



# BRENNSTOFFE FÜR HOMOGENE SELBSTGEZÜNDETE VERBRENNUNGSPROZESSE

Jahresbericht 2007

Autor und Koautoren	A. Escher, Prof. Dr. K. Boulouchos
beauftragte Institution	Laboratorium für Aerothermochemie und Verbrennungssysteme
Adresse	Sonneggstrasse 3, ETH Zürich, 8092 Zürich
Telefon, E-mail, Internetadresse	+41 44 6323668, <a href="mailto:boulouchos@lav.mavt.ethz.ch">boulouchos@lav.mavt.ethz.ch</a> , <a href="http://www.lav.ethz.ch">www.lav.ethz.ch</a>
BFE Projekt-/Vertrag-Nummer	101514
BFE-Projektleiter	Stephan Renz
Dauer des Projekts (von – bis)	01.11.2005 - 31.12.2008
Datum	01.12.2007

## ZUSAMMENFASSUNG

In der vorliegenden Arbeit wurden in einer optisch zugänglichen Simulationsapparatur experimentelle Grundlagen der homogenen, kompressionsgezündeten Verbrennung erarbeitet. Die Untersuchungen im Einhubtriebwerk wurden mit n-Heptan (dieselähnliches Zündverhalten) und n-Butan (benzinähnliches Zündverhalten) sowie Kombinationen von n-Butan und Diesel durchgeführt. Das Einhubtriebwerk ist in der Lage, einen mit einem konventionellen Motor vergleichbaren thermodynamischen Zustand rund um den OTP zu schaffen. Durch die Flexibilität des Prüfstandes und durch die verwendeten Kraftstoffe ist es möglich, einen grossen Bereich der motorischen Verbrennung abzudecken. N-Butan, gasförmig bei atmosphärischen Bedingungen, ermöglicht eine gute Homogenisierung vor Kompressionsbeginn. Wie bei den Versuchen mit n-Heptan waren die charakteristischen Zustände im Brennraum bei Umsatzbeginn bei einer Variation des Verbrennungsluft- und Kompressionsverhältnisses sowie der AGR-Rate von Interesse. Es zeigte sich, dass die LTR und HTR in einem engen Temperaturbereich auftreten. Im Vergleich zur n-Heptan OH-Chemilumineszenz weisen die Versuche mit n-Butan eine geringere Streuung auf und die Verbrennung findet im gesamten Brennraum statt. Der Vergleich der n-Butan Ergebnisse mit numerischen Ergebnissen aus dem homogenen Reaktor mit mehreren Zonen und einem am Laboratorium für Aerothermochemie und Verbrennungssysteme (LAV) der ETH Zürich entwickelten n-Butan Reaktionsmechanismus zeigte eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation. Die so validierte Mehrzonen Simulation konnte benutzt werden, um die hohe Sensitivität der Temperatur auf die Zündeinleitung zu zeigen. Durch eine thermische Inhomogenität im Zylinderkopf gelang es, bei genügend hoher Temperatur des Thermo-adapters das n-Butan Gemisch stabil zu entzünden. Die detektierte OH-Chemilumineszenz zeigt einen Umsatzbeginn in der Nähe der beheizten Oberfläche. Die zweite Inhomogenität betrifft die Einspritzung von Dieseldieselkraftstoff in eine homogen vorliegende n-Butan Grundladung. Durch die Variation des Einspritzzeitpunktes des Dieseldieselkraftstoffs sowie der Diesel- und n-Butan Masse gelang es, den Umsatzbeginn und die Wärmefreisetzungsrate der n-Butan Verbrennung zu beeinflussen. Um das Zündverhalten der HCCI-Verbrennung besser charakterisieren und verstehen zu können, sollten in Nachfolgeprojekten einerseits ein Satz von Mehrkomponenten-Kraftstoffkennzahlen gefunden und andererseits die Untersuchung der Gemischaufbereitung, Zündung und Verbrennung von synthetischen Dieseldieselkraftstoffen mit gezielt veränderter Zusammensetzung (chemische und physikalische Eigenschaften) vorangetrieben werden. Die Arbeiten, wovon hier berichtet wird haben eine enge Verknüpfung mit den im November 2007 gestarteten Projekt „Kraftstoffkennzahlen“ der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) in Zusammenarbeit mit drei anderen Hochschulen und mehreren Industriefirmen.

# Inhaltsverzeichnis

1. Projektkontext.....	2
2. Ausgangslage.....	2
3. Ziele der Arbeit.....	3
4. Prüfstandsbeschreibung.....	3
5. Ergebnisse mit früher n-Heptan Einspritzung.....	4
6. Ergebnisse mit n-Butan.....	8
7. Homogener Reaktor vs. Experiment.....	10
8. Ergebnisse mit Abweichungen von der perfekten Homogenisierung.....	14
9. Schlussbetrachtungen und Ausblick.....	20
10. Internationale Zusammenarbeit.....	22
11. Referenzen.....	22

## 1. Projektkontext

Der erfolgreiche Abschluss im März 2006 des Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) Cluster Projektes Nr. 811 „Theoretische und experimentelle Untersuchungen der homogenen Dieselerbrennung“, welches auch vom BFE unterstützt wurde (BFE Projekt 40070, Verfügung Nr. 79887), setzte einen Grundstein für weitere Forschungsarbeiten an der ETH im Bereich der homogenen, selbstgezündeten Verbrennungsprozesse. Im Clusterprojekt waren neben der ETH Zürich die Universität Stuttgart (Teilprojekt TP1), die Universität Braunschweig (Teilprojekt TP2) sowie die Fachhochschule HTW Dresden (Teilprojekt TP3) beteiligt. Der Abschlussbericht im Heft R 535 (2006) der FVV wurde im Rahmen der Informationstagung Motoren / Turbomaschinen in Würzburg im September 2006 vorgestellt. Die abgeschlossenen Arbeiten bilden nicht nur eine sehr gute Ausgangslage für eine optimale und effiziente Weiterführung der im Jahr 2007 begonnenen Folgeprojekte, sondern zeigen durch den Zuspruch der Fortsetzung am Laboratorium für Aerothermochemie und Verbrennungssysteme (LAV) der ETH Zürich eine grosse Wertschätzung der Forschungsarbeiten. Das BFE beteiligt sich im Rahmen des hier berichteten Projektes finanziell am hauptsächlich von der FVV getragenen Clusterprojekt „Kraftstoffkennzahlen für homogene Dieselerbrennung“, welches zeitgleich mit dem Projekt „Kraftstoffkennzahlen“ im November 2007 gestartet ist. Daran sind mehrere Industriefirmen und drei deutsch Universitäten (RWTH Aachen, Universität Stuttgart, Universität Duisburg) beteiligt.

## 2. Ausgangslage: Homogene, kompressionsgezündete Verbrennungseinleitung

Forschungsarbeiten auf dem Gebiet der selbstgezündeten, im Idealfall homogenen Dieselerbrennung stehen im Zentrum des Interesses der motorischen Brennverfahrensentwicklung seit mindestens 10 Jahren, dies abgesehen von älteren vereinzelt Versuchen, ein solches System zu realisieren. Dem Potential nach Reduktion der Stickoxid- und Russpartikelemissionen bis gegen null stehen Herausforderungen gegenüber, welche mit der typischerweise äusserst schnellen Energieumsetzung und dem damit einhergehenden Lärm, aber auch mit der Schwierigkeit, den Verbrennungsbeginn – in Abwesenheit von externer Zündung bzw. später Kraftstoffeinspritzung – im ganzen Kennfeldbereich kontrollieren zu können. Insbesondere bei höheren Lasten – und eher bei niedrigen Drehzahlen – kommt die Selbstzündung üblicherweise zu früh mit schwerwiegenden Konsequenzen für Spitzendruck und thermodynamischem Wirkungsgrad. Zusätzliche Schwierigkeiten ergeben sich aus dem instationären Betrieb für den Fahrzeugantrieb und den von Zylinder-zu-Zylinder streuenden thermischen bzw. thermochemischen Daten ( $T$ ,  $\lambda$ , AGR).

Nebst umfangreichen Arbeiten bei der Brennverfahrensentwicklung sind grundlegende Untersuchungen betreffend der detaillierten Reaktionskinetik verschiedener Komponenten von üblichen Kraftstoffen getätigt worden. Auch dadurch konnte der Einfluss höherer Mengen von Abgasrückführung im mittleren Lastbereich geklärt und einige Gesetzmässigkeiten der von der Temperatur exponentiell

abhängigen Reaktionskinetik als begrenzende Faktoren für die Erweiterung des HCCI-Systems hin zu höheren Lasten erkannt werden. Um die Realisierbarkeit des HCCI-Konzeptes in einem möglichst breiten Bereich des Dieselmotorkennfeldes zu ermöglichen, sind sogar verschiedene Kombinationen von einzelnen Ölfractionen mit stark unterschiedlichen Zündeigenschaften, jeweils für einzelne Last- / Drehzahlbereiche vorgeschlagen worden. Die Praxistauglichkeit solcher Systeme ist natürlich äusserst gering. In den letzten Jahren wurden Systeme zumindest in der Entwicklung dargestellt, welche eine Kombination von einem HCCI-Betrieb im Niedriglast- und einem konventionellen Diffusionsverbrennungsbetrieb im Hochlastbereich vorsehen. Die Schwierigkeit, ein einzelnes Einspritzsystem auf die Anforderungen beider Modii abzustimmen, ist dabei offensichtlich. Auf der Simulationsseite führte die Schwierigkeit, detaillierte Reaktionsmechanismen – die ja für die Selbstzündung sehr wichtig sind – mit CFD-Codes zu koppeln, zu Mehrzonenansätzen, die stochastisch formuliert sind und sehr vereinfacht miteinander interagieren, dafür jeweils die komplexe Chemie in einzelne Reaktoren abbilden können. Optische Messtechniken wurden in entsprechend zugänglichen Motorbrennräumen ebenfalls demonstriert; die Verbindung mit realistischen thermodynamischen Randbedingungen des Motorbetriebes und mit den entsprechenden Simulationsmethoden in genügender Tiefe war jedoch nicht immer gegeben.

### 3. Ziele der Arbeit

Für die zukünftige Gestaltung von emissionsarmen und umwandlungseffizienten HCCI-Systemen ist die gezielte Abstimmung der Kraftstoffeigenschaften mit den Anforderungen des Motorbetriebes in der jeweiligen Anwendung von grosser Bedeutung. Dabei liegt der Schwerpunkt auf realisierbaren Mehrkomponentenkraftstoffen – und zwar entweder auf herkömmlichen oder solchen, die im Sinne eines „designer-fuels“ entsprechend konfiguriert werden können. Es ist gleichzeitig festzuhalten, dass die Cetan-Zahl bzw. der Cetan-Index für die Anforderungen des HCCI-Verbrennungsmodus möglicherweise nicht mehr geeignet und die entsprechenden Prüfverfahren veraltet sind, womit die Aussagekraft dieser Kennzahlen für die hier vorgesehene Anwendung nicht gegeben ist.

Die Herleitung aussagekräftiger Kennzahlen für das Selbstzündeverhalten einer geeignet definierten Kraftstoffmatrix und für von zukünftigen Brennverfahren vorgegebene thermochemische Randbedingungen, ist das wesentliche Ziel des Vorhabens. Für die erfolgreiche Bewältigung der Aufgabe wird eine systematische Vorgehensweise entlang einer Prozesskette definiert. Diese reicht von Stosswellenrohrexperimenten für die Bestimmung des Selbstzündverhaltens unter perfekt homogenen Bedingungen bei einer „infinitesimal“ schnellen Verdichtung über die Herleitung einer reduzierten, weitgehend phänomenologischen Kinetik und deren Validierung für motornahe Bedingungen an einem flexibel und optisch möglichst zugänglichen Einhubtriebwerk (EHT) bis zu motorischen Versuchen an je einem PKW- und LKW-Einzylindermotor. Wichtig dabei ist, dass die relevanten Betriebsparameter von den Anforderungen des Motors her definiert werden und die Schnittstellen der einzelnen Module der Prozesskette effizient gestaltet sind.

### 4. Prüfstandsbeschreibung – das Einhubtriebwerk (EHT)

Der Prüfstand wurde im Jahresbericht 2006 beschrieben und wird an dieser Stelle deshalb nur kurz erwähnt.

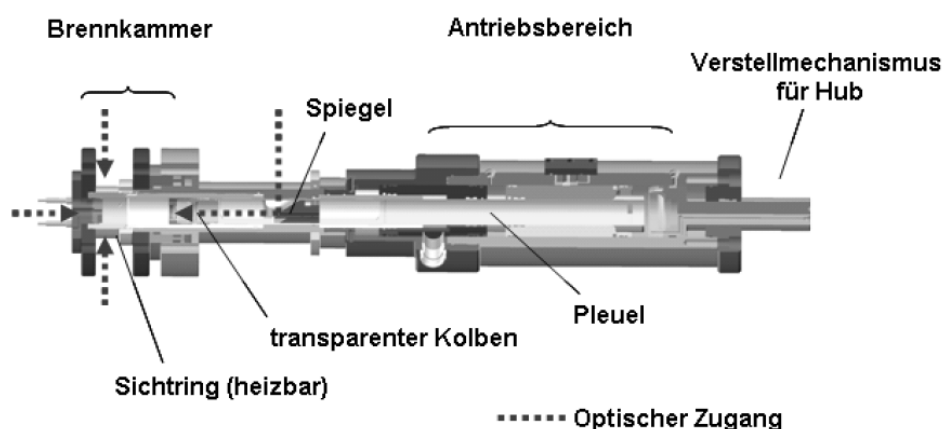


Fig. 1 Das Einhubtriebwerk (EHT), schematischer Überblick

Grundsätzlich kann das Einhubtriebwerk in zwei funktionelle Bereiche unterteilt werden, den Antriebsbereich und den Versuchsraum. Der Versuchsraum umfasst den Brennraum mit dem modularen Zylinderkopf, welcher die Injektoren und den dynamischen Drucksensor aufnimmt, den Zylinder, bestehend aus Zylinderhülse und Sichtring, sowie den Arbeitskolben. Der Sichtring und Kolben können mittels Heizpatronen lokal auf max. 400 K beheizt werden. Der Antriebsbereich umfasst im Wesentlichen sämtliche Funktionsgruppen, welche den Hubantrieb, Massenausgleich sowie die Verstellereinheit für den maximalen Kolbenhub beinhalten. Das Grundkonzept basiert auf einer gegenläufigen Bewegung zweier coaxial angeordneten Massen; dem Massenausgleichskolben und dem Pleuelrohr. Diese Bauweise ermöglicht einen vibrationsarmen Betrieb, was für die optischen Untersuchungen unabdingbar ist. Das System arbeitet im Einschussbetrieb und erlaubt eine Schusskadenz von rund 4 min / Experiment. Durch die Wahl von Antriebsdruck  $p_A$  und Ladedruck  $p_{Z,0}$  ist es möglich, rund um den OTP einen motornahen Zustand zu schaffen. Durch eine thermodynamische Analyse [6] von Druck und Kolbenweg konnte die Temperatur im Brennraum berechnet werden.

Ein Winkelspiegel im geschlitzten Pleuelrohr ermöglicht die Einsicht durch den transparenten Kolben in den Brennraum. Für die optischen Untersuchungen wurde ein schnelles, verstärktes CMOS Kamerasystem (kHz-Bereich) mit einem OH-Filter 313 nm (HW  $\pm 2$  nm) verwendet. Im Verbrennungsprozess spielen OH-Radikale eine entscheidende Rolle. Sie werden als Tracer-Radikale benutzt um die Flammfront und den Verbrennungsbeginn zu visualisieren. Mittels einer lichtverstärkten Kamera ist das OH-Radikal auch passiv, relativ einfach zu detektieren.

Die verwendete Methode ist aus diesem Grund als qualitative Ergänzung zur thermodynamischen Analyse zu verstehen. Durch die zusätzliche Information der OH-Chemilumineszenz ist die integrale, räumliche Zuordnung der Wärmefreisetzung im Brennraum möglich.

## 5. Ergebnisse mit früher n-Heptan Einspritzung

Der tiefe und definierte Siedepunkt von n-Heptan bei 371 K (1 atm) vereinfacht eine Homogenisierung des flüssigen Kraftstoffes. Für die vorliegenden Versuche wurde die Brennraumwand auf 400 K aufgeheizt und n-Heptan bei 30 mm Hub bei einem maximalen Hub  $H = 150$  mm mit 140 bar eingespritzt. Die zur Verfügung stehende Zeit für die Verdampfung des Kraftstoffes ist eine Funktion von der sich ergebenden Kolbengeschwindigkeit und liegt für die gewählten Parameterkombinationen in der Größenordnung von 20 - 30 ms. Der Zustand bei Einspritzbeginn ist  $p = 1.3$  bar und  $T = 372$  K. Bei einem Ladedruck von 1.1 bar vor Kompressionsbeginn wurde der Antriebsdruck so gewählt, dass ein Spitzendruck im Bereich von 50 bar resultiert. Mit dieser Parameterkombination beginnt die LTR bei 1 ms vOTP, der Beginn der HTR liegt in der Expansionsphase bei 0.3 ms nOTP wie in der folgenden Abbildung dargestellt ist.

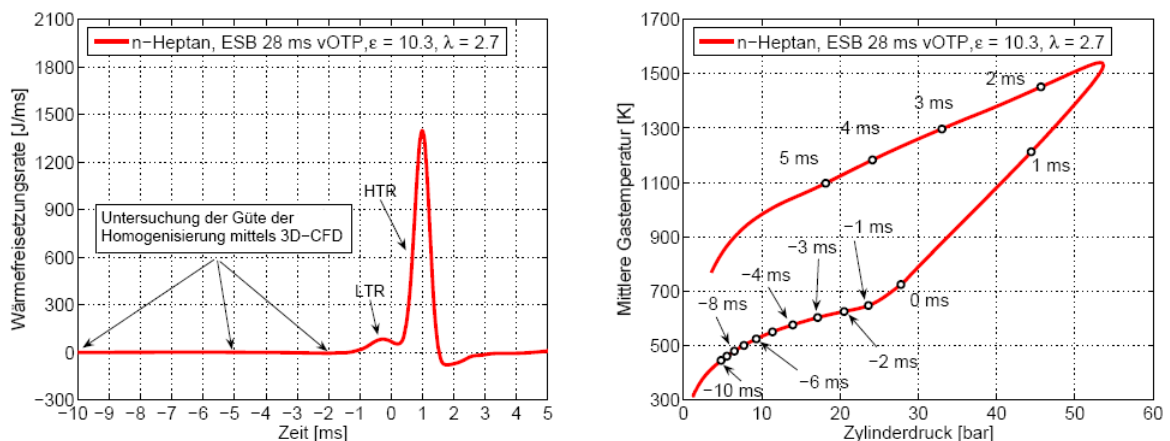


Fig. 2 Wärmefreisetzungsrate (links) sowie Druck und Temperatur (rechts), frühe n-Heptan Einspritzung, ESB 28 ms vOTP,  $\lambda = 2.7$ ,  $\epsilon = 10.3$

Mittels einer 3D-CFD Simulation von Wright [9] wurde die Güte der Homogenisierung für eine Einspritzung bei 28 ms vOTP mit 21 mg ( $\lambda = 2.7$ ,  $t_{E,eff} = 1$  ms,  $p_E = 140$  bar) bis kurz vor dem Umsatzbeginn untersucht. Dazu wurde mittels STAR-CD die Einspritzung und Kompression simuliert und die Entwicklung der Temperatur- und Kraftstoffhomogenität analysiert. Auf Grund des Spritzkegelbildes kann

eine Symmetrieannahme getroffen werden und es wird lediglich ein quasi-2D-Segment modelliert. Die Kraftstoffpakete werden mit einer vorgegebenen Grössenverteilung und Geschwindigkeit in einem kleinen Winkelbereich um den mittleren Spritzkegelwinkel in den Brennraum eingebracht.

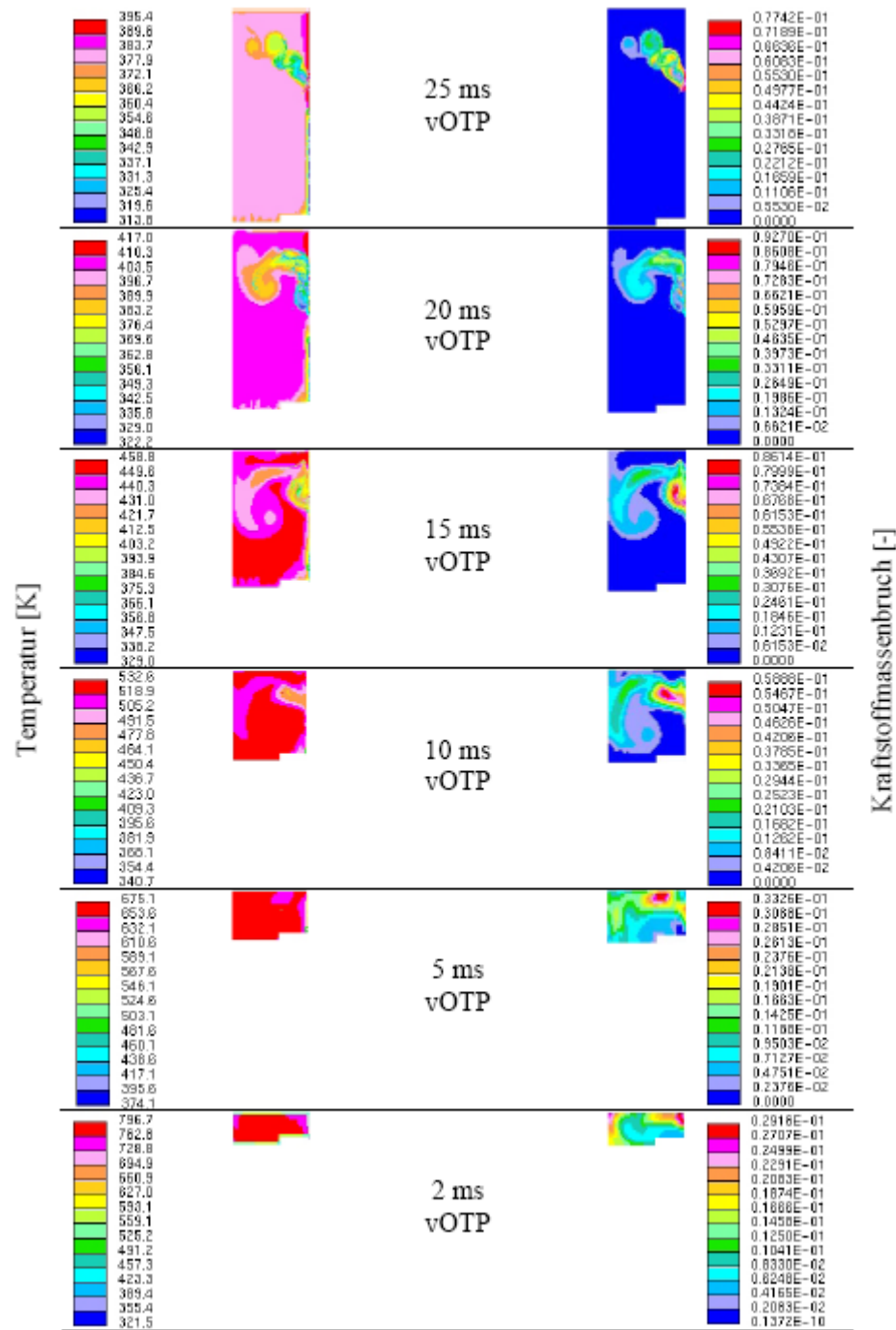


Fig. 3 Räumliche Verteilung von Temperatur (links) und Kraftstoffmassenbruch (rechts), *n*-Heptan, ESB 28 ms vOTP,  $\lambda = 2.7$ ,  $\varepsilon = 10.3$ , Wright [9]

Kurz nach Einspritzbeginn (ESB 28 ms vOTP) ist in der Fig. 3 eine deutliche Abkühlung im Bereich der verdampfenden Tropfen ersichtlich. Auf Grund des tiefen Gegendruckes, der einem schnellen Aufbruch entgegenwirkt und der Tropfengeschwindigkeiten in der Grössenordnung von 100 m/s, trifft der Flüssigkeitsstrahl ca. 2 ms nach Einspritzbeginn auf die Zylinderwand auf. Der Interaktion mit der Wand wird mittels dem Splashing Modell von Bai et al. Rechnung getragen. Die heisse Zone im beheizten Sichtring bewirkt eine beschleunigte Verdampfung der wandangelagerten Tropfen sowie einen Wärmeeintrag in den Feuersteg. Die grossen Schergeschwindigkeiten in der Tropfen-Gasphasen

Schicht sowie die an der Wand umgelenkten Tropfen bewirken eine starke Durchmischung mit grossen Wirbelstrukturen. Es ist ersichtlich, dass trotz der frühen Einspritzung in die beheizte Brennkammer nicht von einer homogenen Kraftstoff- und Temperaturverteilung ausgegangen werden kann. Erwartungsgemäss ist die Temperatur im Inneren der Brennkammer höher. Die Wirbelstrukturen bleiben lange erhalten und führen zu einer inhomogenen Kraftstoffverteilung wie in der Fig. 3 (rechts unten) dargestellt wird.

Bei den experimentellen Untersuchungen zeigte sich, dass bei einer Variation von  $\lambda$  zwischen  $\lambda = 2.7$  bis 4.6 im betrachteten Bereich der p-T-Zustand bei Beginn der LTR und HTR keine Funktion von  $\lambda$  ist. Dies bedeutet, dass sich bei fetterer Verbrennung die beiden Einflussfaktoren 1) grösserer Radikalaufbau während der Induktionszeit durch die erhöhte Kraftstoffmenge und 2) zunehmende Wärmekapazität des Gemisches einigermassen kompensieren. Die zweistufige Zündung erfolgt in einem schmalen Temperatur- und Druckintervall mit jeweiligem Beginn im Bereich von 750 K / 23 bar (LTR) und 860 K / 28.5 bar (HTR). Bei einer zunehmend fetteren Verbrennung nehmen die Dauer der LTR, die Induktionszeit sowie die HTR selber ab wobei  $\sigma_{\text{Brenndauer } \lambda = 2.7} < \sigma_{\text{Brenndauer } \lambda = 4.6}$  ist. Die fettere Verbrennung verläuft somit stabiler und zwar bei zunehmendem Umsatz von 72 % bei  $\lambda = 4.6$  /  $\epsilon = 10.3$  bis 93 % bei  $\lambda = 2.7$  /  $\epsilon = 10.3$ .

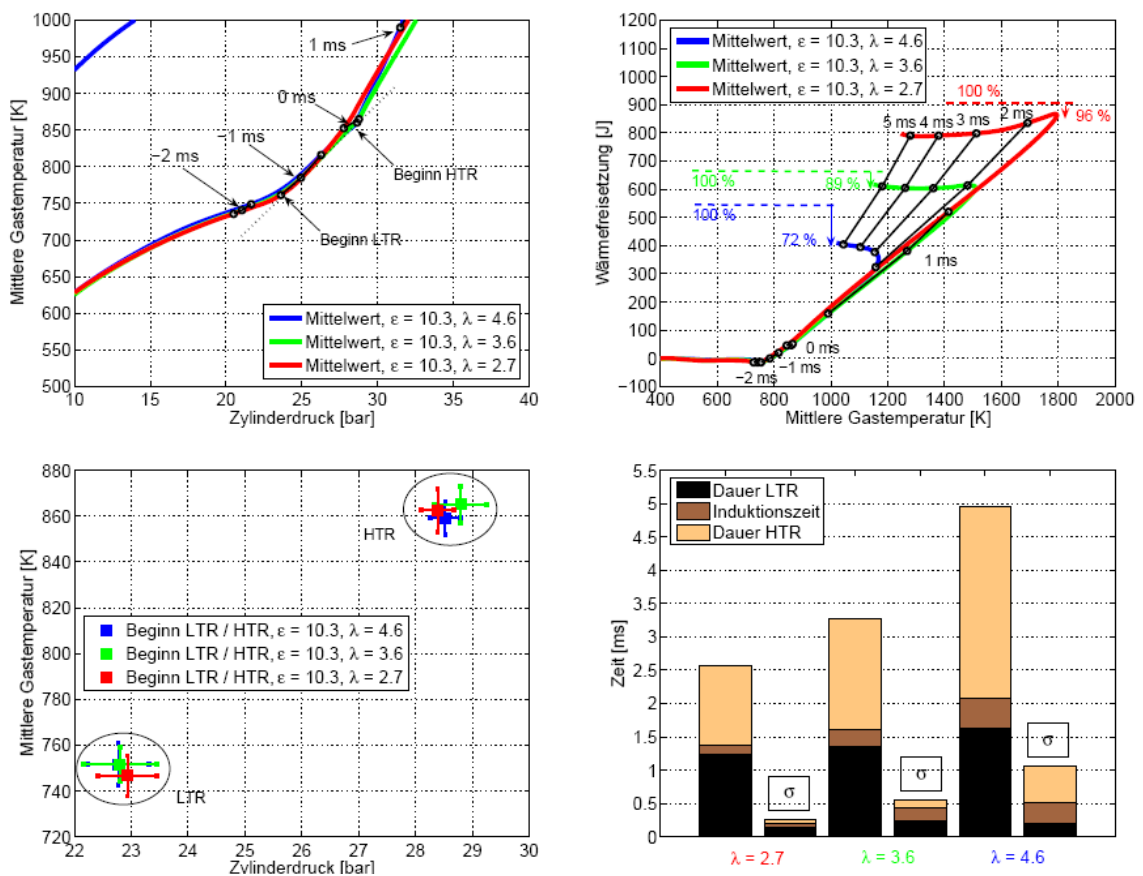


Fig. 4 p-T-Phasenraum, Wärmeumsetzung, Zustand bei Umsatzbeginn von LTR, HTR sowie Dauer der Reaktionsphasen als Funktion von  $\lambda$  bei konst.  $\epsilon = 10.3$ , n-Heptan

Die folgende Abbildung zeigt die integrale OH-Chemilumineszenz in einem Zyklus bei einem  $\lambda = 2.7$ . Die OH-Emission in der LTR-Phase ist sehr gering und wurde mit der angewandten passiven Methode bei konstanter Verstärkung nicht detektiert. Bei  $\lambda = 2.7$  beginnt die Umsetzung in der HTR bei 0.5 ms nOTP in zwei Bereichen. Die Flammherde vereinen sich innerhalb 0.1 ms und durch den Druck- und Temperaturanstieg entzündet sich das Gemisch in der vertikal oberen Brennraummitte bei 0.6 ms nOTP. Nach weiteren 0.3 ms (bei 0.9 ms nOTP) ist das OH-Signal im gesamten optisch zugänglichen Brennraum detektierbar. Der Ort des Umsatzbeginns ist von chemisch-physikalischen Parametern abhängig, wie lokale Temperatur und lokale Kraftstoffkonzentration. Aus den OH-Chemilumineszenzaufnahmen ist ersichtlich, dass es Bereiche im Brennraum gibt, welche eine länge-



re Umsetzungsdauer aufweisen. Dies lässt auf eine inhomogene Verteilung des Kraftstoff und der Temperatur oder auf Strömungseinflüsse innerhalb des Brennraums durch die inhomogene Verbrennung schliessen.

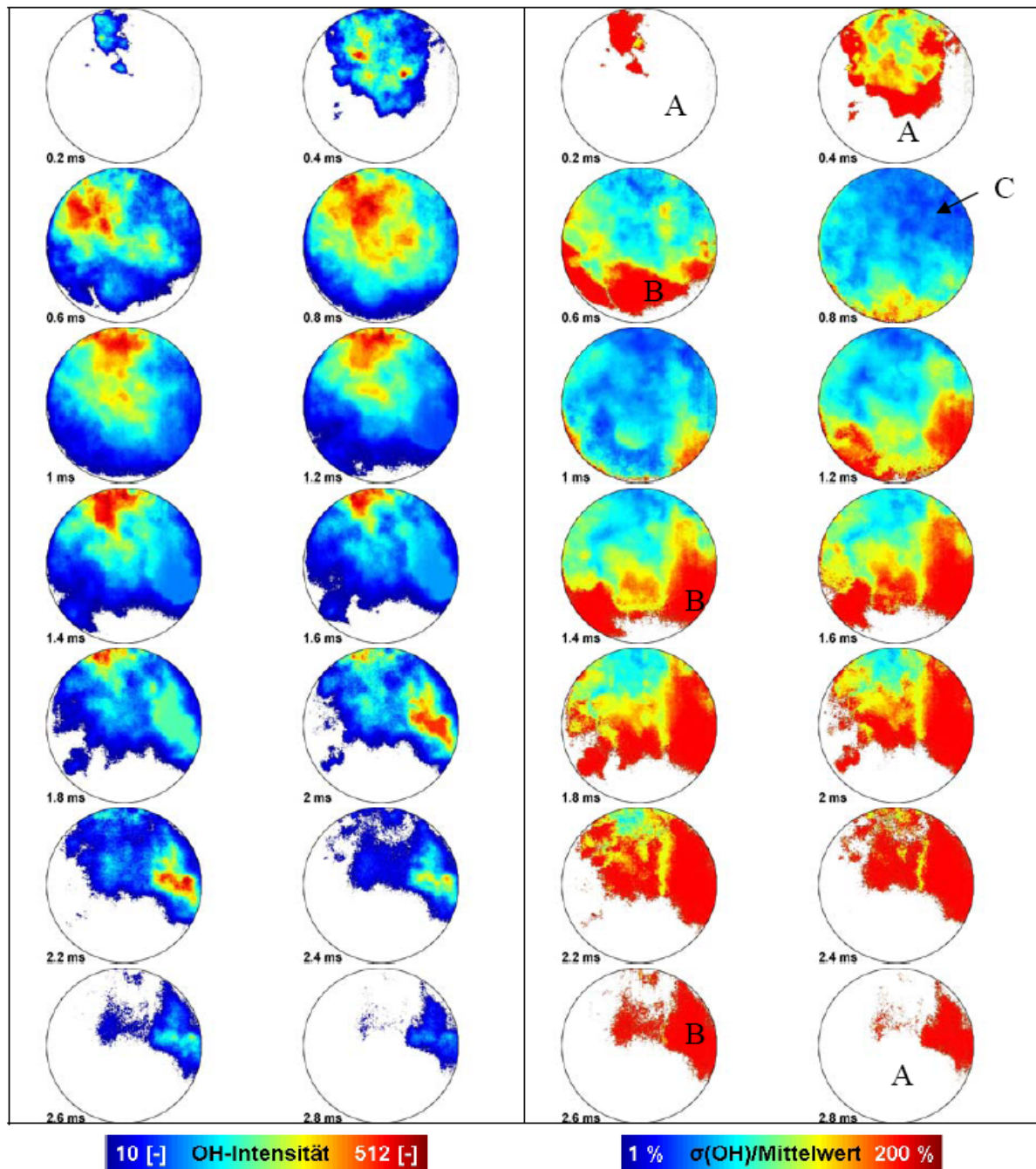


Fig. 5 Gemittelte (links) sowie mit dem Mittelwert gewichtete Standardabweichung der OH-Chemilumineszenz (rechts), 12 Messungen,  $\lambda = 2.7$ ,  $\varepsilon = 10.3$ ,  $T_{\text{Wand}} = 400 \text{ K}$ , *n*-Heptan

Die gemittelte OH-Chemilumineszenz zeigt, dass der Beginn der Umsetzung im vertikal oben liegenden Bereich des Brennraums beginnt. Es wird vermutet, dass der Grund in der inhomogenen Temperaturverteilung innerhalb des Brennraumes dazu führt, dass durch Konvektionsströmungen während der Befüllung des Zylinders die Temperaturzunahme im oberen Bereich zu einer schnelleren und früheren Umsetzung führt. Fig. 5 (rechts) zeigt die über den Mittelwert gewichtete Standardabweichung der OH-Intensität. Der Bereich (A) zeigt Zonen, in welchen keine Zündung stattfindet und dementsprechend die Streuung gering ist (weiss: 1 %). Der Bereich (B) weist grosse zyklische Schwankungen auf mit dem Mittelwert  $\ll \sigma(\text{OH-Chemilumineszenz})$ . Dies sind vornehmlich die Bereiche des

Umsatzbeginns sowie des Brennendes. Die Zonen (C) weisen eine bessere Reproduzierbarkeit mit geringerer Streuung der OH-Chemilumineszenz auf. Der Quotient von Mittelwert und Standardabweichung liegt im Bereich von rund 40 % und ist nicht gleichmässig über den einsehbaren Brennraumbereich verteilt. Die Zonen (C) umfassen Bereiche in der Mitte des Brennraumes bei rund 0.8 ms – 1.2 ms nOTP.

## 6. Ergebnisse mit n-Butan

Der tiefe Siedepunkt ermöglicht eine optimale Homogenisierung des Gemisches im Brennraum. Butan ist das kleinste Alkanmolekül mit der charakteristischen, ausgeprägten zweistufigen Verbrennung. Ein weiterer Vorteil im Hinblick auf die Validierung von Reaktionsmechanismen, wie auch bei n-Heptan, ist die Verwendung von einem monomeren Kraftstoff. Die Einspritzung von n-Butan erfolgte mit 18 bar im flüssigen Zustand mit einem DI Benzin-Injektor im UTP ( $H_0 = 225$  mm) während der Zylinderfüllung mit Luft auf  $p_{z,0} = 1.1$  bar vor Kompressionsbeginn. Qualitative Schlierenaufnahmen senkrecht zur Bewegungsrichtung des Kolbens im Einhubtriebwerk zeigten bereits nach 100 ms eine gute Vermischung von n-Butan und Luft. Die charakteristische Zeit zwischen Einspritzende und Kompressionsbeginn liegt in der Grössenordnung von 10 s, sodass von einer homogenen Zylinderladung ausgegangen werden kann.

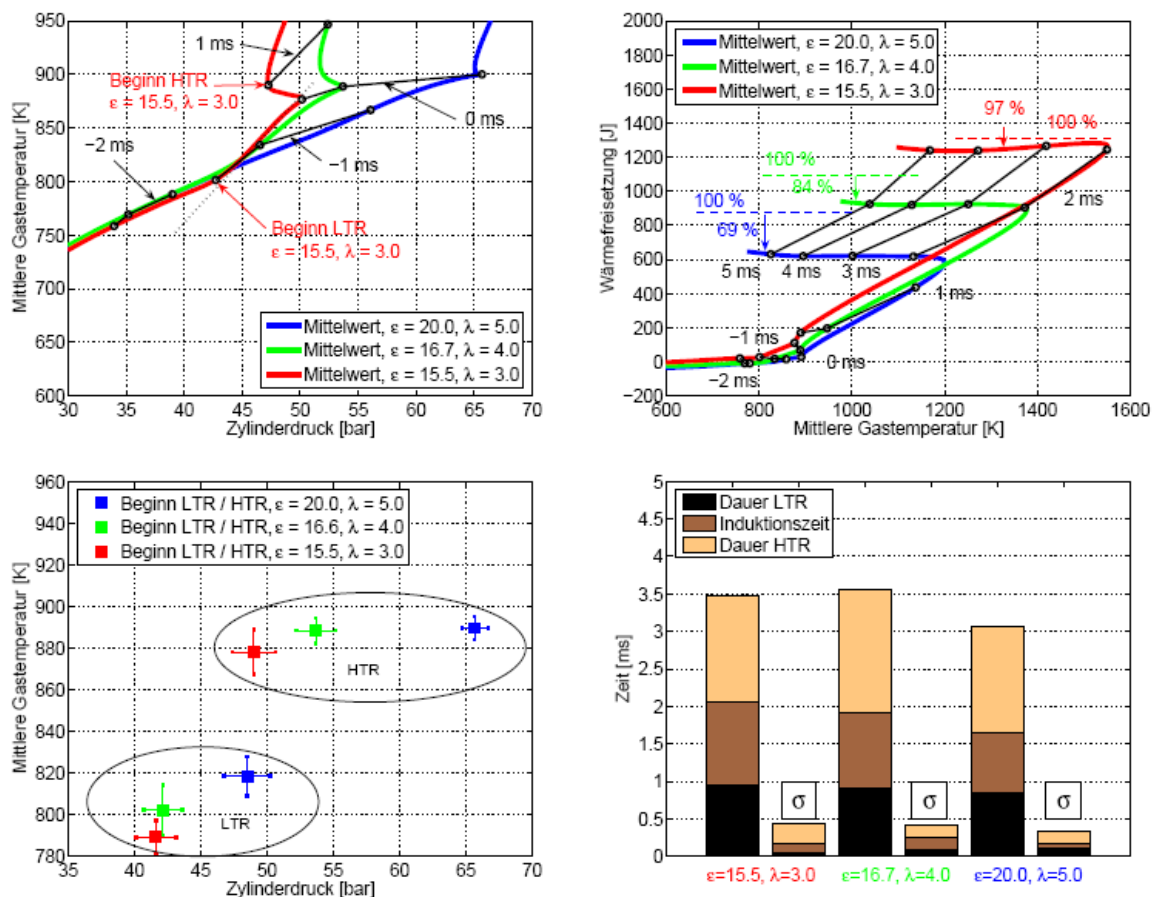


Fig. 6  $p$ - $T$ -Phasenraum, Wärmeumsetzung, Zustand bei Umsatzbeginn von LTR, HTR sowie Dauer der Reaktionsphasen als Funktion von  $\lambda$  und  $\epsilon$ ,  $T_{Wand} = 313$  K, n-Butan

Bedingt durch die lange Zeit zwischen Abschluss der Befüllung und dem Kompressionsbeginn stellt sich im Brennraum eine vertikale Temperaturschichtung ein. Bei einer Aufheizung des Sichtringes auf 400 K beträgt die vertikale Temperaturdifferenz (senkrecht zur Bewegungsrichtung des Kolbens), im UTP vor Kompressionsbeginn bis zu 10 K. Um diesen Effekt zu minimieren, wurde der Sichtring nur auf 313 K vorgeheizt. In motorischen Experimenten musste die Ansaugluft stark aufgeheizt oder interne, heisse AGR verwendet werden um n-Butan zu zünden. Im Einhubtriebwerk musste zur Erreichung von ausreichend hohen Temperaturen mit hohen Verdichtungsverhältnissen gefahren werden. Die



Analyse des Zustandes bei Beginn der LTR in Fig. 6 zeigt, dass die LTR in einem sehr engen Temperaturintervall im Bereich von 800 K auftritt. Dies stimmt mit experimentellen und numerischen Ergebnissen aus [4] überein.

Der Umsatz der LTR bei  $\lambda = 3.0$  beginnt bei rund 30 K tieferen Temperaturen als bei der Verbrennung mit  $\lambda = 5.0$ . Die HTR beginnt im Bereich von 880 K. Diese Temperatur wird bei einer fetteren Verbrennung durch eine erhöhte Umsetzung während der Induktionszeit erreicht. Bei  $\lambda = 5.0$  muss zu höheren Drücken komprimiert werden, um diese Temperatur zu erreichen.

Die Wärmefreisetzung sinkt von 97 % bei  $\lambda = 3.0$  ( $\varepsilon = 15.5$ ) auf 69 % bei  $\lambda = 5.0$  ( $\varepsilon = 20.0$ ). Bei einer mageren Verbrennung nimmt die Radikalproduktion ab und die Verbrennung verläuft unvollständig. Einen weiteren Einfluss hat die erhöhte Kolbengeschwindigkeit bei höherem  $\varepsilon$ , sodass nicht genügend Zeit für die Umsetzung zur Verfügung steht. Die Analyse der Brenndauer zeigte eine praktisch konstante Dauer der LTR- und HTR-Phase bei leicht rückläufiger Standardabweichung für höhere  $\lambda$  und  $\varepsilon$ . Die Induktionszeit nimmt mit steigendem  $\lambda$  und  $\varepsilon$  leicht ab. Motorische Experimente bei konstantem  $\varepsilon$  und einer Variation von  $\lambda$  weisen eine schnellere Umsetzung in der HTR bei tieferem Verbrennungsluftverhältnis auf. Ebenso sinkt die Zeit zwischen der LTR und der HTR bei fetterer Verbrennung. Dieser Effekt ist im EHT nicht nachweisbar, da eine konstante Kolbengeschwindigkeit über den gesamten  $\lambda$ -Bereich nicht möglich ist.

Fig. 7 zeigt die integrale OH-Chemilumineszenz in einem Zyklus bei verschiedenen Verbrennungsluftverhältnissen. Im betrachteten Zyklus bei  $\lambda = 3.0$  beginnt die Umsetzung bei 1.1 ms nOTP an vielen Punkten mit einem Maximum nahe der Brennraummitte. Nach 0.1 ms bei 1.2 ms ist das OH-Signal über den gesamten einsehbaren Brennraum messbar. Unter der Annahme, dass es sich um einen Flammfortschritt handeln *würde*, wäre dazu eine Flammfrontgeschwindigkeit von 2600 m/s notwendig. Da dieser Wert um  $O(100-1000)$  zu gross ist, ist davon auszugehen, dass die Umsetzung an chemisch-physikalisch definierten Punkten beginnt und durch den Druck- und Temperaturanstieg das Gemisch an anderen Orten im Brennraum fast zeitgleich entzündet.

Analog zu den Untersuchungen mit n-Heptan können 3 Bereiche in der mit dem Mittelwert gewichteten Standardabweichung in Fig. 7 (rechts) identifiziert werden. Im Bereich (A) findet keine Zündung statt. Der Bereich (B) beinhaltet Zonen, welche eine grössere Streuung aufweisen mit einem Mittelwert  $\ll \sigma$  (OH-Chemilumineszenz) wie beispielsweise einzelne Zündungen mit hoher Fluktuation. Der Bereich (C) weist eine bessere Reproduzierbarkeit auf als Bereich (B). Im Vergleich zur n-Heptan Verbrennung zeigt sich, dass die OH-Chemilumineszenz während einer längeren Reaktionsphase mit einer geringen Streuung sowie gleichmässig über den gesamten einsehbaren Brennraum auftritt.

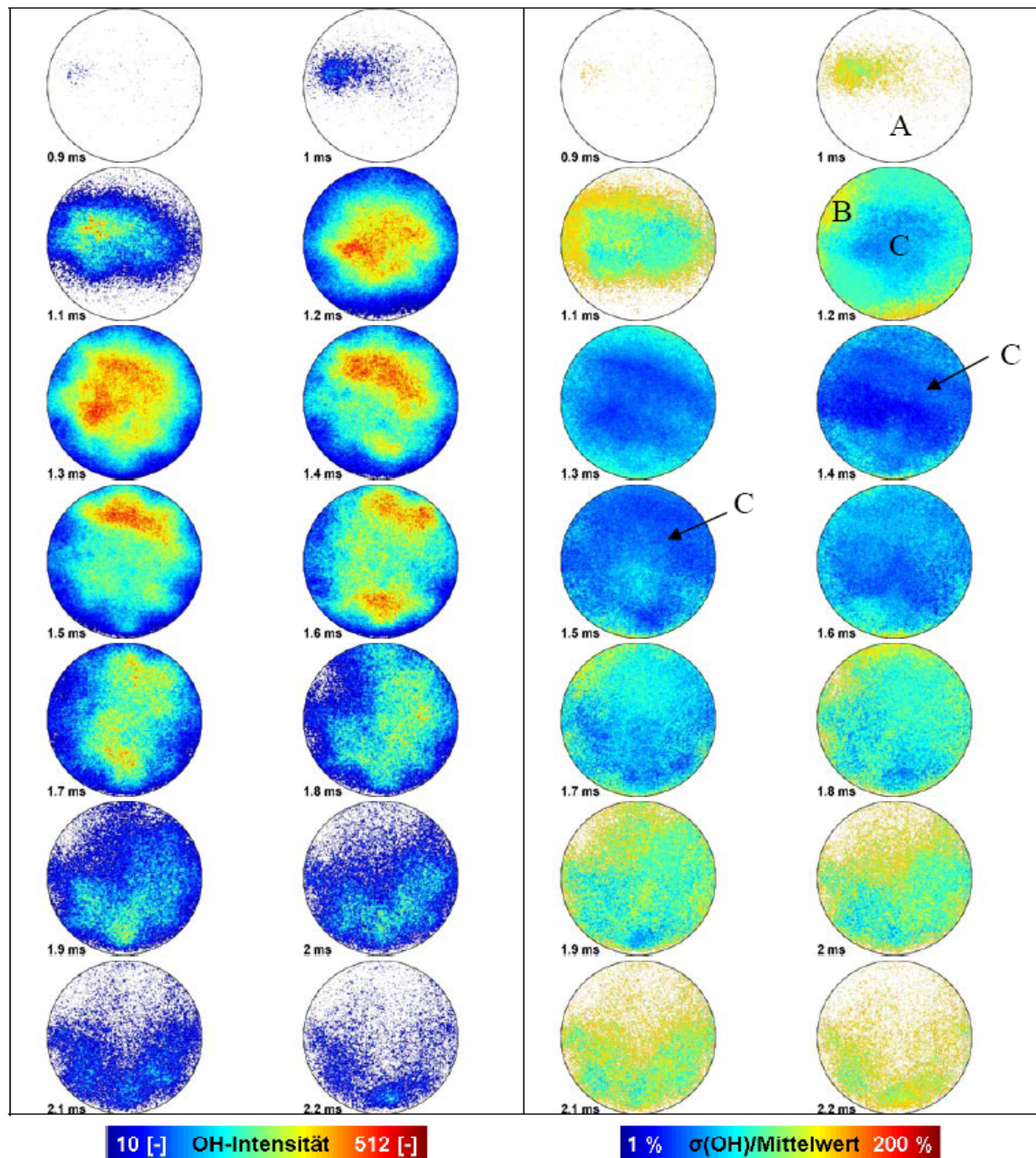


Fig. 7 Gemittelte (links) sowie mit dem Mittelwert gewichtete Standardabweichung der OH-Chemilumineszenz (rechts), 12 Messungen,  $\lambda = 3.0$ ,  $\varepsilon = 15.5$ ,  $T_{Wand} = 313$  K, n-Butan

## 7. Homogener Reaktor vs. Experiment im Einhubtriebwerk

Die Ergebnisse einer homogenen n-Butan Verbrennung wurden mit numerischen Resultaten verglichen. Das verwendete Multizonen-Modell basiert auf Arbeiten von Barroso [1] und wurde für das Einhubtriebwerk weiterentwickelt. Die Anpassungen betrafen insbesondere die Implementierung der realen Kolbenbewegung im Einhubtriebwerk. Im Gegensatz zu einem konventionellen Betrieb mit einem Hubkolbenmotor ist eine Voraus-Simulation beim EHT nicht möglich, da der Volumenverlauf  $V(t)$  kaum vorbestimmt werden kann (komplizierte Bewegungsgleichungen, Reibung).

Da der Umsatz nach Modellberechnung von einem voll-homogenen Reaktor bei einer Volumenreaktion gegenüber dem Experiment viel zu schnell verläuft, wird das Zylindervolumen in eine vorgegebene Anzahl Zonen  $N_z$  unterteilt. Dadurch wird eine Temperatur- und Lambdaverteilung im Brennraum erreicht. Unter den Zonen findet kein Massen- und Wärmeaustausch statt. Die Energie- und Massener-

haltungsgleichung wird in jedem Zeitschritt für jede Zone einzeln berechnet. Da der Druck in jedem Zeitschritt im ganzen Brennraum als konstant angenommen wird, ändert sich das Volumen einer Zone nach der idealen Gasgleichung.

$$pV_i = m_i RT_i \quad (1)$$

Die Änderung der inneren Energie des Systems berechnet sich aus den Temperaturen der einzelnen Zonen und ergibt sich aus folgender Energiegleichung

$$c_v m \frac{dT}{dt} = \sum_{i=1}^{N_Z} c_{v,i} m_i \frac{dT_i}{dt} \quad (2)$$

Innerhalb einer einzelnen Zone gelten die Energiegleichung und die Massengleichung für die chemischen Komponenten. Die Berechnung der molaren Produktionsraten der Spezies  $\dot{\omega}_i$  und der inneren Energie  $u_i$  übernimmt eine Chemkin-Subroutine.

$$\dot{P}_i = \dot{\omega}_i M_i, \quad i = 1..N_Z \quad (3)$$

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{m_i c_{v,i}} \left( V_i \sum \dot{\omega}_i M_i u_i - p V_i \dot{\mathcal{Q}}_{W,i} \right) \quad (4)$$

Die Inhomogenitäten in der Temperatur und im Luftverhältnis werden durch die Gaussverteilung um einen Mittelwert mit einer gewählten Standardabweichung  $\sigma_T$  und  $\sigma_\lambda$  vorgegeben.

$$T = \sum_{i=1}^{N_{Z,T}} \frac{m_i T_i}{m}, \quad \lambda = \sum_{i=1}^{N_{Z,\lambda}} \frac{m_i \lambda_i}{m} \quad (5)$$

$$\sigma_T = \sum_{i=1}^{N_{Z,T}} \sqrt{\frac{m_i (T_i - T)^2}{m}}, \quad \sigma_\lambda = \sum_{i=1}^{N_{Z,\lambda}} \sqrt{\frac{m_i (\lambda_i - \lambda)^2}{m}} \quad (6)$$

Die tatsächliche Anzahl Zonen  $N_Z$  im Zylinder ist durch eine Kombination der Temperatur- und der Lambdazonen gegeben, wobei  $N_Z = N_{Z,T} \cdot N_{Z,\lambda}$

In der Simulation wurde für die Berechnung des Wandwärme-übergangskoeffizienten der Ansatz von Woschni mit einem Faktor  $\alpha_{\text{scaling}}$  implementiert.

$$\dot{\mathcal{Q}}_W = \alpha_{\text{sim}} A (T - T_W) = \alpha_{\text{scaling}} \alpha_{\text{Woschni}} A (T - T_W) \quad (7)$$

$$\alpha_{\text{Woschni}} = 130 p^{0.8} T^{-0.53} D^{-0.2} \left[ C_1 c_m + C_2 (p - p_0) \frac{V_H T_1}{p_1 V_1} \right]^{0.8} \quad (8)$$

Der Wert für  $C_1$  wird in der Kompression mit  $C_1 = 2.28 + 0.308 \cdot c_u / c_m$  angegeben [7]. Da im Einhubtriebwerk ein ruhendes Gas ohne Einlassdrallströmung ( $c_u = 0$ ) komprimiert wird, reduziert sich  $C_1$  auf die Konstante  $C_1 = 2.28$ . Dieser Wert wird mit der mittleren Kolbengeschwindigkeit multipliziert welche

im Einhubtriebwerk experimentell bestimmt wurde. Eine faktorielle Abweichung von der realen Kolbengeschwindigkeit im Einhubtriebwerk wurde dem Faktor  $\alpha_{\text{scaling}}$  zugeschlagen.

Für die Konstante  $C_2$  wurde der Wert  $3.24\text{E-}3$  für Otto- und Dieselmotoren mit direkter Einspritzung übernommen [7]. Der Druck  $p_0$  wurde isentrop aus dem bekannten Ausgangszustand  $p_1$ ,  $T_1$ ,  $V_1$  berechnet. Die Wandwärmeverluste werden im Simulationsmodell mit den mittleren Zustandswerten berechnet und proportional zu den Massenanteilen der einzelnen Zonen aufgeteilt. Dies führt zu einer Anpassung der Temperatur in den einzelnen Zonen.

$$c_v m_i \Delta T_i = - \frac{m_i}{m} \dot{Q}_W \Delta t \quad (9)$$

Durch das 60 mm lange Kolbenhemd ist das Feuerstegvolumen im Einhubtriebwerk grösser als in einem konventionellen Dieselmotor und muss in der Simulation berücksichtigt werden. Das Feuerstegvolumen  $V_{\text{Fst}}$  bildet eine zusätzliche Zone ohne Berechnung der Chemie mit einer Temperatur  $T_{\text{Fst}}$  welcher der Zylinderwand entspricht. Im Modell ist der Druck im Feuersteg identisch dem Zylinderdruck. Somit kann in jedem Zeitschritt der Massenstrom in den Feuersteg gemäss

$$\dot{m}_{\text{Fst}} = \frac{\Delta p V_{\text{Fst}}}{RT_{\text{Fst}} \Delta t} \quad (10)$$

berechnet werden. Beim Zurückströmen vom Feuersteg in den Zylinder wird die Masse im Feuersteg proportional zu den Massenanteilen in den Zonen verteilt. Die zurückgeströmte Masse nimmt dabei im Modell die Gemischzusammensetzung der jeweiligen Zone an, was eine sehr grosse Vereinfachung darstellt.

Der verwendete Reaktionsmechanismus für n-Butan wurde innerhalb des selben Projektes von Barroso [1] entwickelt. Der Mechanismus berücksichtigt 453 Reaktionen und 140 Spezies.

Systembedingt kann das Verbrennungsluftverhältnis nur nominal bestimmt werden durch die Massenanteile von Luft und Kraftstoff. Der zu geringe Abgasmassenstrom verhindert den Einsatz von einer Lambdasonde. Aus diesem Grunde wurde die Simulation um den nominalen Wert von  $\lambda = 3.0$  durchgeführt.

Als Startwerte für die Simulation dient der thermodynamische Zustand bei 15 ms vOTP mit der nominalen Temperatur  $T_{0,s} = 422$  K. Aus Fig. 8 ist ersichtlich, dass  $\lambda$  nur einen geringen Einfluss auf den Zündbeginn der LTR hat. Dies wurde bereits in den experimentellen Untersuchungen im Einhubtriebwerk nachgewiesen. Die Zündtemperatur der LTR ist in der Grössenordnung von konstanten 800 K, die HTR beginnt bei rund 870 K. Das Absenken vom Verbrennungsluftverhältnis hat einen qualitativ ähnlichen Einfluss auf den Brennbeginn der HTR, wie die Erhöhung der Temperatur vor Kompressionsbeginn. Beide Massnahmen verschieben den Brennbeginn nach früh und erhöhen die Wärmeumsetzung. Bei zu magerer Verbrennung findet nur eine unvollständige Umsetzung statt. Bei der gewählten Konfiguration von  $\epsilon$  und  $T_{0,s}$  tritt ab  $\lambda \approx 4.0$  nur die LTR auf und die Verbrennung verläuft unvollständig.

Der Vergleich zwischen dem Experiment und der Simulation wird als sehr gut beurteilt. Für die Resultate mit anderem Verbrennungsluftverhältnis sowie für Ergebnisse mit einer Variation der AGR-Rate wird auf [3] verwiesen.

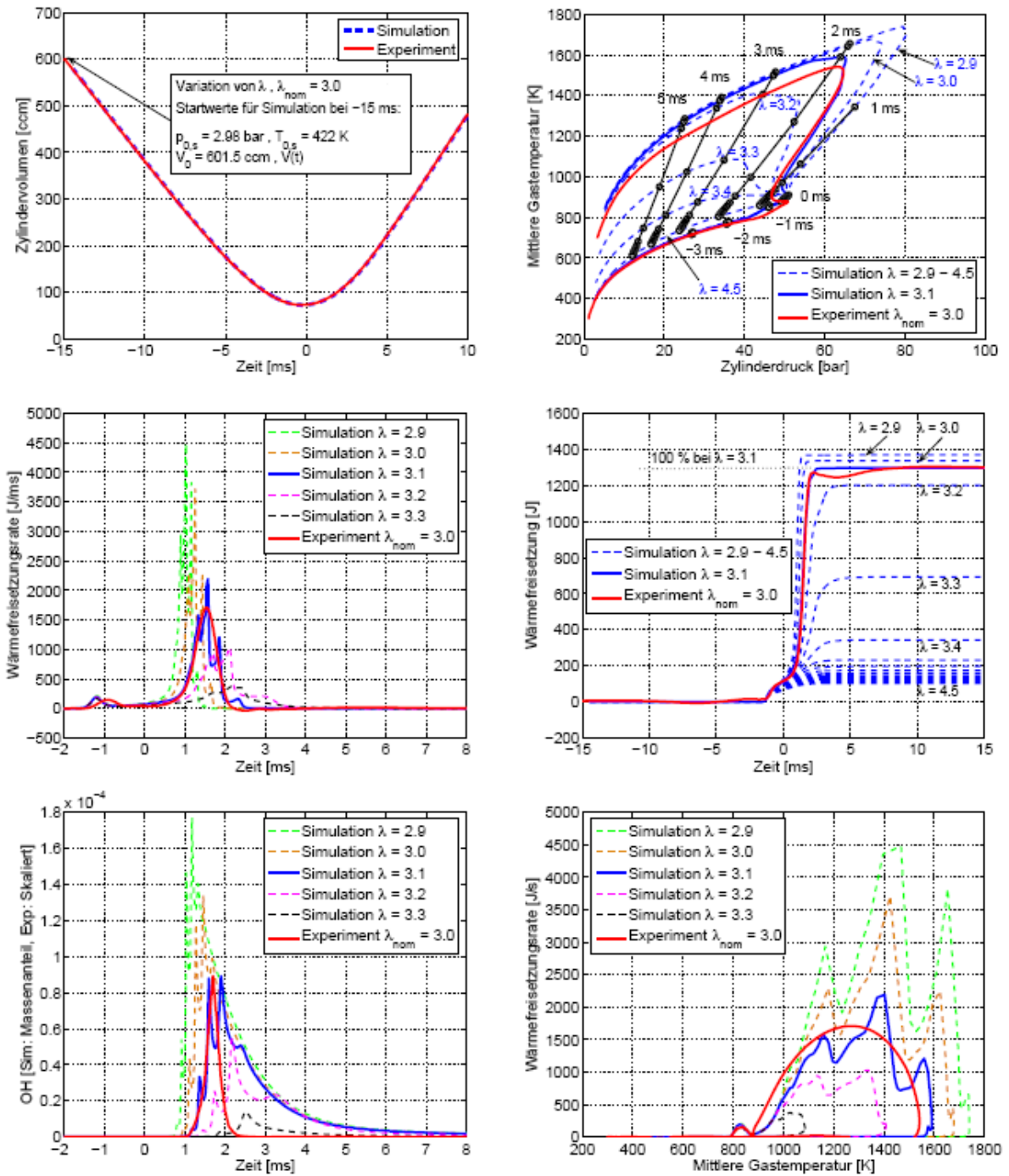


Fig. 8 Einfluss von  $\lambda$  auf die Wärmefreisetzungsrate und den Zylinderdruck,  $N_T = 5$ ,  $N_\lambda = 3$ ,  $\sigma_T = 6 \text{ K}$ ,  $\sigma_\lambda = 0.05$ ,  $\varepsilon = 15.5$ ,  $\lambda_{Exp} = 3.0$ ,  $\alpha_{scaling} = 0.45$ , n-Butan



## 8. Ergebnisse mit Abweichungen von der perfekten Homogenisierung

Die Einflüsse von gezielten Abweichungen von der perfekten Homogenisierung bei einer homogenen n-Butan Grundladung wurden in zwei Variationen untersucht. Mit einer lokalen, heizbaren Fläche im Zylinderdeckel (thermische Inhomogenität) wurde der Einfluss der Adaptertemperatur auf das Zündverhalten wie der Zündbeginn sowie der Umsatzort experimentell ermittelt. Die zweite Variation beinhaltete eine kombinierte Einspritzung von n-Butan und Dieselmotorkraftstoff (Dual-Fuel). Dabei wurde das Zündverhalten einer sehr mageren n-Butan Grundladung bei geringer Kompression untersucht.

### THERMISCHE INHOMOGENITÄT

Die thermische Inhomogenität im Zylinderkopf vom Einhubtriebwerk besteht aus einer Fläche  $\varnothing 20$  mm ( $B = 84$  mm) welche bis max. 570 K erwärmt werden kann. Der Einsatz wurde in Messing mit möglichst geringer Masse gefertigt. Der Adapter wurde gegen den kalten Zylinderdeckel mit einer Keramikhülse und im unteren Bereich mit einem kleinen Luftspalt thermisch isoliert. Die Wandstärke des Messings gegen den Brennraum beträgt 5 mm.

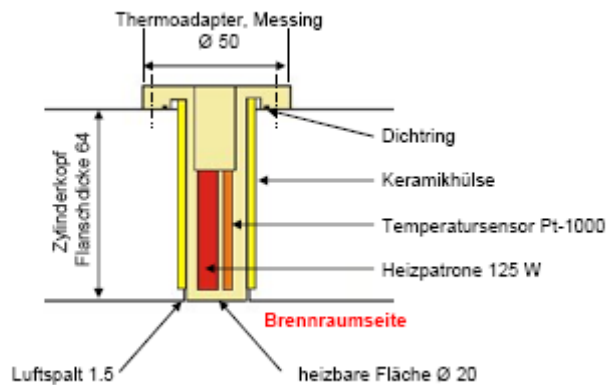


Fig. 9 Thermische Inhomogenität, zentraler Adapter im Zylinderkopf

Um den Einfluss der thermischen Inhomogenität zu vergrößern, wurde die Zylinderwand nicht vor-konditioniert ( $T_{\text{Wand}} = 293$  K). Für die thermodynamische Analyse wurde von einer konstanten Gas-temperatur von 293 K vor Kompression, unabhängig von der Adaptertemperatur, ausgegangen.

Bei  $T_{\text{Adapter}} = 293$  K (ohne Heizung) wird im Mittel nur 25 % bei  $\sigma_{\text{Umsatz}} = 12$  % umgesetzt und die OH-Chemilumineszenz ist sehr schwach. Bei einer Erwärmung auf 373 K nimmt die mittlere Wärmefreisetzung auf 58 % zu. Die Streuung nimmt ebenfalls stark zu, da  $T_{\text{Adapter}} = 373$  K ausreicht um die HTR teilweise auszulösen und damit den Wärmefreisetzungsbereich zu vergrößern. Eine Erwärmung auf 473 K führt zu einer stabilen Einleitung der Hochtemperatur-Reaktion bei geringer Zyklus-zu-Zyklus-Schwankung in Bezug auf die integrale Umsetzung.

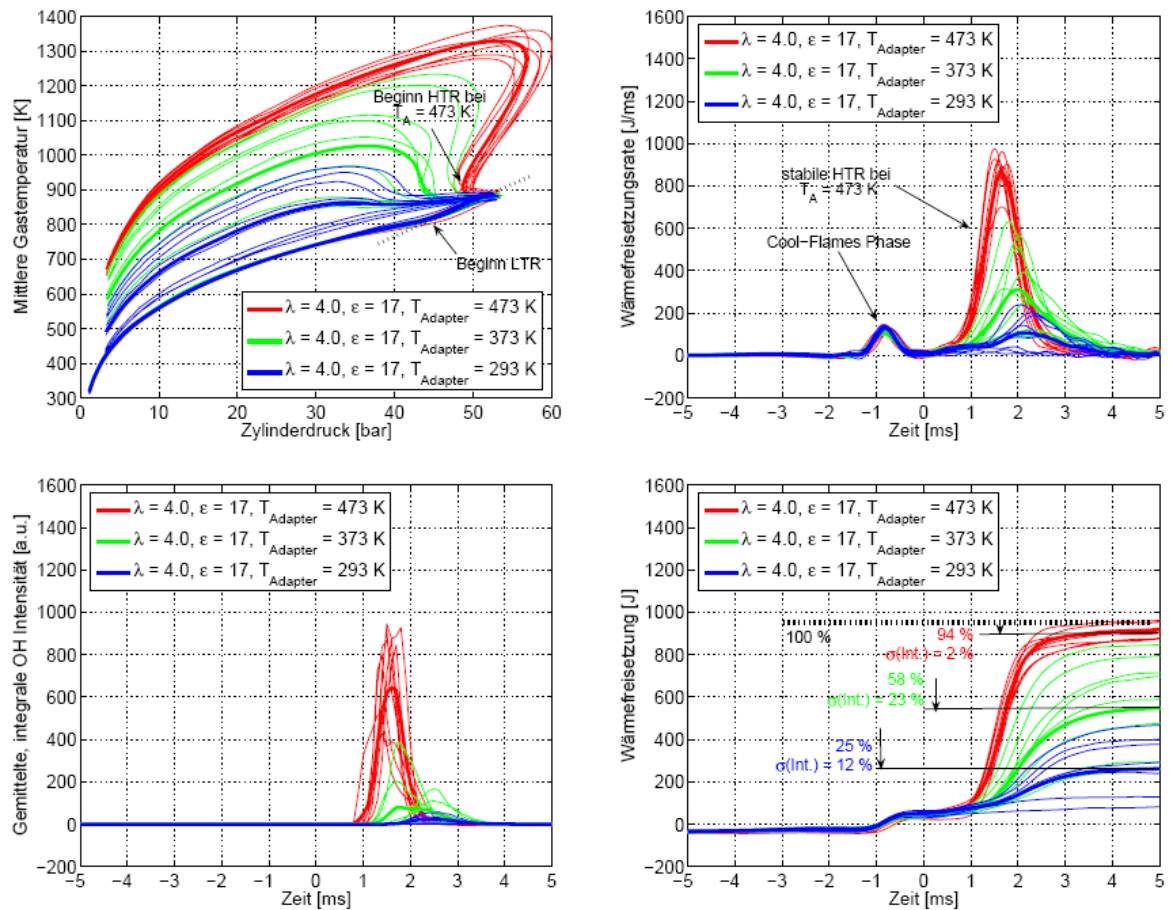


Fig. 10 Einfluss der Adaptertemperatur  $T_{\text{Adapter}}$  auf Wärmefreisetzungsrate, Druck und Temperatur, mittlere, integrale OH-Intensität sowie Wärmefreisetzung bei konstantem  $\lambda = 4.0$ ,  $\varepsilon = 17$ ,  $T_{\text{Wand}} = 293 \text{ K}$ , 10 Messungen, n-Butan

Die Analyse der zyklischen Streuung wurde für die Variation der Adaptertemperatur von  $T_{\text{Adapter}} = 473 \text{ K}$  mit  $\lambda = 4.0$ ,  $\varepsilon = 17$  und  $T_{\text{Wand}} = 293 \text{ K}$  durchgeführt.

Wie Fig. 11 (links) dargestellt ist, beginnt die Umsetzung bei der heissesten Stelle in der Nähe des Adapters in der Mitte des Brennraumes. Die Ausbreitungsrichtung der Volumenreaktion zeigt in radiale Richtung mit abnehmendem Maximum der OH-Chemilumineszenz. Die Fluktuation der Standardabweichung gegenüber dem Mittelwert der OH-Chemilumineszenz im mittleren Brennraumbereich beträgt zu Beginn der Verbrennungseinleitung im rund 140 %. Die zyklischen Schwankungen sind somit grösser als bei der kompressionseingeleiteten Verbrennung von n-Butan ohne thermische Inhomogenität mit rund 100 %. In Fig. 11 (rechts) ist ersichtlich, dass es Bereiche gibt, wo keine Umsetzung stattfindet (A) und dass die Zonen der kleinsten zyklischen Schwankungen (C) ebenfalls den Brennraum von der Mitte gegen die Wand durchlaufen. Grosse Schwankungen sind im Bereich (B) feststellbar. Eine qualitative Beurteilung ergibt, dass die Umsetzungsdauer für einen Bereich (Mitte, Wandnähe) in etwa konstant ist.

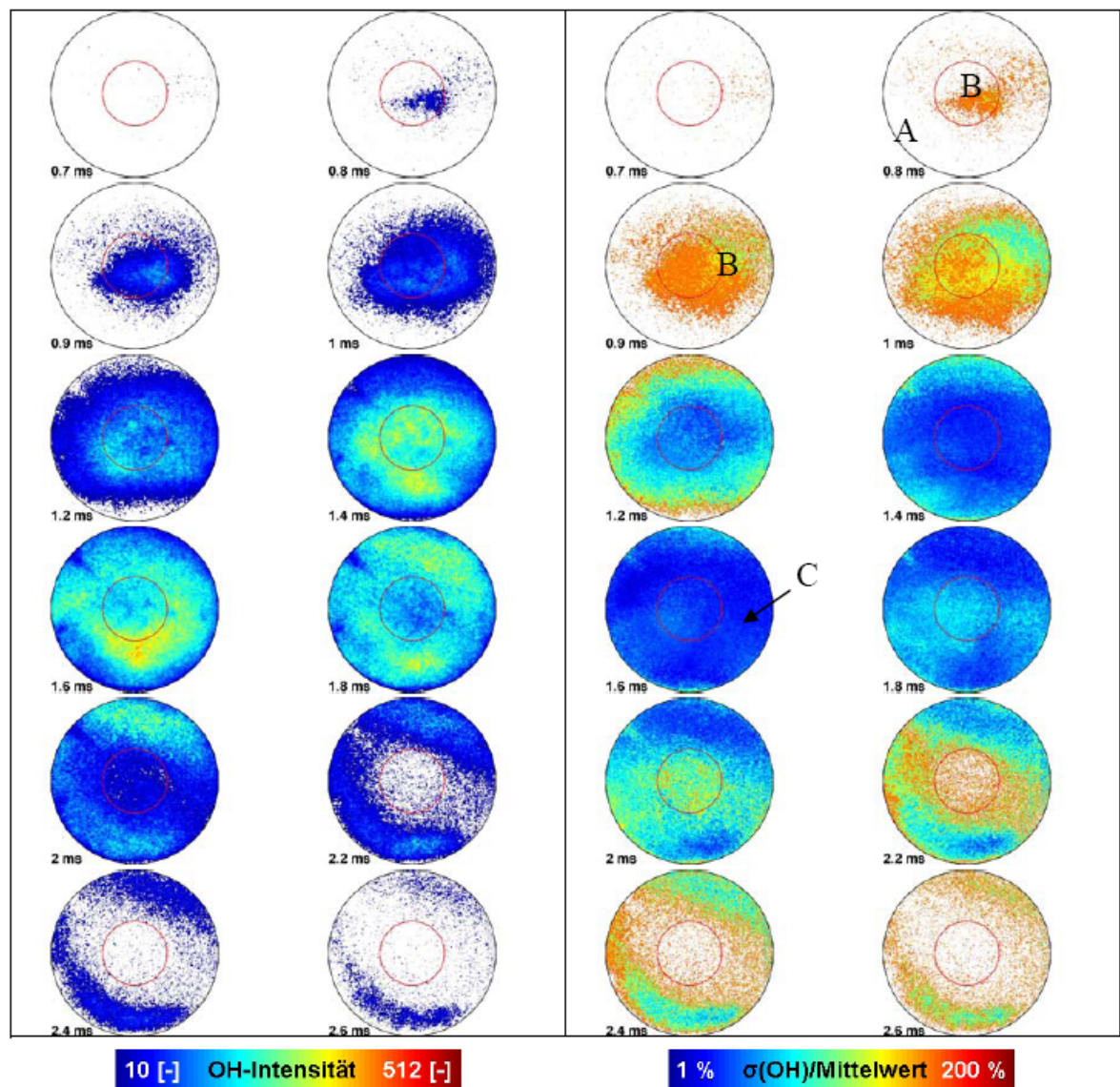


Fig. 11 Gemittelte (links) sowie mit dem Mittelwert gewichtete Standardabweichung der OH-Chemilumineszenz (rechts), 10 Messungen,  $\lambda = 4$ ,  $\varepsilon = 17$ ,  $T_{\text{Adapter}} = 473 \text{ K}$ ,  $T_{\text{Wand}} = 400 \text{ K}$ , n-Butan

## KOMBINIERTE EINSPRITZUNG VON N-BUTAN UND DIESEL

Der Einfluss der Diesel-Einspritzung auf das Zündverhalten einer homogen vorliegenden n-Butan Grundladung wurde in drei Variationen untersucht. Allen ist gemeinsam, dass der gasförmige Kraftstoff im UTP eingespritzt wurde bei  $H_0 = 225 \text{ mm}$ . Der Einspritzbeginn des Diesels wurde in den späteren Kompressionsbereich gelegt. Aus den erwähnten Gründen beeinflussen  $m_{\text{n-Butan}}$ ,  $m_D = m_{\text{Diesel}}$  sowie der Einspritzzeitpunkt die Kolbenkinematik und erschweren einen direkten Vergleich der einzelnen Variationen untereinander. Der Antriebsdruck  $p_A$  wurde so gewählt, dass keine zu hohen Verbrennungsdruckspitzen ( $< 100 \text{ bar}$ ) entstehen ( $p_{Z,0} = 1.1 \text{ bar}$ ,  $\varepsilon = \text{konst.}$  nicht immer möglich).

Der elektrische Einspritzbeginn des Diesels wurde bei einer Kolbenposition von 205 mm resp. 214 mm festgelegt (bei  $H_0 = 225 \text{ mm}$ ). Aus der sich ergebenden Kolbenkinematik resultierte ein effektiver Einspritzbeginn von 2.8 ms bzw. 0.8 ms vOTP.

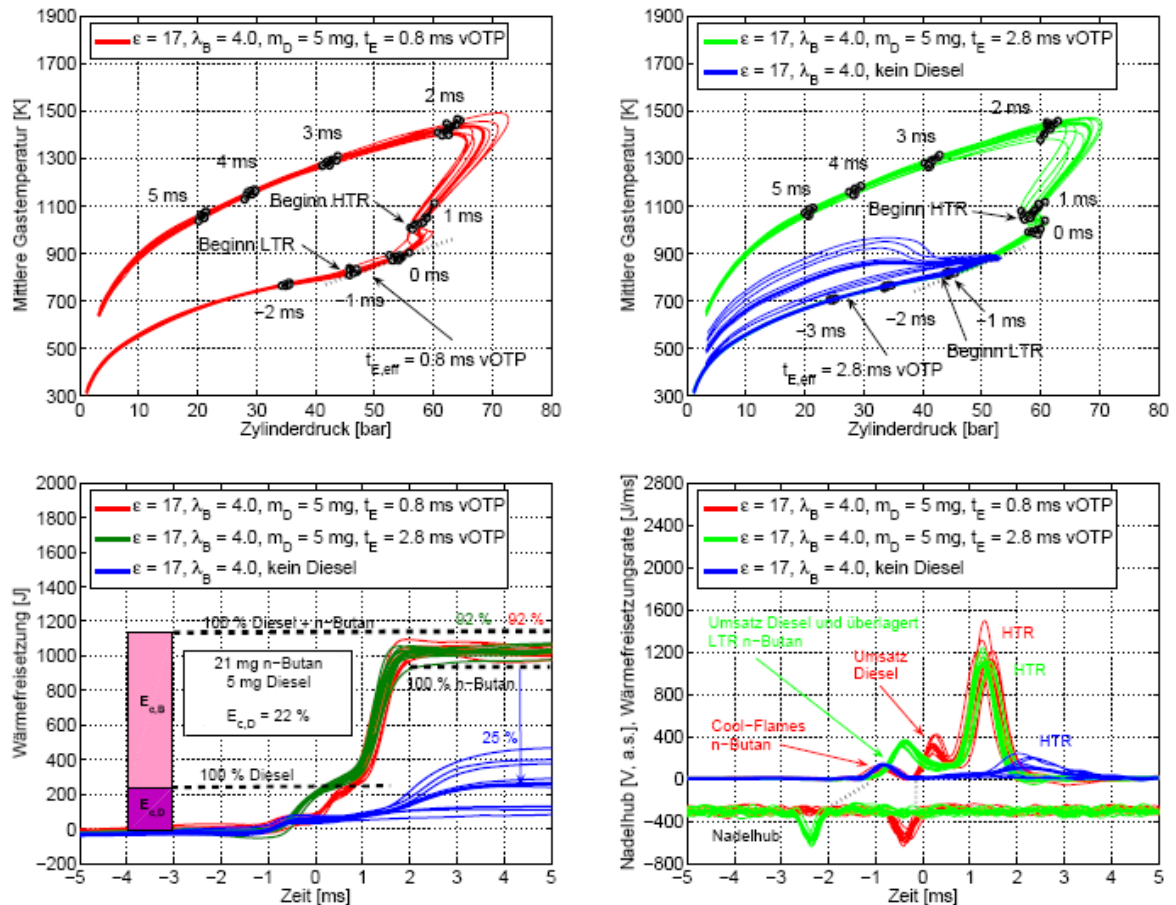


Fig. 12 Einfluss des Einspritzbeginns von Diesel auf Druck und Temperatur sowie Wärmefreisetzung,  $\lambda_B = 4.0$ ,  $m_D = 5 \text{ mg}$ ,  $\varepsilon = 17$ ,  $T_{\text{Wand}} = 293 \text{ K}$

Der Antriebsdruck  $p_A$  konnte in diesem Fall so angepasst werden, dass das Kompressionsverhältnis von  $\varepsilon = 17$  konstant blieb und eine zeitlich basierte Darstellung der Ergebnisse möglich ist. Die LTR wurde bei n-Butan mit  $\varepsilon = 17$  und kalter Wand immer und die HTR nur unvollständig und mit grosser Streuung ausgelöst. Bei frühem Einspritzbeginn bei 2.8 ms vOTP überlagert sich die Cool-Flames-Phase mit dem Umsatz der Diesel-Vormischverbrennung. Durch die höheren Temperaturen im Brennraum bedingt durch die Kompression und den Umsatz während der n-Butan LTR ist der Zündverzug bei der späteren Diesel-Einspritzung (0.8 ms vOTP) kürzer siehe Fig. 12 unten rechts. Es handelt sich um eine Diesel-Vormischverbrennung mit geringem Diffusionsanteil. Bei diesen Einspritzkonfigurationen fallen die n-Butan Hochtemperatur-Reaktionen (zufälligerweise) aufeinander. Der integrale Umsatz liegt bei  $>90 \%$  bei der kombinierten Einspritzung. Somit ist es möglich, eine homogene n-Butan Grundladung mit einer kontrollierten Deseleinspritzung zu zünden.

Fig. 13 zeigt die aufgezeichnete, gemittelte OH-Chemilumineszenz von einer frühen Einspritzung von Dieselkraftstoff bei 2.8 ms vOTP. Die höchste Intensität wird im Bereich der Einspritzstrahlen gemessen. Gemäss Fig. 12 beginnt die HTR von n-Butan bei 0.8 ms nOTP. Interessant ist die Tatsache, dass die höchste Intensität der OH-Chemilumineszenz nach 0.8 ms nOTP (n-Butan Verbrennung) dort detektiert wird, wo die Deseleinspritzung im Bereich der Einspritzstrahlen eine heisse Umgebung hinterliess.



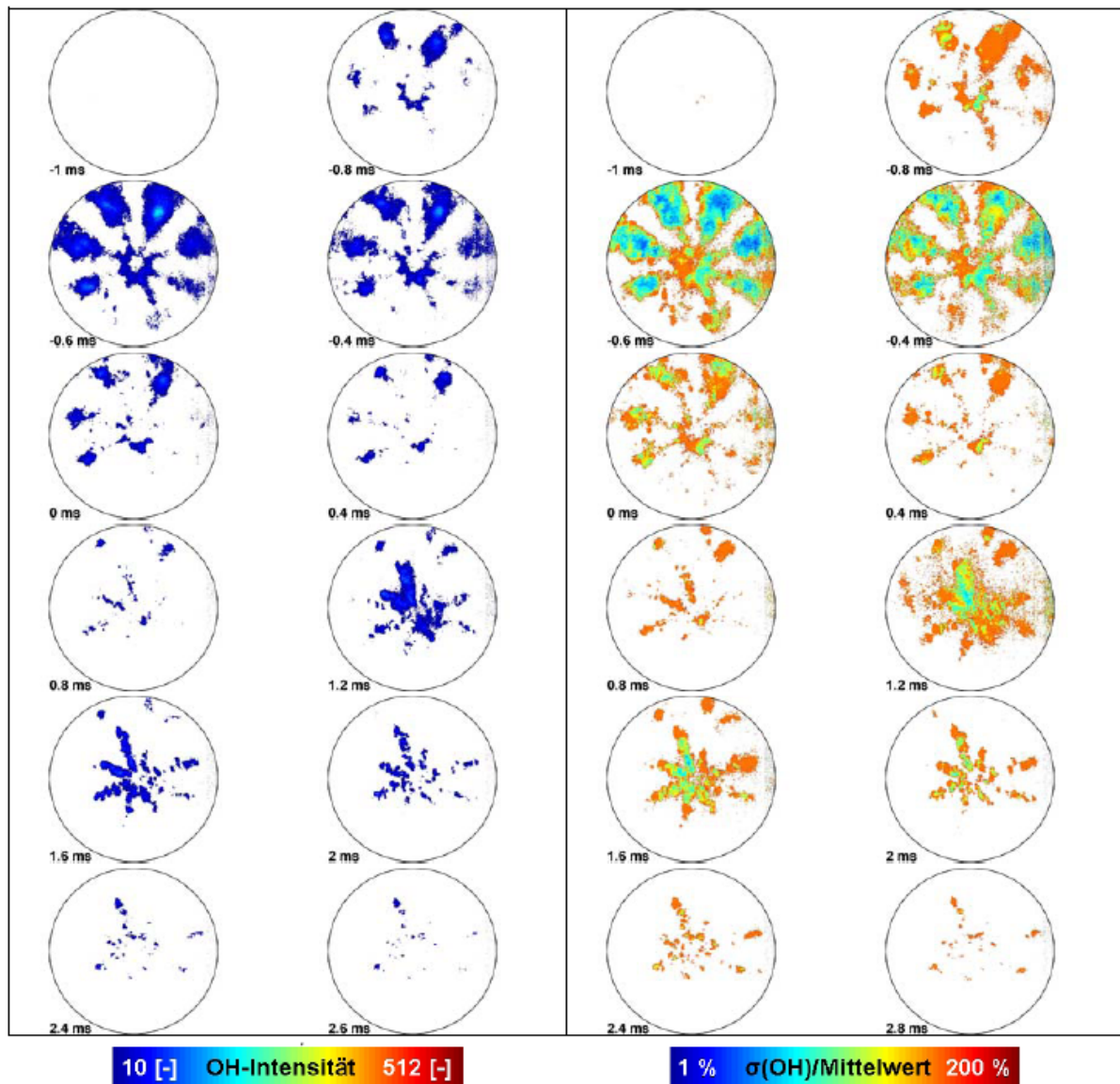


Fig. 13 Gemittelte (links) sowie mit dem Mittelwert gewichtete Standardabweichung der OH-Chemilumineszenz (rechts), 11 Messungen,  $\lambda_B = 4.0$ ,  $\varepsilon = 17$ ,  $m_D = 5 \text{ mg}$ ,  $\text{ESB} = 2.8 \text{ ms vOTP}$ ,  $T_{\text{Wand}} = 293 \text{ K}$

Die mit dem Mittelwert gewichtete Standardabweichung zeigt grosse zyklische Schwankungen in den äusseren Bereichen des Einspritzstrahls. Im Strahl selbst ist die Fluktuation während der Umsetzung des Dieselkraftstoffs etwas geringer. Auch in der gemittelten Intensitätsverteilung ist zu erkennen, dass die Umsetzung des n-Butans in dem durch die Verbrennung des Dieselkraftstoffs aufgeheizten Bereich stattfindet.

Beim späteren Einspritzbeginn bei 0.8 ms vOTP beginnt die Umsetzung des vorgemischten Dieselkraftstoffes im Bereich der 8 Einspritzstrahlen. Aus der thermodynamischen Analyse ist ersichtlich, dass der Beginn der HTR von n-Butan zwischen 0.7 ms und 0.8 ms nOTP liegt. Fig. 14 zeigt die Analyse der zyklischen Streuung der OH-Chemilumineszenz der kombinierten Einspritzung von n-Butan und Dieselkraftstoff bei einem Einspritzbeginn von 0.8 ms vOTP.



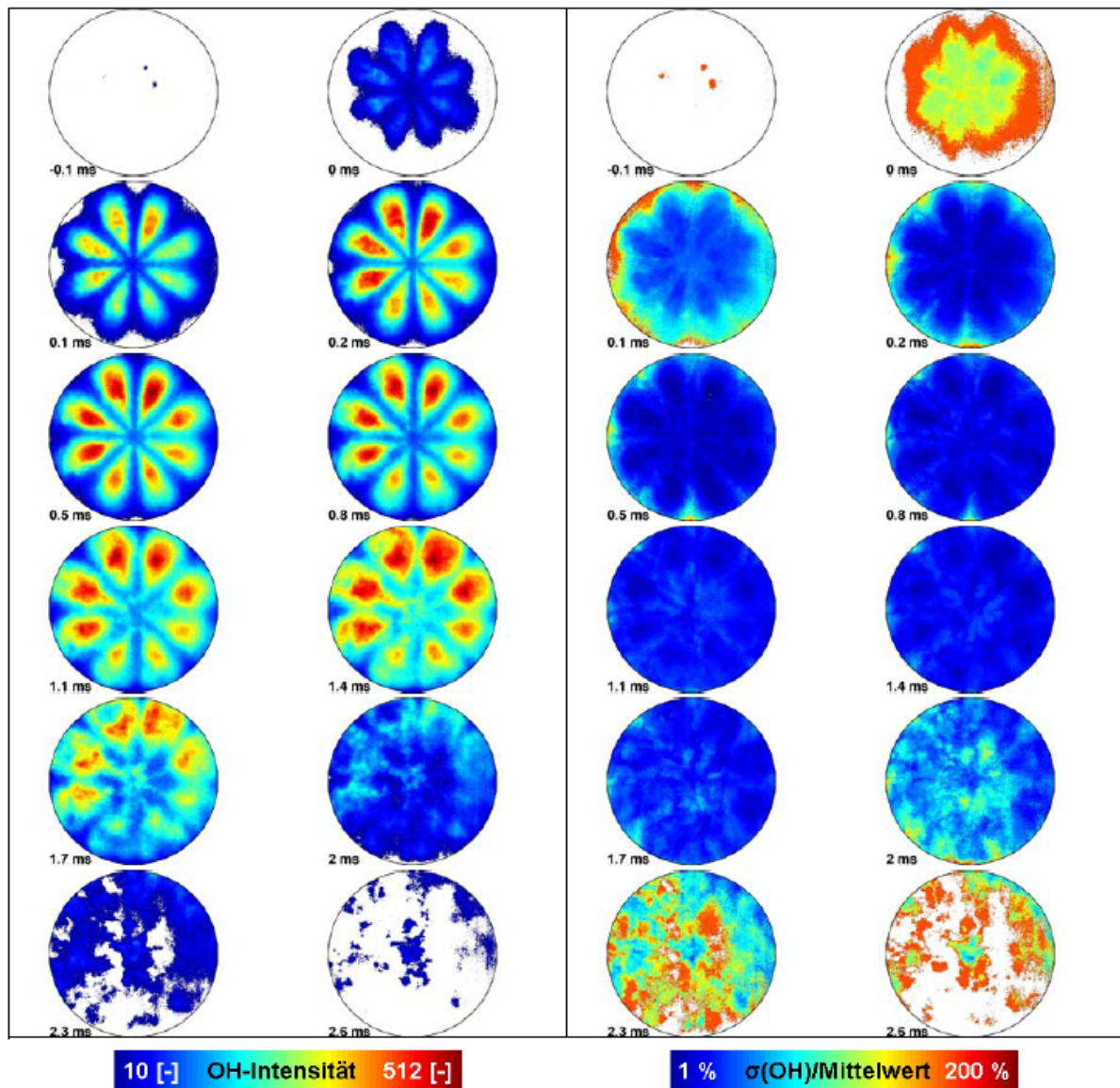


Fig. 14 Gemittelte (links) sowie mit dem Mittelwert gewichtete Standardabweichung der OH-Chemilumineszenz (rechts), 11 Messungen,  $\lambda_B = 4.0$ ,  $\varepsilon = 17$ ,  $m_D = 5$  mg,  $ESB = 0.8$  ms vOTP,  $T_{Wand} = 293$  K

Es zeigt sich, dass im Vergleich zur frühen n-Heptan Einspritzung und zur reinen n-Butan Verbrennung die zyklische Schwankung abnimmt und zwar nicht nur in Zonen mit hoher OH-Intensität sondern auch in Bereichen in Zylinderwandnähe. Diese Analyse lässt den Schluss zu, dass es somit möglich ist, eine homogene n-Butan Grundladung mit einer Dieseleinspritzung reproduzierbar mit geringen zyklischen Schwankungen zu zünden.

Weitere Untersuchungen beinhalteten die Variation der eingespritzten Dieselmasse bei konstanter n-Butan Masse. Die höhere umgesetzte Dieselmasse führt bei  $m_D = 9$  mg zu einer erhöhten Temperatur von  $T_D = 1195$  K. Bei  $m_D = 5$  mg liegt  $T_D$  rund 170 K tiefer bei  $T_D = 1028$  K. Der Temperaturanstieg von  $T_1$  auf  $T_2$  ist eine Folge der sich überlagernden n-Butan LTR und der Dieselerverbrennung. Bei einer höheren Dieselmasse geht die Dieselerverbrennung direkt in die n-Butan HTR über, wie aus der Wärmefreisetzungsrate erkennbar ist. Es ist ersichtlich, dass die Verweilzeit  $t_v$  (Zündverzug) mit zunehmender Dieselmasse abnimmt. Dies ist eine Folge des höheren Temperaturniveaus sowie einer erhöhten Konzentration von Radikalen. Simulationen von Curran et al. [2] und Messungen von Yamasaki [8] zeigten ebenfalls kürzere Zündverzögerungen bei höheren Temperaturen. Ergebnisse mit dem Mechanismus von Kojima [5] ergaben für die HTR von n-Butan bei  $\lambda = 1.0$  und konstantem Volumen und Druck von  $p = 10$  bar einen Zündverzug von  $t_{ZV} = 2$  ms bei 1000 K ( $T_{D,mD=5mg} = 1028$  K) und  $t_{ZV} = 0.35$

ms bei 1200 K ( $T_{D, mD=9 \text{ mg}} = 1195 \text{ K}$ ). Da die Kolbenbewegung im Einhubtriebwerk rund um den OTP sehr langsam ist, kann für einen kurzen Moment ( $O(2 \text{ ms})$ ) von einem fast konstanten Volumen und Druck ausgegangen werden. Aus den experimentellen Untersuchungen ist erkennbar, dass die HTR im Bereich von 45 bar beginnt, bei einem rund 4.5 mal höheren Wert als in der Simulation von Kojima. Unter der *sehr vereinfachten Annahme* einer Druckabhängigkeit des Zündverzuges von  $t_{ZV} \sim p^{-1}$  würde dies zu 49 % der von Kojima für 10 bar berechneten Zündverzüge bei 1000 K und 1200 K führen. Bei 1200 K wäre  $t_{ZV, Kojima} = 0.17 \text{ ms}$  vs.  $t_{V, Experiment(EHT)} = 0.24 \text{ ms}$  und bei 1000 K wäre  $t_{ZV, Kojima} = 0.97 \text{ ms}$  vs.  $t_{V, Experiment(EHT)} = 0.82 \text{ ms}$ .

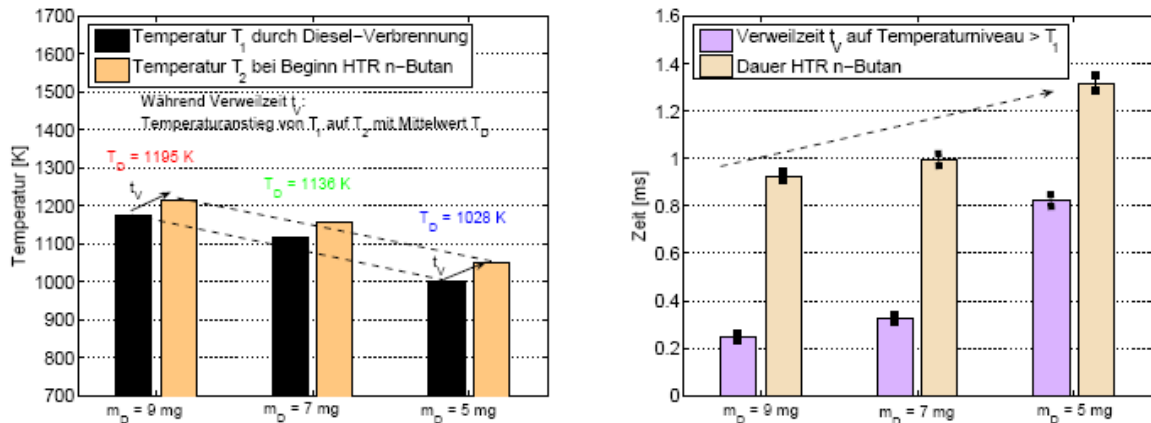


Fig. 15 Einfluss von  $m_D$  auf das Temperaturniveau vor Beginn der n-Butan HTR (links) sowie Verweilzeit  $t_V$  und Dauer der n-Butan HTR

Das tiefere, globale Temperaturniveau bei einer geringen Einspritzung von Diesel führt zu einer 3.3 mal längeren Verweilzeit  $t_V$  auf dem Temperaturniveau zwischen  $T_1$  und  $T_2$  sowie einer 1.4 mal längeren n-Butan Hochtemperatur-Reaktion (HTR).

Somit ist es möglich, nicht nur durch den Einspritzzeitpunkt sondern auch durch die Masse des eingespritzten Diesels  $m_D$  die Wärmefreisetzungsrates und den Zeitpunkt der homogenen n-Butan Verbrennung zu beeinflussen.

## 9. Schlussbetrachtung und Ausblick

Grosse Herausforderungen der homogenen, kompressionsgezündeten Verbrennung sind die Siedeeigenschaften des Kraftstoffs, der limitierte Lastbereich sowie die fehlende Möglichkeit des direkten Einflusses auf die Verbrennungseinleitung und Wärmefreisetzungsrates. Auch die hohen CO- und HC-Emissionen spielen eine wichtige Rolle. In konventionellen Diffusionsverbrennungssystemen ist die Reaktionskinetik um Grössenordnungen schneller als die Geschwindigkeit der Luft- und Brennstoffmischung. Die Verbrennung beginnt in der Nähe des stöchiometrischen Verhältnisses und schreitet durch den Bereich der Kraftstoffluftverhältnisse. Dieser Prozess zeichnet sich durch die gleichzeitige Bildung von Stickoxiden und Russ ab. Bei der homogenen, kompressionsgezündeten Verbrennungseinleitung werden  $NO_x$  und Russ minimiert und die Verbrennung beginnt in chemisch-physikalisch definierten Regionen im Brennraum.

Diese Arbeit hat einen Beitrag dazu geleistet, den Verbrennungsprozess, den Zustand im Brennraum bei Umsatzbeginn sowie die Zündorte unter definierten Rahmenbedingungen in Abhängigkeit von Betriebsparametern wie Druck, Temperatur, Abgasrückführung und Verbrennungsluftverhältnis besser zu verstehen. Zu diesem Zweck wurde im Laufe der Arbeit eine optisch zugängliche, flexible Simulationsapparatur (Einhubtriebwerk) in Betrieb genommen.

Die experimentellen Untersuchungen mit dem Dieseleratzkraftstoff n-Heptan zeigten einen sehr geringen Einfluss des Kraftstoffluftverhältnisses auf den Beginn der Tief- und Hochtemperatur-Reaktion. Nur die Zeit zwischen beiden Reaktionen sowie die Brenndauer der Hochtemperatur-Reaktion werden im betrachteten Bereich von  $\lambda$  beeinflusst. OH-Chemilumineszenzaufnahmen zeigten trotz früher Einspritzung bei hoher Brennraumtemperatur eine inhomogene Verteilung der Kraftstoffumsetzung. 3-D

CFD-Simulationen ergaben ebenfalls eine inhomogene Temperatur- und Kraftstoffverteilung vor der kompressionsgezündeten Verbrennung. Die Herstellung eines homogenen Temperaturprofils innerhalb des Brennraumes und die gleichzeitige Bereitstellung eines homogen vorliegenden Gemisches sind grosse Herausforderungen für eine zeitgleiche Kraftstoffumsetzung an mehreren Orten im Brennraum.

Durch eine frühe Einspritzung sowie durch eine tiefe Wandtemperatur beim gasförmigen Kraftstoff n-Butan wurde der Effekt einer inhomogenen Verteilung von Temperatur und Kraftstoff minimiert. Mit dem gut homogenisierenden Kraftstoff n-Butan (tiefer Siedepunkt) wurden für verschiedene Betriebsparameter die Zustände im Brennraum bei Beginn der Tief- und Hochtemperatur-Reaktion sowie die Brenndauer analysiert. Es zeigte sich, dass die Umsatzrate, sowie der Gesamtumsatz und die über den optisch zugänglichen Bereich gemittelte OH-Intensität bei einer weniger mageren Verbrennung und tieferer AGR-Rate zunehmen. Der Vergleich mit dem homogenen Reaktor mit mehreren  $\lambda$ - und Temperatur-Zonen und einem am Institut entwickelten n-Butan Reaktionsmechanismus zeigte eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation. Mittels einer sehr schnellen CMOS-Kamera im kHz-Bereich konnte die räumliche Verteilung der OH-Chemilumineszenz detektiert werden. Die Aufnahmen zeigen eine sehr schnelle und praktisch gleichzeitige Umsetzung des Kraftstoffes im gesamten, optisch zugänglichen Brennraum. Im Vergleich zur frühen Einspritzung von n-Heptan ist die Streuung der detektierten OH-Chemilumineszenz geringer.

Durch eine gezielte Abweichung von der perfekten Homogenisierung gelang es mit einem thermischen Adapter im Zylinderkopf, das Gemisch bei einer erhöhten Adaptertemperatur reproduzierbar zu zünden. Beim Ausbleiben der thermischen Inhomogenität und identischem Kompressionsverhältnis fand keine Zündung statt. Die Wärmefreisetzungsrate konnte mittels der Adaptertemperatur erfolgreich beeinflusst und eine Zündung ausgelöst werden. Das Verbrennungsluft- und Kompressionsverhältnis wurden dabei so gewählt, dass ohne beheizten Thermoadapter ausschliesslich die Tieftemperatur-Reaktion ausgelöst und somit der Einfluss auf die Zündung von der gezielten thermischen Inhomogenität isoliert werden konnte. Die detektierte OH-Chemilumineszenz deutet auf eine Ausbreitung einer Volumenreaktion mit einer sehr hohen „scheinbaren Flammgeschwindigkeit“ hin.

Die zweite gezielte Inhomogenität wurde mit einer doppelten Einspritzung von n-Butan und Dieseldkraftstoff realisiert. Die geringe Intensität der OH-Chemilumineszenz bei einer Diesel-Vormischverbrennung zeigte, dass Zonen der räumlichen Verteilung der Diesel-OH-Chemilumineszenz mit der n-Butan-OH-Chemilumineszenz korrelieren. Die Einspritzung einer grösseren Masse von Dieseldkraftstoff in eine homogene n-Butan Grundladung führte zu einem erhöhten Temperaturniveau vor Beginn der n-Butan Hochtemperatur-Reaktion. Durch den Einspritzbeginn nahe dem OTP kann für einen kurzen Moment von einem fast konstanten Volumen ausgegangen werden. Es zeigte sich, dass eine grössere eingespritzte Dieselmasse und damit ein erhöhtes Temperaturniveau zu einer früheren Umsetzung von n-Butan führt. Durch die Variation des Einspritzzeitpunktes der Dieseleinspritzung sowie der Diesel- und n-Butan Masse war es möglich, die Wärmefreisetzung der n-Butan Verbrennung zu beeinflussen.

Durch die experimentellen Untersuchungen steht ein umfangreicher Satz von verschiedenen Brennverfahren für die Validierung von Simulationsrechnungen zur Verfügung. Diese weiterführenden Arbeiten würden neben weiterer Validierung des n-Butan Mechanismus den n-Heptan Mechanismus sowie Dual-Fuel Simulation (3D) umfassen.

Durch eine GC/MS-Analyse der Gemischzusammensetzung idealerweise vor, während und nach dem Zündprozess könnten vertiefte Erkenntnisse über die Verbrennung sowie über die Zwischenschritte der Reaktionskinetik gewonnen und für weitere Validierungen von Reaktionsmechanismen herbeigezogen werden.

Um das Zündverhalten der HCCI-Verbrennung besser charakterisieren und verstehen zu können, sollten in Nachfolgeprojekten einerseits ein Satz von Mehrkomponenten-Kraftstoffkennzahlen gefunden und andererseits die Untersuchung der Gemischaufbereitung, Zündung und Verbrennung von synthetischen Dieseldkraftstoffen mit gezielt veränderter Zusammensetzung (chemische und physikalische Eigenschaften) vorangetrieben werden.

Der nahtlose Übergang vom FVV Projekt Nr. 811, „Theoretische und experimentelle Untersuchung der homogenen Dieseldverbrennung“ welches freundlicherweise ebenfalls vom BFE finanziell unterstützt wurde, bietet optimale Voraussetzungen für die von der FVV hauptsächlich getragenen Projekte „Brennstoffe für homogene, selbstgezündete Verbrennungsprozesse“ und „Future Fuels for Diesel Engines, Ignition and Combustion Fundamentals“.

## 10. Internationale Zusammenarbeit

Im Clusterprojekt waren neben der ETH Zürich die Universität Stuttgart (Teilprojekt TP1), die Universität Braunschweig (Teilprojekt TP2) sowie die Fachhochschule HTW Dresden (Teilprojekt TP3) beteiligt. Der Abschlussbericht im Heft R 535 (2006) der FVV wurde im Rahmen der Informationstagung Motoren / Turbomaschinen in Würzburg im September 2006 vorgestellt. Das von der FVV bewilligte und gerade gestartete Folgevorhaben „Kraftstoffkennzahlen“ ist inhaltlich mit dem vorliegenden BFE-Projekt eng verknüpft und profitiert von den Erfahrungen und vorbereitenden Arbeiten vor allem bei den Experimenten am komplexen Versuchsträger „Ein-Hub-Triebwerk“.

## 11. Referenzen

- [1] Barroso, G., Chemical kinetic mechanism reduction, multizone and 3D-CRFD modelling of homogeneous charge compression ignition engines, 2006, ETH Zürich, Diss 16437
- [2] Curran, H.J., Gaffuri, P., Pitz, W.J., and Westbrook, C.K., A Comprehensive Modeling Study of n-Heptane Oxidation, Combustion and Flame, 1998, 114: p. 149 – 177
- [3] Escher, A., Experimentelle Untersuchungen der homogenen, kompressionsgezündeten Verbrennung im Einhubtriebwerk, 2007, ETH Zürich, Diss 17251
- [4] Iida, N. and Igarashi, T., Auto-ignition of n-butane and DME/air mixtures in a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine, SAE, 2000. 2000-01-1832
- [5] Kojima, S., Detailed Modeling of n-Butane Autoignition. Combustion and Flame, 1994, page 87-136
- [6] Obrecht, P., WEG - Wärmeentwicklungsgesetz, Rechenprogramm zur thermodynamischen Analyse aus Brennraumdruckverläufen, in Laboratorium für Aerothermochemie und Verbrennungssysteme, LAV ETH Zürich, 2007
- [7] Pischinger, R., Klell, M., and Sams, T., Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, 2002, Springer Verlag
- [8] Yamasaki, Y. and Iida, N. Numerical Analysis of Auto Ignition and Combustion of n-Butane and Air Mixture in The HCCI Engine by Using Elementary Reactions, in The Fifth Symposium on Diagnostics and Modelling of Combustion in Internal Engines, COMODIA 2001, Nagoya
- [9] Wright, Y.M., Tropfenausbreitung im Einhubtriebwerk, 3D-Simulation, interner Bericht, 2007, LAV, ETH Zürich