

Experimentelle und numerische Untersuchung der Selbstzündungsmechanismen für einen HCCI-Benzinbetrieb

Experimental and numerical investigation of auto-ignition mechanisms for a gasoline HCCI mode

Dipl.-Ing. Werner **Sauter**, Dipl.-Ing. Sebastian **Hensel**, Prof. Dr.-Ing. Ulrich **Spicher**
Universität Karlsruhe (TH) Institut für Kolbenmaschinen, Karlsruhe

Dipl.-Ing. Alexander **Schubert**, Dr.-Ing. Robert **Schießl**,
Prof. Dr. rer. nat. Ulrich **Maas**

Universität Karlsruhe (TH) Institut für Technische Thermodynamik, Karlsruhe

Zusammenfassung

Die homogen kompressionsgezündete Verbrennung im Ottomotor stellt eine interessante Möglichkeit zur gleichzeitigen Minimierung der Schadstoff- und CO₂-Emissionen dar. Das Anforderungsprofil bei der Entwicklung eines serientauglichen Verbrennungskonzepts auf Basis der kontrollierten Selbstzündung wird durch die Betriebsgrenzen dieses Brennverfahrens bestimmt. So kommt es beim homogen kompressionsgezündeten Motorbetrieb bei hohen Lasten zu steilen Druckgradienten und im Leerlaufbetrieb zu einer deutlichen Abnahme der Betriebsstabilität. Nach wie vor kann nicht eindeutig erklärt werden, wie über den Grad der Ladungshomogenität Einfluss auf eine Minimierung der Druckgradienten und auf eine Steigerung der Betriebsstabilität genommen werden kann, da der räumliche Ablauf der Gemischumsetzung nur aufwendig über konventionelle messtechnische oder numerische Entwicklungstools erfasst und beschrieben werden kann. Zur optischen Erfassung des Verbrennungsablaufs werden häufig Untersuchungen an Motoren mit großen optischen Zugängen durchgeführt, die eine konstruktive Modifikation des Motors erfordern. Zeiteffiziente Simulationsmodelle zur Beschreibung der Selbstzündung in dreidimensionalen CFD-Codes sind bisher nur ansatzweise realisiert. Zur Weiterentwicklung dieses Brennverfahrens ist jedoch ein grundlegendes Verständnis des Selbstzündungsablaufs unabdingbar.

Im Rahmen des FVV-Vorhabens „Benzinselbstzündung“ wurden erstmals an einem Motor mit homogen kompressionsgezündeter Verbrennung drei Hochgeschwindigkeits-Photomultiplikatorkameras zur simultanen, zyklus aufgelösten Erfassung der Brennraumstrahlung eingesetzt. Für den verwendeten Kraftstoff wurde ein detaillierter Reaktionsmechanismus entwickelt und mit Zündzeiten einer Rapid Compression Machine validiert. Ein effizientes Modell zur Beschreibung der chemischen Kinetik bei der Zündung und Verbrennung wurde für den detaillierten Reaktionsmechanismus entwickelt und in einen kommerziellen CFD-Code

eingebunden. Dadurch wird es möglich, den zeitlichen Fortschritt der Selbstzündung dreidimensional im Brennraum zu berechnen. Im Rahmen der Untersuchungen wurden die Ergebnisse aus dreidimensionaler Simulation und dreidimensionaler Visualisierung gegenübergestellt.

Bei den Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass in der Zylinderladung sequenzielle Selbstzündungsprozesse ablaufen, wobei es in bestimmten Brennraumbereichen, bedingt durch den Ablauf der Gemischbildung, zu einer zeitlich vorverlagerten Selbstzündung kommt. Durch die dreidimensionale Erfassung und numerische Beschreibung des Selbstzündungsprozesses werden neue Einblicke in den Ablauf der Selbstzündung ermöglicht, welche wichtige Informationen zur Weiterentwicklung des Brennverfahrens liefern.

Summary

The HCCI combustion in gasoline engines is an interesting alternative to reduce both emissions and fuel consumption at the same time. To develop a concept for combustion, based on controlled auto-ignition and capable for serial production, the definition of requirements is given by the engine operation map. However HCCI operation is limited by steep pressure gradients at high loads and by decreasing operation stability at low loads. Because the spatial progress of the reactions can only be measured or described by extensive conventional measurement techniques or numeric tools, it is still not clearly clarified how the homogeneity of the charge can be used to minimise the pressure gradients or enhance the process stability. To detect the spatial progress of the reactions often engines with large optical accesses and enduring modifications in design are used. So far, realistic and efficient models to describe chemical reactions in CFD simulations are often oversimplified or computationally too demanding. For further development of this combustion process a deeper understanding of the auto-ignition process is necessary.

Within the project "Benzinselbstzündung" three high speed photomultiplier cameras, to detect the combustion chamber radiation simultaneously and cycle resolved, were applied at an HCCI engine for the first time. A detailed reaction mechanism was developed, validated by ignition delay time measurements in a rapid compression machine. Based on the detailed mechanism, an efficient model for treating chemical reactions was developed and coupled with a commercial CFD-Code. In this way the CFD-Code can be used to realistically simulate ignition and combustion in three dimensional geometries. The results of the optical visualisation and of the numerical simulation are compared.

These investigations show that the charge ignites sequentially. Certain regions ignite earlier than others due to the mixture inhomogeneities. The combination of experimental investigations and detailed three dimensional simulations with a realistic treatment of chemical reactions allows a new insight into the interaction of chemical and physical processes in engines. This in turn helps in the development of new engine concepts.

1 Einleitung

Zahlreiche nationale und internationale Veröffentlichungen weisen auf das Potenzial der Selbstzündung von homogenen Luft-Kraftstoffgemischen hinsichtlich der Rohemissionen und des Wirkungsgrades hin [1], [5], [8], [10]. Das Konzept der Benzinselbstzündung sieht vor, während der Verdichtung die Selbstzündung einer weitgehend homogenen Mischung aus Frischluft, Benzin und Abgas einzuleiten. Die hierzu notwendigen Verdichtungsendtemperaturen werden dabei nicht durch eine Steigerung des Verdichtungsverhältnisses oder der Frischlufttemperatur, sondern durch eine Ladungsverdünnung mit heißem Abgas erreicht. Beim konventionellen Ottomotor wird durch die Zündkerze eine sphärische Flammenfrontausbreitung initialisiert. Diese sehr heiße Flammenfront führt zu einem über der Ladungsmasse sequenziellen Umsatz des homogenen Luft-Kraftstoffgemischs. Da die Flammenfrontverbrennung für ottomotorische Luft-Kraftstoffgemische nur mit einer hohen Flammentemperatur prozesssicher dargestellt werden kann, sind damit hohe NO_x -Emissionen verbunden. Bei der konventionellen dieselmotorischen Verbrennung führt die Diffusionsverbrennung zu erhöhten Ruß bzw. NO_x -Emissionen, deren nachträgliche Reduktion eine große Herausforderung darstellt.

Durch die homogene Selbstzündung wird eine Kraftstoffumsetzung ohne Flammenfrontverbrennung und ohne Diffusionsverbrennung realisiert. Durch die kontrollierte wird des möglich die Spitzentemperatur unterhalb der NO_x -Bildungstemperaturen zu halten.

In den letzten Jahren wurden verschiedene Konzepte und Betriebsstrategien für einen HCCI-Benzinbetrieb vorgestellt. Jedoch werden eine Vielzahl von notwendigen Anforderungen, die an ein Serien-Konzept gestellt werden, noch nicht erfüllt. So hat sich für die kontrollierten Selbstzündung im Ottomotor kein Konzept etabliert, um dieses Brennverfahren in Mehrzylindermotoren einzusetzen. Dabei stellt unter anderem die Gleichstellung der Zylinder eine große Herausforderung dar. Da der Großteil der Konzepte auf einer deutlichen Ladungsverdünnung mit Abgas beruht, muss die Benzinselbstzündung in der motorischen Umsetzung als Niedrig- bzw. Teillastbrennverfahren verstanden werden. Die hierzu notwendigen Umschaltstrategien, zwischen konventionell ottomotorischer Verbrennung mit Fremdzündung in der Volllast und Benzinselbstzündung in der Teillast, führen zu einer Reihe ungelöster Fragestellungen. Daher ist nach wie vor ein großer Bedarf an Grundlagenuntersuchungen unter diesen Aspekten notwendig.

Im Rahmen dieser Arbeit wird die Benzinselbstzündung an einem Viertaktmotor mit Abgasrückhaltung durch Ventilunterschneidung und Direkteinspritzung untersucht. Im Mittelpunkt stehen hierbei Grundlagenuntersuchungen zur Entwicklung eines umfassenden Verständnisses der motorischen Selbstzündung.

Ausgehend von experimentellen Untersuchungen an einem mit optischen Zugängen erweiterten Einzylinderforschungsaggregat erfolgt eine numerische Analyse des Brennverfahrens. Hierzu wurde ein reduziertes reaktionskinetisches Modell entwickelt und in einen kommerziellen CFD-Code eingebunden, um die räumlichen

und zeitlichen Abläufe der Selbstzündung zu beschreiben. Durch die Adaption eines neuen dreidimensionalen Verbrennungsvizualisierungssystems konnte ein Abgleich der Simulationsergebnisse mit den realen Abläufen im Motor ermöglicht werden.

2 Versuchsträger und experimentelle Sondermesstechnik

Grundlage der Messungen in dieser Arbeit bildet ein Einzylinderaggregat, das von einem Motorradmotor (BMW / Rotax F650) abgeleitet wurde. In Tabelle 2-1 sind die wichtigsten Kennwerte des Motors aufgelistet.

Tabelle 2-1, technische Daten des Versuchsträgers:

Basisaggregat	BMW / Rotax F650 Motorradmotor
Bauart	Einzylinder-Motor, wassergekühlt, Vierventil-Dachbrennraum
Verdichtungsverhältnis	11,5
Hubraum	652 cm ³
Bohrung und Durchmesser	100 x 84 mm ²

Das Versuchsaggregat wurde zur Darstellung der homogen kompressionsgezündeten Verbrennung konstruktiv verändert. Neben einer Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses von $\epsilon=9,7$ auf $\epsilon=11,5$ und der Adaption einer Benzin-Direkteinspritzung wurde der Ventiltrieb modifiziert.

Durch den Einsatz eines Flügelzellen-Nockenwellenverstellers kann die Steuerzeit Auslass schließt um 52° Kurbelwinkel variiert werden. Die kontrollierte Selbstzündung wird durch eine symmetrische Ventilunterschneidung erreicht. Hierzu wurden Mini-Hub-Nocken mit geringem Ventilhub und kurzer Ventilöffnungszeit verwendet [1]. Die direkte Kraftstoffeinspritzung wurde am Versuchsträger über einen seitlich adaptierten 55° Drallinjektor mit 125 bar Einspritzdruck realisiert.

Der Versuchsträger wurde mit einem Modellkraftstoff betrieben. Dieser besteht aus einer Vielzahl unterschiedlicher Komponenten deren Verhältnis so aufeinander abgestimmt ist, dass die chemisch physikalischen Eigenschaften von Super-Benzin mit einer Oktanzahl von 95 möglichst gut wiedergegeben werden. Der Kraftstoff besteht aus den Hauptkomponenten iso-Dodekan, Cyclohexan und iso-Oktan.

Zur Erweiterung der Datenbasis aus dem Experiment werden erstmals an einem Motor mit homogen kompressionsgezündeter Verbrennung drei Hochgeschwindigkeits-Photomultiplikatorkameras zur simultanen, zyklusaufgelösten Erfassung der Brennraumstrahlung eingesetzt. Dadurch soll eine direkte Gegenüberstellung aus Simulation und Experiment ermöglicht werden.

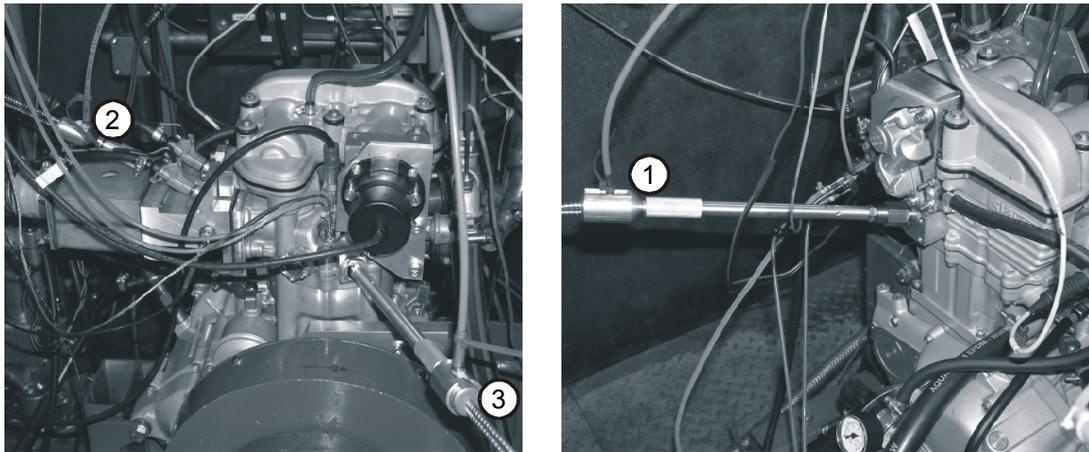


Abbildung 2-1: Adaption der 3 Lichtleiterendoskope am Versuchsträger.

Die bauliche Veränderung des Motors kann durch die Verwendung von speziellen Lichtleiterendoskopen minimal gehalten werden. Das von Han [3] erstmals eingesetzte Verbundsystem aus drei Hochgeschwindigkeits-Photomultiplierkameras kann mittels eines Indiziersystems der Firma Smetec GmbH synchron am Motor eingesetzt werden. Über das Indiziersystem werden die Ansteuerung der Kameras sowie der Messdatentransfer realisiert. Für eine ausführliche Beschreibung des Systems sei an dieser Stelle auf die entsprechende Literatur verwiesen [3], [12]. Abbildung 2-1 zeigt die drei Lichtleiterendoskope am Versuchsträger.

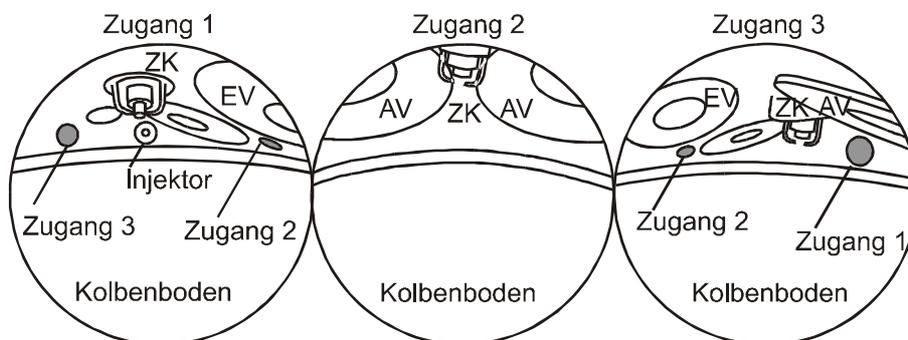


Abbildung 2-2: Konturlinien der Kameraansichten des Brennraums durch die Zugänge 1 bis 3.

Abbildung 2-2 zeigt den Brennraum aus Sicht der Zugänge 1 bis 3. Dargestellt sind die sichtbaren Bauteile des Brennraums in Form von vereinfachten Konturlinien. Bei der Konstruktion der optischen Zugänge wurde eine Optimierung der Endoskoplage hinsichtlich eines möglichst großen Erfassungsvolumens der einzelnen Endoskope durchgeführt. Die relative Lage der drei Zugänge zueinander wurde dahingehend optimiert, dass jeder Brennraumbereich bei OT-Lage des Kolbens von mindestens einem Endoskop erfasst wird. Des Weiteren sollte durch die Anordnung der Zugänge im Brennraum ein möglichst großer Bereich im Zentrum des Brennraums von allen drei Endoskopen einsehbar sein.

3 Reaktionskinetisches Modell zur Beschreibung der Selbstzündung

Für eine Vielzahl von Fragestellungen zeigt sich, dass null- und eindimensionale Betrachtungsweisen des Motorprozesses gerade für das hier untersuchte Brennverfahren nur unzureichende Informationen liefern. Die Tatsache, dass der Zeitpunkt der Selbstzündung nicht von einer mittleren Temperatur und einer globalen Gemischzusammensetzung im Brennraum, sondern vom lokal vorliegenden thermodynamischen Zustand abhängig ist verdeutlicht, dass die Anwendung dreidimensionaler numerischer Simulation für das Verständnis der innermotorischen Prozesse außerordentlich wichtig ist.

Die dreidimensionalen CFD-Simulationsrechnungen wurden mit der kommerziellen Software StarCD durchgeführt. Das für die CFD-Berechnung verwendete Gitter weist eine maximale Zellenanzahl von ca. 500.000 Zellen auf und ermöglicht mit der charakteristischen mittleren Zellengröße von 1 mm eine zuverlässige Berechnung der Strömungsvorgänge in den Ein- und Auslasskanälen und im Zylinder. Es wurden die Einspritzung und der Ladungswechsel simuliert, um eine möglichst realitätsnahe Gemischverteilung zum Zündzeitpunkt zu erhalten. Die Randbedingungen und der thermodynamische Zustand zu Rechenbeginn wurden den experimentellen Messungen des Motorversuchs entnommen. Um aus der berechneten Gemischverteilung den Prozess der Selbstzündung zu modellieren, wurde ein reduziertes reaktionskinetische Modell in die CFD-Berechnung eingebunden [13].

Es gibt verschiedene Ansätze für eine realitätsnahe Berechnung der Selbstzündung und Verbrennung in der dreidimensionalen Simulation. Einige sehr einfache Modelle beruhen auf dem Arrhenius-Ansatz. Diese Modelle erfordern keinen hohen Rechenaufwand, weisen jedoch hinsichtlich ihrer Genauigkeit erhebliche Mängel auf. Beispielsweise wird der negative Temperaturkoeffizient (NTC), der bei der Niedertemperaturzündung von Alkanen eine wichtige Rolle spielt, nicht wiedergegeben. Umfangreichere Ansätze berücksichtigen einige wenige Reaktionen der Hauptspezies, wie etwa das Shell-Modell [2], das aus sieben Reaktionsgleichungen aufgebaut ist. Diese Modelle eignen sich wegen der geringen erforderlichen Rechenkapazität auch sehr gut für die Einbindung in die CFD-Rechnung, weisen aber im Vergleich zu detaillierten Reaktionsmechanismen geringere Modellgenauigkeiten auf. Mit detaillierten Reaktionsmechanismen können die chemischen Quellterme in Abhängigkeit von Spezieskonzentration, Druck und Temperatur berechnet werden. Dieses Verfahren verursacht allerdings im Rahmen heutiger Rechenkapazität einen kaum zu bewältigenden Rechenaufwand. Es ist bereits gezeigt worden, dass eine reduzierte Darstellung der Dynamik vieler tausend Elementarreaktionen durch wenige physikalische und chemische (typischerweise 2 bis 3) Variablen unter Bewahrung hoher Genauigkeit möglich ist [6], [7], [14]. Am Institut für Technische Thermodynamik der Universität Karlsruhe (TH) wurde auf Basis detaillierter Reaktionskinetik ein Fortschrittsvariablenmodell entwickelt, mit dem Ziel ein realistisches aber effizientes chemisches Modell für die CFD-Rechnung zur Verfügung zu stellen [13].

Die Kopplung zwischen CFD-Rechnung und dem Fortschrittsvariablenmodell wird mit einer Tabellierungsmethode realisiert. Es ist zu beachten, dass die im detaillierten Reaktionsschema enthaltene, sehr genaue Information über die Dynamik der zur Selbstzündung führenden Reaktionen möglichst genau von dem reduzierten Schema wiedergegeben wird. Für den verwendeten Reaktionsmechanismus wurde die Bogenlänge der Reaktionstrajektorie im Zustandsraum als geeignete Fortschrittsvariable χ , die intrinsisch monoton steigend ist, identifiziert. Gewichtungsfaktoren ermöglichen es, alle Phasen des motorischen Prozesses (Vorreaktionen, Zündung, Verbrennung) von der resultierenden Variablen χ realistisch abzubilden.

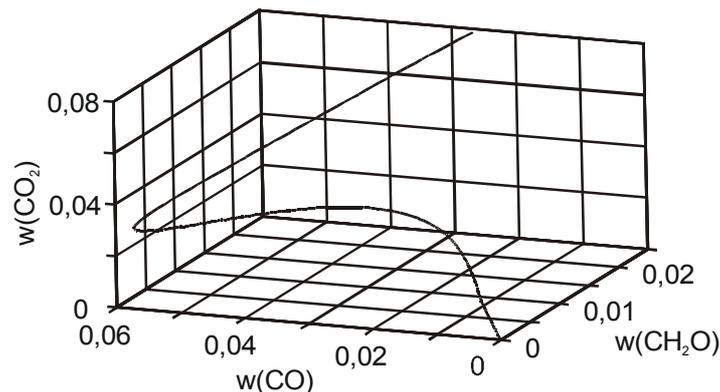


Abbildung 3-1: Trajektorie im Massenbruch-Unterraum von CO_2 , CO und CH_2O [13].

Zur Veranschaulichung zeigt Abbildung 3-1 für den dreidimensionalen Fall des Massenbruch-Unterraums aus Kohlendioxid $w(\text{CO}_2)$, Kohlenmonoxid $w(\text{CO})$ und Formaldehyd $w(\text{CH}_2\text{O})$ die Trajektorie für eine Reaktion bei konstantem Druck.

Zur Nutzung des Fortschrittsvariablenmodells in der dreidimensionalen CFD-Rechnung wird die chemische Rate der Fortschrittsvariablen $(d\chi/dt)_{\text{chem}}$ als Funktion physikalischer Randbedingungen Luft-Kraftstoffverhältnis (λ), Temperatur vor der Verbrennung (T_0), Druck (p) sowie der Fortschrittsvariable (χ) selbst berechnet und tabelliert (siehe Gleichung 3-1).

Gleichung 3-1:

$$\left(\frac{d\chi}{dt}\right)_{\text{chem}} = f(\chi, \lambda, T_0, p)$$

Zur Berechnung der zeitlichen Änderung der Fortschrittsvariable ist zunächst die Entwicklung eines detaillierten reaktionskinetischen Mechanismus notwendig. Hierzu wurde zur automatisierten Mechanismuserwicklung das Programm KURCS (Knowledge-basing Utilities for Complex Reaction Systems) [9] eingesetzt, mit dessen Hilfe ein detaillierter Reaktionsmechanismus für die drei Hauptkomponenten des verwendeten Kraftstoffs iso-Dodekan, Cyclohexan und iso-Oktan entwickelt wurde. Der detaillierte Mechanismus besteht aus 1027 Spezies und 5681 Reaktionen. Um den zu entwickelnden detaillierten Reaktionsmechanismus für den optischen Mehrkomponenten-Ersatzkraftstoff mit experimentellen Daten validieren zu

können, wurden Zündverzugszeitmessungen in einer Rapid Compression Machine durchgeführt.

Das Prinzip der Implementierung des Fortschrittsvariablenmodells in den CFD-Code zeigt Abbildung 3-2. Zunächst werden in der CFD-Rechnung zusätzlich die Transportgleichungen für die Fortschrittsvariable und die Massenbrüche der am Unterraum beteiligten Spezies (CO_2 , CO , CH_2O , Kraftstoff) gelöst. Aus einer Tabellierung der detaillierten Chemie kann der CFD-Rechnung für vorgegebene Werte von Druck (p), Luft-Kraftstoffverhältnis (λ), Enthalpie des Gasmischs (h) und chemischer Fortschrittsvariable (χ) die Rate des chemischen Fortschritts ($d\chi/dt_{\text{chem}}$), sowie die Rate der thermischen Enthalpie, die Temperatur und die chemische Zusammensetzung übergeben werden.

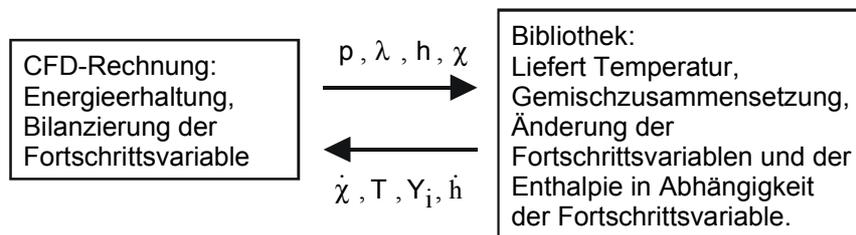


Abbildung 3-2: Prinzip der Implementierung des Fortschrittsvariablenansatzes in der CFD-Rechnung.

Für eine ausführliche Beschreibung des Verbrennungsmodells sei an dieser Stelle auf die ausführliche Dokumentation des FVV-Vorhabens Benzinselbstzündung verwiesen [13].

Das reaktionskinetische Fortschrittsvariablenmodell wurde im Rahmen des FVV-Vorhabens Benzinselbstzündung am Institut für Kolbenmaschinen als Software-Modul in StarCD eingebunden [13]. Über Subroutinen wird auf die Bibliothek des Fortschrittsvariablenmodells zugegriffen. Dort wird in Abhängigkeit von der Fortschrittsvariable, dem Druck, der Temperatur des unverbrannten Gemischs und dem Luft-Kraftstoffverhältnis die zeitliche Änderung der Fortschrittsvariable und die Änderung der Massenbrüche der Hauptspezies (CO_2 , CO , H_2O , N_2 , Kraftstoff, H_2 , O_2) für jede einzelne Zelle berechnet und dem CFD-Code übergeben.

4 Bevorzugte Zündherde und sequenzielle Selbstzündung

Nach Einbindung des Fortschrittsvariablenmodells in die CFD-Rechnung und Validierung anhand von Simulationen mit detaillierter Reaktionskinetik wurde das Modell verwendet, um die Selbstzündung und den Reaktionsfortschritt im Motor zunächst in einem ausgewählten Betriebspunkt ($n_{\text{Mot}}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi}}=2,3 \text{ bar}$, $\lambda=1,1$, $\text{EB}=380^\circ\text{KW v. ZOT}$) zu simulieren. Die maximale Zeitschrittweite entsprach $0,2^\circ\text{KW}$, die minimale Zeitschrittweite $0,005^\circ\text{KW}$ in Bereichen hoher Wärmefreisetzung. Die Rechendauer eines vollständigen Zyklus wird durch die Einbindung des Fortschrittsvariablenmodells verdoppelt.

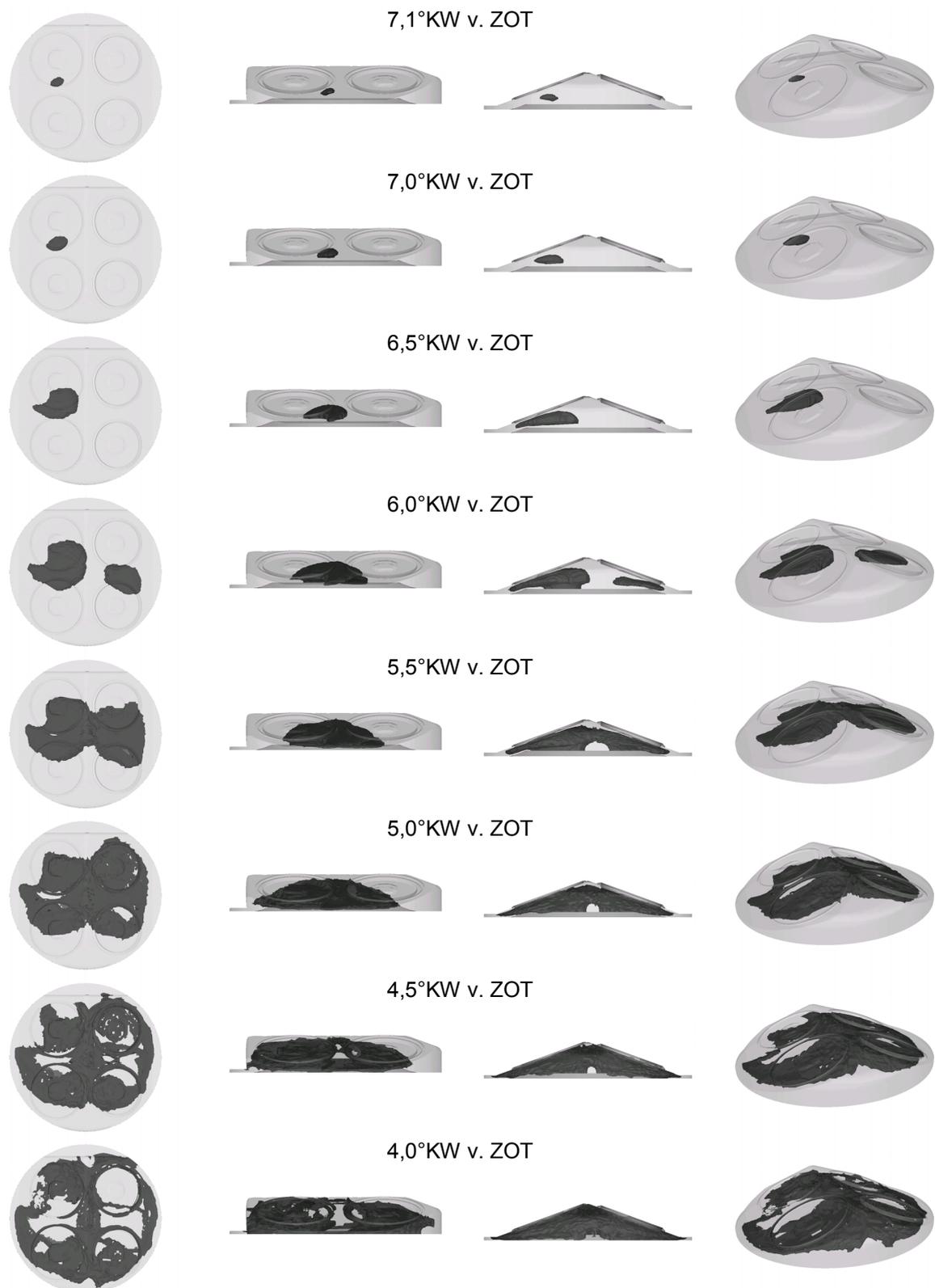


Abbildung 4-1: Verlauf der Selbstzündung, $\chi=1$ als Isoflächen, das verbrannte Gemisch umschließend, $n_{\text{Mot}}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi}}=2,3 \text{ bar}$, $EB=380^\circ\text{KW v. ZOT}$.

In Abbildung 4-1 ist die Ausbreitung der Reaktionsfront zu verschiedenen Zeitpunkten für den Betriebspunkt dargestellt. Die Isoflächen verbinden Zellen, in denen die Fortschrittsvariable den Wert $\chi=1$ besitzt, d.h. Zellen, in denen das Gemisch das chemische Gleichgewicht erreicht hat. Die erste Selbstzündung setzt ca. $7,1^\circ\text{KW v. ZOT}$ ein. Nachfolgend breitet sich von diesem Zündherd ausgehend eine Reaktionsfront aus, bis sich das Gemisch ca. $6,0^\circ\text{KW v. ZOT}$ an einer zweiten Stelle zentral unterhalb der Auslassventile entzündet. Anschließend wird das Gemisch in großen Bereichen des Brennraums umgesetzt, bis die Reaktionen schließlich ab $4,5^\circ\text{KW v. ZOT}$ auch in Wandnähe ablaufen. Die Verwendung des Fortschrittsvariablenmodells ermöglicht phänomenologische Untersuchungen zum Einfluss der Ladungshomogenisierung auf die Verbrennung. Mit diesem Modell lassen sich qualitative Aussagen über den Zündzeitpunkt, die Verteilung der Zündorte und die Brenndauer treffen. Die Anwendbarkeit des Modells soll in Abhängigkeit der Betriebsparameter durch die direkte messtechnische Erfassung des Selbstzündungsvorgangs nachgewiesen werden.

Das experimentell ermittelte Entflammungsverhalten bei einer Motordrehzahl von $n_{\text{Mot}}=2000 \text{ min}^{-1}$, einem indizierten Mitteldruck von $p_{\text{mi}}=2,3 \text{ bar}$ und einem Luft-Kraftstoffverhältnis von $\lambda=1,1$, wird im Folgenden exemplarisch dargestellt. Die Direkteinspritzung wurde mit seitlicher Injektorlage und einem Einspritzbeginn von $\text{EB}=380^\circ\text{KW v. ZOT}$ durchgeführt. Abbildung 4-2 zeigt den Verbrennungsablauf zweier ausgewählter Arbeitsspiele. Sowohl für Arbeitsspiel A als auch für Arbeitsspiel B sind Aufnahmen der Verbrennung über die Zugänge 1 bis 3 zwischen 2°KW v. ZOT und 3°KW n. ZOT dargestellt. Aus Platzgründen sind die Verbrennungsaufnahmen mit einer zeitlichen Auflösung von 1°KW dargestellt. Die Dynamik der Verbrennung, die mit einer Auflösung von $0,1^\circ\text{KW}$ messtechnisch erfasst wurde, kann daher in dieser Darstellung nur teilweise wiedergegeben werden.

Für das Arbeitsspiel A ist sowohl über Zugang 1 als auch über Zugang 3 eine deutliche Entflammung im Zentrum des Brennraums zu erkennen. Aufgrund der ungünstigen Lage des Zugangs 2 wird in den zugehörigen Aufnahmen später die Strahlung erfasst. Über Zugang 3 geht besonders deutlich hervor, dass es auch bei homogen kompressionsgezündeter Verbrennung nicht zu einer zeitgleichen Kraftstoffumsetzung im gesamten Brennraum kommt, sondern bestimmte Bereiche früher zünden und andere Bereiche zeitlich verzögert. So ist über Zugang 3 deutlich eine vorzeitige Entflammung im zentralen Bereich des Brennraums zu erkennen (2°KW v. ZOT bis ZOT). Mit einem zeitlichen Versatz von ca. 2°KW wird eine Brennraumstrahlung in den dezentralen Brennraumbereichen (unter den Einlassventilen) erfasst. 4°KW n. ZOT können sowohl über Zugang 1 als auch über Zugang 3 zwei getrennte Bereiche identifiziert werden, die eine Strahlung emittieren. Mit der geometrischen Information der optischen Abbildungsvorschrift und der relativen Position der Endoskope zum Brennraum kann der räumliche Reaktionsfortschritt rekonstruiert werden. Die Verbrennung beginnt in einem zentralen Brennraumbereich, leitet zu den Einlassventilen und somit zu Zugang 1 verschoben. Davon ausgehend kann ein sequenzieller Umsatz verfolgt werden, der unter den Ventilen im Randbereich des Brennraums endet.

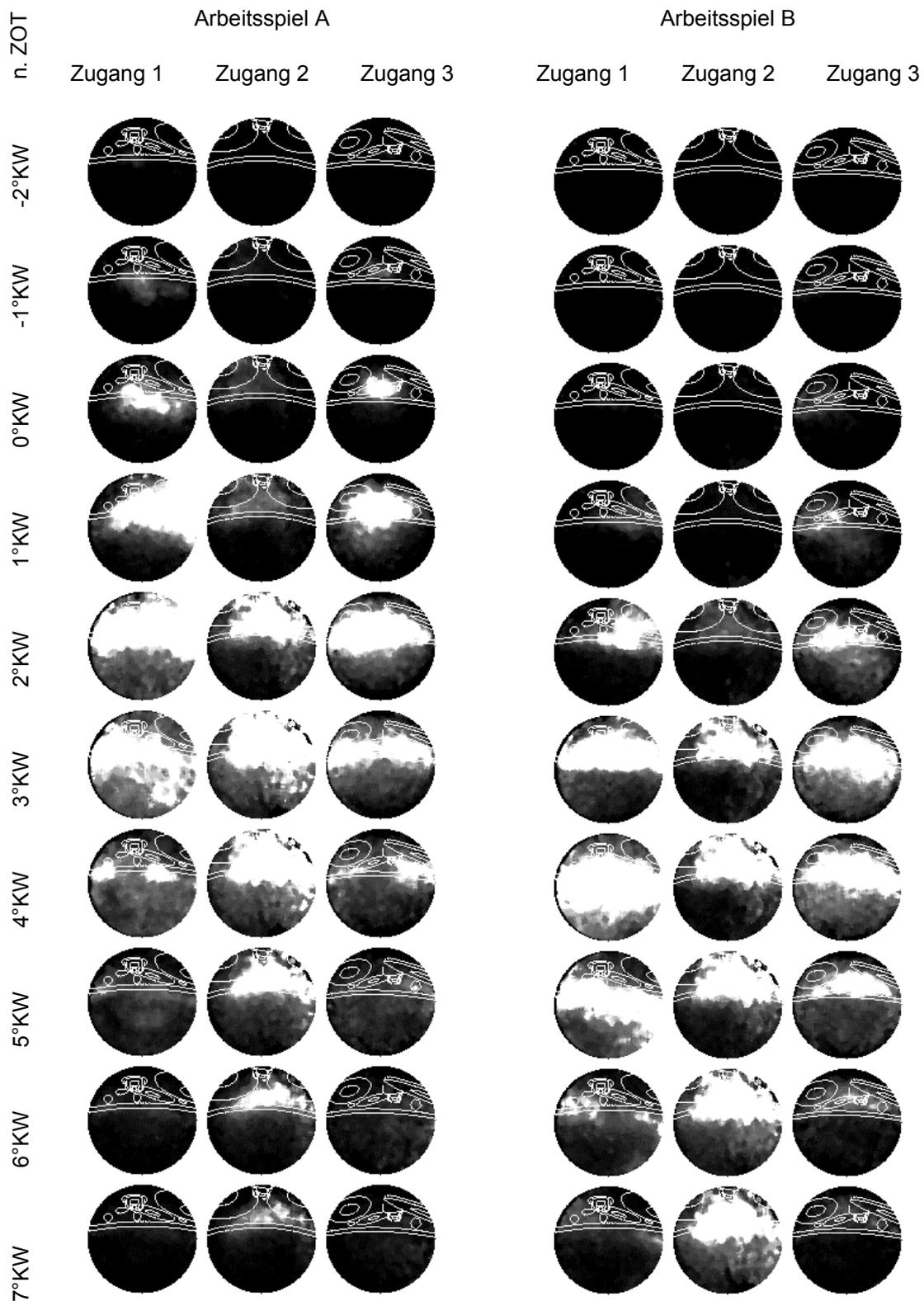


Abbildung 4-2: Visualisierung des Verbrennungsverlaufs zweier ausgewählter Arbeitsspiele, $n_{Mot}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi}=2,3 \text{ bar}$, $EB=380^\circ\text{KW v. ZOT}$.

Für Arbeitsspiel B kann ebenfalls der Beginn der Verbrennung einem zentralen Brennraumbereich zugeordnet werden. Jedoch ist hierbei zunächst eine ausgeprägte Verlagerung der Verbrennung in Richtung der Einlassventile festzustellen, wie aus der Aufnahme 1°KW n. ZOT über Zugang 1 und 3 abgeleitet werden kann. Anschließend erfolgt eine Verlagerung der Verbrennung in Richtung der Auslassventile.

Aufgrund einer Ungleichmäßigkeit des lokalen thermodynamischen Zustands im Brennraum wird in bestimmten Bereichen, zeitlich vorverlagert die Selbstzündung erreicht (bevorzugte Zündherde). Ausgehend von diesen Zündherden kann eine Reaktionsfront beobachtet werden, so dass in zeitlich enger Abfolge alle Brennraumbereiche zur Zündung gelangen. Die hohe Ausbreitungsgeschwindigkeit dieser Reaktionsfront kann nicht mit der Modellvorstellung der Flammenfrontverbrennung erklärt werden. Der Reaktionsfortschritt wird vielmehr als fortlaufender Selbstzündungsprozess durch den Brennraum erreicht (sequenzielle Selbstzündung).

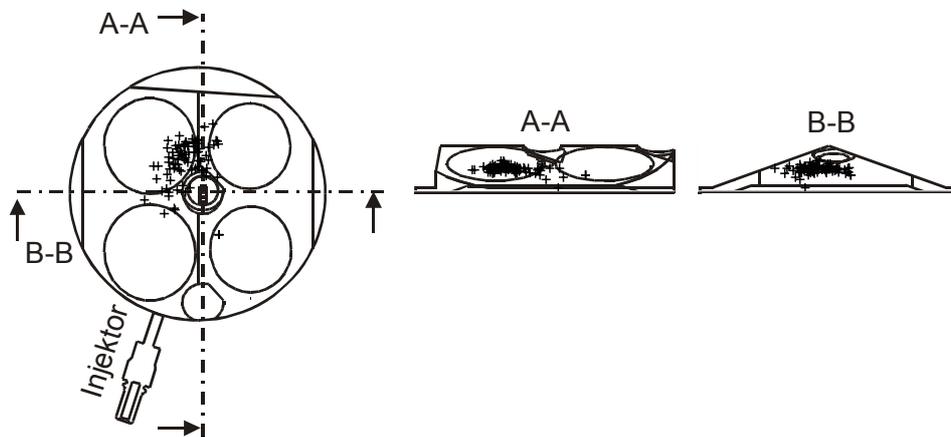


Abbildung 4-3: Position bevorzugter Zündherde im Brennraum einer exemplarischen Messreihe, $n_{\text{Mot}}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi}}=2,3 \text{ bar}$, $EB=380^\circ\text{KW v. ZOT}$.



Abbildung 4-4: Mittels CFD-Simulation berechneter Zündherd, $n_{\text{Mot}}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi}}=2,3 \text{ bar}$, $EB=380^\circ\text{KW v. ZOT}$.

Durch die Implementierung eines stereoskopischen Kopplungsalgorithmus ist es möglich, aus den Verbrennungsaufnahmen die Position der Zündherde zyklusaufgelöst, dreidimensional zu bestimmen. Berücksichtigt werden muss jedoch, dass nur die Zündherde erfasst werden können, die mindestens von zwei Endoskopen

zeitgleich eindeutig identifiziert werden können. Zündherde in Randbereichen können daher nur über ein Ausschlussverfahren zugeordnet werden. Ebenfalls muss berücksichtigt werden, dass die räumliche Zuordnung nur für kompakte, räumlich abgegrenzte, einzelne Zündherde realisiert werden kann. Vereinzelt ist jedoch festzustellen, dass die Verbrennung in relativ großen Bereichen beginnt, beziehungsweise mehrere Zündherde existieren. Für diese Arbeitsspiele ist keine eindeutige Rekonstruktion der Zündherde möglich. Abbildung 4-3 veranschaulicht die Position der bevorzugten Zündherde. Es konnten 90 Zündherde einer Messreihe mit 140 Arbeitsspielen rekonstruiert werden.

Die Verteilung der berechneten Zündherde zeigt sowohl eine leichte Verlagerung in Richtung Einlassseite als auch in Richtung Zugang 1, ist jedoch einem zentralen Brennraumbereich zuzuordnen. Die Verteilung der Zündherde aus der Messreihe zeigt dabei eine beeindruckende Übereinstimmung mit dem aus der CFD-Simulation berechneten Zündherd (Abbildung 4-4). Durch das dreidimensionale Visualisierungssystem und die CFD-Simulation können wichtige Informationen zum räumlichen und zeitlichen Ablauf der motorischen Selbstzündung erhalten werden.

5 Einfluss der Zündfunkenunterstützung

Im folgenden Kapitel wird der Einfluss der Fremdzündung auf den Ablauf der homogen kompressionsgezündeten Verbrennung untersucht. Kaufmann berichtet [5] von einer Beeinflussung des Verbrennungsschwerpunkts durch die Zündfunkenunterstützung an einem Viertaktmotor mit kontrollierter Selbstzündung. Durch den zündfunkengestützten Selbstzündbetrieb kann demnach sowohl eine Frühverlagerung des Verbrennungsschwerpunkts als auch eine Ausdehnung des Betriebsbereichs erreicht werden. Auch Hyvönen [4] beschäftigte sich mit dem Einfluss des Zündfunkens auf die kontrollierte Selbstzündung. An einem 5-Zylindermotor mit äußerer Gemischbildung und konstanten Steuerzeiten konnte eine Abhängigkeit zwischen der Gemischzusammensetzung und dem Einfluss der Fremdzündung herausgearbeitet werden. In wie fern ein der Selbstzündung vorgelagerter Zündfunke den Selbstzündungsprozess beeinflussen kann, soll durch motorische Untersuchungen festgestellt werden.

Der Restgasanteil übernimmt die Aufgabe sowohl die Verdichtungsendtemperaturen anzuheben als auch unkontrolliert klopfende Verbrennungen zu verhindern. Aufgrund der hohen Restgasanteile, bei niedrigen Lastpunkten, wird die Ausbildung einer Flammenfront ausgehend von der Zündkerze beim Betrieb mit Zündfunkenunterstützung verhindert. Es muss daher davon ausgegangen werden, dass in Betriebspunkten mit hoher Abgasrückhalteraten kein Einfluss durch eine Fremdzündung genommen werden kann. Andererseits ist ein Einfluss in Betriebspunkten mit niedrigen Abgasrückhalteraten durchaus denkbar. In wie fern sich dabei ein Mischbetrieb zwischen Flammenfrontverbrennung und Selbstzündung einstellt, soll in den folgenden Untersuchungen aufgezeigt werden.

Versuchsprogramm

Zur systematischen Untersuchung der Zündfunkenunterstützung wurde ein Betriebspunkt mit relativ hohem Restgasanteil ($p_{mi}=2$ bar) und ein Betriebspunkt mit relativ niedrigem Restgasanteil ($p_{mi}=3$ bar) betrachtet. Die Versuchsreihen wurden bei einer Motordrehzahl von $n_{mot}=2000$ min⁻¹ durchgeführt.

In Voruntersuchungen konnte festgestellt werden, dass durch die Fremdzündung in Betriebspunkten mit niedriger Betriebsstabilität trotz hoher Abgasrückhalteraten ein Einfluss der Zündfunkenunterstützung vorhanden ist. Während beim Betrieb ohne Zündfunkenunterstützung ein Arbeitsspiel ohne Verbrennung zum Ausgehen des Motors führt, kann beim Motorbetrieb mit aktivierter Zündkerze im Arbeitsspiel nach dem „Aussetzer“ die Verbrennung durch den Zündfunken erneut in Gang gebracht werden. Dieser Vorgang übernimmt besonders im Instationärbetrieb, sowie beim Betriebsartenwechsel eine wichtige Rolle. Die folgenden Untersuchungen beschränken sich jedoch auf stationäre Betriebspunkte mit ausreichender Betriebsstabilität ohne aussetzende Verbrennungen.

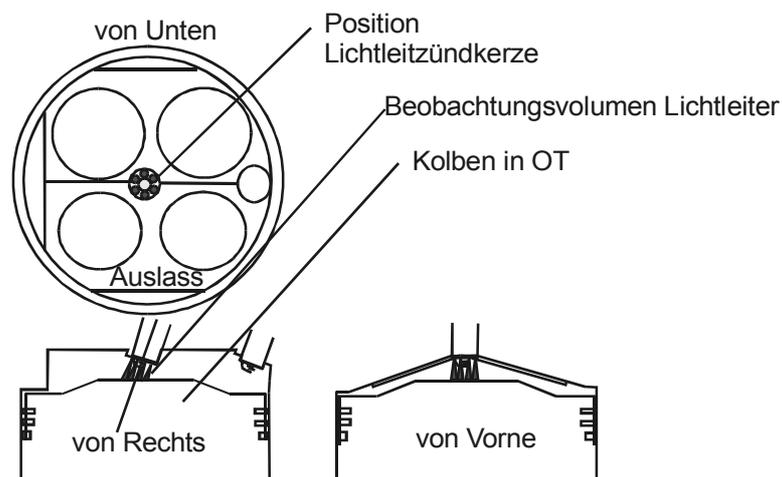


Abbildung 5-1: Adaption der Lichtleiterzündkerze am Versuchsträger.

Durch den Einsatz der Verbrennungsvisualisierung sollte untersucht werden, in wie weit eine Gemischentflammung vor der eigentlichen Selbstzündung im Bereich der aktivierten Zündkerze erfolgt. Hierzu wurde eine Lichtleiterzündkerze in der zentralen Zündkerzenbohrung eingesetzt. Dadurch kann die Strahlungsintensität in unmittelbarer Nähe der Zündkerze erfasst werden. In Abbildung 5-1 ist die Position der Lichtleiterzündkerze im Brennraum dargestellt. Die Spannungssignale der einzelnen Photomultiplier wurden über 280 Arbeitsspiele gemittelt und die Signalverläufe anhand ihrer Maximalwerte normiert. Dadurch ergibt sich die gemittelte normierte Photomultiplier-Spannung (PMS_{Norm}). Durch die Adaption des dreidimensionalen Verbrennungsvisualisierungssystems konnte der Entflammungsvorgang im gesamten Brennraum erfasst werden.

5.1 Selbstzündung bei hohem Restgasanteil

Stellvertretend für einen Betriebspunkt mit hohem Restgasanteil wird im Folgenden der Lastpunkt $p_{mi}=2$ bar mit einem Luft-Kraftstoffverhältnis von $\lambda=1,0$ betrachtet. Der Restgasanteil dieses Betriebspunkts liegt bei ca. $X_{RG}=70\%$. In Abbildung 5-2 ist der Verlauf der gemittelten normierten Photomultiplierspannung (PMS_{Norm}) aufgetragen. Sie entspricht der Strahlungsintensität die an einer ausgewählten Messstelle der Lichtleiterzündkerze erfasst wurde. Dabei ist dem Motorbetrieb ohne Zündfunkenunterstützung, der Betrieb mit einem Zündzeitpunkt ZZP= $45^\circ KW$, $35^\circ KW$, $25^\circ KW$, $15^\circ KW$ und $5^\circ KW$ v. ZOT gegenübergestellt. Wenige $^\circ KW$ nach dem Zündzeitpunkt kann im Verlauf der Photomultiplierspannung das Signal des Zündfunken identifiziert werden. Der Zündfunke zeichnet sich zunächst durch eine kurze, steile Signalspitze aus, die auf die Durchbruchphase der elektrischen Entladung zwischen der Funkenstrecke zurückgeführt werden kann. Die anschließende Bogen- und Glimmphase führt zu einem stetig fallenden Signalplateau. Die Zündzeitpunktverlagerung nach spät führt zu einem Anstieg dieses Signals, der auf den zunehmenden Zylinderinnendruck zurückzuführen ist.

Trotz der unterschiedlichen Zündfunkenunterstützung setzt der Zeitpunkt der eigentlichen Selbstzündung nahezu zeitgleich ein. Selbst in direkter Nähe zur Zündkerze kann kein nennenswerter Unterschied zwischen dem Entflammungsverhalten mit Zündfunkenunterstützung und ohne Zündfunkenunterstützung festgestellt werden.

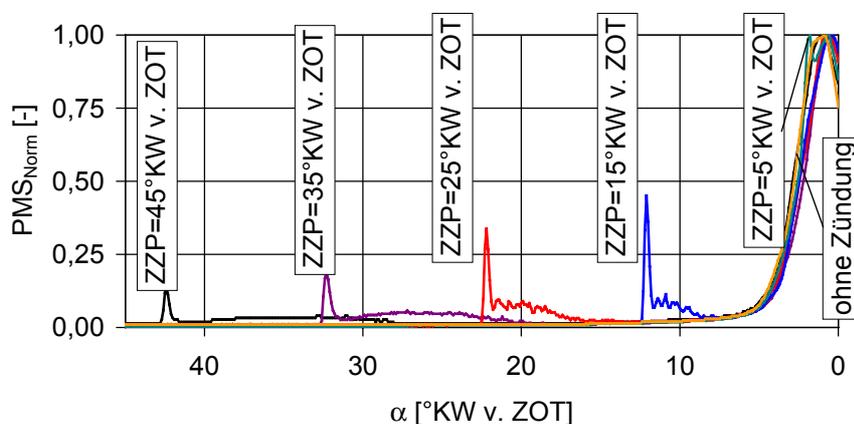


Abbildung 5-2: Verlauf der normierten Photomultiplierspannung PMS_{Norm} eines Lichtleiters im Bereich der Zündkerze für die Zündzeitpunkte ZZP= $45^\circ KW$, $35^\circ KW$, $25^\circ KW$, $15^\circ KW$ und $5^\circ KW$ v. ZOT sowie ohne Zündfunkenunterstützung.

Um den Verbrennungsablauf im gesamten Brennraum sichtbar zu machen, wurde die dreidimensionale Verbrennungsvisualisierung eingesetzt. Dadurch wird es möglich, den Prozess der Selbstzündung aus unterschiedlichen Richtungen zu betrachten. Im folgenden werden hierzu die Verbrennungsaufnahmen über Zugang 1 und 3 diskutiert, da von diesen Zugängen der Bereich der Zündkerze besonders gut

erfasst wird. Abbildung 5-3 zeigt die Aufnahmen der Verbrennung eines ausgewählten Arbeitsspieles einer Untersuchungsreihe mit einem Zündzeitpunkt von 45°KW v. ZOT.

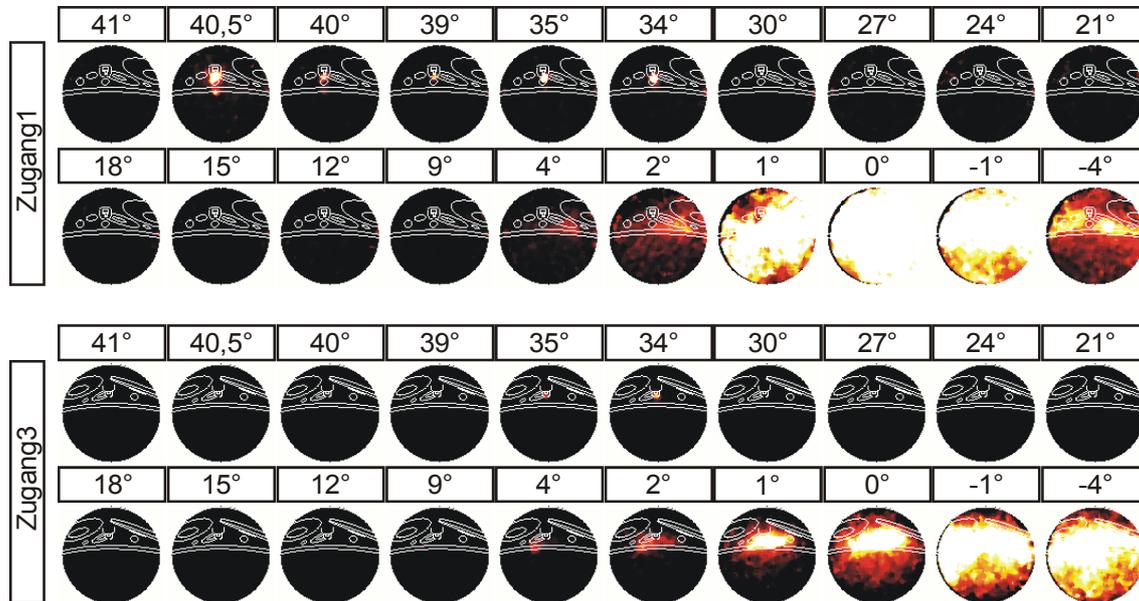


Abbildung 5-3: Lastpunkt ohne Zündfunkteneinfluss, ZZP= 45°KW v. ZOT.

Zum Aufnahmezeitpunkt $40,5^\circ\text{KW}$ v. ZOT ist der Zündfunken deutlich über Zugang 1 zu erkennen. Die Einblicknahme auf den Zündfunken wird über Zugang 3 erschwert, da das Zündplasma von den Elektroden zeitweise verdeckt wird. Für beide Zugänge kann für den weiteren Verlauf festgestellt werden, dass vom Bereich der Zündkerze zwischen 30°KW und 5°KW v. ZOT keine Strahlung erfasst werden kann. Die Gemischumsetzung setzt ca. 4°KW v. ZOT ein. Für beide Zugänge kann 4°KW v. ZOT ein Zündherd identifiziert werden. Während über Zugang 3 der Bereich der Selbstzündung 2°KW v. ZOT auf einen zentralen Bildbereich beschränkt bleibt, zeigt die zugehörige Aufnahme über Zugang 1 eine Strahlung im gesamten Beobachtungsbereich. Unter Berücksichtigung der optischen Abbildung der beiden eingesetzten Kamerasysteme kann geschlussfolgert werden, dass beide Visualisierungssysteme den gleichen Zündherd erfassen. Die großflächige Ausleuchtung der Aufnahme über Zugang 1 ist auf einen geringen Abstand des Zündherds zu diesem Zugang zurückzuführen. Die dreidimensionale Rekonstruktion des Zündherds ergibt eine Zündherdposition in einem Abstand zur Zündkerze nahe an Zugang 1. Über beide Zugänge kann nach der Ausbildung des Zündherds eine sehr schnelle Ausbreitung der Selbstzündung festgestellt werden.

Die zyklusaufgelöste Analyse des Betriebspunktes mit der Zündpunktmethod zeigt auch für alle weiteren Arbeitsspiele dieser Messreihe keine Beeinflussung der Zündherde durch die Zündfunkenunterstützung. So ist in Abbildung 5-4 die Zündherdverteilung für weitere Arbeitsspiele dieses Betriebspunktes abgebildet. Wie die Abbildung zeigt befinden sich die bevorzugten Zündherde nicht an der Zündkerze.

Die Ergebnisse konnten für Betriebspunkte mit unterschiedlichen Zündzeitpunkten (ZZP=35°KW bis 5°KW v. ZOT) bestätigt werden.

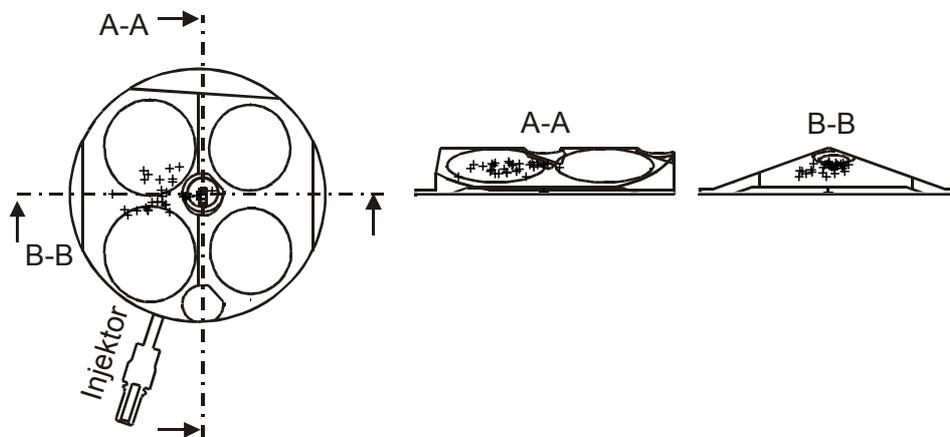


Abbildung 5-4: Zündherdverteilung nach der Zündpunktmethode, ZZP=45°KW v. ZOT.

Für den untersuchten Betriebspunkt kann gefolgert werden, dass der Energieeintrag durch die Zündkerze keine Verlagerung der Zündherde bzw. keine Veränderung des Verbrennungsablaufs bewirkt. Jedoch kann daraus keine Allgemeingültigkeit dieser Aussage für das untersuchte Brennverfahren abgeleitet werden. Vielmehr scheint es, dass der Energieeintrag des Zündfunken in diesem Lastpunkt zu gering ist, um lokal an der Zündkerze den Zündfortschritt soweit zu beschleunigen, dass an dieser Stelle schlussendlich die Selbstzündung einsetzt bzw. die Lage der bevorzugten Zündherde an die Zündkerze verlagert werden.

5.2 Zündfunkeninduzierte Selbstzündung

Durch eine Spätverlagerung der Auslassphasenlage kann ein Rückgang des Restgasanteils realisiert werden, die bei gleichbleibendem Luft-Kraftstoffverhältnis zu einer Lastanhebung führt. Aufgrund der eingesetzten Mini-Hub-Nocken wird die Zündgrenze bei der Last $p_{mi}=2,7$ bar erreicht. Die Zündfunkenunterstützung ermöglicht eine Ausweitung dieser Zündgrenze und damit einen stabilen Betrieb im Lastpunkt $n_{Mot}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi}=3$ bar. Der Restgasanteil bei stöchiometrischer Gemischzusammensetzung ($\lambda=1,0$) beträgt ca. 55%. Abbildung 5-5 zeigt den Massenumsatz bei Variation des Zündzeitpunkts. Ein Motorbetrieb mit einem Zündzeitpunkt nach ZZP=27°KW v. ZOT konnte nicht dargestellt werden. Es ist dabei deutlich zu erkennen, dass durch Frühverlagerung des Zündfunken eine Frühverlagerung der Verbrennung möglich ist.

Der Wirkmechanismus zwischen Zündfunkenunterstützung und Frühverlagerung der Verbrennung ist zunächst jedoch unklar. Wird der Verlauf der normierten Photomultiplier-Spannung betrachtet (Abbildung 5-5), so zeigt sich deutlich eine durch den Zündfunken vorgelagerte Kraftstoffumsetzung im Bereich der Zündkerze. Während im untersuchten Lastpunkt $p_{mi}=2$ bar aus Abbildung 5-2 der Signalverlauf

nach der Zündung wieder auf das ursprüngliche Ausgangsniveau zurückkehrt, zeigen die Signalverläufe aus Abbildung 5-5 einen kontinuierlichen Signalanstieg in Folge der Zündfunkenunterstützung. Ob es sich dabei um eine Verlagerung bevorzugter Zündherde an die Zündkerze handelt oder ob es zu einer Mischverbrennung aus Flammenfrontverbrennung und homogener Selbstzündung kommt, soll durch die Erfassung des Reaktionsfortschritts im Brennraum geklärt werden.

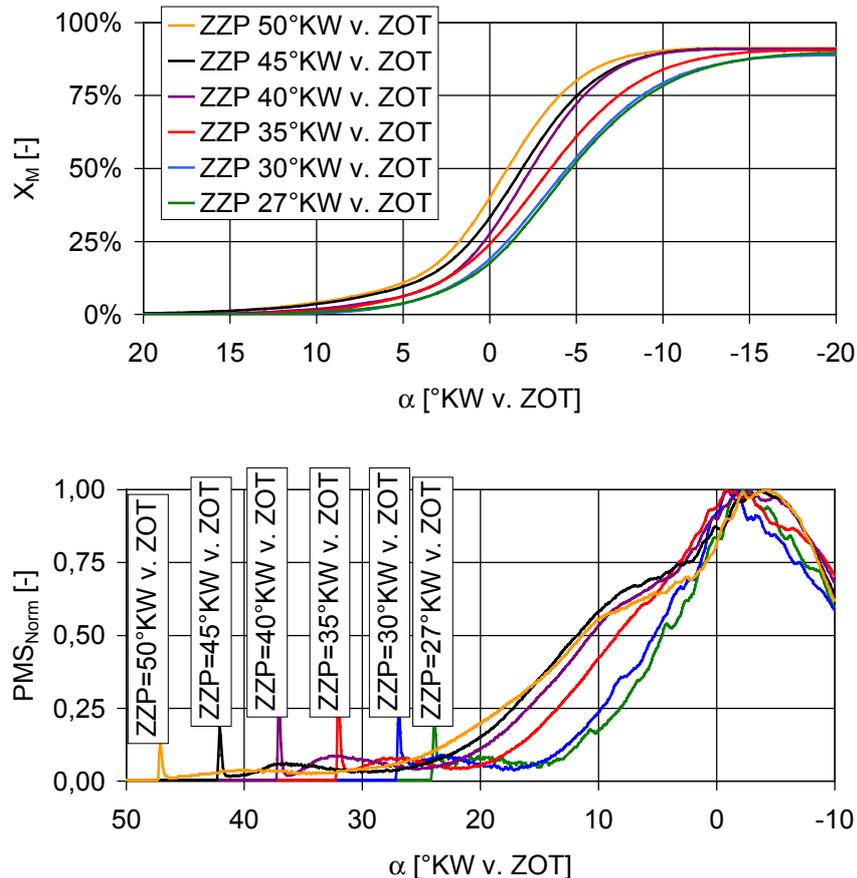


Abbildung 5-5: Massenumsatz (X_M) und Verlauf der normierten Photomultiplier-Spannung PMS_{Norm} eines Lichtleiters im Bereich der Zündkerze bei Variation des Zündzeitpunkts ZZP=50°KW, 45°KW, 40°KW, 35°KW, 30°KW, und 27°KW v. ZOT.

Abbildung 5-6 zeigt für ein ausgewähltes Arbeitsspiel Aufnahmen der Entflammung an der Zündkerze aus zwei verschiedenen Ansichten für einen Betriebspunkt mit einem Zündzeitpunkt ZZP=45°KW v. ZOT. Der Zündfunken wird 40,5°KW v. ZOT sowohl über Zugang 1 als auch über Zugang 3 detektiert. Aufgrund der eingestellten Spannung an den Photomultiplierkameras wird die Bogen- und die Glimmphase der elektrischen Funkenzündung nicht erfasst. Für die Aufnahmen aus Zugang 1 und 3 kann ab 24°KW v. ZOT eine Reaktion an der Zündkerze beobachtet werden. Wird die Lage der Zündherde aller Arbeitsspiele dieser Versuchsreihe bestimmt, so zeigt sich, dass die Schwerpunkte der entflammten Brennraumbereiche für alle Arbeitsspiele in direkter Nähe zur Zündkerze positioniert sind.

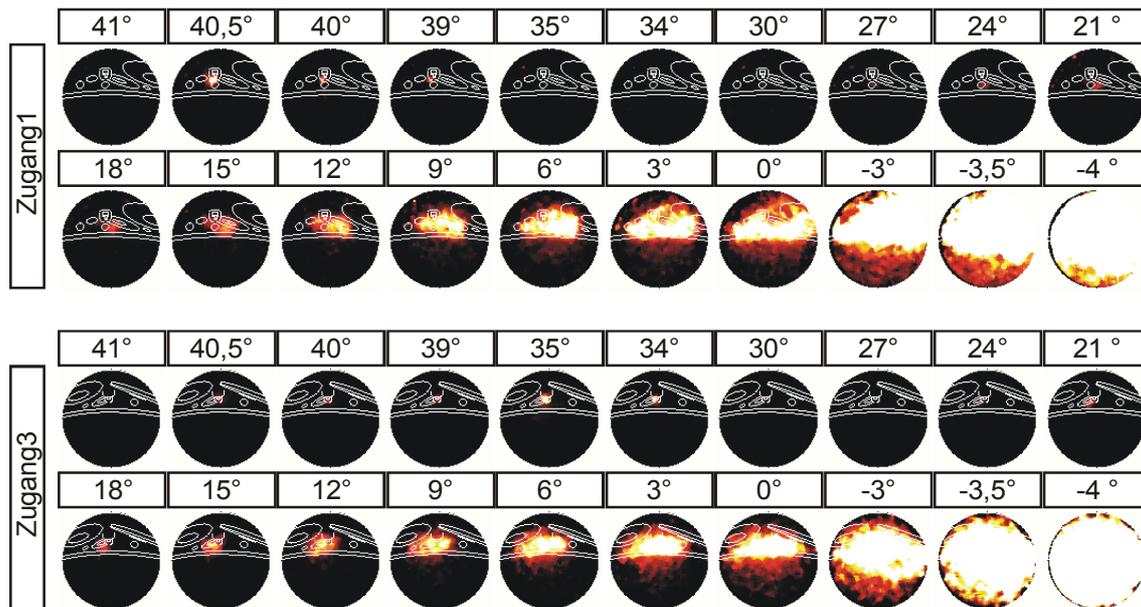


Abbildung 5-6: Ausgewähltes Arbeitsspiel $p_{mi}=3$ bar, ZZP=45°KW v. ZOT.

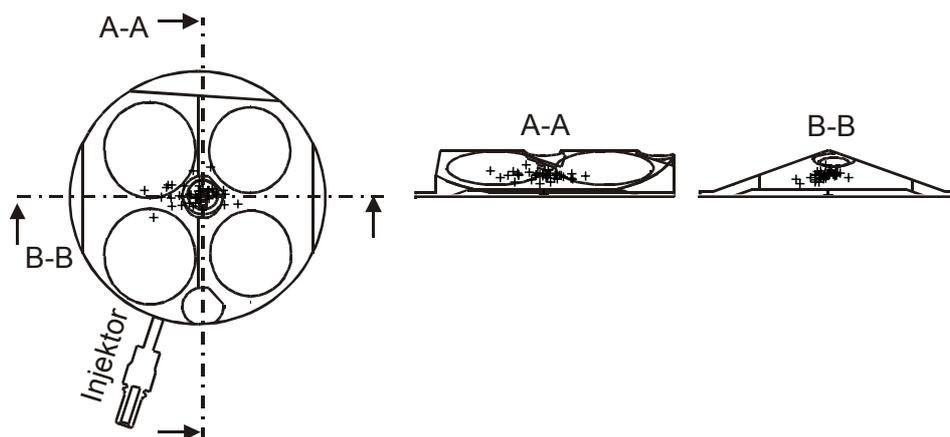


Abbildung 5-7: Zündherdverteilung, $p_{mi}=3$ bar, ZZP=45°KW v. ZOT.

Zwischen 24°KW und 0°KW v. ZOT kommt es von der Zündkerze ausgehend zu einer sphärisch wachsenden Reaktionsfront. Für das ausgewählte Arbeitsspiel im Lastpunkt ohne Zündfunkenunterstützung ($p_{mi}=2$ bar, Abbildung 5-3) und das ausgewählte Arbeitsspiel im Lastpunkt mit Zündfunkenunterstützung ($p_{mi}=3$ bar, Abbildung 5-6) wurden die Ausbreitungsgeschwindigkeiten der Reaktionsfronten (v_{Front}) rekonstruiert (siehe Abbildung 5-8). Für den Betriebspunkt $p_{mi}=3$ bar nimmt diese zwischen 20°KW und 0°KW v. ZOT von 3 m/s auf 15 m/s zu. Diese kontinuierliche Zunahme endet mit einer schlagartigen Gemischumsetzung der von der Reaktionsfront noch nicht erfassten Zylinderladung kurz nach ZOT. Für den Betriebspunkt $p_{mi}=2$ bar kann erst 4°KW v. ZOT eine Reaktionsfront beobachtet werden, deren Ausbreitungsgeschwindigkeit deutlich höher ist.

Die Brennverläufe aus Abbildung 5-8 mit und ohne Zündfunkeneinfluss verdeutlichen diesen Zusammenhang. So zeigt der Brennverlauf für das Arbeitsspiel im Lastpunkt $p_{mi}=3$ bar eine stetig ansteigende Wärmefreisetzungsrate im Bereich niedriger

Ausbreitungsgeschwindigkeiten der Reaktionsfront bis ZOT. Kurz nach ZOT ist die schlagartige Gemischumsetzung, die aus den Verbrennungsaufnahmen hervorgeht, auch in einem deutlichen Anstieg der Wärmefreisetzungsrate erkennbar. Der Anteil des Kraftstoffumsatzes vor ZOT nimmt nur ca. 20% des Gesamtmassenumsatzes ein, wodurch verdeutlicht wird, dass der Betriebspunkt $p_{mi}=3$ bar immer noch die Charakteristik der kompressionsgezündeten Verbrennung aufweist. So wird nach ZOT 80% der Gesamtmasse innerhalb von 10°KW umgesetzt. Die Wärmefreisetzungsrate im Betriebspunkt $p_{mi}=2$ bar ist aufgrund der geringeren Last deutlich niedriger. Der Anstieg der Wärmefreisetzungsrate erfolgt jedoch ähnlich unvermittelt wie der Anstieg der Ausbreitungsgeschwindigkeit der Reaktionsfront. Die längere Brenndauer im Lastpunkt $p_{mi}=2$ bar ist auf den geringeren Lastpunkt zurückzuführen.

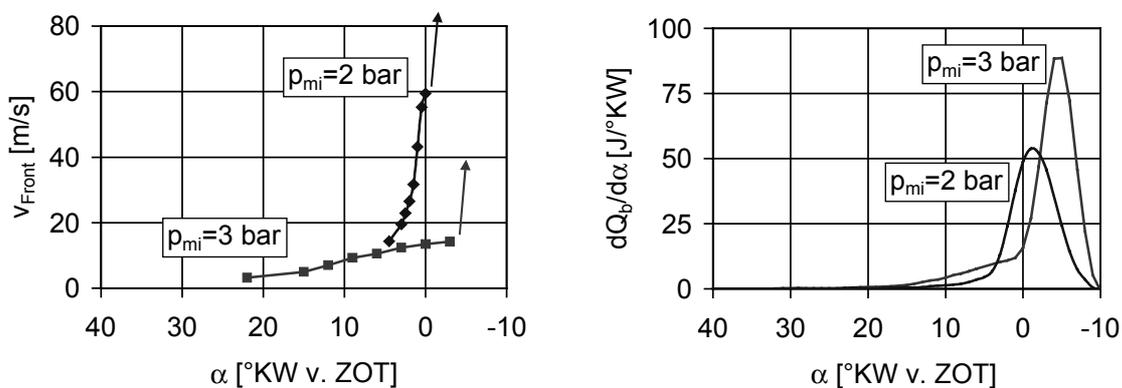


Abbildung 5-8: Geschwindigkeit der Reaktionsfront (v_{Front}) und Brennverlauf ($dQ_b/d\alpha$) exemplarischer Einzelarbeitsspiele bei Zündfunkeninduzierter Selbstzündung ($p_{mi}=3$ bar) und homogener Selbstzündung ($p_{mi}=2$ bar).

Die Untersuchungen führen zu der Schlussfolgerung, dass im Betriebspunkt $p_{mi}=3$ bar erst durch die lokale Flammenfrontverbrennung an der Zündkerze und den damit verbundenen Wärmeeintrag die Selbstzündungsbedingungen sozusagen durch den Zündfunken induziert werden (zündfunkeninduzierte Selbstzündung).

Die durch die Photomultiplikatorkamera erfasste Reaktionsfront deutet auf eine Überlagerung zwischen Flammenfrontverbrennung und sequenzieller Selbstzündung hin. Der Fremdzündung folgt an der Zündkerze zunächst eine sich sehr langsam ausbreitende Flammenfrontverbrennung, die sich im weiteren Verlauf zunehmend steigert, bis es zu einer schlagartigen Gemischumsetzung kommt und die erreichte Ausbreitungsgeschwindigkeit auf eine sequenzielle Selbstzündung schließen lässt.

Die Ergebnisse zeigen, dass durch die Rücknahme des Restgasanteils eine Flammenfrontverbrennung im Bereich der Zündkerze realisiert werden kann. Auch in den Untersuchungen von Persson [11] konnte dieser Vorgang nachgewiesen werden. Für die Weiterentwicklung des Brennverfahrens ist der zündfunkengestützte Selbstzündbetrieb von großen Interesse, da eine Kennfeldausdehnung zu hohen Lasten möglich wird. In den folgenden Untersuchungen werden jedoch nur Betriebs-

punkte ohne Zündfunkenunterstützung betrachtet. Die Zündkerze wurde daher in allen Messreihen nach Einstellen der Betriebspunkte deaktiviert.

6 Einfluss des Einspritzbeginns auf den Ablauf der Selbstzündung

Wie theoretische Voruntersuchungen mittels dreidimensionalen CFD-Simulationsreihen zeigen, kann über die Restgas- und Temperaturverteilung direkt Einfluss auf den Verlauf der Selbstzündung genommen werden. Zur Realisierung eines deutlichen Temperaturgradienten durch eine gezielte Restgasschichtung im Brennraum, werden jedoch aufwendige Luftführungseinrichtungen notwendig, die einen erhöhten konstruktiven Aufwand bedeuten und im Hinblick auf den Volllastbetrieb zu einem Füllungs-nachteile führen. Eine relativ einfache Möglichkeit zur Beeinflussung der Gemischhomogenität bietet die direkte Kraftstoffeinspritzung. So kann durch die Variation der Einspritzverlaufsformung die Kraftstoffverteilung im Brennraum geändert werden. Zwar ist damit nur eine geringfügige Beeinflussung der Temperaturverteilung zum Zündzeitpunkt möglich, jedoch ist es durchaus denkbar, dass durch die Variation der Kraftstoffverteilung Einfluss auf die lokale Zündverzugszeit genommen werden kann, um dadurch eine Reduzierung der Druckgradienten zu erreichen.

Um den Einfluss des Einspritzbeginns auf die Gemischhomogenität und damit auf den Ablauf der Selbstzündung zu untersuchen, wurden im Betriebspunkt $n_{\text{Mot}}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi}}=2 \text{ bar}$ drei Zeitpunkte des Einspritzbeginns bei seitlicher Injektorlage betrachtet (EB=380°KW, 320°KW und 260°KW v. ZOT).

Tabelle 6-1, Gegenüberstellung der Betriebsdaten bei früher, mittlerer und später Einspritzung:

	EB	σ_{pmi}	λ	AS	b_i	m_{Luft}	T_{Abg}	X_M
	[°KW v. ZOT]	[%]	[-]	[°KW n. ZOT]	[g/kWh]	[kg/h]	[°C]	[%]
früh	380	2,02	1,15	288,8	293	11,93	355	98
mitte	320	2,20	1,15	284,0	280	11,30	342	97
spät	260	3,53	1,12	290,2	286	11,70	345	92

Das dreidimensionale Visualisierungssystem wurde in jedem der drei betrachteten Punkte in jeweils drei Messreihen eingesetzt. Eine Messreihe beinhaltet dabei 140 aufeinander folgende Arbeitsspiele, so dass in Summe 420 Arbeitsspiele für jeden Einspritzbeginn erfasst wurden und damit eine ausreichende statistische Basis erreicht wird. Die Gemischzusammensetzung wurde durch eine Anpassung der Steuerzeit Auslass schließt auf ein Luft-Kraftstoffverhältnis von $\lambda=1,15$ eingestellt. Anschließend wurden zur Ermittlung des Restgasanteils eindimensionale Ladungs-

wechselrechnungen durchgeführt. Für alle drei Konfigurationen ergibt die Ladungswechselrechnung einen Restgasanteil von ca. 64%. Nach Ermittlung des Restgasanteils wurde eine Druckverlaufsanalyse durchgeführt. Die Randbedingungen aus den Motorversuchen und den eindimensionalen Simulationsreihen wurden an die dreidimensionale Simulation übergeben, um den Prozess der Selbstzündung bei Variation des Einspritzbeginns analysieren zu können. Tabelle 6-1 zeigt die wichtigsten Betriebsdaten der experimentellen Untersuchungen.

In Abbildung 6-1 sind die Druckverläufe aus dem Motorversuch und der dreidimensionalen Simulation dargestellt. Qualitativ wird der Einfluss der Spätverlagerung des Einspritzbeginns sehr gut wiedergegeben. Eine Spätverlagerung des Einspritzbeginns bewirkt eine Spätverlagerung der Verbrennung und eine geringere Wärmefreisetzungsrate. Der Einspritzbeginn bei 260°KW v. ZOT führt zu einem niedrigen Umsatzgrad.

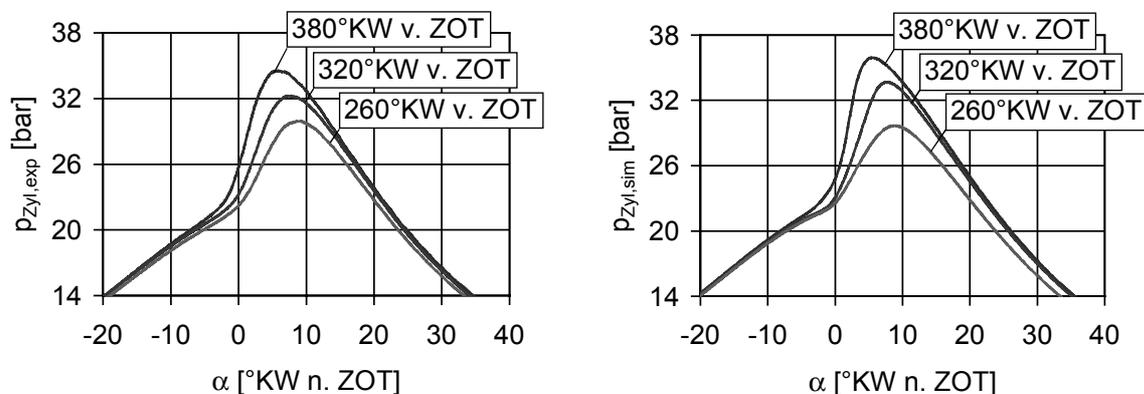


Abbildung 6-1: Druckverläufe aus Experiment ($p_{Zyl,exp}$) und Simulation ($p_{Zyl,sim}$) für den Betriebspunkt $n_{Mot}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi}=2 \text{ bar}$ bei verschiedenen Zeitpunkten des Einspritzbeginns.

Tabelle 6-2, charakteristische Größen der Verbrennung aus Simulation und Experiment:

	EB	$X_{10\%}$	$X_{10\%}$	$X_{50\%}$	$X_{50\%}$	$dp/d\alpha$	$dp/d\alpha$	HC_i	CO_i
	[°KW v. ZOT]	[°KW n. ZOT] Versuch	[°KW n. ZOT] Simulation	[°KW n. ZOT] Versuch	[°KW n. ZOT] Simulation	[bar/°KW] Versuch	[bar/°KW] Simulation	[g/kWh] Versuch	[g/kWh] Versuch
früh	380	-2,64	-1,10	1,66	2,00	2,57	3,54	4,71	6,61
mitte	320	-1,06	0,20	4,73	3,90	1,84	1,92	6,15	9,06
spät	260	-1,02	0,50	4,34	5,30	1,47	1,14	8,16	43,74

In Tabelle 6-2 sind die maximalen Druckgradienten ($dp/d\alpha_{max}$) und die 10%-, 50%-Umsatzpunkte ($X_{10\%}$, $X_{50\%}$) aus Versuch und dreidimensionaler Simulation

angegeben. Ebenfalls zeigt die Tabelle die gemessenen Kohlenwasserstoff- (HC_i) und Kohlendioxid-Emissionen (CO_i) aus dem Motorversuch. Die frühe Einspritzung führt zu einem frühen Verbrennungsschwerpunkt und dadurch bedingt zu einem etwas höheren indizierten Kraftstoffverbrauch (b_i). Der frühe Verbrennungsschwerpunkt führt zu einem hohen Umsatzgrad (X_M) und geringen Kohlenwasserstoff-Emissionen.

Die Spätverlagerung der Einspritzung von $\text{EB}=380^\circ\text{KW}$ auf 320°KW v. ZOT führt zunächst zu einer Steigerung des zugeführten Luftmassenstroms. Um das Luft-Kraftstoffverhältnis konstant zu halten, wurde die Steuerzeit Auslass schließt nach früh verschoben. Die relativ niedrige Luftmasse verbunden mit der Einspritzung $\text{EB}=320^\circ\text{KW}$ v. ZOT erklärt sich aus dem optimierten Verbrennungsschwerpunkt, der sich positiv auf den indizierten Mitteldruck auswirkt und damit eine Rücknahme der Kraftstoffmenge erlaubt. Die Betriebsstabilität ändert sich nur geringfügig von $\sigma_{\text{pmi}}=2$ auf 2,2. Durch die Spätverlagerung nehmen die Kohlenwasserstoff- und Kohlenmonoxid-Emissionen zu, während der Umsatzgrad geringfügig abnimmt. Ein ursächlicher Zusammenhang zwischen dem Einspritzbeginn und den Emissionen kann aus dem Verbrennungsschwerpunkt und dem Temperaturverlauf, aber auch aus der Gemischverteilung gefolgert werden. So führt die frühe Verbrennung zu einem höheren Temperaturniveau im Brennraum, so dass auch in Bereichen mit anfänglich niedrigeren Temperaturen die Selbstzündungsbedingungen erreicht werden. Aufgrund der frühen Einspritzung ist mit einer homogeneren Gemischbildung zu rechnen, so dass sich nur wenige kleine Bereiche mit Sauerstoffmangel bilden, die zum Anstieg der Kohlenmonoxid-Emissionen führen.

Gerade der deutliche Anstieg der Kohlenmonoxid-Emissionen bei später Einspritzung ($\text{EB}=260^\circ\text{KW}$ v. ZOT) verdeutlicht diesen Zusammenhang. So kann für die späte Einspritzung ein deutlicher Rückgang des Umsatzgrads und eine starke Zunahme der Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoff-Emissionen beobachtet werden, die auf eine unvollständige Gemischbildung zurückzuführen sind. Der Rückgang im Umsatzgrad führt dazu, dass mehr Kraftstoff eingespritzt werden muss, um den geforderten indizierten Mitteldruck zu erreichen. Um ein gleichbleibendes Luft-Kraftstoffverhältnis einzustellen, wurde die Steuerzeit Auslass schließt nach spät verlagert. Dadurch muss für die späte Einspritzung mit einem deutlich niedrigeren Temperaturverlauf gerechnet werden, wodurch die Betriebsstabilität verringert wird ($\sigma_{\text{pmi}}=3,5$). Es wird vermutet, dass der nahezu gleiche Verbrennungsschwerpunkt für die Einspritzung bei $\text{EB}=320^\circ\text{KW}$ und 260°KW v. ZOT auf die zunehmende Inhomogenität und die Ausbildung bevorzugter Zündherde zurückzuführen ist.

Wie sich die lokale Gemischzusammensetzung tatsächlich auf die Zündung, den Reaktionsfortschritt und schlussendlich auf den Entstehungsmechanismus der Kohlenwasserstoff- und der Kohlenmonoxid-Emissionen auswirkt, soll durch eine Analyse der dreidimensionalen Simulation dieser drei Fälle geklärt werden.

6.1 Gemisch und Temperaturverteilung

Die Restgas- und Kraftstoffverteilungen vor der Zündung aus der CFD-Simulation sind in Tabelle 6-3 anhand der mittleren Massenbrüche von Kohlendioxid ($w_{CO_2,m}$), und Kraftstoff ($w_{Krst,m}$) und deren Standardabweichungen (σ_{w,CO_2} , $\sigma_{w,Krst}$) aufgelistet. In Abbildung 6-2 sind die Restgas-, Kraftstoff- und Temperaturverteilung sowie das lokale Luft-Kraftstoffverhältnis für alle drei Fälle vor der Zündung in horizontalen Schnitten durch den Brennraum dargestellt. Die Unterschiede in der Restgasverteilung der drei Fälle sind gering. Bei spätem Einspritzbeginn stellt sich eine geringfügig homogenere Restgasverteilung ein. Bezüglich der Kraftstoffverteilung zeigt sich zwischen dem frühen und dem mittleren Einspritzbeginn nur ein geringer Unterschied. Die Varianz des Kraftstoffmassenbruchs ist in der Simulation mit spätem Einspritzbeginn (EB=260°KW v. ZOT) doppelt so hoch wie in den beiden Rechnungen mit früherem Einspritzbeginn (EB=380°KW und 320°KW v. ZOT).

Tabelle 6-3, Restgas- und Kraftstoffvarianz im ZOT:

	EB=380°KW v. ZOT	EB=320°KW v. ZOT	EB=260°KW v. ZOT
$w_{CO_2,m}$ [-]	0,105011	0,108992	0,101884
σ_{w,CO_2} [-]	0,00864	0,00816	0,00745
$w_{Krst,m}$ [-]	0,0235	0,0223	0,0230
$\sigma_{w,Krst}$ [-]	0,00694	0,00725	0,0159

In allen drei Fällen stellt sich eine relativ inhomogene Kraftstoffverteilung ein, die jedoch bei der Simulation mit spätem Einspritzbeginn am stärksten ausgeprägt ist. Die Kraftstoffverteilung bei frühem Einspritzbeginn zeigt im Vergleich zu der Kraftstoffverteilung bei mittlerem Einspritzbeginn größere kraftstoffreiche Bereiche unterhalb der Einlassventile und weniger Kraftstoff nahe der Brennraumwand. Das lokale Luft-Kraftstoffverhältnis ist in Abbildung 6-2 dargestellt. Wiederum unterscheidet sich der rechts im Bild dargestellte Fall mit spätem Einspritzbeginn deutlich von den beiden anderen Fällen. Es bilden sich Zonen fetten Gemischs ($\lambda \ll 1$) in der Nähe der Quetschkante und Bereiche sehr mageren Gemischs ($\lambda > 5$) auf der gegenüberliegenden Seite des Injektors. Die Temperaturverteilung im Brennraum zeigt, dass in Bereichen mit geringen Kraftstoff- und hohen Restgasanteilen die höchsten Temperaturen vorliegen. Das größte Temperaturgefälle stellt sich wiederum in dem Fall mit spätem Einspritzbeginn ein, wobei das kraftstoffreiche Gemisch an der Quetschkante deutlich geringere Temperaturen aufweist, als das Gemisch in den restlichen Brennraumbereichen. Die Simulation des frühen Einspritzbeginns unterscheidet sich von den anderen beiden Simulationen dadurch, dass kraftstoff- und restgasreiche Bereiche sich teilweise überlagern oder aneinander grenzen, wodurch im Fall der frühen Einspritzung eine insgesamt gleichmäßigere Temperaturverteilung erzielt wird und sich in den Zonen in denen viel Kraftstoff vorliegt auch relativ hohe Temperaturen ausbilden. Die Vermutung liegt

nahe, dass durch diese Anordnung der Gemischverteilung weite Bereiche aufgrund der ähnlichen Temperaturen nahezu gleichzeitig umsetzen, wodurch in einem kürzeren Zeitraum mehr Wärme freigesetzt wird, was zu höheren Druckerstiegs-
geschwindigkeiten führt.

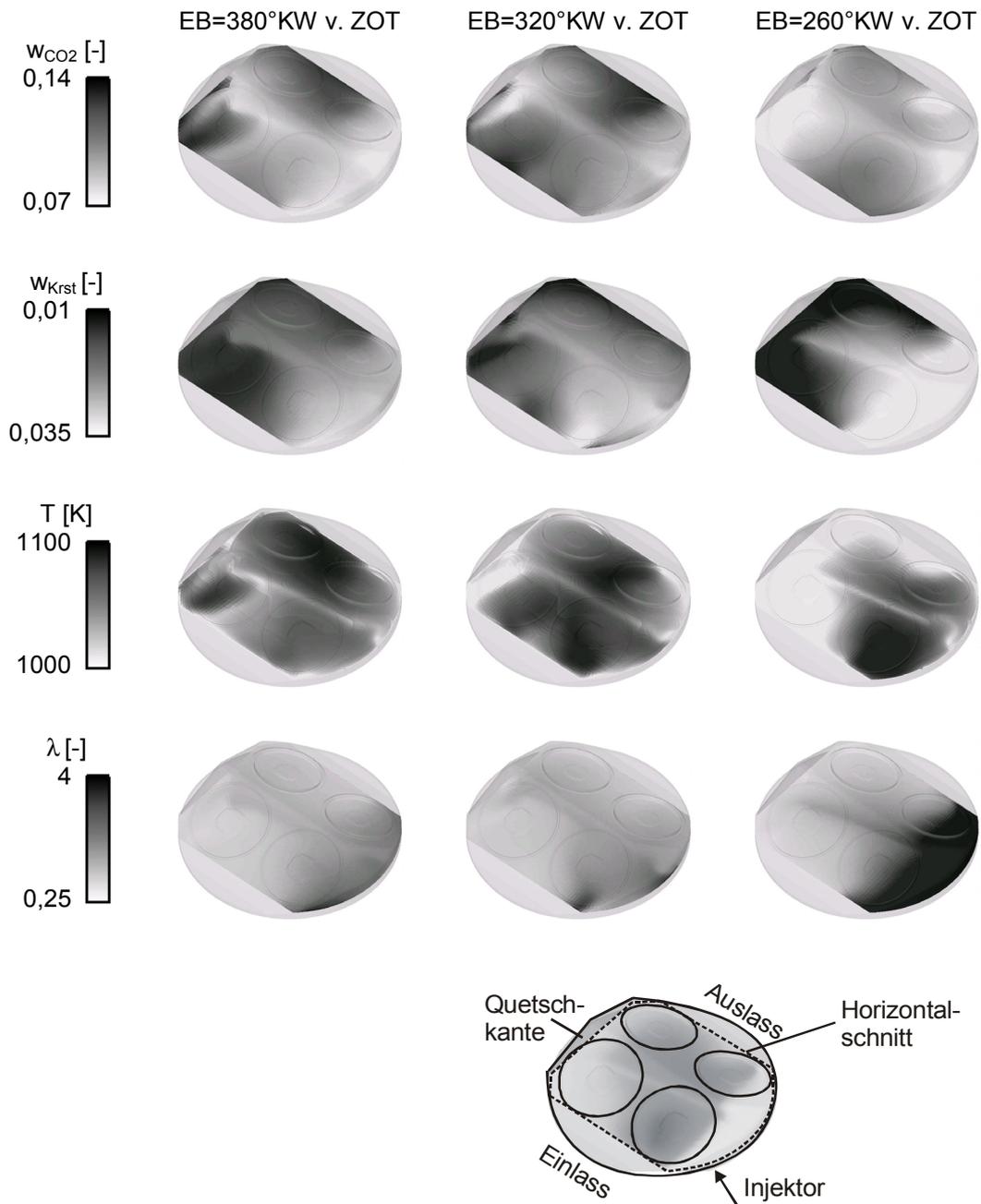


Abbildung 6-2: Restgas-, Kraftstoff-, Temperaturverteilung und lokales Luft-Kraftstoffverhältnis der Simulation des Betriebspunkts $n_{Mot}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi}=2 \text{ bar}$ bei ZOT für verschiedene Zeitpunkte des Einspritzbeginns in einem horizontalen Schnitt.

6.2 Lage der Zündherde

Die Analyse der Verbrennungsaufnahmen ergab die Zündortverteilung für die drei Messreihen aus Abbildung 6-3. Dabei konnten für die Messreihen bei früher Einspritzung 76% der Arbeitsspiele ausgewertet werden, bei mittlerer Einspritzung 68% und bei später Einspritzung 76%. Es wird eine Verlagerung der Zündherde durch die Verlagerung des Einspritzbeginns deutlich. Während bei früher Einspritzung die Position der Zündherde noch auf die gegenüberliegende Seite des Injektors verlagert ist, führt die Spätverlagerung des Einspritzbeginns zunehmend zu einer Verlagerung der Zündherdverteilung in den zentralen Brennraumbereich. Für die späte Einspritzung kann festgestellt werden, dass es zu einer symmetrischen Verteilung der Zündherde kommt.

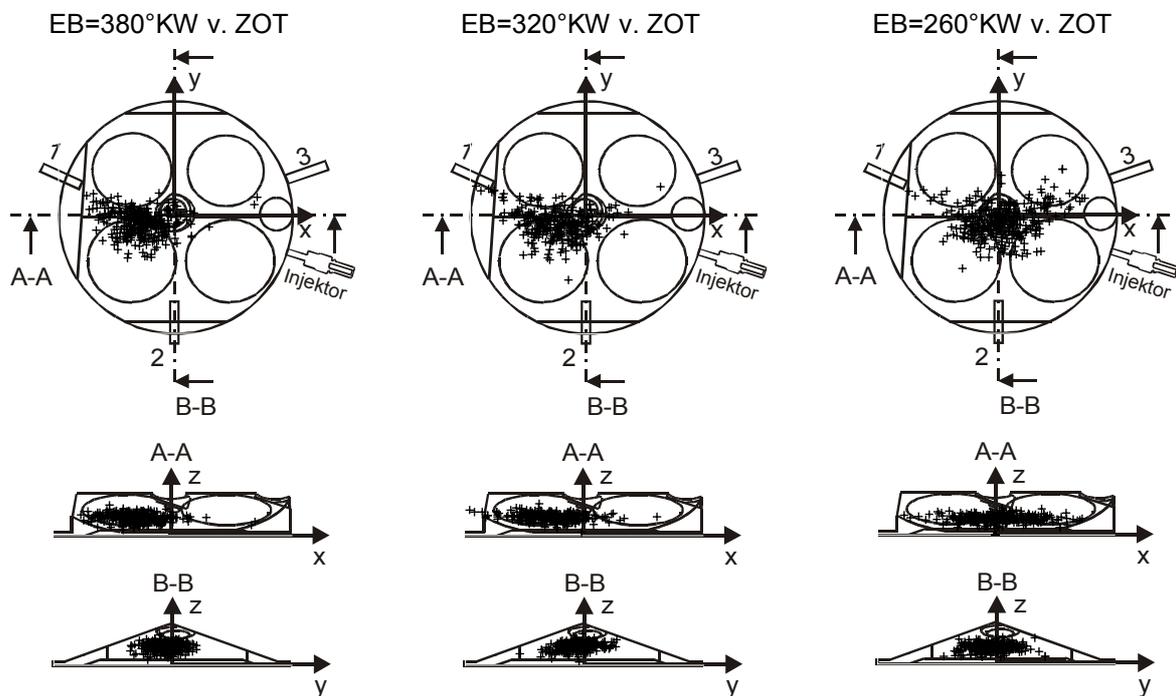


Abbildung 6-3: Zündortverteilung bei früher (EB=380°KW v. ZOT), mittlerer (EB=320°KW v. ZOT) und später (EB=260°KW v. ZOT) Einspritzung.

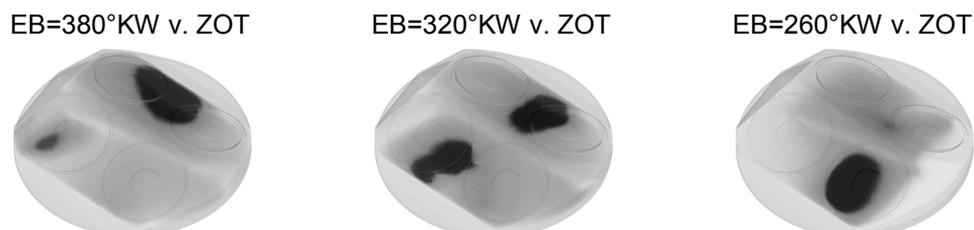


Abbildung 6-4: Verlauf der Selbstzündung, Reaktionsfortschritt, Betriebspunkt $n_{\text{Mot}}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi}}=2 \text{ bar}$, Einspritzbeginn EB=380°KW, 320°KW und 260°KW v. ZOT.

Abbildung 6-4 zeigt die Zündherde der dreidimensionalen Simulationen. Es bilden sich meist zwei Zündherde, einer unterhalb der Einlass- und einer unterhalb der Auslassventile. Die Tendenz der Zündherdverlagerung von Zugang 1 hin zu Zugang 3 ist auch in der Simulation zu erkennen. Bei frühem Einspritzbeginn bildet sich ein Zündort auf der Brennraumseite des Quetschspalts aus, bei mittlerem Einspritzbeginn liegen zwei Zündherde relativ zentral im Brennraum, bei später Einspritzung liegt der Zündort unterhalb der Einlassventile auf der dem Quetschspalt gegenüber liegenden Seite des Brennraums.

6.3 Räumlicher Ablauf der Verbrennung

Abbildung 6-5 zeigt den Reaktionsfortschritt χ der drei Simulationen mit frühem, mittlerem und spätem Einspritzbeginn in horizontalen Schnitten durch den Brennraum zu verschiedenen Zeitpunkten. Bei frühem Einspritzbeginn $EB=380^\circ\text{KW v. ZOT}$ bildet sich ein Zündherd unterhalb der Auslassventile bei 2°KW v. ZOT . Im ZOT hat sich bereits ein zweiter Zündherd unterhalb der Einlassventile gebildet. Beide Zündorte liegen in den Bereichen höchster Temperaturen und es breiten sich anschließend Reaktionsfronten in die angrenzenden kraftstoffreichen Bereiche aus (vgl. Abbildung 6-2). Weite Teile des Brennraums setzen innerhalb weniger Grad Kurbelwinkel um 4°KW n. ZOT ist die Verbrennung nahezu abgeschlossen. Die maximale Wärmefreisetzungsrate zwischen 2°KW und 3°KW n. ZOT lässt sich durch den schnellen Reaktionsfortschritt in diesem Zeitraum und damit durch die Gemischbildung und das ausgeglichene Temperaturniveau erklären. Bei mittlerem Einspritzbeginn ($EB=320^\circ\text{KW v. ZOT}$) bilden sich 1°KW n. ZOT zwei zentral gelegene Zündherde unterhalb der Einlass- und Auslassventile. Von dort aus breiten sich die Reaktionsfronten in alle Richtungen aus, wobei die Brenndauer, wie beim frühen Einspritzbeginn, nur ca. 6°KW beträgt. Allerdings breiten sich die Reaktionsfronten während der Verbrennung gleichmäßiger in Richtung der Bereiche niedrigerer Temperaturen aus.

Bei spätem Einspritzbeginn ($EB=260^\circ\text{KW v. ZOT}$) bildet sich, ein erster Zündherd 0°KW n. ZOT in dem heißen, mageren Bereich unterhalb der Einlassventile, dem Quetschspalt gegenüber liegend. 2°KW n. ZOT bildet sich eine zweite Reaktionsfront. In diesen heißen, aber sehr mageren Bereichen liegt wenig Kraftstoff vor, wodurch nur wenig Wärme freigesetzt wird. Die Reaktionsfronten breiten sich bis etwa 3°KW n. ZOT in den Bereichen hoher Temperaturen nahezu gleich schnell wie bei der Simulation mit mittlerem Einspritzbeginn aus. Anschließend läuft die Verbrennung deutlich langsamer ab als bei den anderen beiden Fällen. Das Gemisch in den fetten Bereichen in der Nähe des Quetschspalts und in den sehr mageren Bereichen an der gegenüber liegenden Brennraumwand wird auch im weiteren Verlauf der Verbrennung nicht vollständig umgesetzt.

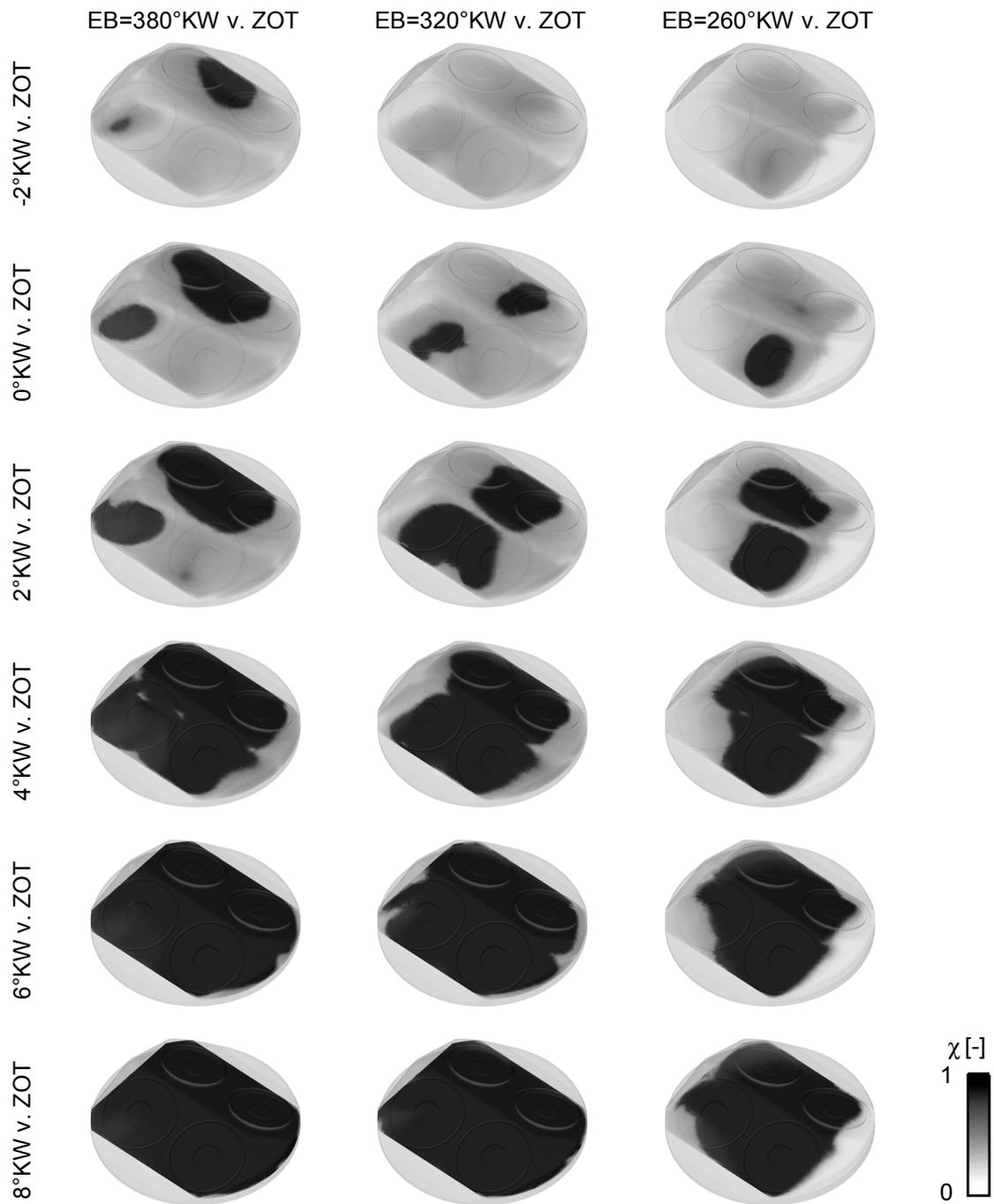


Abbildung 6-5: Reaktionsfortschritt im Betriebspunkt $n_{\text{Mot}}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi}}=2 \text{ bar}$, Einspritzbeginn EB=380°KW, 320°KW und 260°KW v. ZOT.

6.4 Räumliche Lage der Emissionsquellen

Abbildung 6-6 zeigt die Kohlenstoffmonoxid-Konzentration, die Kraftstoff-Konzentration und den Reaktionsfortschritt bei 40°KW n. ZOT. Die Simulationen mit frühem und mittlerem Einspritzbeginn weisen eine vollständige Verbrennung auf. Kohlenstoffmonoxid und Kraftstoff liegen nur noch in sehr geringen Mengen in ursprünglich sehr kraftstoffreichen Zonen und in Wandnähe vor. Bei der Simulation mit spätem Einspritzbeginn liegt dagegen aufgrund der fetteren Gemischbereiche nahe dem Quetschpalt eine deutlich höhere CO-Konzentration vor. Dem Quetschspalt gegenüber liegend befindet sich noch unverbrannter Kraftstoff. Die Reaktionen sind in diesen Bereichen nicht sehr weit fortgeschritten und werden aufgrund der zu niedrigen Temperaturen eingefroren.

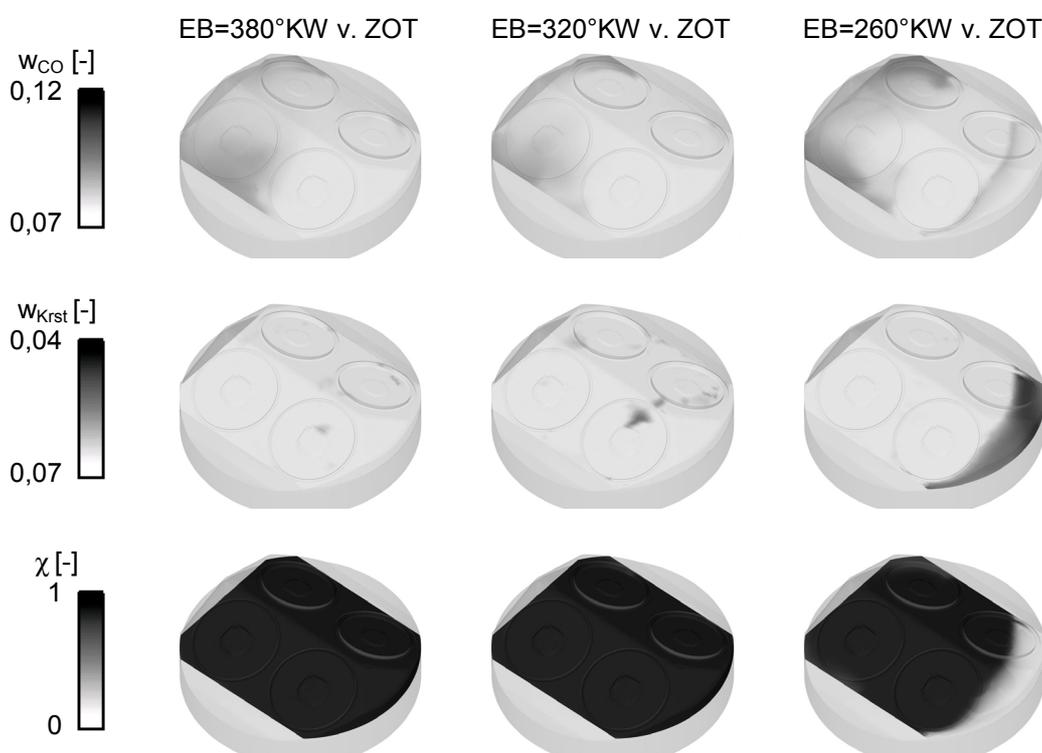


Abbildung 6-6: Kohlenmonoxid-Konzentration (w_{CO}), Kraftstoff-Konzentration (w_{Krst}) und Reaktionsfortschritt (χ) bei 40°KW n. ZOT, $n_{Mot}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi}=2 \text{ bar}$, EB=380°KW, 320°KW und 260°KW v. ZOT.

Die Simulationsreihen zur Variation des Einspritzbeginns zeigen, dass durch eine Variation der Kraftstoffverteilung eine Verlagerung der Zündherde und eine Veränderung des Verbrennungsablaufs erzielt werden kann.

So ist durch die gezielte Kraftstoffsichtung eine Steigerung der Zündstabilität, eine Verlagerung des Zündzeitpunktes und eine Reduzierung der Druckgradienten möglich. Die Ergebnisse zeigen jedoch auch die Sensitivität des Brennverfahrens gegenüber dem lokalen Luft-Kraftstoffverhältnis. So führen große Bereiche mit unterstöchiometrischer Gemischzusammensetzung aufgrund des Luftmangels zu

Kohlenmonoxid-Emissionen und Bereiche mit überstöchiometrischer Zusammensetzung zu unverbrannten Kohlenwasserstoff-Emissionen, da lokal die Zündbedingungen nicht erreicht werden. Eine zu starke Kraftstoffsichtung im Brennraum muss unter dem Gesichtspunkt der Motoremissionen vermieden werden. Der Variationsbereich der Kraftstoffverteilung ist daher eingeschränkt, da die Kraftstoffverteilung im Brennraum an die Sauerstoffverteilung gebunden ist.

Durch eine alleinige Abstimmung der Einspritzverlaufsformung kann nur bedingt Einfluss auf den Verlauf der Kraftstoffumsetzung und damit auf die Druckgradienten genommen werden. Der Ablauf der Verbrennung wird durch das Zusammenspiel von Restgasstrategie, Steuerzeiten, Zylinderinnenströmung, Einspritzung und der sich daraus ergebenden Gemischhomogenität bestimmt. Zur Betriebspunktoptimierung hinsichtlich der Druckgradienten über die Gemischhomogenität ist eine sehr genaue Abstimmung des Ladungswechsels und der Gemischbildung notwendig, so dass die Einspritzverlaufsformung dazu genutzt werden muss, die Kraftstoffverteilung im Brennraum an die sich einstellende Frischluftverteilung anzupassen. Eine große Herausforderung stellt dabei die Optimierung des Betriebsverhaltens über größere Last und Drehzahlbereiche dar.

Eine Reduzierung der Druckanstiegsgeschwindigkeit auf das Niveau der konventionellen ottomotorischen Flammenfrontverbrennung scheint jedoch unter dem Aspekt der thermischen Rückkopplung im System nicht möglich. Die Untersuchungen zeigen, dass über verschiedene Mechanismen, wie beispielsweise die Zündfunkenunterstützung oder die Ausbildung bevorzugter Zündherde die Wärmefreisetzungsrate zu Beginn reduziert werden kann. Die Untersuchungen zeigen jedoch auch, dass nach einem gewissen Wärmeeintrag in das System der lokale Reaktionsfortschritt aufgrund der steigenden Temperatur so stark beschleunigt wird, dass selbst deutliche Gemischinhomogenitäten ausgeglichen werden.

Bei der Bewertung der Druckgradienten dieses Brennverfahrens muss jedoch auch berücksichtigt werden, dass gerade die schnelle Kraftstoffumsetzung auch zu Vorteilen bezüglich des Wirkungsgrads und damit des Kraftstoffverbrauchs führt. So zeigen die Untersuchung, dass mit einer möglichst homogenen Gemischverteilung zwar die Druckgradienten steigen, jedoch bei günstiger Schwerpunktlage der Verbrennung der niedrigste Kraftstoffverbrauch bei den geringsten Motorrohmissionen erzielt werden kann.

7 Zusammenfassung

Umfangreiche Untersuchungen zahlreicher Forschungsinstitute [1], [5], [10] verdeutlichen die möglichen Potenziale eines Verbrennungskonzepts basierend auf einer kompressionsgezündeten Verbrennung. Beeindruckende Betriebsdaten in einzelnen Niedriglastpunkten mit nahezu NO_x -freier Verbrennung stehen einem deutlich eingeschränkten Betriebsbereich gegenüber.

Innerhalb des Forschungsvorhabens „Benzinselbstzündung“ wurden in einem kombinierten Vorhaben aus Motorversuch und Simulation die Prozessabläufe der kontrollierten Selbstzündung erforscht. Neben einer systematischen Untersuchung wichtiger Einflussparameter auf Zündung und Verbrennung stand die Entwicklung eines grundlegenden Verständnisses im Fokus der Arbeit. Neben umfangreichen Untersuchungen zum Einfluss der Ventilsteuerzeiten und der direkten Kraftstoffeinspritzung wurden unter anderem auch Versuchsreihen zur Zündfunkenunterstützung durchgeführt. Dadurch konnten Auslegungsgrundlagen erarbeitet werden, wodurch die Potenziale der Benzinselbstzündung in Bezug auf Emissionsabsenkung und Wirkungsgradsteigerung nutzbar gemacht werden können.

Um den Ablauf der Selbstzündung unter motorischen Bedingungen mit dem CFD-Code realistisch abbilden zu können, wurde ein reduziertes Modell zur Beschreibung der chemischen Kinetik der Selbstzündung entwickelt. Dieses Modell wird aus detaillierten chemischen Modellen abgeleitet. Dadurch wird es möglich, das motorische Betriebsverhalten anhand dreidimensionaler Simulationsreihen zu analysieren. Erstmals gelang eine dreidimensionale Erfassung der Zündherde auf Basis eines endoskopischen Visualisierungssystems. Die Ergebnisse der optischen Versuchsreihen konnten somit den Ergebnissen der CFD-Rechnung gegenübergestellt werden. Dabei konnte eine gute Übereinstimmung zwischen den experimentell ermittelten und numerisch berechneten Zündherden festgestellt werden.

Sowohl die Ergebnisse der CFD-Rechnung als auch die Ergebnisse der Verbrennungsvisualisierung zeigen, dass es bei der homogen kompressionsgezündeten Verbrennung zur Entwicklung eines Zündherds und nicht zu einer homogenen gleichzeitigen Kraftstoffumsetzung im gesamten Brennraum kommt. Vielmehr kommt es aufgrund einer ungleichmäßigen Verteilung des thermodynamischen Zustandes im Brennraum zu Orten einer räumlichen vorverlagerten Selbstzündung. Durch die gezielte Ausbildung solcher Zündherde kann direkt Einfluss auf die Betriebsstabilität genommen werden.

Von Zyklus zu Zyklus können deutliche Schwankungen in Form, Größe und räumlicher Lage dieser Zündherde festgestellt werden. Aus den experimentellen Untersuchungen kann für die Lage der Zündherde im untersuchten Betriebspunkt eine Zündortverteilung bestimmt werden. Die zyklus aufgelöste Betrachtung zeigt dabei eine räumliche Einschränkung dieser Zündherde auf einen zentralen Brennraumbereich. Die Zündherde sind weder an den heißen Auslassventilen noch an der Zündkerze positioniert, sondern befinden sich durchgängig in einem Abstand zu den Brennraumwänden.

Die Analyse der CFD-Simulationen zeigt, dass hauptverantwortlich für die Ausbildung des Zündherds weniger die Kraftstoffverteilung, sondern primär die Temperaturverteilung im Brennraum ist. So stellt sich aufgrund eines unvollständigen Mischungsprozesses zwischen zurückgehaltenem Restgas und Frischluft eine Temperaturschichtung im Brennraum ein. Die Zündherde befinden sich verstärkt in Bereichen erhöhter Temperatur.

Ausgehend von diesen Zündherden setzt sich eine sehr schnell ausbreitende Reaktionsfront in den Brennraum hinein fort, die als sequenzieller Selbstzündungsprozess verstanden werden muss, da die zugrunde liegenden Ausbreitungsgeschwindigkeiten nicht mit der Modellvorstellung der deflagrativen Verbrennung erklärt werden können. So wird auch schon aus den Untersuchungen zur Zündfunkenunterstützung deutlich, dass molekulare Transportprozesse durch Wärmeleitung und Diffusion im betrachteten Betriebspunkt aufgrund der hohen Restgasanteile eine untergeordnete Rolle spielen. Die Ausbreitungsrichtung dieser sequenziellen Selbstzündung richtet sich nach der Temperaturschichtung, die sich aus dem Mischungsvorgang Frischluft-Restgas sowie aus der Kraftstoffverdampfung ergibt. An den Brennraumwänden kann festgestellt werden, dass durch die Wandwärmeverluste die Selbstzündung zeitlich verzögert einsetzt. Besonders in engen Quetschspalten kann diese Wärmeabfuhr zu einem Rückgang des Umsatzgrads führen.

8 Danksagung

Dieser Bericht ist das wissenschaftliche Ergebnis einer Forschungsaufgabe, die von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV, Frankfurt) gestellt und am Institut für Kolbenmaschinen der Universität Karlsruhe (TH) unter der Leitung von Herrn Professor Dr.-Ing. U. Spicher und am Institut für Technische Thermodynamik der Universität Karlsruhe (TH) unter der Leitung von Herrn Professor Dr. rer. nat. U. Maas bearbeitet wurde. Die Arbeit wurde durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen e.V. (AiF), (AiF-Nr. 140 Z) finanziell gefördert. Die Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen dankt Professor Dr.-Ing. U. Spicher und Professor Dr. rer. nat. U. Maas sowie den wissenschaftlichen Bearbeitern, Dipl.-Ing. W. Sauter, Dipl.-Ing. S. Hensel und Dipl.-Ing. A. Schubert, für die Durchführung des Vorhabens sowie dem BMWi und der AiF für die finanzielle Förderung. Das Vorhaben wurde von einem Arbeitskreis der FVV unter der Leitung von Herrn Dr. Berckmüller, BMW, begleitet. Diesem Arbeitskreis gebührt unser Dank für die große Unterstützung.

9 Literatur

- [1] GÜNTNER, M.
Untersuchung der Eigenschaften und Kontrollmöglichkeiten der homogen kompressionsgezündeten Verbrennung von Ottokraftstoff, Dissertation
Universität Karlsruhe (TH), 2004.
- [2] HALSTED, M. P.; KIRSCH, L. J.; QUINN, C. P.
The Autoignition of Hydrocarbon Fuels at High Temperatures and Pressures – Fitting of a Mathematical Model
Combustion and Flame 30, 1977.

-
- [3] HAN, K.-M.; VELJI, A.; SPICHER, U.
Charakterisierung der räumlichen Flammenausbreitung in einem Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung durch den kombinierten Einsatz von licht-leiterbasierten Visualisierungssystemen und 3D-Rekonstruktionsverfahren
7. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik
Baden-Baden, 2006.
- [4] HYVÖNEN, J.; HARALDSSON, G.; JOHANSSON, B.
Operating Conditions Using Spark Assisted Combustion During Combustion Mode Transfer to SI in a Multi-Cylinder VCR-HCCI Engine
SAE Technical Paper 2005-01-0109, 2005.
- [5] Kaufmann, M.
Thermodynamische Analyse des kompressionsgezündeten Benzinmotors
Dissertation, Technische Universität, Graz, 2005.
- [6] MAAS, U.; POPE, S. B.
Implementation of Simplified Chemical Kinetics Based on Intrinsic Low-Dimensional Manifolds
Proceedings of the Combustion Institute, 1992.
- [7] MAAS, U.; POPE, S. B.
Simplifying Chemical Kinetics for Use in Reacting Flow Models: Intrinsic Low-Dimensional Manifolds in Composition Space
Proc. of the Fall Meeting of the Eastern States Section of the Combustion Institute, 1991.
- [8] MAIWALD, O.
Experimentelle Untersuchungen und mathematische Modellierung von Verbrennungsprozessen in Motoren mit homogener Selbstzündung,
Dissertation
Universität Karlsruhe (TH), 2005.
- [9] MIYOSHI, A.
KUCRS software library, 2005.
- [10] NIEBERDING, R.G.
Die Kompressionszündung magerer Gemische als motorisches Brennverfahren, Dissertation
Universität Siegen, 2001.
- [11] PERSSON, H.; HULTQVIST, A.; JOHANNSSON, B.; REMÓN, A.
Investigation of the Early Flame Development in Spark Assisted HCCI Combustion Using High Speed Chemiluminescence Imaging,
SAE Technical Paper 2007-01-0212, 2007.

- [12] SAUTER, W.; NAUWERCK, A.; HAN, K.-M.; PFEIL, J.; VELJI, A.; SPICHER, U.
High-Speed Visualisation of Combustion in Modern Gasoline Engines
Second International Conference on Optical and Laser Diagnostics (ICOLAD)
London, 2005.
- [13] SAUTER, W.; HENSEL, H.; SPICHER, U.; SCHUBERT, A.; MAAS, U.
Untersuchung der Selbstzündungsmechanismen für einen HCCI-
Benzinbetrieb im Hinblick auf NO_x und HC-Rohemissionen unter Berück-
sichtigung der Kennfeldtauglichkeit
Abschlussbericht FVV-Vorhaben Nr. 831 Benzinselbstzündung (AIF-Nr. 140Z),
Heft R537, FVV-Informationstagung Motoren
Frankfurt, 2007.
- [14] BYKOV, V.; MAAS, U.
The extension of the ILDM concept to reaction-diffusion manifolds
Combustion Theory and Modelling, 2007.