



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für
Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation UVEK
Bundesamt für Energie BFE

BRENNSTOFFE FÜR HOMOGENE SELBSTGEZÜNDETE VERBRENNUNGSPROZESSE

Jahresbericht 2008

Autor und Koautoren	Dr. B. Schneider, Prof. Dr. K. Boulochos
beauftragte Institution	Laboratorium für Aerothermochemie und Verbrennungssysteme
Adresse	Sonneggstrasse 3, ETH Zürich, CH-8092 Zürich
Telefon, E-mail, Internetadresse	+41 44 6323668, bououchos@lav.mavt.ethz.ch , www.lav.ethz.ch
BFE Projekt-/Vertrag-Nummer	101514
BFE-Projektleiter	Stephan Rentz
Dauer des Projekts (von – bis)	01.11.2005 – 30.11.2010
Datum	01.12.2008

ZUSAMMENFASSUNG

1. Dieses Projekt befasst sich mit der experimentellen und theoretischen Untersuchung der Selbstzündung und Verbrennung von Brennstoff-Luft Gemischen wie sie in HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) Motoren im homogenen Betrieb vorhanden sind. Es ist eng verknüpft mit dem Forschungsvorhaben „Kraftstoffkennzahlen für homogene Verbrennung“ der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV).
2. Das vorliegende Projekt ist als ergänzend zum FVV Projekt „Kraftstoffkennzahlen“ zu verstehen, an welchem das LAV der ETHZ das Bindeglied auf der numerischen und experimentellen Seite zwischen Stosswellenrohrmessungen (Uni Duisburg-Essen) und motorischem Experiment (RWTH Aachen, Uni Stuttgart) darstellt. Mehr als 10 europäische Industriefirmen sind im Rahmen der FVV an diesem Vorhaben beteiligt.
3. Die geleisteten Arbeiten in diesem Jahr umfassen in erster Linie eine systematische Suche nach der besten Einspritzstrategie und Zylinderkopfgestaltung für eine optimale Homogenisierung des Brennstoff-Luft Gemischs zum Zeitpunkt der Selbstzündung. Dies ist in dieser Arbeit besonders wichtig da die zu untersuchenden Kraftstoffe grosse Variationen bezüglich ihrer Verdampfungseigenschaften besitzen. Dazu wurden in der Berichtsperiode deutlich über 100 sehr aufwendige CFD-Berechnungen durchgeführt, jeweils mit mehr als einem Tag Rechen- und Auswertezeit.
4. Auf der experimentellen Seite wurde im Verlauf dieses Jahres das Einhubtriebwerk unseres Labors grundlegend revidiert, einzelne Anlagenkomponenten mussten ganz ausgetauscht werden. Inzwischen ist das Einhubtriebwerk wieder in Betrieb und bereit für die experimentellen Untersuchungen des laufenden Projektes.

Projektkontext

Nach dem erfolgreichen Abschluss des FVV (Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen) Clusterprojekts Nr. 811 „Theoretische und experimentelle Untersuchung der homogenen Dieselverbrennung“ im März 2006 [1] (vom BFE unterstützt, Projekt Nr. 40070) wurde Ende 2007 das FVV Nachfolgeprojekt „Kraftstoffkennzahlen für homogene Verbrennung“ gestartet. Das BFE beteiligt sich im Rahmen des hier berichteten Projekts an der Übergangs- und Startphase zu diesem neuen Forschungsvorhaben.

Ausgangslage

Die Entwicklung von homogenen Brennverfahren (HCCI, Homogeneous Charge Compression Ignition) für Dieselmotoren ist seit einigen Jahren ein Schwerpunkt in der Forschung im Gebiet der dieselmotorischen Brennverfahrensentwicklung. Dem Potential der selbstgezündeten, homogenen Verbrennung (massive Reduktion der Stickoxid- und Russemissionen) stehen grosse Schwierigkeiten bei der Kontrolle dieses Brennverfahrens gegenüber. Da in einem Dieselmotor keine externe Zündung vorhanden ist, muss der Zeitpunkt des Verbrennungsbeginns im homogenen Betrieb alleine über den Gemischzustand im Zylinder (Temperatur T, Verbrennungsluftverhältnis λ , Abgasrückführung AGR, Einspritzzeitpunkt t_{inj}) gesteuert werden. Besonders bei hohen Lasten und tiefen Drehzahlen erfolgt die Selbstzündung des homogenen Gemisches aber oft zu früh, was zu hohen Druckspitzen (Lärm, mechanische Belastung) und einem schlechten thermodynamischen Wirkungsgrad führt. Die genaue Kontrolle des Gemischzustands im Zylinder wird einerseits durch den bei Fahrzeugmotoren üblichen instationären Betrieb, aber andererseits auch durch die in jedem Motor vorhandenen Zyklus-zu-Zyklus resp. Zylinder-zu-Zylinder Variationen zusätzlich erschwert.

Bisher konnten zumindest Systeme in der Entwicklung dargestellt werden, welche im Bereich niedriger Lasten das HCCI Brennverfahren benutzen, im Bereich grosser Lasten aber konventionell mit der dieselmotorischen Diffusionsverbrennung betrieben werden. Das Einspritzsystem derartiger Motoren muss also sowohl für die Anforderungen an die optimale Gemischaufbereitung im dieselmotorischen Betrieb (Einspritzung nahe dem oberen Totpunkt des Kurbels, flache Einspritzwinkel, hoher Einspritzdruck und hoher Gegendruck) als auch für die Anforderungen an die Gemischbildung im homogenen Betrieb (Einspritzung spät im Ansaug- oder früh im Kompressionshub, steile Einspritzwinkel, tiefe Einspritzdrücke und tiefer Gegendruck) optimiert werden – eine grosse Herausforderung!

Ziele der Arbeit

Der heute in Dieselmotoren eingesetzte Kraftstoff eignet sich schlecht für das HCCI Brennverfahren, da seine bei der dieselmotorischen Diffusionsverbrennung notwendige kurze Zündverzugszeit im homogenen Betrieb (also bei langen Vormischzeiten) zu einer zu frühen Zündung des Gemisches führt. Von grosser Bedeutung ist daher für die zukünftige Gestaltung von effizienten, emissionsarmen HCCI-Systemen die gezielte Abstimmung der Zusammensetzung der eingesetzten Kraftstoffe auf diese neuen Anforderungen. Das Schwergewicht liegt dabei auf realisierbaren Mehrkomponentenkraftstoffen, wobei sowohl herkömmliche wie auch speziell entwickelte „designer-fuels“ eingesetzt werden können. Tabelle 1 zeigt die im FVV „Kraftstoffkennzahlen für homogene Verbrennung“ eingesetzten Mischungen:

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
CEC-RF	n-Heptan	Naphtha 1	Naphtha 2	Kero 1	Kero 3	CCS-Fuel	Diesel 1	Diesel 2	Diesel 3	
SM-Nr.		VW	Shell	07-S-001830	07-S-001906	VW	07-S-001935	07-S-001907	07-S-001908	
Aromat %				25						
Naphthen %		11		30	40	60				
Paraffin %	100	70	80	45	50	40	100	100	100	
Olefins %		19	20		10					
Distillation										
IBP °C	220	98	80	40	153	149	157	192	199	224
5%	240		91	81	166	162	165	198	213	240
10%	245		95	90	166	163	167	202	221	246
50%	≥ 245		112	120	177	168	176	246	273	276
90%	325		139	150	247	292	192	306	310	312
95%	345-350		146	156	267	313	200	319	323	324
FBP	<370	98	165	180	283	317	215	327	330	333
CN			35	55	38	52,3	47,1	50	57	67

Tabelle 1: Kraftstoffmischungen im FVV Projekt „Kraftstoffkennzahlen für homogene Verbrennung“.

Die Verdampfungseigenschaften der Kraftstoffe variiert sehr stark, der Siedebeginn liegt zwischen 40°C und 224°C, das Siedende zwischen 165°C und 333°C. Die Cetan-Zahl in der untersten Zeile der Tabelle beschreibt die Zündwilligkeit des Kraftstoffs (für Standarddiesel liegt heute die Cetan-Zahl zwischen 50 und 60). Wie oben erwähnt ist diese Kennzahl für die Eignungen eines Kraftstoffs beim

HCCI-Brennverfahren nur bedingt geeignet. Ziel des Ende letzten Jahres angelaufenen FVV Folgeprojekts „Kraftstoffkennzahlen für homogene Verbrennung“ ist deshalb die Suche nach neuen Kennzahlen, welche das Verhalten der Kraftstoffe bei homogenen, kompressionsgezündeten Brennverfahren besser beschreiben.

Aus den im Rahmen der vorangegangenen Projekte gelaufenen experimentellen Untersuchungen im Einhubtriebwerk an unserem Labor (und den begleitenden Simulationsrechnungen) ist bekannt, dass die im Brennraum vorhandene Inhomogenität in Bezug auf Temperatur- und Brennstoffverteilung einen grossen Einfluss auf den Zündort und den Zündzeitpunkt des Gemischs haben. Unser Einhubtriebwerk mit seinem liegend angeordneten Zylinder und den nur partiell heizbaren Brennraumwänden kann diese Voraussetzungen insbesondere im Bezug auf die Temperaturverteilung des Gemischs im Zylinder in seiner Ausgangskonfiguration nicht genügend gut erfüllen.

Ziel der Arbeiten in diesem Jahr war deshalb in erster Linie die Suche nach der besten Strategie (Einspritzzeitpunkt, Einspritzdruck, Kompressionsverhältnis, Gastemperatur vor Kompression, Brennraumheizung und Brennraumform) zur Erzielung eines möglichst homogenen Gemischs im Zylinder bei möglichst hohem verdampften Brennstoffanteil zum Zeitpunkt der Selbstzündung mithilfe von Simulationsrechnungen. Da sich die Eigenschaften der vorgesehenen Kraftstoffe (insbesondere die Siedekurven) stark unterscheiden, ist die optimale Strategie bei jedem Kraftstoff anders. Im Verlauf dieses Jahres musste auch das Einhubtriebwerk grundlegend revidiert werden, um die Einsatzbereitschaft auch in Zukunft aufrechterhalten zu können.

Optimierung der Einspritzstrategie mit 3D-CFD Simulationsrechnungen

Die hier vorgestellten Rechnungen von A. Vandersickel [2], [3] zeigen den Vergleich der erzielbaren Homogenität des Brennstoff/Luftgemischs im Zylinder des Einhubtriebwerks für zwei unterschiedliche Einspritzstrahlgeschwindigkeiten (d.h. Einspritzdrücke). Alle anderen Parameter wurden bei diesen Rechnungen konstant gehalten.

EHT Konfiguration:	Wandtemperatur 300K (nicht vorgeheizt), $\varepsilon = 16$, $p_{in} = 1.2\text{bar}$
Brennstoff:	Dodekan, $T_{Brennstoff} = 300\text{K}$
Globales Verbrennungsluftverhältnis:	2.18 (<i>entspricht einem Brennstoffmassenanteil von 0.3</i>)
Einspritzung:	Hohlkegel-Einspritzdüse, piezoelektrisch angesteuert
Einspritzzeitpunkt:	20ms vor dem OT des Kompressionshubs (<i>Einspritzbeginn t = 0.080s, OT Kompressionshub bei t = 0.100s</i>)
Einspritzstrahlgeschwindigkeit:	Fall A: 160 m/s ($\Delta t_{inj} = 0.90\text{ms}$), Fall B: 200 m/s ($\Delta t_{inj} = 0.72\text{ms}$)

Tabelle 2: Parameter der vorgestellten Simulationsrechnungen.

Die Simulationen wurden mit StarCD V3.26 (cd-adapco) gerechnet, das Netz umfasste im untersuchten 12° Segment des EHT Zylinders (= 1/30 des Zylindervolumens)

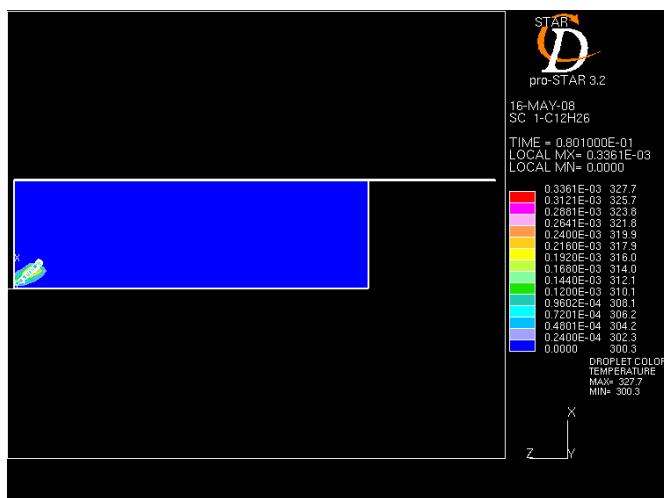


Bild 1: Halbschnitt durch den liegenden Zylinder des Einhubtriebwerks, 100μs nach Einspritzbeginn. Links der Zylinderkopf mit einem Einspritzstrahl, rechts der Kolben, die untere Begrenzung ist die Zylinderachse. Farbcod: Massenanteil an verdampftem Brennstoff.

25'000 Zellen (Rechenzeit pro Fall ca. 20-30h auf zwei CPU's).

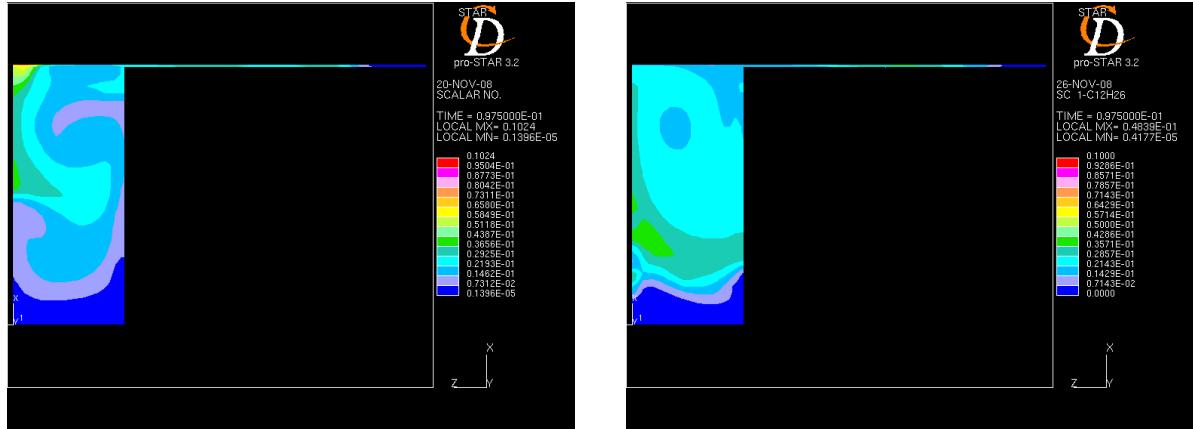
Bild 1 zeigt einen Schnitt durch die obere Hälfte des liegend angeordneten EHT-Zylinders – links der Zylinderkopf mit der Einspritzdüse, rechts der Kolben, über dem Kolben ist der Feuersteg sichtbar (der schmale Spalt zwischen Kolben und Zylinder bis zum ersten Kolbenring).

Vom Zentrum des Zylinderkopfs ausgehend ist der zum berechneten Segment gehörende Teil des Hohlkegel-Einspritzstrahls zum Zeitpunkt 100μs nach Einspritzbeginn zu sehen.

Die nachfolgenden Bilder zeigen

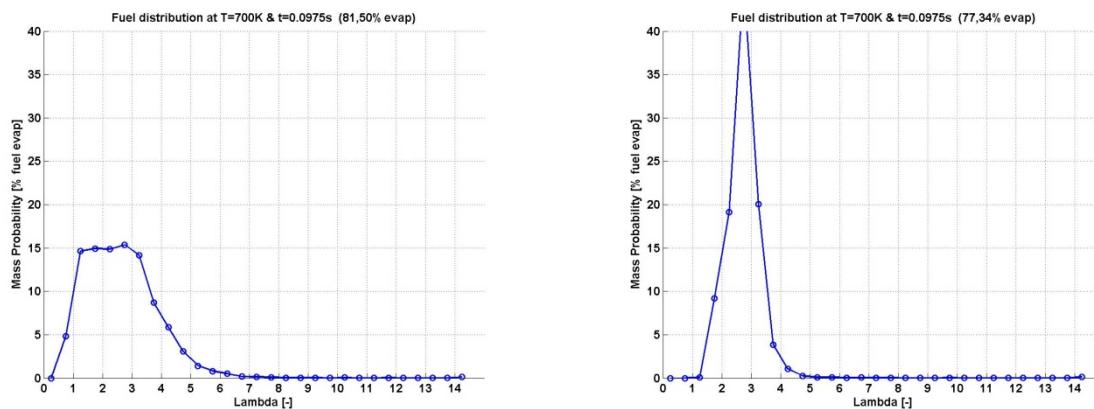
die Qualität der Homogenisierung des aus verdampftem Brennstoff und Luft gebildeten Gemisches zum dem Zeitpunkt, bei dem eine mittlere Gastemperatur von 700K erreicht wird. (Diese Temperatur wurde als Referenztemperatur für Vergleiche definiert, da ab dieser Temperatur die Selbstzündung des Gemischs erfolgen kann). Die Temperatur von 700K wurde in beiden hier betrachteten Fällen zum Zeitpunkt $t = 0.0975\text{s}$ (17.5ms nach der Einspritzung, 2.5ms bevor der EHT Kolben den oberen Totpunkt (OT) erreicht).

Die Bilder 2 und 3 zeigen wie das Bild 1 die Verteilung der lokalen Massenanteilen an verdampftem Brennstoff im Halbschnitt durch den liegenden EHT Zylinder (Zeitpunkt $t = 0.0975\text{s}$, 2.5ms vor OT, mittlere Gastemperatur 700K). Im Fall A (links im Bild) sind vor allem in der Ecke zwischen Zylinder und Zylinderkopf (oben links) sehr hohe Brennstoffdampfkonzentrationen zu sehen. Die Zonen in denen praktisch kein verdampfter Brennstoff vorhanden ist (im Bereich der EHT Zylinderachse, untere Begrenzung im Bild), sind in beiden Fällen etwa gleich gross.



Bilder 2 (links), 3 (rechts): Halbschnitt durch den liegenden Zylinder des EHT, links der Zylinderkopf, rechts der Kolben, die untere Begrenzung ist die Zylinderachse. Farbig codiert ist wiederum der lokale Massenanteil des verdampftem Brennstoffs im Brennraum, links für den Fall A, rechts für den Fall B.

Die Auswertung der einzelnen Massenanteile an verdampftem Brennstoff über alle Zellen im Brennraum zeigen die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen entsprechend zu den Bildern 4 und 5. Im Fall A links zeigt sich (entsprechend zu den gut sichtbaren Inhomogenitäten im Bild 2) eine wesentlich breitere Verteilung der Brennstoffdampfkonzentration resp. dem Verbrennungsluftverhältnis λ . Im Fall B hingegen sind die in den Zellen vorhandenen Konzentrationen eng um ein mittleres λ von 2.7 verteilt.

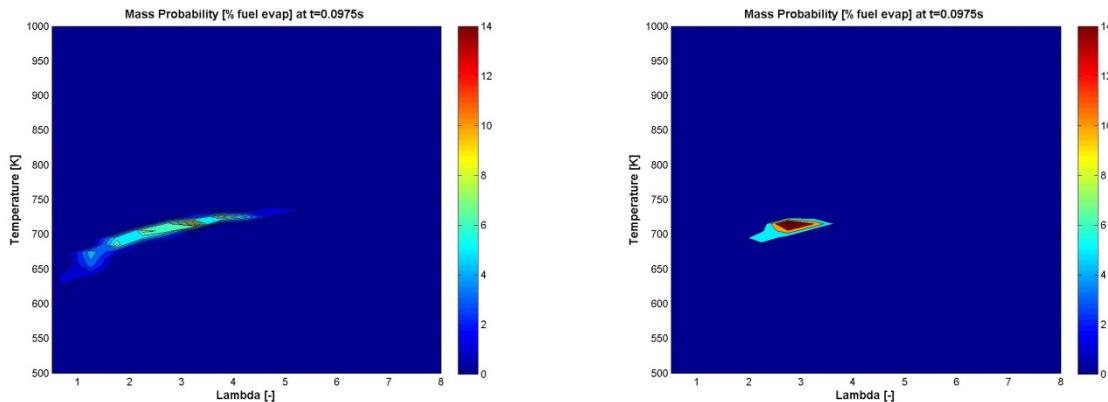


Bilder 4 (links), 5 (rechts): Wahrscheinlichkeitsfunktion des Brennstoffluftverhältnisses λ , links Fall A, rechts Fall B.

Betrachtet man die Wahrscheinlichkeitsverteilung, dass an einem Punkt im Brennraum eine gewisse Kombination von Gastemperatur und Verbrennungsluftverhältnis vorhanden ist, so ergeben sich die Bilder 6 und 7. Auch hier ist deutlich sichtbar, dass sowohl die Verbrennungsluftverhältnisse λ wie auch die Gastemperaturen im Brennraum für den Fall B in einem wesentlich engeren Gebiet liegen – die Wahrscheinlichkeit, dass sich das Gemisch an einer Stelle entzündet wo der Gemischzustand dem mittleren Zustand entspricht, ist sehr hoch.

Aus den Ergebnissen dieser Simulationsrechnungen folgt, dass der Fall B mit einer Einspritzstrahlgeschwindigkeit von 200m/s bei diesem Kraftstoff deutlich besser für die Untersuchung der Selbstzünd-eigenschaften des homogenen Gemischs geeignet ist. Im Fall A hingegen führt die hohe Empfindlich-

keit der Selbstzündmechanismen im Bezug auf Temperatur und Brennstoffkonzentration dazu, dass Aussagen zu den Selbstzündmechanismen im Bezug auf den gewünschten, im Experiment vorgesehenen durchschnittlichen Gemischzustand im Brennraum nur noch bedingt möglich sind.



Bilder 6 (links), 7 (rechts): WahrscheinlichkeitsdichteVerteilung von Temperatur und Brennstoffluftverhältnis im ganzen Brennraum, links für den Fall A, rechts für den Fall B. Farbcode: Häufigkeit bei der an einem Punkt im Brennraum eine gewisse Kombination von Gastemperatur und Verbrennungsluftverhältnis vorhanden sind.

Auffällig beim Vergleich der beiden Fälle ist zudem, dass der Anteil des insgesamt verdampften Brennstoffs zum Zeitpunkt $t = 0.0975\text{s}$ wenn 700K Gastemperatur erreicht wird nur etwa 80% beträgt – obwohl die Einspritzung selbst schon lange zurückliegt. Im besser geeigneten Fall B ist zudem der Anteil des verdampften Brennstoffs noch kleiner als im Fall A. Bild 8 zeigt den Verlauf des verdampften Brennstoffmassenanteils über der Zeit für unterschiedliche Einspritzstrahlgeschwindigkeiten (Fall A $v_{\text{inj}} = 160\text{m/s}$, Fall B $v_{\text{inj}} = 200\text{m/s}$) und für Dodekan als repräsentative Kraftstoffkomponente. Je höher die Strahlgeschwindigkeit, desto schneller verdampft der Brennstoff unmittelbar bei resp. nach der Einspritzphase. Ursache der höheren Verdampfungsrate bei hohen Strahlgeschwindigkeiten sind die höheren Gaskräfte welche auf die Tropfen wirken (schnellere Bildung kleiner Tropfen), sowie die höhere Turbulenzintensität im Strahl (schnellere Durchmischung des Brennstoffs mit der Luft, höhere Verdampfungsrate).

Näher am oberen Totpunkt des Kompressionshubes (bei $t = 0.100\text{s}$) ändern sich die Verhältnisse:

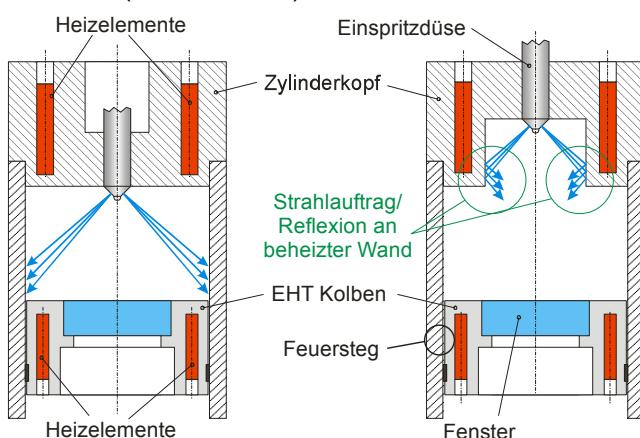


Bild 9: Links bestehender Zylinderkopf des EHT, rechts Variante mit einer Mulde. Der Einspritzstrahl trifft auf die vorgewärmte Muldenwand und verdampft schneller.

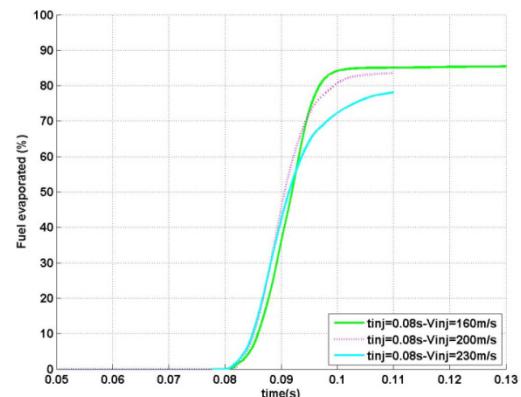


Bild 8: Anteil des verdampften Brennstoffs (Dodekan) zur total eingespritzten Brennstoffmasse. Einspritzzeitpunkt: 0.080s , OT des Kompressionshubes: 0.100s .

Beim langsamsten Einspritzstrahl wird bis zum OT weiter Brennstoff verdampft, bei den schnelleren Einspritzstrahlen sogar noch bis nach dem OT. Der gesamte Anteil an verdampftem Brennstoff sinkt aber mit zunehmender Strahlgeschwindigkeit: Dies ist darauf zurückzuführen, dass bei hohen Einspritzstrahlgeschwindigkeiten mehr Brennstoff auf die Zylinderwand aufgetragen wird. Der Anteil des Brennstoffs welcher an der Wand haften bleibt, verdampft anschliessend aufgrund der tiefen Wandtemperatur nur noch sehr langsam. Ein Teil des Brennstoffs auf der Wand „verschwindet“ zudem während der Kompression im Spalt zwischen dem Kolben und dem Zylinder (Feuersteg) und nimmt danach nicht mehr an den Vorgängen innerhalb des

Brennraums teil.

Eine praktikable Möglichkeit um den Anteil an verdampftem Brennstoff zu erhöhen, ist die Verlegung des Brennraums in eine Mulde im Zylinderkopf (*Bild 9*). Diese könnte im Gegensatz zur kalten Zylinderwand des Einhubtriebwerks einfach vorgewärmt werden, wodurch der auf die Muldenwand auftreffende Brennstoff schneller verdampft. Zudem würde die Reflexion des Einspritzstrahls an der Muldenwand verhindern, dass viel flüssiger Brennstoff auf die Zylinderwand aufgetragen wird und während dem Kompressionshub im Feuersteg zwischen Zylinder und Kolben „verschwindet“. Eine andere vielversprechende Möglichkeit besteht darin, sowohl die Eintrittstemperatur der Luft im EHT als auch dessen Wände auf etwa 100°C zu heizen, wie weitere, hier nicht gezeigte CFD-Rechnungen zeigen.

Zurzeit wird die optimale Konfiguration des EHT ausgewählt, mit dem Ziel, die entsprechende Konstruktion gegen Ende des 1. Quartales 2009 einsatzbereit zu haben.

Revision des Einhubtriebwerks

Das in der *Bild 10* schematisch dargestellte Einhubtriebwerk wurde in den vergangenen Jahresberichten bereits eingehend beschrieben, deshalb folgt hier nur eine kurze Erläuterung des Konzepts:

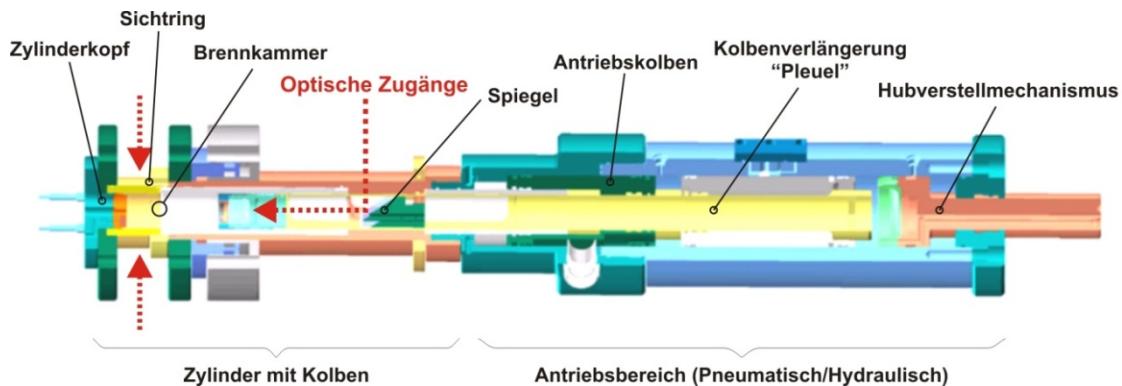


Bild 10: Schematische Ansicht des Einhubtriebwerks.

Links befindet sich der Zylinderkopf der liegend angeordneten Maschine. Rechts davon folgt ein Sichtring, der optional mit Fenstern ausgerüstet werden kann, dann folgt der eigentlich Zylinder. Um den Zylinder herum ist die hydraulische Klemmvorrichtung für den Zylinderkopf angeordnet, die eine schnelle Öffnung des Brennraums ermöglicht. Im verlängerten, holen Kolbenrohr ist ein Spiegel, der den optischen Zugang zum Brennraum durch das Glas im Kolbenboden ermöglicht. Rechts davon der Antriebskolben, welcher durch einen hohen pneumatischen Druck angetrieben wird. Beim Kompressionshub bewegt sich dieser nach rechts und drückt den Arbeitskolben über eine hydraulische Kopplung nach links, die Maschine ist durch diese gegenläufige Bewegung sehr vibrationsarm. Gebremst wird die Kolbenbewegung einerseits durch den steigenden Druck im Zylinder (Brennraum), andererseits durch den sinkenden Luftdruck hinter dem Antriebskolben. Die Bewegung erfolgt also voll dynamisch, nur kontrolliert durch die Massenträgheit der bewegten Kolben und die Gaskräfte welche auf die Kolben einwirken.

Für den Betrieb benötigt die Anlage im Antriebsbereich Druckluft mit bis zu 100bar Druck. Dieser wird durch einen eigenen Hochdruckkompressor erzeugt und in einer Druckflasche gespeichert.

Die Repetitionsgenauigkeit der Kolbenbewegung ist in grossem Masse davon abhängig, dass die Luftdrücke und Luftdurchflüsse im Antriebskolben und im Zylinder genau eingestellt werden können. Dazu sind neben den Hochdruckschaltventilen auch viele präzis einstellbare Drosselventile vorhanden. In den vergangenen Jahren hat sich gezeigt, dass die Hochdruck-Luft vom Kompressor nicht genügend entfeuchtet wurde – im Druckluftspeicher und in den Hochdruckleitungen der Anlage bildete sich Kondenswasser. Die vielen Rohre und Leitungen der Anlage waren leider vom Hersteller nicht



Bild 11: Die geöffnete alte Druckluftspeicherflasche des Einhubtriebwerks mit Korrasionsspuren.

aus rostfreiem Material gebaut worden, so dass es durch das Kondenswasser zu Korrosion kam. Bild 11 zeigt das Innere der Druckflasche, welche als Druckluftspeicher eingesetzt wurde. Die Flasche war liegend unter dem Einhubtriebwerk angebaut worden, wodurch das Kondenswasser nicht entweichen resp. abgelassen werden konnte! Neben der Beeinträchtigung der Sicherheit führte die Korrosion resp. das korrodierte Material (Rost) immer häufiger zu Betriebsstörungen, da die feinen Drosseln verstopften und die Ventile nicht mehr gut abdichteten.

Um die Anlage in Zukunft wieder zuverlässig betreiben zu können, wurden daher im Rahmen einer grossen Revision sämtliche luftführenden Teile der Anlage (Leitungen, Rohre, Schläuche, Ventile, Drosseln), der Druckspeicher und der Hochdruckkompressor ersetzt. Bild 12 zeigt die revidierte, nun wiederum betriebsbereite Anlage in geöffnetem (links) und geschlossenem, betriebsbereiten Zustand (rechts).

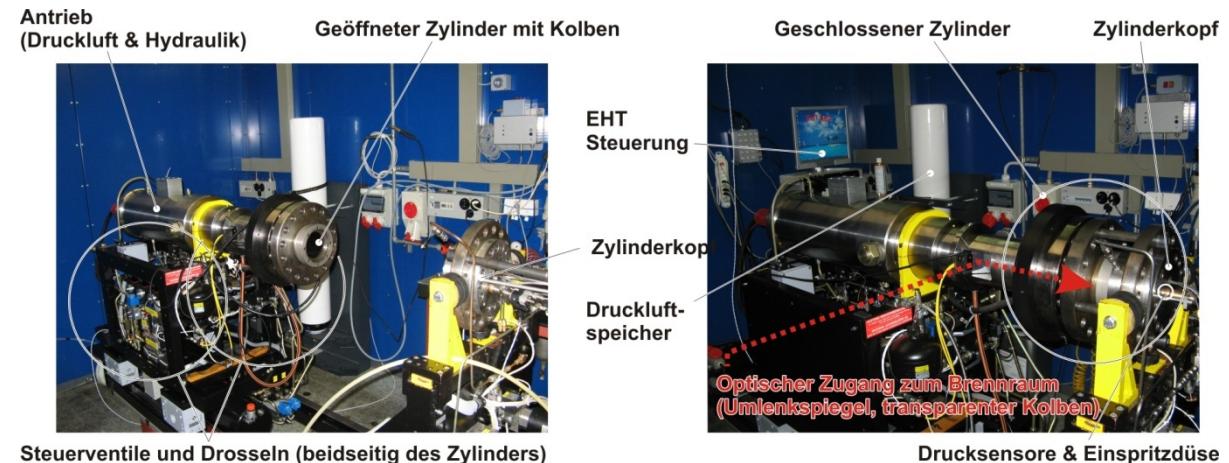


Bild 12: Ansicht des revidierten Einhubtriebwerks, links mit geöffnetem Zylinder, rechts im geschlossenen, betriebsbereiten Zustand. Im Hintergrund der neue Druckspeicher (stehend, mit Kondensat-Ablass unten).

Internationale Zusammenarbeit

Im Ende 2007 angelaufenen FVV Projekt „Kraftstoffkennzahlen für homogene Verbrennung“ sind neben der ETH Zürich (Teilprojekte TP2, TP3) auch die Universitäten Duisburg (Teilprojekt TP 1), Stuttgart (Teilprojekte TP 4, 5, 7) sowie die Technische Hochschule Aachen beteiligt (Teilprojekt TP6).

Bewertung 2008 und Ausblick 2009

Das Berichtsjahr 2008 wurde massgeblich geprägt durch den Anlauf der neuen Forschungsvorhaben sowie die Einarbeitung der neu am Projekt beteiligten Mitarbeiter (zwei DoktorandInnen, Frau A. Vandersickel und Herr D. Mitakos). Die notwendige, relativ aufwendige Renovation des Einhubtriebwerks in diesem Jahr verunmöglichte für längere Zeit experimentelle Arbeiten mit der Anlage.

Aktuell und im nächsten Jahr werden die experimentellen Untersuchungen zur homogenen Gemischbildung und Verbrennung wieder aufgenommen. Ziel der Arbeiten im nächsten Jahr ist einerseits der Nachweis, dass durch die konstruktiven Änderungen des Zylinderkopfs und einer verbesserten Vorwärmung des Einhubtriebwerks auch bei schwer verdampfenden Kraftstoffen ein homogenes Brennstoff-Luft Gemisch im Brennraum gebildet werden kann, andererseits der Beginn der systematischen, eingehenden Untersuchung der Selbstzündegenschaften der unterschiedlichen Kraftstoffe.

Referenzen

- [1] K. Boulouchos, A. Escher, G. Barroso: **Abschlussbericht Vorhaben 811: Theoretische und experimentelle Untersuchung der homogenen Dieselverbrennung**, FVV Heft R 535, 2006.
- [2] A. Vandersickel, **Simulationsrechnung zur optimalen Einspritzstrategie und der optimalen Brennraumform im Einhubtriebwerk**, Präsentation FVV Projektmeeting „Kraftstoffkennzahlen für homogene Verbrennung“, Uni Stuttgart, 4. Juni 2008.
- [3] A. Vandersickel, A. Schmid, Y. M. Wright, C. Lämmle, K. Boulouchos: **Experimental and Numerical Investigation of a Non Swirling Hollow Cone Injector**, ILASS Paper 08-P-12, ILASS Konferenz in Como/Italien, September 2008.