Zylinderdruckverlauf und die Wärmefreisetzung (Heizverlauf) für stöchiometrischen ($\lambda = 1$) und mageren Betrieb ($\lambda = 2.3$) bei einem effektiven Mitteldruck von 18 bar. Aufgrund des höheren Ladedrucks im Magerbetrieb ist folglich auch der maximale Zylinderdruck höher, aber der Zylinderdruckanstieg ist bei stöchiometrischen Bedingungen wegen der schnelleren Verbrennung wesentlich höher. Diese Tatsache führt auch zu höheren Wandwärmeverlusten, die unter anderem den Wirkungsgrad deutlich reduzieren.

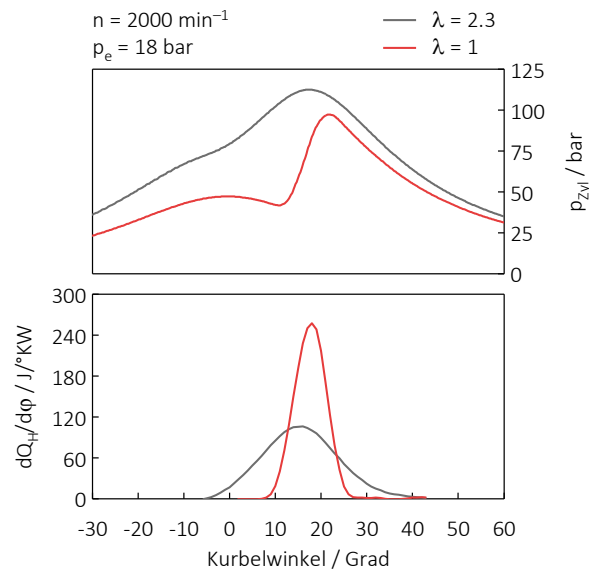


Abbildung 5: Zylinderdruck- und Heizverlauf für Magerbetrieb ($\lambda = 2.3$) und stöchiometrischen ($\lambda = 1$) Betrieb bei 2000 1/min und 18 bar effektivem Mitteldruck

Transienter Motorbetrieb

Wie bereits mehrfach erwähnt, ist der dynamische Betrieb eines sehr mager betriebenen Wasserstoffmotors eine Herausforderung. Aus diesem Grund wurden unterschiedliche Maßnahmen wie Zündungsspätstellung, Wasserstoff-Nacheinblasung (Post Injection), Wassereinspritzung und elektrische Zusatzaufladung in realen Fahrzyklen (z.B. im für die Typprüfung relevanten WLTC) untersucht. Als Basis für die Erstellung der Drehmoment- und Drehzahlspur für den Prüfstand diente ein Fahrzeug der C-Segment-Klasse mit einer Gesamtmasse von 1680 kg. Abbildung 6 zeigt die mittels Längsdynamiksimulation ermittelte Drehzahl- und Lastspur, die für die Messungen am Motorprüfstand verwendet wurden.

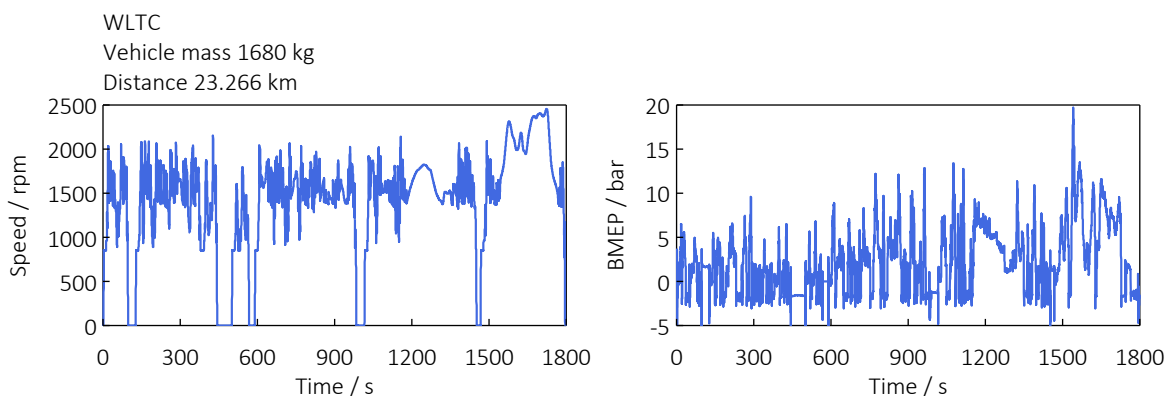


Abbildung 6: Motordrehzahl und Last für die WLTC-Messungen am Prüfstand

Die Ergebnisse der Basismessung ohne spezielle Maßnahmen sind in Abbildung 7 als graue gestrichelte Linien dargestellt. Die kumulierten NO_x -Rohemissionswerte liegen bei etwa 150 mg/km. Mit einer Zündungsspätstellung (graue durchgezogene Linie) in den "NO_x-kritischen" Lastsprüngen von bis zu 12 °KW (dieser Wert ist im Steuergerät in Abhängigkeit von der Differenz zwischen Soll- und Ist-Ladedruck hinterlegt) können die Stickoxid-Emissionen ohne nennenswerte Verbrauchsverschlechterung nahezu halbiert werden. Mit der Implementierung einer Nacheinblasung (rote Linie) mit einem SOI der Nacheinblasung im

Bereich 60 °KW nach Zünd-OT können weitere signifikante Einsparungen bei den transienten NO_x -Spitzen und damit im Zyklusergebnis erzielt werden. In der implementierten Nacheinblasungskonfiguration lagen die NO_x -Rohemissionen bei etwa 30 mg/km.

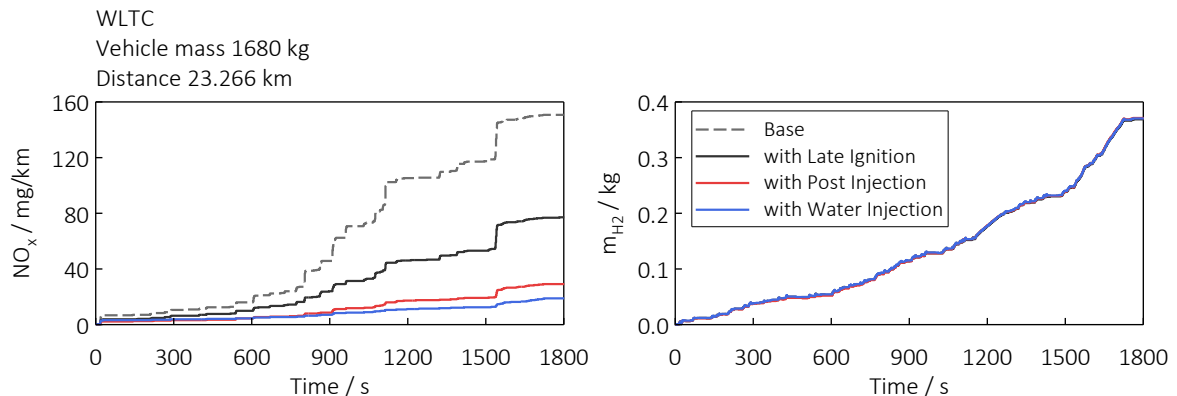


Abbildung 7: WLTC-Ergebnisse für verschiedene NO_x -Reduktionsmaßnahmen

Mit der Saugrohr-Wassereinspritzung liegt das erreichbare NO_x -Rohemissionsniveau am niedrigsten von allen im Zuge der Versuche bewerteten Varianten (19 mg/km). Erste Versuche mit einem elektrisch angetriebenen Zusatzverdichter (e-Charger) zeigten jedoch weiteres Potential zur Stickoxid-Reduktion (diese Versuche sind zum Zeitpunkt der Erstellung dieses Berichtes noch nicht abgeschlossen gewesen).

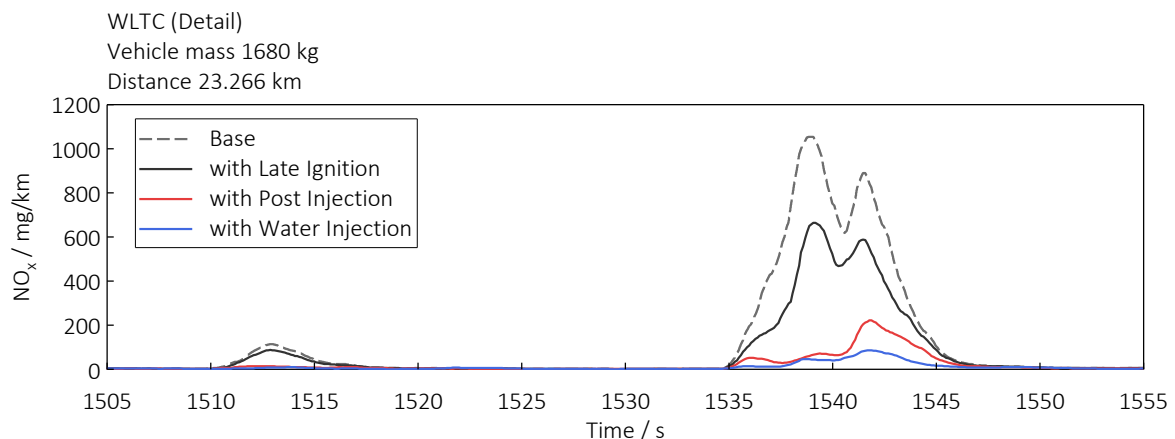


Abbildung 8: Zeitaufgelöster NO_x -Verlauf bei maximaler Laststufe im WLTC

Abbildung 8 zeigt einen weiteren Vergleich der vier Varianten anhand des größten Lastsprunges innerhalb des WLTC beginnend bei Sekunde 1535, deutlich zu erkennen sind die großen Vorteile mit Wasserstoff-Nacheinblasung (rot) und Wassereinspritzung in den Ansaugkrümmer (blau). Der massenbezogene Wasserverbrauch ist jedoch im gezeigten Fall nicht unerheblich und mehr als doppelt so hoch wie der Kraftstoffverbrauch ($m_{\text{H}_2\text{O}}/m_{\text{H}_2} \approx 2.3$). Des Weiteren sei darauf hingewiesen, dass z.B. das Thema Ölverdünnung bei der Wassereinspritzung eine wesentliche Rolle spielen kann. Die ersten Stichversuche zeigten jedenfalls nach wenigen Stunden erhöhten Wasseranteil im Motoröl, wobei bei den gegenständlichen Versuchen kein Fokus auf die Optimierung der Wasser-Öl-Interaktion gelegt wurde. Eine Umsetzung für Motorsportanwendungen, wo eine lange Motorlaufzeit nicht im Vordergrund steht, ist durchaus denkbar. In so einem Fall wird die Wassereinspritzung aber hauptsächlich für die Darstellung hoher Mitteldrücke bei niedrigen Lambda-Werten und für die Vermeidung von Verbrennungsanomalien genutzt. Eine breite Serienanwendung erscheint aber aufgrund der bekannten Herausforderungen (Ölverdünnung, Onboard-Was-

sergenerierung, Sicherstellung der Wasserqualität, zusätzlicher Hardware- und Platzbedarf) aus jetziger Sicht eher unwahrscheinlich. Zudem ist das Stickoxidreduktionspotential im Vergleich zur Nacheinblasung (Post Injection) unwesentlich günstiger.

Betrachtet man die Varianten hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs im WLTC (Abbildung 7 rechts), so sind bei der untersuchten Konfiguration keine signifikanten Unterschiede messbar, die Differenzen liegen in einem Bereich von weniger als $\pm 0.5\%$.

Abgasnachbehandlung

Das Thema Abgasnachbehandlung wird ebenfalls intensiv am Motorprüfstand untersucht. Speziell das Verhalten unterschiedlicher Abgasnachbehandlungskomponenten, wie Oxidationskatalysator (OC), elektrisch beheizter Katalysator (EHC), selektive katalytische Reduktion (SCR), NO_x -Speicherkat (NSC), Ammoniak-Schlupfkatalysator (ASC), katalytisch beschichteter Partikelfilter (cGPF) wurden in unterschiedlicher Ausführung (Beschichtungen, Volumina, Reihenfolge der Anordnung) in relevanten Fahrzyklen (WLTC, Low-load- und High-load-RDE, usw.) am Motorprüfstand bewertet. Abbildung 9 zeigt schematisch den Aufbau der Versuchsstrecke und der Abgasentnahmestellen am Versuchsträger.

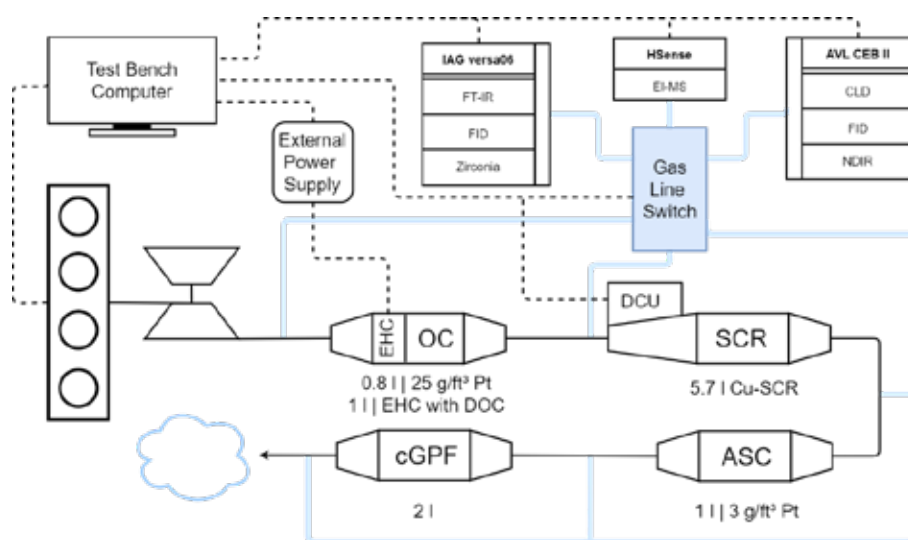


Abbildung 9: Versuchsaufbau der Abgasnachbehandlung am Motorprüfstand [10]

Die Versuchsergebnisse mit der gezeigten Abgasnachbehandlung sind in Abbildung 10 dargestellt. Die Tailpipe-Emissionen kohlenstoffhaltiger Komponenten wie CO oder THC (Total Hydro Carbon) liegen deutlich unter 3 mg/km. Ammoniak war kaum nachweisbar, was bedeutet, dass kein NH_3 -Schlupf auftrat. Lachgas (N_2O) wurde mit einem Höchstwert von knapp 7 mg/km gemessen. Die H_2 -Emissionen wurden sehr effizient von mehr als 500 mg/km Rohemissionen auf 6 mg/km im Low-load-RDE-Zyklus reduziert. Die deNO_x -Wirkungsgrade liegen je nach Fahrzyklus zwischen 90 % und 98 %, was im WLTC eine Verringerung der NO_x -Tailpipe-Emissionen von 23 mg/km auf etwa 2 mg/km bedeutet. Ohne elektrischen Heizkat (EHC) reichen die deNO_x -Wirkungsgrade von 48 % beim Low-load-RDE bis zu 90 % beim WLTC. Die CO_2 -Emissionen erreichen insgesamt bis zu 2 g/km, aber mehr als 80 % der dieser Emissionen stammen aus der Umgebungsluft (schraffierter Teil der Balken). Die Partikelanzahl-Emissionen wurden im Low-load-RDE von 2.75×10^{11} je km auf 4.8×10^9 je km reduziert. In den anderen Fahrzyklen konnten ähnliche PN_{23} -Reduktionsraten beobachtet werden.

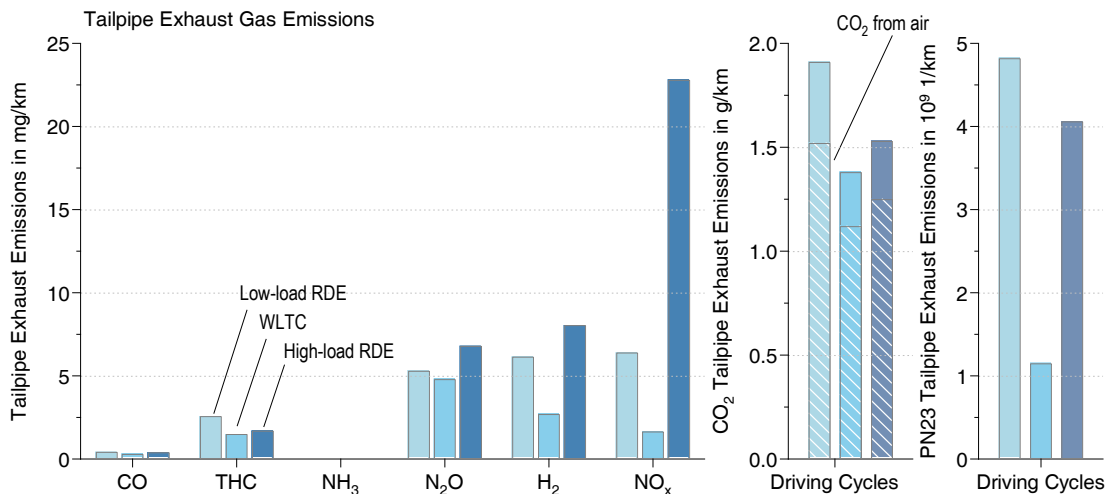


Abbildung 10: Abgasemissionen nach Abgasnachbehandlung eines 2-Liter-Wasserstoffmotors in verschiedenen Fahrzyklen [10]

Da der zusätzliche Energieaufwand für den elektrisch beheizten Katalysator relativ hoch ist (ca. 5 % für WLTC und High-load-RDE bzw. 15 % für den Low-load-RDE), wird in weiterführenden Versuchen die Wasserstoff-Nacheinblasung als alternative Möglichkeit zur schnellen Aufheizung des Abgasnachbehandlungssystems bewertet.

Zusammenfassung und Ausblick

Grundsätzlich gibt es viele Brennverfahrensoptionen für einen Wasserstoffverbrennungsmotor. Unter Berücksichtigung des aktuellen Entwicklungsstandes von Komponenten und den Rahmenbedingungen bzgl. Effizienz und Schadstoffemissionen hat sich der mager betriebene Motor mit Direkteinblasung (optimalerweise mit niedrigen Drücken), Abgasturboaufladung (ggf. in Kombination mit elektrischer Zusatzverdichtung) und Abgasnachbehandlung als aussichtsreich etabliert. Das Thema „Simplicity“ sollte bei der Entwicklung jedenfalls Beachtung finden, um das Gesamtsystem hinsichtlich Funktionalität, Kosten und Haltbarkeit bzw. Robustheit zu optimieren.

Die durchgeführten Versuche haben gezeigt, dass die NO_x-Spitzen, die typischerweise durch die Absenkung des Lambda-Wertes bei transienten Lastsprüngen entstehen, durch geeignete Maßnahmen deutlich reduziert werden können. Softwareseitig bietet eine Zündungsspätstellung oder Wasserstoffnacheinblasung während der transienten Phasen eine sehr gute Möglichkeit, die NO_x-Rohemissionen deutlich zu reduzieren. Selbst mit der nicht optimierten Basis-Hardware (Standard-Benzinmotor) konnte im WLTC ein ansprechendes Rohemissionsniveau von 150 mg/km dargestellt werden. Mit moderatem Spätstellen der Zündung wurden die kumulierten NO_x-Emissionen im WLTC halbiert, bei einer Nacheinblasung konnten die Werte sogar um etwa 80 % reduziert werden. Die Wassereinspritzung bietet weitere Potentiale zur Reduktion von Stickoxiden, wenngleich einige neue Herausforderungen bei der Umsetzung im Fahrzeug entstehen, was eine Anwendung eher auf Spezialgebiete (z.B. Hochleistungsanwendungen, Motorsport) beschränkt. Zyklusmessungen mit nachgeschalteter Abgasnachbehandlung (EHC + OC + SCR + ASC + GPF) haben die NO_x-Emissionen im WLTC auf deutlich unter 5 mg/km reduziert, also weniger als 10 % des geplanten Euro-7-Grenzwerts von 60 mg/km.

Der Einsatz einer elektrischen Zusatzaufladung bietet, wie erste Messungen gezeigt haben, sehr hohes NO_x-Reduktionspotential. Einer der nächsten Schritte wird eine Verifizierung in typischen Fahrzyklen wie WLTC und RDE sein.

Literatur

- [1] Eichlseder, H., Wallner, T., Freymann, R., Ringler, J.: The Potential of Hydrogen Internal Combustion Engines in a Future Mobility Scenario. SAE paper 2003-01-2267, SAE - International Future Transportation Technology Conference, 2003
- [2] Eichlseder, H., Grabner, P., Gerbig, F., Heller, K.: Advanced Combustion Concepts and Development Methods for Hydrogen IC Engines. FISITA World Automotive Congress, München, Paper F2008-06-103, 2008
- [3] Eichlseder, H., Klell, M., Schaffer, K.M., Leitner, D., Sartory, M.: Potential of Synergies in a Vehicle for Variable Mixtures of CNG and Hydrogen. SAE Paper 2009-01-1420 in: Hydrogen IC Engines, SP-2251, ISBN 9780768021479, S. 19-28, SAE International, 2009
- [4] Eichlseder, H., Spuller, C., Heindl, R., Gerbig, F., Heller, K.: Brennverfahrenskonzepte für dieselähnliche Wasserstoffverbrennung. Motortechnische Zeitschrift MTZ 71 (1), S. 60-66, 2010
- [5] Grabner, P.: Potentiale eines Wasserstoffmotors mit innerer Gemischbildung hinsichtlich Wirkungsgrad, Emissionen und Leistung. Dissertation, Technische Universität Graz, 2009.
- [6] Grabner, P., Christoforetti, P., Gschiel, K., Roiser, S., Eichlseder, H.: Transient operation of hydrogen engines. In 44. Internationales Wiener Motorensymposium, 2023
- [7] Luef, R., Heher, P., Hepp, C., Schaffer, K.M., Sporer, H., Eichlseder, H.: Konzeption und Entwicklung eines Wasserstoff-/Benzin-Motors für den Rennsport; 8. Tagung Gasfahrzeuge, Stuttgart, 22.-23. Oktober 2013
- [8] Mumford, D., Baker, S., Munshi, S.: High Performance Hydrogen Engine Applications Using Westport Fuel Systems' Commercially Available HPDI Technology. In 43. Internationales Wiener Motorensymposium, 2022
- [9] Pauer, T., Weller, H., Schünemann, E., Eichlseder, H., Grabner, P., Schaffer, K. M.: H2 ICE für zukünftige PKWs und leichte Nutzfahrzeuge. in B. Geringer, & H. P. Lenz (Hrsg.), Fortschritt-Berichte VDI: 41. Internationales Wiener Motorensymposium 22.-24- April 2020 (Band 813, S. 246-263). VDI Verlag GmbH.
- [10] Roiser, S., Beringer, S., Schutting, E., Eichlseder, H., Rabe, T., Krinn, I., Adelmann, K.: Driving Hydrogen Engines towards a Zero-Impact Emission Level. Beitrag in 10. Internationaler Motorenkongress 2023, Baden Baden, Deutschland.
- [11] Schutting, E.: Air Management of Heavy-Duty Hydrogen Engines, Conference documents, 26th Supercharging Conference, Dresden, 2022
- [12] Seboldt, D., Mansbart, M., Grabner, P., Eichlseder, H.: Wasserstoffmotoren für zukünftige Pkw und leichte Nutzfahrzeuge. Motortechnische Zeitschrift, 82(2), 2021, S. 46–51. <https://doi.org/10.1007/s35146-020-0614-0>
- [13] Trabold, C., Puck, A., Gallas, T., Grabner, P., Gschiel, K.: Influence of hydrogen combustion on engine components in full load operation. Beitrag in 10. Internationaler Motorenkongress 2023, Baden Baden, Deutschland.

Hydrogen Internal Combustion Engine: Viable Technology for Carbon Neutral Mobility – Selected FIE-R&D Aspects

Johannes Ullrich*, **Anton Wächter**, **Bernd Friedrichs**,
Stefan Hoffmann, Hyundai Motor Europe Technical Center GmbH;
Dr. Yohan Chi, Hyundai Motor Company

Abstract

Increasing concern on global warming as a result of rising atmospheric CO₂ is leading more stringent greenhouse gas regulations. Technology portfolio should be considered for robust compliance to regulations in viable and timely manner integrating also of low and neutral CO₂ energy carriers.

Hydrogen (H₂) is an attractive energy carrier for internal combustion engine to achieve CO₂ neutral mobility enabling high efficiency and low emission. Possibility to use already existing robust engine system as a basis for conversion to H₂ Internal Combustion Engine with moderate effort is another benefit.

Main objective of this research is to evaluate efficiency, emission and performance potentials of H₂ ICE based on existing 4 cylinder 1.6 liter T-GDI engine as dedicated engine for hybrid electric vehicle (HEV) to realize highest system efficiency with hardware matching and calibration focused on medium load between BMEP 9 to 13 bar and below 3000 rpm for enhanced efficiency and minimized NO_x.

Aside from the challenges on the fuel tank, engine and after-treatment system, also the fuel injection system when operated with gaseous hydrogen as fuel is facing several well-known but also new challenges.

Zusammenfassung

Die zunehmende Besorgnis über die globale Erwärmung als Folge des steigenden atmosphärischen CO₂ führt zu strengeren Treibhausgasvorschriften. Das Technologie-Portfolio sollte für eine robuste Einhaltung der Vorschriften in praktikabler und zeitnaher Weise berücksichtigt werden, wobei auch Energieträger mit niedrigem und neutralem CO₂-Ausstoß integriert werden.

Wasserstoff (H₂) ist ein attraktiver Energieträger für Verbrennungsmotoren, um eine CO₂-neutrale Mobilität hohe Effizienz und geringe Emissionen zu erreichen. Ein weiterer Vorteil ist die Möglichkeit, ein bereits vorhandenes robustes Motorsystem als Basis für die Umrüstung auf einen H₂-Verbrennungsmotor mit mäßigem Aufwand zu verwenden.

Das Hauptziel dieser Forschung ist die Bewertung von Effizienz-, Emissions- und Leistungspotenzialen von H₂-ICE auf der Grundlage eines bestehenden 4-Zylinder-1,6-Liter-T-GDI-Motors, als dedizierter Motor für Hybrid-Elektrofahrzeuge (HEV) entwickelt, um höchste Systemeffizienz mit Hardwareabstimmung und -kalibrierung zu erzielen, die sich auf mittlere Last zwischen BMEP 9 bis 13 bar und unter 3000 U/min konzentriert, um die Effizienz zu verbessern und den NO_x-Ausstoß zu minimieren.

Neben den Herausforderungen an Kraftstofftank, Motor und Nachbehandlungssystem steht auch das Kraftstoffeinspritzsystem beim Betrieb mit gasförmigem Wasserstoff als Kraftstoff vor einigen bekannten, aber auch neuen Herausforderungen.

* Speaker/Referent

1. Introduction

Over the last few decades, climate change has become one of the clear and imminent threat to sustainability and stringent greenhouse gas regulations have been introduced focused on mobility sector.

To comply with these regulations, global automotive OEM's are focusing on expanding their battery electric vehicle (BEV) line-up and enhancing degree of electrification through shifting from simple start-stop and mild hybrid to full, plug-in hybrids and BEV. BEV can be an ultimate solution to realize CO₂ neutral mobility, still there are issues on the cleanness of electricity and availability of charging infrastructure. Hence, internal combustion engine (ICE) based technology using low or neutral CO₂ fuels should also be considered to comply with the regulations in viable way.

Hydrogen (H₂) has long been considered as attractive fuel for internal combustion engine due to its unique properties. Various H₂ combustion and engine concepts have been developed and some of them were introduced to small scale series production [1-3]. Still there was no H₂ ICE application in large volume due to limited H₂ infrastructure and not enough readiness of technologies. But H₂ infrastructure is expanding in important markets, such as Europe, Korea and Japan, driven by announcement and subsidy by government [4]. And key technologies have been developed to overcome the hurdles faced in early stage of H₂ ICE development, that include high pressure H₂ on-board storage with 700bar system pressure, turbocharger, H₂ direct injection and after-treatment systems to handle NO_x emission.

Currently H₂ ICE is developed by lots OEM's and suppliers as "Zero CO₂" powertrain technology to comply with upcoming greenhouse gas regulations using currently available and well established internal combustion engine line-up and production facility [5-8]. And main objective of this research is to validate overall potential and technology readiness level (TRL) of H₂ ICE having in mind that hydrogen as fuel will cause substantially new challenges on many powertrain components and especially for H₂ the injection system.

2. Target engine and development concept

2.1 Engine specification

Series production 1.6 liter spark ignited engine with direct injection system and waste-gate turbocharger is modified to operate with hydrogen. Main technical features and specifications of this engine is summarized in Fig. 1. The engine is equipped with Continuously Variable Valve Duration (CVVD) for intake valve that is capable of varying valve duration combined with Continuously Variable Valve Timing (CVVT) for both intake and exhaust valves allowing high control flexibility in valve timing and duration for improved fuel economy, low end torque and catalyst heating performance.

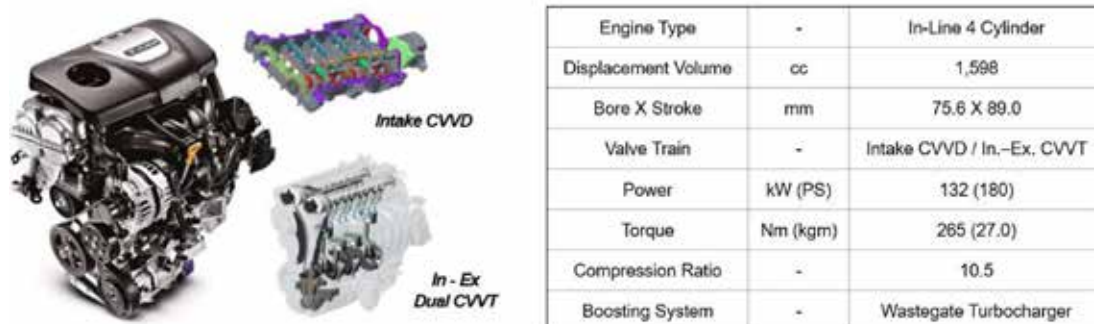


Fig. 1. Main features and specification of 1.6 liter turbo GDI engine

2.2 Hybrid dedicated powertrain

1.6 liter H₂ ICE will be developed as hybrid dedicated powertrain for medium class SUV's where CO₂ reduction is highly challenging and highest system efficiency with extremely low emission has to be achieved by implementing H₂ ICE as powertrain for hybrid system. From engine speed and torque traces measured from various test cycles shown in Fig. 2, the main test points are selected to be focused on. 12 representative points ranging 1200 to 2600 rpm and 80 to 160 Nm are selected where control parameters are optimized to validate thermal efficiency and emission potential.

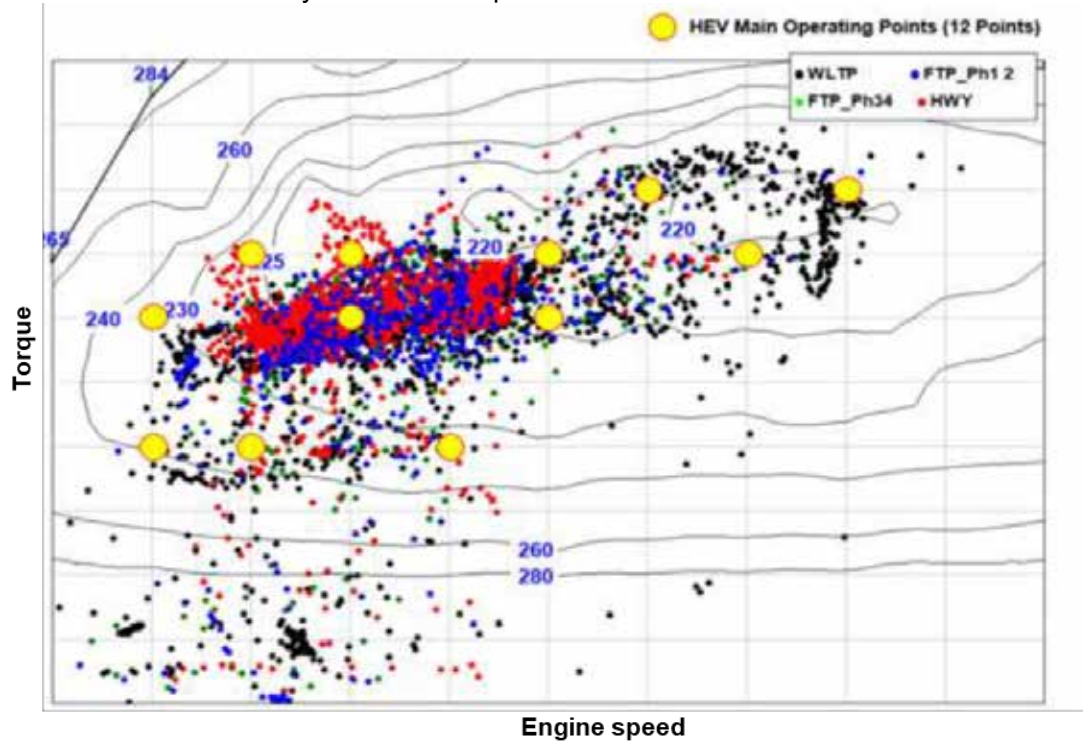


Fig. 2. Selection of 12 main test points, engine speed and torque traces of medium SUV

3. Conversion to Hydrogen Internal Combustion Engine

3.1 Hydrogen injection system

Hydrogen injectors provided by a well-known FIE supplier are introduced to prototype engine. These injectors are driven by solenoid actuator on operate at 35 bar maximum operating pressure. It has outwardly opening nozzle to achieve high flow rate required for low energy density hydrogen injection. Another advantage of outwardly opening nozzle is that sealing is assisted by cylinder pressure. Small injector tip diameter enables easy conversion from gasoline to hydrogen engine.

3.2 Boosting system

Main advantage of a hydrogen engine can be highly lean combustion throughout entire operating range for enhanced thermal efficiency with extremely low NO_x emission and achieve high full load performance potential without abnormal combustion, such as pre-ignition and knocking.

It is well accepted that near zero NOx emission is possible with relative air-fuel ratio (λ) over 2.5 (Fig. 4) and target is defined according to engine operating range [9]. For engine speed and load frequently occurring during normal vehicle operation, including 12 test points, target is to achieve > 2.5 focusing on high efficiency and low NOx emission. For high load, including full load, target is to achieve higher than 1.7 to prevent abnormal combustion.

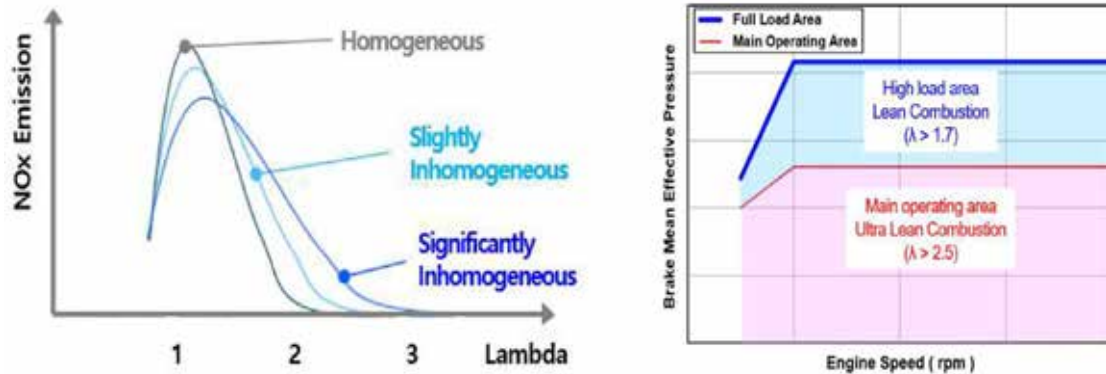


Fig. 3. NOx emission with and target according to operating range

Elaborated boosting system matching is crucial to address this high air mass flow requirement. Boosting system matching starts with validation of waste-gate turbocharger already introduced in series production and it is followed by testing with variable geometry turbochargers (VGT) tuned considering full load performance.

4. Design front loading

Extensive design front loading is performed through visualization of hydrogen jet and CFD simulation to optimize the injector position and injection strategy for improved mixture uniformity.

4.1 Jet visualization by high speed Schlieren Photography

As shown in Fig. 4, not only relative air-fuel ratio but also mixture uniformity has substantial impact on NOx emission as well. For improved mixture uniformity, higher hydrogen jet penetration is beneficial for better spatial distribution of hydrogen and providing momentum for air and fuel mixing. Hydrogen injector used in this research has outwardly opening nozzle and it is observed that injector recess has big impact on jet penetration and resulting mixture uniformity.

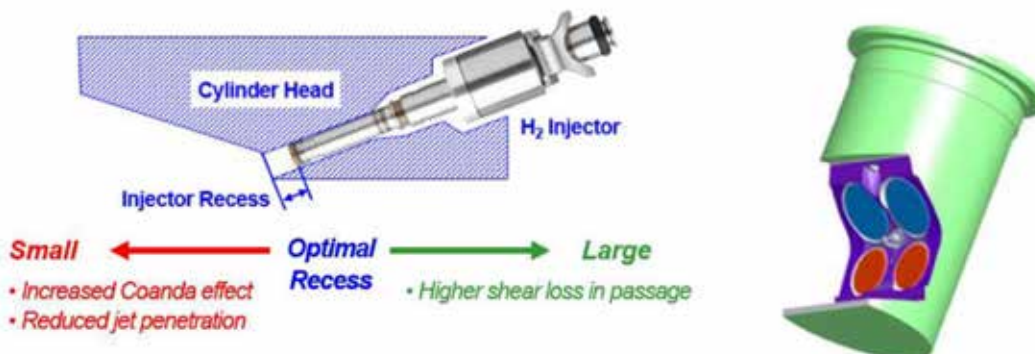


Fig. 4. Injector recess, insert resembling combustion chamber shape

Penetration and shape of jet are optically investigated by high speed Schlieren photography using helium as surrogate for hydrogen. Visualization is done with varying injector recess for both plain chamber and combustion chamber resembling insert. Definition of injector recess and shape of insert are shown in Fig. 4.

Fig. 5 shows Schlieren images of hydrogen jet taken at 1.5 ms after start of injection in plain chamber with 0, 4 and 7 mm recess. 35 bar injection pressure and 2 bar ambient pressure is applied. Schlieren images indicate that jet penetration is highest with 4 mm recess. With 0 mm recess, jet collapses at the exit of nozzle and penetration reduces due to Coanda effect. With 7 mm recess, compared with 4 mm recess, penetration also reduces due to increased shear loss in injector hole. And higher recess also leads to increased volume of locally rich mixture inside injector hole.

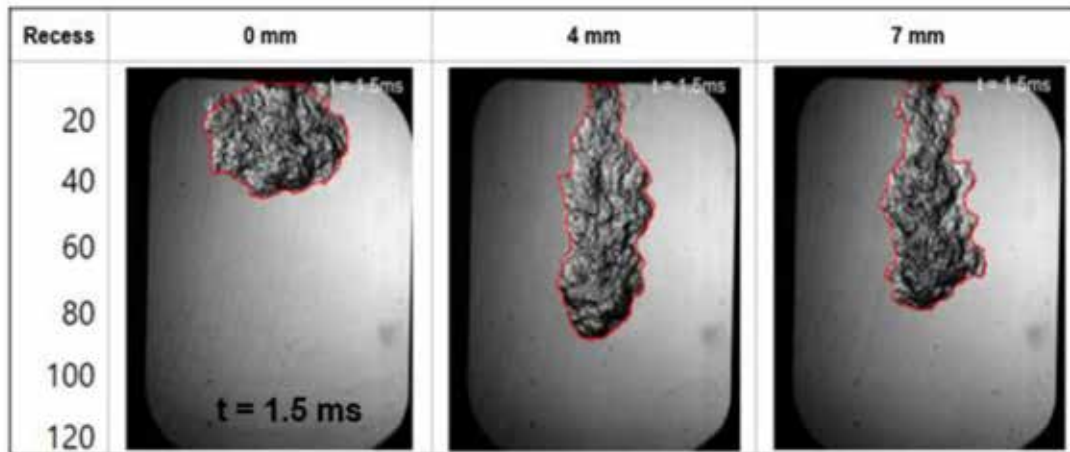


Fig. 5. Schlieren image of jet in plain chamber (35bar injection pressure, 2bar ambient pressure)

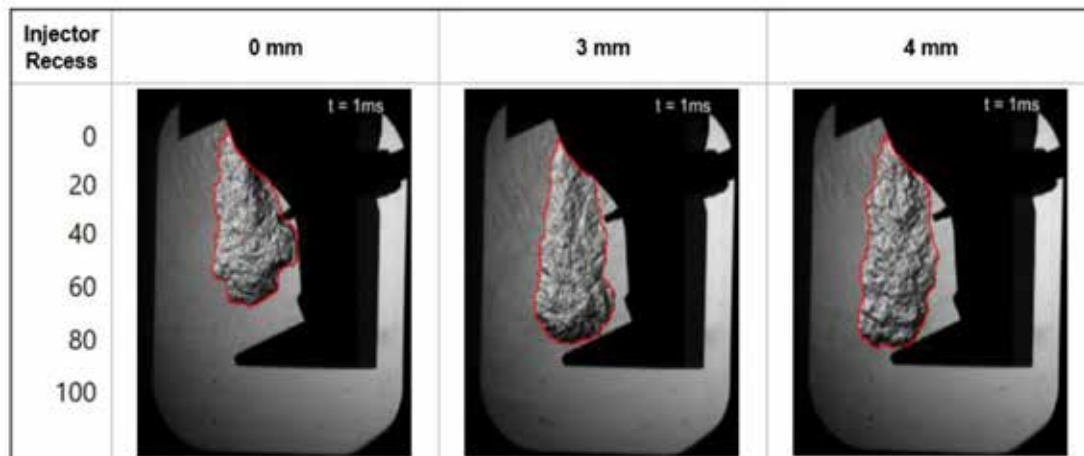


Fig. 6. Schlieren image of jet with combustion chamber type insert (35bar injection pressure, 2bar ambient pressure)

4.2 CFD simulation

CFD simulation is performed to confirm the impact of injector recess on jet development and pre-optimize hydrogen injection timing by out using commercial software package

Compared with earlier hydrogen injection (560 deg. ATDCf: 160 deg. before firing TDC), retarded injection (620 deg. ATDCf: 100 deg. before firing TDC) leads to lower compression work confirmed by lower cylinder pressure during compression stroke and considerably higher secondary tumble ratio. Higher tumble ratio is a results of shorter distance between injector and piston with retarded injection timing and increased secondary tumble leads to reduction of locally rich area below 2.0 that is critical for NO_x emission as shown in histogram at firing TDC in Fig.6.

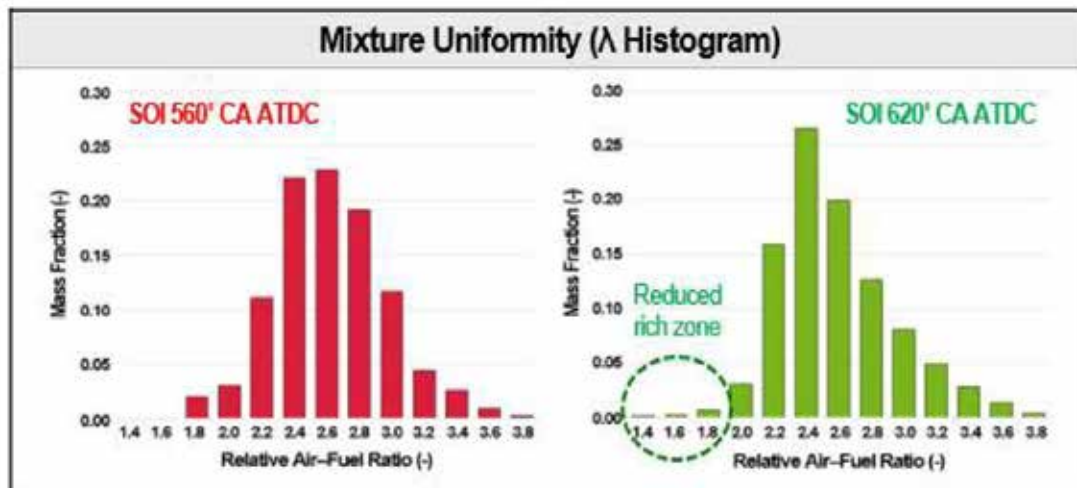


Fig. 7. Effect of hydrogen injection timing on mixture uniformity (λ at firing TDC)

5. Main results

5.1 Turbocharger matching and architecture

To address the requirement of far higher air mass flow than gasoline turbocharged engine to realize lean combustion crucial for high thermal efficiency and extremely low NO_x emission, turbocharger matching is performed. Baseline waste-gate turbocharger already introduced to mass production and a large VGT was tuned for full load performance.

As tests showed, a WGT alone it is not possible to increase BMEP above 12.5 bar in the given operation range even with fully closed waste-gate valve because λ already reduces down to 1.67 and it leads to excessively high NO_x emission and pressure rise rate due to rich combustion. It indicates that base WGT is too small to provide air required for lean combustion especially at high load area. Also all further test results indicate that single stage boosting system, regardless of WGT or VGT, cannot comply with wide air mass flow requirement for both medium load main operating area and full load.

Therefore a 2-stage boosting system combining 48 V driven electric supercharger and VGT is investigated for simultaneous achievement of high thermal efficiency and low NO_x emission at main operating area and high performance at full load area. As shown in Fig. 8 electric supercharger is located upstream of turbocharger and charge air cooler is located downstream of turbocharger.

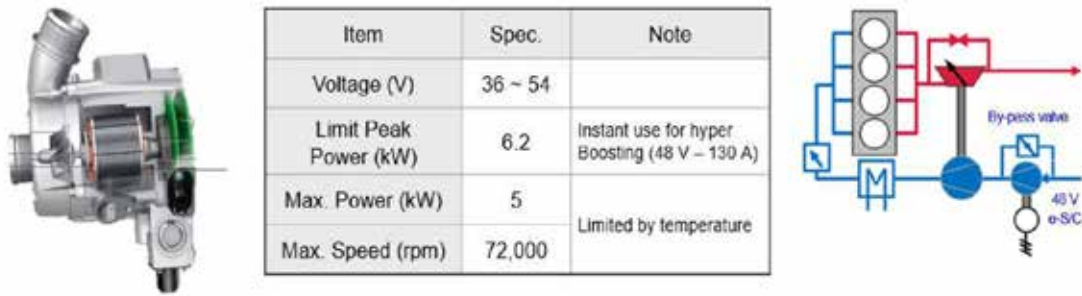


Fig. 8. 48 V driven electric supercharger, specification and layout boosting system

5.2 Test results at HEV main area (12 points)

By combining 48 V driven electric supercharger and VGT #1, relative air-fuel ratio ranging from 2.6 to 3.2 is achieved throughout hybrid main operating area that is higher than target of 2.5 (Fig. 9). With combustion of highly lean mixture, maximum brake thermal efficiency of 40.7 % is achieved at 2000 rpm and 140 Nm (11 bar BMEP) with compression ratio of 10.5 that is same as baseline 1.6 liter turbocharged engine.

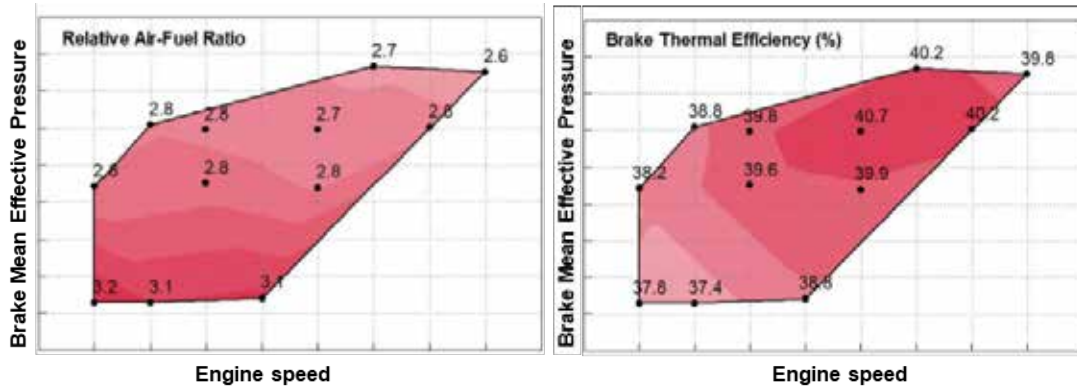


Fig. 9. Relative air-fuel ratio (left) and brake thermal efficiency (right)

Due to highly lean combustion, extremely low NO_x emission is possible at hybrid main operating area. Engine out NO_x emission is only 3 to 4 ppm at 80 Nm (6.3 bar BMEP) and generally below 10 ppm up to 140 Nm (11 bar BMEP) except low speed high load area and maximum 15 ppm NO_x is measured at 2600 rpm, 160 Nm.

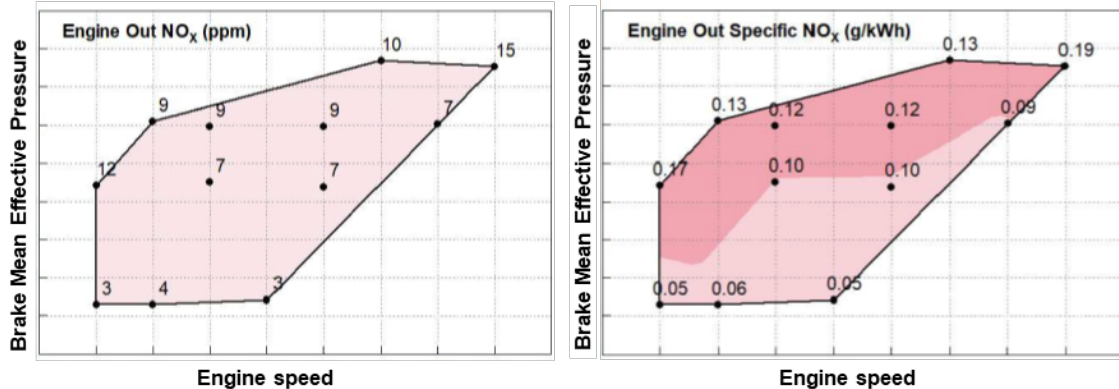


Fig. 10. Engine out NO_x in ppm (left) and specific NO_x in g/kW-h (right)

5.3 Full load performance

Fig. 11 shows comparison of full load performance between hydrogen internal combustion engine and baseline 1.6 liter gasoline turbocharged engine along with relative air-fuel ratio of H2 ICE. Up to 3000 rpm, same full load performance as gasoline T-GDI engine can be reached, while at 4000 rpm about 20 Nm torque loss occurred due to pre-ignition. Relative air-fuel ratio drops below 1.6 at 4000 rpm and pre-ignition is seemingly caused by rich combustion. Optimized VGT with increased compressor wheel diameter will be validated as next step to increase boosting performance at high speed and high load operating condition. For engine speed > 3.500 rpm further optimization steps are planned.

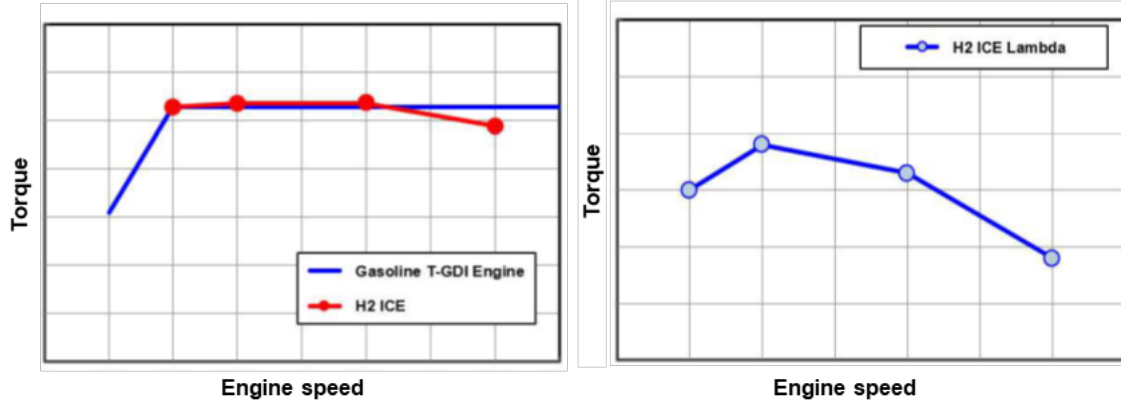


Fig. 11. Comparison of full load torque (left) and relative air-fuel ratio of H2 ICE at full load

6. Fuel Injection System and Hydrogen as Fuel

6.1 Motivation

Fuel Cell Technology has reached high maturity. However, looking at the pro and con of this concept when surveying alternatives, it seems reasonable to study hydrogen fueled internal combustion engine concepts as well as a holistic view of McKinsey [11] indicates. Existing production equipment, carry over parts from existing ICE designs but also time to market and field robustness combined with comparable system efficiencies especially when integrated into a hybrid concept and more easy packaging might be some arguments pro H2-ICE technology and motivates further R&D engagement.

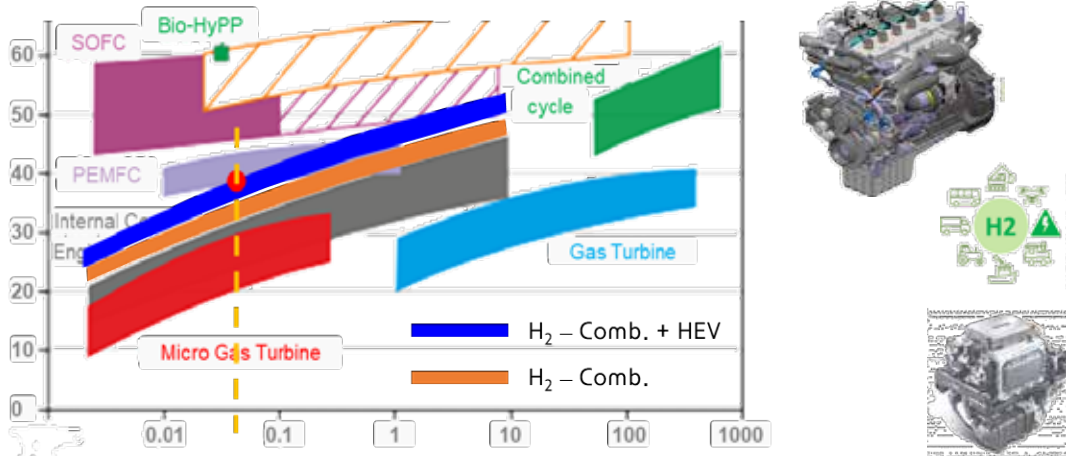


Fig. 12. Powertrain Efficiency Comparison for different energy conversion technologies

6.2 Generic layout criteria for hydrogen injectors

As known from Diesel but also Gasoline engine concepts, the “bring-in” of the energy carrier into the combustion chamber has to meet several requirements. The compromise to be found shall balance the request for a safe, short and precise hydrogen injection versus the need to achieve a homogeneous air-gas-mixture.

Targeting a high vehicle mileage between two tank-stops and a moderate product cost by avoiding a H₂ pump or pressure amplifier, the reference hydrogen injection pressure was defined to ~ 35 bar to be enable a high draining level of the 700 bar H₂-tank. Aside from particular measures like spray guiding devices, tumble and swirl control mechanisms and the start of injection time (or angle), the flow rate of the injector at this pressure are relevant. versus also it's important to stay within a given injection window (see left diagram below). Beside that, the outer dimensions of the injector are a key challenge especially when small bore engines rather than heavy duty application are in focus.

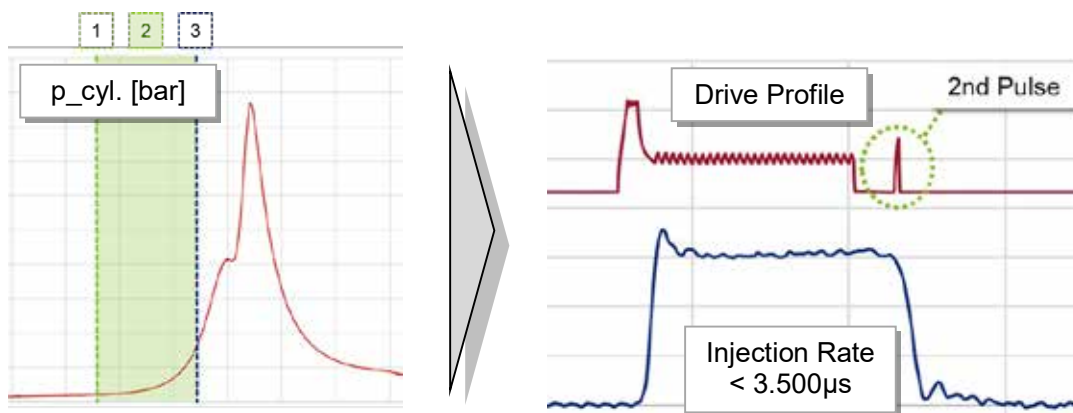


Fig. 13. H₂-Injection window (left) and related injector drive pulse and injection rate (right)

To avoid H₂ gas escaping into the intake manifold and by that back firing over the still open intake valves Fig. 13 describes the usable injection window while The marking with number [1] represents inlet valve closing, [3] the maximum pressure the injector can be kept open against the cylinder pressure resulting in an injection window [2] of ~ 3.500 μs that is available for H₂ injection. Of course the dedicated values for these key figures are specific to every engine design and application purpose.

6.3 Testing of hydrogen injectors

Since the very beginning Hyundai is aware of the importance of the fuel injection for engine power, emission, fuel consumption and noise. For this reason, HMETC built and enlarged and modernized his test laboratory for injection systems and fuels regularly.

In case of DI injection system (contrary to PFI) it is mandatory in the eyes of Hyundai to possess detailed knowledge on the injection function where the injection rate is the key measure information telling the engineer about absolute injection quantity and the shot to shot repeatability, the injection duration, the response times for opening and closing and the accuracy of the closing event and last but not least the drift behavior over life time.

Because Hyundai is doing R&D for H₂-Fuel Cells and H₂-Internal Combustion Engines, it was reasonable to build an all new injection system test rig that can cover the demands of both technologies and thus uses synergies for a most efficient development process.

Key elements of this test rig are an injection rate meter for gaseous fuels, a continuous flow meter for redundant plausibility data check, installations for media temperature and

pressure control and an automation system to manage also the large amount test data in a handsome way. Suitable hazard precautions and noise insulations ensure proper work safety.

A special add-on element that will become a standard at Hyundai is a novel concept for needle lift control that appeared necessary to understand whether some strange behavior observed in the injection rate information is truly physical or just a measurement artefact.

Last but not least and similar as for gasoline and diesel injection system where surrogate fuels of lower hazard risks are used for hydraulic testing, it is favorable to follow this path also in case of H₂-injectors by using N₂ (or He) instead of H₂ for function testing. Hereby the density differences and also the thermodynamic anomalies of hydrogen of the various gases have to be compensated by appropriate correction algorithms.

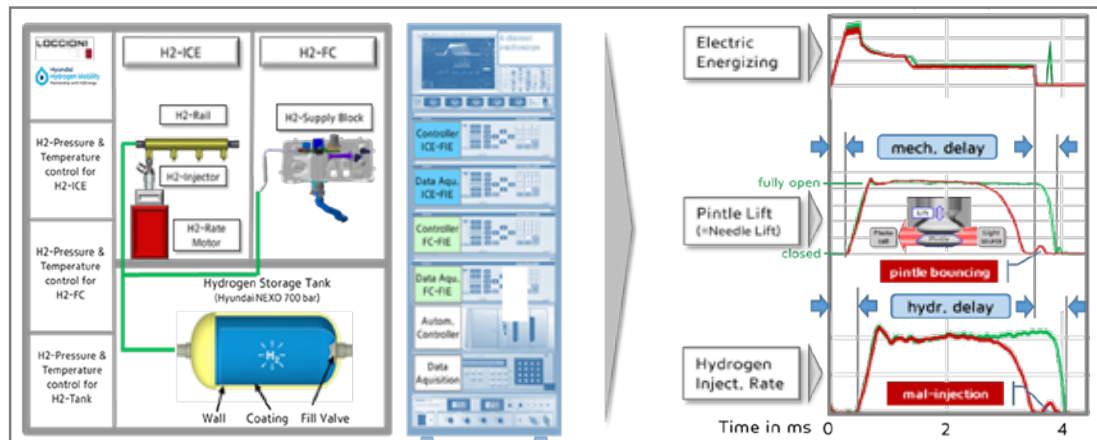


Fig. 14 Hyundai setup for automated testing of H₂-ICE and H₂-FC FIE components

6.4 Selected aspects of hydrogen injectors

Direct Injection of gaseous media is not that much common since by far the most application make use of PFI (or MPI) injection on a much lower technology complexity level. Hence a selection of some particular findings shall be presented that are less specific for the particular injector design but moreover to the generic principles (outward opening injector) and gaseous media.

As can be seen in Fig 15 the injection rate is quite robust for different energizing profiles (=solenoid energies) except in case the boosting energy for opening is almost eliminated.

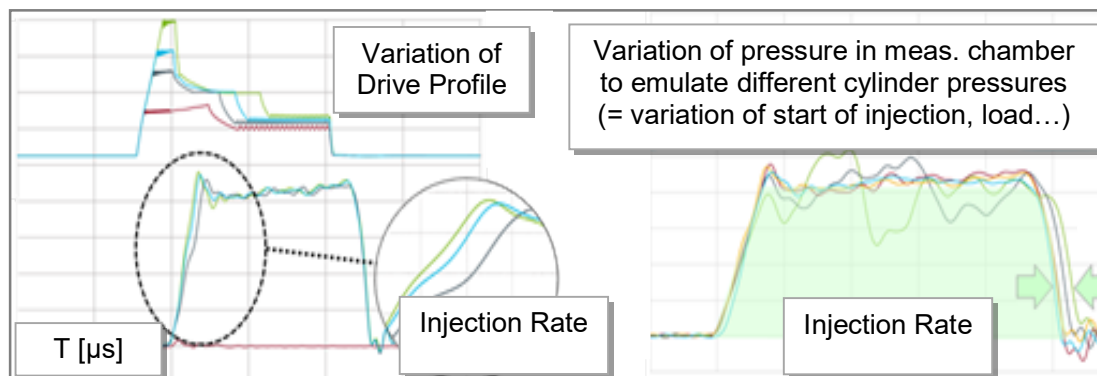


Fig. 15 Injection sensitivity on drive profile (left) and cylinder back pressure (right)

Contrary to this the injection rate plateau seemed to be very sensitive on variation of “back pressure” on the first glance. However, additional studies and close co-work with suppliers revealed this “waves” as mainly caused by measuring chamber effects that could be eliminated by a modified rate meter design.

In addition, the force excess - that is the force ratio between needle spring load, solenoid force and closing force by cylinder back pressure - is of big relevance especially for “keep open” and “unintended closing” of the injector. This is shown in the below measurement of injection quantity and corresponding injection rate in Fig. 16 where two different outward opening injector samples have been operated with two different drive profiles.

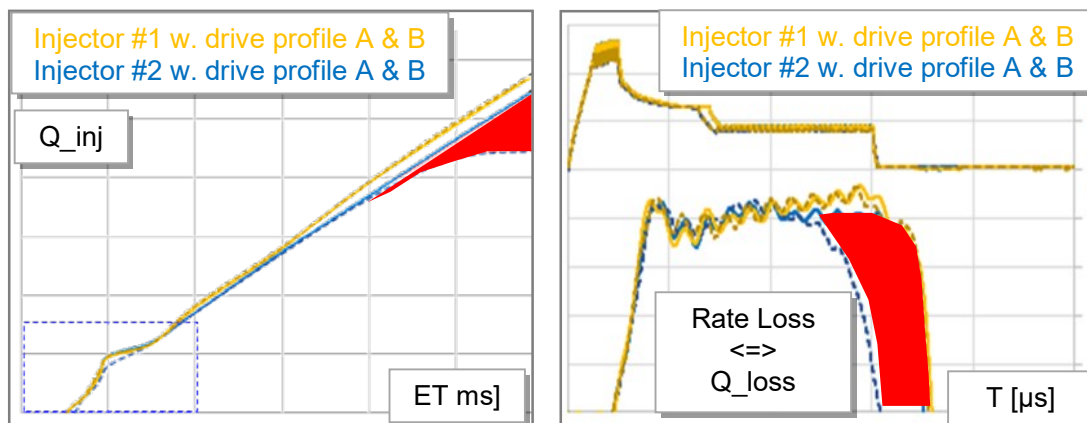


Fig. 16 Gas metering behavior (left) and gas injection rate (right) of two injector samples

If force excess of injector-engine-combination-drive-profile is critical (blue lines in above diagram), this can result in an unintended and too early closing of the injector needle forced by cylinder pressure and thus in injection quantity reduction on the particular cylinder. Hence understanding injector design + injector actuation + safety margin covering aging and unexpected engine operation condition are mandatory before starting mass production.

Another important aspect displayed in Fig. 16 (blue dotted frame) are nonlinearities of the gas metering behavior in the range of small injection quantities that are of special importance for engine idle. Aside from an improvement of the injector mechanics or dynamics the reduction of the injection pressure and realizing the same total quantity in combination with a longer injection duration can be a solution to obtain stable engine idle speed. Of course in this case a hydrogen pressure controller as an integrated part of the EMS and a corresponding software will be mandatory.

Fuel injectors for diesel and gasoline applications are heated by the electric current inside of the solenoid, by the combustion process itself but also by the heat flux via the fixation points towards the cylinder head and at least to some extent also cooled by the liquid fuel with its specific heat transfer capacity. In case of a gas injector the internal cooling by a fuel is very low due to the very low heat capacity gaseous media can offer.

In order to avoid too high thermal stress that may cause injector malfunctions under extreme operation condition like summer time trailer up-hill towing for example, the thermal conditions of gas injectors have to be investigated carefully and if critical be encountered by suitable measures.

Due to this, the overall thermal conditions of gas direct injection injector are to be evaluated carefully in order to find a good balance between thermal stress (=durability) and secure electro-mechanic actuation (proper injection function \Rightarrow see also “force excess”).

The complex interaction of pressure wave effects in fuel injection systems handling liquid energy carriers are well-known and to a big extent also understood. Tools for proper system design layout and correction function for the EMS are available.

First principle studies indicate, that the design layout of a fuel injection system for gaseous media seems to be much less sensitive on geometry variations like pipe length or buffer volume thanks to the very high compressibility of gases.

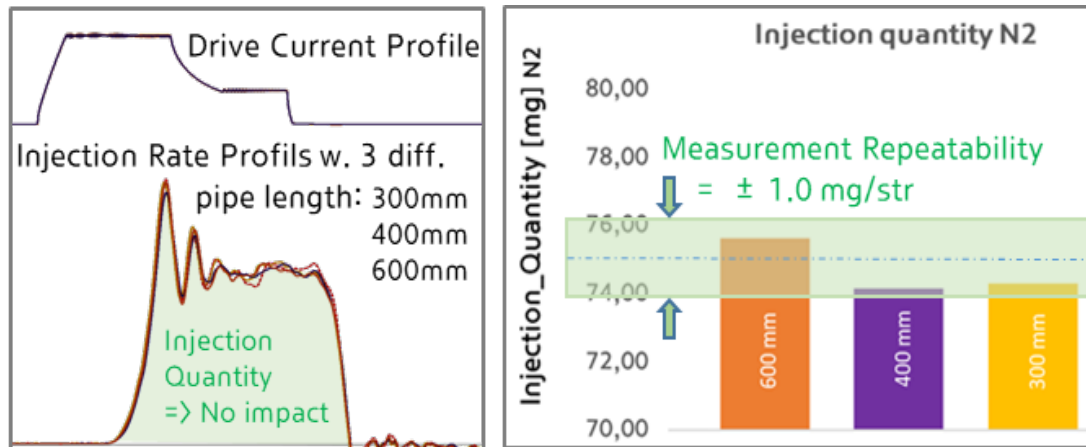


Fig. 17 Impact of different pipe lengths on injection rate and total injection quantity

Although it appears by now that a development of H₂-DI-Injectors can be successful, severe challenges for hydrogen fuel injection systems are to be expected for all aspects where particular properties of hydrogen as fuel play an important role like:

1. Long-term nozzle seat tightness facing lubricant born combustion deposits.
2. Long-term chemical robustness behavior (metal embrittlement, corrosion, ...).
3. Long-term functionality of injector mechanics (wear) in the absence of a lubricant.

To speed up engine development and the durability validation of an all new H₂ injection system, Hyundai installed a dedicated test setup for online-wear analysis while testing the standard injector function. Of course the system can be operated also for purely durability purposes thanks to the completed automation that allows 24/7 testing.

This new testing concept consists out of very different measurement devices originally designed for very different purposes and have been selected, re-arranged and tuned to measure wear particles in 8 particle size classes while testing every single component.

In Fig. 18 the new setup with pressurized gas supply, injection rate meter, redundant flow meter for rate meter monitoring and finally wear particle counter device is schematically shown. Left hand side picture shows the hardware setup whereas the right hand side displays a first analysis of an all new injector coming directly from assembly plant with special focus on the "particle emission" downstream of the injector.

One challenge still is to break up the data into different particulate sources such as

- 1) Flushing out of residual dirt.
- 2) Initial but uncritical wear cause by natural run-in-effects.
- 3) Real and critical wear that will affect the durability of the component.

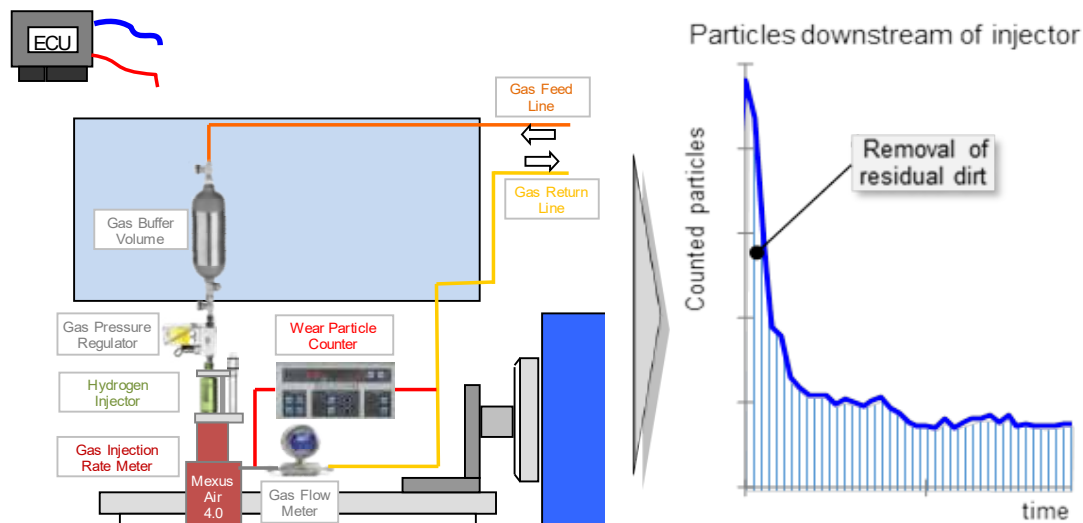


Fig. 18 Setup for simultaneous injection function and durability (wear) monitoring

7. Conclusions

Global warming requires fast actions and therefore should use any pathway for CO₂ reduction. Green hydrogen as a clean and CO₂ neutral energy carrier can support this. Investigating both – H₂-FC and H₂-ICE – is reasonable since the discussions are ongoing whether it is more important to have some point higher efficiency (⇒ H₂-FC) or to have maybe a more cost attractive, fast ramp-up mass-production capable and eventually more robust concept (⇒ H₂-ICE) in the product portfolio.

In this paper it is shown that realizing a “Near-0-CO₂” (CO₂ from lubricant also has to be considered) hydrogen fueled hybrid powertrain for mid-size SUV or even Light Duty applications is feasible, even with rather small modifications of a modern and already existing mass production base engine hardware. Modern simulation tools and detailed knowledge on engine combustion, gas exchange and charging as well as fuel injection were highly useful to anticipate upcoming bottle necks and finding good appropriate strategies for the setup of study and for achieving best project results.

Like hydrogen as a fuel requires very specific measures and precautions during full engine testing, also the quite unexplored field of testing gas-direction-injection-systems operating on elevated pressure levels requires a new testing environment. Starting with a dedicated injection rate meter – ideally with needle lift detection - that has to cover the entire expected operation range, continuing with the selection of a non-flammable surrogate test gas and ending with a well elaborated testing sequence for sensitivity studies, data generation for calibration frontloading but also durability testing.

All those requirements have been motivation for HMETC to extend the existing fuel injection system testing capacities for diesel and gasoline system to injection systems for gaseous media using the latest testing technologies to monitor the proper H₂ injector function simultaneously with the component durability (=wear) in real time while testing.

Based on the latest findings related to the testing of H₂-ICE and in particular also H₂-injection systems it currently seems feasible to realize a H₂-Powertrain based on high efficient internal combustion engine (ICE) in the near future covering the major requirement of OEM and customer at the same time to have a highly robust, production flexible and affordable climate neutral mobility solution.

As of today, Hyundai as the 3rd biggest car maker is prepared to secure its market position as a “full liner” in mobility technology reflecting market needs not only in Europe but also in the rest of the world. Political and economic boundaries – if set accordingly – will help to install the required H₂ supply infrastructure and furthermore reasonable and reliable emission and fleet CO₂ regulation for H₂-ICE will motivate then also all other stakeholders to bring in their contribution to a “hydrogen society” as announced by EU president Mrs. Ursula von der Leyen. In such a society, a Hydrogen Internal Combustion Engine can have his place.

Reference

1. Tang, X. et al, “Ford P2000 Hydrogen Engine Dynamometer Dev.”, SAE 2002-01-0242
2. Boyer, B. et al, “Challenges on Developing Hydrogen Direct Inj....”, SAE 2008-01-2379
3. Waller, T, et al, “Fuel Economy and Emission Evaluation of BMW Hydrogen 7 Mono-Fuels Demonstration Vehicles” International Journal of Hydrogen Engines 2008
4. European Hydrogen Backbone grows to meet REPower EU’s 2030 hydrogen targets ...
5. Toyota Developing Hydrogen Engine Technologies Through Motorsports | Corporate | Global Newsroom | Toyota Motor Corporation Official Global Website
6. Korn, T. “The most Efficient Way for CO₂ Reduction: The New Generation of Hydrogen Internal Combustion Engines”, 2020 Vienna Motor Symposium
7. Pauer, T. “H₂ ICE for Future Passenger Cars and Light Commercial Vehicles”, 2020 Vienna Motor Symposium
8. Dreisbach, R. et. al. “The Heavy Duty Hydrogen Engine and its Realization until 2023”, 2021 Vienna Motor Symposium
9. Gabin, D. et. al, “Hydrogen Conversion of Existing Powertrain”, 18th Symposium Sustainable Mobility, Transport and Power Generation, 2021
10. Chi, Y., Adomeit, Hofmann, S., P. Drevet, R. et al “Hydrogen Internal Combustion Engine: Viable Technology for Carbon Neutral Mobility” Thiesse, Spain 2022
11. Mc Kinsey “How hydrogen combustion engines can contribute to zero emissions” Article 2021
12. DLR “DLR - Institut für Verbrennungstechnik - Hybrid-Kraftwerk” by Horizon 2020 https://www.dlr.de/vt/desktopdefault.aspx/tabid-9006/18909_read-15119

Session 5

Wasserstoff - Teil 2/Hydrogen - Part 2

**Moderation: Professor Hermann Rottengruber;
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg**

Analysis of the jet propagation of hydrogen and helium with PFI- and DI-injectors using BOS

J. Reimer*, M. Bucherer, J. Pfeil, T. Koch

Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Kolbenmaschinen (IFKM)

Abstract

In contrast to liquid fuels, colourless gases cannot simply be made visible with a camera. For this purpose, the "Background Oriented Schlieren" method is applied. The jet images can be used to validate CFD models of gas injection, test injector components and analyse mixture formation regarding jet angle, jet shape and penetration velocity. In practice, helium is often used instead of hydrogen for jet propagation experiments, because helium is not flammable, fewer safety precautions have to be taken during the experiments and the substances have a similar density. The question now arises as to whether helium actually produces a jet image comparable to hydrogen when using a "Background Oriented Schlieren" setup. For this purpose, this paper analyses the jet propagation of both substances with a port fuel injection injector and a direct injection injector with regard to the penetration velocity and the jet surface. The direct injection injector is used with a jet cap and free nozzle. The injectors are installed in a pressure chamber in order to be able to generate counter pressures similar to a port fuel- or low pressure direct injection application. In general, it can be stated for the injectors examined that the jet dispersion is very similar for both substances and no major differences can be measured. For the port fuel injection injector as well as the outward opening nozzle of the direct injector with jet cap, the deviations between hydrogen and helium are small. In individual cases using the direct injection injector with free nozzle there are visible differences between helium and hydrogen for high chamber and injection pressures.

Kurzfassung

Im Gegensatz zu flüssigen Kraftstoffen können farblose Gase nicht einfach mit einer Kamera sichtbar gemacht werden. Zu diesem Zweck wird das „Background Oriented Schlieren“-Verfahren angewendet. Die Strahlbilder können für die Validierung von CFD Modellen der Gaseinblasung, den Test von Injektorkomponenten sowie die Analyse von Gemischbildung im Bezug auf Strahlwinkel, Strahlform und Eindringgeschwindigkeit genutzt werden. In der Praxis wird oft Helium anstelle von Wasserstoff für Strahlausbreitungsversuche benutzt, da Helium nicht brennbar ist, weniger Sicherheitsvorkehrungen bei der Versuchsdurchführung getroffen werden müssen und die Stoffe eine ähnliche Dichte besitzen. Es stellt sich die Frage, ob Helium bei der Nutzung von „Background Oriented Schlieren“ tatsächlich ein zu Wasserstoff vergleichbares Strahlbild erzeugt. Dazu wird in dieser Arbeit die Strahlausbreitung beider Stoffe mit einem Saugrohr- und Direkteinblasinjektor im Hinblick auf die Eindringgeschwindigkeit und die Strahlfläche analysiert. Der Direkteinblasinjektor wird mit Strahlkappe und freier Düse verwendet. Die Injektoren sind in einer Druckkammer verbaut, um Gegendrücke ähnlich einer Anwendung im Bereich der Saugrohr- oder Niederdruckdirekteinblasung darzustellen. Allgemein lässt sich für die untersuchten Injektoren sagen, dass die Strahlausbreitung für beide Stoffe sehr ähnlich ist und keine großen Unterschiede gemessen werden können. Beim Saugrohrventil sowie dem nach außen öffnenden Direkteinblasinjektor mit Strahlkappe sind die Abweichungen zwischen Wasserstoff und Helium gering. In Einzelfällen gibt es bei Nutzung des Direkteinblasinjektors mit freier Düse sichtbare Unterschiede zwischen Helium und Wasserstoff bei hohen Kammer- und Einblasedrücken.

© 2023 VDE-Verlag

* Speaker/Referent

1 Introduction

One of the greatest challenges today is to reduce CO₂ emissions. The heavy-duty vehicle sector in particular can contribute to this, as it accounts for a total of 27% of CO₂ emissions in the transport sector. In comparison, hydrogen internal combustion engines (HICE) have an advantage here, since battery electric vehicles (BEV) can no longer compensate for the higher CO₂ emissions produced during their life cycle. Compared to polymer electrolyte fuel cells, the costs of the hydrogen combustion engine are also lower [1, 2].

The mixture formation, specifically using low pressure direct injection (LP DI), is one of the challenges of HICEs. The hydrogen injectors are still under development and the imaging of the resulting gas jets is an important tool for this process. One method of investigating hydrogen injectors with regard to their injection characteristics is to replace the hydrogen with helium. The advantage is that helium, unlike hydrogen, is an inert and non-flammable noble gas and experiments can be carried out more easily in terms of safety issues [2]. Since the density of helium is twice as high as that of hydrogen [3, 4], it is suggested that there are differences in the resulting gas jets as well [2, 5].

The Background Oriented Schlieren (BOS) method introduced by Dalziel [6] (1998) and Meier [7] (1999) is used for analysis. Here, a random dot pattern is placed in the background of the test volume. A camera then generates a reference image in addition to the result image before the actual measurement. The two images can then be evaluated by an image correlation procedure. The displacement of the dots resulting from the deflection of the individual beams thus contains information about the spatial change in the refractive index [8]. This paper will answer the question of whether helium is a suitable surrogate for hydrogen, using BOS imaging setups, due to its similar physical properties.

2 Physical properties of hydrogen and helium

		Hydrogen	Helium
Molar mass	kg / mol	2.0159	4.0026
Specific gas constant	J / kgK	4124.4	2077.23
Lower heating value (grav.)	MJ / kg	119.83	-
High heating value	MJ / kg	142.19	-
Density 0 °C / 1013 mbar	kg / m ³	0.089882	0.1761
Lower heat value (vol.)	MJ / dm ³	0.010771	-
Specific heat capacity cp	kJ / kgK	14.198	5.195
Specific heat capacity cv	kJ / kgK	10.071	3.117
Heat capacity ratio		1.4098	1.666
Thermal conductivity	W / mK	0.184	0.1426
Dynamic viscosity	Ns / m ² = kg / ms	0.00000891	1.8647E-05
Speed of sound 0°C & m/s	m / s	1261.1	967.31
Ignition temperature	°C	585	-

Table 1: Substance data for hydrogen and helium [3, 4, 9–11]

Helium is often used as a surrogate for hydrogen due to the safer handling and the reduced security measures for experimental purposes. It can be operated at the same operating pressures and is suitable as a surrogate for mixture visualization purposes. Since the physical properties of helium and hydrogen are not identical, it is suggested, that there are differences in the resulting gas jets as well. The penetration model introduced by Yip et al. suggests a reduced jet penetration velocity of -6,6 % for helium with a pressure ratio (injection pressure p and ambient pressure p_0) of $p / p_0 = 30$ [2, 5].

3 Experimental setup

In order to be able to compare the jet propagation of different injectors with different gases under engine-like pressure conditions, an optically accessible pressure chamber is used. This can be used to carry out tests at an absolute pressure of up to 4 bar. It has three access points, two of which are on one axis and equipped with sight glasses. The chamber is not heated and the experiments are carried out at room temperature.

For a better overview, the setup is shown in Figure 1. The injection beam is recorded with a high-speed camera (Phantom v1612) on which a 135 mm lens is mounted. The aperture is selected in such a way that both the background pattern and the injection beam are as sharp as possible. The background pattern is fixed to the viewing glass from the outside, which is located on the back as seen from the camera. This offers the advantage that the pattern cannot shift due to the injection. Another advantage is the possibility to change the pattern without opening the chamber.

The pattern is printed on a transparent plastic foil, which is covered with frosted glass foil from the back. This generates a more homogeneous brightness distribution and thus a better contrast between the dots and the background on the pattern. An air-cooled LED with 80 W power is used for illumination.

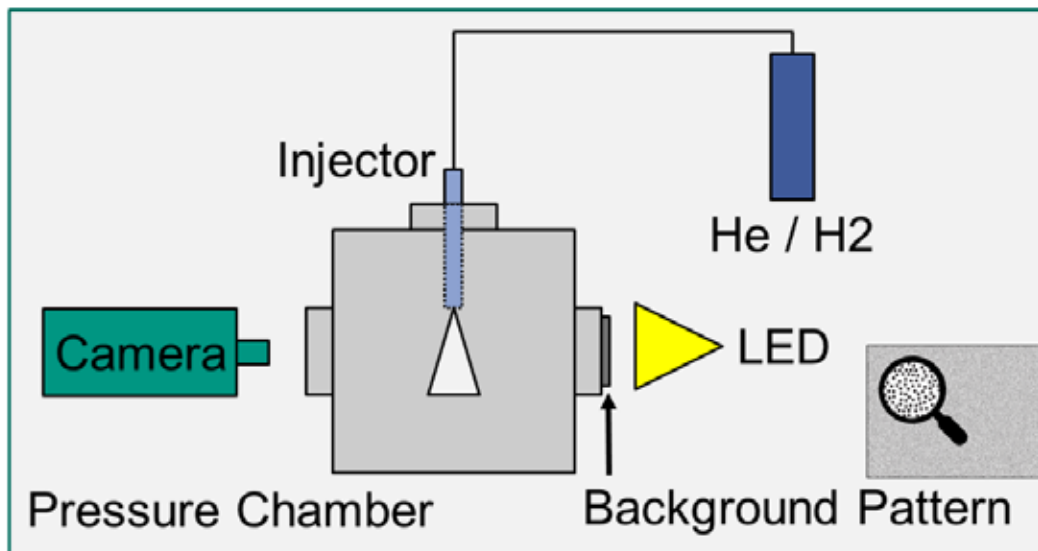


Figure 1: Set-up for BOS measurements in the pressure chamber

The injector is inserted into the chamber from the top using an adapter that is screwed to the lid of the pressure chamber. The adapter makes it possible to mount different injectors with the injector tip always in the same place. A Bosch NGI2 natural gas port fuel injection valve (PFI) and a low-pressure hydrogen direct injector (DI) are used for the tests.

The DI injector was tested in two different configurations. First with free nozzle and afterwards with a jet forming cap that has a centered single hole with a diameter of 6.4 mm. The aim is to find out whether the jet cap in front of the actual nozzle of the injector has a significant influence on the reproducibility and comparability time between helium and hydrogen. The schematic geometries of the different nozzles are shown in Figure 2.

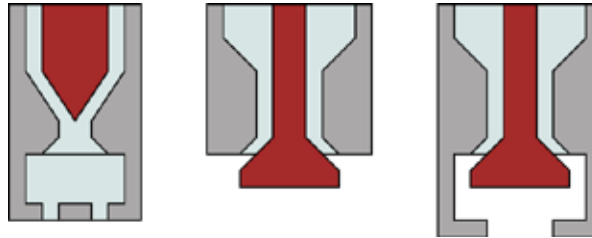


Figure 2: PFI nozzle with aperture, free nozzle and nozzle with jet forming caps

4 Experimentation

In order not to create a permanent mixture of nitrogen and the injected gas in the imaging area, the chamber is permanently flushed with a low purging flow. The synchronisation of the camera and the injector is done via a manual trigger that allows the two systems to start at the same time. The parameters from Table 2 were used for the test series. The chamber pressure is limited to 4 bar by the load limit of the pressure chamber but still represents a relevant injection point in relation to the hydrogen engine [4].

After the measurement, the images are analysed using a commercial BOS software package (based on DaVis 10 from LaVision company). The exported results are then binarised and the distance between the injector tip and the gas particle that has penetrated furthest is determined for each image. This results in the penetration depth of the injected gas over time. Since the window of the pressure chamber limits the view of the injected jet, only the first 45 mm can be observed. This is also shown by the results in chapter 5. In reality, of course, the jet penetrates further into the volume.

Through binarisation, the area of the introduced gas can also be calculated. This results from the number of pixels within the border line multiplied by the pixel size. This was determined by spatial calibration of the camera (pixel) images by means of a pattern of points with defined diameters and distances. The processing steps are shown in Figure 3.



Figure 3: Overview of the postprocessing steps – Raw image, BOS image, binarized jet borders

	PFI	DI
Chamber Pressure [bar]	1; 2; 3; 4	
Gas Pressure [bar]	5; 10; 12	12; 15; 20; 25
Jet Cap [-]	-	With / Without

Table 2: Injection parameters

5 Measurements

In this chapter, 5 measuring points with the same parameters are averaged and their penetration depth or spray area is plotted over time.

5.1 PFI-Injector

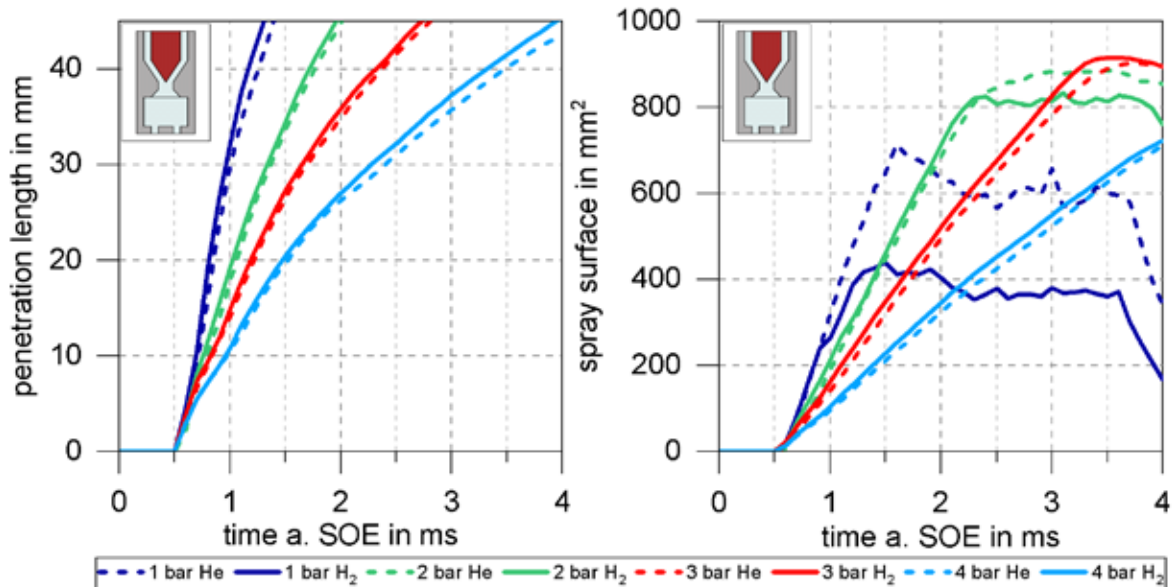


Figure 4: Penetration depth and spray area for hydrogen and helium using PFI at 5 bar injection pressure and different chamber pressures

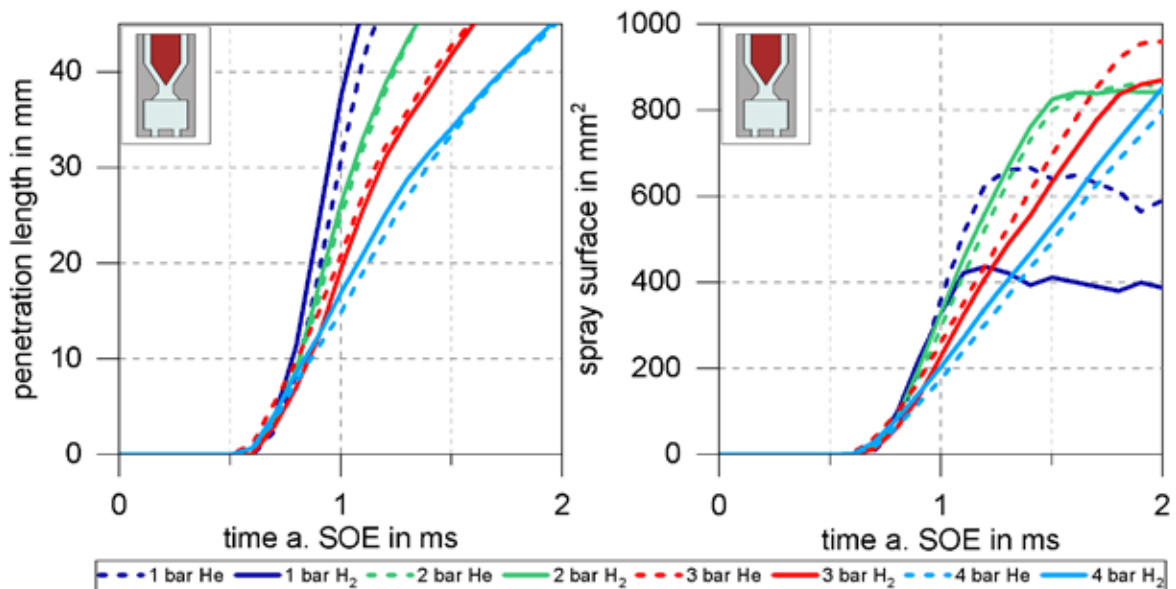


Figure 5: Penetration depth and spray area for hydrogen and helium using PFI at 12 bar injection pressure and different chamber pressures

The effect of the different chamber pressures is visible in Figure 4 (left). The injection with 5 bar shows slight deviation between hydrogen and helium. The penetration of the hydrogen jet is slightly faster than the helium jet but the deviations are still minor. Figure 5 (left) shows the jet penetrations for an injection pressure of 12 bar and different chamber pressures. The

deviations of hydrogen and helium are minor for chamber pressures of 2, 3 and 4 bar. For 1 bar chamber pressure the hydrogen jet shows a faster jet penetration than the helium jet.

For all injector and chamber pressures, injection starts at the same time. When the chamber pressure is increased, the penetration behaviour hardly changes for the first 5 to 10 millimetres. Only in the later propagation there is a noticeable difference. When opening, the first impulse of the injected gas seems to predominate. The pressure difference only becomes visible during the follow-up flow, in that the spray penetrates the chamber more slowly at higher chamber pressure.

If we look at the spray area, we see in Figure 4 and Figure 5 on the right-hand side that the area curves increase more slowly with increasing chamber pressure, but the maximum area increases. This is due to the fact that the higher chamber pressure produces a wider spray and thus a larger spray angle at the same injection pressure. The differences at 1 bar chamber pressure arise from the fact that the software has challenges detecting small density changes in certain areas at the low pressures. Since this inaccuracy occurs more strongly with hydrogen, the spray area is larger for helium. At higher chamber pressures, this measurement problem no longer occurs.

5.2 DI-Injector

When releasing a fluid from convergent and convergent-divergent nozzles such as holes at a pressure above ambient pressure, an underexpanded jet may occur. If the exit pressure of the nozzle is greater than the ambient pressure, the pressures will equalize outside the nozzle and generate an underexpanded jet. At this point the flow is in sonic state [12]. A highly underexpanded jet as shown in Figure 6 typically develops for total pressure ratio above $p/p_0 \geq 4 - 5$. A Mach disk appears just outside the nozzle that can assume different shapes, depending on the pressure ratio [12].

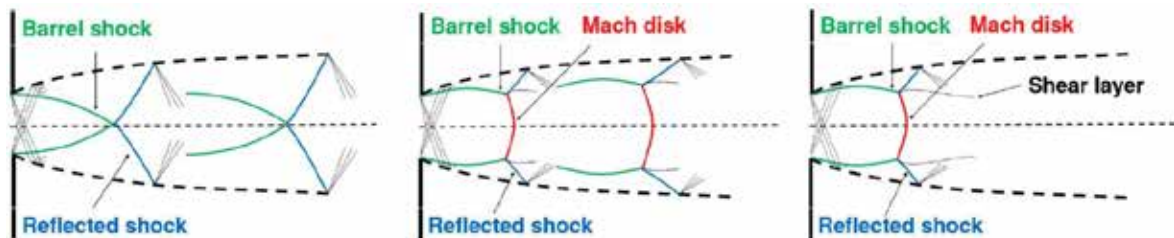
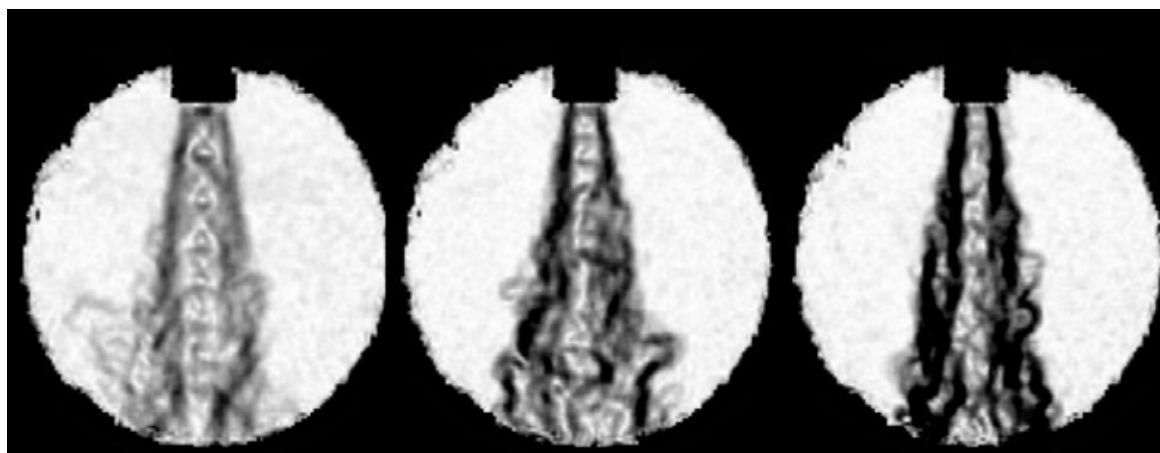


Figure 6: Different forms of underexpanded jets [13]



3 bar chamber pressure
20 bar injection pressure
 $p/p_0 = 6,7$

3 bar chamber pressure
15 bar injection pressure
 $p/p_0 = 5$

4 bar chamber pressure
15 bar injection pressure
 $p/p_0 = 3,8$

Figure 7: Jet images with hydrogen for different pressure ratios

The structure of underexpanded jets as shown in Figure 6 is also visible in the generated BOS images in Figure 7. The measurements support the statement given in Franquet et al. [12] since the described effects of underexpanded jets become visible when the pressure ratio exceeds the above mentioned threshold of $p / p_0 \geq 4 - 5$.

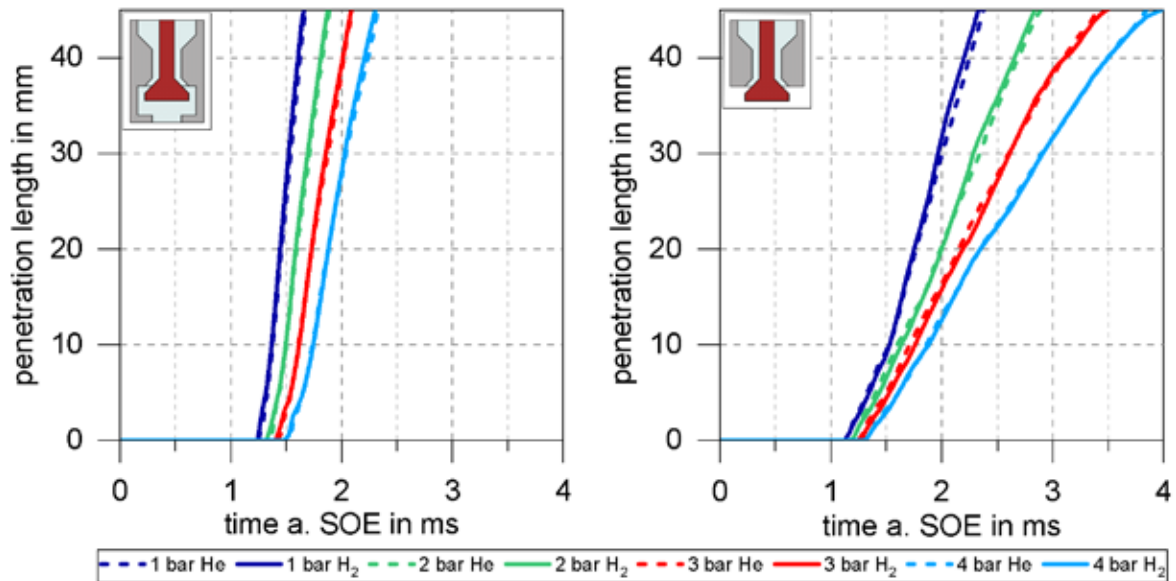


Figure 8: Penetration depth of hydrogen and helium using DI at 12 bar injection pressure and different chamber pressures

The penetration depths of the DI injector's spray (Figure 8) clearly show the influence of the chamber pressure on the start of injection. While the PFI injector with an inward opening needle is largely independent of the chamber pressure, the DI injector opens outwards into the pressure chamber. The DI injector requires more force at higher chamber pressures. As a result, the DI injector opens later at higher chamber pressures, whereby the influence with free nozzle is smaller than with jet cap. The jet cap creates a small volume between the injector nozzle and the cap opening. As a result, the gas exits the cap somewhat later than when the injector is operated with free nozzle. The exit velocity is higher because the cap concentrates the jet and reduces the exit cross-section. The differences between hydrogen and helium are minimal in both variants.

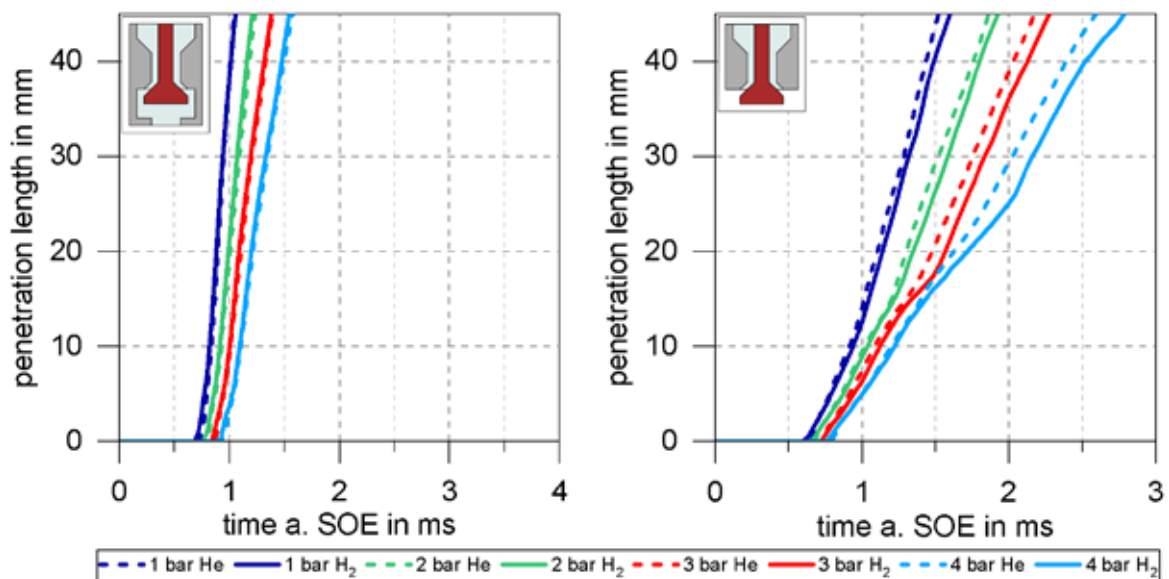


Figure 9: Penetration depth of hydrogen and helium using DI at 25 bar injection pressure and different chamber pressures

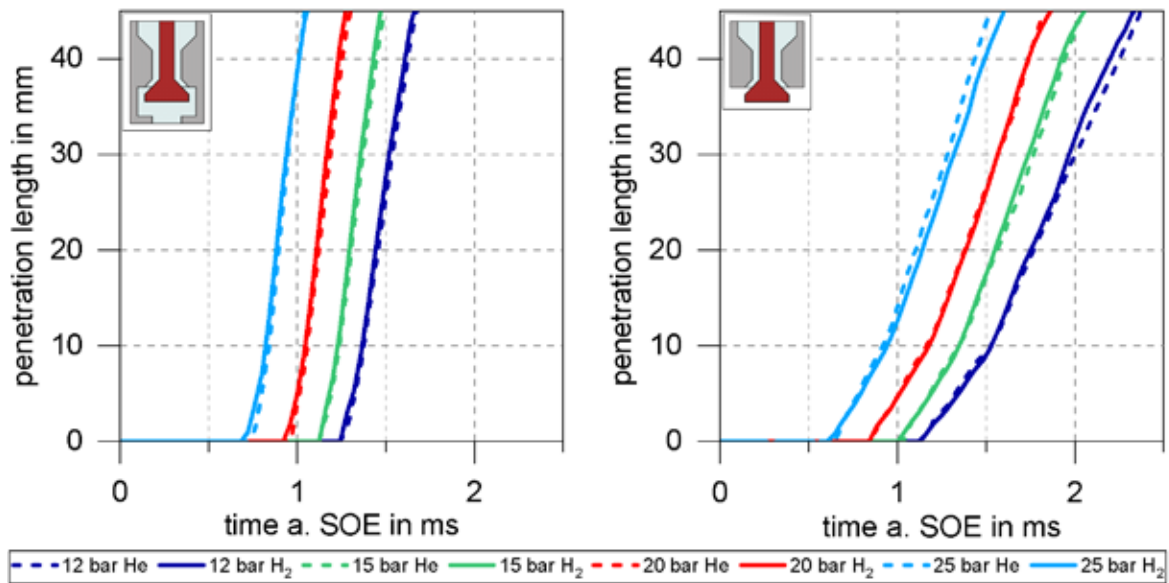


Figure 10: Penetration depth of hydrogen and helium using DI at 1 bar chamber pressure and different injection pressures

If the injector pressure is increased to 25 bar, there is still only a slight difference for the penetration depths between hydrogen and helium with the jet cap (Figure 9 left). With free nozzle (Figure 9 right) helium and hydrogen show increased deviation in penetration speed. The higher the chamber pressure, the greater the deviation between the two injected gases. Helium shows a higher penetration velocity at all pressures, albeit slightly.

Regarding the penetration depths at a constant chamber pressure of 1 bar and varying injection pressures from 12 to 25 bar, there is no appreciable difference between the injected substances. This applies for either operation with a jet cap or with free nozzle.

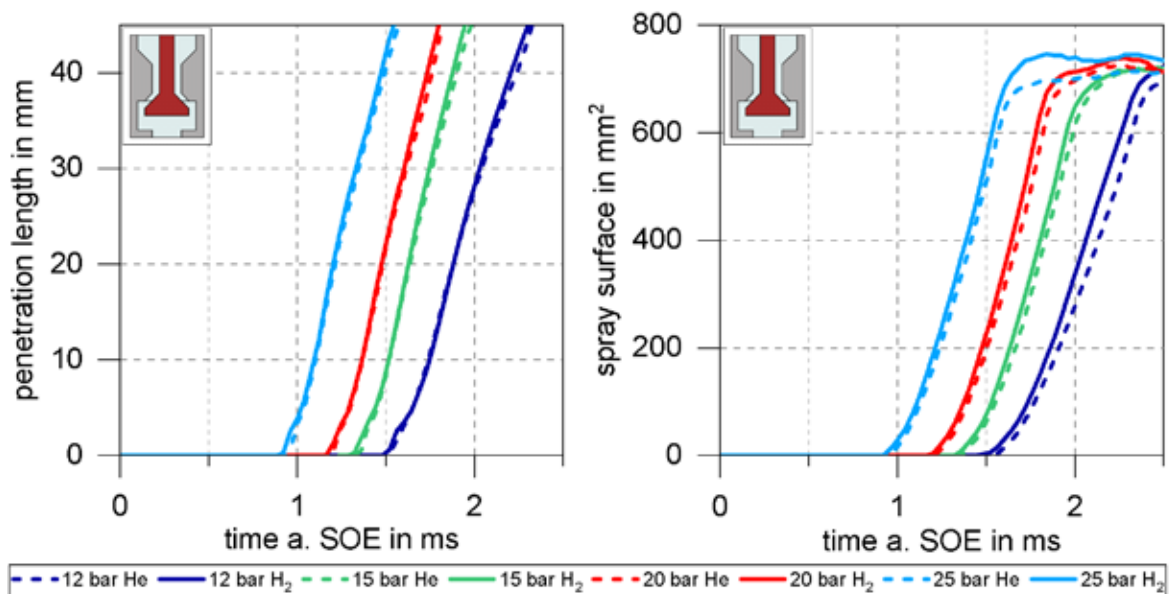


Figure 11: Penetration depth and spray area for hydrogen and helium using DI with jet cap at 4 bar chamber pressure and various injection pressures

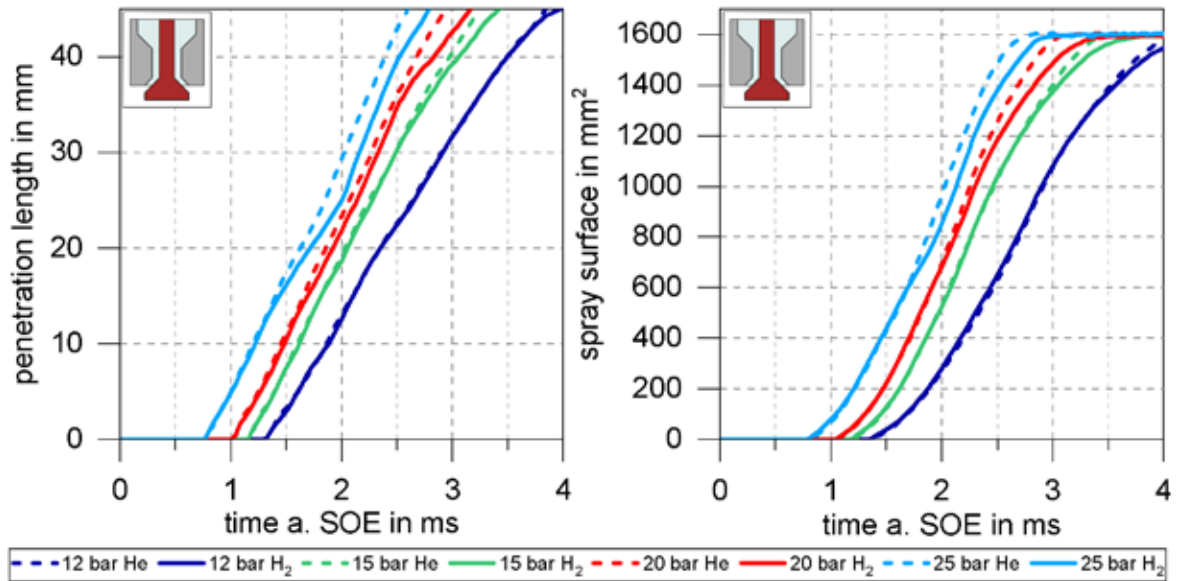


Figure 12: Penetration depth and spray area for hydrogen and helium using DI with free nozzle at 4 bar chamber pressure and various injection pressures

Figure 11 and Figure 12 show different injection pressures for 4 bar chamber pressure. The measurements show no significant deviation for the jet cap. The free nozzle on the other hand shows an increasing deviation between hydrogen and helium for higher injection pressures. The penetration speed of helium for injection pressures above 20 bar is higher than for hydrogen. In general, the deviation between hydrogen and helium seems to increase with higher chamber pressures as well as higher injection pressures.

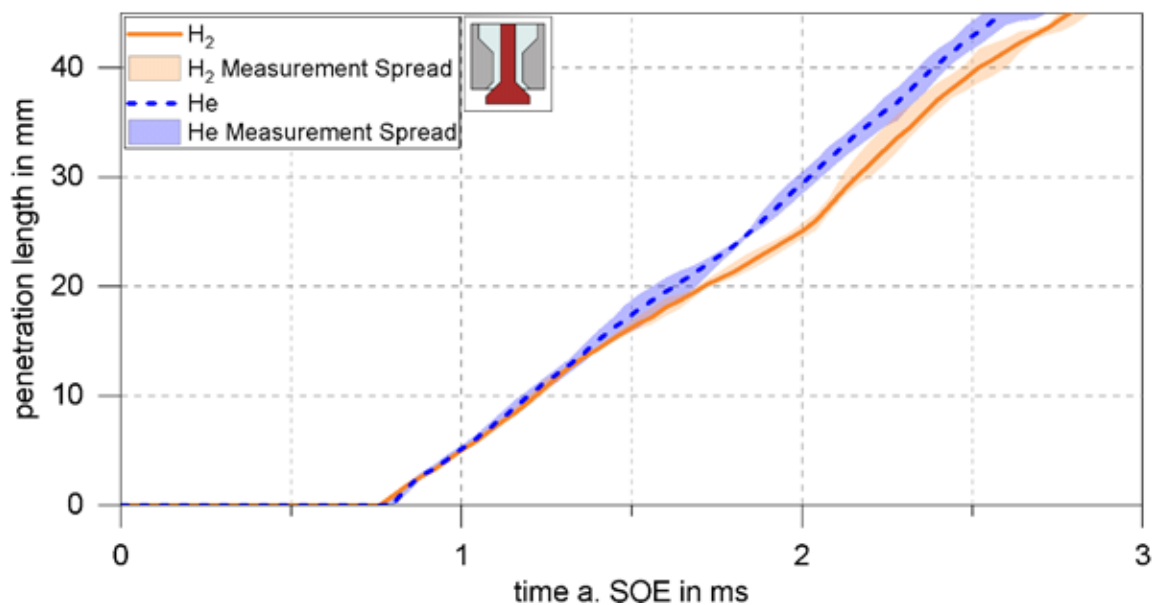


Figure 13: Measurement spread of hydrogen and helium using DI with free nozzle at 4 bar chamber pressure and 25 bar injection pressure

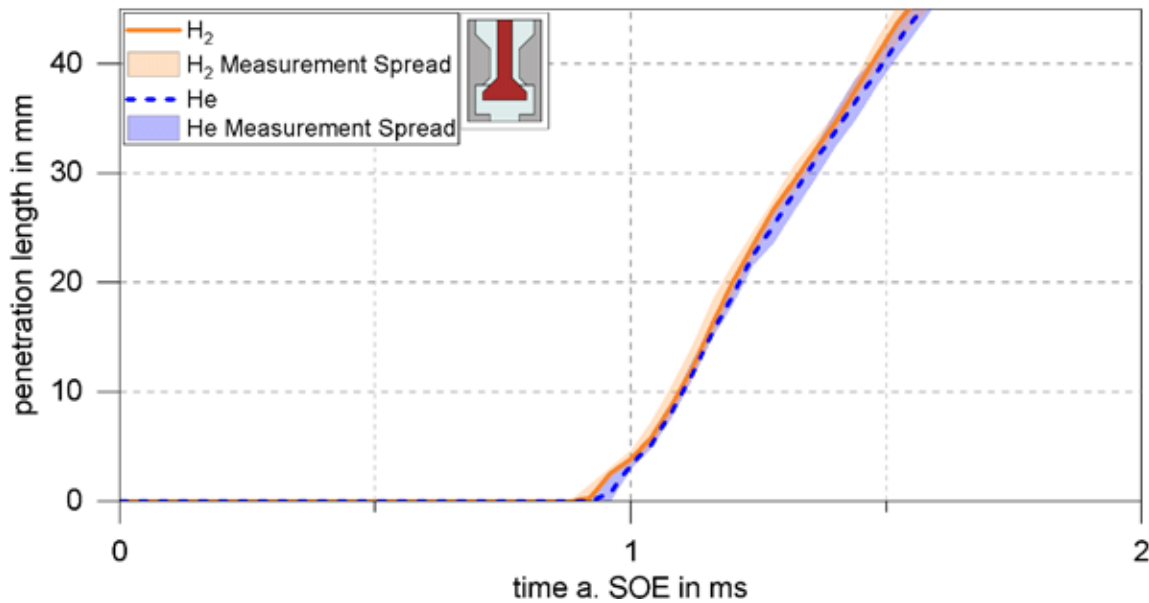


Figure 14: Measurement spread of hydrogen and helium using DI with jet cap at 4 bar chamber pressure and 25 bar injection pressure

If the penetration depths and the spray areas are analysed over time, the same relationship can be seen as with the PFI injector. Without the jet cap, the spray penetrates the pressure chamber more slowly, but due to the larger spray angle, it produces a larger spray surface with the same penetration depth.

When comparing all penetration depths and spray areas, a difference between helium and hydrogen can be seen at some operating points. It should be noted that the results show mean values, which sometimes differ in their individual penetrations, which is shown in Figure 13 and Figure 14. The minimum, maximum and mean values are shown here respectively. It can be seen in Figure 13 that the deviation is not due to high spread between the averaged measurements since the maximum measured penetration of hydrogen is still below the minimum measured penetration of helium.

Due to the small volume in the jet cap, small fluctuations in the outflow of the gas can be smoothed out and the spray flows out of the cap more evenly compared to operation with free nozzle. This is also reflected in the scatter of the penetration depths (Figure 13 and Figure 14). While the minimum and maximum values of helium and hydrogen do not cross in the injection with free nozzle, all points are close to each other in the results with cap, which speaks for the comparability of injections with helium and hydrogen.

It can be noted, that the slightly higher penetration speed of hydrogen as deduced from the model mentioned by Yip et al. can only be observed in experiments using a jet cap. For experiments using the free A nozzle, this could not be confirmed. The outlet geometry seems to be a relevant factor for the comparability of hydrogen and helium.

6 Summary & outlook

It is shown, that the BOS method applied on a pressure chamber offers the possibility to characterise jet patterns of gas fuels, like hydrogen, under real pressure conditions. The results only refer to two injectors with three different geometries. Therefore, no general statement can yet be made about the comparability of the gases using other injectors.

With the PFI injector, the differences between helium and hydrogen in injection behaviour are very small with regard to the spray surface and the penetration depth over time. The DI injector must be divided into the modes with jet cap and free nozzle. With the cap, the differences between the substances are very small, as with the PFI injector. With the free nozzle, there are operating points where the deviations become clearly visible. Looking at the spread of the single measurements, it can be stated, that the shown differences between helium and hydrogen were not due to the statistical deviation in the measurements. In these individual cases, mainly with free nozzle, there are differences between the injection with helium and hydrogen when examined closely. It can be concluded, that the outlet geometry seems to be a relevant factor for the quality of measurement with helium as a surrogate for hydrogen.

For future experiments this setup could also be used to visualize mixing processes and mixture formation inside the cylinder of a transparent engine. The results would generate a better understanding of hydrogen mixture and its effects on combustion as well as additional possibilities to validate simulation models.

7 References

- [1] K. Klepatz, S. Konradt, R. Tempelhagen, and H. Rottengruber, "Systemvergleich CO₂-freier Nutzfahrzeugantriebe," in *Proceedings, Commercial Vehicle Technology 2020/2021*, K. Berns, K. Dressler, R. Kalmar, N. Stephan, R. Teutsch, and M. Thul, Eds., Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2021, pp. 171–191.
- [2] M. Brauer *et al.*, "Optimization of the mixture formation in DI hydrogen combustion engines by modified injector nozzle design," in *31st Aachen Colloquium Sustainable Mobility 2022*, Oct. 2022.
- [3] R. Harth and K. Hammeke, "Thermodynamische Stoffwerte von HELIUM im Bereich von 0 bis 3000° C und 0,2 bis 200 bar," Jülich, Berichte der Kernforschungsanlage Jülich Juel-0666-RB, 1970.
- [4] H. Eichseder and M. Klell, *Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik: Erzeugung, Speicherung, Anwendung*: Vieweg+Teubner Verlag, 2008.
- [5] H. L. Yip *et al.*, "A Review of Hydrogen Direct Injection for Internal Combustion Engines: Towards Carbon-Free Combustion," *Applied Sciences*, vol. 9, no. 22, p. 4842, 2019, doi: 10.3390/app9224842.
- [6] S. B. Dalziel, G. O. Hughes, and B. R. Sutherland, "Synthetic Schlieren [Konferenzbeitrag]," in *Proceedings of the 8th international symposium on flow visualization*, 1998, 62.1-62.6.
- [7] G. E. A. Meier, "Schlieren measuring process detects changes in turbulent atmospheric flow, aerodynamic, chemical processing and environmental pollution," DE19942856 (A1), DE DE19991042856 19990908, Jun 21, 2000.
- [8] M. Raffel, "Background-oriented schlieren (BOS) techniques," *Experiments in Fluids*, vol. 56, no. 3, pp. 1–17, 2015, doi: 10.1007/s00348-015-1927-5.
- [9] J. W. Leachman, R. T Jacobsen, E. W. Lemmon, and S. G. Penoncello, "Helium," in *International Cryogenics Monograph Series, Thermodynamic Properties of Cryogenic*

Fluids, J. W. Leachman, R. T. Jacobsen, E. W. Lemmon, and S. G. Penoncello, Eds., 2nd ed., Cham: Springer International Publishing, 2017, pp. 23–39.

- [10] T. Schmidt, *Wasserstofftechnik*: Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2022.
- [11] A. Banerjea, A. Stoehr, N. Hüpping, K. Hammeke, and H. E. Kipke, “Thermodynamische Stoffwerte von Helium im Bereich von 20 bis 1500 Grad C und 1 bis 100 bar,” 1978.
- [12] E. Franquet, V. Perrier, S. Gibout, and P. Bruel, “Free underexpanded jets in a quiescent medium: A review,” *Progress in Aerospace Sciences*, vol. 77, pp. 25–53, 2015, doi: 10.1016/j.paerosci.2015.06.006.
- [13] G. Anaclerio, T. Capurso, M. Torresi, and S. M. Camporeale, “Numerical characterization of hydrogen under-expanded jets with a focus on Internal Combustion Engines applications,” *International Journal of Engine Research*, 2023, doi: 10.1177/14680874221148789.

Analyse der Wassestoffverbrennung eines Nutzfahrzeugmotors mittels 1D-Simulation und darauf aufbauende CFD-Simulation

A. Dafis*, D. Wintergoller, Prof. H. Rottengruber

Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Kurzfassung:

Um die Einhaltung der Emissionsziele zu gewährleisten, kommt alternativen Kraftstoffen eine immer wichtigere Rolle bei der Reduzierung von Abgasemissionen zu. Eine Möglichkeit, die Emissionen schnell, nachhaltig und kostengünstig zu minimieren, stellt ein moderner Verbrennungsmotor dar, welcher mit Wasserstoff (H_2) betrieben werden kann. Im Rahmen der Energiewende, sind CO_2 -neutrale Lösungen für alle Sektoren aber vor allem für den Mobilitätssektor von enormer Wichtigkeit. Wasserstoff, als kohlenstofffreier Kraftstoff, ist dabei eine sinnvolle Alternative zu herkömmlichen Kraftstoffen. Dementsprechend liegt Wasserstoff als Energieträger schon seit geraumer Zeit im Fokus der Wissenschaft und Forschung. Die Entwicklung von Wasserstoff-Verbrennungsmotoren ist jedoch in vielerlei Hinsicht noch in der Konzeptionsphase.

Grundlage für diese Konzeptstudie ist ein direkteinblasender, von Diesel auf Wasserstoffbetrieb umgerüsteter, Verbrennungsmotor eines Nutzfahrzeugs. Dieser wird anhand von Prüfstandsdaten an einem 1D-Simulationsmodell validiert. Zur Validierung wird ein prädiktives Verbrennungsmodell verwendet. Einer der Hauptvorteile eines solchen prädiktiven Verbrennungsmodells ist die Möglichkeit der Analyse von Betriebspunkten, die nicht Bestandteil der zur Verfügung stehenden Messreihe sind.

Aufbauend auf die 1D-Simulation, wird im weiteren Schritt die Wasserstoffverbrennung in einer 3D CFD Simulation mittels AVL FIRE® durchgeführt. Hierbei diene eine Kombination aus Prüfstandsdaten und 1D-Simulationsergebnissen als Randbedingungen, um das Modell zu parametrieren. Ziel dieser Studie ist es, die Gemischbildung, die Temperaturverteilung und die Emissionsbildung zu modellieren und zu analysieren.

Die Ergebnisse dieser Konzeptionsstudie sollen vorgestellt werden. Erste Erkenntnisse und Schlüsse werden aufgezeigt und Problematiken und Hindernisse diskutiert. Diese Studie soll eine sehr gute Grundlage für weiterführende Projekte bilden.

* Speaker/Referent

Abstract:

To ensure compliance with emission targets, alternative fuels are playing an increasingly important role in reducing exhaust emissions. One way of minimising emissions quickly, sustainably and cost-effectively is a modern combustion engine that can be powered by hydrogen (H₂). In the context of the energy transition, CO₂-neutral solutions are of enormous importance for all sectors, but especially for the mobility sector. Hydrogen, as a carbon-free fuel, is a sensible alternative to conventional fuels. Accordingly, hydrogen as an energy carrier has been the focus of science and research for quite some time. However, the development of hydrogen combustion engines is in many respects still in the conceptual phase.

The basis for this concept study is a direct-injection combustion engine of a commercial vehicle converted from diesel to hydrogen operation. This is validated using test bench data on a 1D simulation model. A predictive combustion model is used for validation. One of the main advantages of such a predictive combustion model is the possibility of analysing operating points that are not part of the available measurement series.

Building on the 1D simulation, the hydrogen combustion is then simulated in a 3D CFD simulation using AVL FIRE®. Here, a combination of test bench data and 1D simulation results served as boundary conditions to parameterise the model. The aim of this study is to model and analyse the mixture formation, the temperature distribution and the emission formation.

The results of this conceptual study will be presented. First findings and conclusions will be presented and problems and obstacles will be discussed. This study should form a very good basis for further projects.

1 Ausgangssituation und Notwendigkeit eines Wasserstoff-Verbrennungsmotors

Der hier betrachtete H₂-Verbrennungsmotor soll einen Beitrag auf dem Weg zu einer nachhaltigen Reduzierung der Treibhausgasemissionen leisten und die Möglichkeit aufzeigen, dass ein Teil der mobilen aber auch stationären Energieversorgung umgerüstet und schrittweise nachhaltig sowie klimaneutral betrieben werden kann. In dieser Studie wird ein H₂-Verbrennungsmotor gezeigt, welcher eine Modifikation eines im Nutzfahrzeugsektor eingesetzten Dieselmotors darstellt. Der Basis-Dieselmotor wurde auf den Wasserstoffbetrieb umgerüstet. Die Hauptmotivation bei der Verwendung von H₂ als Kraftstoff ist die nahezu schadstofffreie Verbrennung von Wasserstoff. Aufgrund der bisher begrenzten Verfügbarkeit und Infrastruktur von Wasserstoff können die klimapolitischen Ziele nur langsam erreicht werden.

Das Einblasen von Wasserstoff in den Verbrennungsmotor unterscheidet sich prinzipiell kaum von konventionellen Kraftstoffen, weshalb auch hier zwischen zwei grundlegenden Verfahren unterschieden wird. Entweder wird der Kraftstoff in das Saugrohr durch eine Mehrpunkteinspritzung (engl. Multi-Point-Injection - MPI) oder direkt in den Brennraum (engl. Direct-Injection - DI) eingebracht. Das Betriebsverhalten eines Wasserstoffverbrennungsmotors weist jedoch im Vergleich zu einem mit konventionellem Kraftstoff betriebenen Verbrennungsmotors einige Besonderheiten auf, die nachfolgend erläutert werden. Bei einem Wasserstoffmotor mit Saugroheinblasung expandiert der Wasserstoff nach dem Einblasen auf das Druckniveau des Saugrohrs. Die mit der Expansion verbundene Volumenausdehnung bewirkt eine Verdrängung der Frischluft und wirkt sich somit negativ auf die Frischladung des Zylinders aus. Um diesen Effekt zu vermeiden, ist es zielführend, den Kraftstoff direkt in den Brennraum einzublasen. Dadurch expandiert der Kraftstoff erst im Zylinder und der Luftverdrängungseffekt wird vermieden. Bei der Umrüstung von Dieselmotoren auf Wasserstoff wird die Zündeinleitung von Kompressions- auf Fremdzündung umgestellt, da aufgrund der hohen Selbstzündtemperatur von Wasserstoff (585 °C) [1] eine Kompressionszündung schwieriger zu realisieren ist. Dementsprechend wird zusätzlich zum H₂-Injektor eine Zündkerze im Brennraum integriert. Im Vergleich zum Dieselmotor wird der Kraftstoff bei H₂-Direkteinblasung mit Fremdzündung früher in den Brennraum eingeblasen. Dies erfordert geringere Einblasdrücke und ermöglicht die Bildung eines homogenen Kraftstoff-Luft-Gemischs. In der aktuellen Forschungsphase wurde zur Einschätzung und Vorauslegung relevanter Motoreigenschaften des H₂-Verbrennungsmotors ein eindimensionales Verbrennungsmodell anhand des am Prüfstand umgerüsteten Motors erstellt. Mit Hilfe des eindimensionalen Verbrennungsmodells und somit der Validierung des 1D-Simulationsmodells, konnten weitere Randbedingungen und Betriebspunkte für die CFD Simulation hinzugezogen werden. Die Stoffeigenschaften von Wasserstoff führen zu einer sehr schnellen, aber auch sehr heißen Verbrennung, was zu einer verstärkten Bildung von Stickoxiden führen kann. Aufgrund der weiten Zündgrenzen ($0,13 < \lambda < 10$) [1] von Wasserstoff ist jedoch über den gesamten Betriebskennlinienbereich ein magerer Verbrennungsprozess realisierbar. Damit ist es möglich, einen Motor mit Schadstoffemissionen deutlich unterhalb der EURO VI-Grenzwerte [2] zu betreiben.

Ziel dieser Studie ist es, ein validiertes 3D-CFD Modell zu erstellen, um anschließend die Temperaturverteilung und die NO_x-Bildung zu analysieren. Um dieses Ziel zu realisieren, wird zuerst ein 1D-Simulationsmodell anhand von Prüfstandsdaten validiert. Anschließend wird aufbauend darauf das 3D-CFD Modell erstellt.

2 Eigenschaften von Wasserstoff und deren Auswirkungen

Eine der größten Herausforderungen bei Wasserstoff-Verbrennungsmotoren ist ihre Anfälligkeit hinsichtlich Verbrennungsanomalien, wobei die klopfende Verbrennung die bekannteste ist. Diese ist aufgrund der extrem niedrigen Mindestzündenergie von 0,017 mJ [1] zurückzuführen und begünstigt ebenfalls die Gefahr von Rück- oder Glühzündungen.

Um Rückzündungen ins Ansaugsystem zu vermeiden, kann eine Direkteinblasung von Wasserstoff in den Brennraum durchgeführt werden. Die Glühzündung, bei der sich das Kraftstoff-Luft-Gemisch an heißen Stellen, so genannten "hot-spots", im Brennraum entzündet, bleibt jedoch eine Herausforderung. Um ihr entgegenzuwirken, kann das Verdichtungsverhältnis reduziert werden. Ein späterer Zündzeitpunkt kann ebenfalls die Klopfneigung verringern, jedoch führt dies zu einer Reduktion des Wirkungsgrades.

Es ist auch zu beachten, dass Wasserstoff eine hohe laminare Flammgeschwindigkeit von ca. 230 cm/s [3] aufweist. Diese Eigenschaft des Kraftstoffs führt zu einer schnellen Verbrennung und damit zu einer kurzen Brenndauer, wodurch die Energieumwandlung bei kurzen Brenndauern stattfindet. Dadurch nähert sich die Verbrennung dem idealen Gleichraumprozess an, was zu einem hohen Prozesswirkungsgrad führt. Die kurze Brenndauer begünstigt auch die Stabilität des Verbrennungsprozesses, insbesondere bei einem mageren Kraftstoff-Luft-Gemisch [1]. Außerdem führt eine hohe Flammgeschwindigkeit zu höheren Drücken und Temperaturen in der Brennkammer, was Nachteile in Bezug auf Geräuschemissionen, Stickoxidbildung und Wandwärmeverluste mit sich bringt [1]. Die Folgen von höheren Drücken und Temperaturen im Brennraum, durch die Verkürzung der Verbrennungszeit, führen zu höheren Drehmomenten und Leistungen des Motors.

Wasserstoff weist als Kraftstoff einen bedeutenden Vorteil auf, insbesondere in der heutigen Umweltbewusstseins: Die Verbrennung von H_2 erzeugt theoretisch keine Kohlenstoffverbindungen, wie CO_2 , CO und HC . Jedoch kann es bei praktischer Umsetzung zu geringen Emissionen kohlenstoffhaltiger Abgase kommen, die auf den Einsatz von Schmierstoffen zurückzuführen sind, der in den Brennraum gelangt und an der Verbrennung beteiligt ist. Diese Emissionen sind nicht kritisch und befinden sich nahe der Nachweisgrenze von gängigen CO_2 -Messsystemen [4]. Die einzigen signifikanten Schadstoffemissionen bei der Wasserstoffverbrennung sind Stickoxide, welche bei leichtem Luftüberschuss, hohen Verbrennungstemperaturen und längeren Verweildauern in der Post-Flame-Zone des Brennraums (siehe Abbildung 1) besonders hoch ausgeprägt sind.

Um eine emissionsarme Wasserstoffverbrennung zu gewährleisten, sollte daher ein Kraftstoff-Luft-Verhältnis von $\lambda > 2$ bevorzugt werden [1]. Die sehr weite Zündgrenze von Wasserstoff mit $0,13 < \lambda < 10$ [1, 3], die einen qualitativ regulierten Betrieb im gesamten Motorbereich ermöglicht, führt dazu, dass auch ein Magerbetrieb realisierbar ist. Es ist zu berücksichtigen, dass bei einem Magerbetrieb ein Luftüberschuss im Brennraum vorliegt, welcher nicht an der Verbrennung beteiligt ist und somit durch Aufnahme von Wärme die Brennraumtemperatur reduzieren kann (siehe Abbildung 1).

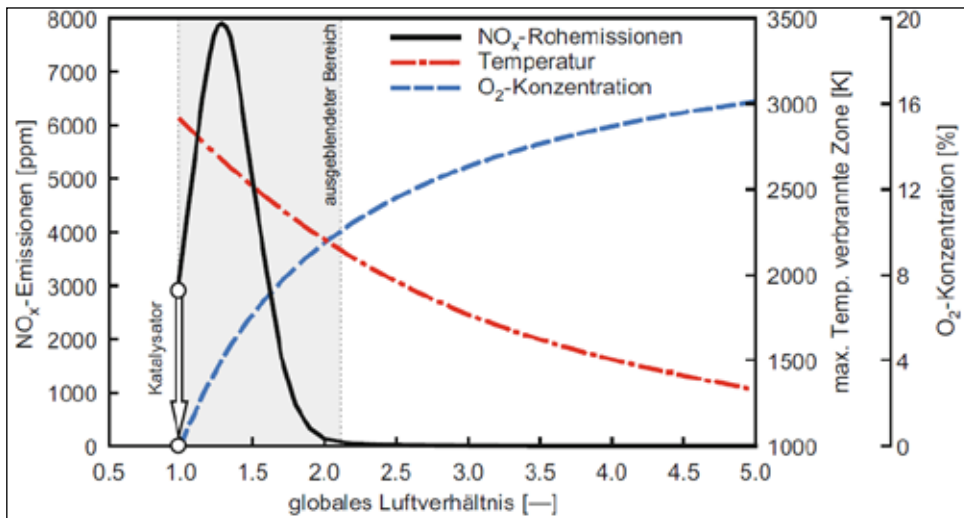


Abbildung 1: NO_x-Emissionen, O₂-Konzentration und Verbrennungstemperatur im H₂-Betrieb mit äußerer Gemischbildung [1]

Die Emissionsvorteile von Wasserstoff stehen im Gegensatz zu Nachteilen in Bezug auf die Enthalpie des Abgases, die für die Leistung des Turboladers und somit für die Aufladung des Motors von großer Bedeutung sind. Die Enthalpie des Abgases hängt von den Faktoren Massenstrom, Druck und Temperatur ab. Aufgrund der geringeren Dichte von Wasserstoff (0,09 kg/m³ [1]) sowie seiner schnellen Verbrennung und des mageren Kraftstoff-Luft-Verhältnisses, ist sowohl der Massenstrom als auch die Temperatur des Abgases niedriger als bei konventionellen Kraftstoffen. Daher ist die Abgasenthalpie bei der Verbrennung von Wasserstoff geringer. Eine Analyse der Abgasenthalpie wird in dieser Studie jedoch nicht durchgeführt.

3 Aufbau und Validierung der Motorsimulation

Das Simulationsmodell wurde in Anlehnung an den Forschungsmotor am Prüfstand der WTZ Roßlau gGmbH modelliert [5]. Dabei wurde das Verdichtungsverhältnis von 18 auf 11 reduziert, um dem Klopfen entgegenzuwirken. Die Struktur des 1D-Motormodells ist in Abbildung 2 dargestellt. In Tabelle 1 sind die Technischen Daten des Forschungsmotors dargestellt. Bei den hier verwendeten Simulationen wurde die AGR nicht berücksichtigt, da die Auswirkungen auf das H₂-Verbrennungsmodell noch nicht validiert werden konnten.

Tabelle 1: Motordaten Forschungsmotor

Parameter	Wert
Bauform:	Reihenmotor
Zylinderanzahl:	6
Hubraum:	15,26 dm ³
Hub:	166 mm
Bohrung:	138 mm
Verdichtungsverhältnis:	11:1 ^a
Nominelle Spitzenleistung:	485 kW
Spitzendruckfähigkeit:	250 bar

Zur Validierung der Prüfstandsdaten wurden drei repräsentative Betriebspunkte ausgewählt, die in Tabelle 2 dargestellt werden.

Nach erfolgreicher Übertragung des Druckverlaufs in der TPA wurde das Verbrennungsmodell anhand der Wärmefreisetzung und der Druckverläufe validiert. Dabei wurde das prädiktive Verbrennungsmodell *SI-Turb* für die Modellierung des Verbrennungsprozesses verwendet, um den Verbrennungsprozess zu modellieren und die Verbrennungsrate von Fremdzündungsmotoren vorherzusagen. Darüber hinaus bietet das Verbrennungsmodell die Fähigkeit, homogene oder geschichtete Luft-Kraftstoff-Gemische sowie die Verwendung von Zündkerzen zu berücksichtigen. Durch die gezielte Parametrisierung des Zündverzugs sowie des Übergangs von laminarer zu turbulenter Verbrennung konnte die H₂-Verbrennung hinreichend genau modelliert werden (vgl. Abbildung 3). Darüber hinaus können die allgemeinen Verbrennungseigenschaften durch geeignete Parametrisierung der Flammenausbreitung und der Wechselwirkung der Flammenfront mit dem unverbrannten Kraftstoff-Luft-Gemisch angepasst werden.

Einer der Hauptvorteile eines solchen prädiktiven Verbrennungsmodells ist die Möglichkeit, Betriebspunkte zu analysieren, die nicht Teil des verfügbaren Messdatensatzes sind. Hierbei wird die Verbrennungsrate unter Berücksichtigung von Variablen wie Zylinderdruck und -temperatur, Zusammensetzung des Luft-Kraftstoff-Gemischs, Zündzeitpunkt und Kraftstoffeigenschaften berechnet. Abbildung 3 zeigt die Validierung der Zylinderdruck-, Verbrennungs- und Summenbrennverläufe für die in Tabelle 2 genannten Betriebspunkte.

Tabelle 2: Zur Validierung verwendete Betriebspunkte bei 1500 1/min [5]

Parameter	Einheit	Betriebspunkt 1	Betriebspunkt 2	Betriebspunkt 3
Lambda	-	2,50	2,88	3,04
Einblasmasse	mg/Zyklus	75,04	75,98	75,18
Luftmasse	kg/h	209,6	338,2	353,52
Ladedruck	bar	2,34	2,68	2,81
Max. Zylinderdruck	bar	104,37	108,67	115,54
SOI	°KW	-200	-200	-200
Zündzeitpunkt	°KW	-11	-11	-13
Indizierter Mitteldruck	bar	15,92	16,26	16,42

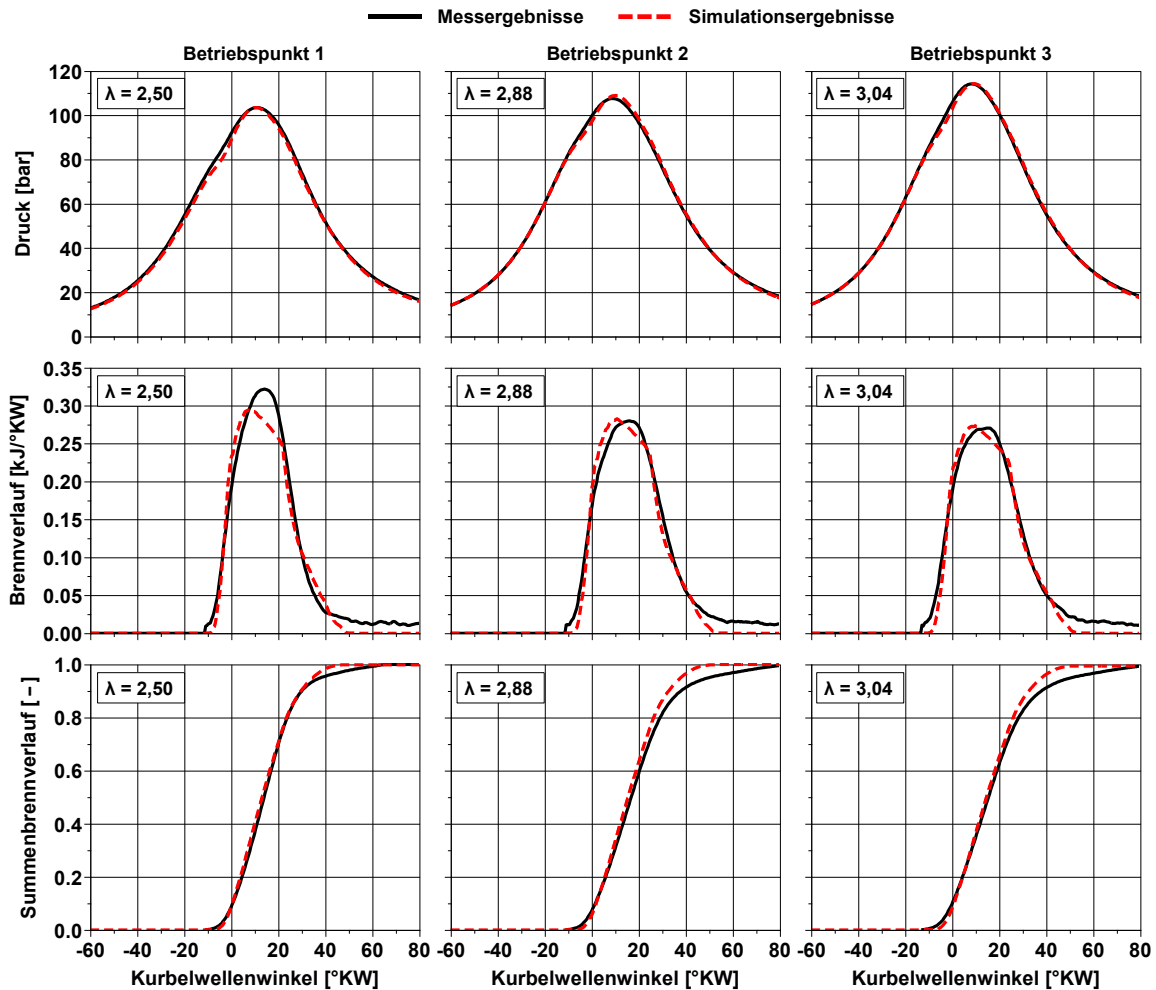


Abbildung 3: Modellvalidierung - Vergleich des Druck-, Brenn- und Summenbrennverlaufs

Die Zündung des Kraftstoffs durch die Zündkerze ist in der Verbrennungssequenz der Messergebnisse deutlich sichtbar, denn der Verbrennungsprozess ist durch eine ruckartige Wärmefreisetzung gekennzeichnet. Die Simulation hingegen ist zunächst durch einen langsamen Anstieg der Wärmefreisetzung und einen minimalen Zündverzögerung von $0,5^\circ\text{KW}$ bis 1°KW charakterisiert. Die anschließende Wärmefreisetzung in der Simulation spiegelt sich auch in einer etwas geringeren Druckentwicklung kurz nach der Zündung im Vergleich zu den Messergebnissen wieder. Bis zum Verbrennungsschwerpunkt von 50 % sind die Abweichungen zwischen Simulation und Messung minimal. Der Spitzendruck wird in allen drei Betriebspunkten mit minimalen Abweichungen erreicht. In den Betriebspunkten 2 und 3 weicht der Verbrennungsverlauf ab dem oberen Totpunkt leicht von den Messergebnissen ab. Der Betriebspunkt 1 fällt dagegen stärker von der Verbrennungskurve ab und auch die maximale Wärmefreisetzung wird in der Simulation im Betriebspunkt 1 nicht erreicht. Dennoch zeigen in diesem Betriebspunkt Druckverlauf und Summenbrennverlauf eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen. Der Grund für die Abweichungen im Brennverlauf könnte die vereinfachte Annahme der Zylinderraumoberflächentemperaturen für die Berechnung des Wärmeübergangs sein. Dabei wurde ein konstanter Wert von 550°C für den Zylinderkopf und -kolben und 400°C für die Zylinderwände angenommen. Diese Zahlenwerte sind der Literatur [7] entnommen und basieren auf Erfahrungswerten für

Gasmotoren für Nutzfahrzeuge. Die Verwendung eines komplexeren Modells, das sowohl die Strukturtemperatur des Zylinders als auch die Oberflächentemperatur für die Berechnung des Wärmeübergangs im Zylinder vorhersagt, kann die Diskrepanzen im Verbrennungsprozess weiter reduzieren. Die Wandtemperaturen werden dabei vom Solver und nicht vom Benutzer vorhergesagt. Um ein solches Modell zu verwenden, ist eine Finite-Elemente-Darstellung erforderlich.

Nach dem Umsatzpunkt von 60 % (Betriebspunkt 2) und 90 % (Betriebspunkt 1) treten größere Abweichungen im Brennverlauf und im kumulierten Brennverlauf auf. Diese Unterschiede zwischen Messung und Simulation sind einerseits auf die Messtechnik zurückzuführen. Bei Durchführung der Messreihen wurden ungekühlte Druckquarzsensoren verwendet, die einen thermischen Drift aufweisen können. Dieser ist als charakteristische Verschiebung im Brennverlauf in Abbildung 3 deutlich zu erkennen. Andererseits spielt das im Modell implementierte Wandwärmemodell hierbei ebenfalls eine Rolle. Dieses Modell konnte leider nur aufgrund einer fehlenden Datenbasis nur ungenau parametrisiert werden. Folglich kann auch der tatsächliche Energieverlust an den Wänden der Brennkammer nicht ausreichend modelliert werden, was sich ebenfalls auf die Abgasenthalpie auswirkt.

Der vorliegende 1D-Motormodellansatz berücksichtigt ausschließlich die Wasserstoffverbrennung, ohne dass bislang gezielte Optimierungsmaßnahmen zur Steigerung des Wirkungsgrads durchgeführt wurden. Mögliche Ansätze zur Erhöhung des Wirkungsgrads beinhalten beispielsweise die Anpassung der Ventilsteuerzeiten und des Ventilhubes, eine optimierte Einblasstrategie sowie die Optimierung des Zündzeitpunkts.

Eine vielversprechende Möglichkeit besteht in der Optimierung der Ventilsteuerzeiten mit dem Ziel, den Austritt von Wasserstoff durch die Einlassventile zu minimieren. Eine quantitative Analyse des indizierten Wirkungsgrads für drei Betriebspunkte ist in Tabelle 3 dargestellt. Zudem wird der Einfluss der dieselmotorischen Ventilsteuerzeiten auf die Menge des ausströmenden Wasserstoffs durch die Einlassventile aufgezeigt. Im Rahmen der CFD-Simulation in Kapitel 4.3 werden die Verluste durch das Ausströmen des Kraftstoffs aufgrund von Turbulenzen präziser dargestellt.

Tabelle 3: Simulationsergebnisse für den indizierten Wirkungsgrad, die effektive Leistung und die Verluste der Kraftstoffmasse durch Einlassventile eines Zylinders

Parameter	Einheit	Betriebspunkt <u>1</u>	Betriebspunkt <u>2</u>	Betriebspunkt <u>3</u>
Ind. Wirkungsgrad	%	38,23	38,98	39,38
Effektive Leistung	kW	40,47	41,79	41,71
Eingeblasene Kraftstoffmasse	mg	75,04	75,98	75,18
Kraftstoffmasse durch Einlassventile	mg	-0,012	-0,007	-0,006

4 CFD DI-Wasserstoffeinblasung

4.1 Methodik der CFD-Untersuchung

In diesem Teil der Studie wird die Methodik zur Analyse der Wasserstoffeinblasung, -verteilung und -verbrennung in einem auf Wasserstoffbetrieb umgerüsteten Dieselmotor beschrieben. Zur Validierung des Modells wurden Messdaten herangezogen, um dessen Genauigkeit zu überprüfen. Dennoch waren die Ergebnisse aus dem ersten Teil der Studie integraler Bestandteil für Randbedingungen des 3D-CFD Modells. Im Fokus der Analyse stand die Wasserstoffverbrennung als Alternative zu den herkömmlichen Kraftstoffen. Anschließend wurden die Abgaswerte, insbesondere die Stickoxide, bewertet.

Für die Verbrennungssimulation wurde die Reaktionskinematik der Gasphasen herangezogen und nicht wie üblich ein Verbrennungsmodell. Mit dem Modul General Gas Phase Reactions (GGPR) der AVL FIRE Software wurde das Verbrennungsmodell ECFM-3Z ersetzt. Das ECFM-3Z ist ein thermodynamisches Modell, das die chemische Reaktion zwischen Luft und dem Brennstoff beschreibt. Es basiert auf der Kombination von drei unterschiedlichen Zonen, nämlich der Verdampfungszone, der Mischzone und der Verbrennungszone. Die Verdampfungszone beschreibt den Prozess der Kraftstoffverdampfung, die Mischzone die Mischung von Kraftstoffdampf und Luft und die Verbrennungszone die chemische Reaktion zwischen Luft und Kraftstoff. Durch Verwendung von Wasserstoff als gasförmigen Kraftstoff entfällt ein Prinzip des Modells und zwar die Modellierung der Verdampfungszone. Darüber hinaus erlaubt die in diesem Projekt verwendete Version von AVL FIRE (2021 R1) keine Simulation von Zündung und Verbrennung mit kohlenstofffreien Kraftstoffen.

Das GGPR ist prinzipiell für die Berechnung chemischer Reaktionen in gasförmigen Medien zuständig. Es verwendet dabei einen Mechanismus, der auf der molekularen Kinetik basiert und das Verhalten von Gasen und deren chemischen Reaktionen beschreibt. Dieser Mechanismus besteht aus einer umfassenden Datenbank chemischer Reaktionen und ist in der Lage, die Geschwindigkeit und die Produkte von Reaktionen zu berechnen. Dabei werden sowohl homogene als auch heterogene Reaktionen in der Gasphase berücksichtigt. Das Modul unterstützt die Einbindung von verschiedenen Mechanismen, darunter etwa reduzierte und detaillierte Modelle, und bietet Möglichkeiten zur Optimierung von Rechenzeit und Speicherverbrauch. Die externe Parametrierung von GGPR in AVL FIRE ermöglicht die Anpassung des Modells an spezifische Anforderungen und damit eine höhere Vorhersagegenauigkeit zu erzielen.

Für dieses Projekt wurde der GRI-3.0 Mechanismus verwendet. Der GRI-3.0 Mechanismus ist ein ausführlicher chemischer Mechanismus, der zur Modellierung der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen entwickelt wurde. Der Mechanismus umfasst 53 Spezies und 325 Reaktionen und wurde vom Gas Research Institute (GRI) entwickelt. In [8, 9], [10] wurde der Mechanismus für die Simulation von Wasserstoffverbrennung oder Wasserstoff als Zusatzstoff für konventionelle Kraftstoffe eingesetzt und unter verschiedenen Gesichtspunkten untersucht. Obwohl der Mechanismus speziell für die Verbrennung von Kohlenwasserstoffen konzipiert wurde, kann der Mechanismus für die Simulation der Wasserstoffverbrennung verwendet werden. Dies liegt daran, dass der Mechanismus Wasserstoff als eine der primären Spezies enthält und somit die chemischen Reaktionen zwischen Wasserstoff und Sauerstoff genau beschreibt. Der GRI-3.0 Mechanismus ist ein nützliches Werkzeug für die Modellierung von Verbrennungsprozessen, da er eine hohe Genauigkeit und

Vorhersagekraft bietet. Die Verwendung des Mechanismus ermöglicht es, die Verbrennungschemie in verschiedenen Anwendungen, wie beispielsweise in Brennkammern oder Motoren, detailliert zu modellieren und damit bessere Vorhersagen zu treffen.

4.2 Diskretisierung und Randbedingungen

Das erstellte Rechennetz In AVL FIRE erfolgt die räumliche und zeitliche Diskretisierung des Simulationsgebietes mit Hilfe des Finite-Volumen-Verfahrens. Hierbei wird das Simulationsgebiet in diskrete Zellen unterteilt, in denen die Strömung physikalisch und chemisch modelliert wird. Die zeitliche Diskretisierung erfolgt mit Hilfe eines impliziten Zeitintegrationschemas, das eine stabile und effiziente Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen ermöglicht. Zur Verbesserung der Vorhersagegenauigkeit in der Nähe der Zündkerze wurde im AVL FIRE-Modell eine räumliche Verfeinerung durchgeführt, die eine höhere Auflösung in diesem Bereich ermöglicht. Die Verfeinerung wurde auf der Grundlage von Empirie durchgeführt, die am Institut für Mobile System (IMS) der Universität Magdeburg (OvGU) gesammelt wurde. Die empirischen Daten zeigten, dass die Verbrennung von Wasserstoff im GGPR-Modul zu schnell erfolgte. Durch die Verwendung eines gröberen Simulationsnetzes wurde dieser Effekt verstärkt, was zu deutlich höheren Spitzendrücken und einem viel zu schnellen Brennverlauf führte. Durch eine räumliche Verfeinerung des Simulationsmodells in der Nähe der Zündkerze konnte dieser Effekt korrigiert werden, indem eine höhere Auflösung im kritischen Bereich erreicht wurde. Dies ermöglichte eine realistischere Vorhersage des Verbrennungsverhaltens von Wasserstoff im modifizierten Dieselmotor und trägt somit zu einer besseren Optimierung und Entwicklung von Wasserstoff-Verbrennungsmotoren bei. Die folgende Abbildung zeigt einen Ausschnitt des Netzes am ZOT, an dem die Verfeinerung durchgeführt wurde.

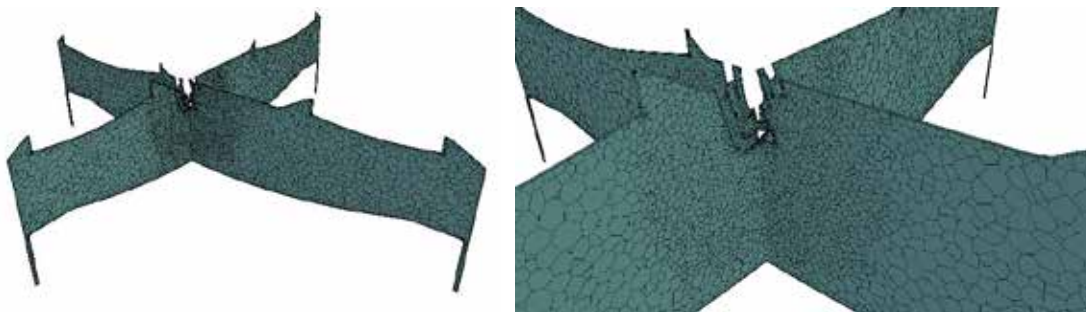


Abbildung 4: 3D CFD Rechennetz am ZOT - Zündkerze Detail

Die Parametrierung von CFD-Modellen in AVL FIRE erfolgt durch die Definition von Eingabeparametern wie Randbedingungen, Modellparametern und chemischen Mechanismen. Die Eingabeparameter werden auf der Grundlage von Modellierungsannahmen und empirischen Daten festgelegt und können durch iterative Prozesse optimiert werden, um eine bessere Übereinstimmung zwischen den simulierten und gemessenen Daten zu erzielen. Die Parametrierung von CFD-Modellen ist von entscheidender Bedeutung für die Vorhersagegenauigkeit von Modellen, da falsch gewählte Parameter zu einer schlechten Vorhersagequalität führen können. Jedoch ist eine vollständige Parametrierung auf der Grundlage von Messdaten schwierig, da es oft nicht möglich ist, alle relevanten Prozesse in ausreichendem Detail zu messen. Dies war auch in diesem Projekt der Fall. Daher müssen häufig ergänzende Daten, wie z.B. Ergebnisse von 1D-Simulationen mittels GT-Power, verwendet werden, um die Lücke zwischen den Messdaten und den CFD-Simulationen zu schließen. Die Verwendung von Ergänzungsdaten stellt jedoch eine zusätzliche Herausforderung dar, da die Ergebnisse der 1D-Simulationen auch von den Annahmen und Eingabeparametern

des 1D-Modells beeinflusst werden. Deshalb sind die Ergebnisse der CFD Simulation mit Vorsicht zu betrachten. In Tabelle 2 sind die wesentlichen Randbedingungen des Betriebspunktes 1 für das CFD Modell aufgezeigt. In der 1D-Simulation wurden wichtige Randbedingungen wie die Temperaturverteilung im Zylinder und an den Brennraumwänden berücksichtigt. Der aus dem ersten Teil der Studie bekannte eingeschwungene Abgasgegendruck und die Abgaszusammensetzung vor dem Öffnen des Auslassventils wurden übernommen. Die Simulation wurde mit dem Abgasgegendruck, den Wandtemperaturen und der Gaszusammensetzung am Ende des Expansionstakts initialisiert. Zu diesem Zeitpunkt wurden alle Ventile als geschlossen angenommen, und es wurden keine hohen Geschwindigkeitsraten berücksichtigt, da der Kolben am unteren Totpunkt zum Stillstand kommt. Die Geschwindigkeitsrandbedingungen wurden daher auf 0 gesetzt, um eine stabile Simulation zu gewährleisten. Der Startzeitpunkt der Simulation war somit sinnvoll gewählt.

4.3 Ergebnisse

Um den neu applizierten Motor zu analysieren, ist es notwendig, grundlegende Prinzipien des Motorverhaltens zu untersuchen. Hierbei können hochaufgelöste, realitätsnahe Einblicke in den Brennraum mittels der 3D-CFD-Simulation gewonnen werden. In Abbildung 5 wird die Verteilung von Wasserstoff zu Beginn und Ende des Einblasvorgangs dargestellt.

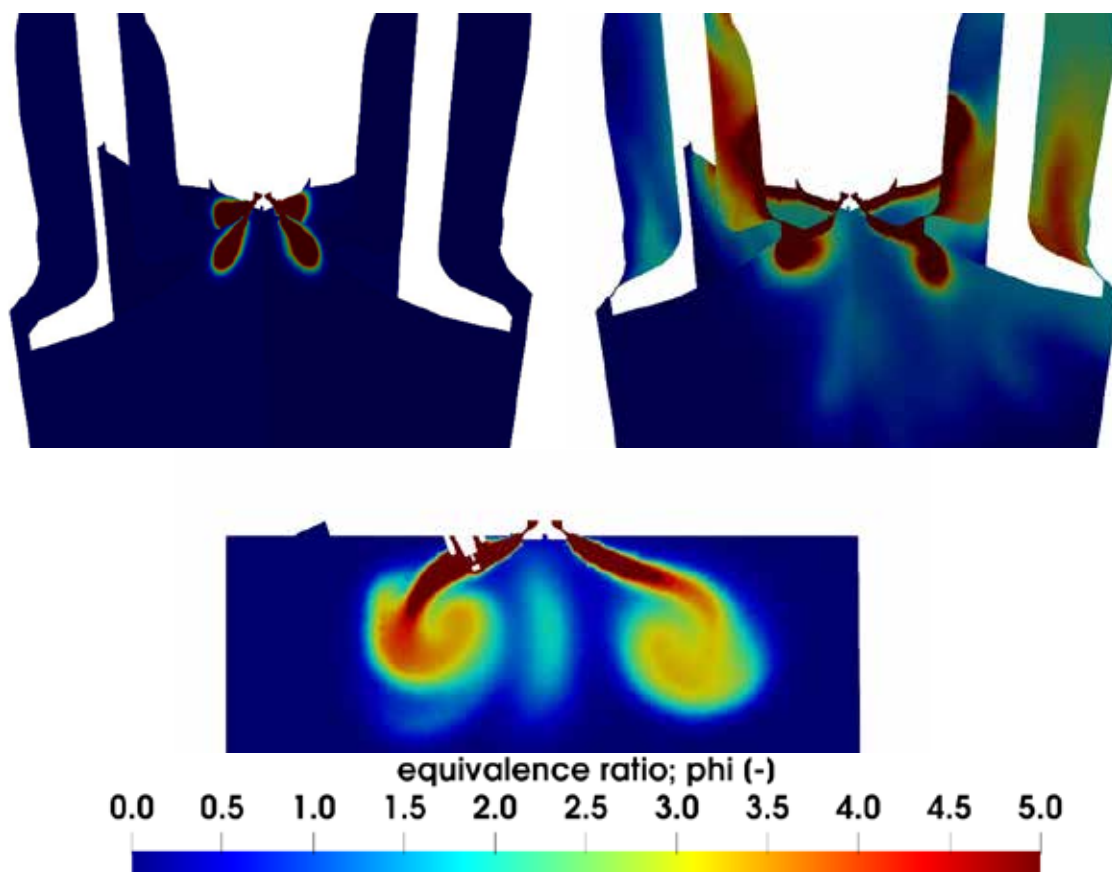


Abbildung 5: Wasserstoff-Luftverhältnis (ϕ) bei SOI (rechts), EOI (links) und bei 12 °KW nach SOI (unten)

Es ist zu sehen, dass die Ventilsteuerzeiten in dieser Applikation so eingestellt sind, dass der Wasserstoff am Ende der Einblasung zurück in den Ansaugtrakt zurückströmt. Es wurde berechnet, dass 0,77 mg Wasserstoff in den Einlasskanal zurückfließen und bis zum

nächsten Ansaugvorgang im Ansaugtrakt verbleiben. Im Tabelle 3 des ersten Teils des Projekts wurde berichtet, dass etwa 0,012 mg Wasserstoff in den Ansaugtrakt zurückfließen. Ein Vergleich der beiden Ergebnisse zeigt, dass die berechneten Werte in beiden Simulations-Softwares nicht im selben Größenordnungsbereich liegen. Dennoch kann die 1D-Simulation als Validierungspunkt dienen, da sie trotz fehlender räumlicher Diskretisierung einen Wasserstoffrückfluss erkennt. In der CFD-Simulation wird dieser Missstand behoben, und der Rückfluss wird bestätigt. Es ist jedoch notwendig, die Menge anhand von Messergebnissen zu überprüfen. Das Luft-Kraftstoff-Verhältnis (λ) entspricht dem reziproken Wert des Äquivalenzverhältnisses (ϕ) und beträgt $\lambda=2,5$, was das geeignete und tatsächliche Kraftstoff-Verhältnis bei diesem Betriebspunkt im Brennraum darstellt. Die Wasserstoffverluste sind auch in der 1D-Simulation sichtbar. Aus diesen Ergebnissen wird geschlossen, dass dieses Phänomen im realen Motor auftritt. Diese Situation ist ungünstig, da sie zu „backfiring“-Effekten führen kann [11, 12]. Des Weiteren kann der Abbildung 5 entnommen werden, dass an dem nach außen öffnenden, A-Förmigen Injektor der Wasserstoff schirmförmig in den Brennraum strömt. Dabei trifft der eingebrachte Wasserstoff direkt auf die Zündkerze. In diesem Fall besteht die Gefahr auf Vorentflammungen oder Glühzündung, wenn Wasserstoff auf die heiße Zündkerze trifft [12, 13]. Dieser Fall wurde in dem Projekt nicht untersucht, wobei die Reaktionskinematik der zu reagierenden Spezies an die Bedingung geknüpft sind, erst dann die Reaktion einzuleiten, wenn eine bestimmte Temperatur erreicht wurde. Die weitere Gemischbildung ist in Abbildung 6 dargestellt.

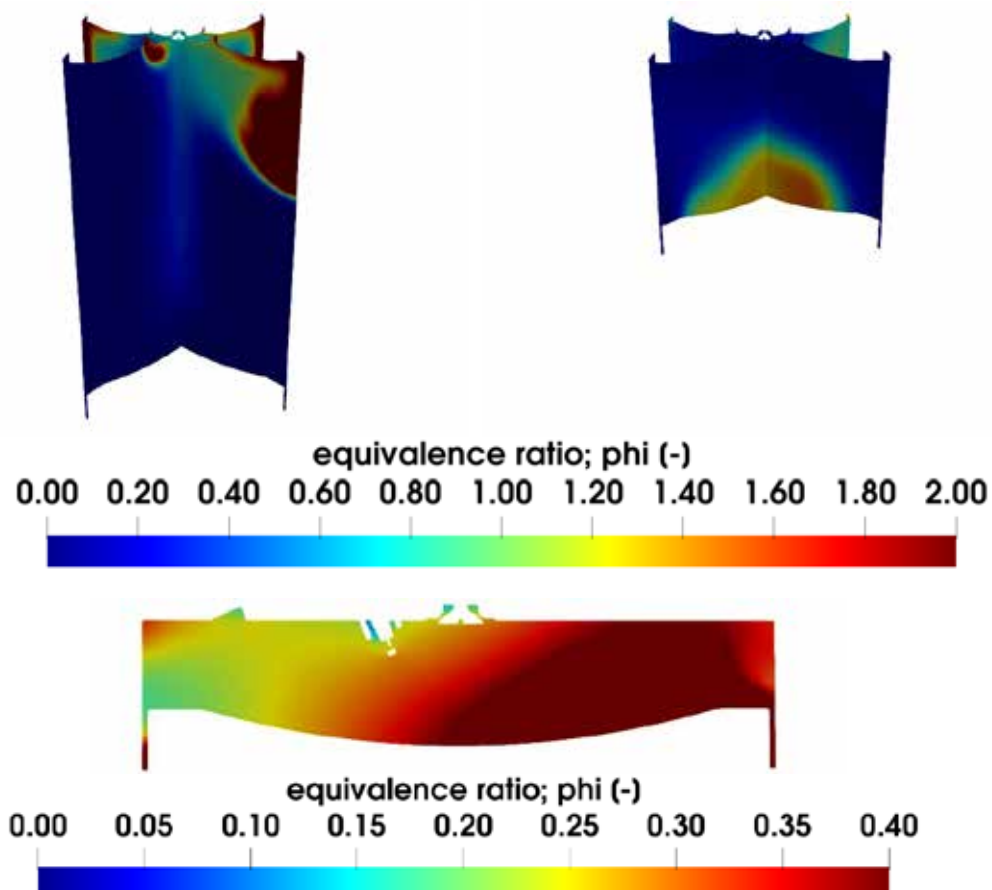


Abbildung 6: Gemischbildung bei -120 °KW (links) und -60 °KW (rechts)

Bei -120 °KW vor dem ZOT ist eine Agglomeration von Wasserstoff an den Einlassventilen festzustellen, welche auf die rückläufige Strömung durch die Ventile zurückzuführen ist. Der

Wasserstoff wird mit Hilfe der Turbulenzintensität und des Geschwindigkeitsfeldes transportiert. Während des Kolbenhubes bewegt sich die restliche Wasserstoffmasse zum Kolben hin und es bildet sich auch hier eine Agglomeration von Wasserstoff (-60 °KW). Dies verspricht ein homogenes Gemisch beim am ZOT wie am unteren Bild zu sehen ist.

Nach der Anpassung des Modells während der Ansaugung und Kompression folgt die Zündung, bei der eine skalierte Menge an Energie im Bereich zwischen Anode und Kathode initialisiert wird. Diese Energiezufuhr erzeugt einen sehr heißen Bereich, der die Schwellentemperatur überschreitet und die Reaktionen im GGPR-Modul auslöst. Die darauffolgende Kettenreaktion setzt Energie frei und wird in Form einer sehr heißen Temperaturfront, ausgehend von der Zündkerze, dargestellt. Die Reaktionen im GGPR-Modul sind komplex und hängen von verschiedenen Faktoren ab, wie beispielsweise dem Kraftstoff-Luft-Verhältnis, dem Druck und der Temperatur im Brennraum sowie der Zündenergie und dem Zündzeitpunkt. Die Kettenreaktion, die durch die Zündung ausgelöst wird, setzt Energie frei und führt zur Bildung von Radikalen und Molekülen, die in weiteren Reaktionen zu Wasser und Stickoxiden reagieren. Diese Reaktionen sind entscheidend für die Leistung, die Effizienz und die Emissionierung des Verbrennungsmotors. In Abbildung 7 ist die Flammenfront zu sehen. Die laminare Flammgeschwindigkeit wird nach Metgalchi&Keck modelliert [14].

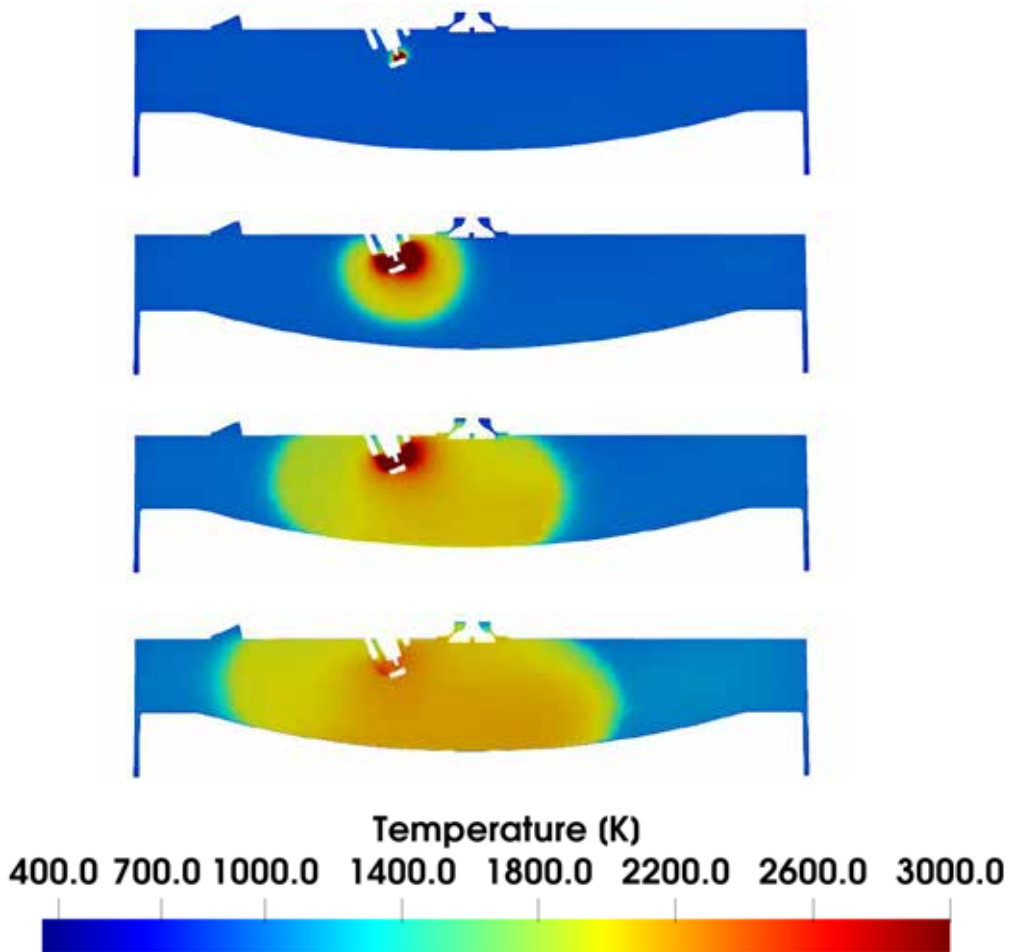


Abbildung 7: Verbrennungsverlauf und Flammenfront bei ZZP, 6 °KW nach ZZP, 11 °KW nach ZZP und 13 °KW nach ZZP

Zum Abschluss wird die NO_x -Konzentration betrachtet. Bei der Verbrennung entstanden 1611,26 ppm NO und 30,47 ppm NO_2 in absoluten Zahlen. Die Gesamtemissionen von NO_x betragen daher 1641,73 ppm. Das entspricht 2,6 g/kWh bei einer Motorleistung von 40,47 kW und einem indizierten Wirkungsgrad von 38,23 % (siehe Tabelle 3). Die aus den Messwerten entnommene NO_x entstehungsrate beträgt 2,34 g/kWh. Hier ist auch zu sehen, dass die Größenordnung der in der Simulation berechneten Menge an NO_x -Emissionen der Realität sehr nahesteht. Es ist jedoch zu beachten, dass Abweichungen auftreten können, die durch einen der folgenden Gründe verursacht werden: Erstens werden die Messungen der NO_x -Emissionen in der Abgasströmung durchgeführt, die sich nach dem Abgaskrümmmer und vor dem Turbolader einstellt. Die Simulation umfasst jedoch lediglich die Verbrennung des Wasserstoffs und die Entstehung der Emissionen in einem Zylinder des Forschungsmotors. Dadurch kann es im realen Betrieb zu Abweichungen zwischen der Anzahl der NO_x -Emissionen, die im Zylinder auftreten, und der Anzahl der NO_x -Emissionen, die an der Messstelle in der Abgasströmung gemessen werden, kommen. Zweitens wird in der CFD-Simulation ein einzelner Zyklus simuliert, ohne die Berücksichtigung von Schwankungen im Druck- und Temperaturverlauf des realen Betriebs über eine bestimmte Anzahl von Zyklen.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Der Gegenstand dieser Studie besteht in der Analyse der Wasserstoffverbrennung in einem Nutzfahrzeugmotor unter Verwendung einer 1D-Simulation und einer auf dieser aufbauenden CFD-Simulation. Ziel dieser Untersuchungen ist die Validierung der 1D- und 3D-CFD-Simulationsmodelle sowie die Analyse der Gemischbildung, Temperaturverteilung und Emissionsbildung.

Durch die Verwendung eines prädiktiven Verbrennungsmodells ist es möglich, einen erweiterten Betrachtungsbereich bei gleichbleibender Modellparametrierung zu analysieren. Die Entwicklung von Modellen zur Beschreibung der Wandwärmeverluste oder der Ladungsbewegung im Rahmen dieses Ansatzes ist äußerst umfassend und erfordert zusätzliche Untersuchungen. Das Verbrennungsmodell konnte soweit validiert werden, dass eine konzeptionelle Betrachtung möglich wurde. Für quantitative Simulationsergebnisse ist jedoch eine weitere Optimierung des Verbrennungsmodells, eine lastspezifische Optimierung zur Modellierung der Ladungsbewegung, weitere Anpassung des Wandwärmemodells sowie eine Weiterentwicklung der Messkette bei der Zylinderindizierung erforderlich. Das Verbrennungsmodell kann ebenfalls durch eine Erweiterung von Prüfstandsdaten und Betriebspunkten verbessert werden.

Die Validierung des CFD-Modells musste aufgrund fehlender Prüfstandsdaten für die Randbedingungen mithilfe von Simulationsergebnissen der 1D-Simulation durchgeführt werden. Lediglich der Ladedruck, das Kraftstoff-Luft-Verhältnis, die Kraftstoffmenge und die NO_x -Konzentration konnten den Messdaten entnommen werden. Der Ladungswechsel und die Kompression konnten in der CFD ausreichend validiert werden. Die Verbrennung muss jedoch kritischer betrachtet werden, da die Ergebnisse des GGPR-Moduls und des GRI-3.0-Mechanismus sehr stark von tatsächlichen Messdaten abhängen und die Randbedingungen aus der 1D-Simulation selbst Ergebnisse eines Modells sind. Eine interessante Beobachtung des Ladungswechsels ist die Rückströmung kurz vor dem Schließen der Einlassventile, wodurch Kraftstoff zurück in den Ansaugtrakt befördert wird. Dieser Vorgang wird als kritisch betrachtet, da er zu Verbrennungsanomalien wie "Backfiring" führen kann. Zusätzlich konnte beobachtet werden, dass der eingeblasene Wasserstoff direkt auf die

Zündkerze trifft. Dadurch besteht die Gefahr der Glühzündung oder Vorentflammung, da Wasserstoff auf heißen Oberflächen aufprallt. Im Kontext der Motorapplikation gilt es, zukünftige Entwicklungsrichtungen zu betrachten, insbesondere hinsichtlich der Optimierung der Ventilsteuerzeiten sowie der Injektor-Positionierung. Eine solche Optimierung ist unerlässlich, um potenzielle Verbrennungsanomalien zu vermeiden und die Leistung des Motors zu maximieren. Es empfiehlt sich daher entsprechende Anpassungen vorzunehmen.

Im Hinblick auf die NO_x -Emissionen lässt sich vorsichtig konstatieren, dass der Reaktionsmechanismus GRI-3.0 für Wasserstoff als Kraftstoff geeignet erscheint und hinreichend genaue Ergebnisse bei der Simulation und Messung erzielt werden. Im Abschnitt 4.3, der sich mit der Emissionierung befasst, wurden mögliche Gründe für Abweichungen zwischen den Messwerten erläutert. Dennoch müssen die Ergebnisse kritisch betrachtet werden, da das Temperaturfeld nach der Zündung nicht validiert ist. In diesem Zusammenhang kann als Ausblick festgehalten werden, dass eine höhere Messdatenqualität sowie eine Variation der Betriebspunkte erforderlich sind, um die Verbrennung in der CFD ausreichend zu validieren.

Zusammenfassend wurde sowohl das 1D- als auch das 3D-CFD-Modell ausreichend anhand der vorhandenen Messdaten validiert. Die präsentierten Ergebnisse ermöglichen weitere Studien, in denen verschiedene Optimierungsmaßnahmen untersucht werden können, sowie die Betrachtung von kritischen Betriebspunkten und Simulationen mit unterschiedlichen Kraftstoff-Luft-Verhältnissen. Eine Untersuchung mit Wassereinspritzung zur Absenkung der Spitzentemperaturen bei fetterem Kraftstoff-Luft-Verhältnis wäre von besonderem Interesse. Darüber hinaus bietet die Verwendung einer 3D-CFD-Simulation die Möglichkeit, die Auswirkungen verschiedener Kolbenmulden, Injektor- und Zündkerzenpositionen auf die Verteilung des Kraftstoff-Luft-Gemisches und dessen Verbrennung zu untersuchen. Eine solche Analyse kann zur Optimierung des Verbrennungsprozesses beitragen und somit zur Steigerung der Effizienz und Leistung des Motors beitragen.

Literatur

- [1] Klell, M., Eichlseder, H., and Trattner, A., "Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik: Erzeugung, Speicherung, Anwendung," ATZ/MTZ-Fachbuch, 4th ed., Springer Vieweg, Wiesbaden, Heidelberg, ISBN 978-3-658-20446-4, 2018.
- [2] Umweltbundesamt, "Abgasgrenzwerte für LKW und Busse (Fahrzeuge ab 2.610 kg; Grenzwerte für die Typ- und Serienprüfungen)," www.umweltbundesamt.de/verkehr/index.htm, https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/420/bilder/dateien/5_tab_grenzwerte-lkw.pdf.
- [3] van Basshuysen, R. and Spicher, U. (eds.), "Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung: Ottokraftstoffe, Erdgas, Methan, Wasserstoff," ATZ/MTZ-Fachbuch, 4th ed., Springer Vieweg, Wiesbaden, ISBN 978-3-658-12214-0, 2017.
- [4] Rottengruber, H., "Untersuchung der Stickoxidbildung an einem Wasserstoff-Dieselmotor," Zugl.: München, Techn. Univ., Diss., 1999, Energietechnik, Hieronymus, München, ISBN 978-3897910478, 1999.
- [5] Wintergoller, D., Klepatz, K., Rottengruber, H., and Lazar, A. (eds.), "Studie zu Aufladekonzepten für einen H2NG-Verbrennungsmotor," 26th ed., 26. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 23.09.2022, 2022.
- [6] Morel, T. and Keribar, R., "A Model for Predicting Spatially and Time Resolved Convective Heat Transfer in Bowl-in-Piston Combustion Chambers," *SAE Technical Paper Series*, SAE Technical Paper Series, SAE International Congress and Exposition, FEB. 25, 1985, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1985.
- [7] Zeilinga, S., Klepatz, K., Rottengruber, H., and Koch, D. (eds.), "Studie zu Aufladekonzepten für Wasserstoffverbrennungsmotoren," 23. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 20. - 21. September 2018, 2018.
- [8] Zhu, H. and Duan, J., "Research on emission characteristics of hydrogen fuel internal combustion engine based on more detailed mechanism," *International Journal of Hydrogen Energy* 44(11):5592–5598, 2019, doi:[10.1016/j.ijhydene.2018.08.044](https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2018.08.044).
- [9] WANG, J., HUANG, Z., TANG, C., MIAO, H. et al., "Numerical study of the effect of hydrogen addition on methane–air mixtures combustion," *International Journal of Hydrogen Energy* 34(2):1084–1096, 2009, doi:[10.1016/j.ijhydene.2008.11.010](https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2008.11.010).
- [10] International Association for Hydrogen Energy (ed.), "International Journal of Hydrogen Energy: Effect of the combustion model and kinetic mechanism on the MILD combustion in an industrial burner fed with hydrogen enriched fuels," vol. 33, Elsevier, 2008.
- [11] Eicheldinger, S., Waligorski, D., Wachtmeister, G., and Jaensch, M., "Leistungspotenzial von Wasserstoffverbrennungsmotoren für Industrieanwendungen," *MTZ Motor-*tech** Z 83(10):58–62, 2022, doi:[10.1007/s35146-022-0859-x](https://doi.org/10.1007/s35146-022-0859-x).
- [12] Arnberger, A., Grabner, P., Eder, M., and Raser, B., "Wasserstoffverbrennungsmotor für CO2-neutrale Nutzfahrzeuge," *ATZ Heavy Duty* 14(3):36–41, 2021, doi:[10.1007/s35746-021-0434-2](https://doi.org/10.1007/s35746-021-0434-2).
- [13] Kettner, M. and Zahoransky, R., "Stationäre Kolbenmotoren für energetischen Einsatz," in: *Energietechnik*, Springer Vieweg, Wiesbaden:247–297, 2022.
- [14] Eisazadeh-Far, K., Moghaddas, A., Metghalchi, H., and Keck, J.C., "The effect of diluent on flame structure and laminar burning speeds of JP-8/oxidizer/diluent premixed flames," *Fuel* 90(4):1476–1486, 2011, doi:[10.1016/j.fuel.2010.11.020](https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.11.020).

Wasserstoff / Gasinjektor für On-Road- und Off-Road Anwendungen

Bernd Niethammer*, ITAZ GmbH, Königsfeld im Schwarzwald
Christian Mayer, MCM, Königsfeld im Schwarzwald
Christoph Weber, TC-Engineering Thomas Claus, Ulm

Kurzbeschreibung

Die Fa. ITAZ hat vor ca. 1,5 Jahren begonnen ein gasaktuiertes vorgesteuertes Injektor-/Einblasventilkonzept zu entwickeln. Der einzigartige Injektor ist für die Anwendung mit gasförmigem Wasserstoff sowie anderen Gasen und Gemischen geeignet.

Das Injektorprinzip ist einfach skalierbar und somit in klassischen PKW-, Nutzfahrzeug- und Großmotoren einsetzbar.

Wir beschreiben in unserem Vortrag die Auslegung für einen klassischen Nutzfahrzeugmotor der als Referenz für die weitere Beschreibung und die weiteren Messungen dient. Folgend gehen wir auf die konzeptbedingten und anwendungsspezifischen Eigenschaften des ITAZ DI-Gasinjektors ein und untermauern diese mit Simulationsergebnissen. Bei den Simulationen gehen wir auch auf die prinzipbedingten positiven Eigenschaften wie u.a. Mengenspreizung, niedrige Druckverluste, Nadelhubvariationsmöglichkeit und einfaches Steuerverhalten ein, aber auch auf die thermodynamisch nutzbaren Möglichkeiten des Injektors eine Brennverfahrensentwicklung flexibel zu unterstützen. Die Versuchsergebnisse auf dem Injektorprüfstand (Funktion und Dauerlauf) aber auch am Einzylinderaggregat im PFI- und DI-Betrieb zu u.a. Dichtheit, Shot-to-Shot Reproduzierbarkeit, Mengenverhalten und Ansteuerung runden den Vortrag ab.

Abstract

About 1.5 years ago, ITAZ started to develop a gas-actuated, pilot-operated injector / injection-valve concept. The unique injector is suitable for use with gaseous hydrogen as well as other gases and gas-mixtures.

The injector concept is easily scalable and can therefore be used in classic passenger car engines, commercial vehicle engines and also large bore engines.

In our lecture we describe the injector design for a classic commercial vehicle engine, which serves as a reference for the further description and further measurements. In the following, we will go into the concept-related and application-specific characteristics of the ITAZ DI-gas injector and underpin them with simulation results. In the simulations, we look at the principle-related positive functions such as quantity spread, low pressure losses, needle stroke variation and simple control behavior, but also at the possible injector characteristics to flexibly support the development of the combustion process. The test results on the injector component test bench (function and durability) but also on the single-cylinder motor in PFI- and DI- operation mode, with focus on e.g. tightness, shot-to-shot reproducibility, quantity behavior, injector-control will finalize the presentation.

* Speaker/Referent

Einführung

Die Zielsetzung in der EU, eine CO₂-freie und damit defossilisierte Mobilität spätestens bis 2035 zu realisieren, benötigt in Zukunft u.a. Wasserstoff als Energieträger. Dafür ist es notwendig eine sektorenübergreifende geschlossene Kette (Erzeugung, Speicherung, Transport und Nutzung) und damit eine weltweite Verfügbarkeit von Wasserstoff abzubilden.

Eine zukünftige Antriebsmaschine erfordert Kriterien wie z.B.: Passgenauigkeit und Robustheit der Technologie auf die Anforderungen, Reinheit des verfügbaren Wasserstoffs, TCO im Vergleich der Alternativen. Diese Kriterien führen zu einer anwendungsbezogenen Auswahl der verfügbaren Technologien.

Im Gleichschritt der Implementierung der Technologien wird die „Time to Market“ entscheidend sein. Dafür sind folgende Faktoren maßgeblich: verfügbares Knowhow, notwendige Investitionen, verfügbare Lieferketten, Service-Organisationen und der Reifegrad der Technologie. Der DI-Wasserstoff-Verbrennungsmotor stellt einen interessanten und aus Sicht von ITAZ sehr guten Lösungsansatz dar, welcher für eine Vielzahl der Anwendungen alle notwendigen Kriterien erfüllen kann.

Die Summe, der auf die veränderten Bedingungen für den Betrieb mit Wasserstoff, abgestimmten Komponenten und deren Reifegrad bildet die Basis für den Serieneinsatz der Technologie.

Da die direkte Einblasung von Wasserstoff in den Brennraum eines Verbrennungsmotors auch neue Anforderungen an die Einblaseinheit stellt, hat sich die Fa. ITAZ vor ca. 2 Jahren auf den Weg gemacht, das Potenzial des nahezu CO₂-freien, aber CO₂ neutralen und emissionsarmen, wirkungsgradstarken H₂ DI-Verbrennungsmotors mit einer speziell auf den Wasserstoff zugeschnittenen Einblaseinheit zu stützen.

Den deutlich herausfordernden Stoffeigenschaften des Wasserstoffes wie geringste Dichte, niedrige volumetrische Energiedichte, geringe Schmierfähigkeit, hohe Absorptionsfähigkeit und hohe Flüchtigkeit, ist dabei zu begegnen.

Um ein Optimum der verbrennungsmotorischen Performance zu erreichen und die potenziell hohen Wirkungsgrade zu bestätigen, die Dauerhaltbarkeit und niedrigen Emissionsziele zu realisieren, müssen Parameter wie eine gute Homogenisierung und damit eine schnelle und gezielt ausgerichtete Mengeneinbringung, eine große Mengenspreizung (Leerlauf zu Vollast), Trockenlauffähigkeit und eine sehr gute innere und äußere Dichtheit erreicht werden und in der Konzeption der Einblaseinheit berücksichtigt sein. Weiterhin muss die Größe des Injektors so gestaltet sein, dass möglichst wenig Änderungen an bestehenden Zylinderkopf-Konzepten vorgenommen werden müssen.

Die im weiteren behandelte Wasserstoff DI-Mitteldruck-Auslegung (bis 50 bar Einblasdruck), einem Zylindervolumen von ungefähr 2l, einer Leerlaufmenge von 5mg und einer Vollastmenge von 100mg, dient zur Veranschaulichung des Potenzials des Konzeptes und ist auf andere Zylindergrößen, Einblasdrücke, Gase und Mischgase einfach anpassbar.

Injektorprinzip

Injektorendüsen lassen sich über zwei Grundprinzipien ansteuern; die direkte Ansteuerung der Düsennadel mit einem Magnet, einem Piezo oder alternativ über eine Aktuierung mit einem Pilotventil und damit eine vorgesteuerte Betätigung der nach außen oder innen öffnenden Düsennadel.

Die Vorteile der indirekten Steuerung sind ein kleinerer Injektor im Durchmesser, ein kleinerer Elektromagnet oder Piezo mit geringerer Leistungsaufnahme bei deutlich größer skalierbarem Nadelhub. Das Pilotventil benötigt deutlich kleinere Hübe und Kräfte und optimiert damit die Dynamik des Injektors. Technologisch ergeben sich damit deutlich kürzere Einblaszeiten und dadurch mehr Zeit für die Homogenisierung. Diese ist sehr wichtig und kann durch eine Strahlführung weiter beeinflusst werden, wie auch in den Simulationsergebnissen und Schlierentests zu sehen ist. Strahlführungen können in unterschiedlichen Ausführungen an der Düse abgebildet werden, hierzu ist eine enge Zusammenarbeit mit den Motorenentwicklern erforderlich. Die indirekte Steuerung erfolgt über den Wasserstoff, so dass kein zweites Medium benötigt wird. Die anfallende Steuerleckage kann in den Saugbereich zurückgeführt und beim nächsten Brennszyklus mit verbrannt werden.

Ansteuerung Injektor:

Angesteuert wird der Injektor mit einem elektromagnetischen Aktuator.

Auslegungskriterien sind die notwendigen Ansteuerzeiten, ausreichend Kraft und genügend Hub für die Betätigung des Pilotventils. Aufgrund der geringen Viskosität des Wasserstoffs oder auch anderer Gase, wird für das Ventil ein sehr geringer Hub benötigt. Dadurch kann der Elektromagnet sehr klein ausfallen und ist sehr effizient. Wie an den Abmessungen in Bild 1 zu sehen, ist der Injektor für die gewählte Auslegung mit 23,5mm Durchmesser inklusive Magnet vergleichbar mit heutigen Dieselinjektoren. Mit unterschiedlich langen Düsenausführungen bei gleicher Magnetauslegung ergibt sich eine weitere Flexibilität.

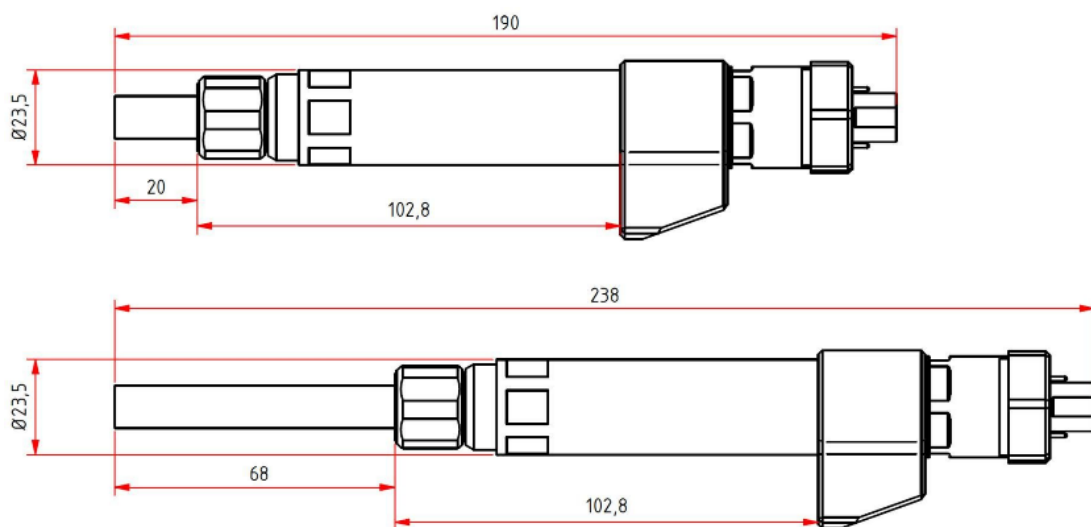


Bild 1: Dimensionen H2 Injektoren

Vorsteuerung:

Eine Besonderheit des ITAZ Injektorkonzeptes ist die Vorsteuerung mit dem vorhandenen gasförmigen Betriebsmedium. Es kann damit verhindert werden einen zweiten Betriebsstoff mitzuführen, abdichten und konditionieren zu müssen. In diesem Fall wird Wasserstoff verwendet, es können aber auch andere Gase und Gemische je nach Kraftstoff zum Einsatz kommen. Die Kompressibilität der Gase hat aufgrund der vergleichsweise hohen Drücke keinen signifikanten Einfluss auf das Steuerverhalten. Die ersten Versuche bestätigen die in der Simulation erzeugten Ergebnisse. Bei richtig ausgelegter Mechanik ergibt sich eine hohe Qualität für die Injektorperformance.

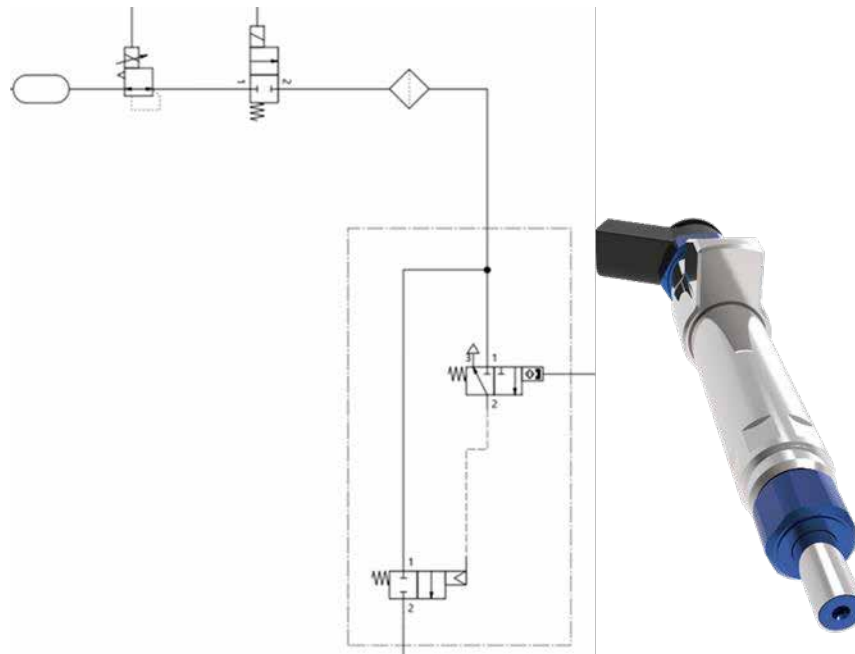


Bild 2: Prinzipschaltbild des vorgesteuerten Injektors

Einblasmenge und Nadelhub

Die notwendige Spreizung der Einblasmengen zwischen Leerlauf- und Volllastmenge (1:20 oder größer) kann über eine komplett geöffnete Düse bis hin zu kleinsten Mengen und für den Druckregler in einem guten Regelbereich im nicht ballistischen Betrieb abgebildet werden, woraus unter anderem das Potenzial eines sehr stabilen Leerlaufs resultiert. Die Einblasdruckvarianz und die Flexibilität bzgl. der Brennverfahrensentwicklung und der Anwendung, ohne in die äußeren Dimensionen des Injektors einzugreifen zu müssen, wird dadurch deutlich gesteigert. Allerdings ist die Steuerung des Injektors im ballistischen Bereich heute Stand der Technik und erste Funktionsergebnisse zeigen einen äußerst stabilen ballistischen Betrieb des Injektors. Die Mengenspreizung und der ballistische Bereich kann aber auch über die prinzipbedingte Flexibilität des Nadelhubs verändert werden. So sind für diese Auslegung des Injektors bis zu 450µm Hub ohne weiteres machbar (Bild 3). Je nach Anwendung sind aber auch größere Hübe realisierbar.

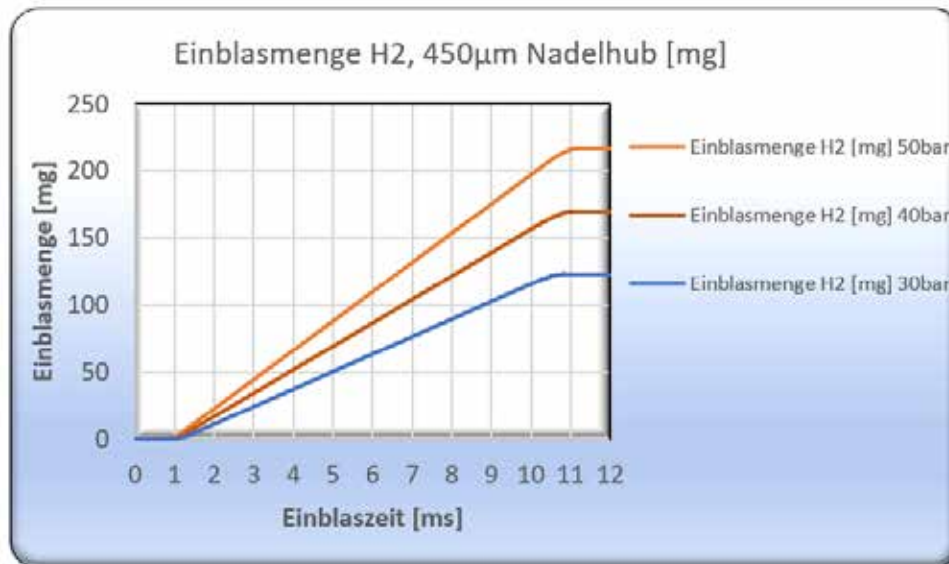


Bild 3: Einblasmenge 450µm Nadelhub simuliert

Dichtheit und Ansteuerung

Eine wichtige Funktion des Injektors ist die Dichtheit nach innen und nach außen. Am Injektorkörper nach außen ist diese durch klassische Elastomerdichtungen abgesichert. Die funktionale Dichtheit der Düse wird metallisch über eine präzise Herstellung realisiert. Alternativ sind weitere Designoptionen in der Entwicklung um die Anforderung einer dichten Düse von $\ll 1\text{g/h H}_2$ zu erreichen. Erste Versuche zeigen bereits weiteres Potential.

Um die Streuung von Injektor zu Injektor zu reduzieren kann der Nadelhub während der EOL (Serien-Funktionsprüfung) mechanisch eingestellt werden. Diese Fein-Justage ist einfach durchführbar und kann, wenn notwendig, zu einer Injektorsatz-Chargierung verwendet werden. Die Ansteuerung über den derzeit vorgesehenen Magneten ist sehr einfach und kann über „Peak and Hold“ abgebildet werden.

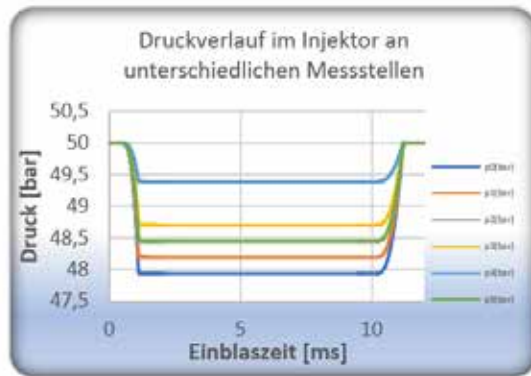
Simulationsergebnisse

Simulationsumgebung

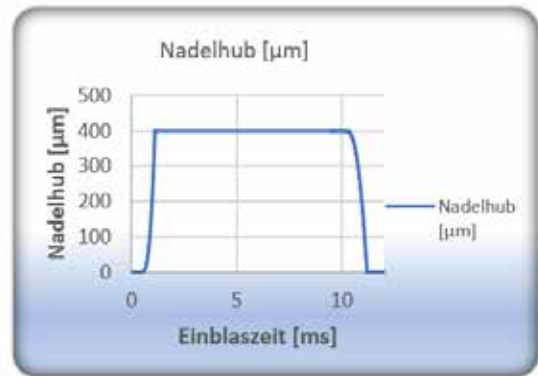
Für die Auslegung der Injektorbauteile und das Einblasverhalten in den Brennraum sind Simulationen durchgeführt worden. Mittels einer eigens für dieses Injektorprinzip generierten 1D Simulationsumgebung wurden Parameter wie Einblasmenge, Einblasrate und Steuerverhalten ermittelt. Eingangsgrößen sind Magnetsteuerzeiten und Kräfte, Gasdruck, Federkräfte, Massen und viele weitere physikalische Werte; in Summe sind 60 Parameter in Verwendung.

Druckverluste über Injektor

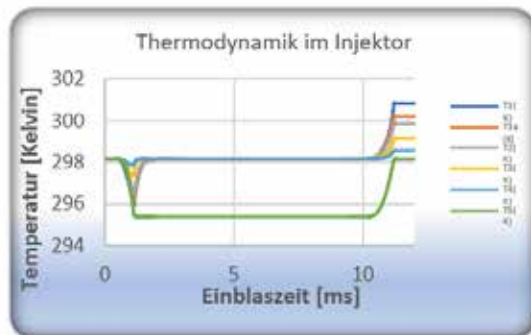
Geringe Druckverluste sind für die Effizienz des Injektors ein wichtiger Parameter. Vom Eingang des Injektors bis zur Düse werden an verschiedenen Stellen (Bild 4; V1 bis V5) im Injektor die Druckverluste ermittelt. Bei einem Druck von 50bar und einem Druckverlust von etwas mehr als 4% über den Injektor wurde ein guter Wert erreicht, um noch mit hohem Druck an der Düse einblasen zu können.



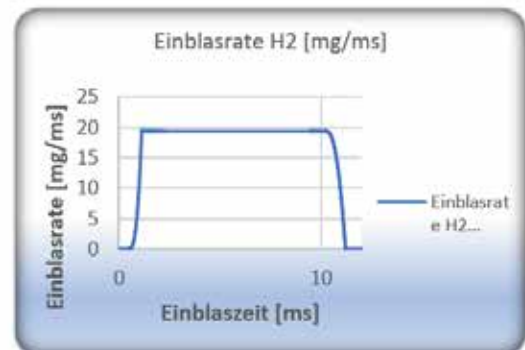
Druckverlauf und Verluste im Injektor bei Volllast 100mg



Simulation des Nadelhubs



Thermodynamik im Injektor bei Volllast 100mg



Simulationsergebnis der Einblasrate bei 400µm Nadelhub

Bild 4: 1D Simulationsergebnis der Einblasrate bei 400µm Nadelhub

Dies ermöglicht eine verbesserte Kinetik der Einblasung, um den Wasserstoff tief in den Brennraum einzubringen. Durch die gute Effizienz des Injektors ergeben sich Potenziale für eine verbesserte Nutzung des Tankvolumens. Für eine physikalisch gute Berechnung wird auch die Thermodynamik im Injektor berücksichtigt, je nach Gas und Dynamik kann dieser Wert einen weiteren signifikanten Einfluss haben.

Die wichtigsten Kriterien für die Bewertung der Injektorperformance sind der Nadelhub in Kombination mit der Einblasrate, die Einblasmenge über der Öffnungszeit der Nadel sowie der Anstieg der Einblasrate zu Beginn des Öffnens der Nadel. Beim Einsatz von Gasen ergibt sich eine sehr präzise Korrelation zwischen dem Nadelhub und der Einblasrate, erklärbar durch die geringe Reibung des Gases im Injektor. Die Vorteile zeigen sich bei der „Shot to Shot“ Streuung mit guten Ergebnissen. Prinzipbedingt ist auch die zur Vorsteuerung benötigte Menge eine wichtige Größe. Simulatorisch zu erwarten sind Vorsteuerleakagemengen von 0,5-1% der Einblasmenge, abhängig vom Druckniveau und der geforderten Dynamik der Ansteuerung. Gemessene Schaltleakagen bei z.B. 1660rpm, 30bar wurden mit ca. 0,035g/s H₂ ermittelt, die Einblasmenge ist dabei nicht entscheidend. Aufgrund der hohen Injektordynamik sind Mehrfacheinblasungen machbar.

Zum Erreichen der notwendigen Motorleistung ist das schnelle und möglichst frühzeitige einbringen der gesamten Menge notwendig, um ausreichend Zeit für eine homogene, Lambda konstante Gemischaufbereitung im Brennraum zu ermöglichen. Die Möglichkeit mit dem ITAZ Konzept flexibel auf die thermodynamischen Anforderungen und Brennraumvolumina zu reagieren zeichnen sich dadurch aus, den Strömungsquerschnitt über den Nadelhub verändern zu können, dies hilft bei der thermodynamischen Adaption der Anwendung. In Bild 5 ist der Mengenverlauf bei unterschiedlichen Drücken über der Einblaszeit aufgetragen. Nach ca. 5ms und 50bar mit einem Hub von 400 µm sind die

gewünschten 100mg eingeblasen. Für die beschriebene Anwendung sind 450µm Hub gut machbar, siehe Bild 3. Auch größere Hübe wurden bereits untersucht.

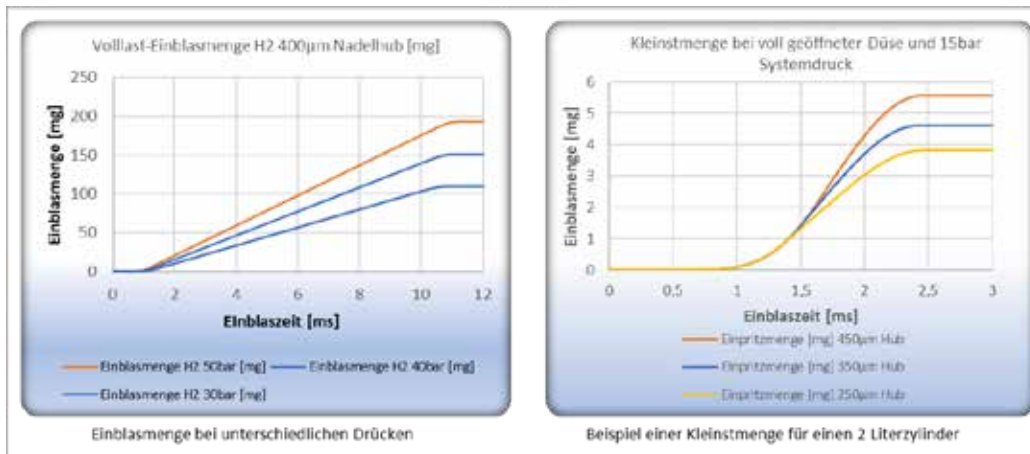


Bild 5: Volllast- und Kleinst-Einblasmenge bei unterschiedlichen Hüben/Drücken

Zum Erzielen der Kleinstmengen ist der Injektor entsprechend ausgelegt, um bei voll geöffnete Düse die Leerlaufmenge einblasen zu können. Kleinere Mengen können im ballistischen Betrieb umgesetzt werden. Die „Shot to Shot“ Varianz ist auch im ballistischen Betrieb sehr akzeptabel. In Bild 9 ist die Kleinstmenge im ballistischen Betrieb ermittelt und 9 Einblasungen übereinander mit sehr guten Ergebnissen dargestellt.

CFD Brennraumsimulation

Die Gemischaufbereitung im Brennraum, um im notwendigen Magerbrennverfahren den höchstmöglichen Wirkungsgrad und minimale Emissionen zu realisieren, ist ein weiterer wichtiger Aspekt für den Erfolg des Wasserstoffmotors. Die Abstimmung der Luftführung im Einlasskanal mit der Strahlführung des Injektors und der Zündungseinheit ist dafür dringend notwendig. Der Injektor bietet durch seine prinzipbedingte Flexibilität die Möglichkeit auf unterschiedliche Anforderungen wie beste Position, notwendige Brennraumpenetration und Strahlführung zu reagieren. Damit ist auch eine Adaption an bestehende Zylinderköpfe möglich. In unserem Beispiel ist die Luftströmung (Drall/Tumble) konstant gehalten worden. Die Simulationen zeigen Variationspotenziale der Düsengeometrie auf.

Simulationen unterstützen die Arbeiten zur Homogenisierung. Bei vorhandenem Zylindervolumen von ca. 2 l werden für die Volllast 100mg Wasserstoff eingeblasen. Untersucht wurden zwei Varianten, eine mit einer Kegeldüse und 120° Sitzwinkel, bündig mit dem Flammdeck und eine mit einer zylindrisch führenden Düse. Der Wasserstoff wird über einen kreisrunden Spalt zentral in den Brennraum geblasen.

Unterschiedliche Strahlführung des Wasserstoffs in den Brennraum

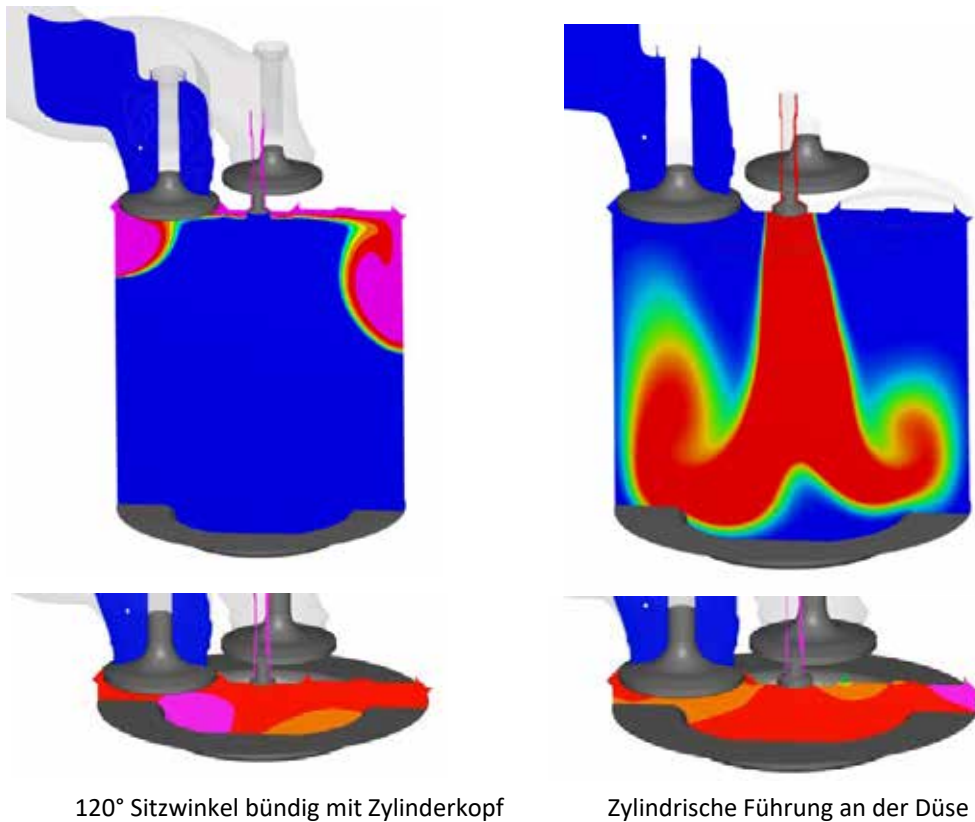


Bild 6: CFD Simulation unterschiedlicher Strahlführungen

Diese Variation zeigt einen deutlichen Unterschied in der Lambdakonzentration. Die 120° Variante lässt den Wasserstoff am Flammdeck entlang gleiten mit Übergängen an die Zylinderwände. Die Lambdaverteilung im OT ist bei dieser Ausführung sehr unterschiedlich und es sind noch deutlich fette Stellen (pink) erkennbar. Die zylindrische Führung bläst den Wasserstoff zentral tief in den Brennraum. Diese Ausführung bringt den Wasserstoff in die Nähe des Kolbens. Durch den aufsteigenden Kolben wird der Wasserstoff aktiv mit der Luft vermischt. Die gewünschte homogene Lambdaverteilung ist hier schon sehr nahe am gewünschten Zustand und der Einfluss der Veränderung signifikant.

Lambda Verhalten im Brennraum

Zündkerzen benötigen zündfähiges Gemisch an der Elektrode. Um die Lambda Entwicklung während der Verdichtung simulativ zu beobachten, wurden an unterschiedlichen Stellen im Brennraum Messpunkte definiert, die nach der Einblasung die Gemischbildung aufzeigen. Die in Bild 7 dargestellten Messpunkte liegen zwischen den Einlass- und Auslassventilen, im Bereich einer potenziellen Zündquelle. Die Kurvenverläufe zeigen die Gemischentwicklung bis zum OT. Mit dieser Simulation lassen sich gezielt Werte für einzelne lokalen Stellen berechnen.

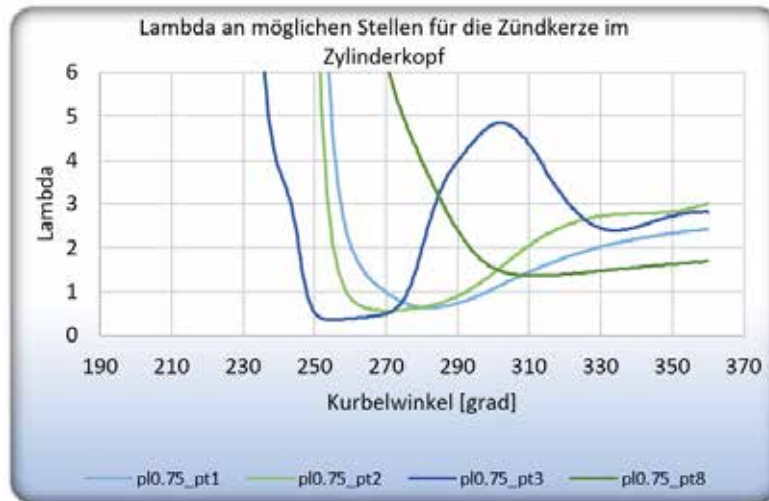


Bild 7: Simulierte Lambdawerte über den Kolbenhub ermittelt

Schlierentest mit Wasserstoff

Die Versuche im Schlierentest mit Wasserstoff bestätigen qualitativ die CFD-Ergebnisse in der Art der Gasausbreitung im Brennraum.

Im rechten Teil des Bildes ist gut die tiefe Penetration des Wasserstoffs mit der zylindrischen Führung zu sehen. In diesem Fall wird er Wasserstoff tief in den Brennraum gebracht. Im Vergleich links die bündig mit dem Flammdeck montierte Düse, welche den Wasserstoff deutlich entlang des Zylinderkopfes verteilt und eine ungünstige Verteilung verursacht.

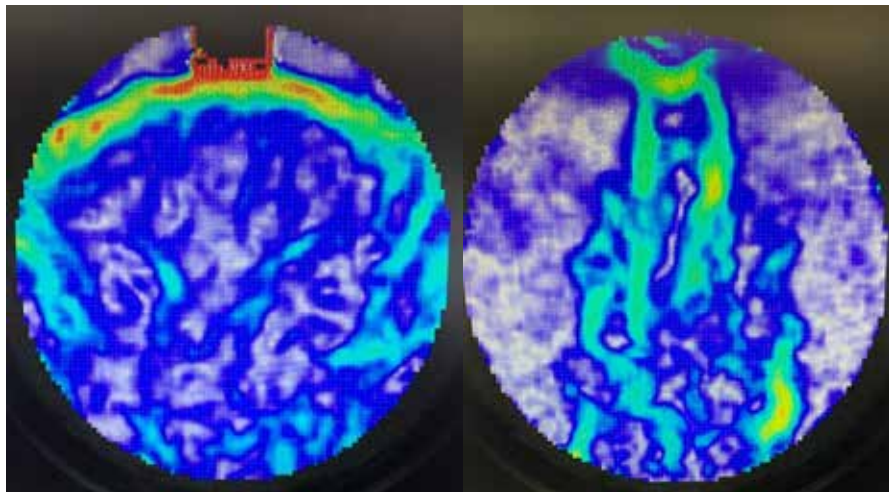


Bild 8: Schlierenaufnahmen mit H₂, links 120° Düse, rechts zylindrische Strahlführung
(Quelle: IFKM-KIT Karlsruhe)

Versuchsergebnisse

Die Messungen am ITAZ Komponentenprüfstand wurden mit Helium durchgeführt.

Mengenspreizung und Reproduzierbarkeit

Eine wichtige Aufgabe des Injektorkonzeptes ist es die Kleinstmenge (5mg) wie auch die Volllastmenge (100mg) zuverlässig einzublasen.

Die Werte können je nach Applikation angepasst werden und sind nur Näherungswerte. Die sich so ergebene Mengenspreizung von 20 kann prinzipbedingt auch vergrößert werden und durch das Einbeziehen des ballistischen Bereichs bei den Kleinstmengen nochmals erweitert werden. Bild 9 und 10 zeigen, die große Reproduzierbarkeit der Einblasungen.

Es wird eine „Shot to Shot“ Reproduzierbarkeit über +/- 3 Sigma von kleiner 2,5% erreicht. Die geringe Reibung der Gase speziell des Wasserstoffes, führen zu einer hohen Reproduzierbarkeit mit geringen Variationen.

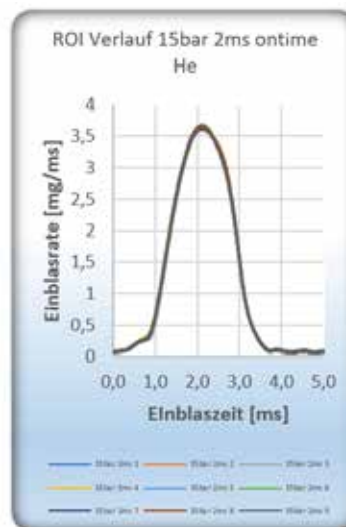


Bild 9: Gemessene exemplarische Kleinstmenge, 9 Einblasung Helium

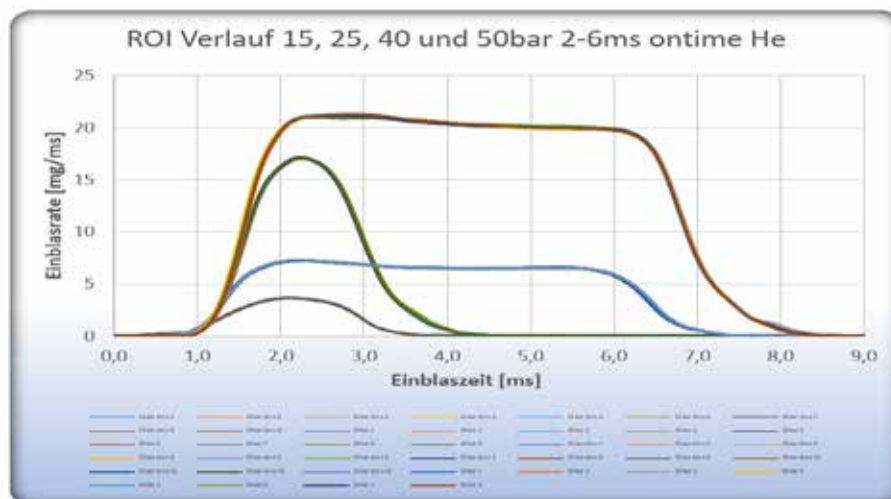


Bild 10: Unterschiedliche Einblasraten, je zwischen 9 und 13 Einblasungen Helium



Bild 11: Injektor mit langer Düse

Dauerlaufergebnisse

Zur Absicherung der Motorentests werden auf dem Dauerlaufprüfstand die Injektoren im Vorfeld geprüft. Eine Temperierung des Injektors am Prüfstand auf 93°C simuliert dabei die Motortemperatur zur Konditionierung des Injektors. Der Test wurde mit Stickstoff, wie auch mit Helium durchgeführt, um eine Korrelation des Mediums auf den Injektor ableiten zu können. Das Prüfprogramm ist durch unterschiedliche Drücke bis 50bar definiert. Das Ziel war 100h ohne Ausfall und Verschlechterung der Dichtheit zu erreichen. Bei den getesteten Injektoren konnte dies bestätigt werden, teilweise sind diese bis 150h getestet worden.

Mit den gewählten Dichtheitsgeometrien der Düsen zeigt die Rückvermessung weiterhin gleichwertige Shot to Shot Ergebnisse. Die Dichtheit nach allen Test hat sich leicht verbessert und lag bei 0,4g/h Helium bei 30bar.

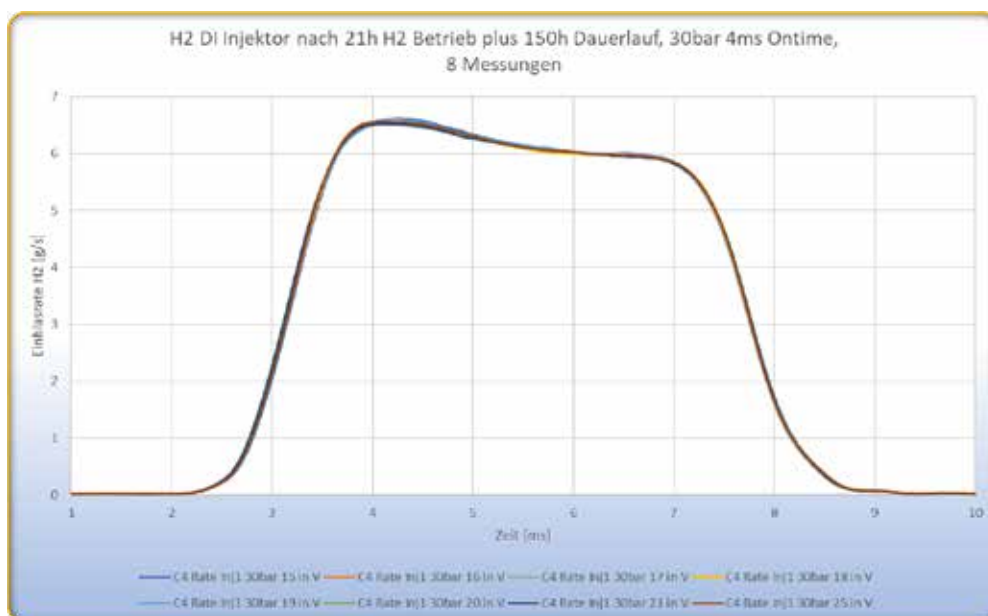


Bild12: Ratenverlauf nach Dauerlauf und Motortest, gemessen mit Helium.

Motorergebnisse

Versuche auf dem Einzylinderaggregat bestätigen die im Vorfeld simulierten und auf dem Komponentenprüfstand erzeugten Ergebnisse. Der Injektor konnte ohne Ausfallzeit in der gesamte Messkampagne betrieben werden und bestätigt die angenommene robuste technische Ausführung. Die gute Wiederholbarkeit, die einfache Ansteuerung (Peak and Hold) und die sehr gute Dichtheit (Betrieb ohne Fehlzündungen) während der Tests runden die Ergebnisse ab.

Die repräsentativen Druckverläufe über 200 Messungen zeigen ein schönes enges Band und damit eine sehr präzise Funktion der Einblasmenge, der Luftströmung und der Zündpräzision am bestehenden Aggregat. Die Nachvermessung am Komponentenprüfstand zeigt, dass die Dichtheit des Injektors durch den Motortest nicht beeinflusst wurde. Der Injektor selbst wurde für weitere Motorentest verwendet.

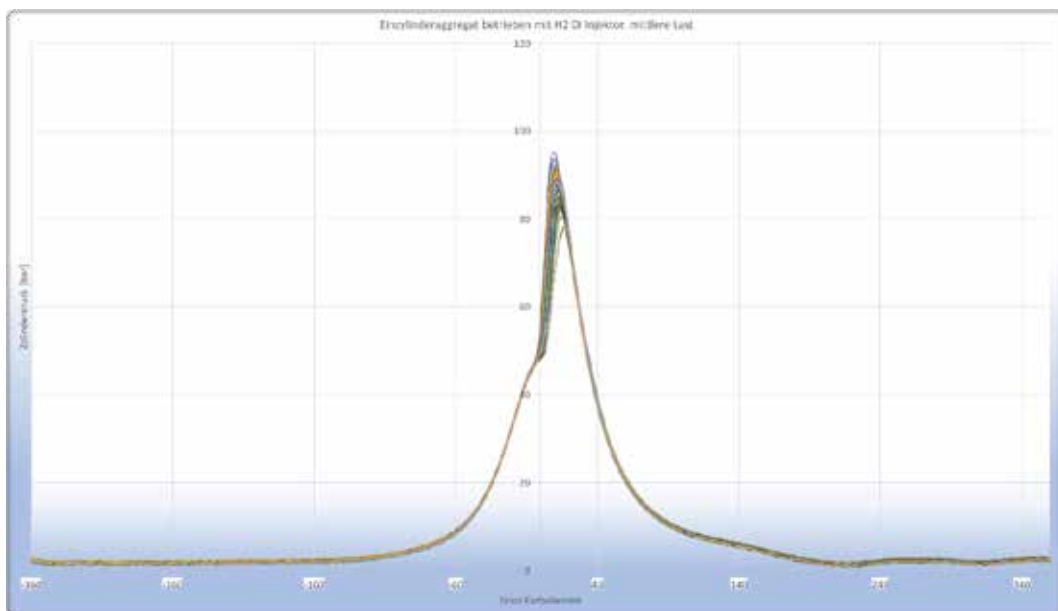


Bild13: Zylinderdruckverlauf am 2 Liter Zylinder mit ITAZ DI Injektor (Quelle: IFKM-KIT Karlsruhe)

Zusammenfassung und Ausblick

Der vorgesteuerte ITAZ DI-Wasserstoffinjektor zeichnet sich durch ein sehr hohes Maß an Flexibilität, auf unterschiedliche Anforderungen der Tribologie und des Brennverfahrens zu reagieren, aus. Die Abmaße des H₂ DI Injektors sind für diese Auslegung vergleichbar mit den Abmaßen der Dieselinjektoren. Die Größe des Injektors ist aber grundsätzlich abhängig von der einzublasenden Menge und dem notwendigen Druck. Das Design des Injektors ist damit auch für PKW-Anwendungen umsetzbar. Bei höheren Zylinderhubräumen kann das Design skaliert und abhängig von den Anforderungen vergrößert werden. Die kraftkompensierte Ausführung der tribologisch beanspruchten Teile, machen durch die konstanten Einflüsse auf die Bauteile, die Entwicklung eines standfesten mechanischen Systems einfacher möglich. Für die sehr hohen Dichtheitsanforderungen liegen konkrete Konzepte vor und befinden sich in der Erprobung. Die für die optimale Abstimmung des Brennverfahrens notwendigen Parameter wie Nadelhub, Einblasdruck, Menge, Düsengeometrie können für die beschriebene Auslegung ohne Veränderung der Außengeometrie angepasst werden. Mit dem über „Peak and Hold“ sehr einfach anzusteuernem Konzept sind sehr kurze Vollast-Einblaszeiten sowie kleine Leerlauf Mengen bei vollständig geöffneter Nadel realisierbar. Es kann eine Mengenspreizung von >20 abgebildet werden. Unter

Verwendung des ballistischen Betriebs kann die Flexibilität für die Brennverfahrensentwicklung weiter erhöht werden. Bei Bedarf sind auch Mehrfacheinblasungen möglich.

Das ITAZ Konzept des vorgesteuerten Injektors ist adaptierbar auf unterschiedliche Gas- bzw. Mischgasanforderungen und ist auch geeignet für sehr niedrige Drücke (ca. 10bar) zur Reichweiten Optimierung. Sollten andere Brennverfahren notwendig sein, ist das System aber auch auf große Drücke adaptierbar. Der Verschleiß bleibt durch die Kraftkompensation im tribologischen System nahezu gleich. Injektoren für kleinere Zylindervolumen wie auch deutlich größere sind bereits im Aufbau und arbeiten mit demselben Prinzipien.

Quellenverweise:

Bild 8 und 13 (Quelle: IFKM-KIT Karlsruhe)

Session 6

Alternative Kraftstoffe - Teil 2 / Alternative Fuels - Part 2

**Moderation: Karsten Stenzel;
WTZ Roßlau gGmbH**

Machine learning algorithms applied to fuel direct injection development: from gasoline to H2 engines.

Dr.-Ing. R. Hellmann*, **Dr.-Ing. M. Botticelli**, **Dr.-Ing. P. Jochmann**,
Dr.-Ing. F. Köppler, **R. Schlüter**
Robert Bosch GmbH, Schwieberdingen, Germany

Abstract

Obtaining an optimal combustion with low emissions and high efficiency requires an optimal fuel mixing in gasoline and H2 engines. The mixture formation is mainly determined by the inner nozzle injector flow in conjunction with the charge motion of the engine. New emission regulations, goal of CO2 neutrality, the demand for high power output and specific customer requirements lead to a continuous development task.

The complex interaction of a direct injection, the corresponding spray pattern (gasoline) or the gas jets (H2) and charge motion represents a high-dimensional parameter space. Due to multidimensional dependencies with a strong non-linear character, modern methods for analyzing flow and combustion phenomena are required.

The present paper highlights the exploitation of computational fluid dynamics (3D-CFD) data from a high number of nozzle flow as well as of internal combustion engine simulations. For this purpose, a semi-automated in-house machine-learning framework is applied to analyze the very large data sets.

First, the origin of the investigated data is described and the parameter structure is analyzed. Applying advanced and innovative data-processing steps enable the creation of general and reliable surrogate models. By use of these models interdependencies between injector geometry, spray characteristics and engine simulation results are identified. Finally, the established surrogate models prove their capabilities by fast prediction of flow parameters with high accuracy.

Kurzfassung

Um eine optimale Verbrennung mit niedrigen Emissionen und hohem Wirkungsgrad zu erreichen, ist eine optimale Kraftstoffmischung in Benzin- und H2-Motoren erforderlich. Die Gemischbildung wird maßgeblich durch die Durchströmung des Injektors in Verbindung mit der Ladungsbewegung des Motors bestimmt. Neue Emissionsvorschriften, das Ziel der CO2-Neutralität, die Forderung nach hoher Leistung sowie spezifische Kundenanforderungen führen zu einer kontinuierlichen Entwicklungsaufgabe.

Das komplexe Zusammenspiel des Strahlbildes einer Direkteinspritzung mit der Ladungsbewegung stellt einen hochdimensionalen Parameterraum dar. Aufgrund der mehrdimensionalen Abhängigkeiten mit stark nichtlinearem Charakter sind moderne Methoden zur Analyse von Strömungs- und Verbrennungsphänomenen erforderlich.

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Analyse von Ergebnisdaten aus einer großen Anzahl von Düsenströmungs- und Verbrennungsmotor-Simulationen (3D-CFD). Hierfür wird ein weitgehend automatisiertes Framework mit Algorithmen des maschinellen Lernens verwendet.

* Speaker/Referent

Zunächst wird die Herkunft der untersuchten Daten und ihrer Parameter beschrieben. Die Anwendung fortschrittlicher und innovativer Datenverarbeitungsschritte ermöglicht die Erstellung allgemeiner und zuverlässiger Ersatzmodelle. Mithilfe dieser Modelle werden Abhängigkeiten zwischen Einspritzdüsengeometrie, Sprayeigenschaften und Motorsimulationsergebnissen identifiziert. Die entwickelten Ersatzmodelle stellen schließlich ihre Leistungsfähigkeit durch eine schnelle Vorhersage von Strömungsgrößen mit hoher Genauigkeit unter Beweis.

Introduction

New emission regulations and the goal of CO₂ neutrality are leading to a challenging transition in the automotive industry, resulting in a diversification of the powertrain [1]. Internal Combustion Engines (ICE) with customer specific component and system requirements will remain present for some time in the market, resulting in continuous development efforts. At the same time the amount of available data will continue to grow, especially through the use of modern virtual product development, which combines a high degree of automation with a variety of computer aided engineering (CAE) methods. For example, 3D Computational Fluid Dynamics (CFD) is widely used to simulate and analyze flow phenomena in internal combustion engines and their components.

Numerical investigations and optimizations of high-pressure gasoline injectors, for example, have generated large data sets [2] [3]. For their analysis modern Artificial Intelligence (AI) methods have been developed and successfully applied [4]. Predictions of the Machine Learning (ML) models are in turn used as boundary conditions to initialize spray simulations, either in a generic chamber or directly in the engine. The approximated initialization by means of ML models allows a variation of the injection component combined with a variation of the operating point and the calibration strategy of the engine. Within one study, multiple - often more than 1.000 - dynamic 3D-CFD engine simulations are performed on a high-performance computer for a comprehensive insight. The combined variation of injector and engine parameters results in a complex interaction of two nonlinear, high-dimensional systems, whose in-depth analysis requires the use of modern methods. A promising approach within virtual product development is the use of Knowledge Discovery (KD) frameworks using advanced technologies such as artificial intelligence and machine learning [4].

Such a modular interdisciplinary AI-based KD framework has been built to analyze data from the development of Gasoline Direct Injection (GDI) systems [5]. This in-house framework is called python Mining Internal Combustion Engines and Electrics (pyMICE²). One goal in the development of pyMICE² is to fully exploit the potential of big data in product development, regardless of the domain. When supporting numerical or experimental investigations, the entire parameter space is analyzed, revealing and quantifying relationships. The result is a deepened understanding of the underlying physical relationships and the behavior of the component or system. The advanced data analysis used is largely based on the novel AI-algorithm XGB-NSGAI [6]. This algorithm provides robust and transparent ML models whose decisions can be easily understood from a human perspective. This so called "understandable AI" goes beyond the widely used concept of black-box AI. For engine applications, the ability to understand how design parameters, engine calibration, operating conditions, etc. affect the objective parameters, like fuel consumption or emissions, is required to find optimal configurations. Furthermore, the XGB-NSGAI models can also be applied to predict new, unknown designs, replacing costly and time-consuming evaluations.

In recent years, the use of artificial intelligence in the development of GDI components and calibration strategies has become widespread, e.g. an overview of the use of Artificial Neural Networks for ICE development is provided in [7] and the application of Gaussian

Processes for instances can be found in [8] [9]. The algorithm-based knowledge extraction will derive different results than the human expert judgement. With successful collaboration between these two disciplines, this represents a potential source of additional knowledge. However, challenges arise when different disciplines, such as mechanical engineers, machine learning engineers or data scientists work together. In addition to the different levels of knowledge in each discipline, different terminologies, different problem-solving strategies, etc. make communication difficult [10]. These difficulties often lead to inefficient collaboration and associated knowledge loss, a well-known bottleneck of KD frameworks [11] [12]. Using the GDI datasets analyzed in this paper as an example, it can be shown how clearly defined interfaces between domain experts and Data Scientists on the one hand and clearly formulated development or project goals on the other hand contribute to a successful collaboration between the two disciplines.

This thesis first presents the methodological approach for the use of artificial intelligence in the development of components and operating strategies of the gasoline engine. Special attention is paid to the interface between domain experts and data scientists. This applies to both the provision of data by the domain expert and to the provision of knowledge by the data scientist. Subsequently, the introduced KD framework pyMICE² is applied to CFD simulations of the internal flow of the valve seat of a high-pressure gasoline injector and the resulting spray plumes.

The resulting ML models are used to initialize the gasoline spray in engine simulations. The use of these approximation models allows the generation of large data sets, e.g. 500 time-resolved 3D CFD engine simulations are considered in this paper. In the next section these results are analyzed using pyMICE². The last part shows how the methodological knowledge gained in the development of GDI applications can be transferred to hydrogen applications. For this purpose, it is schematically shown which steps on the part of the domain experts and which further developments of the KD framework pyMICE² have to be taken in order to support the current and future development of new propulsion technologies. Due to the immense potential of the hydrogen engine to achieve the goal of CO₂ neutrality in the mobility sector, there are many research and development activities [1]. Therefore, the requirements for future virtual H₂-development by means of CFD and the process of knowledge discovery are pointed out.

Methodology

In the presented work, the in-house Knowledge-Discovery framework pyMICE² is applied. The framework was presented by Botticelli [5] and has already been successfully applied to problems related to ICE [6] [4]. The closed flowchart in Figure 1 depicts the main modules of this framework and how they are related to each other. The flowchart focuses on six machine-learning steps: Data Preprocessing, Data Exploration, Model Selection, Model Validation, Model Exploration and Model Exploitation. The interfaces to the Domain Expertise are symbolized by the provision of Raw Data and the receipt of Knowledge. The Data Preprocessing step involves the cleaning, transformation, and normalization of data to be prepared for the further analysis. The second module, the Data Exploration, corresponds to summarize and visualize the data to understand its features and distributions. Next, the Model Selection module selects the best ML model that can provide maximum accuracy and generalization. The best model depends on the objective to be solved and the structure of the preprocessed data.

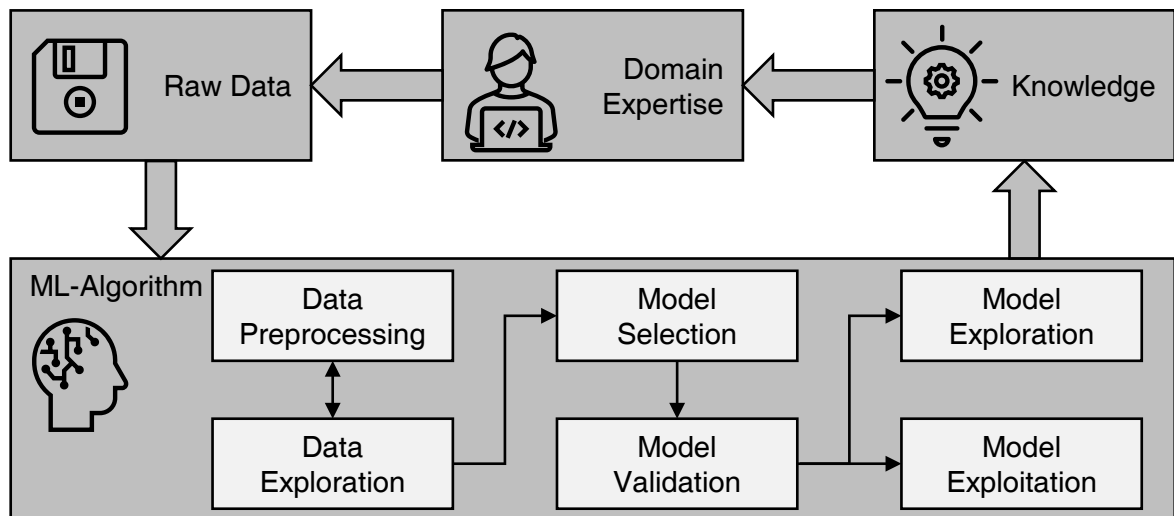


Figure 1: Modules of the Knowledge-Discovery Framework *pyMICE*², based on [13].

An Hyperparameter Optimization (HPO) based on the Non-Sorting Genetic Algorithm-II (NSGA-II) is performed for each ML model so that its properties are accurately fitted to the underlying data. To prove the generalization ability during Model Validation the Preprocessed Data are divided: 80% of the data are used for the Hyperparameter Optimization (HPO with NSGA-II) and 20% are kept for the final Model Selection and Model Validation, see Figure 2. In the module Model Validation, the performance on new, unseen data is evaluated to determine its generalization capabilities and to prevent overfitting.

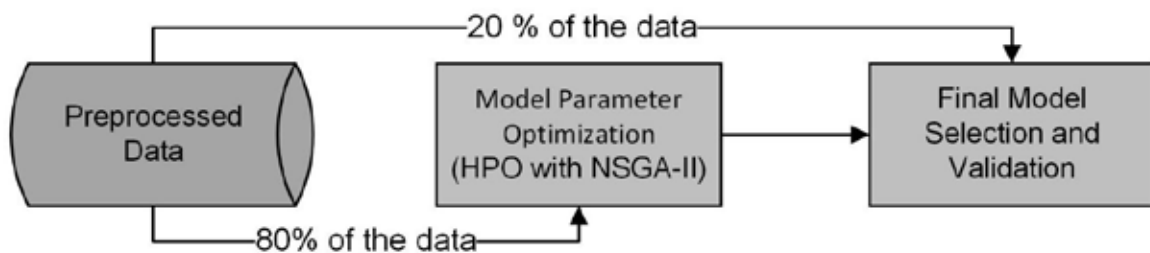


Figure 2: 20-80% data split for Model Selection and Model Validation of the Knowledge-Discovery Framework *pyMICE*², based on [13].

After the best ML model is trained, selected and validated, knowledge can be extracted through Model Exploration and Model Exploitation. With sufficient predictive accuracy, these ML models can be used to uncover complex physical relationships that help solve the problem.

Model Exploration refers to the process of understanding the model structure and thereby quantifying the relationships between inputs and outputs. *pyMICE*² uses the Machine Learning algorithm XGBoost [14] which iteratively composes an ensemble of simple decision trees. Due to the tree structure a numeric value can be calculated that indicates the contribution of each feature to the change of the model output. This so-called feature importance highlights which features have a high influence on the objective and allows to focus on a subset of features during the analysis of the underlying physical phenomenon. A deeper insight into the individual effect of a feature on the objective can be gained by calculating and visualizing so-called partial dependencies. The presented methods of Model Exploration enable a white-box AI approach by fast and data-driven interpretation of physical quantities.

Model Exploitation refers to the use of a selected model to make predictions about new features, e.g., to perform generic studies on a subset of the design space, to perform optimizations, etc. Such use cases are possible because the use of ML algorithms requires almost no further evaluation costs and the results are available in a fraction of a second.

In addition to the Machine-Learning Algorithms implemented in the KD framework, one focus of this work is on the interfaces between Domain Expertise and the ML Algorithm of pyMICE². The flowchart depicted in Figure 1 is extended by the activities that are necessary to enable the interfaces from the perspective of Domain Expertise as well as from the perspective of the ML algorithm. Five essential steps for both the provision of raw data and of knowledge are shown in Figure 3 and described in detail below.

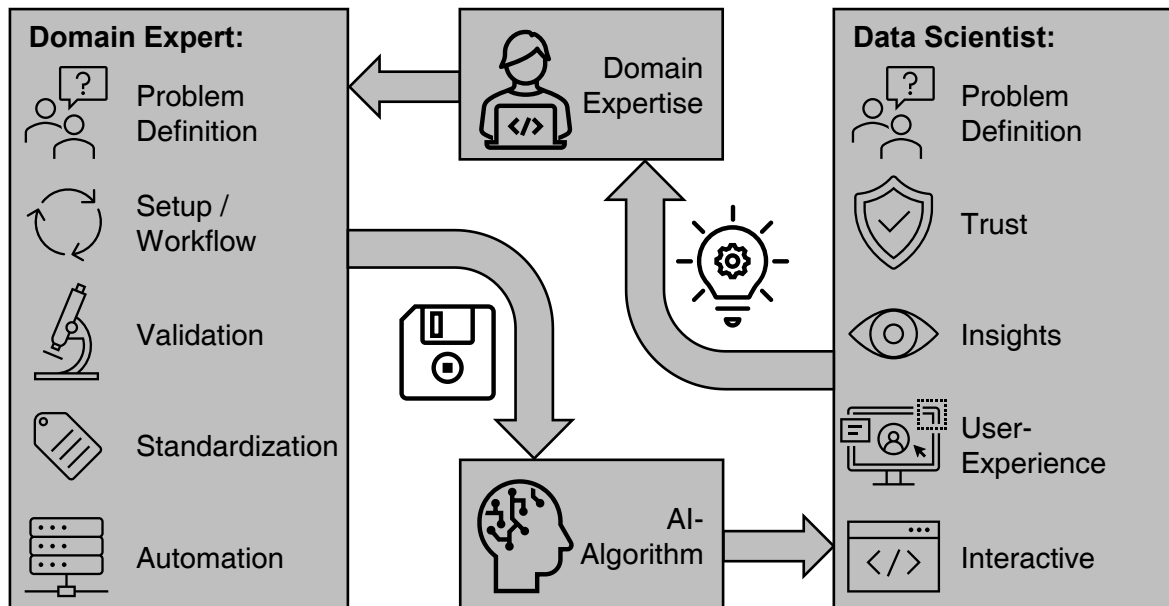


Figure 3: Activities required to enable the interfaces for the pyMICE² knowledge discovery framework. On the left are five steps to provide usable and valuable raw data and on the right are five steps to provide new problem-related knowledge.

First, the requirements that KD frameworks such as pyMICE² place on the generation of raw data and thus on Domain Expertise are listed:

1. **Problem definition:** Accurately answering a technical question requires a thorough understanding of the component or system being analyzed. This includes a clear separation of the domain of interest and, associated with this, information about the most accurate conditions at the system boundaries. In addition, objective values Y (outputs of the analysis) are defined that are appropriate to the problem. In order to improve or optimize these outputs, a set of variable parameters X (investigation inputs) and their bounds must be defined. In the following the vector X is also referred to as the design space.
2. **Setup/Workflow:** To obtain valid and meaningful results, an experimental or numerical setup/workflow must be established for conducting experiments within the design space. In addition to the input variables, this includes collecting the objective variables and other data to answer the defined problem and for any necessary validation.
3. **Validation:** The process of comparing results from either an experimental setup or simulation settings is necessary to ensure accuracy and reliability. For example, in the case of numerical experiments, the results can be compared with experimental data. By ensuring agreement, confidence in the simulation results is increased and the uncertainties of the approach used can be estimated. Quantifying the

uncertainties can be helpful in later interpretation of the results, e.g., at what point a difference in the objectives can be considered significant.

4. **Standardization:** Ideally, an experiment should be deterministic, i.e., repeatable with the same result. Specifically, in ICE development, this means that the results of an experiment are independent of the person, place, time, etc. at which the experiment is performed. This simplifies the subsequent selection of ML models and increases their precision. Furthermore, all quantities involved should be stored with the same labels in the same format. Such standardization shortens the data preparation process and ensures that all relevant variables are included in the data set.
5. **Automation:** Only with a high degree of automation, or full automation, is it possible to create the large data sets needed to understand the problem and build the ML model. Appropriate methods can minimize both the time and the cost of generating these data sets. Common methods for exploring the design space include DoE, Active DoE, Bayesian Optimization, and others. Especially for large data sets, adequate storage of the data must also be ensured. Often a trade-off between available storage resources and desired resolution must be found.

Once the aforementioned five points can be provided by the domain side, ML models can be built, explored and exploited. The following five points are then essential for a successful integration of the knowledge into the domain expertise with minimal loss:

1. **Problem definition:** The problem described by the domain expertise is of central importance and is necessary for a targeted provision of knowledge. In particular, the transformation of a technical problem into a mathematical description should be as precise as possible to avoid misinterpretation in the KD process.
2. **Trust:** Trust in a machine learning model refers to the degree of accuracy of the model's predictions. Confidence in knowledge can be established by evaluating the approximation properties of ML models using statistical methods such as mean accuracy and confidence interval.
3. **Insights:** The specific knowledge of the ML models must be prepared according to the question and the addressee. This creates a deeper understanding of the relationships in the data and can be used as the basis for better, data-driven decisions - a first step towards AI in product development.
4. **User Experience:** As already described in the introduction, the different backgrounds of a classical engineer and a data scientist can lead to difficulties in collaboration, e.g., due to different approaches or different nomenclatures. Providing a good user experience by the data scientists motivates the domain expert and provides the opportunity for successful collaboration and common understanding. The use of Graphical User Interfaces (GUI), automatic generation of reports/presentations, standardized knowledge preparation for high etc. simplifies and reduces difficulties in collaboration.
5. **Interactive:** An abstracted, interactive interface enables autonomous knowledge acquisition within the domain expertise. In this way, problem-specific questions can be answered directly by the expert with the help of data-based knowledge acquisition, and the communication difficulties described above can be eliminated. One possible way is to combine interactivity and user experience in a GUI.

In the next two sections, the methodological approach presented here for the collaboration between domain expertise and the discipline of machine learning is applied to the component high-pressure gasoline injector and the GDI-ICE system. In the chapter Knowledge transfer to H2 engines, Figure 3 is used to show recent developments.

Valve seat of a high-pressure gasoline injector

Previous studies have identified the valve seat of the high-pressure gasoline injector as an essential component in providing an optimal air-fuel mixture and thus achieving optimal combustion with minimum emissions and highest possible efficiency [15] [16]. Multiple holes

are drilled into the valve seat by laser resulting in an enormously large possible design space. Based on the existing domain knowledge, eight geometric parameters are varied in this work - the so-called design space X consisting of: circumferential step height st_h , inclination angle α , needle lift height nl_h , spray hole conicity Ψ , spray hole diameter sh_d , spray hole length sh_l , pre-hole diameter ph_d and the pitch circle diameter pc_d .

$$X = [st_h, \alpha, nl_h, \Psi, sh_d, sh_l, ph_d, pc_d]$$

The effects of the geometry variations on the flow through the valve seat and the resulting fuel spray are investigated based on four objectives: fuel turbulence kinetic energy k , fuel massflow \dot{m} , spray plume angle τ , spray plume targeting radius r_t – the objective space Y :

$$Y = [k, \dot{m}, \tau, r_t]$$

The schematic section through the valve seat in Figure 4 schematically shows the design space X based on the geometry and the objective space Y based on the inner-nozzle flow and spray.

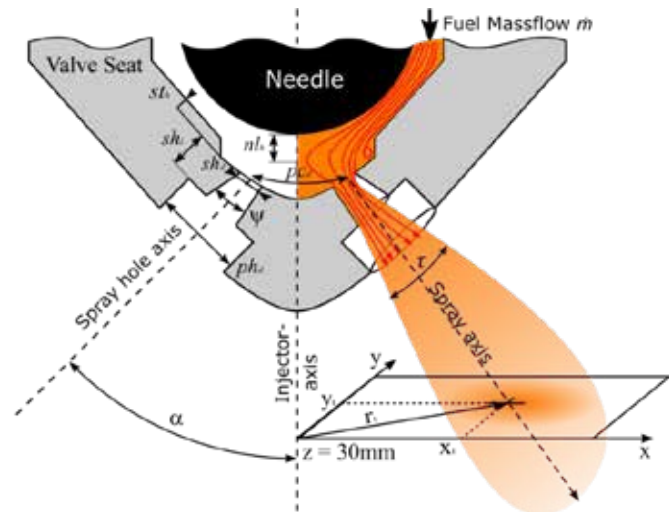


Figure 4: Parametrized design and objective space of a high-pressure gasoline valve seat, based on [21]

For such systematic investigations in high-dimensional and nonlinear design spaces, a standardized, fully automated 3D-CFD workflow has been developed and first presented in [3]. Figure 5 shows a simplified flowchart, in which transient Eulerian 3D-CFD inner-nozzle flow simulations are coupled with transient Euler-Lagrange 3D-CFD spray simulations using the discrete-droplet method.

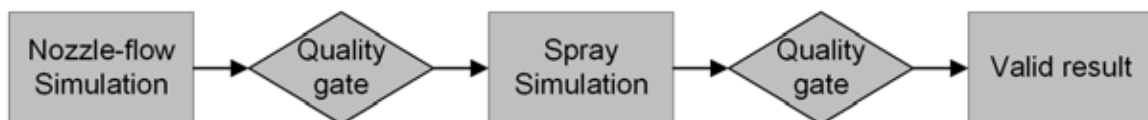


Figure 5: Flowchart of the inner-nozzle flow simulation coupled with a spray simulation

Optical measurements and scale-resolved simulations validate the prediction of the main spray characteristics with high accuracy [2]. Figure 6 shows the comparison between the simulation result of a two-hole injector in a hemispherical domain and the shadowgraphic images in an appropriate spray chamber. The comparison shows a good agreement of both the jet penetration and the jet directions at four different times after the start of injection.

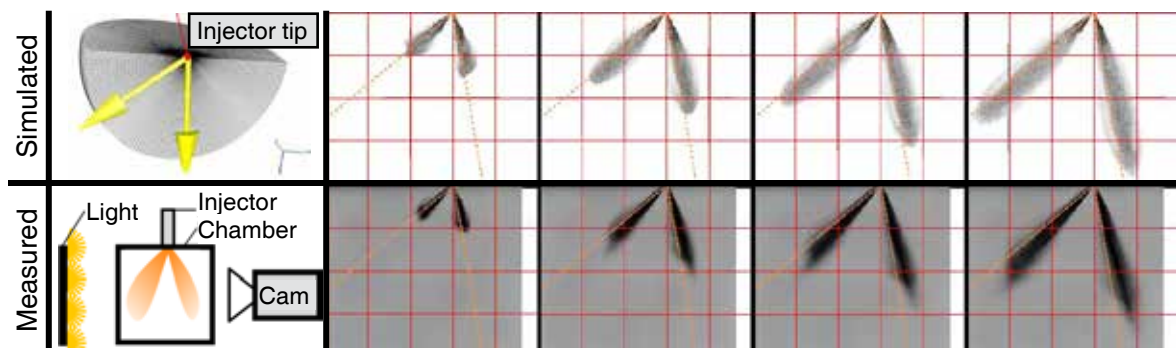


Figure 6: Validation of the numerical setup by comparing the simulation result of a two-hole injector with the spray backlight images of a constant volume chamber, based on [2]

The comparison between the simulation and the measured data shows that the simulation settings used predict the internal flow and spray with sufficient accuracy for design studies. The successful validation satisfies all domain expertise requirements. Using the Design-of-Experiment (DoE) method, 600 injector geometries are sampled and computed within approximately 600,000 CPU*h using High Performance Computing (HPC). The raw data is passed to the KD framework pyMICE² and the steps Data Preprocessing, Data Exploration, Model Selection and Model Validation described in Figure 1 are performed.

The validation of the models is based on the coefficient of determination R^2 which is a global evaluation metric ranging from 0 to 1. A high value indicates a good fit, e.g., an ideal ML model would result in $R^2 = 1$ since the predicted objective \hat{y}_i is equal to the ground truth y_i .

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_i (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_i (y_i - \bar{y})^2}$$

Figure 7 shows the R^2 values for the objectives Y in descending order. Since there is only a small deviation between the R^2 values of the training data set and the test data set for Model Validation (see Figure 2), the ML models are able to generalize well, i.e., they do not overfit. For the variables spray plume targeting radius r_t and fuel massflow \dot{m} the R^2 values are close to 1 indicating highly accurate ML models, with only small differences observed between the predicted objective \hat{y}_i and the simulation result y_i . Also, the R^2 values for fuel turbulence kinetic energy k with 0.9 and spray plume angle τ with about 0.75 indicate applicable models. The proprietary XGB-NSGAI1 algorithm enables the training of such accurate models, providing confidence in data-driven development.

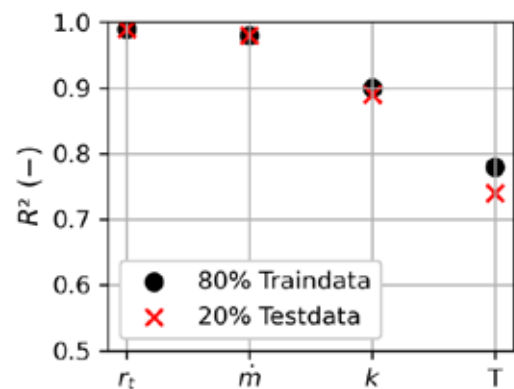


Figure 7: Prediction accuracy of the nozzle and spray objective variables using R^2 values.

Besides the goal of obtaining highly accurate ML models the KD framework allows a deeper understanding of the underlying physical phenomena. The relative feature importance, derived from the tree-structure of the used ML algorithm XGBoost, allows to quantify the contribution of a single input feature to an objective. Figure 8 shows the feature importance for all objectives Y . It is important to note that both the strength of influence of a geometry parameter and the order of influence factors differ between the four objective variables. If dominant features occur, e.g. spray hole diameter sh_d and needle lift height nl_h on the fuel massflow \dot{m} , the further investigation of this objective parameter can be limited to a subspace of the design space and thus be simplified: Subsequently, only the inputs needle lift height nl_h and spray hole diameter sh_d are considered due to their overall high feature importance whereas other parameters are disregarded. Their individual interactions with the objectives Y are represented by the partial dependencies in Figure 8.

For the spray hole diameter sh_d , it can be seen that there is a positive, almost linear correlation for the fuel massflow \dot{m} , the spray plume cone angle τ and the spray plume targeting radius r_t , while for the needle lift height nl_h a positive correlation for the fuel massflow \dot{m} and negative correlations for the spray plume cone angle τ and the spray plume targeting radius r_t can be observed. With this knowledge, problems can now be solved quickly. For example, if the spray plume cone angle τ is to be increased while the fuel massflow \dot{m} remains the same, the spray hole diameter sh_d can be increased and the needle lift height nl_h reduced.

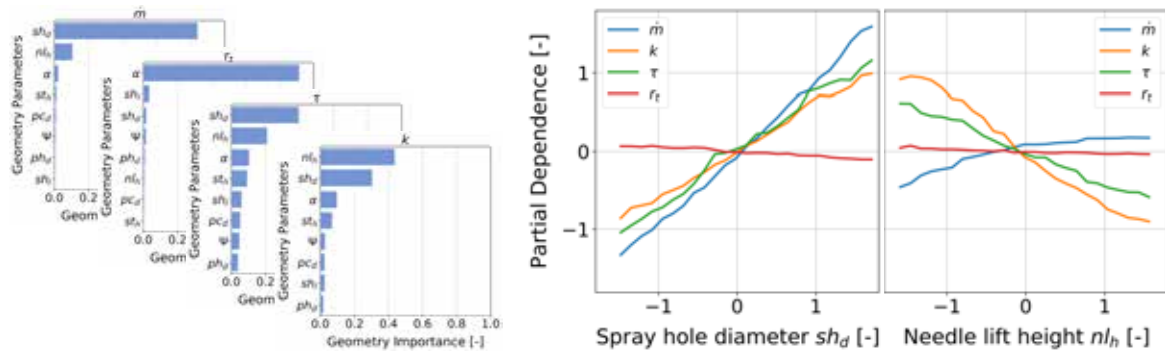


Figure 8: Model Exploration of the nozzle & spray simulation data using feature importance (left) and partial dependencies (right), based on [5].

The use of ML models to predict new designs is called Model Exploitation. In the following chapter, the fuel spray for GDI engine simulations is initialized using ML models. By using these ML models, many engine calculations with varying valve seat geometry can be performed without the time-consuming and expensive simulation of the inner-nozzle flow of the valve seat.

Internal combustion engine - gasoline direct injection

The mixture formation in GDI engines is determined by many influencing parameters and can only be optimized through a holistic approach considering both the high-pressure injector and internal engine processes. In the last decade, both internal and published studies have built up expertise in the numerical investigation of such a GDI-ICE domain, e.g. [17] [18]. The increase in available computing power, combined with developed methods for full automation, and the associated standardization, allows this validated engine simulation setup to be used for large systematic studies.

To avoid time-consuming and expensive internal flow calculations, the initialization of the gasoline spray is performed using ML models, see previous section. For this purpose, six scalar quantities are predicted for each individual spray plume, i.e., 30 predictions are performed for a high-pressure injector with 5 bores.

The remaining task of the domain experts is to transform the problem into a mathematical description. For this study, the spray plume target coordinates x and y of a five-hole injector are examined in conjunction with a dual-injection strategy. If redundant information, such as symmetrical beam pairs, is discarded, the result is an 8-dimensional design space X consisting of: five targeting coordinates y_1, x_2, y_2, x_3, y_3 , start of first injection SOI_1 start of second injection SOI_2 and the relative injected mass of the fist injection m_1 :

$$X = [y_1, x_2, y_2, x_3, y_3, SOI_1, SOI_2, m_1]$$

The transient 3D-CFD internal combustion simulation produces a large amount of time-resolved flow quantities including gas-exchange, impingement, mixture formation, and spray characteristics. For the current investigations four scalar quantities derived at top-dead-center, and thus close to the ignition point, are considered as objective Y : liner impingement m_{liner} , piston impingement m_{piston} , overall spray impingement m_{spray} and homogeneity index λ_{90} . The latter indicates the width of the lambda distribution within which

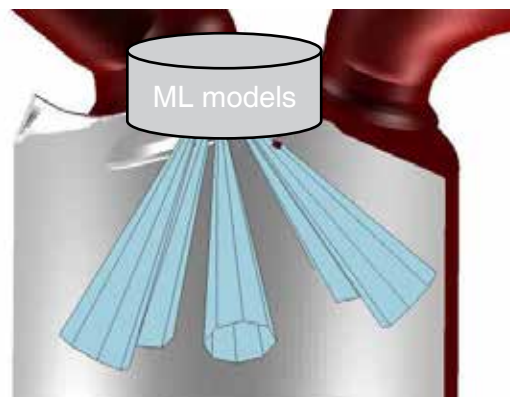


Figure 9: ICE simulation domain with schematic initialization of the spray plumes using ML models, based on [4]

90% of the cylinder volume is located, e.g., within the range λ_{90} 0.8 - 1.2 90% of the cylinder volume is located, so that the homogeneity index λ_{90} is 0.4 ($1.2 - 0.8$). Therefore, small values indicate a uniform air-fuel ratio which is desired for homogeneous GDI engines.

$$Y = [m_{liner}, m_{piston}, m_{spray}, \lambda_{90}]$$

Again, using the DoE method, 500 configurations are sampled and computed within approximately 240,000 CPU*h using HPC. The raw data is passed to the KD framework pyMICE² and the steps Data Preprocessing, Data Exploration, Model Selection and Model Validation described in Figure 1 are performed.

When validating the ML models on the test dataset, which contains 20% of the original data, a good prediction quality can be observed, as shown by the high R^2 values in Figure 10. In particular, the ML models of the three observed impingement locations show high accuracy with R^2 values between 0.84 and 0.97. The homogeneity index λ_{90} also has good global predictive power with an R^2 value of 0.72, although local uncertainties must be considered when interpreting the predictions. With these trustworthy models, the Model Exploration process is initiated.

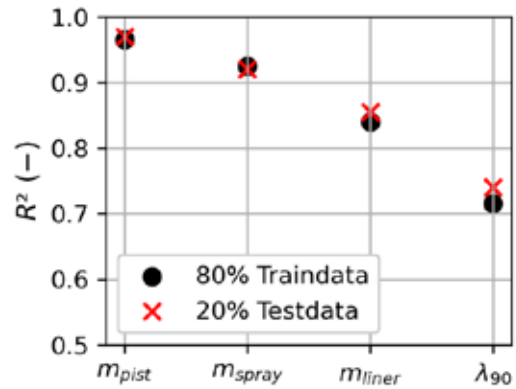


Figure 10: Prediction accuracy of the ICE objectives using R^2 values.

The feature importance shows that for the total spray impingement m_{spray} is significantly influenced by the calibration parameters of the engine SOI_1 , SOI_2 and m_1 . The liner impingement m_{liner} is influenced by the start of the second injection SOI_2 to about 1/3, while the piston impingement m_{piston} is dominated by the start of the first injection with almost 80% influence. The homogeneity index λ_{90} shows a similar picture as the liner impingement: SOI_2 has the largest influence, followed by the other two calibration parameters m_1 and SOI_1 . The isolated influence of the first start of injection SOI_1 on the objective variables m_{liner} , m_{piston} , λ_{90} is shown by means of partial dependencies in Figure 11. In case of an early injection, the piston is still close to the cylinder head, so that a large part of the injected mass hits the piston directly. This can be seen from the steeply falling gradient in Figure 11. The non-linear behavior of the piston impingement m_{piston} is particularly striking. If both the piston and the liner impingement are to be minimized, a time window of approximately 440-470° crankshaft angle is suitable for the start of the first injection SOI_1 . As shown in the graph, the effect of the start of the first injection on the homogeneity index λ_{90} is only moderately pronounced. A more detailed analysis of further correlations can be found in [4].

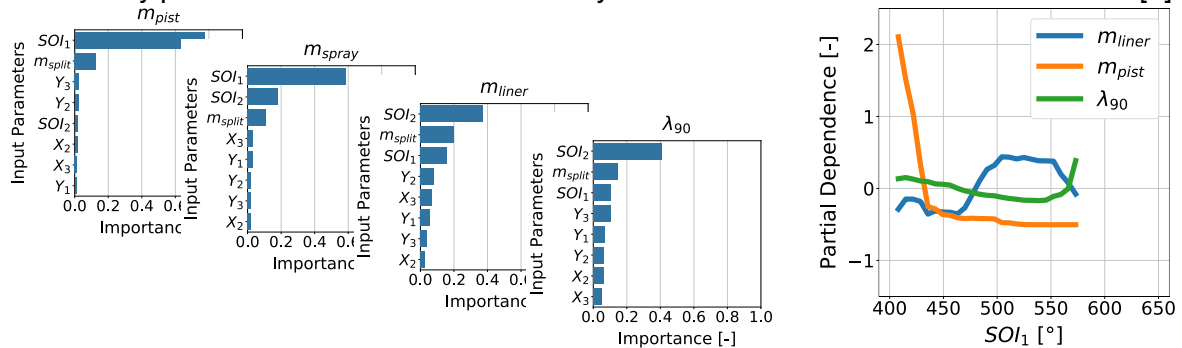


Figure 11: Model Exploration of the ICE simulation data using feature importance (left) and partial dependencies (right), based on [4].

Another prerequisite for a successful integration of KD frameworks based on ML algorithms is the provision of interactivity and user experience. pyMICE² combines these two

requirements in an intuitive and easily accessible GUI. In contrast to the partial dependencies of Figure 11, where all remaining parameters have their arithmetic mean, the influence at an explicit geometry or engine operating point can be displayed in the GUI and further investigated. Predictions, and hence model exploitation, are used to visualize 2D contour plots, where the variables to be represented can be freely selected from the design space X . This representation allows to visualize non-linear effects and thus to interactively acquire multidimensional knowledge. The trustworthiness of each ML model can be viewed directly by the domain expert in a separate tab of the GUI. In addition, pop-ups warn of violations of pre-defined quality standards, extrapolation of analysis, etc., providing additional confidence in data-driven analysis.

Knowledge transfer to H2 engines

Gasoline and hydrogen engines share the goal of reliable and efficient propulsion technology that meets performance and cost requirements. In addition, hydrogen-powered engines can help reach CO₂ neutrality. In order to achieve these goals, both fuels require proper mixture formation, where the fuel is injected as optimally as possible. A basic understanding of the differences in combustion and mixture formation is necessary to transfer knowledge from gasoline to hydrogen direct injection engines. CFD studies play an important role in this process by providing valuable insights into mixture formation, combustion phenomena and engine performance. In the following, the knowledge transfer from gasoline to hydrogen engines specifically for numerical CFD investigations is discussed. This knowledge transfer involves adapting the simulation setup to the unique properties of hydrogen engine concepts and their operating strategies. The transfer of knowledge from gasoline engines with current injectors to hydrogen engines benefits and accelerates the development of H₂ injectors.

From a KD process perspective, new domain expertise is being built for this purpose and the steps shown in Figure 3 are being progressed to provide appropriate data for the ML algorithms. Current developments within the CFD domain expertise are described below:

- **Problem Description:** The development of new injector concepts leads to new degrees of freedom. The possible injector designs are transferred into a mathematically defined design space X and with the help of a suitable parameterization this can be explored efficiently, e.g., with the help of DoE/optimization or similar. In addition, the objective variables change during hydrogen injection, resulting in a new objective vector Y .
- **Setup and Validation:** The main difference between gasoline direct injection and hydrogen direct injection is the difference in fluid properties and aggregate state. The supercritical injection of hydrogen requires careful testing and adaptation of existing simulation setups and simulation workflows. Appropriate validation methods can be used to check the prediction quality, e.g., by comparing numerical and measured results for chamber [19] and engine [20] domains.
- **Standardization and Automation:** Modified simulation settings and workflows will be integrated into existing automation solutions where possible, or new automation solutions will be developed. In particular, the know-how built up for the efficient and systematic investigation of complex, high-dimensional, non-linear design spaces will be transferred to hydrogen applications. The standardization of simulation results will be solved in a first step by documentation, procedural instructions, and partial automation. As the degree of automation increases, the risk of potential inconsistencies decreases and disappears when full automation is achieved - a finding from previous GDI investigations.

The KD framework pyMICE² is built modular, so no methodological changes to the framework and ML models are expected. Only the desire for new interactive modules in the GUI to answer H₂ specific questions may arise.

Conclusion

The high-dimensional, non-linear interaction between high-pressure injector and engine during mixture preparation is demonstrated using GDI applications and the in-house knowledge discovery framework pyMICE². The focus of this paper is on the interfaces between domain expertise and ML algorithms by highlighting five crucial conditions for the successful transfer of data and knowledge between the two domains. Extensive DoE studies on the valve seat and engine using 3D-CFD provide large amounts of data. The in-house developed ML algorithm XGB-NSGAI provides accurate models whose structure reveals the underlying physical phenomena and dependencies between injector geometry, spray properties and engine simulation results. XGB-NSGAI models replace time-consuming and costly component simulations during spray initialization, thus enabling systematic numerical engine studies over a large design space.

Analogous to GDI, achieving an optimal mixture is also a key task in the development of hydrogen engines. Individual physical effects as well as the complex interaction between key components, such as the high-pressure injector, and combustion process must be understood and optimized in detail. To gain knowledge in H₂-CFD applications with the help of pyMICE², current and future developments in virtual product development are presented. The requirements towards data generation for a successful knowledge transfer from GDI to hydrogen applications are discussed in detail.

Acknowledgment

The authors would like to thank Dr. P. Leick and Dr. J. Geiler for their continuous support in the validation of numerical approaches using metrological methods and their evaluation.

References

- [1] A. Kufferath, E. Schünemann, M. Krüger, M. Krüger, S. Jianye, H. Eichseder and T. Koch, "H₂ ICE Powertrains for future on-road mobility," in *Proceedings of the 42nd International Vienna Motor Symposium*, Vienna, 2021.
- [2] R. Hellmann, Geometrieoptimierung von Benzin-Hochdruck-Einspritzventilen mit Hilfe numerischer Strömungsmechanik und genetischer Algorithmen, Düren: Shaker, 2021.
- [3] R. Hellmann, P. Jochmann, P. Leick, K. G. Stapf, E. Schünemann and D. Thévenin, "Multi-Objective optimization of high-pressure gasoline injector nozzles using Genetic Algorithm coupled with Computational Fluid Dynamics (CFD): exploiting the manufactural design space," in *14th ICLASS*, Chicago, 2018.
- [4] M. Botticelli, R. Hellmann, P. Jochmann, K. G. Stapf and E. Schünemann, "AI-Driven Gasoline Direct Injection Development: A Knowledge-Discovery Framework for Comprehensible Evaluations of Complex Physical Phenomena," in *Internationaler Motorenkongress 2021*, Springer, 2021, p. 469–484.
- [5] M. Botticelli, R. Hellmann, P. Jochmann, K. G. Stapf and E. Schünemann, "Application of Machine Learning to Gasoline Direct Injection Systems: Towards a Data-Driven Development," in *19th IEEE International Conference on Machine Learning and Applications (ICMLA)*, Miami, 2020.
- [6] M. Botticelli, R. Hellmann, P. Jochmann, K. G. Stapf and E. Schuenemann, "Model selection for gasoline direct injection characteristics using boosting and genetic algorithms," in *2021 International Symposium on Electrical, Electronics and Information Engineering*, 2021, p. 241–248.

- [7] A. N. Bhatt and N. Shrivastava, "Application of artificial neural network for internal combustion engines: a state of the art review," *Archives of Computational Methods in Engineering*, vol. 29, p. 897–919, 2022.
- [8] T. Gawlica, W. Samenfink, E. Schünemann and T. Koch, "Model-based optimization of multi-hole injector spray targeting for gasoline direct injection," in *11. Tagung Einspritzung und Kraftstoffe 2018*, Springer Vieweg, 2019, p. 271–289.
- [9] M. Karpinski-Leydier, R. Nagamune and P. Kirchen, "A Machine Learning Modeling Approach for High Pressure Direct Injection Dual Fuel Compressed Natural Gas Engines," SAE Technical Paper 2020-01-2017, 2020.
- [10] G. I. Webb, "Integrating machine learning with knowledge acquisition through direct interaction with domain experts," *Knowledge-based systems*, vol. 9, p. 253–266, 1996.
- [11] S. K. Karmaker, M. M. Hassan, M. J. Smith, L. Xu, C. Zhai and K. Veeramachaneni, "Automl to date and beyond: Challenges and opportunities," *ACM Computing Surveys (CSUR)*, vol. 54, p. 1–36, 2021.
- [12] X. He, K. Zhao and X. Chu, "AutoML: A survey of the state-of-the-art," *Knowledge-Based Systems*, vol. 212, p. 106622, 2021.
- [13] M. Botticelli, R. Hellmann, P. Jochmann and K. G. Stapf, "Explore and Exploit Design Spaces based on AI-Driven Virtual Development," *AVL Virtual International Simulation Conference*, 2021.
- [14] T. Chen and C. Guestrin, "Xgboost: A scalable tree boosting system," in *Proceedings of the 22nd acm sigkdd international conference on knowledge discovery and data mining*, 2016, p. 785–794.
- [15] F. Leach, T. Knorsch, C. Laidig and W. Wiese, "A review of the requirements for injection systems and the effects of fuel quality on particulate emissions from GDI engines," *SAE Technical Paper 2018-01-1710*, 2018.
- [16] W. Wiese, A. Kufferath, A. Storch and P. Rogler, "Requirements for Multi-hole injectors in GDI engines to meet future emission legislation," in *Panel Presentation at 2nd International Engine Congress*, Baden-Baden, 2015.
- [17] F. Köppler, P. Jochmann, A. Hettinger, A. Kufferath and M. Bargende, "A novel CFD approach for an improved prediction of particulate emissions in GDI engines by considering the spray-cooling on the piston," SAE Technical Paper 2015-01-0385.
- [18] T. Gawlica, M. Lippisch, W. Samenfink, E. Schünemann and T. Koch, "Untersuchung zum Einfluss des Spray Targetings von Mehrloch-Injektoren für Benzin-Direkteinspritzung auf das Kennfeldverhalten von Spray und Brennverfahren," in *10. Tagung Diesel-und Benzindirekteinspritzung 2016: Inklusive Gaseinblasung*, Springer, 2017, p. 325–343.
- [19] N. Jovicic, "3D-CFD der H₂-Einblasung in eine Kammer und Vergleich mit Schlierenbildern," in *AVL German Simulation Conference*, Regensburg, 2022.
- [20] M. E. C. Potenza, M. R. Gaballo, A. Arvizzigno, G. Anaclerio, M. Torresi and S. M. Camporeale, "3D CFD analysis of Mixture Formation in Direct-Injection Hydrogen-fueled Internal Combustion Engines," in *J. Phys.: Conf. Ser. 2385 012080*, 2022.
- [21] R. Hellmann, P. Jochmann, K. G. Stapf, E. Schünemann and D. Thévenin, "A combined inner-nozzle and spray 3D-CFD workflow for the holistic design-optimization of a high-pressure gasoline injector using Genetic Algorithm.," in *AVL International Simulation Conference*, Graz, 2019.

Development and characterization of a low-pressure methanol injector for port fuel injection system

Dr. A. Sorrentino*, HEINZMANN GmbH, Schönau im Schwarzwald

M. Twardon, HEINZMANN GmbH, Schönau im Schwarzwald

M. Kornprobst, Derc GmbH, Garching bei München

Abstract

In the wide portfolio of available alternative fuels for internal combustion engines, methanol proved to be in short time an economical alternative fuel able to reduce pollutant emission, as a non-sooting fuel burning at low temperature, and relatively easy to handle, due to its high availability in most ports today and its status of liquid fuel at ambient condition.

While most of the diesel infrastructures can be easily adapted to use Methanol as medium, the injection system, along with the engine itself, requires components re-design to be able to keep a good performance during methanol operation.

Combustion performances are strongly influenced by the quality of the air fuel mix entering in the combustion chamber, where fuel spray characteristics and especially the droplets size have a crucial role.

Main focus of this paper is exploring the spray characteristics of a port fuel injector working with a low supply pressure, not exceeding 20 bar, and the required design modification applied to the component to achieve the specified requisites. It is under investigation the effect of different nozzle geometries on spray features such as penetration depth, spray angle and droplets size. The design and operating parameter variants were evaluated on the basis of spray images, which were measured with an optical constant volume chamber. For the experimental investigations, the spray test stand was modified for the requirements of the fuel methanol, and a safety concept was created. The setting parameters for the optical investigations, e.g. illumination, were optimized for methanol sprays. In addition, the image processing and post-processing were adapted.

Kurzbeschreibung

In der breiten Palette verfügbarer alternativer Kraftstoffe für Verbrennungsmotoren hat sich Methanol in kurzer Zeit als wirtschaftlicher alternativer Kraftstoff erwiesen, der in der Lage ist, die Schadstoff-emissionen zu verringern, da er bei niedrigen Temperaturen verbrennt und aufgrund seiner hohen Verfügbarkeit in den meisten Häfen als flüssiger Kraftstoff bei Umgebungsbedingungen relativ einfach zu handhaben ist.

Während die meisten Diesel-Infrastrukturen leicht an die Verwendung von Methanol als Kraftstoff angepasst werden können, müssen das Einspritzsystem und der Motor selbst neu konstruiert werden, um eine gute Leistung im Methanolbetrieb zu gewährleisten.

Die Verbrennungsleistung wird stark von der Qualität des in den Brennraum eintretenden Luft-Kraftstoff-Gemischs beeinflusst, wobei die Eigenschaften des Kraftstoffsprays und insbesondere die Tröpfchengröße eine entscheidende Rolle spielen.

Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt auf der Untersuchung der Sprühcharakteristik eines Saugrohr-Kraftstoffeinspritzventils, das mit einem niedrigen Versorgungsdruck von maximal 20 bar arbeitet, und der erforderlichen konstruktiven Änderung des Bauteils, um die

* Speaker/Referent

vorgegebenen Anforderungen zu erfüllen. Untersucht werden die Auswirkungen verschiedener Düsengeometrien auf die Sprüheigenschaften wie Eindringtiefe, Sprühwinkel und Tröpfchengröße. Die Bewertung der Konstruktions- und Betriebsparametervarianten erfolgte anhand von Sprühbildern, die mit einer optischen Kammer mit einem konstanten Volumen gemessen wurden. Für die experimentellen Untersuchungen wurde der Prüfstand an die Anforderungen des Kraftstoffs Methanol angepasst und ein Sicherheitskonzept erstellt. Die Einstellparameter für die optischen Untersuchungen, z.B. die Beleuchtung, wurden für Methanol Sprays optimiert. Außerdem wurden die Bildverarbeitung und das Post-processing angepasst.

Introduction

Nowadays, the need of implementing technological solutions that allow society to continue to grow, without having an impact on the planet and the environment, it is worldwide recognized. All human sectors are involved in this revolution, anyways some sectors have a greater repercussion than other. In the United States Environmental protection agency (EPA) report of 2020, the sectors mentioned to be the biggest sources of greenhouse gases are Electric power generation and transportation [1].

Internal combustion engines (ICEs) have proved during their long history to be reliable and high-performance machines to convert energy. Due to their advantages, ICEs will continue to be a key technology in fields like passenger and commercial transportation, or the industrial sector. Therefore, despite the ongoing development of alternative energy conversion technologies like solar plant or wind farm, it is mandatory to keep on developing strategies to enhance ICEs sustainability [2]. Along with combustion improvement techniques, after-treatment and control systems implementation, and by partial or total vehicle electrification, the use of alternative fuels, like synthetic fuels derived from waste or biofuel, has also been proposed to make the ICE with net zero CO₂ emission [3].

The main advantage of swapping fossil fuels with biofuels, from the emission perspective, lies in their total increment of level of CO₂ calculated with specific techniques by means of Life Cycle Assessment (LCA) that can be considered almost zero [4]. Methanol is an alcohol frequently used as fuel for ICEs because of its high Research Octane Number (RON) and a high latent heat of vaporization. A high latent value of heat of vaporization leads to higher efficiency and power in combustion process due to the cold and dense mixtures entering the engine which means more mass that allows the use of high compression ratio (CR) [5]. Another advantage of Methanol is that it is liquid at ambient conditions which make it an easy fuel to handle with similar infrastructure as for diesel.

On the other side, some methanol properties make this fuel significantly different from conventional diesel fuels or petrol, and those differences have to be considered when selecting or developing the technologies to exploit this fuel [6]. Methanol is a corrosive medium, together with low viscosity and poor lubricity that requires a special approach to choosing the right components and materials. Important differences are also evident in the vaporization mechanism and spray formation [7]. While the high latent value of methanol can be as previously explained an advantage, it brings to a mixture that immediately cools down once sprayed not helping with the formation of a fine mist. The methanol charge so injected has more difficulty creating a homogeneous air-fuel mix with the intake flow of air.

In an injection system that can handle methanol as medium, all the above-mentioned properties have to be considered to ensure good performances of the engine and to prove the reliability of the system over time. This and other challenges, also related to the system safety, are the ones HEINZMANN is facing during the development process of its methanol injector.

Methanol injection system

The request from the market of a cost effective and easy-to-commission retrofit solution for methanol injection pushed HEINZMANN to start its development works in the alternative fuel field with a low-pressure port fuel injection (PFI) layout. The system has been developed as part of FASTWATER program (FAST Track to Clean and Carbon-Neutral WATER-borne Transport) receiving funding from the European Horizon 2020 research and innovation program (Contract No.: 860251) [8].

The choice fell on a PFI solution due to the following advantages:

- It calls for limited adaptation on the engine itself, since it does not require any modification of the cylinder head, making this solution easily applicable both for retrofit and for new developed engine,
- It is a low-pressure system, reducing the risks related to the handling and maintenance of the system for the crew once the system is in operation, and consequently reducing strictness of the safety regulation imposed by classification society,
- In addition, the above two features make the PFI system a cost-effective solution for the use of methanol as an alternative fuel for internal combustion engines.

HEINZMANN, as part of the FASTWATER consortium, is responsible to develop and integrate a turn key retrofit solution for methanol injection.

The methanol supply unit consists of following main components (overview of the system can be seen in Figure 1):

- Booster pump driven by an e-motor.
- Two single-cartridge filters to prevent any contamination problem in the injector.
- Mechanical pressure regulator for maintaining the constant pressure in the feed line.
- Mechanical and electrical shut-off valves, to isolate the system for flushing during maintenance or repairing.
- Temperature and pressure transducers and gauges.

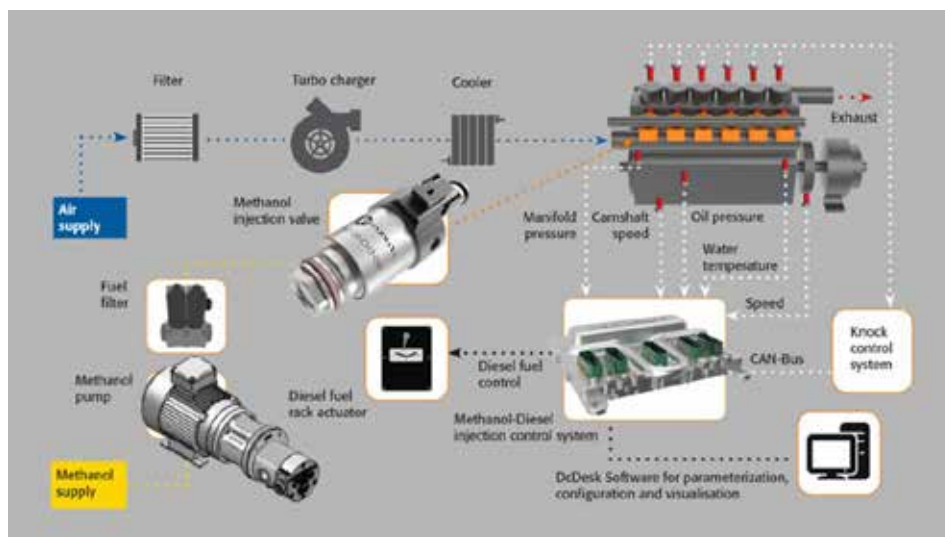


Figure 1 Dual-fuel Methanol/Diesel retrofit solution layout

Moreover, a dedicated software to control the whole dual fuel engine during operation in its complete load profile have been developed as part of the kit. Even in this wide frame of

responsibility, the main focus of the HEINZMANN development work was the port fuel methanol injector concept, aiming at adding this component permanently in the company products portfolio.

Methanol injector development

First draft of the methanol injector was done upscaling a market ready solution for this component. The benchmark injector has been designed for a different application and the requirements do not meet the one defined for the application described in this paper. Therefore, additional development work has been done on the first injector concept to fulfil the specification.

Target requirements imposed in the frame of FASTWATER project are:

- Methanol nominal pressure 8 bar (max. pressure 10 bar).
- Shot quantity 4,500 mm³/shot.
- Injection duration 120 °CA.

While the injection duration is a parameter with a limited impact on the injector performance itself, the methanol inlet pressure and the required injected quantity were here the real challenges.

The combination of the high injection quantity, defined by the engine maximum consumption, and of the low methanol supply pressure, with an upper limit of 10 bar by the classification society due to safety precaution, made extremely difficult achieving a satisfying droplets size in the methanol spray.

The Sauter Diameter of the methanol droplets has been taken as key development requirement for the methanol injector since too big droplets lead to: (i) not homogeneous air-fuel charge entering in the combustion chamber causing abnormal combustion events like knocking or pre-ignition, (ii) big droplets tend to unite and deposit on the wall of the inlet manifold, also known as wall-film formation. increasing combustion instability and damaging crucial parts of the engine itself

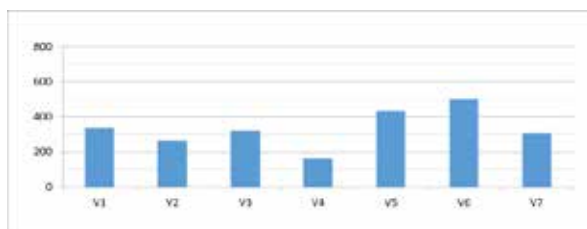


Figure 2 Sauter diameter obtained from the different nozzle configurations (V1 to V7). In the y axis shows the measured droplets size in µm at a supply pressure of 9 bar and 100 mm distance from the nozzle outlet.

The injector part with the main influence on the methanol spray formation is the nozzle. Several nozzle configurations have been developed and tested before starting the single cylinder tests to prove the minimum Sauter diameter achievable at the fixed pressure and flow values.

Due to the unavailability of a test facility able to carry on such a test with methanol as a medium, the first test campaign used water as medium.

Evaluation of the droplets size has been done with the use of a phase Doppler anemometer. It is immediately recognizable that the nozzle geometry that brings better a performance is the V₄ where a Sauter diameter of lower than 200 µm at a distance of 100 mm from the nozzle exit and at 9 bar of water supply pressure.

Following, an extended campaign of single cylinder tests has been carried out with the methanol injector and the selected nozzle configuration. It was possible to achieve a

conversion ratio up to 70 % on energy base with the injector, which was considered to be satisfying to proceed with the second test phase on the full-engine test bench.

Nevertheless, the characterization and spray tests campaign done with water as medium has not been considered satisfying for a complete development of this component. A new cooperation with the company DERC GmbH started to obtain performance results with methanol.

Test bench description and used tools

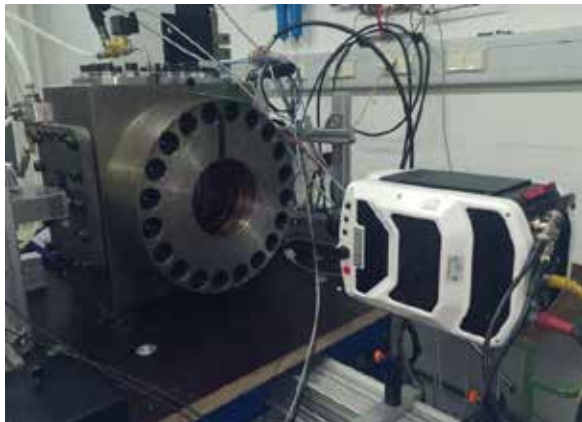


Figure 3 Optical chamber

All the tests related to the spray and its characterization have been done by means of an optically accessible injection chamber. It is an accessible, cold, liquid fuel injection chamber used to investigate the methanol spray, see Figure 3. The chamber is filled with nitrogen at room temperature to create an inert atmosphere. The nitrogen pressure can be increased until the desired density is achieved, in order to simulate the engine operation condition in the chamber. Desired Methanol pressure is obtained with a purpose-designed pressure supply unit, with an integrated buffer tank to keep the desired injection pressure fixed in the system.

A high-speed camera from LaVision is used to measure the injection spray. LED flash lamps developed in-house are used for illumination. In principle, the full spray of the injector can be recorded both from below and from the side. For better illumination, two light sources are used from two sides.

In this investigation, the focus is on recording the angle of the and the penetration depth of spray cone. In addition, a magnifying lens is used to assess the droplet size. The droplet size can be estimated taking into account the pixel sizes. Several points in the spray must be observed in order to be able to make a reliable statement. Due to time constraints, the more precise measurement method with tracer and laser was not used.

The injection is carried out with a series control unit from HEINZMANN, with which the flow and injection time can be variably determined. The injector is mounted vertically. In this position, the entire spray cone can be measured. Since there are optical accesses on three sides of the injection chamber, there are variable installation and mounting options. With the several optical accesses, it is also possible to illuminate the injection spray.

To complete the injector characterization, it was necessary being able to trace the characteristic line of the injector. To do so, a small tank is used for injection quantity measurement. The tank has a suitable receptacle for the injector and is isobar sealed. Quantity measurement is done fixing the number of injections delivered into the tank. The tank and the receptacle are weighed before and after the measurement. The difference in weight between the two measurements divided by the number of injections corresponds to the injection quantity per shot.

Endurance test

DERC GmbH developed and implemented its own test equipment for the endurance test. Here it is possible to use 6 injectors at the same time. These injectors are operated with a HEINZMANN series control unit. For the endurance test a special methanol pressure

generator was developed. This is used to fill a buffer tank, which is continuously emptied. However, the tank volume is chosen to be large enough to minimize physical fluctuations. The temperature and pressure of the methanol can be adjusted and are continuously monitored throughout the long-term test. A long-term test consists of 15 million individual injections.

Tools and post-processing methods

The injection measurements and their post-processing were carried out using LaVision software. A MatLab tool was programmed to further analyze the data. These tools extract the data. With a universal data format, it is possible to carry out further evaluations and thus obtain deeper insights. The data was processed under MatLab with a Gaussian method and minimally smoothed with a smoothing routine.

The test room is equipped with the necessary safety devices. The injection chamber is operated from a separate control room. Monitoring of the limit values for the concentration of methanol in the air is provided both in the test chamber and in the control room. Personal protective equipment is provided for the operating personnel.

Spray tests and endurance tests results

The main results obtained in the tests campaign carried on are shown here.

The first goal of the investigation was to determine the change in the spray angle as a function of different pressures. For this purpose, 7 injectors from one series were measured. Measurements were taken at 5 bar and 8 bar methanol pressure and nitrogen ambient pressure. In addition, 8 bar methanol pressure and 3 bar nitrogen back pressure were examined and the results are graphically shown in Figures 4 to 6.

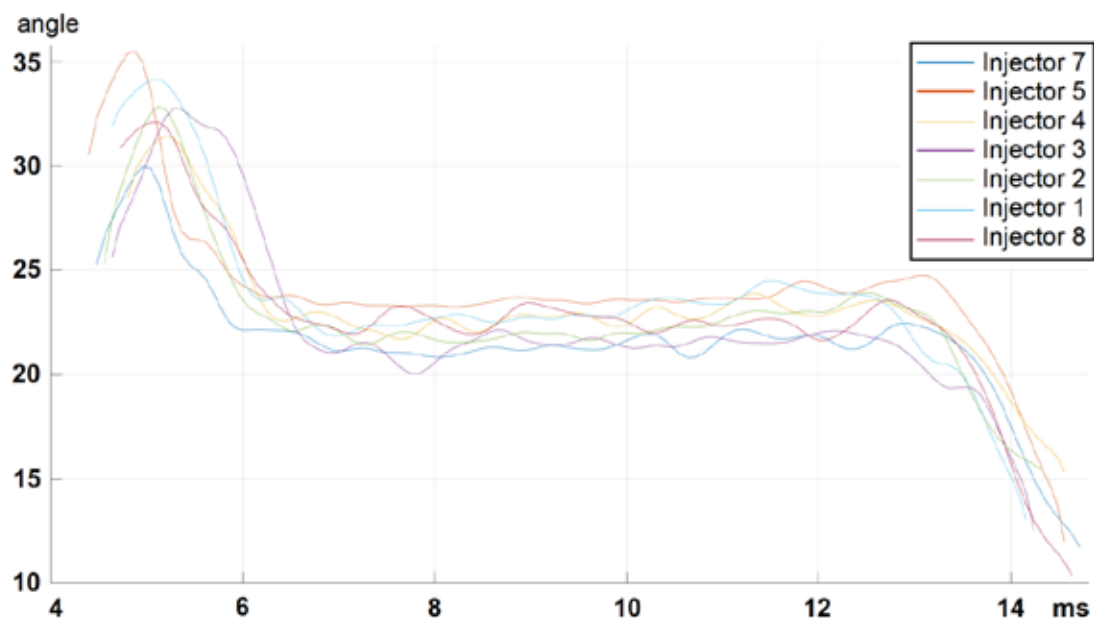


Figure 4 Spray angle at 5 bar methanol pressure

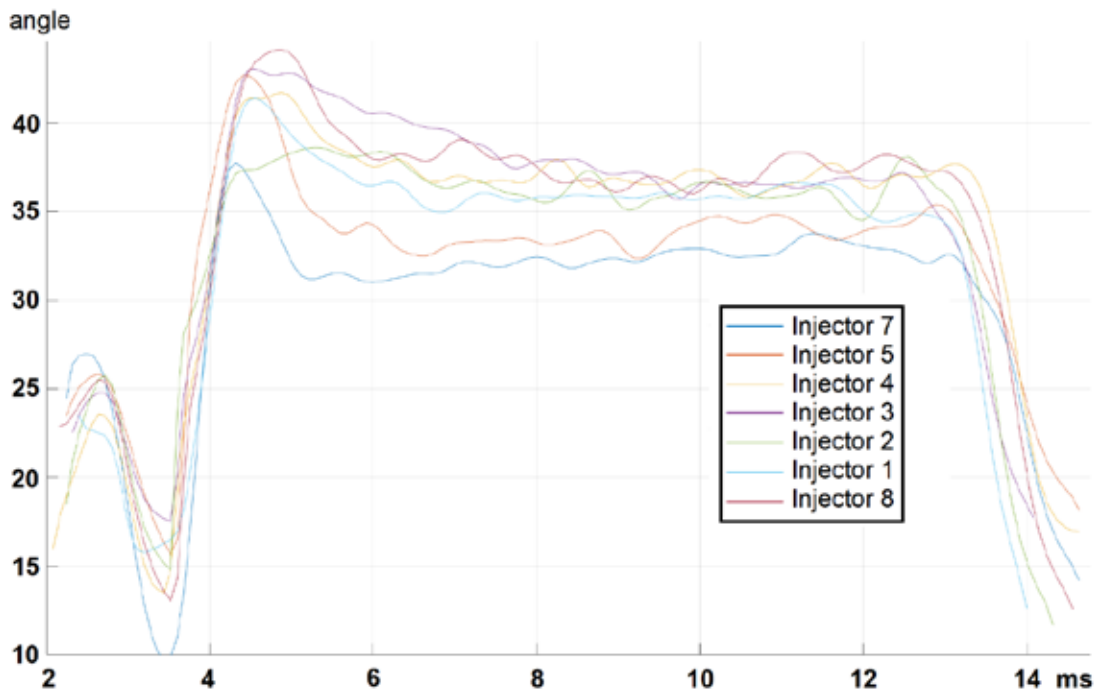


Figure 5 Spray angle at 8 bar methanol pressure

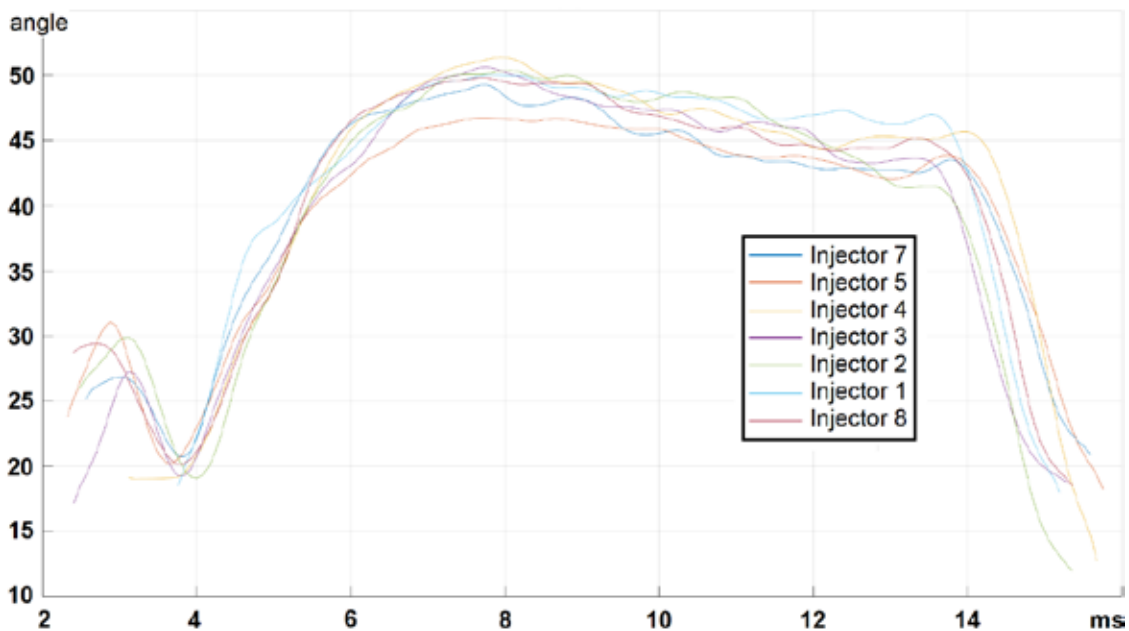


Figure 6 Spray angle at 8 bar methanol pressure and 3 bar nitrogen pressure

The injectors behavior can be summarized as follows:

- A higher methanol pressure leads to an enlargement of the spray cone
- An increase in the back pressure leads to an enlargement of the spray cone
- The back pressure has the slightly greater effect in this measurement

In addition to the spray angle, the penetration depth was also examined as a function of time. The spray speed can be recognized by the slope of the straight line. For this experiment, 7 injectors of one series were measured. The methanol pressure and the nitrogen pressure in the chamber were varied. Thus, methanol pressure and nitrogen ambient pressure were measured at 5 bar and 8 bar. The same was done at 8 bar methanol pressure and 3 bar nitrogen back pressure.

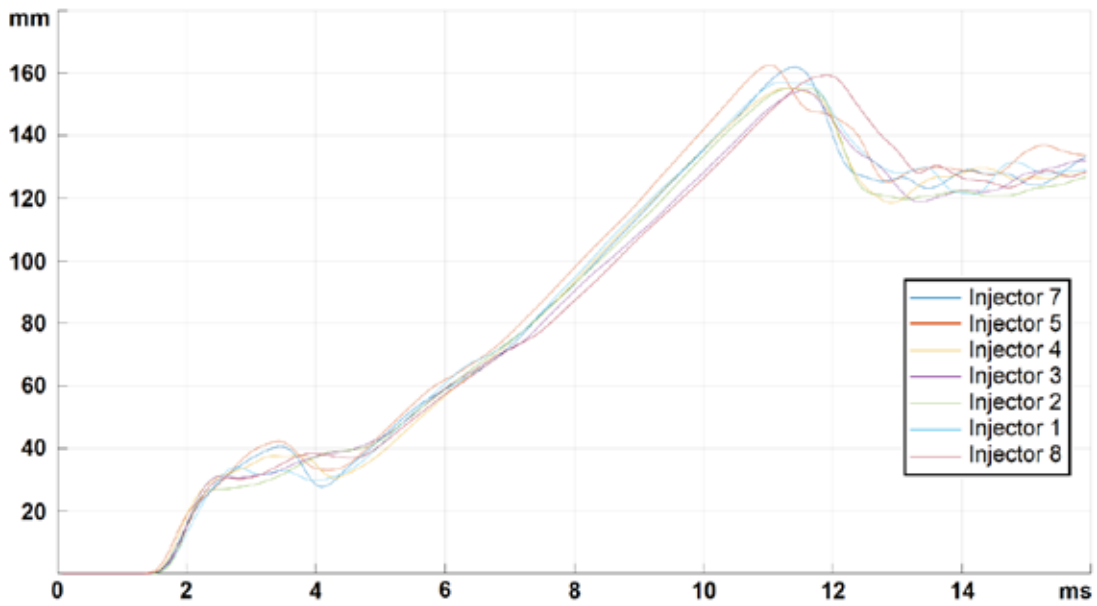


Figure 7 Penetration depth at 5 bar methanol pressure as function of injection duration

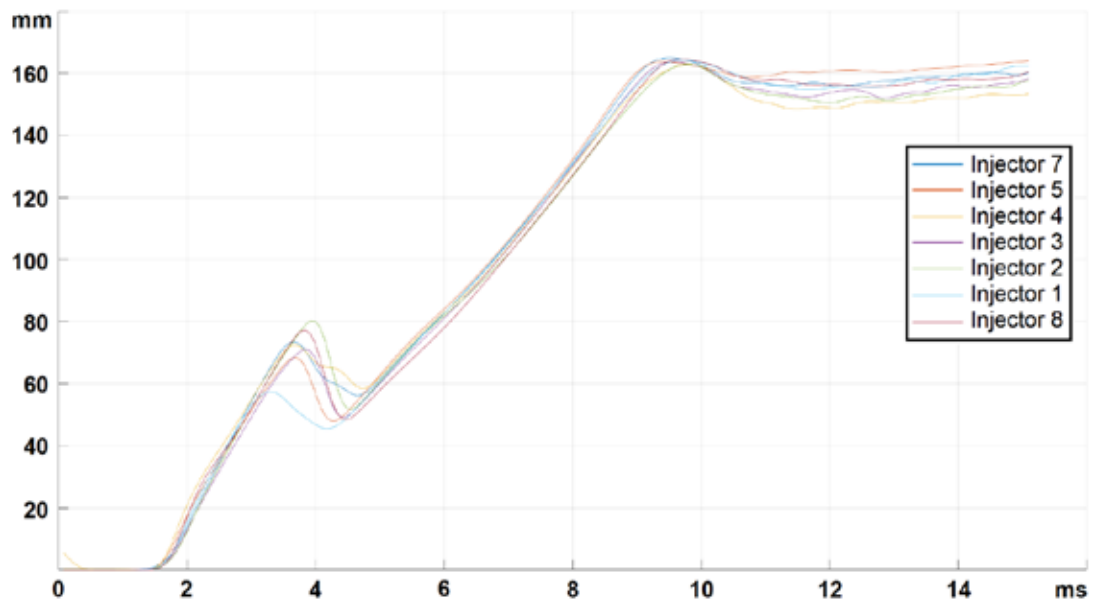


Figure 8 Penetration depth at 8 bar methanol pressure as function of injection duration

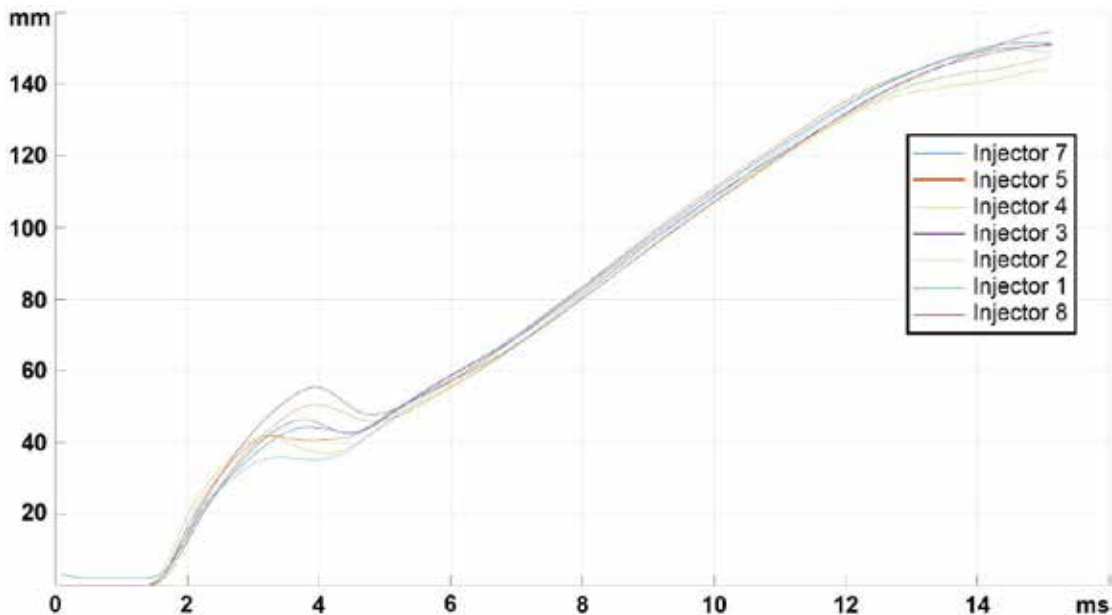


Figure 9 Penetration depth at 8 bar methanol pressure and 3 bar nitrogen pressure as function of injection duration

What it is possible to notice from the below pictures, Figure from 7 to 9, on the penetration depth is that:

- A higher methanol pressure leads to an increase in the speed of the spray with this injector.
- Increasing the back pressure slows down the speed of the spray, therefore the max penetration depth achievable is also reduced.

For the combustion of methanol in an internal combustion engine, the finest possible spray the better air/fuel mixing charge is possible to achieve in the inlet manifold and, after, in the combustion chamber.

In order to find out whether and what influence pressure and back pressure have on the spray of these injectors, the following tests were carried out. The spray pattern was examined at different pressure ranges, achieving a supply pressure up to 8 bar. The droplet size was then evaluated graphically from the images taken from the camera

The main results are here summarized:

- At 5 bar methanol pressure an average droplet size of 0.5 mm can be found. The biggest found droplets have a diameter of a 1.6 mm.
- At 8 bar methanol pressure an average droplet size of 0.35 mm can be found. The biggest found droplets have a diameter of a 1.1 mm

Those results confirm the results obtained during the first spray tests carried on with water by HEINZMANN. In order to obtain more precise measurement, different methods like tracer and laser shall be used to evaluate the droplets size. This will be implemented in a new spray test phase planned.

Finally, tests have been carried out to obtain the injector characteristic line and evaluate the injector to injector deviation. Injection quantity fluctuations can indeed lead to irregularities in an internal combustion engine, therefore it is considered an important value.

In order to find out how large the quantity fluctuations are in a series from injector to injector, several injectors were measured. The result is the injection quantity as a function of

the injection time is shown in Figure 10. In each case 3 points were measured. The relevant injection times could be determined from preliminary tests. These injection times were selected for the subsequent measurements. A really minimal deviation among the measurement results is noticeable.

The maximum deviation is of 5% considering an injection time of 10 ms for this injector series.

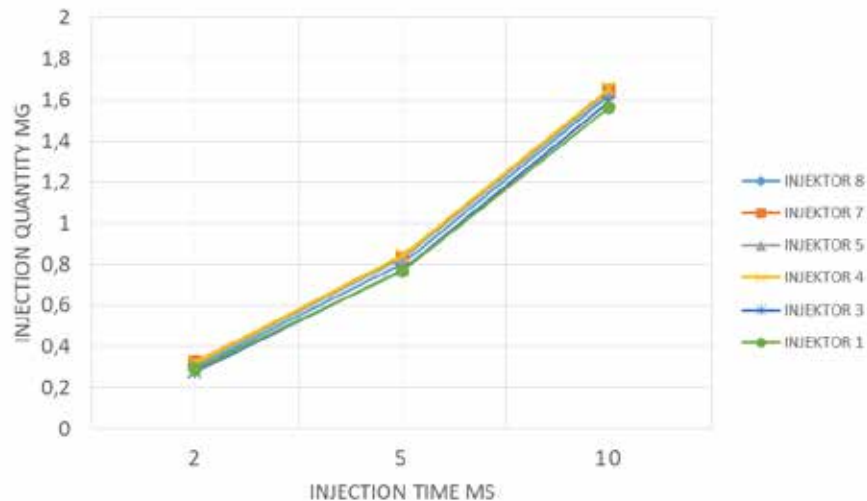


Figure 10 Injection quantity of injectors 1 to 6.

Effect of continuous operation on the injector spray and injector characteristic

It is interesting for a series application of the injectors how they change depending on the operating time. In order to find this out, an injector was subjected to an endurance test with a duration of 15 million cycles.

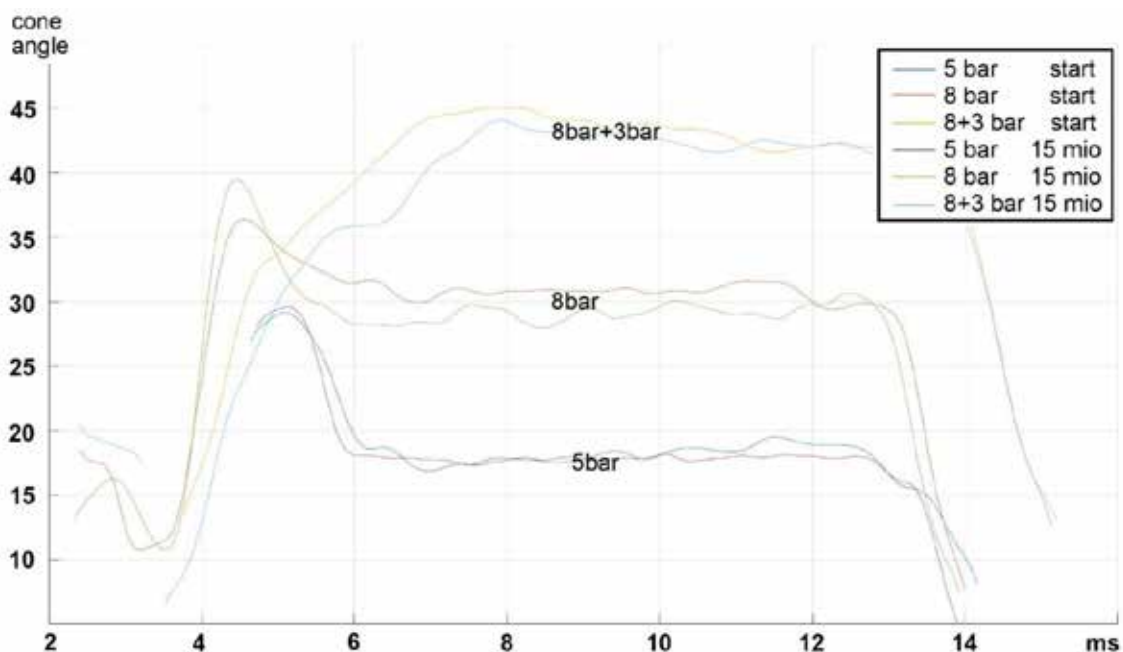


Figure 11 Injector No.1 Spray angle change during long-term measurement

In the diagrams in Figures 11 and 12, it is possible to see a comparison of this injector before and after the 15 million cycles of operation with methanol. Measurements were taken

at 5 bar and 8 bar methanol pressure and nitrogen pressure. Additionally, measurements have been taken at 8bar methanol pressure and 3 bar nitrogen back pressure.

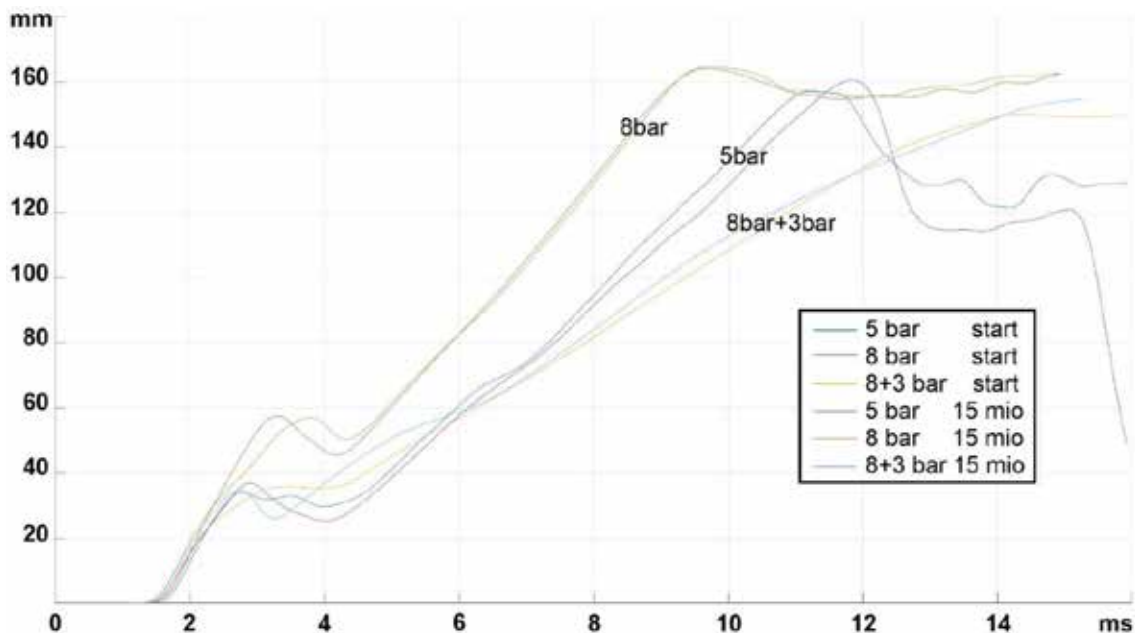


Figure 12 Injector No.1 Penetration depth change with long-term measurement

After 15 million injections, the injectors show very similar behavior. They have hardly changed: the droplet size has minimally decreased and the angle has minimally decreased. Penetration depth remains constant

Conclusion and next steps

In this paper are presented the results of the spray tests carried on the HEINZMANN methanol PF injector, in particular on the spray angle and the penetration depth. Additionally, the injector characteristic has been measured and compared with the one of additional 6 injectors to evaluate the injector to injector deviation. At last the effect of continuous operation of the injector with methanol has been investigated on the spray angle and penetration depth.

Main result is that the injector spray can be strongly modified by changing the inlet pressure and the counter pressure available in the inlet manifold. This means the spray created by this nozzle configuration can be adjusted to hit the inlet valve of the cylinder head with more precision allowing more methanol entering in the cylinder head. At the same time, the risk of methanol wall film in the inlet manifold is reduced.

The injector is also able to handle continuous operation with methanol without major changes on the spray characteristic. Validation of these results should be done considering a higher number of injectors tested simultaneously on the same test bench.

Further injectors with different nozzle geometries will be tested with methanol and considering a higher supply pressure of methanol, considering 16 bar as nominal pressure for the injector, 20 bar and 25 bar as upper limit. These data will be then used to develop and validate a simulation model that will allow to predict faster the modification on the spray geometry by changing of nozzle geometry.

Acknowledgment

HEINZMANN authors wish to thank all the development team involved for their expertise and assistance throughout all aspects of our study and for their help in writing and reviewing the manuscript.

The HEINZMANN authors would like to thank all the company and partners part of the FASTWATER project for their input and support the injector development process.

At last, an acknowledgment to the EU Horizon 2020 program for funding parts of these activities.

Reference

[1] (EPA), U.S.EP.A., *Sources of Greenhouse Gas Emissions*, accessed on 3 February 2023, <<https://www.epa.gov/ghgemissions/sources-greenhouse-gas-emissions>>

[2] C. Bae, J. Kim, *Alternative fuels for internal combustion engines*, Proceedings of the Combustion Institute (2016), <http://dx.doi.org/10.1016/j.proci.2016.09.009>

[3] Reitz RD, Ogawa H, Payri R, et al. IJER editorial: *The future of the internal combustion engine*. International Journal of Engine Research. 2020;21(1):3-10. doi:10.1177/1468087419877990

[4] Gnansounou, E., et al. Life cycle assessment of biofuels: Energy and greenhouse gas balances. *Bioresour. Technol.* (2009), doi:10.1016/j.biortech.2009.05.067

[5] Martins, J.; Brito, F.P. *Alternative Fuels for Internal Combustion Engines*. *Energies* 2020, 13, 4086. <https://doi.org/10.3390/en13164086>

[6] Verhelst, Sebastian; Turner, James WG; Sileghem, Louis; Vancoillie, Jeroen (2019). *Methanol as a fuel for internal combustion engines*. *Progress in Energy and Combustion Science*, 70(), 43–88. doi:10.1016/j.pecs.2018.10.001

[7] Kowalewicz A. Methanol as a Fuel for Spark Ignition Engines: A Review and Analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 1993;207(1):43-52. doi:[10.1243/PIME_PROC_1993_207_158_02](https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1993_207_158_02)

[8] Fastwater, *FASTWATER (FAST Track to Clean and Carbon-Neutral WATERborne Transport)*, accessed on 13 February 2023, < <https://www.fastwater.eu/> >

A Methanol combustion system for a heavy-duty series standard engine with a modified Liebherr series standard injection system

Joseph Dembler, IAV GmbH, Berlin

Abstract

The newest legislative trends enforce a significant decrease in CO₂ emissions for commercial vehicles. For instance, in Europe a drop in fleet consumption of 15% and 30% is set as target by the regulation by 2025 and 2030, respectively. The use of carbon-neutral fuels offers possibilities regarding net-zero CO₂ emissions – although not yet considered by the rules. Another challenging aspect is the drastic tightening of NO_x emissions limits for future legislations, which is approved or being discussed both for the United States and the EU. These requirements make fuels attractive that produce less CO₂ even under tank-to-wheel considerations and reduce NO_x and PM raw emission at the same time. Methanol, having a favorable carbon-to-heating-value-ratio, burning virtually soot free (low molecule size with high share of oxygen), and reducing NO_x formation (high specific heat of evaporation and comparatively low adiabatic flame temperature) fits to these requirements.

A Methanol based fuel that is intended to replace Diesel fuel was tested on a non-road heavy-duty Diesel engine. The low cetane number of Methanol renders it inappropriate for compression ignition (CI) engine concepts. However, the tested fuel, Gane Fuel, is a variable blend of Methanol, Water, and Dimethyl ether (DME). It is designed as a possible retrofit for Diesel engines with CI diffusive lean combustion.

IAV was tasked by Gane Energy, the designers of the fuel, to choose a heavy-duty Diesel engine, develop and retrofit it with necessary components to run on Gane fuel, and assess the properties of the fuel regarding performance and emissions. To achieve that, the only modification to the combustion system of the engine was made to the injection system to compensate the lower energy density of the fuel. Injectors with significantly increased flow were used. The modified injection system was provided by Liebherr-Components Deggen-dorf GmbH. In a second project stage, a tailor made after treatment system was tested with Gane Fuel. The engine was calibrated to run on Gane Fuel while targeting a raw NO_x emission level of less than 2 g/kWh while optimizing its thermal efficiency. The raw and tailpipe emissions were assessed regarding a wide range of pollutants including NO_x, HC, CO, PM, PN, HCHO, MeOH and also the greenhouse gases CO₂ and CH₄.

Kurzbeschreibung

Die aktuellen Trends in der Gesetzgebung erzwingen eine signifikante Reduktion der CO₂-Emissionen von Nutzfahrzeugen. In der EU z.B. ist eine Reduktion der Flottenemissionen von 15% und 30% als Ziel vorgeschrieben, die es jeweils bis 2025 und 2030 zu erreichen gilt. Der Einsatz von kohlenstoffneutralen Kraftstoffen eröffnet Möglichkeiten netto Nullemissionen hinsichtlich CO₂ zu erzielen, wird aktuell jedoch noch nicht von der Gesetzgebung berücksichtigt. Ein weiterer herausfordernder Aspekt zukünftiger Gesetzgebung ist die drastische Reduktion der NO_x Grenzwerte, wie aktuell für die USA und EU diskutiert. Diese Anforderungen verhelfen Kraftstoffen zu höherer Attraktivität, die weniger CO₂ produzieren, auch bei einer Tank-To-Wheel-Betrachtung, und gleichzeitig NO_x und PM Rohemissionen senken. Methanol hat eine günstiges Heizwert-zu-Kohlenstoff-Verhältnis, verbrennt nahezu rußfrei (geringe Molekülgröße mit hohem Sauerstoffanteil), reduziert die NO_x-Entstehung (hohe Verdampfungsenthalpie und vergleichsweise geringe adiabate Flammentemperatur) und erfüllt diese Anforderungen.

* Speaker/Referent

Ein methanolbasierter Kraftstoff, der als Dieselerersatz gedacht ist, wurde an einem Heavy-Duty Dieselmotor für mobile Arbeitsmaschinen getestet. Die geringe Cetanzahl von Methanol macht es untauglich für Selbstzündungskonzepte. Der getestete Kraftstoff ist daher eine variable Mischung aus Methanol, Wasser und Dimethylether (DME). Er ist entworfen, um als Nachrüstlösung für Dieselmotoren mit kompressionsgezündeter, diffusiver und überstöchiometrischer Verbrennung zu funktionieren.

IAV wurde von Gane Energy, den Entwicklern des Kraftstoffs, damit beauftragt, einen HD-Dieselmotor auszuwählen, die Komponenten für die Umrüstung zu entwickeln, das System aufzubauen und die Eigenschaften des Kraftstoffs hinsichtlich Leistung und Emissionen zu bewerten. Um dies zu erreichen, wurde am Brennverfahren lediglich das Einspritzsystem modifiziert, um die geringere Energiedichte des Kraftstoffs zu kompensieren. Dazu wurden Injektoren mit deutlich erhöhtem Durchfluss verwendet. Das modifizierte Einspritzsystem wurde von Liebherr-Components Deggendorf GmbH zur Verfügung gestellt. Im zweiten Teil des Projekts wurde ein maßgeschneidertes Abgasnachbehandlungssystem getestet. Der Motor wurde für Gane Fuel appliziert mit dem Ziel, die Roh-NO_x-Emissionen unter 2 g/kWh zu halten und dabei den Wirkungsgrad zu optimieren. Die Roh- und Endrohremissionen wurden hinsichtlich einer großen Bandbreite von Schadstoffen bewertet, wie NO_x, HC, CO, PM, PN, HCHO, MeOH und den Treibhausgasen CO₂ sowie CH₄.

Introduction – what is Gane fuel?

Gane fuel is a variable mixture of methanol, water, and dimethyl ether (DME). The methanol/water blend additionally contains a plant-based lubricity additive to decrease wear. Gane fuel is intended to replace Diesel fuel with minimum modification effort of the engine. Therefore, the combustion system is very similar to Diesel. It works with lean burn diffusion-controlled and compression ignited combustion, which is assisted by DME.

The presented results were produced with the actual fuel mixture shown in Table 1. The values for Diesel fuel and the methanol-water blend are results of laboratory analysis of the actual used fuel while the data for DME is based on literature values. The density at 15 °C for DME is given as vapor at 1013 hPa.

To replicate the Diesel combustion, the methanol-water blend, being the main fuel, is injected directly into the cylinder through the high-pressure injection system. In this case, the tested engine featured a Liebherr daisy chain high-pressure injection system. It makes use of pressure accumulators in the high-pressure connectors, near each injector, to store the high-pressure fuel.

	Unit	Diesel EN590	Methanol/water	DME
Water content	% mass	0.007	10.2	-
Cetane number	-	51	< 5	55 - 60
Lower heating value	MJ/kg	42.74	17.66	28.8
Density at 15 °C	kg/m ³	837.4	825.6	1.95 (v)
Carbon content	% mass	85.91	33.67	52.14
Hydrogen content	% mass	13.36	12.44	13.13
Oxygen content	% mass	0.73	53.89	34.73
Sulfur content	ppm mass	6.5	< 3	
FAME content	% vol.	6.6	-	-
Aromatics content	% mass	23.4	-	-

Table 1: Fuel properties

However, the very low cetane number of methanol renders it inappropriate for compression ignition (CI) combustion concepts. To enable the CI of methanol, DME was used as a fumigant. It can be injected into the intake air flow in either gaseous or liquid form and enters

the cylinder with the air. Due to its high cetane number it is combusting with homogeneous charge compression ignition (HCCI). The DME is not intended to deliver a significant share of the power generated in the cylinder but to enable timely ignition. DME's use was therefore minimized, depending on the operating point of the engine.

It is also apparent from the fuel data that the combination of inferior lower heating value with lower density requires significantly higher injection masses for the methanol/water blend compared to Diesel. Therefore, a modified injection system was provided by Liebherr-Components Deggendorf GmbH for the testing of Gane fuel.

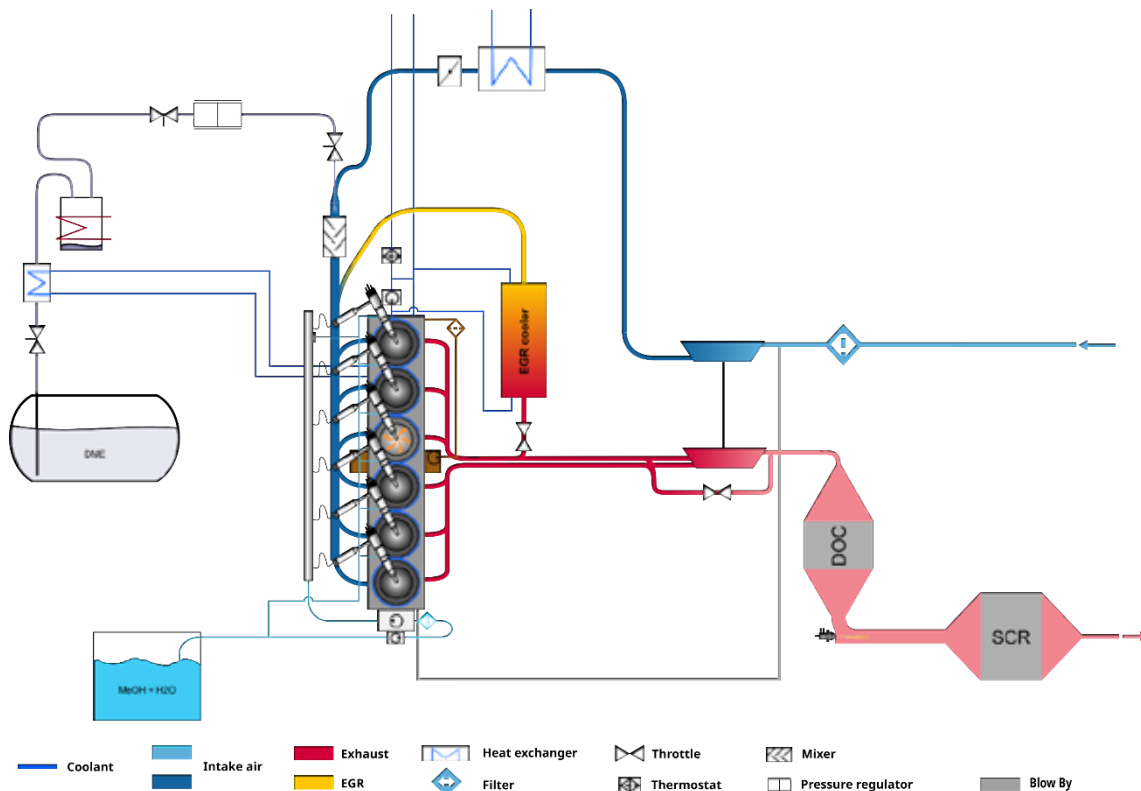


Figure 1: System setup for testing

The setup had undergone some optimization during testing. Figure 1 shows the final iteration of the testing setup with an exhaust after treatment system (EATS). The EATS catalysts were provided specifically for the testing with Gane fuel by BASF and consisted of an oxidation catalyst (DOC) and a urea-based selective reduction catalyst (SCR).

The test engine

For the testing of Gane fuel, a Liebherr D946 non-road heavy duty Diesel engine was used. It is available in several power ratings and is able to fulfill Tier 4 emission regulation in its variant with EATS and without exhaust gas recirculation (EGR). Another variant of the same engine is available that fulfills Stage IIIA emissions with EGR and without EATS. This variant flexibility offered the opportunity to test with and without EATS as well as with and without EGR on the same engine.

The minimum power rating was chosen for testing as it was expected, based on initial analysis, that the high-pressure pump would not have the capacity to deliver the required fuel flow for higher ratings in Gane fuel operation.

Key engine parameters can be found in Table 2.

Parameter	Value	Unit
Engine type	Diesel D946 A7-04	-
Cylinder	6	-
Cycle	4	-
Displacement	11.95	Liter
Stroke	150	mm
Con rod length	237	mm
Bore	130	mm
Compression ratio	17.5	-
Power	334 / 354 / 404	kW
Rated Speed	2,100 / 1,900	1/min

Table 2: The tested engine

Modifications to the injection system

The engine was equipped with a Liebherr LI2 injection system as a standard. The LI2 injectors feature a maximum injection pressure of 2,200 bar in the series configuration of the engine. The twin plunger high pressure pump works synchronously with the injection and features a high flow capacity for the engine size. Such capacity was mandatory as the fuel flow in Gane fuel operation exceeded the Diesel fuel flow by approximately factor 2.4.

To reach a similar thermal efficiency for both fuels, modifications to the injection system were necessary. The design target for the injector nozzle flow in Gane fuel operation was to match the injection duration of the Diesel engine under rated power. The maximum injection pressure was lowered to 1000 bar in Gane fuel operation due to wear considerations. As result, the nominal flow of the injectors was raised by factor 3.5. Figure 2 shows the components of the injection system with parts that were changed for Gane fuel operation marked in orange.

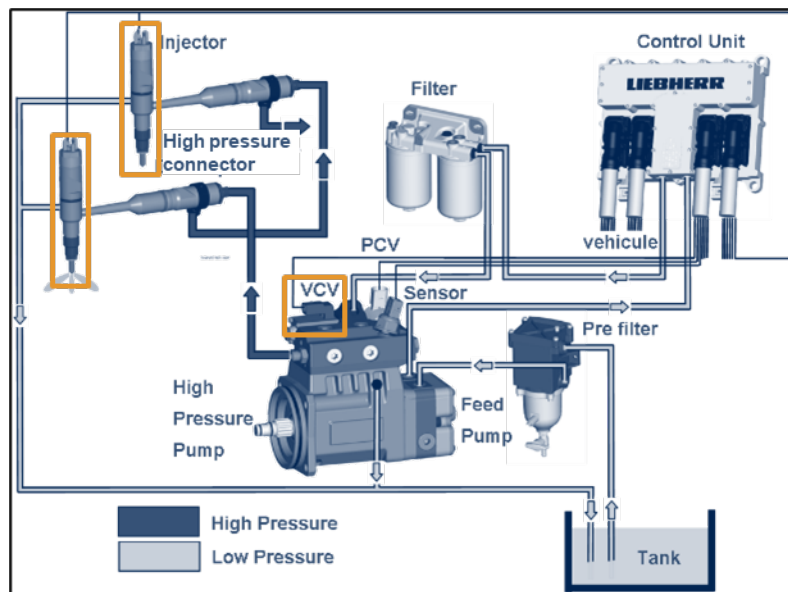


Figure 2: The Liebherr injection system (source: Liebherr)

Additional to the injectors, the volume control valve was exchanged to a variant with higher flow capacity to prevent any flow restriction on the low-pressure side.

The LI2 injector is available in two flow range variants with different nozzle diameters. In Diesel fuel configuration, the smaller variant was used. For the high flow capacity in Gane fuel operation, the variant with larger nozzle diameter was used.

Modifications to the engine

The base combustion system of the engine was carried over from the Diesel engine. As the only component of the combustion chamber where a change was necessary, the original injectors were replaced with the higher flow variant. Their spray geometry, given by the number of spray holes and their spray angle, was left unchanged. Only the diameter of the holes was larger to allow for the significantly higher flows.

To ensure the combustion of the methanol-water blend, DME was dosed into the intake air. Taking a minimum effort approach for the engine modification, the DME was blown into the intake air with continuous flow through a nozzle downstream of the charge air cooler and upstream of the intake manifold. It is critical for the combustion that each cylinder receives the same amount of DME to avoid misfiring or delayed combustion of individual cylinders. Therefore, a static mixer was installed downstream of the DME nozzle to ensure a good equal distribution of the DME within the intake air.

The DME flow was controlled by an external ECU that communicated with the engine's ECU via J1939 CAN bus protocol. With that setup, the DME dosing could be optimized depending on the operating point of the engine, with the target being to minimize the injected dose.

The engine was equipped with high pressure transducers in each cylinder to monitor combustion differences between the cylinders. It was observed that the DME was equally distributed across all cylinders leading to equal combustion stability.

Testing results

Two sets of combustion calibrations were developed for Gane fuel operation. One variant with EGR and one variant without. All adjustable combustion relevant parameters were optimized, including the DME metering. The presented results were achieved in the engine configuration without EGR to match the main variant of the Diesel engine which is its Tier 4 configuration. For NO_x raw emission, a level below 2 g/kWh was targeted by the combustion calibration. This enabled the engine to also reach Stage IIIA or alternatively Euro V NO_x emissions without de-NO_x EATS.

All shown results of the Diesel operation were measured in its high efficiency combustion mode.

The performance of the engine in Gane fuel operation was identical to Diesel operation at high speeds while a lack of torque was apparent at medium speeds in the area of the torque plateau. This was caused by the flow capacity limitation of the high-pressure pump. All other limits, such as temperatures and pressures in and around the cylinder, as well as the turbocharger speed, were close to Diesel operation and remained uncritical. From these observations it is evident that when the injection system is able to deliver the required fueling quantities, that it will likely be possible for Gane fuel's full load curve match that of Diesel.

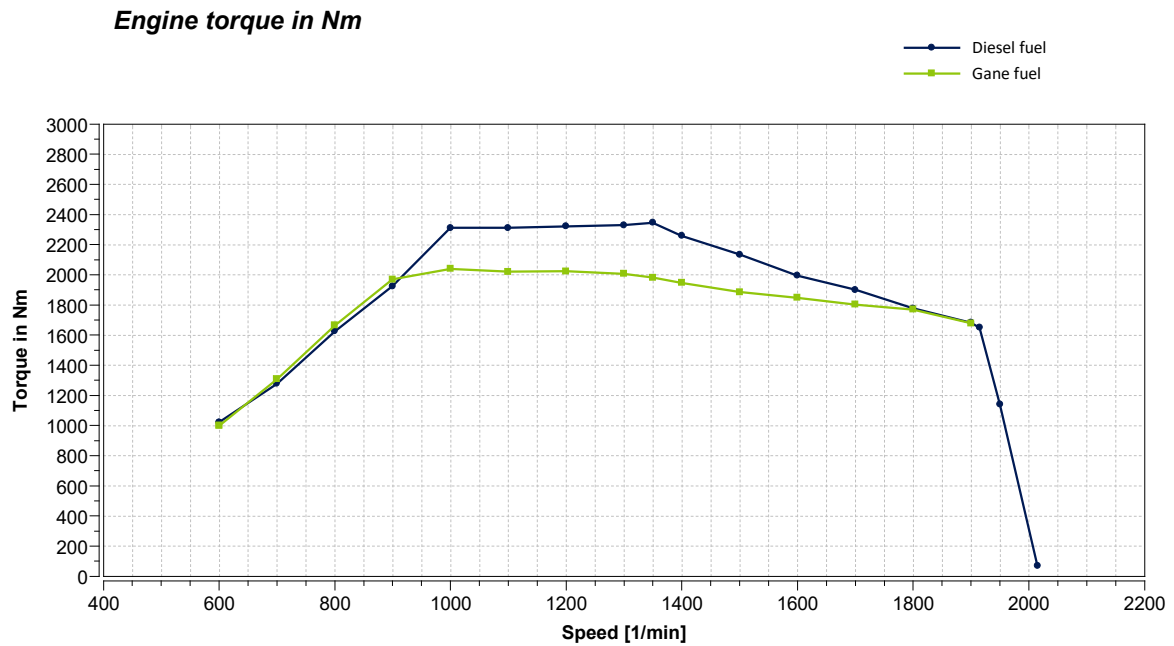


Figure 3: Full load curve

The combustion of Gane fuel shows differences compared to Diesel combustion under low part load conditions. Figure 4 shows a comparison of the in-cylinder pressure and heat release rate traces for both fuels at the operating point 1,000 1/min and 600 Nm. For Gane fuel combustion, two additional heat releases are apparent beginning at -30 °CAaTDCF. These show the combustion of DME which occurs in two stages. The used injection pattern consists of a pilot injection and a main injection for both fuels in this operating point. For Gane fuel combustion, the pilot injection burns right after the second DME heat release and is slightly overlapping with the following combustion of the main injection. The injection timings for Gane fuel are advanced in comparison to account for the longer combustion delay. The peak heat release rate is higher for Diesel combustion in this operating point showing a faster combustion. The reaction kinetics controlled last phase of the combustion is identical for both fuels.

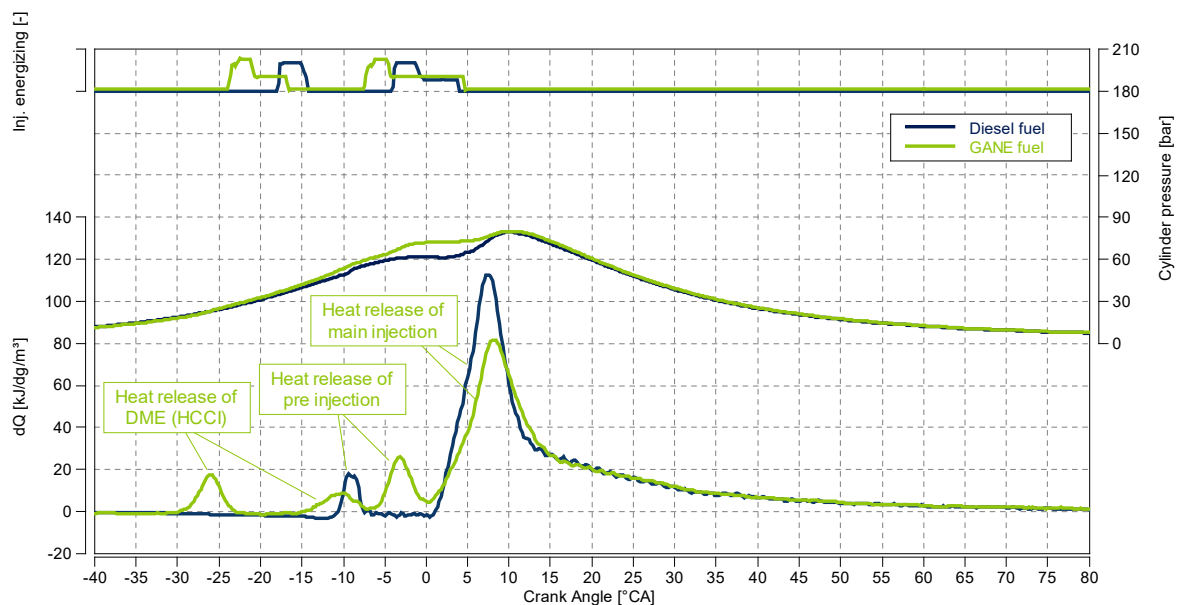


Figure 4: Combustion at low power

Figure 5 shows the combustion traces close to rated power measured at 1,900 1/min and 1,600 Nm. At this operating point, a different injection pattern was chosen for Gane fuel.

While the Diesel combustion is run with a single injection, the Gane fuel calibration makes use of an additional pilot injection.

Again, the early heat release of the HCCI combustion of DME is apparent. Albeit the second heat release for DME is not as clearly visible compared to the low power operating point. The heat release rate traces show a very similar combustion for both fuels. The pilot injection of the methanol-water blend burns delayed after the end of its injection which points towards premixed combustion and is overlapping with the main combustion. Peak heat release rates are very similar for both fuels showing that the design target for the high flow injectors was reached.

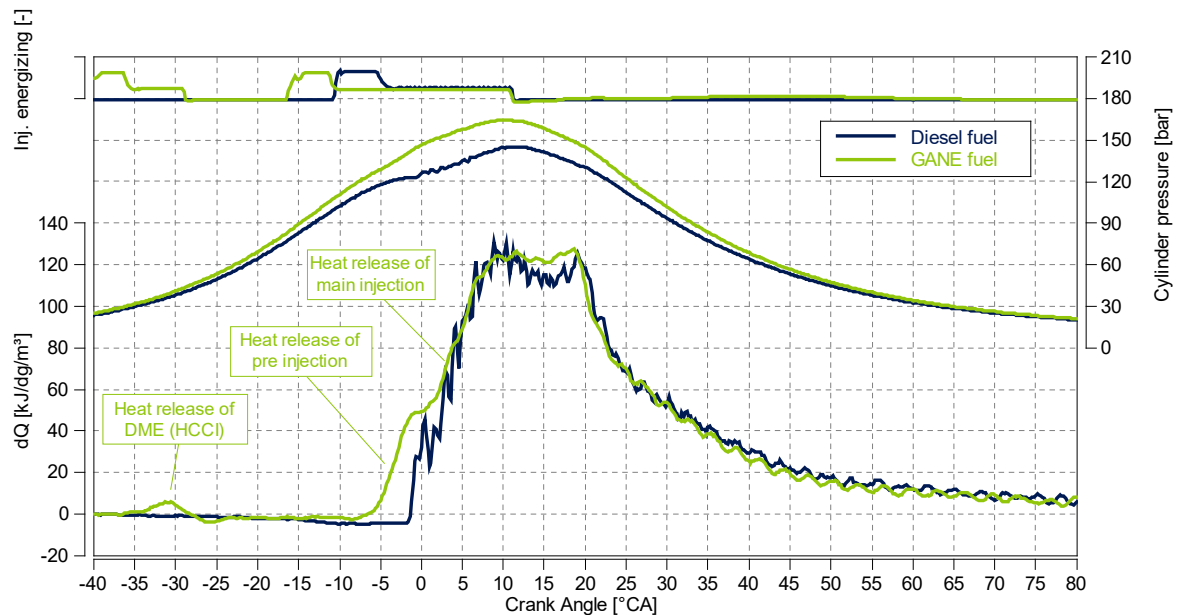


Figure 5: Combustion at high power

**Brake thermal efficiency
normalized in %**

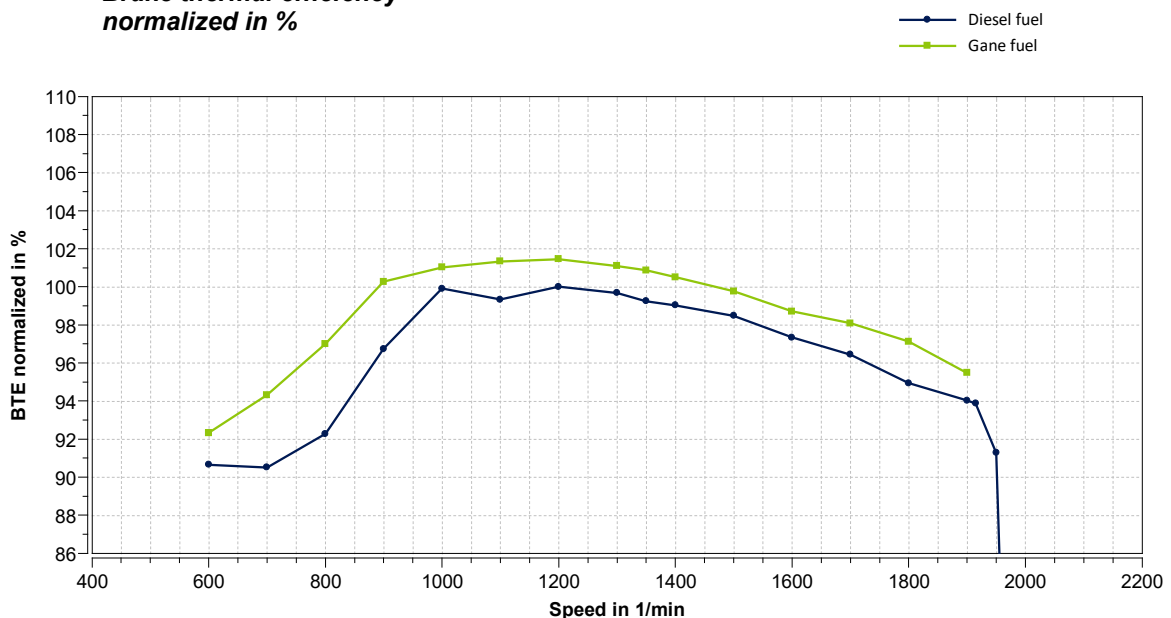


Figure 6: Normalized brake thermal efficiency at full load

Figure 6 shows that despite the given raw NO_x emission target, the brake thermal efficiency could be raised across the full load (noting that the torques are not identical at medium speeds). The values are normalized to the best efficiency of the Diesel full load curve. In general, Gane fuel showed a trade-off between NO_x and efficiency similar to Diesel

combustion but without its NO_x-PM-trade-off. With the use of EGR, the thermal efficiency could be further raised during testing while keeping the NO_x level steady.

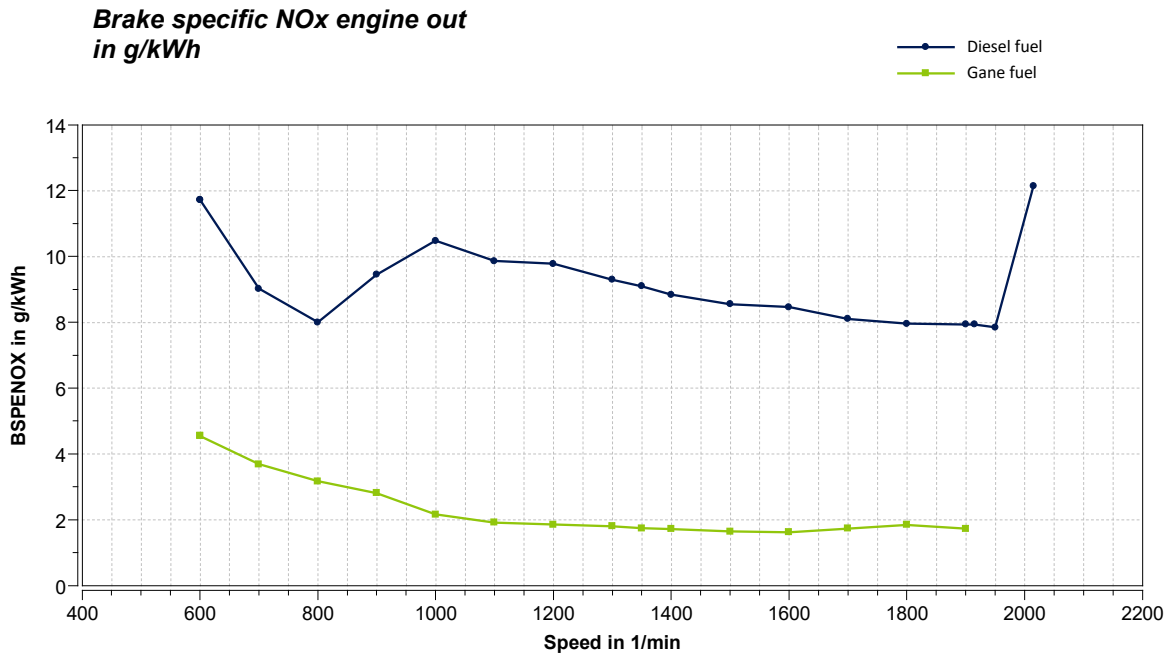


Figure 7: Brake specific raw NO_x emission at full load

Figure 7 shows that the NO_x target was reached for Gane fuel operation keeping the level below the limit at the relevant part of the full load curve. Gane fuel demonstrated a NO_x reduction of approximately 80% compared to Diesel. At the same time, no black carbon could be measured in Gane fuel exhaust.

Figure 8 shows that the soot concentration for the Diesel combustion was low across the full load with its peak at low air-fuel-ratios at low speeds while no soot was measured with Gane fuel.

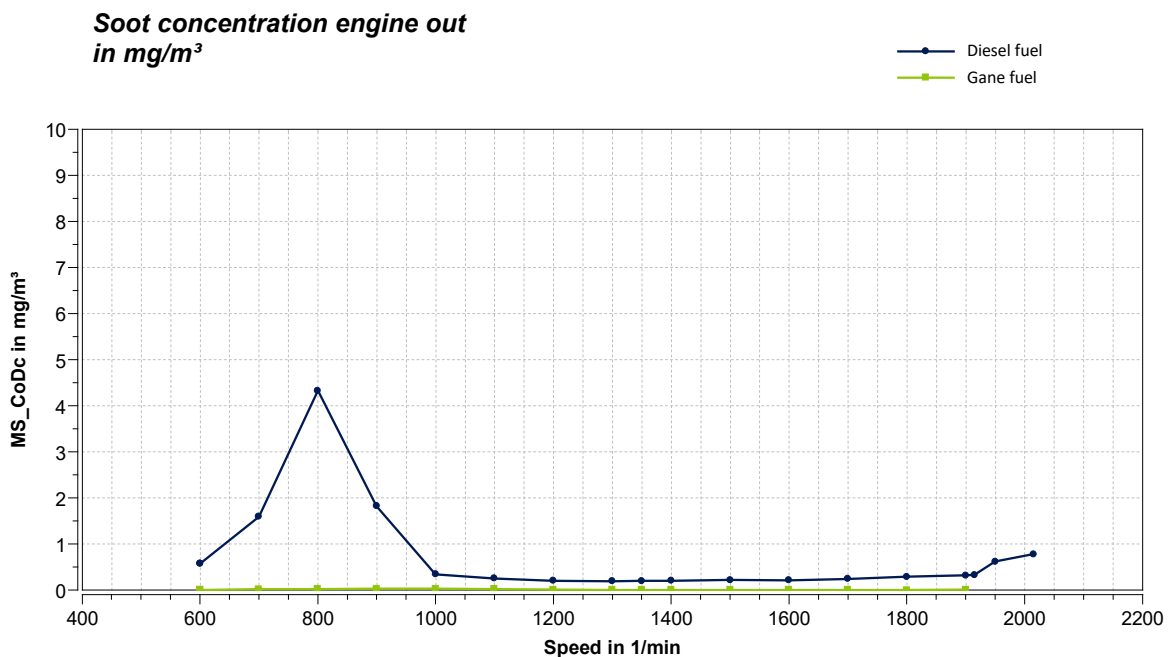


Figure 8: Soot concentrations at full load

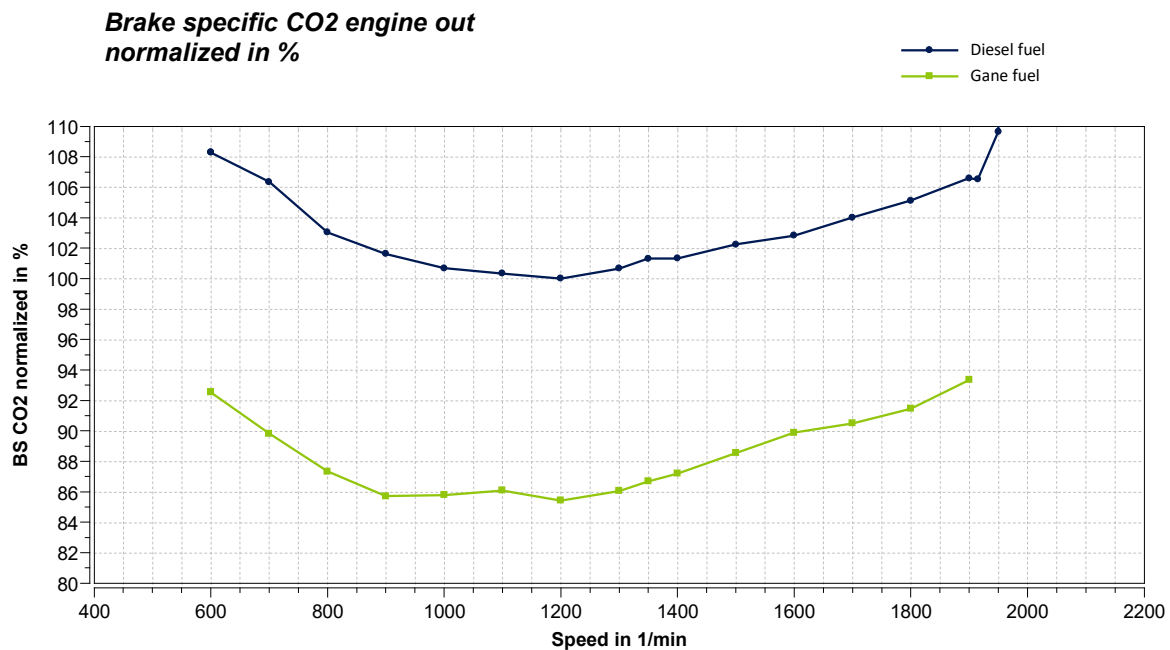


Figure 9: Brake specific normalized CO₂ emissions at full load

Figure 9 shows that due to increased thermal efficiency and the favorable carbon-to-heat-ing-value ratio of methanol, a reduction in brake specific CO₂ emissions was achieved even when taking a tank-to-wheel view. The data is normalized to the lowest specific CO₂ output at full load of the Diesel engine.

The engine was also fully transient-capable in Gane fuel configuration. Utilizing this ability, a set of legal emission cycles was run to further characterize the potential of Gane fuel regarding its emissions. The transient performance of the engine was slightly raised in Gane fuel operation as low AFR values do not lead to soot emissions unlike Diesel combustion. This leads to slightly decreased torque build-up durations under highly transient conditions and thus increased performance. Figure 10 shows the typical penalty in PM emission for transient Diesel operation. During phases with low AFR, Diesel combustion produces significantly higher PM emissions which is not the case for Gane fuel combustion. The transient results show the same PM results as the steady state cycles. The even lower PM results at tailpipe without a particulate filter might indicate that most of the gravimetrically measured PM on a filter was mostly consisting of hydrocarbons, especially as no black carbon was measured or apparent on the filters. The hydrocarbons were likely converted in the DOC leading to PM results at tailpipe at the detection limit of the used partial flow dilution tunnel measurement system. The graph also shows that with the means of standard EATS components known from today's Diesel engines, the remaining NO_x emissions can be efficiently reduced when operating with Gane fuel.

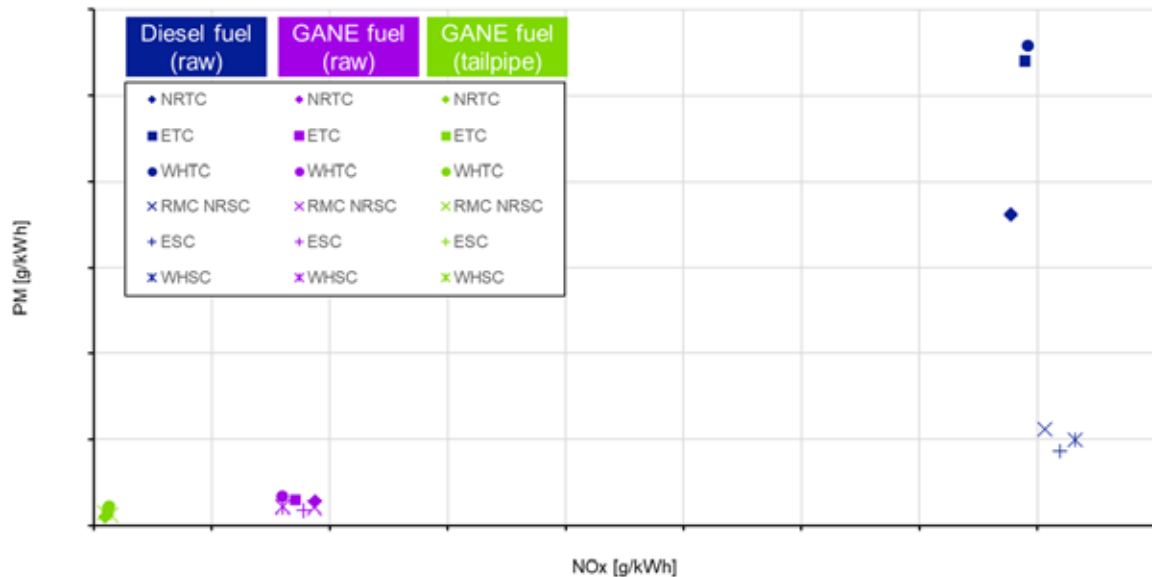


Figure 10: Emission cycle PM and NOx results

While looking at the harmful emissions typically present in the exhaust of a Diesel engine, methanol combustion tends to produce other products of the incomplete combustion. To assess these emissions, unburnt methanol and formaldehyde concentrations were measured with a Fourier transform infrared analyzer (FTIR).

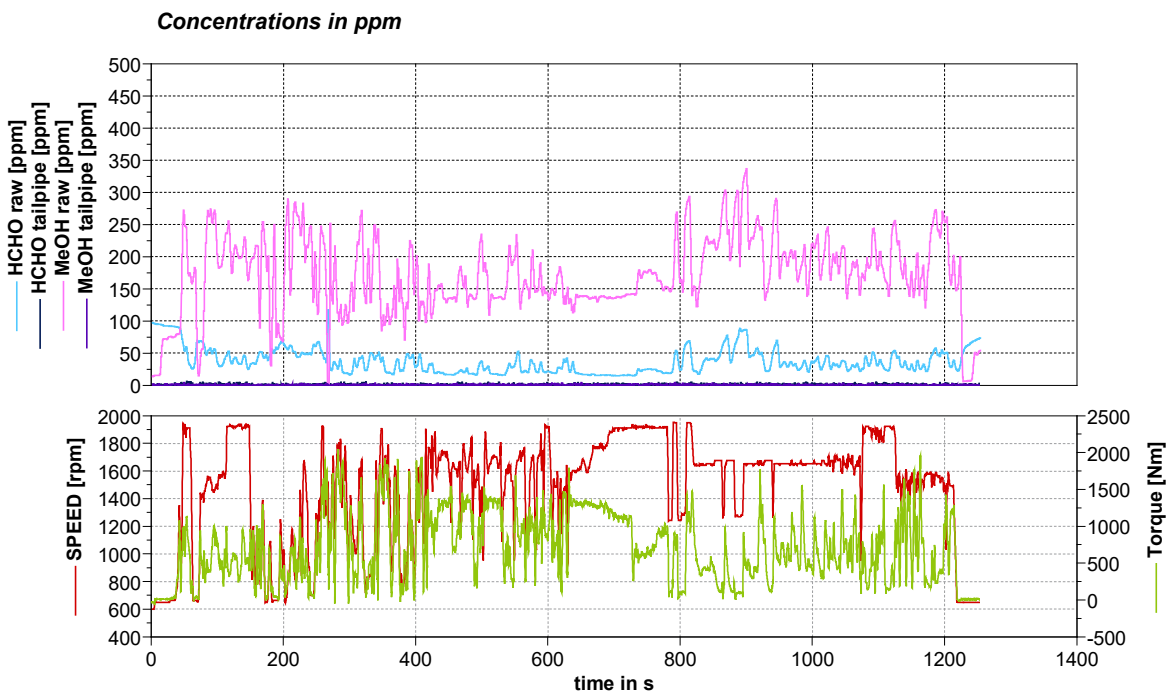


Figure 11: Exhaust concentrations in the hot NRTC

Figure 11 shows the concentrations of both pollutants during a hot non-road transient cycle (NRTC) measured at engine out and tailpipe position. Unburnt methanol (MeOH) reaches its highest levels during low load operation, the combustion at higher loads is more complete. The concentrations in the raw exhaust remain moderate throughout the cycle. However, the DOC is able to fully convert the unburnt methanol throughout the cycle.

The concentrations of formaldehyde (HCHO) in raw exhaust are significantly lower during the cycle and show the same trend as methanol: higher concentrations at low load which are decreasing towards higher load. The chosen DOC was able to fully convert the

emissions also for formaldehyde, so only the noise of the measurement signal from the FTIR is visible for the tailpipe data.

Conclusion and outlook

The results achieved with Gane fuel during testing of a full-size engine show that this methanol-based fuel is able to deliver high performance and very low emissions in a converted Diesel engine at the same time. While a raw NO_x reduction of approximately 80% was observed consistently across all testing, the reduction in PM and PN was even higher and exceeding 99.9% for PN. At the same time, CO₂ emissions could be reduced up to 10% calculated over a complete emission cycle. It was also apparent that injection systems designed for Diesel operation need further optimization than the available components to achieve the same power density as with Diesel fuel. However, the similarity of the combustion processes of both fuels at high power made it highly likely that the engine would be able to reach the same full load curve as it did not touch any limit at the tested full load. As alcohol-based fuels can be produced from renewable sources and by direct carbon-capture based methods it can be expected that they will play an increasingly important role in the future and will assist with decarbonization. Therefore, injection systems specifically designed for these fuels would enable Diesel engines to transition to these fuels. With Gane fuel, this can be achieved with little modification of the base engine while keeping the major advantages of the Diesel engine.

In the present work, the engine was tested under standard test bench conditions at 25 °C ambient temperature. While the engine could easily start under its own power at these conditions, the topic of cold start is expected to need further assessment and development.

The DME, which was stored in a separate canister for testing, is intended to be produced on-board and on demand from the methanol in the future.

Session 7

Konventionelle Kraftstoffe - Teil 2 / Conventional Fuels - Part 2

**Moderation: Professor Helmut Tschöke;
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg**

Dieseleinspritzsystem mit geschlossenem Regelkreis, nochmals verbessert durch den Einsatz von neuronalen Netzen

**Dr.-Ing. Martin Fethke, Dipl.-Ing. Vincent Lecas,
Dipl.-Ing. Kilian Bucher***
Robert Bosch GmbH, Stuttgart

Kurzfassung NCC Nemo – “Needle Closing Control” mit KI*

Stand der Technik: Um eine hohe Einspritzgenauigkeit zu erzielen, hat Bosch das "NCC - Needle Closing Control" genannte Diesel-Injektor Regelsystem entwickelt, welches auf der Common-Rail-Technologie basiert und mithilfe eines Piezosensors im Injektor sowie einer neuen Software-Architektur die Regelung der Einspritzdauer in einem geschlossenen Regelkreis ermöglicht. Zusätzlich ist eine präzise Erfassung des Düsenverkokungsgrads als Führungsgröße für die Einspritzdauerregelung erforderlich. Das aktuell in die Software implementierte physikalische Verkokungsmodell ist hierfür eine solide Grundlage.

Innovation: Um für die neueste Dieselmotoren-Generation die Genauigkeit und Robustheit weiter zu erhöhen, entwickelt Bosch das NCC-System grundlegend weiter.

In der neuen, NCC Nemo (Nemo = Neural Network Models) genannten Generation, werden erstmals neuronale Netze, also künstliche Intelligenz, in ein Bosch Dieselmotorsteuergerät implementiert.

Die zentrale Teil-Funktion ist die neue und innovative Verkokungserkennungs- und Kompensationsfunktion, namens CCN (= Coking Compensation by Neural Network). Das Funktionsprinzip beruht auf der Kopplung von verschiedenen, voneinander unabhängigen verkokungssensitiven Parametern, wie weiterhin die Nadeldynamik aber nun auch der Raildruckverlauf, in einem neuronalen Netzwerk. Mit diesen Informationen kann das neuronale Netz eindeutig zwischen Durchfluss- sowie Nadeldynamikabweichungen differenzieren. Statistische Simulationen und erste Messungen zeigen die hohe Wirksamkeit des Konzepts.

Darüber hinaus wird eine weitere Funktion namens „FCD“ = „Fuel Compressibility Detection“ implementiert, die ebenfalls auf einem neuronalen Netzwerk basiert. Die FCD detektiert wichtige Kraftstoffeigenschaften und stellt sie der CCN als Eingang in das neuronale Netz zur Verfügung. Dadurch wird die NCC Nemo-Generation robust gegenüber dem Einfluss unterschiedlicher Kraftstoffe, wie z. B. eFuel.

Short version NCC Nemo – Needle Closing Control with AI**

Where we come from: For high injection accuracy Bosch has already developed the “NCC – Needle Closing Control” called diesel injector control system, which is based on common rail technology and enables the injection duration to be controlled in a closed loop with the help of a piezo sensor in the injector as well as a new software architecture.

However the NCC system needs a precise detection of the nozzle coking level as command variable for injection duration controlling. The physical coking model which is now implemented in the software is a solid basis for this.

Innovation: In order to significantly increase in particular the accuracy of coking detection for the newest diesel engine generation, Bosch is developing the NCC system

* Speaker/Referent

* KI = Künstliche Intelligenz

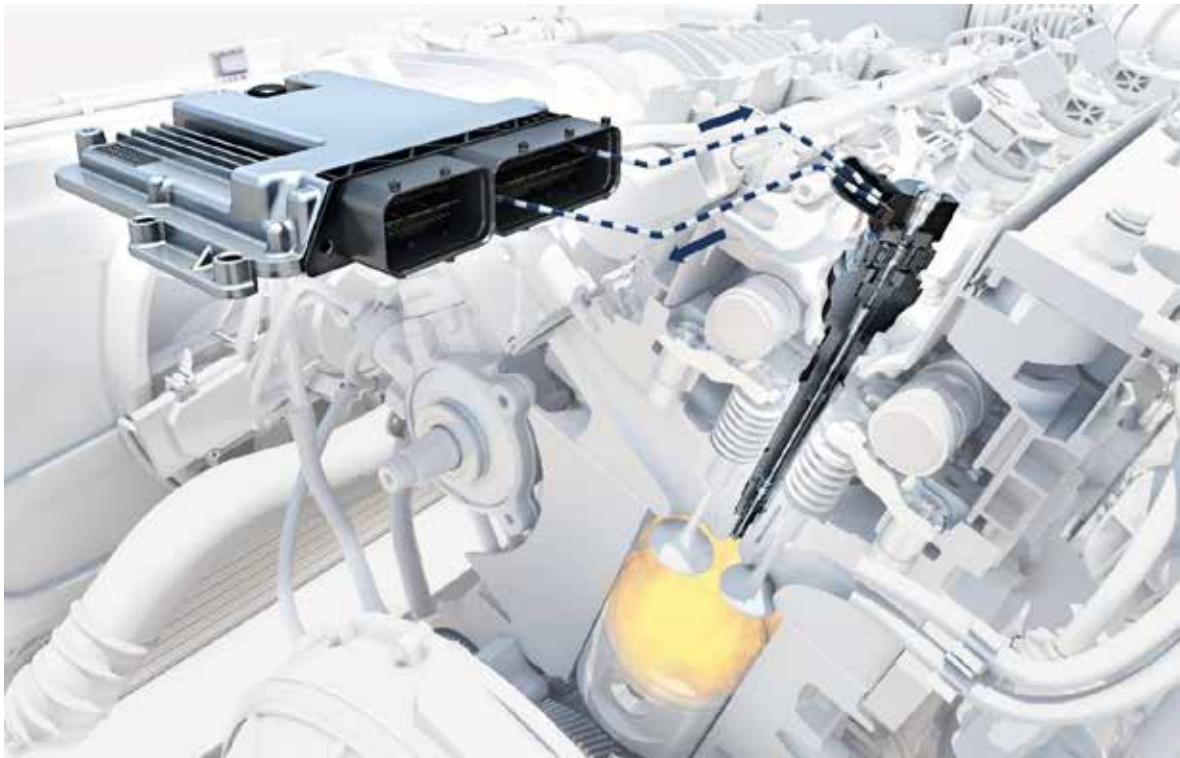
** AI = Artificial Intelligence

fundamentally to the next level. In the new generation called “NCC Nemo”, neural networks, i.e. artificial intelligence, are being implemented in a Bosch diesel engine control unit for the first time. The name “Nemo” = “Neural Network Models” is also derived from this.

The central function of the NCC Nemo generation is the new and innovative coking detection and compensation function, called “CCN” = “Coking Compensation by Neural Network”. The functional principle is based on the coupling of different and independent coking sensitive parameters, such as the needle dynamics and now also characteristics from the rail pressure signal, in a neural network. With this information, the neural network can clearly differentiate between flow rate and needle dynamic deviations.

Statistic simulations and first measurements show the effectiveness of this approach.

Furthermore, a new function called “FCD” = “Fuel Compressibility Detection”, which also is based on a neural network, is implemented to identify important fuel properties as input in the CCN. That makes the NCC Nemo generation robust against the influence of different fuels, such as efuel.



© Bosch

Bosch hat das Einspritzsystem für Dieselmotoren perfektioniert. Das Needle Closing Control (NCC) genannte System basiert auf der Common-Rail-Technologie mit Magnetventilinjektoren und ermöglicht die Regelung der Einspritzdauer in einem geschlossenen Regelkreis.

Mithilfe eines Piezo-Sensors im Injektor sowie einer neuen Software-Architektur erfasst und regelt das System die Dauer der einzelnen Kraftstoffeinspritzungen mit der Auflösung einiger millionstel Sekunden.

Dadurch bleibt die für den Motor wichtige Kraftstoffzumessung und -aufbereitung über die gesamte Fahrzeuglebensdauer unter realen Fahrbedingungen stabil.

Eine weitere signifikante Verbesserung konnte durch die NCC Nemo genannte innovative Weiterentwicklung mit einer auf einem neuronalen Netz basierenden Düsendurchflusserkennung erreicht werden.

Damit kann der Einspritzdauerregelung ein sehr robuster Zielwert zur Verfügung gestellt werden.

Das System leistet damit einen wichtigen Beitrag für die zukünftige Wettbewerbsfähigkeit des Dieselantriebs.

= Künstliche Intelligenz

** AI = Artificial Intelligence

Robuste Systemauslegung

Die Anforderungen zur Einhaltung der gesetzlich limitierten Fahrzeugemissionen haben sich mit Einführung von Messungen unter realen Fahrbedingungen (RDE - Real Driving Emissions) deutlich verschärft.

Ein ganzheitlicher Ansatz auf Antriebsstrangebene ist in diesem Zusammenhang von größter Bedeutung, um dem Anspruch an Leistung, Verbrauch, Geräuschverhalten und Emissionen gleichzeitig gerecht zu werden.

Der Fokus zukünftiger Optimierungen liegt dabei auf der weiteren Reduktion der Stickoxide (NO_x), um die heutigen und zukünftigen Emissionsgrenzwerte gegenüber sämtlichen Umwelteinflüssen, über die gesamte Lebensdauer hinweg, im realen Fahrbetrieb einzuhalten. [1] Dabei gilt es den Vorteil der niedrigen CO₂ Emission des Dieselantriebs beizubehalten. Neben dem Luft- und Abgasnachbehandlungssystem leistet das Einspritzsystem (Fuel Injection System - FIE) durch die großen Freiheitsgrade im Bereich der Einspritzstrategie in Verbindung mit einer hohen Zumessgenauigkeit einen großen Beitrag zur Gesamtoptimierung des dieselmotorischen Brennverfahrens. Dem Zusammenspiel von technologisch hochpräziser Hardware und dem Einsatz komplexer Funktionen kommt hierbei eine entscheidende Bedeutung zu. Eingeführte und aktuell entwickelte Maßnahmen in der Hardware des FIE zielen auf eine Verbesserung der CO₂ Bilanz und Zumessgenauigkeit ab [2]. Während diese bereits eine sehr robuste Basis darstellen, zeigt sich insbesondere bei Anwendungen mit hohen Leistungszielen und komplexen Verbrennungs- und Einspritzstrategien sowie sensiblen Auslegungen die Integration einer Closed Loop Regelung als sehr sinnvolle Zusatzmaßnahme. Der Einsatz eines solchen Konzeptes wird dabei wesentlich getrieben durch die Forderung nach robuster Einhaltung steigender Anforderungen an das motorische Gesamtsystem über die gesamte Lebensdauer.

Needle-Closing-Control (NCC) - Konzept

Ergänzend zur evolutionären Weiterentwicklung des Common Rail Diesel Einspritzsystems (CRS) mit Magnetventil-Servoinjektoren, ermöglicht die sogenannte Needle-Closing-Control (NCC) Technologie durch die Regelung der Einspritzdauer in einem geschlossenen Regelkreis (Closed Loop) eine signifikante Verbesserung der Einspritzgenauigkeit, insbesondere bei anspruchsvollen Einspritzmustern im realen Fahrbetrieb, **BILD 1**.

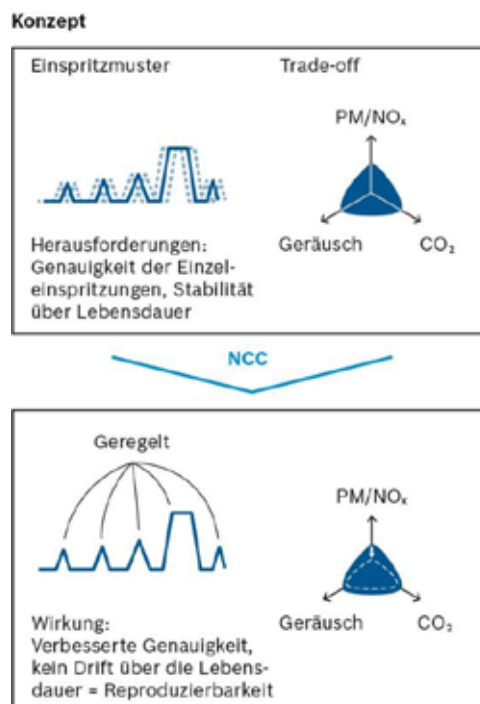


Bild 1: Konzept Needle Closing Control (NCC) © Bosch

Sensorik

Kern des geschlossenen Regelkreises ist ein in den Magnetventilinjektor integrierter Piezosensor, der die für den Einspritzvorgang charakteristischen Merkmale erfasst, der sogenannte Needle-Closing-Sensor (NCS).

Das druckausgeglichene Schaltventil des Magnetventilinjektors ab der Generation CRI 2-2x, ist so ausgeführt, dass der zentrale Ankerbolzen sensitiv auf die Änderung charakteristischer Injektormerkmale, wie z.B. Düsennadelschließen, reagiert. Die Integration eines Piezo-Sensors direkt über diesem Ankerbolzen, ermöglicht eine robuste Merkmalerkennung bei relativ geringer Konstruktionskomplexität.

Das Sensorsignal ist proportional zum Druckverlauf des unterhalb des zentralen Ankerbolzens liegenden Ventilraums. Anhand des in **BILD 2** dargestellten Ventilraumdruckverlaufs können, unter Anwendung darauf optimierter Algorithmen im Steuergerät, folgende Merkmale detektiert werden:

- Magnetventilöffnen und in Folge indirekt der Einspritzbeginn
- Nadelumkehrpunkt
- Nadelschließen (Einspritzdauer)

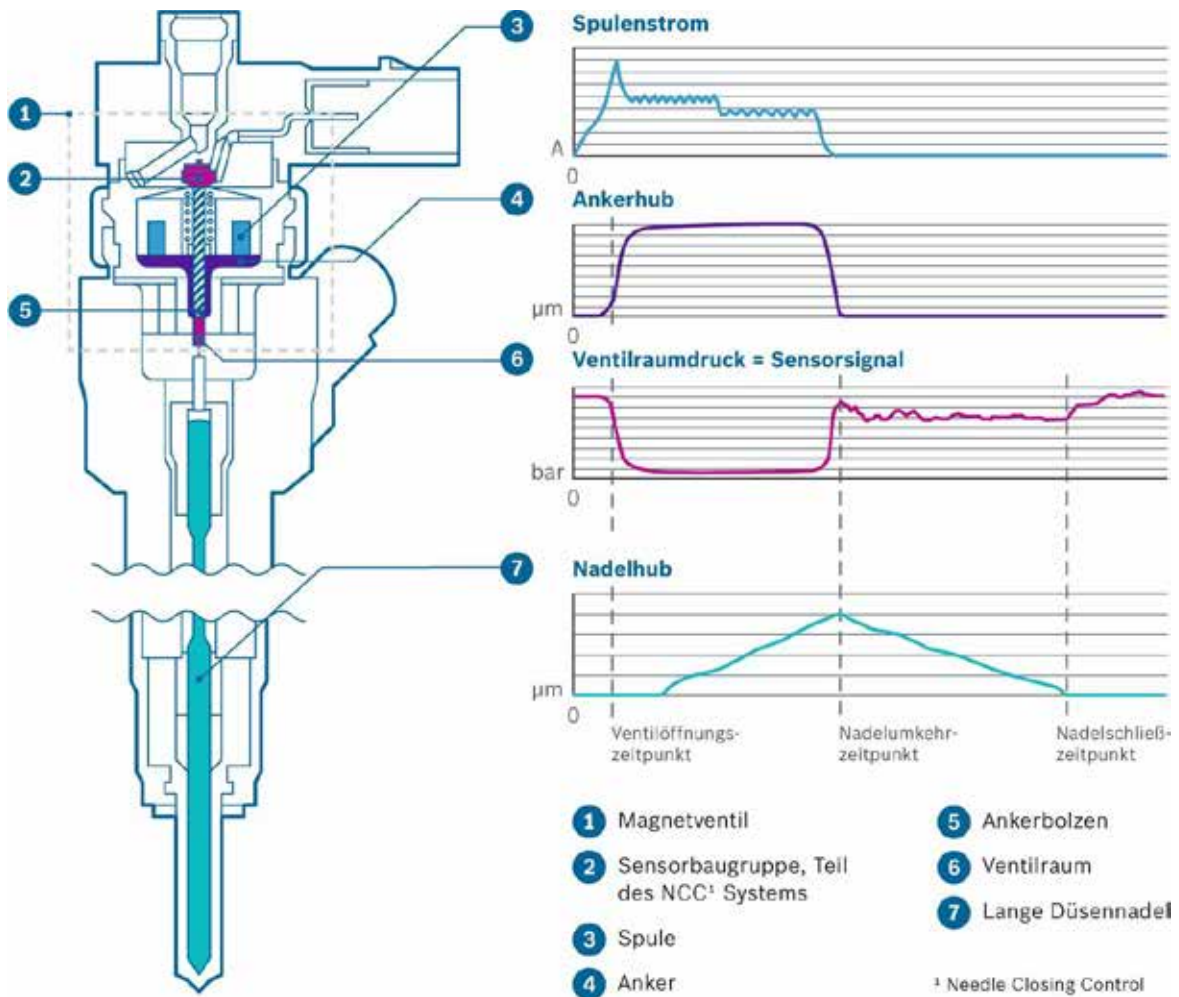


Bild 2: Needle Closing Sensor NCS, CRI 2, Merkmaldetektion © Bosch

Beschreibung des Systems

In einem konventionellen CRS ohne geschlossenen Regelkreis werden im sogenannten Ansteuerdauerkennefeld die zur Mengenzumessung notwendigen elektrischen Ventil-Ansteuerzeiten für einen Referenzinjektorsatz in Abhängigkeit des Raildrucks hinterlegt. Unvermeidliche Injektortoleranzen, Drift über Laufzeit sowie Temperatureffekte beim Kaltstart oder bei hoher Fahrdynamik führen bei gleicher elektrischer Ansteuerzeit zu unterschiedlichen Einspritzdauern der einzelnen Exemplare und damit zu Mengenabweichungen im Vergleich zum Referenzinjektorsatz. Da bei Servoinjektoren mit ballistischer Düsennadelflugkurve eine sehr gute Korrelation zwischen hydraulischer Einspritzdauer und Einspritzmenge besteht, **BILD 3**, wird im NCC-System die hydraulische Einspritzdauer als zentrale Führungsgröße hinzugefügt, ergänzend zur elektrischen Ansteuerdauer. Diese wird in einem zusätzlichen Kennefeld für den Referenzinjektorsatz abgelegt.

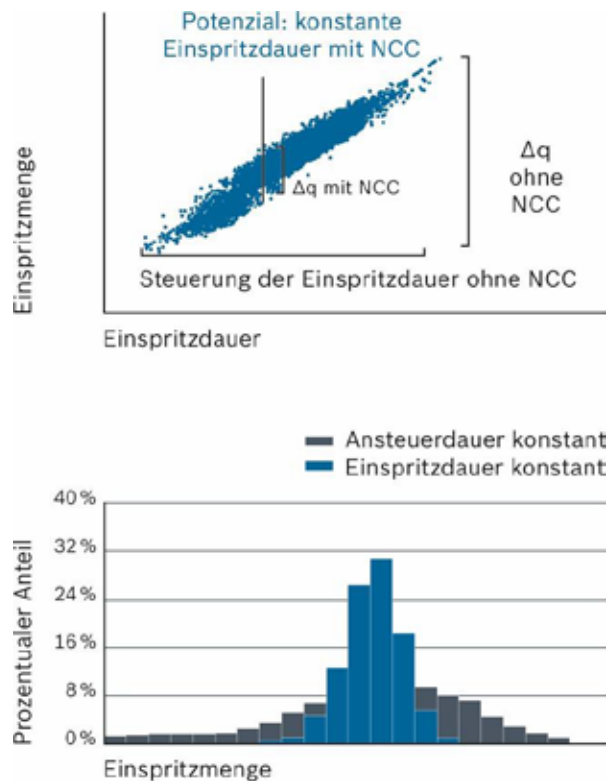


Bild 3: Korrelation Spritzdauer zu Menge © Bosch

Vorsteuerung

Deterministische Effekte auf Düsennadeldynamik und Einspritzratenhöhe, wie zum Beispiel Druckwellen im Injektor oder Zylindergegendruck, werden in Software-Vorsteuermodulen typischerweise durch physikalische Modelle abgebildet, **BILD 4**.

Hauptfunktion der Vorsteuerung ist die exemplarunabhängige Korrektur von Einspritzbeginn und -dauer durch einen Eingriff in die Ventilansteuerung, um die Auswirkung der bekannten Effekte auf Einspritz-Timing und Einspritzrate zu kompensieren. Durch die mit der NCC-Softwarestruktur neu hinzugekommene Korrektur des Einspritzbeginns ergibt sich im Vergleich zu einem konventionellen System, das nur am Ansteuerende eingreift, schon über den Vorsteuerpfad eine verbesserte Mengengenauigkeit. Dies zeigt sich insbesondere bei Mehrfacheinspritzung, da die nun zeitlich richtigen Korrektoreingriffe keine Veränderung der tatsächlichen, für die Druckwellenkorrekturgüte relevanten, Einspritzabstände bewirken.

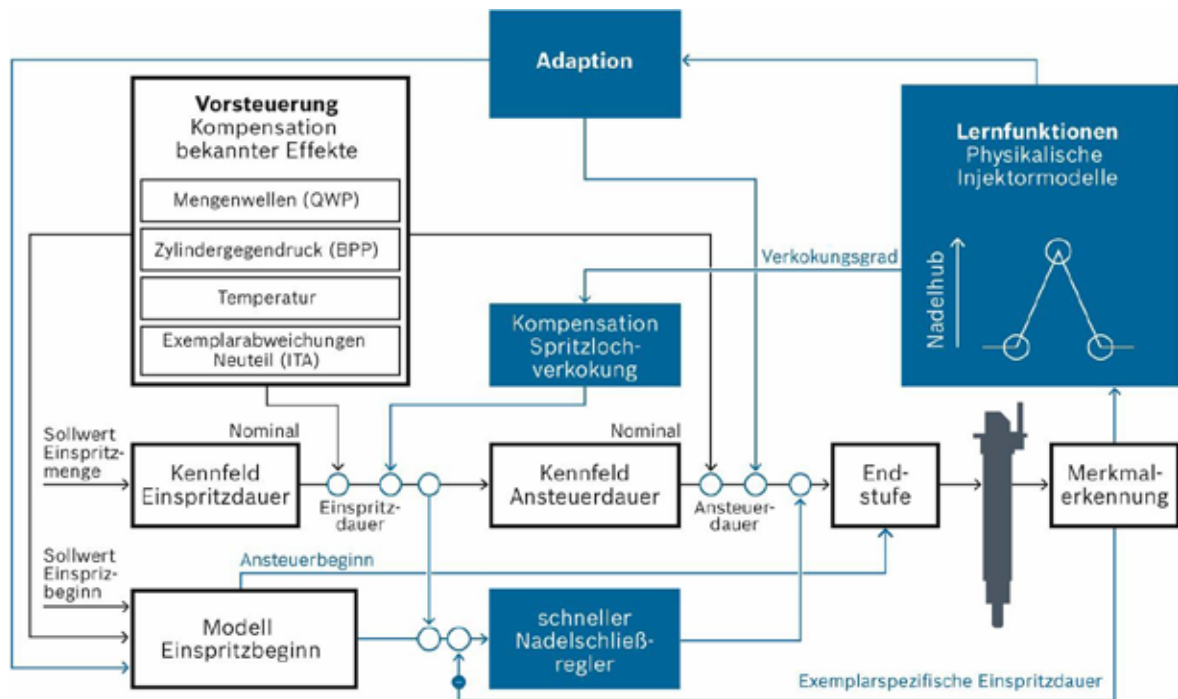


Bild 4: NCC-Regel- und Adaptionstruktur © Bosch

Schnelle Closed Loop Regelung (funktionaler Kern des Systems)

Um alle restlichen Effekte auf die Einspritzdauer, wie Bauteil-Exemplarstreuungen, Drift, Temperatur oder Fahrndynamik zu kompensieren, regelt das NCC-System die tatsächliche Einspritzdauer exemplar- und einspritztypspezifisch (Pil, MI, Pol) auf den Sollwert aus Einspritzdauer kennfeld und Vorsteuerung.

Das erfolgt durch hochdynamische Eingriffe in die Ventilansteuerung auf Basis der mit dem Needle Closing Sensor erfassten Nadelumkehr- sowie Nadelschließzeitpunkte.

Adaption

Ergänzend haben Nadelumkehr- und Nadelschließzeitpunktregelung unterlagerte Adaptionkennfelder in die die Werte des jeweiligen Reglerausgangs eingelernt werden.

Weiterhin erfasst das NCC-System die tatsächlichen Öffnungszeitpunkte des Magnetventils auf der ersten Einzeleinspritzung im Einspritzmuster (und damit unbeeinflusst von Mehrfacheinspritzeffekten) und speichert Abweichungen von den Sollwerten aus Ventilöffnungskennlinie und Vorsteuerung raildruckabhängig in einer Adaptionkennlinie.

Diese Korrekturwerte werden auf alle Einzeleinspritzungen im Einspritzmuster angewandt.

Mit diesem „drei-Ebenen-Korrekturkonzept“ kann das NCC-System Einspritzbeginn und Einspritzdauer für alle Exemplare im realen Fahrbetrieb über die Fahrzeuglebensdauer hinweg auf dem Niveau des Referenzinjektorsatzes aus der Motorapplikation halten.

Auf die aufwändige Vorsteuerung wird trotz Sensorik und geschlossenem Regelkreis bewusst nicht verzichtet, um die Regeleingriffe für gutes Dynamikverhalten klein zu halten und um die Mengenzumessung auch im Fehlerfall sicherzustellen.

Verkokungskompensation

Exemplarspezifische Abweichungen der Düsendurchflussrate, verursacht zum Beispiel durch Spritzlochverkokung oder Spritzlochkorrosion, würden auch bei gleichgestellter Einspritzdauer zu relevanten Mengenabweichungen führen. Daher ist es für das NCC-System von entscheidender Bedeutung, den tatsächlichen Düsendurchflusswert des jeweiligen Injektors im Fahrbetrieb laufend zu ermitteln, um den Zielwert für den Einspritzdauer-Regler entsprechend anzupassen.

Das bisher in die Software implementierte Verkokungsmodell interpretiert eine gemessene Änderung der Düsennadeldynamik über die Lebensdauer als Änderung der Verkokung. Als zentrale Größe dient hierzu der exemplarspezifische Nadeldynamikkoeffizient k , der das Verhältnis von Düsennadelschließzeit zu Düsennadelloffnungszeit beschreibt. So kann die exemplarspezifische Abweichung vom Soll-Düsendurchflusswert des Referenzinjektorsatzes von der Motorapplikation detektiert werden, **BILD 5**.

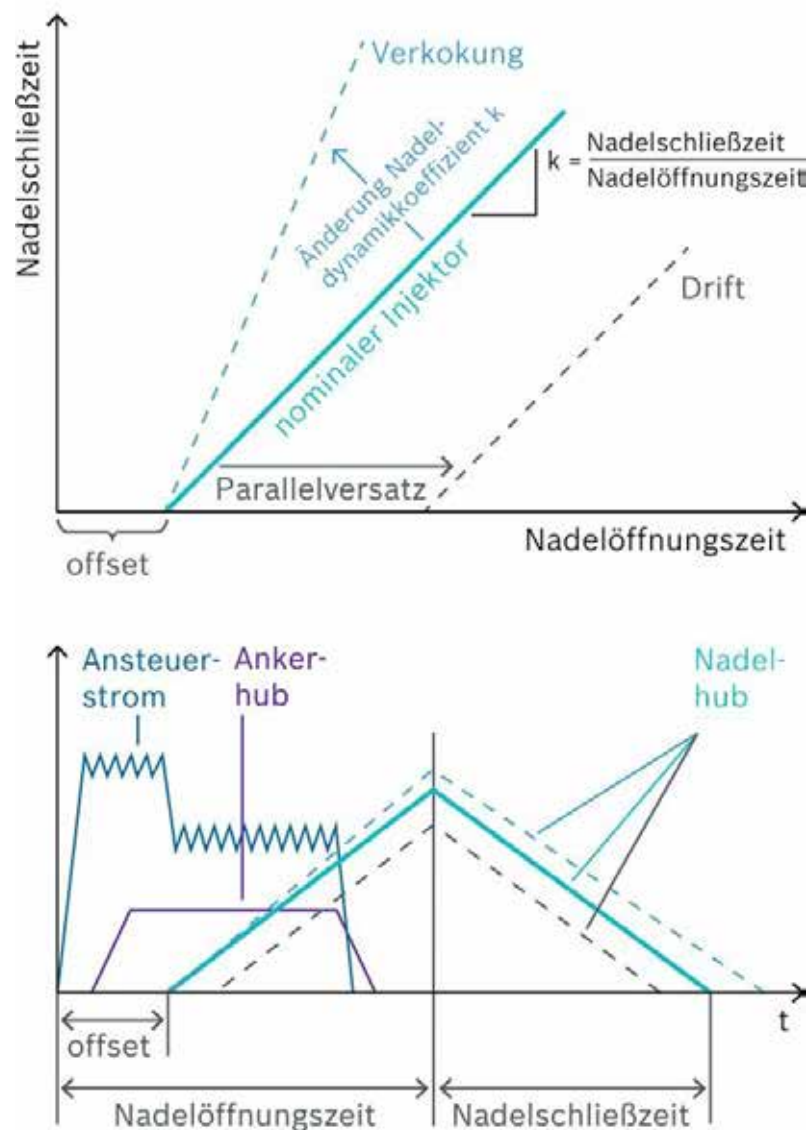


Bild 5: Konventionelle Verkokungskompensation © Bosch

Das NCC-System stellt nun dem Motorapplikateur mehrere Kompensationsoptionen bereit, um auf einen erkannten, zum Beispiel erhöhten Verkokungsgrad unter Berücksichtigung der bekannten Abhängigkeiten zu Zylinderspitzenruck, Abgastemperatur, usw. zu reagieren:

- Verlängerung Einspritzdauer
- Optional: Erhöhung Raildruck
- Optional: Verschiebung Einspritzbeginn (um den Einspritzratenschwerpunkt gleich zu halten)

Die Herausforderung hierbei ist, dass die grundsätzlich gute Korrelation zwischen Nadeldynamik und Änderung der Düsendurchflussrate durch Störeffekte, wie beispielsweise unterschiedliche Kraftstoffeneigenschaften oder effektive Änderungen der für die Nadelgeschwindigkeit wesentlichen Hochdruckdrosseln im Injektor durch beispielsweise Beläge, ungewollt beeinflusst wird.

Innovation CCN – “Coking Compensation by Neural Networks”

Um für die neueste Dieselmotoren-Generation die Genauigkeit und Robustheit der Verkokungserkennung deutlich zu erhöhen, entwickelt Bosch das NCC-System grundlegend weiter.

In der neuen, NCC-Nemo (Nemo = Neural Network Models) genannten Generation, werden erstmals neuronale Netze, also künstliche Intelligenz, in ein Bosch Dieselmotorsteuergerät implementiert.

Die zentrale Teil-Funktion der NCC-Nemo Generation ist die neue und innovative Verkokungserkennungs- und Kompensationsfunktion, namens CCN (= Coking Compensation by Neural Network). Das Funktionsprinzip beruht auf der Kopplung von verschiedenen, voneinander unabhängigen verkokungssensitiven Parametern in einem neuronalen Netzwerk. Entscheidend ist hierzu die Hinzunahme verschiedener skalarer Größen des Raildrucksensor-Signals, wie Gradient und Amplitude des Druckeinbruchs während der Einspritzung. Dadurch bekommt das Neuronale Netz wichtige Informationen um zwischen Durchflussänderung und Abweichungen der Nadeldynamik eindeutig zu differenzieren, **BILD 6**.

Statistische Simulationen und erste Messungen zeigen die hohe Wirksamkeit des Konzepts.

Die erste schon voll funktionale Ausbaustufe der neuen CCN-Funktion ist bereits in die Bosch Plattform Software integriert.

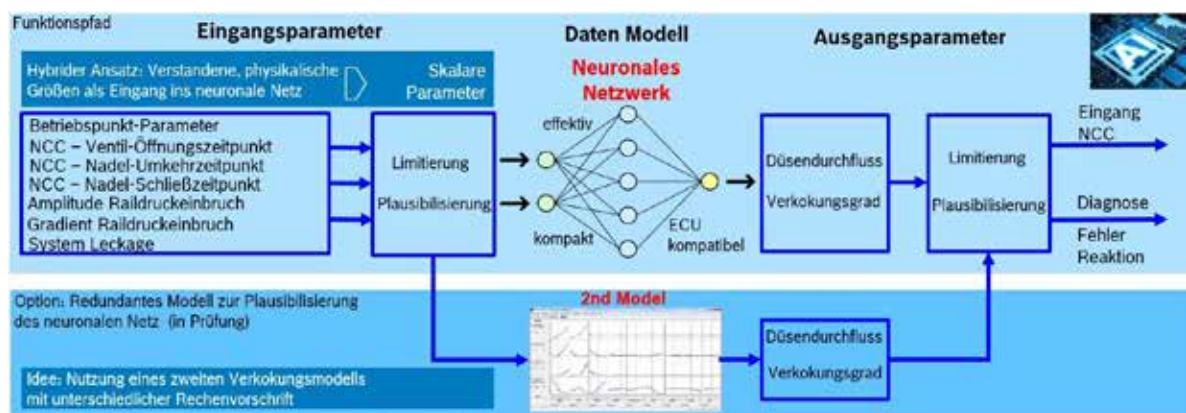


Bild 6: CCN - Verkokungskompensation mit neuronalem Netz © Bosch

Weiterhin wird in einem zweiten Schritt eine ebenfalls auf einem neuronalen Netz basierende Funktion namens FCD (= Fuel Compressibility Detection) zur Erkennung des Kompressionsmoduls und damit auch von wichtigen Kraftstoffeigenschaften entwickelt. Der Parameter FCD-Kompressionsmodul soll zukünftig dem neuronalen Netz der CCN als weiterer Eingang zur Verfügung gestellt werden. Dadurch kann die Beeinflussung der CCN-Verkokungskompensation insbesondere durch unterschiedliche Kraftstoffe, wie z.B. eFuel, minimiert werden.

Vorteile durch das NCC-System

- Stabile Einspritzzeitpunkte und Einspritzmengen im realen Fahrbetrieb
- Robuste Umsetzung komplexer Einspritzmuster (bspw. DRSII)
- Erkennung und Kompensation von Düsenloch-Verkokung → Realisierung sehr kleiner Düsenlöcher
- Antriebstrang- sowie schubunabhängige Adaption und schnelle Regelung kleinster Einspritzmengen
- Permanente, sensorbasierte Überwachung des Einspritzvorgangs. Damit kann NCC ein optimaler Mitspieler in zukünftigen, vernetzten Fahrzeugdiagnosekonzepten werden

Fehlerfall

Das NCC-System ist konsequent auf robustes Systemverhalten ausgelegt. Selbst im Falle eines Sensorausfalls steht mit dem aufwändigen Vorsteuerpfad und den im Fehlerfall eingefrorenen Adaptionswerten eine Systemfunktionalität zur Verfügung, die über dem Level eines konventionellen, unregelten Systems liegt.

Motor und Fahrzeugergebnisse

Ergebnisse aus realen Motor- und Fahrzeugmessungen zeigen den Nutzen des beschriebenen Konzeptes.

BILD 7 (oben) stellt Emissionsergebnisse von Motorversuchen aus der Kältezelle dar. Hierbei wurden gezielt Lastrampen mit einer anschließenden Regelung auf konstantes Drehmoment gefahren, ausgehend von einem Kaltstart bei -5°C und kontinuierlich steigender Motortemperatur, bis zum Erreichen des betriebswarmen Zustandes von 95°C . Anhand des Kurvenverlaufs sind die Unterschiede im Kälteverhalten und damit die Auswirkungen auf die NOx Emissionen zweier Injektorsätze zu sehen, wobei Satz 1 ein tendenziell nominales Verhalten im Kalten zeigt und Satz 2 in Richtung Mindermenge bei Kälte tendiert. Durch die NCC Regelung in Kombination mit einer sehr präzisen Verkokungskompensation gelingt es, die Unterschiede im Kaltverhalten auszuregulieren und dadurch die Spreizung der NOx Emissionswerte um ca. 30% zu reduzieren.

Entsprechende Ergebnisse mit einem Demonstratorfahrzeug [3] zeigen den Nutzen indirekt über die Kenngröße „Reglereingriff“, **BILD 7** (unten). Dargestellt ist eine Fahrt des Demonstrators mit gezielt vorgegebenem, sehr dynamischem Profil (graue Kurve). Die blaue Kurve stellt den injektorspezifischen Reglereingriff der NCC-Funktion dar, der erforderlich ist, um die geforderte Sollmenge einzuspritzen. Erkennbar ist die Abnahme der Regeleingriffe über die Fahrdauer, vom Kaltstart aus 5°C bis zum Erreichen der Motorbetriebstemperatur von 75°C . Der relativ hohe Regelbedarf auch nach Erreichen der Betriebstemperatur ist auf die dynamische Fahrweise und die daraus resultierenden temperaturbasierten physikalischen Effekte innerhalb des Injektors zurückzuführen.

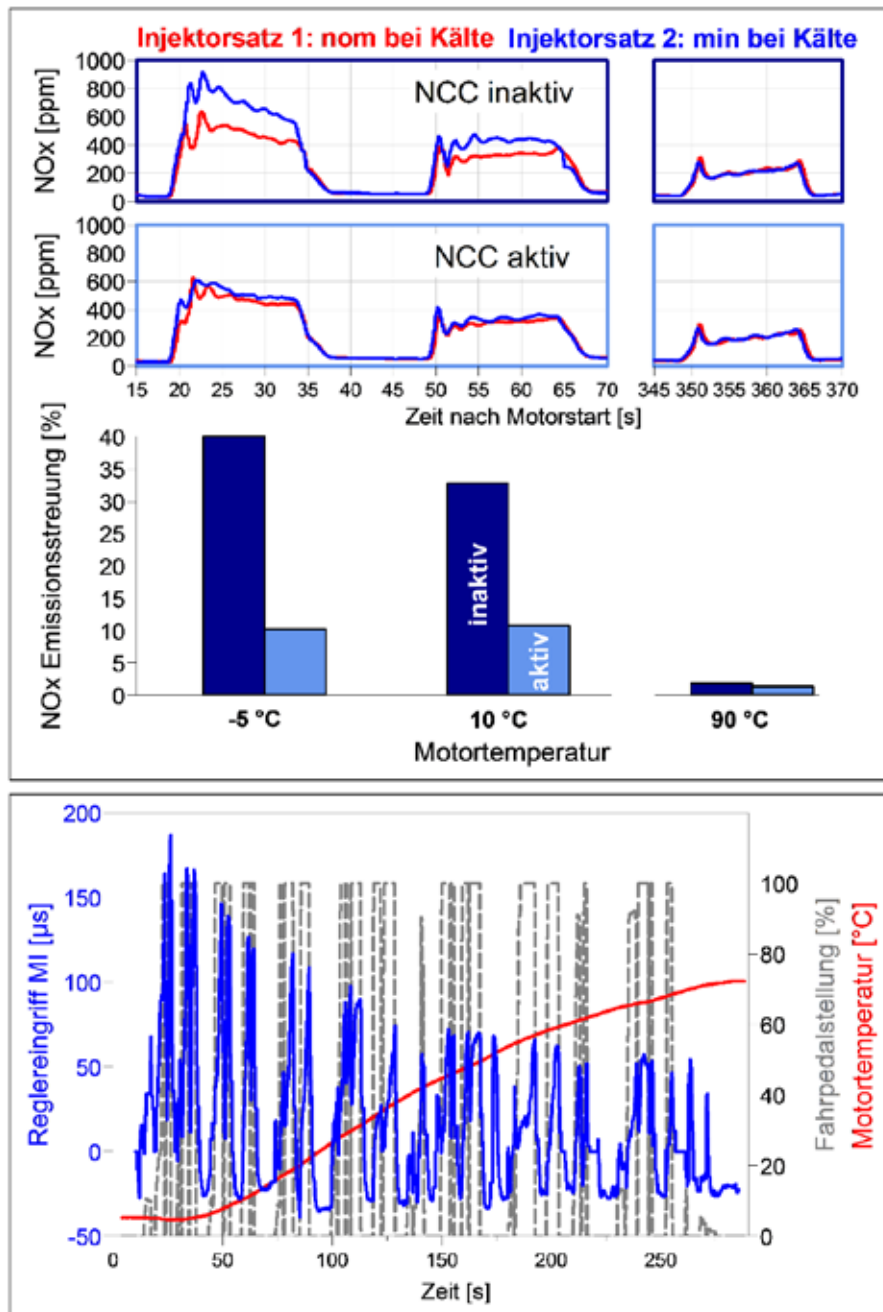


Bild 7: Emissionsergebnisse Motor Kältezelle (Bild oben) & Fahrzeugergebnisse – Reglereingriffe (Bild unten) © Bosch

Zusammenfassung

Mit der Closed Loop Regelung NCC hat Bosch ein Konzept entwickelt, das über eine hohe Genauigkeit der Einspritzmengen und -zeitpunkte einen Beitrag leisten kann, anspruchsvolle Emissionsgrenzwerte robust über die gesamte Lebensdauer hinweg einzuhalten. Die Weiterentwicklung NCC Nemo kann mit der deutlich verbesserten, auf neuronalen Netzen basierenden Verkokungskompensation dem NCC-Regler robustere und genauere Zielwerte zur Verfügung stellen. Dadurch kann das volle Potenzial der Einspritzdauerregelung ausgeschöpft werden und die Einspritzpräzision im realen Fahrbetrieb nochmals gesteigert werden.

Zusammen mit den hochpräzisen Komponenten des Bosch Common Rail Systems mit Magnetventilinjektoren, bietet NCC Nemo einen großen Applikationsfreiraum für die Gesamtsystemoptimierung.

References

- [1] Dr.-Ing. Andreas Kufferath, Dr.-Ing. Michael Krüger, Dipl.-Ing. Dirk Naber, Dipl.-Ing. Ellen Mailänder, Dr.-Ing. Rudolf Maier: "The path to a Negligible NO₂-Immission Contribution from the Diesel Powertrain"
Wien 2018
- [2] Dr.-Ing. Thomas Wintrich, Dipl.-Ing. Stefan Rothe, Dipl.-Ing. Kilian Bucher: "RDE Step 2 and beyond - Bosch Diesel FIE System contribution",
SIA Powertrain Congress, 2018
- [3] Dipl.-Ing. Dirk Naber, Dr.-Ing. Stefan Bareiss, Dr.-Ing. Andreas Kufferath, Dr.-Ing. Michael Krüger, Dr.-Ing. Herbert Schumacher: " Measures to fulfill "Real Driving Emission (RDE)" with Diesel passenger cars", 18. Stuttgarter Symposium, 2018
- [4] Dr.-Ing. Thomas Wintrich, Dipl.-Ing. Stefan Rothe, Dipl.-Ing. Kilian Bucher: "MTZ 09/2018"

Entwicklungsprozess der experimentellen und simulativen Charakterisierung von MD-/HD-DI-Gasinjektoren an Marine-Dual-Fuel-Motoren

M.Sc. Sebastian Cepelak*, Universität Rostock, LKV, Rostock

M.Sc. Manuel Glauner, Universität Rostock, LKV, Rostock

M.Sc. Niklas Gierenz, Universität Rostock, LKV, Rostock

M.Sc. Jules Christopher Dinwoodie, Universität Rostock, LKV, Rostock

Prof. Dr.-Ing. Bert Buchholz, Universität Rostock, LKV, Rostock

Erich Vogt, DUAP AG, Herzogenbuchsee

Bernd Niethammer, ITAZ GmbH, Königsfeld

Abstract:

Hohes Potential für einen emissionsarmen Betrieb von mittelschnelllaufenden Schiffsmotoren bietet das Dual-Fuel-Brennverfahren, bei dem die Verbrennung eines Gemisches aus Luft und Brenngas durch eine Pilotmenge aus Dieselmotorkraftstoff initiiert wird. Der an der Universität Rostock verortete Einzylinder-Forschungsmotor 1/34DF bietet aktuell hervorragende Voraussetzungen das erwähnte Brennverfahren detailliert zu untersuchen. In bereits abgeschlossenen Projekten wurde dabei auf die Einbringung des Gases durch äußere Gemischbildung eingegangen. Zur Charakterisierung des dafür zuständigen Gasventils wurde ein mobiler Gasventilprüfstand entwickelt, der durch das Prinzip nach Zeuch die Analyse von Einblaseratenverläufen und daraus resultierenden eingebrachten Gasmassen pro Schuss ermöglicht. Der Prüfstand ist für einen Systemdruck bis 16 bar und Gasmengen bis zu 5g/ASP ausgelegt und wird mit Testgasen wie Luft, Stickstoff und Neon betrieben. Somit lassen sich Eigenschaften wie Mengenkennfelder, Schuss-zu-Schuss Abweichungen und Leckageraten bestimmen.

Ein entscheidender Ansatz zur Optimierung von Dual-Fuel-Motoren soll nun im laufenden Forschungsprojekt TEME2030+ untersucht werden: Die direkte Einbringung des Gases in den Brennraum bietet den Vorteil, dass von der Ventilüberschneidung verursachter Methanschlepp nicht mehr in die Emissionsbilanz eingeht. Dabei soll sowohl die Mitteldruck- als auch die Hochdruck-Gaseindüsung analysiert werden. In beiden Fällen wird in Kooperation mit den Firmen DUAP AG & ITAZ GmbH ein eigens für die jeweilige Druckvariante angepasster Injektor entwickelt. Durch die resultierende Inhomogenität im Brennraum bei direkter Eindüsung des Brenngases, gewinnt die Charakterisierung des Injektors und der eingebrachten Gasmenge pro Zeit zusätzlich an Bedeutung für das systemische Verständnis des Brennverfahrens in einer Simulations- und Prüfstandsumgebung.

Das folgende Paper beschreibt durchzuführende Entwicklungsschritte, um erwähnte DI-Gasinjektoren detailliert zu charakterisieren. Aus experimenteller Sicht wird dazu der an der Universität Rostock bereits etablierte Gasventilprüfstand für die MD/HD-Anwendung modifiziert und erweitert. Neben den damit verbunden komplexeren Anforderungen an das System werden weitere Aspekte wie Regel- & Sicherheitstechnik, die Druckbereitstellung, die Integration des Injektors in den Prüfstand und die Messung mit Brenngas beleuchtet. Parallel dazu werden CFD-Simulationsmodelle entwickelt, die mithilfe entsprechender Ergebnisse des Prüfstandes die Einbringung und Gemischbildung des Brenngases darstellen, um optimale Eindüsestrategien für das MD/HD-Brennverfahren zu entwickeln.

* Speaker/Referent

Abstract:

The dual-fuel combustion process in which the combustion of a mixture of air and fuel gas is initiated by a pilot quantity of diesel fuel offers high potential for low-emission operation of medium-speed marine engines. The single-cylinder 1/34DF research engine located at the University of Rostock currently offers excellent conditions for investigating the aforementioned combustion process in detail. The injection of the gas by external mixture formation was the subject of investigation in previous projects. In order to characterize the gas valve responsible for this, a mobile gas valve test bench was developed, which, using the principle according to Zeuch, enables the analysis of injection rate curves and the resulting injected gas masses per shot. The test bench is designed for a system pressure of up to 16 bar and gas quantities of up to 5 g per working cycle and is operated with test gases such as air, nitrogen and neon. This allows properties such as volume maps, shot-to-shot deviations and leakage rates to be determined.

A key approach to optimizing dual-fuel engines is now to be investigated in the ongoing TEME2030+ research project: direct injection of the gas into the combustion chamber offers the advantage that methane slip caused by valve overlap is no longer included in the emissions balance. Both medium-pressure and high-pressure gas injection will be analyzed. In both cases, a specially adapted injector for the respective pressure variant will be developed in cooperation with the companies DUAP AG & ITAZ GmbH. Due to the resulting inhomogeneity in the combustion chamber when the fuel gas is injected directly, the characterization of the injector and the injected gas volume per time gains additional importance for the systemic understanding of the combustion process in a simulation and test bench environment.

The following paper describes the development steps to be performed in order to characterize the aforementioned DI gas injectors in detail. From an experimental point of view, the gas valve test bench already established at the University of Rostock will be modified and extended for the MD/HD application. In addition to the associated, more complex requirements for the system, other aspects such as control & safety technology, pressure supply, integration of the injector into the test bench and measurement with fuel gas will be highlighted. In parallel, CFD simulation models are being developed which, with the aid of corresponding results from the test bench, represent the injection and mixture formation of the fuel gas in order to develop optimum injection strategies for the MD/HD combustion process.

Einleitung

Die Schifffahrt ist einer der wichtigsten Bestandteile des Transport- & Frachtverkehrs weltweit. Die zumeist konventionell mit Schweröl (HFO) betriebenen Großmotoren bieten dabei bezogen auf den Kraftstoffverbrauch pro Gewicht transportierter Ware das effizienteste Verhältnis aller Transportmittel. Entsprechend des hohen globalen Bedarfes trägt die Schifffahrt erheblich zum Klimawandel durch den Ausstoß von Treibhausgasen bei. So lassen sich ca. drei Prozent der weltweiten CO₂-Emissionen dem Schiffsverkehr zuordnen. Schadstoffe wie Schwefeloxide (SO_x), Stickoxide (NO_x), Rußpartikel und Feinstaub tragen zusätzlich zur Umweltverschmutzung bei und müssen daher ebenfalls minimiert werden, was durch Regularien seitens der IMO (International Maritime Organization) bereits umgesetzt wird. [1][2][3]

Eine effektive Methode zur Unterschreitung der Emissionsgrenzwerte bietet das Dual-Fuel Brennverfahren. Stand der Technik ist hier die äußere Gemischbildung, bei der Luft und Brenngas angesaugt, anschließend komprimiert und mit einer Diesel-Pilotmenge gezündet werden. Durch den Einsatz von Erdgas können Schadstoffe im Vergleich zu konventionellen Brennverfahren drastisch reduziert und der CO₂-Ausstoß aufgrund des günstigeren H/C-Verhältnisses von Methan bei vollständiger Verbrennung theoretisch um

26 % verringert werden. Gegenteilig dazu begünstigt das DF-Brennverfahren den Ausstoß von unverbranntem Methan. Aufgrund unvollständiger Verbrennung in Wandnähe oder Quench-Bereichen entlang des Feuersteges, sowie Überspüleffekten während des Ladungswechsels, wird das eingebrachte Brenngas teilweise wieder ausgestoßen. Da Methan als Hauptbestandteil von Erdgas bei einem Zeithorizont von bspw. 20 Jahren einen 84-fachen CO₂-Äquivalenzfaktor aufweist, muss das DF-Brennverfahren auf die Minimierung des sogenannten Methanschlupfes optimiert werden. [2][4][5]

Dieses Ziel hat sich die Universität Rostock innerhalb des BMWK geförderten Forschungsprojektes TEME2030+ (Technologieevaluation für Marinemotoren zur Erreichung der THG-Ziele 2030 und folgend) gesetzt. Als Versuchsträger kommt ein mittelschnelllaufender 1/34DF Einzylinder-Forschungsmotor zum Einsatz. Einer der Themenschwerpunkte des Projektes befasst sich mit der inneren Gemischbildung des Dual-Fuel Brennverfahrens, bei der durch die direkte Einbringung des Gases in den Brennraum die Überspüleffekte beim Ladungswechsel vermieden werden sollen. Außerdem kann durch eine optimierte Strahlführung des Gases in Kombination mit entsprechenden Kolbenmuldenformen eine (Teil-)Homogenisierung mit der Ansaugluft realisiert werden ohne dabei die typischen Bereiche für eine unvollständige Verbrennung zu penetrieren.

Als Schlüsselement kommen von den Firmen DUAP AG und ITAZ GmbH entwickelte Mitteldruck- sowie Hochdruckgasinjektoren im Prototypenstatus zum Einsatz. Diese müssen vor der Verwendung im Motorversuch detailliert in Form von Mengenkennfeldern und Strahlausbreitung charakterisiert werden. Das Projekt TEME2030+ umfasst folgende Entwicklungsprozesse zur Charakterisierung dieser MP/HP-DI-Gasinjektoren:

- Weiterentwicklung des an der Universität Rostock etablierten ND-Gasventilprüfstandes für Mitteldruck-/Hochdruck-Anwendungen
- Integration der Injektoren in die Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer der Universität Rostock
- Entwicklung von 3D-CFD-Simulationsmodellen zur Einbringung und Gemischbildung des Brenngases im Versuchsträger
- Untersuchungen im realen Motorbetrieb am Versuchsträger

Dieses Paper beschreibt die erforderlichen Prozessschritte für die Realisierung der experimentellen Charakterisierung der DI-Gasinjektoren und die Entwicklung der simulativen Verbrennungsmodelle, um die anschließende Verwendung am Versuchsträger zu optimieren.

Untersuchungen von DI-Brennverfahren in Dual-Fuel Marinemotoren

Einen Themenschwerpunkt des Lehrstuhls für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren der Universität Rostock bildet die maritime Motorenforschung und dem damit verbundenen Einfluss auf Energiewende und Klimawandel. Ein probates Mittel zur Umsetzung klimafreundlicher Antriebe besteht in unterschiedlichen Dual-Fuel-Brennverfahren, die im BMWK geförderten Projekt TEME2030+ erforscht werden. Dazu steht dem Konsortium als Versuchsträger ein mittelschnelllaufender 1/34DF Einzylinder-Forschungsmotor (Bohrung: 340 mm, Hub: 460 mm) zur Verfügung. Der Prüfstand umfasst eine umfangreiche Forschungsinfrastruktur (Abbildung 1), die eine detaillierte Untersuchung der DF-Brennverfahren ermöglicht.

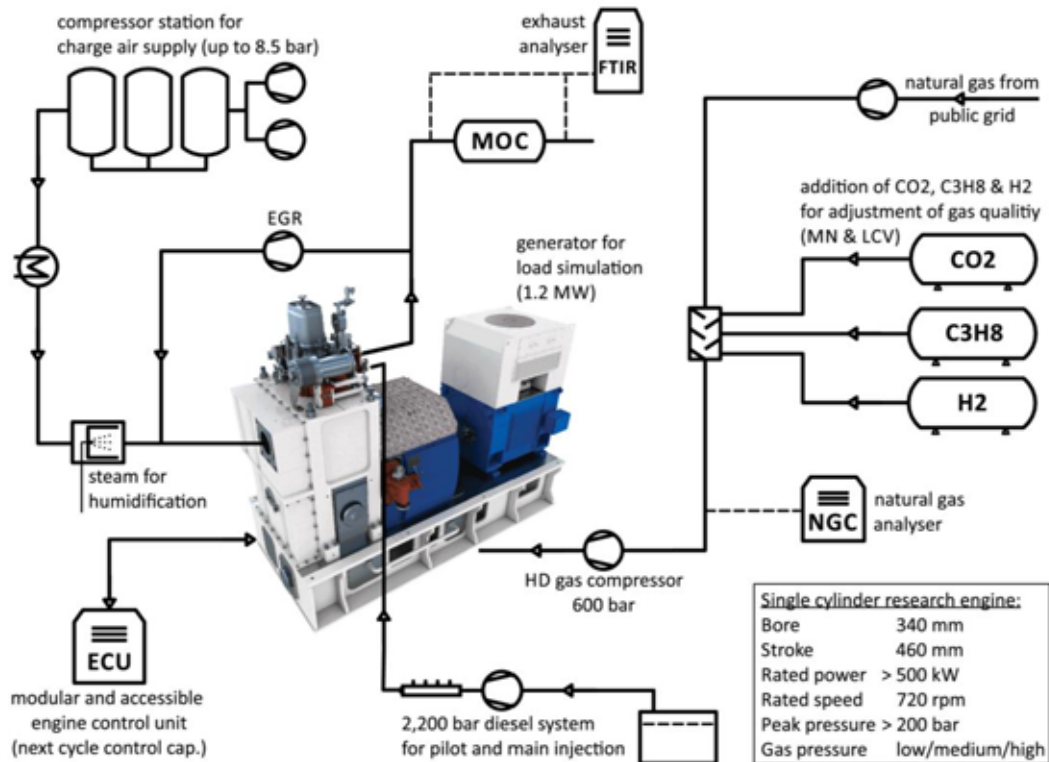


Abbildung 1: Prüfstandsinfrastruktur des 1/34DF der Universität Rostock

Abbildung 1 zeigt den Versuchsträger inkl. der Medieninfrastrukturen zur Steuerung und Analyse des Brennverfahrens mit folgenden Features:

- Ladeluftstrecke mit Druck- und Temperatur-Regelung sowie der Möglichkeit zur zusätzlichen geregelten Befeuchtung der Ansaugluft
- Common-Rail-Diesel-System bis zu 2.200 bar
- Hochdruck-Gas-System (bis 500 bar) mit Zumischung von CO₂, Propan und Wasserstoff, zur Nachbildung verschiedener Gasqualitäten
- Gaschromatograph zur Analyse des eingebrachten Brenngases
- Abgasstrecke mit Gegendruckregelung und Bypass für Katalysator-Untersuchungen
- Abgasmessanlage AVL FTIR i60 zur Analyse der Abgasbestandteile
- freiprogrammierbares Forschungsmotorsteuergerät
- Detaillierte Messwerterfassung

Ein wesentliches Arbeitspaket des Projektes TEME2030⁺ befasst sich mit der Optimierung des DF-Brennverfahrens durch die Substitution von äußerer durch innere Gemischbildung. Beim aktuell verwendeten Niederdruck-Brennverfahren (Abbildung 2, links) wird mittels Gasdosierventil das Brenngas der Ladeluft im Ansaugkanal beigemischt, im Brennraum homogenisiert und während des Verdichtungstaktes durch die eingebrachte Pilot-Dieselmengende entzündet. Nachteil dieses vorgemischten Brennverfahrens ist das beim Ladungswechsel auftretende Überspülen von unverbranntem Brenngas direkt in den Abgastrakt. Des Weiteren gelangt das Luft-Brenngas-Gemisch durch den hohen Homogenisierungsgrad auch in Wand- und Quench-Bereiche, in denen die Verbrennung ebenfalls ausbleiben kann. Dies führt zu einem deutlichen Anstieg der Methanemissionen.

Um dem entgegenzuwirken, wird in TEME2030⁺ die innere Gemischbildung (Abbildung 2, rechts) untersucht, bei der das Brenngas direkt in den geschlossenen Brennraum eingeblasen wird. Der Methanschlepp durch Überspülen soll dadurch in Gänze verhindert

werden und zusätzlich durch eine gezielte Strahlführung des Brenngases, eine Einbringung in die nicht an der Verbrennung teilnehmenden Brennraumbereiche vermieden werden.

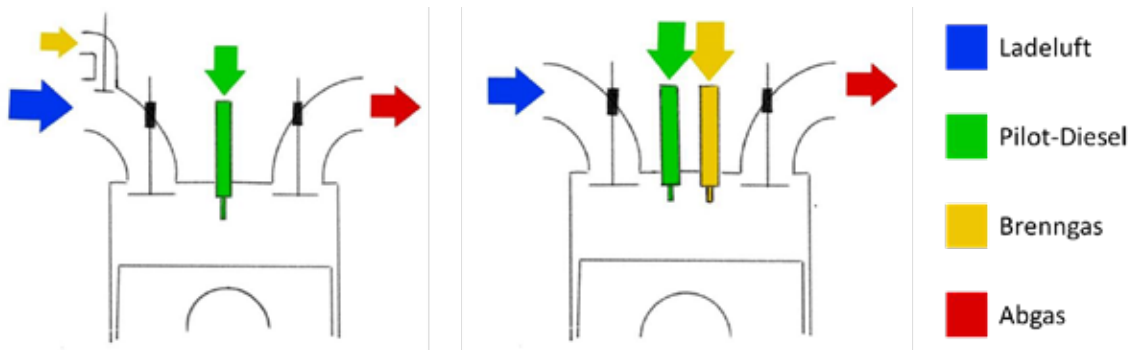


Abbildung 2: Vergleich von äußerer (links) und innerer (rechts) Gemischbildung

Die Anwendung der direkten Gemischbildung wird als vorgemischtes Brennverfahren (Mitteldruckeinblasung) und diffusives Brennverfahren (Hochdruckeinblasung) untersucht. Bei der Mitteldruckeinblasung wird durch axiale Strahlführung das auf 40-80 bar verdichtete Brenngas während des Verdichtungstaktes eingeblasen und anschließend durch eine Dieselpilotmenge gezündet. Dem gegenüber wird bei der Hochdruckeinblasung das Brenngas in die bereits gezündete Flamme des Pilotdiesels um den oberen Totpunkt eingedüst. Hier werden typischerweise Drücke bis zu 500 bar genutzt. [6]

Ziel dieser Brennverfahrensoptimierung soll die weitere Abschwächung des NO_x - CH_4 -Trade-Offs sein. Im Vergleich zur äußeren Gemischbildung nimmt durch die direkte Einblasung mehr Brenngas an der Verbrennung teil, was sich positiv auf die CH_4 -Emissionen auswirkt. Auch klopfende Verbrennung kann somit minimiert bzw. beim HD-Brennverfahren sogar ausgeschlossen werden. Gegenteilig werden ausgehend vom vorgemischten ND- hin zum diffusionsgesteuerten HD-Brennverfahren höhere Verbrennungstemperaturen erwartet, was eine verstärkte Bildung von NO_x -Emissionen mit sich führen würde. [6]

Neben der inneren Gemischbildung legt das Projekt TEME2030⁺ seinen Fokus auf die Beimengung von Wasserstoff zum bestehenden Brenngas. Über die in die Prüfstandinfrastruktur integrierte Gasmischstrecke ist eine lastpunktabhängige Zudosierung von 30 bis 80 Vol.% H_2 möglich.

Für die Umsetzung der Projektziele kommen Injektor-Prototypen der Firmen DUAP AG & ITAZ GmbH zum Einsatz, die für die DI-Brennverfahren am Versuchsträger entwickelt wurden und perspektivisch die Zudosierung von Wasserstoff ermöglichen.

Entwicklung von DI-Gasinjektoren

Auf der zuvor beschriebenen Grundlage wurde ein spezifisches DI-Injektordesign aus dem modularen Gas-/ H_2 -Injektorenkonzept von ITAZ & DUAP für den zuvor erwähnten Versuchsträger konzipiert. Das Design wurde mittels Gassimulationsrechnungen über das gesamte Lastprofil des Motors überprüft und final beurteilt. Spezielle Aufmerksamkeit wurden der dynamischen Flexibilität des Motorbetriebs geschenkt, um damit auch künftige Anforderungen maritimer Applikationen zu erfüllen. Zunächst werden die Injektoren im Rahmen des Projektes TEME2030⁺ im stationären Betrieb eingesetzt.

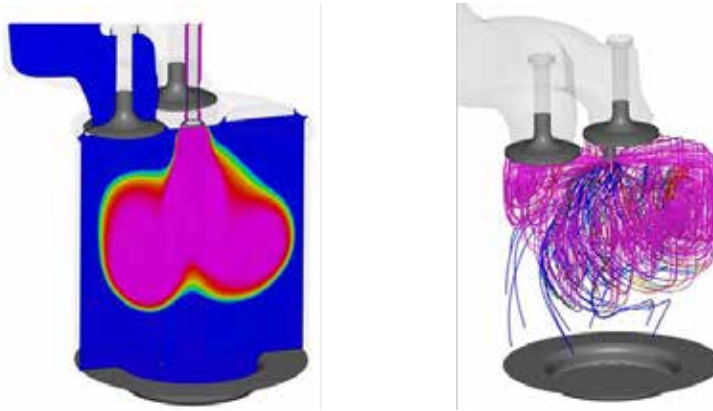


Abbildung 3: Gassimulatorische Injektorberechnung

Die maximal erforderliche Vollast-Einblasmenge für Wasserstoff liegt bei ca. 1000 mg, respektive 4000 mg für CH_4 . Die Zylinderleistung beträgt 450 kW bei 720 rpm. Die Kleinstmengenfähigkeit liegt bei 200 mg (52 mg). Auch der Mischbetrieb verschiedener Brenngase ist mit diesem Injektorkonzept gewährleistet.

Aufgrund der geringeren Dichte von gasförmigen Brennstoffen, müssen DI-Gasinjektoren mit entsprechend großen Düsen-Querschnitten und Schaltventilen ausgestattet werden. Für die vorliegenden Anforderungen wurde eine nach außen öffnende Düse mit einem Sitzdurchmesser von 25 mm gewählt. Der Nadelhub liegt je nach Applikation bei 750 μm bis 1000 μm . Ausschlaggebend für eine homogene Gemischbildung ist die, dem Motor spezifisch angepasste Strahlführung der gasförmigen Brennstoffe im Brennraum.

Die Charakteristik des Injektors ist mit der Einblasrate dargestellt. Die Verläufe bei unterschiedlichen Drücken zeigen den Ratenverlauf über der Einblaszeit. Diese kann nach Bedarf angepasst werden. Die Berechnung der Mengenverläufe wurden über eine 1D-Simulation durchgeführt. Die erforderlichen 4000 mg CH_4 werden, bei 50 bar, nach ca. 11 ms Öffnungszeit der Düse erreicht. Bei 80 bar beträgt die Einblaszeit ca. 6,5 ms. Dies kann für die Homogenisierung des Gases mit der Luft von Vorteil sein. Die höheren Drücke sind allerdings in der Kompression energieintensiver, eine Abwägung der Bilanz zum Gesamtwirkungsgrad ist notwendig.

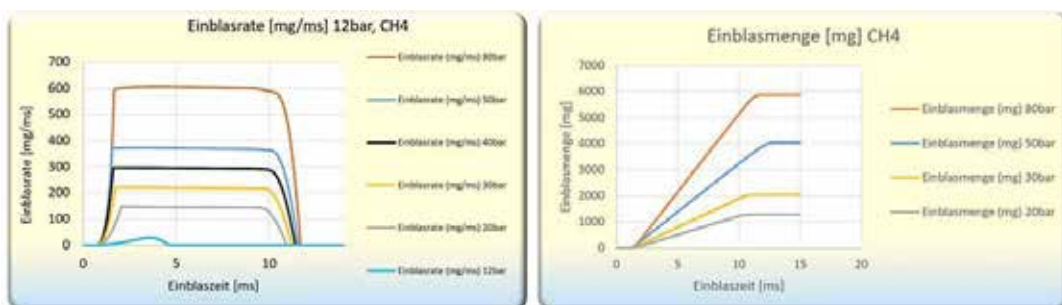


Abbildung 4: Einblasrate und Menge Großinjektor

Das Diagramm stellt die Charakteristik des Injektors dar und gibt dem Motorenentwickler die benötigten Informationen für das Einspritzereignis, den Massenstrom und das Timing, einschließlich des Start- und Schließverhaltens.

Die Kleinstmengen wurden mit tieferen Drücken erreicht. Bei 12 bar werden in der konkreten Anwendung 52 mg Einblasmenge errechnet. Dies ist bereits sehr gering und vermutlich wird für einen stabilen Leerlauf deutlich mehr Gas benötigt. Die Grafiken zeigen die Kleinstmengenfähigkeit für die Einblasrate wie die Einblasmenge. Für den stabilen Motorbetrieb in allen Laststufen ist dabei ein akkurat-repetitive Einblasraten unerlässlich.

Die sehr große Volumenspreizung des vorliegenden DI-Injektors zeigt eine durchgängige Energieumsetzung.

Die Gemischbildung ist absolut entscheidend für eine optimale Verbrennungsleistung und Energieumwandlung. Die Einblasposition, das Lufladesystem, die Luftladungsdynamik, die Düsenform und die Einblas-Strahlführung wurden daher genau auf die motorspezifischen Parameter abgestimmt. Die Gasinjektoren sind zentral im Zylinderkopf positioniert.

Bei großen, mittelschnelllaufenden und zum Teil auch schnelllaufenden Verbrennungsmotoren setzen sich für die Zündung von Gasgemischen vermehrt Zündstrahl- Systeme mit Diesel oder Biodiesel durch. Das hat den Vorteil, dass höhere Verdichtungsverhältnisse gefahren werden können. Das Zündfenster für Zündstrahlmotoren liegt in einem sehr breit gefächerten Kraftstoff-Luft-Verhältnis. Der Betrieb bis zu einem siebenfachen Luftüberschuss ist theoretisch möglich.



Abbildung 5: ITAZ GAS-DI-Injektor & DUAP MPI-CR-Injektor im Zylinderkopf

In der Vergangenheit waren Dieselmotoren vor allem wegen ihrer soliden Leistung und Langlebigkeit die erste Wahl bei großen Leistungsbedarfen in der Marine, dem Transportwesen oder der stationären Energieerzeugung. Im Laufe der vergangenen Jahre haben sich auch Erdgasmotoren bezüglich ihrer Leistungsdichte, dem Eigenschwingverhalten und den verfügbaren Betriebsbereichen wesentlich verbessert. Die daraus hervorgegangenen Dual-Fuel Motorenkonzepte für den Öl- und/oder Gasbetrieb finden immer größere Verbreitung im Marine- und Energiesektor. Die Betreiber dieser Motoren gewinnen bezüglich Kraftstoffverfügbarkeit und Kraftstoffkosten eine wesentlich größere Flexibilität.

Tabelle 1: Injektordimensionen

DI Gasinjektor Zylinderleistung	450 kW
Injektor-Außendurchmesser	75 mm
Injektor-Ventildurchmesser	25 mm
Injektor-Gesamtlänge	475 mm
Injektor-Gewicht	22 kg

Die Komponenten des Injektors, die in direktem Kontakt mit Wasserstoff stehen, müssen eine Beständigkeit gegenüber Wasserstoff aufweisen. Positive Ergebnisse wurden mit austenitischen Stählen mit hohem Nickelgehalt erzielt. [10]

In der technischen Anwendung von Wasserstoff sind hauptsächlich zwei Phänomene bekannt, die zu chemischem Verschleiß der Bauteile führen können. Die Wasserstoffdiffusion und / oder die Wasserstoffversprödung. Besonders an Bauteilen, die von Wasserstoff umströmt werden, in engen Zwischenräumen und in Passungen kann Korrosion auftreten, dies als Folge von langer Sauerstoff- oder Wasserstoffdiffusion. Von Wasserstoffversprödung spricht man, wenn atomarer Wasserstoff (~0,1 Nanometer Größe) in das Material diffundiert. Dieser Effekt greift die Korngrenzen der Legierung an. Nach einer gewissen Zeit verliert das Material seine Duktilität, was schließlich zur Rissbildung des betroffenen Bauteils führt. Multi-Layer-Beschichtungen können hier zum Teil Abhilfe schaffen.

Experimentelle Charakterisierung von Brenngas-Einblaseverläufen

Zur Charakterisierung von ND-Gasventilen wurde am LKV ein entsprechender Gas-Einblaseverlaufsindikator (EVI) aufgebaut, da zum Zeitpunkt der Untersuchungen kein kommerzielles Messsystem verfügbar war, mit dem Gasventile in entsprechender Größenordnung untersucht werden konnten. Die Anforderung des LKV war es, Volllastmengen von bis zu 4.000 mg/ASP vermessen zu können, wohingegen die kommerziell verfügbaren Systeme auf Injektoren in der PKW-Größe bis ca. 100 mg/ASP ausgelegt sind.

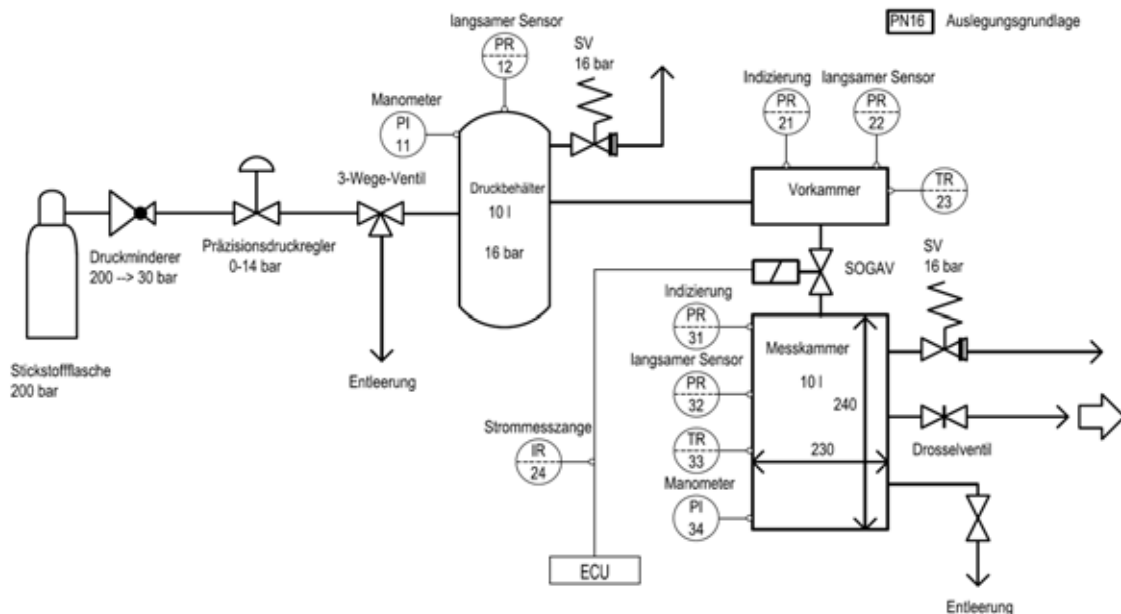


Abbildung 6: RI-Schema des ND-Gasventilprüfstandes

Im Gegensatz zur Beurteilung der Injektoren mit Hilfe von kumulativer Messtechnik können mit diesem Prüfstand Aussagen über z.B. Einblasratenverlauf, eingebrachte Gasmenge sowie Schuss-zu-Schuss-Verhalten des untersuchten Injektors getroffen werden. In der aktuellen Ausbaustufe ist der Prüfstand in der Lage, Niederdruckgasventile zu charakterisieren, bei denen der maximale Einblasdruck bei 16 bar liegt. Tabelle 2 gibt einen Überblick über die Eigenschaften des Prüfstandes.

Tabelle 2: Randbedingungen des ND-Gas-Einblasverlaufsindikators

Eigenschaft	Wert
Baugröße Gasventile	Nfz- bis Großmotorenventile
Nenndruck	16 bar
Gasversorgungsdruck	≤ 14 bar
Messkammer-/ Ladeluftdruck	≤ 9 bar
Ansteuerfrequenz	≤ 6 Hz
Ansteuerdauer	2-25 ms
Maße des Prüfstandsystems	1,7 x 1,5 x 0,5 m (B x H x T)
Testgase	Luft, Stickstoff, Neon

Das Messprinzip basiert im Kern auf dem Prinzip von Zeuch [7], bei dem der durch die Gaseinblasung verursachte Druckanstieg in einer geschlossenen Messkammer erfasst und ausgewertet wird. Nach jeder Ansteuerung des Injektors wird ein Magnetventil geöffnet, sodass in der Messkammer wieder die Anfangsbedingungen hergestellt werden. Die Firma Loccioni [8] hat das Messverfahren dahingehend angepasst, dass anstatt eines sequenziell nach jeder Einspritzung öffnenden Magnetventils ein Drosselventil verbaut ist, das einen kontinuierlichen Massenstrom aus der Messkammer heraus erlaubt. Mithilfe der Drosselstellung lässt sich der Druck in der Messkammer auf den benötigten Gegendruck einstellen. Dieses Messverfahren liegt ebenso dem Gasventilprüfstand des LKV zu Grunde. Abbildung 7 zeigt das Funktionsschema des Messprinzips.

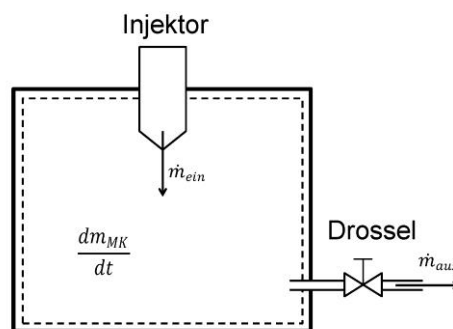


Abbildung 7: Schematische Darstellung des Funktionsprinzips des Gas-Einblasverlaufsindikators

Während des Einblasevorgangs wird der Massenstrom des Injektors aus der Differenz zwischen dem aus der Messkammer austretenden Massenstrom und der Druckänderung in der Messkammer berechnet:

$$\dot{m}_{ein} = \frac{dm_{MK}}{dt} + \dot{m}_{aus}$$

Mit der Annahme einer adiabaten Zustandsänderung und einem konstanten Kammervolumen V_{MK} kann, basierend auf der Zustandsgleichung für ideale Gase, folgender Zusammenhang aufgestellt werden:

$$\frac{dm_{MK}}{dt} = \frac{V_{MK}}{\kappa \cdot R_s \cdot T_{MK}} \cdot \frac{dp_{MK}}{dt}$$

Der austretende Massenstrom \dot{m}_{aus} kann mit folgender Formel berechnet werden:

$$\dot{m}_{aus} = \frac{A_{DR} \cdot c_{Dr}}{\sqrt{R_s \cdot T_{MK}}} \cdot \sqrt{\kappa \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \cdot p_{MK}$$

Bedingung hierfür ist eine überkritische Strömung aus der Messkammer in die Umgebung. Diese liegt bei idealen Gasen vor, wenn das kritische Druckverhältnis PI_{krit} unterschritten wird. Tabelle 3 zeigt die kritischen Druckverhältnisse sowie den minimalen in der Messkammer einzustellenden Druck der potentiell zu vermessenden Gase. [9]

Tabelle 3: Messkammerdrücke zur Einhaltung des überkritischen Druckverhältnisses

Gas	Istropenexponent bei 20 °C	Kritisches Druckverhältnis	Kammerdruck in bar
Wasserstoff	1,41	0,527	≥ 1,90
Methan	1,31	0,544	≥ 1,84
Ammoniak	1,32	0,542	≥ 1,84
Propan	1,13	0,578	≥ 1,73
Helium	1,67	0,487	≥ 2,05
Luft	1,40	0,528	≥ 1,89
Stickstoff	1,40	0,528	≥ 1,89
Kohlendioxid	1,29	0,548	≥ 1,83

Für Luft und Stickstoff bspw. liegt das kritische Druckverhältnis bei 0,528. Das heißt, dass der Messkammerdruck bei atmosphärischen Umgebungsbedingungen mindestens 1,89 bar betragen muss. Bei niedrigeren Gegendrücken müsste der Austritt der Drossel an eine Vakuumpumpe angeschlossen werden. Die beiden unbekanntenen Größen Austrittsquerschnitt und Durchflusskoeffizient der Drossel sind bei jedem Betriebspunkt unterschiedlich und sind somit schwer zu messen. Da jedoch für die Zeitpunkte zwischen den Einblasvorgängen angenommen werden kann, dass das Gasventil komplett geschlossen ist, können diese Werte aus dem Druckabfall in der Messkammer zwischen den Einblasvorgängen bestimmt werden.

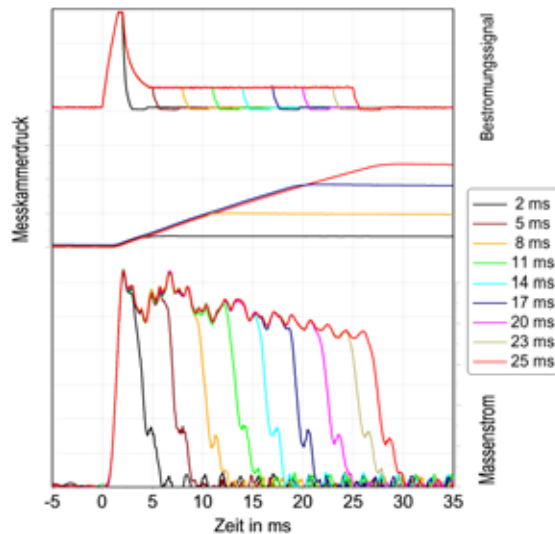


Abbildung 8: Variation der Ansteuerdauer bei 0,5 bar Differenz zwischen Vorkammer- & Messkammerdruck

In Abbildung 8 ist beispielhaft die Variation der Ansteuerdauer für ein Niederdruckgasdosierventil bei fester Druckdifferenz von 0,5 bar dargestellt. Der Messkammerdruck wird über hochaufgelöste Drucksensoren parallel zum

Bestromungssignal erfasst und anschließend genutzt, um die entsprechende Einblasrate zu berechnen. Das Integral dieses Verlaufes entspricht der Einblasmenge.

Um den Sicherheitsaufwand und die Kosten in Grenzen zu halten, wurde bei den hier gezeigten Versuchen zunächst Druckluft als Testgas verwendet. Über Ähnlichkeitsbeziehungen können die Ergebnisse in einem weiteren Schritt auf Erdgas oder andere Brenngase übertragen werden. Die Plausibilität der Messergebnisse wurde mit Hilfe eines Coriolis-Massendurchflussmessers verifiziert. Mit dem Messprinzip können Gasventile am Komponentenprüfstand umfangreich charakterisiert werden. Zunächst kann, wie beschrieben, für jedes einzelne Einblasevent die eingebrachte Gasmenge sowie der Einblasratenverlauf berechnet werden. Im Folgenden werden einige Beispiele für Methoden der Charakterisierung eines Gasventils vorgestellt, das am LKV bereits untersucht wurde.

Die Ergebnisse stammen aus Vermessungen verschiedener typgleicher Gasventile des zuvor beschriebenen 1/34DF-Motors. Mithilfe des Gasventilprüfstands können Kennfelder für den kompletten Betriebsbereich erstellt werden. Ein Beispiel für ein Einblasmengenkennfeld in Abhängigkeit der Bestromungsdauer des Ventils bei verschiedenen Differenzdrücken mit konstantem Gegendruck, also entsprechend einem Motorlastpunkt mit konstantem Ladeluftdruck, ist in Abbildung 9 links dargestellt. Abgebildet sind die Mittelwerte von jeweils 100 Einblasevents pro Betriebspunkt. Aus diesen jeweils 100 Einblasevents kann wiederum die stochastische Schuss-zu-Schuss-Abweichung bestimmt werden, in Abbildung 9 rechts repräsentiert durch den Variationskoeffizienten COV. Hiermit lassen sich ungeeignete Betriebsbereiche des Gasventils bestimmen.

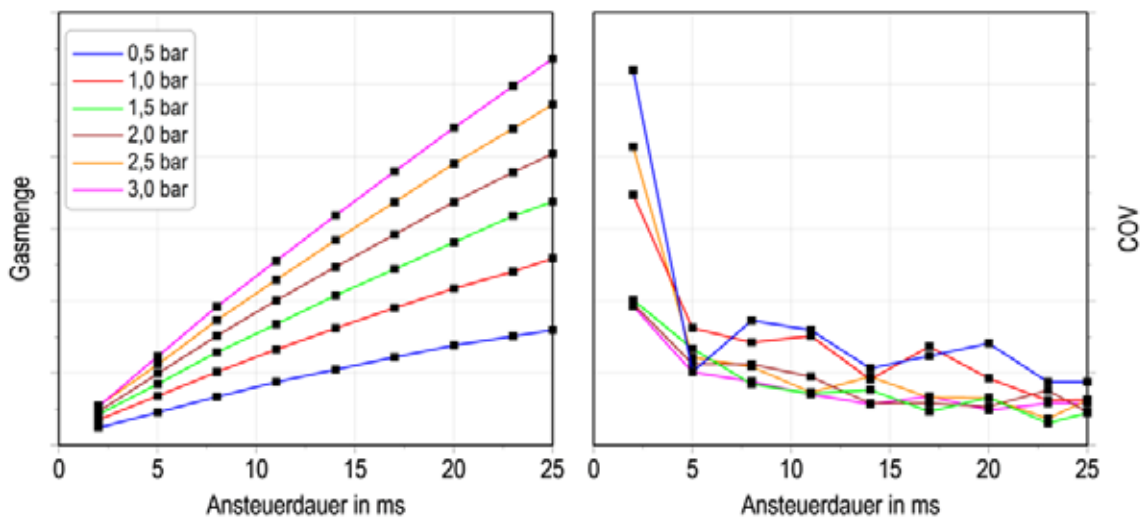


Abbildung 9: Einblasmengenkennfeld bei verschiedenen Differenzdrücken (l.) sowie der Variationskoeffizient zur Beschreibung der jeweiligen Schuss-zu-Schuss-Abweichung (r.)

Zusätzlich kann der Gasventilprüfstand um einen Körperschallsensor sowie einen Laser-Distanzsensor erweitert werden, um die Öffnungs- und Schließ-Charakteristik eines Gasventils untersuchen zu können (Abbildung 10). Der Körperschallsensor sitzt außen am Gasventil und kann während der Einblasratenmessung als weiteres Messsignal zusätzlich erfasst werden. Der Ventilhub wurde dagegen bisher nur im ausgebauten Zustand gemessen. Bisher konnten Einblasverlauf und Ventilhub also nicht zeitgleich erfasst werden. Ein Vergleich der Körperschallsignale von Messungen der Einblasrate bzw. des Ventilhubes zeigte jedoch eine Abhängigkeit von der anliegenden Druckdifferenz zwischen Vorkammer und Messkammer. Da das Ventil beim Öffnen gegen die Druckdifferenz arbeitet, kommt es zu einem erhöhten Öffnungsverzug und einem entsprechend verkürzten Schließverzug bei anliegendem Gasdruck. Damit kann näherungsweise der Zusammenhang zwischen Ventilhub und Einblasrate beschrieben werden. Teilweise konnte beispielsweise beim Schließen des Ventils ein kurzes Aufprallen beobachtet werden, was sich mit den Ergebnissen für die Einblasratenverläufe deckt. Diese Ergebnisse

können beispielsweise für Simulationen der Gaseinblasung in Bezug auf ein optimales Timing oder Effekte von vorgelagertem Kraftstoff genutzt werden.

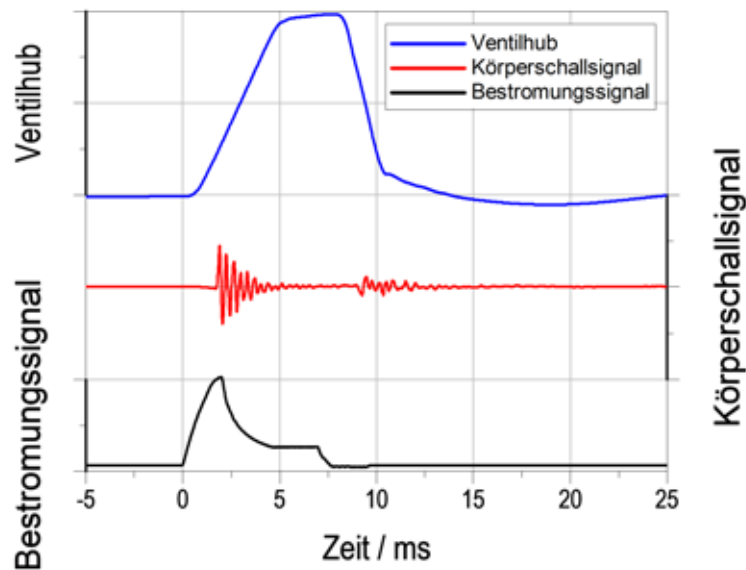


Abbildung 10: Ergebnisse der Körperschall- und Ventilhubmessungen

ND-Gasventile können mit dem vorhandenen Komponentenprüfstand also umfangreich charakterisiert werden. Gleichzeitig bildet das System eine gute Basis für die Weiterentwicklung des Messprinzips für die Analyse von DI-Gasinjektoren. Bei der Direkteinblasung ist der Einfluss einer korrekten Kraftstoffeinbringung auf das Brennverhalten signifikant größer, wodurch die Weiterentwicklung der messtechnischen Untersuchungsmöglichkeiten in den Fokus rückt.

Erweiterte Konzipierung der Prüfstände zur Charakterisierung von DI-Gasinjektoren

Aufbauend auf den Erfahrungswerten des bereits an der Universität Rostock etablierten ND-Gas-EVI, soll eine Neuentwicklung des Prüfstandes für die Charakterisierung von DI-Gasinjektoren umgesetzt werden. Auch in dieser Variante soll das Zeuch-Prinzip Anwendung finden, da aufgrund höherer Einblasedrücke die Messung sicher unter überkritischen Strömungsbedingungen zwischen Messkammer und Atmosphäre stattfinden kann. Die Messperipherie nach Injektor wird auf den maximalen Verdichtungsenddruck des Versuchsträgers unter Berücksichtigung der einzubringenden Brenngasmasse auf 125 bar ausgelegt. Damit kann neben den bereits genannten Messgrößen zusätzlich der Einfluss des Gegendruckes auf das Verhalten der Injektordüse beurteilt werden.

Ausgehend von einer maximalen Einblasmenge von 10 g des zu vermessenden Gases, wird der Prüfstand in einer modularen Bauweise konzipiert, bei der das Messkammervolumen V an die Einblasmenge angepasst werden kann, wodurch eine ausreichende Messgüte ohne übermäßigen Druckanstieg realisiert wird. Der Grundzustand besteht aus dem Aufnahmevlansch für den Injektor und dem Grundvolumen V_0 . Das Gesamtmessvolumen kann durch Flanschverbindungen um Zusatzvolumen V_x erweitert werden, wodurch unterschiedliche Injektorgrößen resp. Einblasmengen vermessen werden können (Abbildung 11).

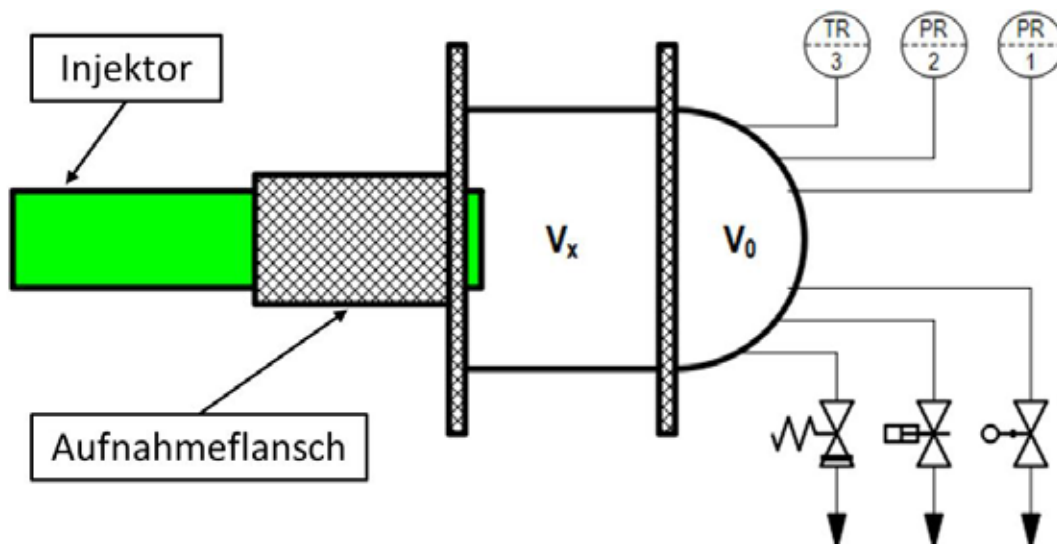


Abbildung 11: Schematische Darstellung der modularen Messkammer des HD-EVI

Das Gesamtsystem soll zukunftsorientiert auf die Untersuchung der Einblasung von alternativen Gaskraftstoffen, wie Methan, Wasserstoff & Ammoniak ausgelegt sein. Neben der Bauteilbeständigkeit wird das gesamte Regel- & Sicherheitskonzept auf die Verwendung dieser Gase überarbeitet. Da Gefahrenstoffe unter hohem Druck im System vorliegen, muss eine räumliche Trennung zwischen Bedienung und Prüfstand hergestellt werden, was voraussetzt, dass der Prüfstand komplett fernsteuerbar ausgelegt wird. Dies umfasst die Regelung der Gasdruckstrecke, die Ansteuerung des Injektors sowie die Bedienung der Regelelemente des EVI selbst.

Erweitert werden die Messwerte um die Möglichkeit der synchronen Erfassung des Ventilmadeldes der Injektoren. Hierdurch soll die Aufnahme des Öffnungs- und Schließverhaltens parallel zur Einblasrate ermöglicht werden.

Da bei Gasdrücken im HD-Bereich hohe Anforderungen an das System bestehen, wird die Gasdruckbereitstellung für den EVI über eine bereits fest in die Prüfstandumgebung einer Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer integrierten Regelstrecke realisiert. Diese Infrastruktur ist auf 600 bar Systemdruck ausgelegt und für geringe Massenströme von maximal 0,5 kg/h dimensioniert. Die Druckerzeugung wird über zwei Verdichterstufen realisiert und kann je nach MD- oder HD-Bedarfsfall geregelt werden. In der Regelstrecke sind bereits alle Mess- / Regel- & Sicherheitskomponenten, wie sie auch in der ND-Variante des EVI Anwendung finden integriert. Zusätzlich können System und Injektor durch die Bereitstellung von druckbehaftetem Stickstoff inertisiert und auf Funktion und Sicherheit überprüft werden.

Tabelle 4: Technische Daten der HDHT-Einspritzkammer

Maximaler Gasdruck	100 bar (150 bar)
Maximale Gastemperatur	900 K
Sichtbare Strahllänge	2 x 150 mm (Zentrale Injektorposition) 1 x 300 mm (Seitliche Injektorposition)
Optische Zugänge	1 x 300mm Frontansicht 4 x 80 mm Seitenansicht
Gasatmosphäre	Luft / N ₂ / AGR

Die HDHT-Einspritzkammer ermöglicht durch das sogenannte Schlieren-Verfahren die zusätzliche optische Vermessung der Gaseinblasung der DI-Injektoren, sodass die Spraybilder auf signifikante Parameter, wie bspw. Ausbreitungswinkel oder Strahleindringtiefe analysiert werden können. Das Einspritzbild wird je nach Ausbreitungscharakteristik frontal oder seitlich von einer Hochgeschwindigkeitskamera mit bis zu 25.000 Bildern pro Sekunde erfasst. Innerhalb der Kammer können Brennraumzustände bis zu 150 bar und 900 K unter inerter oder brennbarer Atmosphäre nachgebildet werden.

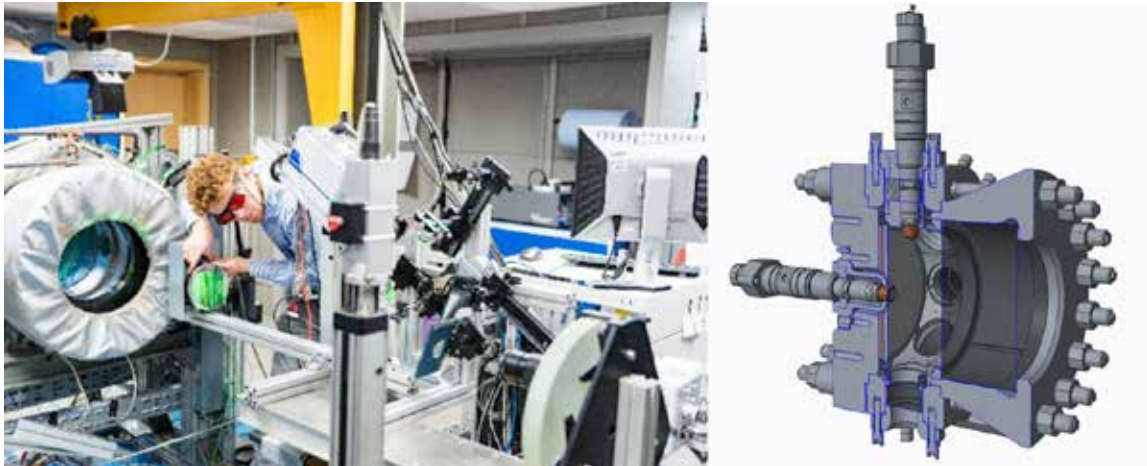


Abbildung 12: links: Gesamtsystem HDHT-Einspritzkammer der Universität Rostock; rechts: Schnittbild der HDHT-Einspritzkammer mit Einbindung des DI-Gasinjektors für seitliche und frontale Spraybildaufnahme

Aufgrund der gleichen Gasdruckinfrastruktur bleibt innerhalb der Messverfahren für EVI und Einspritzkammer das hydraulische Verhalten der Injektorverrohrung identisch, was folglich eine gute Vergleichbarkeit der Ergebnisse aufgrund des analogen Einspritzverhaltens ermöglicht.

Die gewonnenen Erkenntnisse über die Charakteristik der Injektoren bilden die Grundlage für ein erstes Verständnis der Ausbreitung im Brennraum sowie die Ansteuerung im Motorbetrieb. Weiter bilden diese Ergebnisse die Randbedingungen für Simulationsmodelle der entsprechenden DF-Brennverfahren.

Entwicklung eines CFD-Simulationsmodells für DF-DI-Gaseinblasungen

Die experimentellen Daten der Untersuchungen am EVI dienen als Randbedingungen für die 3D-CFD Simulationen der Kraftstoffeinbringung, welche mit AVL Fire durchgeführt wird. Der aus den EVI-Daten berechnete Massenstrom wird als zeitlich aufgelöste Randbedingung für die Düsenströmung verwendet. Um den Einfluss der Düsengeometrie auf die Strahlausbreitung analysieren zu können, wurde ein Teil der Innenkontur explizit aufgelöst und vernetzt. Abbildung 13 zeigt exemplarisch die Ausbreitung von Methan bei Nutzung unterschiedlicher Düsengeometrien.

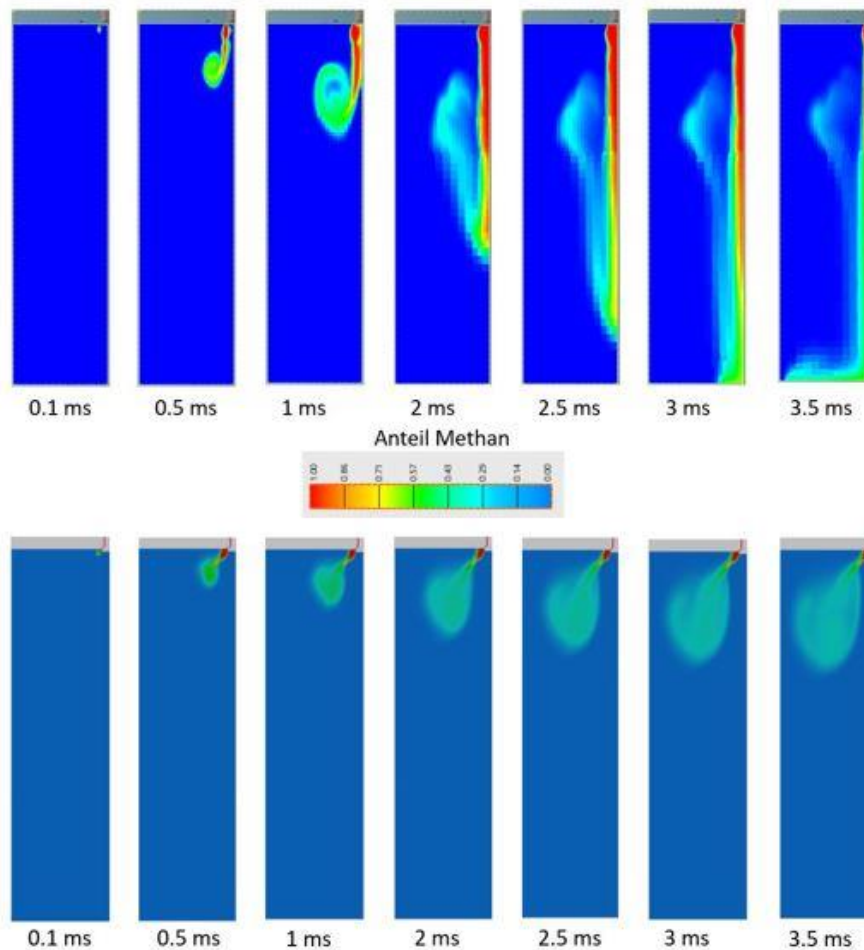


Abbildung 13: Vergleich zweier Gasinjektoren, oben mit Strahlführung, unten 120° Düse

Es ist zu erkennen, dass mit entsprechender Düsengeometrie ein deutlicher Einfluss auf die Strahlführung ausgeübt werden kann, hier zu erkennen an der zeitlichen Entwicklung und dem Mischungsverhalten der Kraftstoffwolke. Die Eindüsung fand jeweils in einem konstanten Volumen bei ruhender Atmosphäre statt. Dieser Schritt diente der ersten Charakterisierung der Injektoren.

Um den Einfluss der realen innermotorischen Ladungsbewegung auf die Strahlausbreitung und Gemischbildung zu analysieren, wurde die volle Brennraumgeometrie inklusive der Ladungswechselorgane simulativ abgebildet. Es wurden entsprechend bewegte Gitter eingesetzt, um die Kolben- und Ventilbewegung akkurat zu erfassen. Der Einfluss des durch den Einlasskanal eingebrachten Dralls und die Ladungsbewegung durch den Kolben auf die Homogenisierung im Brennraum kann hiermit direkt aufgelöst werden. Da der eingebrachte Impuls des gasförmigen Strahls viel geringer ist als bspw. bei Dieselmotorkraftstoff, ist die Simulation der Strömung durch Ladungswechselorgane und Brennraum von großer Bedeutung, da der gasförmige Kraftstoffstrahl durch diese stärker beeinflusst wird.

Als Randbedingungen werden die gemessenen Druck- & Temperaturverläufe des Versuchsträgers verwendet, sowie die Massenstromverläufe aus den EVI-Versuchen. Zur Validierung der simulierten Kraftstoffwolkenbildung können zusätzlich Ergebnisse aus der optischen Untersuchung an der Hochdruck-Hochtemperatur Einspritzkammer des LKV herangezogen werden. Das Zusammenspiel aus experimentellen Motor-, Kammer- und EVI Messungen verspricht eine hohe Güte der Simulationsergebnisse.

Zusammenfassung / Ausblick

Die in diesem Paper vorgestellten Planungsschritte zur experimentellen und simulativen Charakterisierung von DI-Gasinjektoren sind bereits in der Umsetzung. Die Randbedingungen für den Einblaseverlaufsindikator wurden über eine detaillierte Anforderungsliste definiert und die entsprechenden Komponenten befinden sich im Beschaffungsvorgang. Anschließend werden Prüfstand und Gasdruckregelstrecke baulich umgesetzt und erste Messungen durchgeführt. Darauf aufbauend werden diese Ergebnisse genutzt, um die Simulationsmodelle zu konkretisieren. Damit sind umfangreiche Charakterisierungen ausgearbeitet, um die DI-Injektoren im Motorbetrieb zu verwenden und die vorgestellten DF-Brennverfahren mit innerer Gemischbildung zu untersuchen.

Literatur

- [1] Klimaschutz in der Seeschifffahrt - NABU. (o. D.). NABU - Naturschutzbund Deutschland e.V. <https://www.nabu.de/umwelt-und-ressourcen/verkehr/schifffahrt/27220.html>
- [2] Tänzler, Andre Gerhard. Experimentelle Untersuchung eines Dual-Fuel-Brennverfahrens für schwere Nutzfahrzeugmotoren. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017.
- [3] Emission Standards: IMO Marine Engine Regulations. (o. D.). <https://dieselnet.com/standards/inter/imo.php>
- [4] Henke, Björn. Potenzialanalyse zur Stickoxid- und Methanemissionsreduzierung in mittelschnelllaufenden Dual-Fuel-Motoren unter Anwendung von Mehrfacheinspritzstrategien. Diss. Universität Rostock, 2021.
- [5] Nilson, Enno, et al. "Auswirkungen des Klimawandels auf das Abflussgeschehen und die Binnenschifffahrt in Deutschland." (2014).
- [6] Ouelette, Patric, Dale Goudie, and Gordon McTaggart-Cowan. "Progress in the development of natural gas high pressure direct injection for Euro VI heavy-duty trucks." *Internationaler Motorenkongress 2016: Mit Konferenz Nfz-Motorentechnologie*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016.
- [7] Zeuch, W. "Neue Verfahren zur Messung des Einspritzgesetzes und der Einspritz-Regelmäßigkeit von Diesel- Einspritzpumpen". In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)* 22 (1961), S. 344–349.
- [8] Verdugo, F. R. AirMexus: a shot-to-shot device for testing CNG injectors. Novi, MI (USA), 2014.
- [9] Buono, T. ; Ungaro, C.: Method for measuring the instantaneous flow rate of an injector for gaseous fuels. , EP, Patentschrift, EP2192389A1, 02.06.2010, 2010
- [10] Spezial-Beschichtung schützt Stahl vor »Angriff« durch Wasserstoff. (o. D.). <https://www.chemie.de/news/1167382/spezial-beschichtung-schuetzt-stahl-vor-angriff-durch-wasserstoff.html>

Name/Name	Firma/Company
Dr. Enrico Bärow	Woodward L'Orange GmbH
Ingmar Berger	Woodward L'Orange GmbH
Benjamin Blau	Hochschule Trier
Dr.- Ing. Massimiliano Botticelli	Robert Bosch GmbH
Kilian Bucher	Robert Bosch GmbH
Manuel Bucherer	Karlsruher Institut für Technologie
Prof. Dr.-Ing. Bert Buchholz	Universität Rostock
Magda Elvira Cassone Potenza	Politecnico di Bari
Sebastian Cepelak	Universität Rostock
Dr.-Ing. Yohan Chi	Hyundai Motor Company
Domenico Chiera	Woodward Inc.
Aristidis Dafis	Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Joseph Dembler	IAV GmbH
Jules Christopher Dinwoodie	Universität Rostock
Prof. Helmut Eichseder	Technische Universität Graz
Dr.-Ing. Martin Fethke	Robert Bosch GmbH
Bernd Friedrichs	Hyundai Motor Europe Technical Center GmbH
Dr. Roland Fortenbach	Robert Bosch GmbH
Dr. Jan Niklas Geiler	Robert Bosch GmbH
Niklas Gierenz	Universität Rostock
Manuel Glauner	Universität Rostock
Dr. Peter Grabner	Technische Universität Graz
Christof Gumhold	LEC GmbH
Dr. Gregory J. Hampson	Woodward Inc.
Prof. Dr.-Ing. Christoph Heinrich	Hochschule Trier
Dr.-Ing. Robin Hellmann	Robert Bosch GmbH
Stefan Hoffmann	Hyundai Motor Europe Technical Center GmbH
Dr.-Ing. Paul Jochmann	Robert Bosch GmbH
Dr. Christoph Kendlbacher	Robert Bosch GmbH
Prof. Dr.-Ing. Markus Klein	Universität der Bundeswehr München
Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch	Karlsruher Institut für Technologie
Dr.-Ing. Fabian Köpple	Robert Bosch GmbH
Mario Kornprobst	Derc GmbH
Marcel Lackner	LEC GmbH
Vincent Lecas	Robert Bosch GmbH
Dr. Philippe Leick	Robert Bosch GmbH

Name/Name	Firma/Company
Matthias Mansbart	Robert Bosch GmbH
Christian Mayer	MCM
Dr.-Ing. Franziska Müller-Langer	DBFZ Deutsches Biomasseforschungszentrum gGmbH
Bernd Niethammer	ITAZ GmbH
Jürgen Pfeil	Karlsruher Institut für Technologie
Sebastian Pietruschka	Hengst SE
Sieghard Pietschner	Hengst SE
Jan Reimer	Karlsruher Institut für Technologie
Dr.-Ing. Christian Reiser	WTZ Roßlau gGmbH
Petra Rektorik	MAN Energy Solutions SE
Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber	Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Dr. René Schimon	Robert Bosch GmbH
Ruben Schlüter	Robert Bosch GmbH
Hartmut Schneider	Woodward L'Orange GmbH
Kurt Schrattbauer	Robert Bosch GmbH
Jörg Schröder	DBFZ Deutsches Biomasseforschungszentrum gGmbH
Dr. Arianna Sorrentino	Heinzmann GmbH
Dr. Karl Georg Stapf	Robert Bosch GmbH
Jens Olaf Stein	Robert Bosch GmbH
Karsten Stenzel	WTZ Roßlau gGmbH
Dr.-Ing. Eike Stitterich	Hengst SE
Phillip Thorau	WTZ Roßlau gGmbH
Dr.-Ing. Olaf Toedter	Karlsruher Institut für Technologie
Tim Tolubajew	WTZ Roßlau gGmbH
Mario Twardon	Heinzmann GmbH
Johannes Ullrich	Hyundai Motor Europe Technical Center GmbH
Erich Vogt	DUAP AG
Dr.-Ing. Uwe Wagner	Karlsruher Institut für Technologie
Anton Wächter	Hyundai Motor Europe Technical Center GmbH
Christoph Weber	TC-Engineering Thomas Claus
Dr.-Ing. Nicole Wermuth	LEC GmbH
Prof. Dr. Andreas Wimmer	Technische Universität Graz
Thomas Weyhing	Karlsruher Institut für Technologie
Dr. Michael Willmann	Woodward L'Orange GmbH
Dimitrij Wintergoller	Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Dr. Johann Wloka	MAN Energy Solutions SE
Mike Zacharzewski	Hengst SE

Herausgeber/Editor

WTZ Roßlau GmbH
Mühlenreihe 2a
06862 Dessau-Roßlau
Deutschland/Germany
+49 34901 883-0
info@wtz.de
www.wtz.de

Verlag/Publisher

Forschungszentrum für Verbrennungsmotoren und Thermodynamik Rostock GmbH
Joachim-Jungius-Straße 9
18059 Rostock
www.fvtr-gmbh.de

ISBN-Nummer/ISBN number

978-3-941554-26-9

Veröffentlichungsdatum/Release Date

Mai 2023/May 2023

Redaktionsschluss: 31. März 2023/Editorial deadline: March 31, 2023



SOCIETE GENERALE GROUP



**Volksbank
Dessau-Anhalt eG**

WTZ Roßlau
Mühlenreihe 2a
06862 Dessau-Roßlau
Germany
www.wtz.de

Evelyn Saack
E-mail: Saack@wtz.de
Phone: +49 34901 883-201

Brian Zieseniss
E-Mail: zieseniss@wtz.de
Phone: +49 34901 883-275

Technikmuseum „Hugo Junkers“, Dessau-Roßlau, Foto: Förderverein Technikmuseum „Hugo Junkers“ Dessau e.V.
Technik Museum „Hugo Junkers“, Dessau-Roßlau, Photo: Support association Technik Museum „Hugo Junkers“ Dessau e.V.

