

Numerische Simulation des Reaktionsfortschrittes in einem Ottomotor mit kompressionsgezündeter Verbrennung

Numerical Simulation of the progress of chemical reactions in a HCCI engine

S. Hensel, W. Sauter, H. Kubach, A. Velji, U. Spicher
Institut für Kolbenmaschinen, Universität Karlsruhe (TH)

A. Schubert, Ch. Hofrath, R. Schießl, U. Maas
Institut für Technische Thermodynamik, Universität Karlsruhe (TH)



Abstract

The HCCI combustion in gasoline engines is a promising concept to reduce both emissions and fuel consumption at the same time. 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 clear how the homogeneity of the charge can be used to minimise the pressure gradients or enhance the process stability. In this work simulations of a gasoline engine with HCCI combustion are shown. Based on a detailed reaction mechanism, an efficient model for treating the chemical reactions was developed and coupled with a CFD-Code. The results of experimental optical visualisation and of numerical simulation are compared and show good agreement. Hence the chemical model was used to investigate the influence of engine parameters on the spatial progress of the reactions in a HCCI engine.

Kurzfassung

Die kompressionsgezündete Verbrennung ottomotorischer Kraftstoffe stellt eine vielversprechende Möglichkeit dar, die Schadstoffemissionen und den Kraftstoffverbrauch von Verbrennungsmotoren gleichermaßen zu senken. Jedoch sind die Betriebsgrenzen dieses Brennverfahrens zu hohen Lasten hin durch den steilen zeitlichen Druckanstieg auf einen kleinen Kennfeldbereich beschränkt. Es ist derzeit immer noch nicht eindeutig geklärt, inwiefern durch gezielte Inhomogenisierung der Ladung Einfluss auf den Druckanstieg und die Klopfneigung genommen werden kann. Im Rahmen dieser Arbeit wurden CFD-Simulationen der Verbrennung in einem HCCI-Motor durchgeführt. Zur Berücksichtigung der chemischen Kinetik, die den Verlauf von Zündungs- und Verbrennungsprozessen bestimmt, wurde ein effizientes Modell entwickelt und in den CFD-Code eingebunden. Die Resultate aus CFD-Simulation und experimenteller Verbrennungsvisualisierung zeigen eine gute Übereinstimmung. Anschließend wurde das Verbrennungsmodell verwendet, um den Einfluss motorischer Parameter auf den räumlichen und zeitlichen Ablauf der kompressionsgezündeten Verbrennung zu untersuchen.

1. Einleitung

Zahlreiche Veröffentlichungen weisen auf das hohe Potenzial der homogen kompressionsgezündeten Verbrennung im Ottomotor hinsichtlich der Rohemissionen und des Wirkungsgrades hin [1], [2], [3]. Aufgrund starker Druckgradienten bei bereits moderater Last und geringer Zündstabilität im Niedriglastbereich zeichnet sich jedoch eine geringe Kennfeldausdehnung im Motorbetrieb mit kontrollierter Selbstzündung ab, die einen möglichen Serieneinsatz des Brennverfahrens verzögert. Es ist derzeit nicht eindeutig geklärt, inwiefern durch gezielte Inhomogenisierung der Ladung Einfluss auf den Druckanstieg und die Klopfneigung genommen werden kann.

Für eine Vielzahl von Fragestellungen zeigt sich, dass null- und eindimensionale Betrachtungsweisen des Motorprozesses gerade für das hier untersuchte Brennverfahren nur unzureichende Informationen liefern. Insbesondere die Tatsache, dass der Zündzeitpunkt sowie der räumliche und zeitliche Ablauf der Reaktionen nicht von einer mittleren Temperatur und einer globalen Gemischzusammensetzung im Brennraum, sondern vom lokal vorliegenden thermodynamischen Zustand abhängen, verdeutlicht, dass die Anwendung dreidimensionaler numerischer Simulation außerordentlich wichtig ist.

Im Rahmen des FVV-Vorhabens „Benzinselbstzündung“ wurden CFD-Simulationen der Verbrennung in einem HCCI-Motor durchgeführt, um den Einfluss von Gemischinhomogenitäten systematisch zu untersuchen. Zur Berücksichtigung der chemischen Kinetik, die den Verlauf von Zündungs- und Verbrennungsprozessen bestimmt, wurde ein effizientes Modell entwickelt, in welchem die chemische Kinetik in tabellierter Form hinterlegt ist und mit Hilfe einer Fortschrittsvariable ausgelesen wird. Dieses Chemiemodell erlaubt eine realistische und effiziente Behandlung der chemischen Reaktionen in CFD-Simulationen mittels der Lösung einer Transportgleichung für die Fortschrittsvariable. Die Resultate der Simulation wurden mit denen dreidimensionaler Verbrennungsvisualisierung verglichen, wobei die Ergebnisse aus dreidimensionaler Simulation und dreidimensionaler experimenteller Visualisierung eine gute Übereinstimmung in der räumlichen und zeitlichen Entwicklung der Zündung und Verbrennung zeigen.

Theoretische Voruntersuchungen zeigten, dass sich durch gezielte Gemischinhomogenisierung bevorzugte Zündherde erzeugen lassen und damit die Betriebsstabilität gesteigert werden kann und dass sich durch starke Temperaturschichtungen die Druckanstiegsgeschwindigkeit reduzieren lassen, wodurch eine Kennfeldausdehnung möglich ist [4]. Durch weitere CFD-Simulationen der Verbrennung in einem HCCI-Motor im Betriebspunkt $n_{\text{Mot}}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi}}=2 \text{ bar}$ bei verschiedenen Einspritzzeitpunkten konnte unter Einbeziehung des neuen Verbrennungsmodells aufgezeigt werden, worauf die Unterschiede im Verbrennungsablauf bei der Variation dieser motorischen Parameter zurückzuführen sind.

2. 3D-Verbrennungsvisualisierung am Forschungsmotor

Zur Validierung des reaktionskinetischen Fortschrittsvariablenmodells wurden dreidimensionale Simulationsreihen der motorischen Selbstzündung durchgeführt. Die Randbedingungen der Simulationsreihen wurden direkt aus den experimentellen Versuchsreihen abgeleitet. Grundlage der Messungen dieser Arbeiten bildete ein Einzylinderaggregat, das von einem BMW / Rotax F650-Motorradmotor abgeleitet wurde. In Tabelle 1 sind die wichtigsten Kennwerte des Motors aufgelistet.

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 dem Umbau auf Benzin-Direkteinspritzung wurde ein Phasensteller für die Auslassnockenwelle adap-

tiert. Die direkte Kraftstoffeinspritzung wurde am Versuchsträger über einen seitlich angebrachten 55° Drallinjektor mit 125 bar Einspritzdruck ermöglicht.

| | |
|------------------------|---|
| Basisaggregat | BMW / Rotax F650 Motorradmotor |
| Bauart | Einzylinder-Motor, wassergekühlt, 4-Ventil-Dachbrennraum |
| Verdichtungsverhältnis | 11,5 |
| Hubraum | 652 cm ³ |
| Bohrung und Hub | 100 x 83 mm ² |

Tabelle 1: technische Daten des Versuchsträgers

Der Versuchsträger wurde mit optischem Mehrkomponenten-Ersatzkraftstoff (OME) betrieben. Der optische Mehrkomponenten Ersatzkraftstoff ist frei von Aromaten und 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 wurden erstmals an einem Motor mit homogen kompressionsgezündeter Verbrennung drei Hochgeschwindigkeits-Photomultipliekameras zur simultanen, zyklus aufgelösten Erfassung der Brennraumstrahlung eingesetzt. Dadurch wurde eine direkte Gegenüberstellung aus Simulation und Experiment ermöglicht.

Die bauliche Veränderung des Motors kann durch die Verwendung von speziellen Lichtleiterendoskopen minimal gehalten werden. Das von Han [5] erstmals eingesetzte Verbundsystem aus drei Hochgeschwindigkeits-Photomultipliekameras kann mittels eines Indiziersystems der Firma Smetec GmbH synchron am Motor eingesetzt werden. Über das Indiziersystem wird die Ansteuerung der Kameras sowie der Messdatentransfer realisiert. Für eine ausführliche Beschreibung des Systems sei an dieser Stelle auf die entsprechende Literatur verwiesen [5], [6].

Abbildung 1 zeigt die drei Lichtleiterendoskope am Versuchsträger. Der Zugang 1 wurde unterhalb des Phasenstellers der Auslassnockenwelle angebracht. Die Bohrung des zweiten Zugangs wurde zwischen den Einlassventilen positioniert. Der Zugang 3 verläuft unterhalb des nachträglich adaptierten Winkelmarkengebers der Auslassnockenwelle.

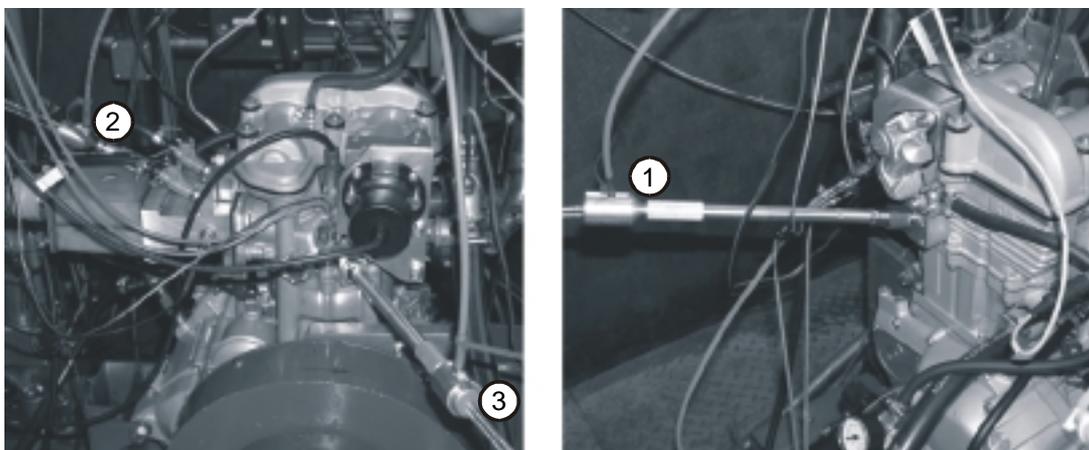


Abbildung 1: Adaption der 3 Lichtleiterendoskope am Versuchsträger

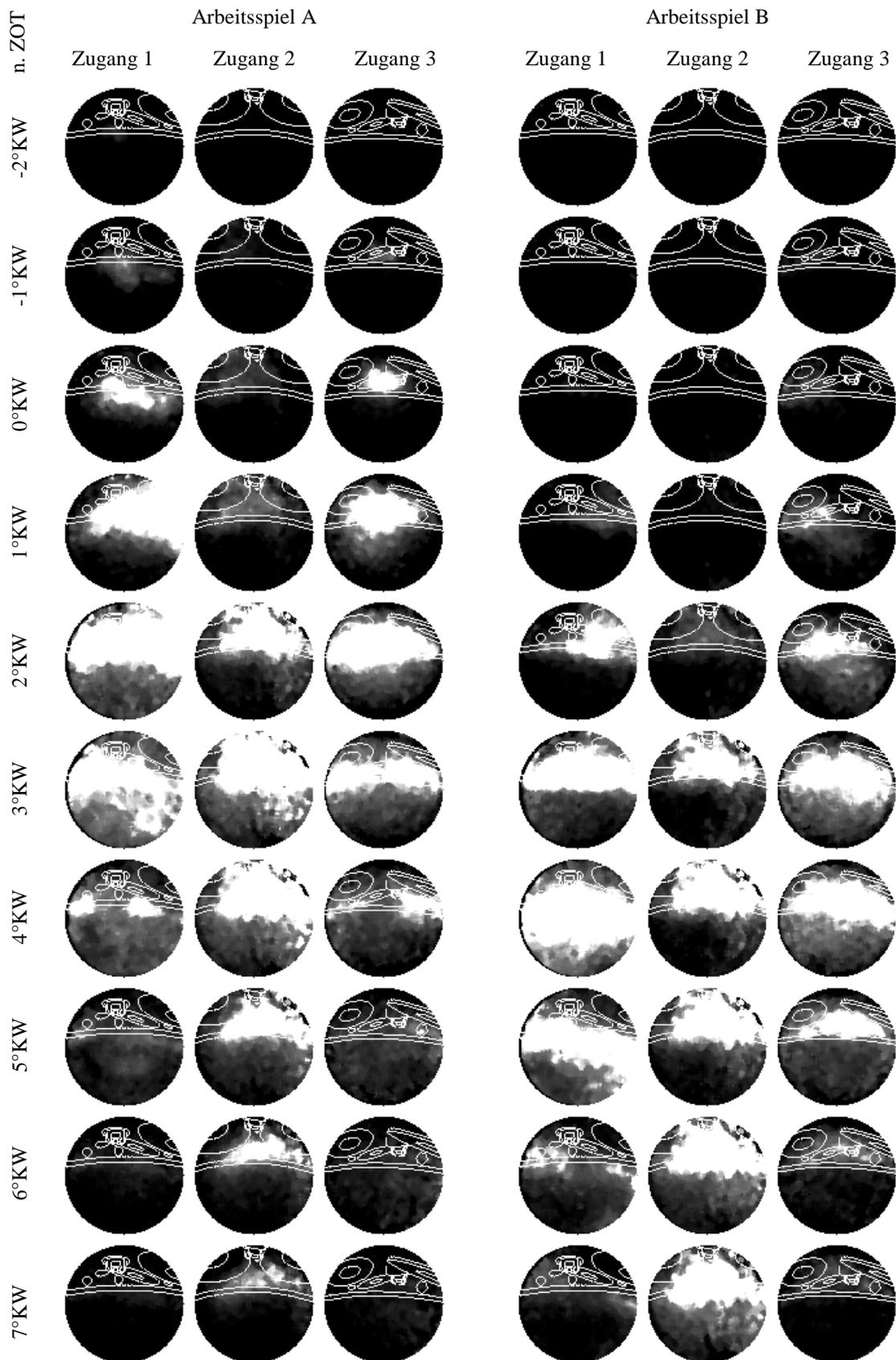


Abbildung 3: Visualisierung des Verbrennungsverlaufs zweier ausgewählter Arbeitsspiele, $n_{Mot}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi}=2,3 \text{ bar}$ (Konturlinien des Brennraums eingezeichnet)

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 Varianz des lokalen thermodynamischen Zustands im Brennraum erreichen bestimmte Bereiche im Brennraum die Selbstzündung zeitlich vorverlagert. 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).

Wie die Gegenüberstellung dieser beiden Arbeitsspiele zeigt, ist die Lage der Zündherde zyklischen Schwankungen unterworfen. Die Ergebnisse der Visualisierung zeigen, dass die Lage der bevorzugten Zündherde im Brennraum zyklus aufgelöst rekonstruiert werden kann. Um eine statistische Aussage über die Verteilung der Zündherde von Betriebspunkt zu Betriebspunkt zu erhalten und sie der Simulation in Kapitel 3 gegenüber zu stellen, wurde eine automatisierte Datenauswertung eingesetzt [4].

3. Fortschrittsvariablenmodell

Die Simulation von Motorprozessen erhält bei der Entwicklung und Verbesserung von modernen Verbrennungskonzepten einen immer höheren Stellenwert. Besonders bei Verbrennungsverfahren, die auf Selbstzündung beruhen, ist es notwendig, neben der Verbrennung auch die Zündung möglichst genau zu berücksichtigen. In der Vergangenheit wurden dazu Modelle verwendet, mit denen die chemische Kinetik sehr vereinfacht abgebildet wurde. Einige stark vereinfachte Modelle beruhen auf dem Arrhenius-Ansatz. Jedoch weisen diese Modelle hinsichtlich ihrer Genauigkeit erhebliche Mängel auf. So wird beispielsweise der Bereich des negativen Temperaturkoeffizienten (NTC-Bereich), der bei der Niedertemperaturverbrennung von langkettigen Alkanen eine wichtige Rolle spielt, nicht wiedergegeben. Umfangreichere Ansätze berücksichtigen einige wenige Reaktionen der Hauptspezies, wie etwa das Shell-Modell [7]. Diese Modelle eignen sich wegen der geringen erforderlichen Rechenkapazität auch sehr gut für die Einbindung in CFD-Codes, weisen aber im Vergleich zu detaillierten Reaktionsmechanismen eine geringere Modellgenauigkeit 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 in CFD-Rechnungen kaum zu bewältigenden Rechenaufwand. Es ist bereits gezeigt worden, dass eine reduzierte Darstellung der Dynamik vieler tausend Elementarreaktionen durch einen kleinen Satz physikalischer und chemischer (typischerweise 2 bis 3) Variablen unter Bewahrung hoher Genauigkeit möglich ist [8]. Im Rahmen dieses Vorhabens wurde die Kinetik des verwendeten Modellkraftstoffs für Benzin in einen CFD-Code implementiert. Dazu wurde ein detaillierter Reaktionsmechanismus für den verwendeten Modellkraftstoff entwickelt und anhand experimentell bestimmter Zündverzugszeiten in einer Rapid Compression Machine validiert. Basierend auf dem detaillierten Reaktionsmechanismus wurde das Fortschrittsvariablenmodell entwickelt und in den CFD-Code eingebunden.

Reaktionskinetisches Fortschrittsvariablenmodell

Zur Einbindung des detaillierten Reaktionsmechanismus in den verwendeten CFD-Code wurde ein Modell entwickelt, das eine realistische und effiziente Behandlung der chemischen Reaktionen in CFD-Simulationen über die Lösung einer zusätzlichen Transportgleichung für eine so genannte Fortschrittsvariable χ erlaubt. Diese Fortschrittsvariable beschreibt den Fortschritt der chemischen Reaktion. Sie spiegelt also die Umwandlung der Edukte während der Selbstzündung und der Verbrennung in die Edukte wider. Hierzu wird die chemische Rate der Fortschrittsvariablen $(d\chi/dt)_{\text{chem}}$ als Funktion physikalischer Randbedingungen berechnet und tabelliert:

$$(d\chi/dt)_{\text{chem}} = f(\chi, \lambda, T_0, p, \xi)$$

Die Randbedingungen sind dabei die Fortschrittsvariable χ , das Luftkraftstoffverhältnis λ , die Temperatur T_0 zu Beginn der chemischen Reaktionen, der Druck p und als weitere Variable bei Berücksichtigung von Abgas im Brennraum der Mischungsbruch ξ des Abgases. Das Prinzip der Implementierung in den CFD-Code zeigt Abbildung 4. Aus einer Tabellierung der detaillierten Chemie, anhand der chemischen Fortschrittsvariable kann dem CFD-Code für vorgegebene Werte von Druck, Luftkraftstoffverhältnis, Enthalpie des Gasmisches, Abgasanteil und chemischer Fortschrittsvariable die Rate des chemischen Fortschritts $(d\chi/dt)_{\text{chem}}$ und die Änderung der Massenbrüche der Spezies $dY_i/d\chi$ übergeben werden. Die Fortschrittsvariable kann dabei einen Wert zwischen 0 (Frischgemisch vor Einsetzen der Reaktion) und 1 (chemisches Gleichgewicht nach der Verbrennung) einnehmen.

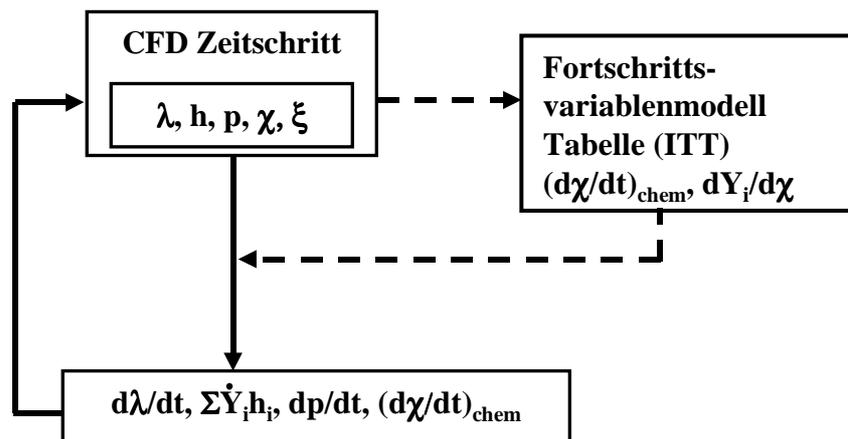


Abbildung 4: Prinzip der Implementierung des Fortschrittsvariablenmodells in den CFD-Code

Bei der Kopplung von CFD-Simulationen und detaillierter Reaktionskinetik kommt es darauf an, 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. Ein Beispiel für eine Reaktionstrajektorie zeigt Abbildung 5.

Im CO_2 , CO und CH_2O Massenbruchunterraum ist hier die Entwicklung der Zündung und Verbrennung dargestellt. Zu Beginn der Reaktion ist der Massenbruch für alle drei Spezies null. Kurz vor Einsetzen der Zündung besitzt der CH_2O Massenbruch ein Maximum und geht anschließend wieder gegen null. Als weiteres Zwischenprodukt bildet sich neben CH_2O auch CO , welches aber im weiteren Verlauf teilweise in CO_2 umgewandelt wird. Der CO_2 Massenbruch nimmt während der Verbrennung

stark zu. Der Einfärbung der Reaktionstrajektorie repräsentiert den Temperaturverlauf während der Verbrennung.

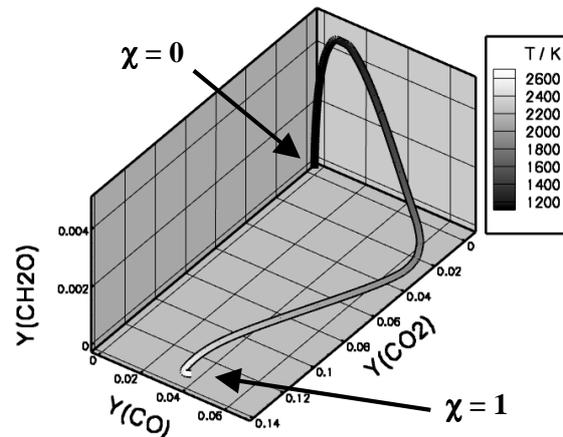


Abbildung 5: Reaktionstrajektorie im CO₂, CO und CH₂O Massenbruchunterraum

Die Bogenlänge der Reaktionstrajektorie wird dabei nach folgender Gleichung berechnet:

$$\chi(t) = \frac{\int_0^t \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\dot{Y}_i}{w_i} \right)^2} dt'}{\int_0^{\infty} \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\dot{Y}_i}{w_i} \right)^2} dt'}$$

Dabei bezeichnen \dot{Y}_i die zeitliche Ableitung der Massenbrüche der Spezies i und n die Anzahl aller chemischen Spezies. Die Gewichtungsfaktoren w_i der unterschiedlichen Spezies werden so gewählt, dass alle Phasen des motorischen Prozesses (Vorreaktionen, Zündung, Verbrennung) von der resultierenden Variablen χ realistisch wiedergegeben werden. Das Modell liefert die Rate des chemischen Fortschritts, sowie die Ableitungen der Massenbrüche der Hauptspezies nach der Fortschrittsvariablen.

Zur Nutzung in CFD-Codes wird die Rate der Fortschrittsvariablen $d\chi/dt$ als Funktion des instantanen Wertes der Variable sowie physikalischer Parameter (p , h , λ , ξ), basierend auf den detaillierten Berechnungen, tabelliert. Diese Rate wird in der CFD-Simulation benutzt, um die lokale Änderung motorrelevanter Größen aufgrund chemischer Reaktionen zu erhalten. Die totale Änderungsrate einer Größe ist die Summe der physikalischen und der chemischen Rate. In Abbildung 6 ist für den optischen Mehrkomponenten-Ersatzkraftstoff die Rate der Fortschrittsvariablen $d\chi/dt$, wie in der Tabelle abgelegt, über dem Luftkraftstoffverhältnis λ und der Fortschrittsvariablen χ für einen Fall ohne Abgasrückhaltung dargestellt.

Für konstante Anfangstemperatur und -druck ergeben sich je nach Luftkraftstoffverhältnis unterschiedliche Raten der Fortschrittsvariablen. Die höchsten Raten liegen im Bereich stöchiometrischer Gemische. Für magere Gemische werden die Raten der Fortschrittsvariablen kleiner und verschieben sich in Richtung höherer Fortschrittsvariablen.

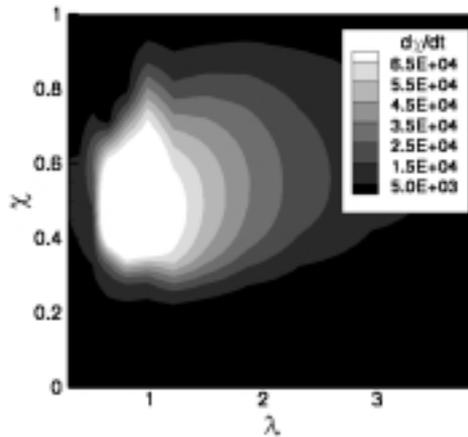


Abbildung 6: Rate der Fortschrittsvariablen für den Modellkraftstoff in Abhängigkeit des Luftkraftstoffverhältnisses λ und der Fortschrittsvariablen ξ bei einem Druck von 10 bar und einer Anfangstemperatur T_0 von 1034 K ohne Berücksichtigung von Abgasrückhaltung

In Abbildung 7 ist ein Vergleich zwischen detaillierten numerischen Simulationen und Simulationen welche auf die Tabellierung der Fortschrittsvariable zurückgreifen dargestellt. Die Anfangsbedingungen (Gemischzusammensetzung, Druck, Temperatur) beider Simulationen sind identisch. Die Temperaturverläufe der detaillierten und der tabellierten Simulationen für Abgasrückhalteraten von $\xi=30\%$ und $\xi=60\%$ stimmen gut überein. Die Zündzeitpunkte und maximalen Temperaturen werden in beiden Fällen gut wiedergegeben.

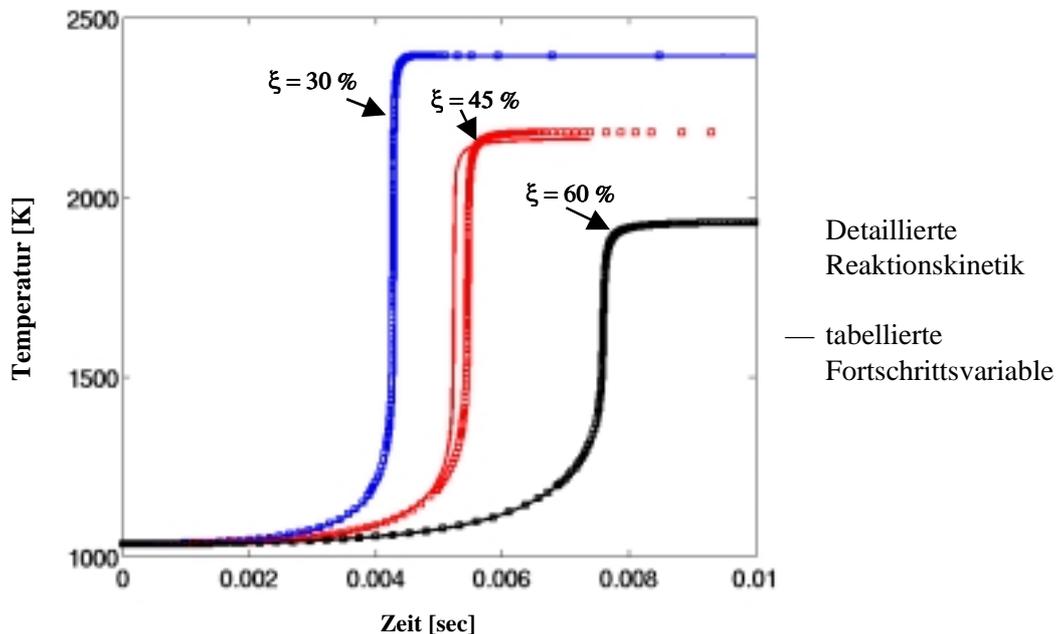


Abbildung 7: Vergleich der simulierten Temperaturverläufe bei der Zündung und Verbrennung von Modellkraftstoff/Luft Mischungen für unterschiedliche Abgasrückhalteraten.

Die Werte aus detaillierten numerischen Simulationen für 30 % und 60 % Abgasrückhaltung sind in der Tabelle hinterlegt, eine gute Übereinstimmung ist in diesen Fällen zu erwarten. Auch für eine Abgasrückhalterate die nicht in der Tabelle hinterlegt wurde, sondern sich aus Interpolation zwischen den hinterlegten Abgasrückhalteraten ergibt wie es z.B. bei einer Abgasrückhalterate von $\xi=45\%$ der Fall

ist, stimmen die Temperaturverläufe der tabellierten Simulationen und der detaillierten Simulationen gut überein. Die Zündverzugszeit wird aus der Tabelle geringfügig zu kurz vorhergesagt und die Maximaltemperatur ist ebenfalls etwas zu niedrig, die Fehler betragen aber in beiden Fällen nur wenige Prozent.

Einbindung in die CFD Simulation

Das reaktionskinetische Fortschrittsvariablenmodell wurde im Rahmen des FVV-Vorhabens Benzinselbstzündung am Institut für Kolbenmaschinen als Software-Modul in Star-CD eingebunden [4]. 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. Aus der Änderung der Massenbrüche der Hauptspezies wird dann anschließend die neue Temperatur in der jeweiligen Zelle aus der Enthalpie berechnet.

Nach Einbindung des Fortschrittsvariablenmodells in den CFD-Code und Validierung anhand von Simulationen mit detaillierter Reaktionskinetik wurde das Modell verwendet, um die Selbstzündungen 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.

Das für die CFD-Simulationen verwendete Gitter weist eine maximale Zellenanzahl von ca. 500.000 Zellen auf und ermöglicht mit der Gitterfeinheit von 1 mm in Bereichen hoher Gradienten eine zuverlässige Berechnung der Strömungsvorgänge in den Ein- und Auslasskanälen und im Zylinder. Die Einspritzung und der Ladungswechsel wurden vollständig simuliert, um eine möglichst realitätsnahe Gemischverteilung zum Zündzeitpunkt zu erhalten. Die Randbedingungen und der thermodynamische Zustand zu Rechenbeginn wurden den experimentellen Messungen des Motorversuchs bzw. der ein-dimensionalen Simulation entnommen.

Die Zeitskalen der chemischen Reaktionen und der turbulenten Strömung unterscheiden sich um mehrere Größenordnungen, insbesondere nach der Zündung. Eine Berechnung der Strömung mit der Zeitskala der chemischen Reaktionen ist jedoch weder zielführend noch wirtschaftlich. Aus diesem Grund wird die Strömung durch den CFD-Code mit einer größeren Zeitschrittweite berechnet als die chemischen Reaktionen. Die Subroutine für das Fortschrittsvariablenmodell wird vom CFD-Code zu jedem Zeitschritt aufgerufen, wobei innerhalb dieser Subroutine der chemische Fortschritt durch Integrationsschleifen mit deutlich kleineren Zeitschrittweiten berechnet und dem CFD-Code übergeben wird.

Zugleich wird die Zeitschrittweite der CFD-Simulation über eine zweite Subroutine an die zeitliche Änderung der Fortschrittsvariablen dy/dt in Abhängigkeit vom Absolutwert der Fortschrittsvariablen angepasst. Dadurch lässt sich die Zeitschrittweite der CFD-Simulation an die Wärmefreisetzungsraten anpassen. Je kleiner der Zeitschritt ist, den Star-CD verwendet, umso weniger Integrationsschleifen werden innerhalb der Usersubroutine durchlaufen.

Für die Simulation des HCCI-Motors wurden Schrittweiten von $0,2^\circ\text{KW}$ für die Berechnung der Strömung und Vorreaktionen verwendet. Während der Verbrennung, also in den Bereichen hoher Wärmefreisetzungsraten, wurde der Zeitschritt, den Star-CD verwendet, bis auf $0,005^\circ\text{KW}$ verkleinert.

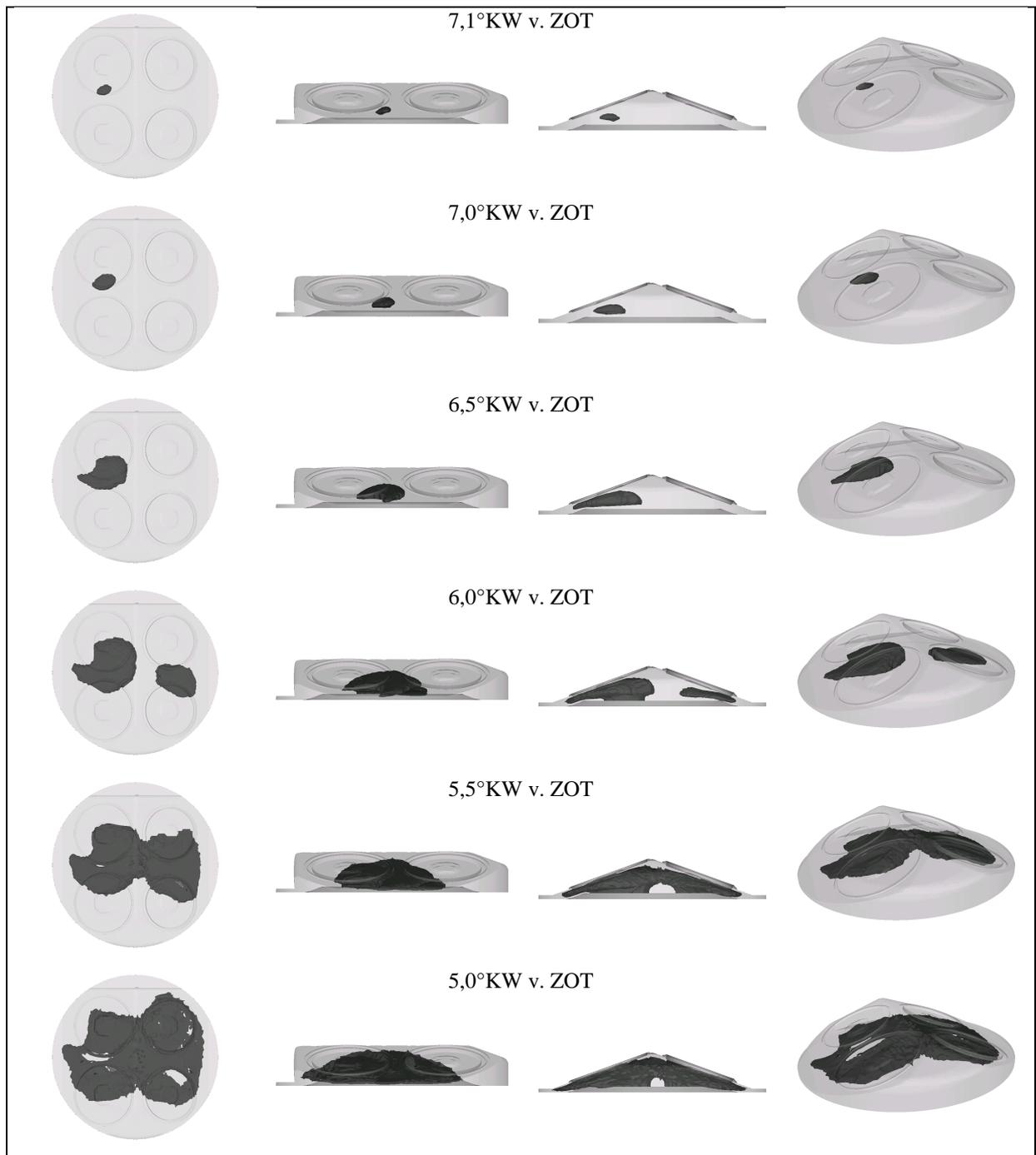


Abbildung 8: Berechneter Verlauf der Selbstzündung, dargestellt durch Isoflächen, die das verbrannte Gemisch umschließen ($\chi=1$), $n_{\text{Mot}}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi}}=2 \text{ bar}$, $EB=380^\circ\text{KW v. ZOT}$

In Abbildung 8 ist die berechnete Ausbreitung der Reaktionsfront zu verschiedenen Zeitpunkten für den Betriebspunkt ($n_{\text{Mot}}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi}}=2,3 \text{ bar}$) dargestellt. Die Isoflächen verbinden Zellen, in denen die Fortschrittsvariable den Wert $\chi = 1$ besitzt, d.h. jene 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 5°KW v. ZOT auch in Wandnähe ablau-

fen. Wie im Experiment wird die Zylinderladung nicht an allen Stellen gleichzeitig, sondern sequenziell umgesetzt und es bilden sich Reaktionsfronten, die sich ausgehend von bevorzugten Zündherden ausbreiten.

Abbildung 9 veranschaulicht die Position der bevorzugten Zündherde für die Messreihe aus Abbildung 3. Die Verteilung der Zündherde aus dieser Messreihe zeigt eine gute Übereinstimmung mit dem aus der CFD-Simulation berechneten Zündherd in Abbildung 10. Die Anwendbarkeit des Modells wurde daher in Abhängigkeit der Betriebsparameter durch die direkte messtechnische Erfassung des Selbstzündungsvorgangs nachgewiesen.

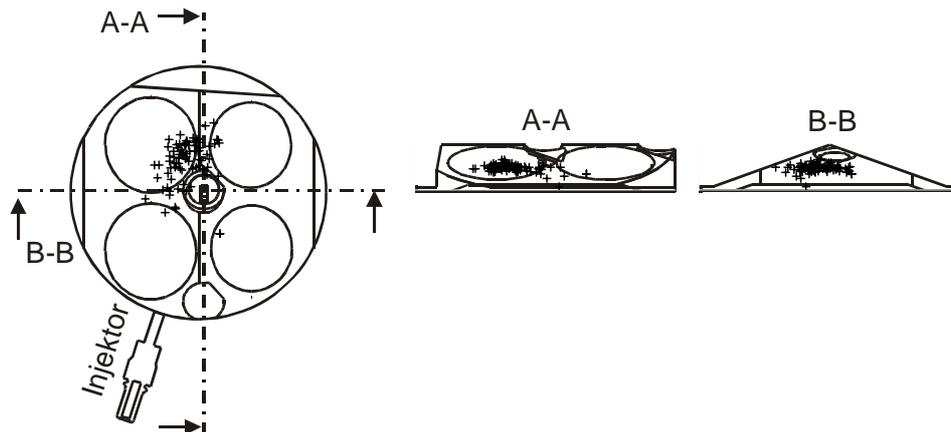


Abbildung 9: Position bevorzugter Zündherde im Brennraum einer exemplarischen Messreihe, $n_{Mot}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi}=2,3 \text{ bar}$



Abbildung 10: Mittels CFD-Simulation berechneter Zündherd, $n_{Mot}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi}=2,3 \text{ bar}$

Die simulierten Zündherde und die Ausbreitung der Reaktionsfronten stimmen gut mit den experimentell ermittelten Zündherden überein. Der Zeitpunkt der Selbstzündung in der Simulation liegt im oben dargestellten Fall im Vergleich zum Experiment zu früh, woraus zu hohe Druckanstiegsgeschwindigkeiten und Spitzendrücke während der Verbrennung resultieren.

Für die Simulation der Einspritzbeginnvariation im Betriebspunkt $n_{Mot}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi}=2 \text{ bar}$ (vgl. Kapitel 4) und die Analyse der Druckanstiegsgeschwindigkeiten bei verschiedenen Zeitpunkten des Einspritzbeginns wurden die simulierten Druckverläufe mit den gemessenen abgeglichen. In Abbildung 11 sind die Druckverläufe der Simulation den gemessenen Druckverläufen gegenüber gestellt.

Um eine möglichst realitätsnahe Gemisch- und Temperaturverteilung zum Zündzeitpunkt zu erhalten, wurde die Kraftstoffeinspritzung und der vollständige Ladungswechsel ab $160^\circ \text{KW n. ZOT}$, kurz vor Öffnen der Auslassventile, simuliert. Die Randbedingungen und der thermodynamische Zustand zu

Rechenbeginn wurden dem Motorversuch bzw. der 1D-Simulation entnommen. Insbesondere die Initialisierungstemperaturen im Brennraum zu Rechenbeginn und im Einlasskanal während des Ansaugvorgangs sind Größen, die nur mit eingeschränkter Genauigkeit experimentell bestimmt werden können. Die Brennraumtemperatur zu Rechenbeginn wird mit einem Einzonenmodell unter Verwendung des Wandwärmeübergangsmodells von Woschni berechnet und ist somit ebenfalls fehlerbehaftet [9]. Gerade diese beiden Größen spielen jedoch eine wichtige Rolle für den Zündzeitpunkt, da sie das Temperaturniveau im Brennraum nach der Kompression maßgeblich beeinflussen. Daher wurden die Temperaturen in geringem Maß (+/-10 K) variiert, um den Beginn der Selbstzündung dem Experiment anzunähern.

In Abbildung 11 sind die berechneten Druckverläufe im Betriebspunkt $n_{Mot}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi}=2 \text{ bar}$, $EB=380^\circ\text{KW}$ v. ZOT dem mittleren gemessenen Druckverlauf gegenübergestellt. Eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Druckverläufen aus Simulation und Experiment kann festgestellt werden. Die Zündung setzt in der Simulation etwas verzögert ein, was sich auf die fehlende Berücksichtigung der Temperatur- und Restgasfluktuationen im CFD-Code zurückführen lässt. Durch Anheben des Temperaturniveaus um 5 K wird der Zündzeitpunkt realistisch wiedergegeben. In beiden Fällen liegt der berechnete Maximaldruck über dem gemessenen. Die beiden Druckverläufe der Simulation zeigen, wie sensibel die Berechnung der homogen kompressionsgezündeten Verbrennung auf Änderungen der Temperatur und damit auch auf die richtige Berechnung des Restgasgehaltes reagiert. Das Anheben des Temperaturniveaus um 5 K bewirkt einen um 0,9 bar höheren Spitzendruck sowie eine Frühverlagerung des 50%-Umsatzpunktes um $1,3^\circ\text{KW}$. Durch Abstimmung des Ladungswechsels und des Temperaturniveaus gelingt ein guter Abgleich zwischen Experiment und Simulation.

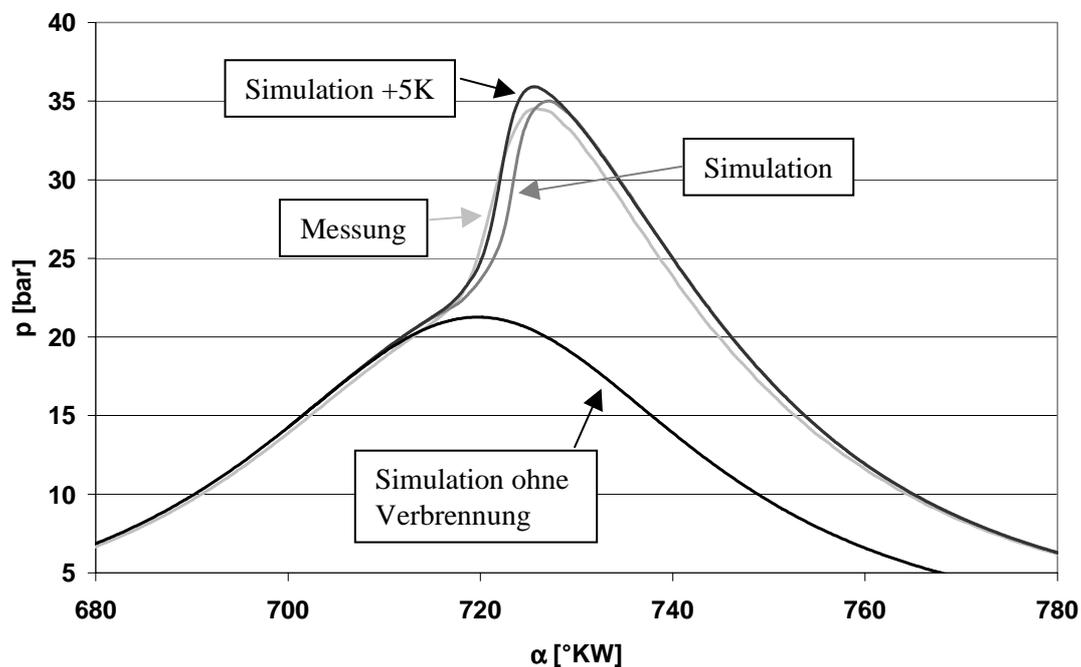


Abbildung 11: Gegenüberstellung gemessener und berechneter Druckverläufe für den Betriebspunkt $n_{Mot}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi}=2 \text{ bar}$, $EB=380^\circ\text{KW}$ v. ZOT

Durch die Adaption des dreidimensionalen Visualisierungssystems und der CFD-Simulation an das Brennverfahren ist die Möglichkeit gegeben, wichtige Informationen zum räumlichen und zeitlichen Ablauf der motorischen Selbstzündung zu erhalten. Es wurde gezeigt, dass die Verwendung des

Fortschrittsvariablenmodells phänomenologische Untersuchungen zum Einfluss der Gemischverteilung und Homogenisierung auf die Verbrennung ermöglicht. Mit diesem Modell lassen sich qualitative Aussagen über den Zündzeitpunkt, die Verteilung der Zündorte, die Brenndauer und daraus abgeleitet, Aussagen über die Druckgradienten treffen.

4. Variation des Einspritzbeginns

Wie in [4] gezeigt wurde, 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 Vollastbetrieb zu einem Füllungs- nachteil 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.

Der Einfluss des Einspritzbeginns wurde in [4] unter verschiedenen Gesichtspunkten einer umfassenden Analyse unterzogen. In diesen Untersuchungen konnte jedoch nicht aufgezeigt werden, welche Rolle bei der Variation des Einspritzbeginns die Gemischhomogenität spielt. Deshalb wurde im Rahmen der hier dargestellten Untersuchungen der Betriebspunkt $n_{Mot}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi}=2 \text{ bar}$ für drei verschiedene Zeitpunkte des Einspritzbeginns bei seitlicher Injektorlage simuliert (EB=380°KW, 320°KW und 260°KW v. ZOT). Die Gemischzusammensetzung wurde in den experimentellen Untersuchungen durch eine Anpassung der Steuerzeit Auslass schließt auf ein Luft-Kraftstoffverhältnis von $\lambda=1,15$ eingestellt. 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 2 zeigt die wichtigsten Betriebsdaten der experimentellen Untersuchungen.

| | 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 |

Tabelle 2: Gegenüberstellung der Betriebsdaten bei früher, mittlerer und später Einspritzung

In Abbildung 12 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 späte Einspritzbeginn bei 260°KW v. ZOT führt zu einem niedrigen Umsatzgrad.

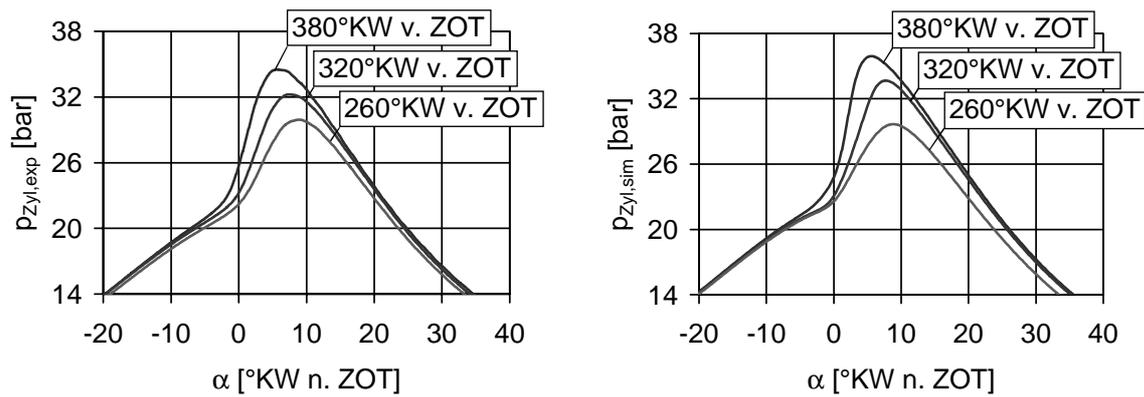


Abbildung 12: Druckverläufe aus Experiment (links) und Simulation (rechts) für den Betriebspunkt $n_{\text{Mot}}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi}}=2 \text{ bar}$ bei verschiedenen Zeitpunkten des Einspritzbeginns

In Tabelle 3 sind die maximalen Druckgradienten ($dp/d\alpha_{\text{max}}$) 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 Ergebnisse aus dem Motorversuch und der dreidimensionalen Simulation geben die bekannten und in [4] ausführlich behandelten Erkenntnisse und Zusammenhänge, die mit der Einspritzverlagerung verbunden sind, wieder.

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 $320^\circ\text{KW v. ZOT}$ 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 angesaugte Luftmasse 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 $\sigma_{p_{\text{mi}}}=2\%$ 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, der auf eine unvollständige Gemischbildung zurückzuführen ist. 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, muss die Steuerzeit Auslass schließt nach spät verlagert werden. Dadurch muss für die späte Einspritzung mit einem deutlich niedrigeren Temperaturverlauf gerechnet werden, wodurch die

Betriebsstabilität verringert wird ($\sigma_{pmi}=3,5\%$). Es kann vermutet werden, dass der nahezu gleiche Verbrennungsschwerpunkt für die Einspritzung bei EB=320°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 CFD-Simulationen dieser drei Fälle geklärt werden.

| | EB | X _{10%} | X _{10%} | X _{50%} | X _{50%} | dp/dα | dp/dα | 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 |

Tabelle 3: charakteristische Größen der Verbrennung aus Simulation und Experiment

Gemisch und Temperaturverteilung

Die mit der CFD-Simulation berechneten Restgas- und Kraftstoffverteilungen vor der Zündung sind in Tabelle 4 anhand der mittleren Massenbrüche von Kohlendioxid ($Y_{CO_2,m}$) und Kraftstoff ($Y_{Krst,m}$) sowie deren Standardabweichungen (σ_{Y,CO_2} , $\sigma_{Y,Krst}$) aufgelistet. In Abbildung 13 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 klein. 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).

| | EB=380°KW v. ZOT | EB=320°KW v. ZOT | EB=260°KW v. ZOT |
|-----------------------|------------------|------------------|------------------|
| $Y_{CO_2,m}$ [-] | 0,1050 | 0,1090 | 0,1019 |
| σ_{Y,CO_2} [-] | 0,0086 | 0,0082 | 0,0075 |
| $Y_{Krst,m}$ [-] | 0,0235 | 0,0223 | 0,0230 |
| $\sigma_{Y,Krst}$ [-] | 0,0070 | 0,0073 | 0,0159 |

Tabelle 4: Restgas- und Kraftstoffvarianz im ZOT

In allen drei Fällen stellt sich eine Kraftstoffsichtung 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 zeigt Abbildung 13 unten.

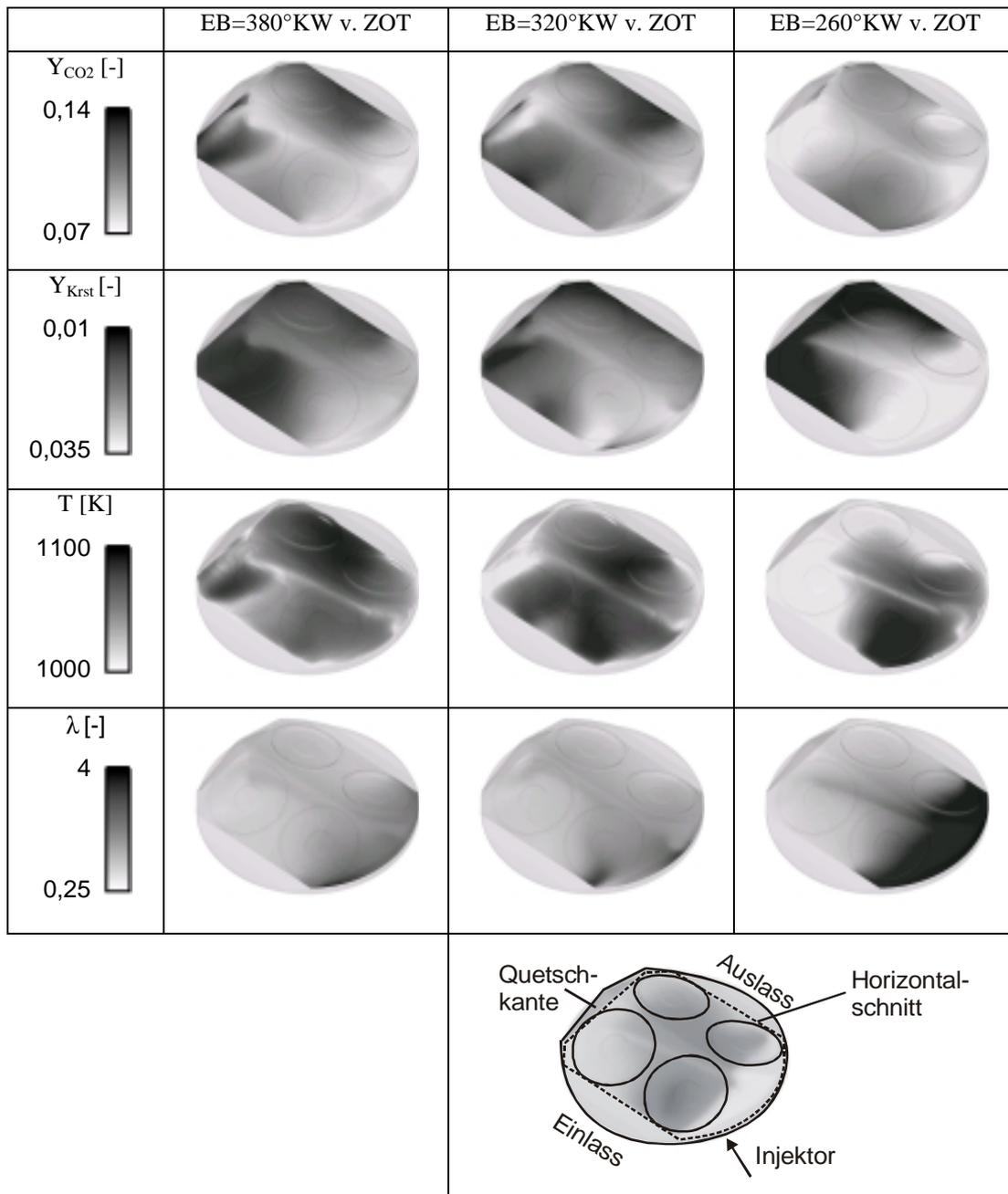


Abbildung 13: Restgas-, Kraftstoff-, Temperaturverteilung und lokales Luft-Kraftstoffverhältnis der Simulation des Betriebspunkts $n_{Mot}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi}=2 \text{ bar}$ bei ZOT für verschiedene Zeitpunkte des Einspritzbeginns in einem horizontalen Schnitt

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 an-

einander 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 umgesetzt, wodurch in einem kürzeren Zeitraum mehr Wärme freigesetzt wird, was zu höheren Druckanstiegsgeschwindigkeiten führt.

Räumlicher Ablauf der Verbrennung

Abbildung 14 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°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 13). 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°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°KW v. ZOT) bildet sich, früher als beim mittleren Einspritzbeginn, 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.

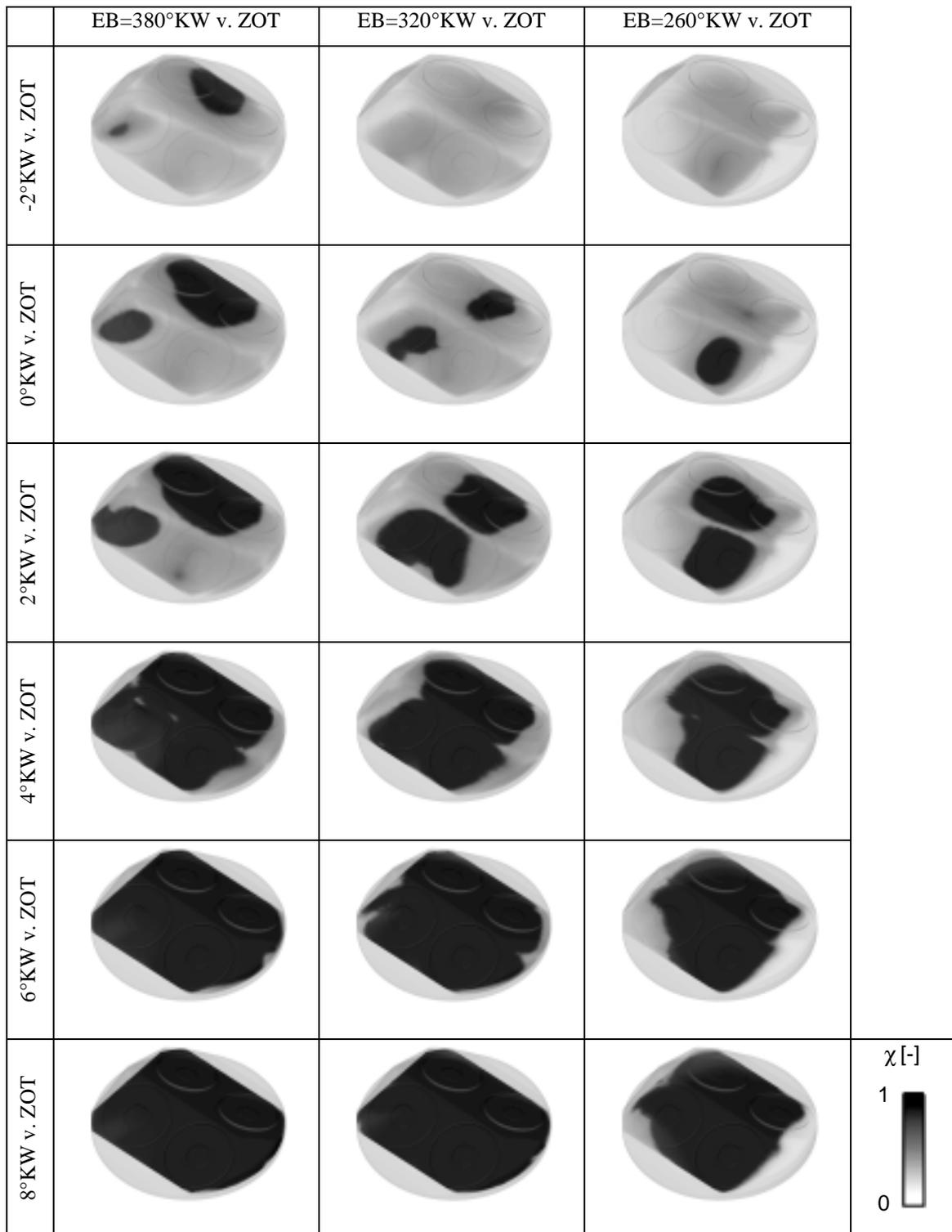


Abbildung 14: Reaktionsfortschritt im Betriebspunkt $n_{Mot}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi}=2 \text{ bar}$, Einspritzbeginn EB=380°KW, 320°KW und 260°KW v. ZOT

Räumliche Lage der Emissionsquellen

Abbildung 15 zeigt die Kohlenstoffmonoxidkonzentration, die Kraftstoffkonzentration 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 Simula-

tion mit spätem Einspritzbeginn liegt dagegen aufgrund der fetteren Gemischbereiche nahe dem Quetschspalt 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.

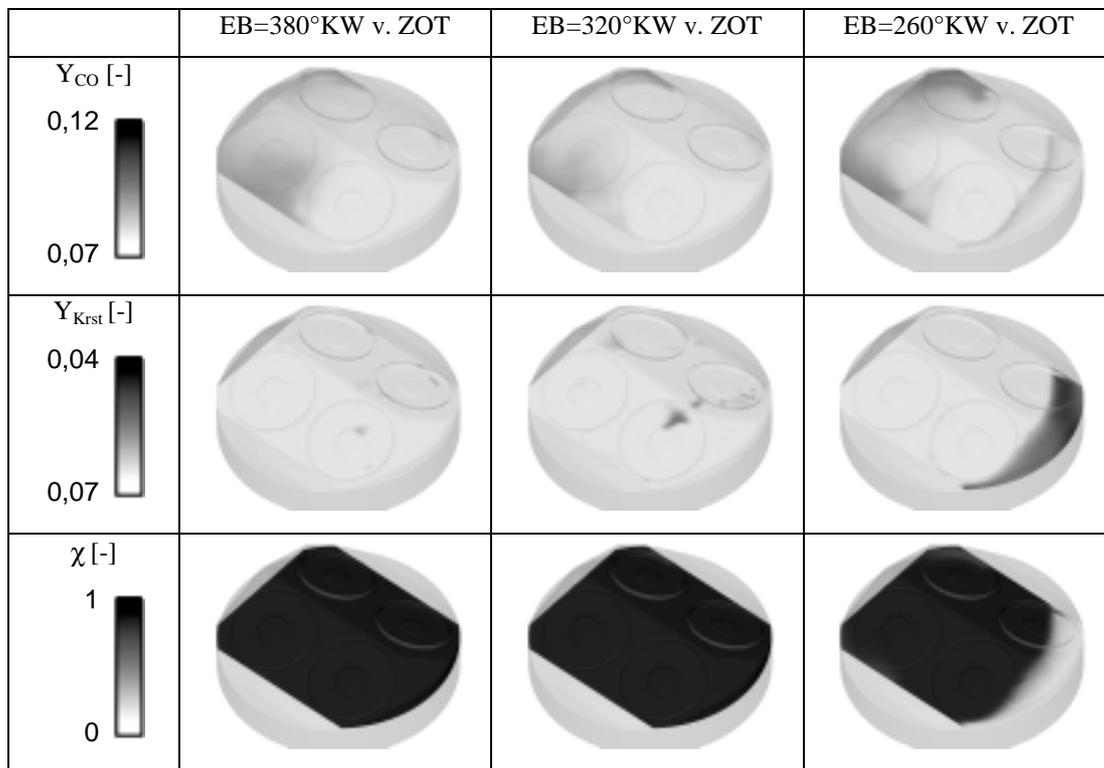


Abbildung 15: Kohlenmonoxidkonzentration (Y_{CO}) und Kraftstoffkonzentration (Y_{Krst}) und Reaktionsfortschritt (χ) bei 40°KW n. ZOT, Betriebspunkt $n_{Mot}=2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi}=2 \text{ bar}$, Einspritzbeginn EB=380°KW, 320°KW und 260°KW v. ZOT

Erkenntnisse

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

Durch eine alleinige Abstimmung des Einspritzzeitpunktes 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 Betriebs-

punktoptimierung 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.

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 Untersuchungen, 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.

5. Zusammenfassung

Umfangreiche Untersuchungen zahlreicher Forschungsinstitute [1], [2], [3] 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, so dass ein Serieneinsatz zum derzeitigen Entwicklungsstand im Hinblick auf die Forderungen des Absatzmarkts noch nicht sinnvoll erscheint. Zur Weiterentwicklung des Brennverfahrens sind daher Grundlagenuntersuchungen von großer Bedeutung.

Um den Ablauf der Selbstzündung unter motorischen Bedingungen mit einem CFD-Code realistisch abbilden zu können, wurde ein reduziertes Modell zur Beschreibung der chemischen Kinetik der Selbstzündung entwickelt. Dieses aus homogenen Reaktorberechnungen unter Verwendung detaillierter Chemie abgeleitete Modell ermöglicht das motorische Betriebsverhalten anhand dreidimensionaler CFD-Simulationen 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.

Im Rahmen dieser Untersuchungen wurde gezeigt, dass bei homogen kompressionsgezündeter Verbrennung keine gleichzeitige Kraftstoffumsetzung im gesamten Brennraum erfolgt, sondern dass sich bevorzugte Zündherde ausbilden. Von diesen Zündherden ausgehend konnte als Resultat einer inhomogenen Ladungsverteilung im Brennraum eine sequenzielle Selbstzündung der Zylinderladung beobachtet werden.

Anhand von CFD-Simulationen wurde der Einfluss des Einspritzzeitpunktes auf die homogen kompressionsgezündete Verbrennung untersucht. Es konnte festgestellt werden, dass sich die Lage der Zündherde und der Verbrennungsablauf durch den Einspritzbeginn beeinflussen lassen. 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 führt eine Spätverlagerung des Einspritzbeginns zwar zu einer Reduzierung der Druckanstiegsgeschwindigkeiten, größere Inhomogenitäten bezüglich der Kraftstoffverteilung führen jedoch auch zu einem Wirkungs-

gradabfall und zu erhöhten Kohlenmonoxid- und unverbrannten Kohlenwasserstoffemissionen. Mit einer möglichst homogenen Gemischverteilung steigen zwar die Druckgradienten, jedoch kann bei günstiger Schwerpunktlage der Verbrennung der niedrigste Kraftstoffverbrauch bei den gleichzeitig geringsten Motorrohmissionen erzielt werden. Durch die alleinige Abstimmung des Einspritzzeitpunktes kann also nur bedingt Einfluss auf die Druckanstiegsgeschwindigkeiten genommen und das Kennfeld zu höheren Lasten hin erweitert werden.

6. 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.

7. Literatur

- [1] Günthner, M.: „Untersuchung der Eigenschaften und Kontrollmöglichkeiten der homogen kompressionsgezündeten Verbrennung von Ottokraftstoff“, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2004
- [2] Kaufmann, M.: „Thermodynamische Analyse des kompressionsgezündeten Benzinmotors“, Dissertation, Technische Universität, Graz, 2005
- [3] Nieberding, R.G.: „Die Kompressionszündung magerer Gemische als motorisches Brennverfahren“, Dissertation, Universität Siegen, 2001
- [4] Sauter, W.; Hensel, S.; Spicher, U.; Schubert, A.; Maas, U.: „Untersuchung der Selbstzündungsmechanismen für einen HCCI-Benzinbetrieb im Hinblick auf NOX und HC-Rohmissionen unter Berücksichtigung der Kennfeldtauglichkeit“, Abschlussbericht FVV-Vorhaben Nr. 831 Benzinselbstzündung (AiF-Nr. 140Z), Heft R537, FVV-Informationstagung Motoren, Frankfurt, 2007
- [5] Han, K.-M.; Velji, A.; Spicher U.: „Charakterisierung der räumlichen Flammenausbreitung in einem Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung durch den kombinierten Einsatz von lichtleiterbasierten Visualisierungssystemen und 3D-Rekonstruktionsverfahren“, 7. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2006
- [6] 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

- [7] Halstead, 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, Seite 45-60, 1977
- [8] Maas, U.; Pope, S.B.: „Implementation of Simplified Chemical Kinetics Based on Intrinsic Low-Dimensional Manifolds“, *Proceedings of the Combustion Institute* 24, Seite 103-112, 1992
- [9] Chang, J.; Güralp, O.; Filipi, Z.; Assanis, D.; Kuo, T.-W.; Najt, P.; Rask, R.: „New Heat Transfer Correlation for an HCCI Engine Derived from Measurements of Instantaneous Surface Heat Flux“, *SAE Powetrain & Fluid Systems Conference & Exhibition*, Tampa, Florida USA, October 25.28, 2004