

Ein neues Brennverfahren mit Mehrfacheinspritzung für Ottomotoren mit Direkteinspritzung



*A NEW COMBUSTION CONCEPT WITH MULTIPLE INJECTION
FOR SPARK IGNITION ENGINES WITH DIRECT INJECTION*

M. Kettner, J. Fischer, A. Nauwerck, J. Tribulowski, U. Spicher, A. Velji
Institut für Kolbenmaschinen, Universität Karlsruhe (TH)

D. Kuhnert, R. Latsch
Multitorch GmbH, Sinsheim

Abstract

Engines with gasoline direct injection (DISI) in fuel stratified mode promise an increase in efficiency mainly due to reduced pumping losses at part load. However the need of expensive lean NO_x catalysts may reduce this advantage. Due to this a Bowl-Prechamber-Ignition (BPI) Concept is presented in this paper as a premixed lean burn concept for DISI engines. It is realised by a prechamber spark plug and a piston bowl. The main feature of the concept is its dual injection strategy. A preinjection in the inlet stroke leads to a homogeneous lean mixture with an equivalence ratio of $\phi = 0.6$ to $\phi = 0.65$. With a second very short injection directed towards the piston bowl during the compression stroke a fuel enrichment in the spark plug region is achieved. The enriched air fuel mixture in and above the piston bowl is initially transported by the piston motion towards the prechamber spark plug and thereafter the pressure difference between the main combustion chamber and the prechamber induces a mixture transport into the prechamber.

Numerical and experimental investigations were carried out in a modified 4-valve single cylinder engine. The in-cylinder gas flow including the mixture process in the main combustion chamber and in the prechamber was investigated by CFD simulation, so that the local mixture composition could be predicted. With experimental analyses the functionality of the BPI concept has been proved. Due to the fuel stratification a robust ignition with strong flame kernels was achieved.

Kurzfassung

Die weltweite Forderung nach umweltfreundlichen und wirtschaftlichen Fahrzeugen trotz zunehmender Fahrzeuggewichte verlangt nach neuen Motorkonzepten, insbesondere bei Ottomotoren. Die Direkteinspritzung mit Schichtbetrieb ermöglicht hauptsächlich durch Verringerung der Ansaugdrosselverluste in niedrigen Lastbereichen eine Wirkungsgradverbesserung. Dieser stehen jedoch Nachteile durch den Wirkungsgrad vermindernde Abgasnachbehandlungsstrategien, insbesondere zur Reduktion der NO_x - und Partikel-Emissionen bei Magerbetrieb, gegenüber.

Vor diesem Hintergrund wird das Bowl-Prechamber-Ignition (BPI)-Verfahren nach Latsch [1] als ein Verfahren mit homogener Magerverbrennung für Ottomotoren mit Direkteinspritzung aufgezeigt. Hauptmerkmal des BPI-Verfahrens ist eine Doppeleinspritzstrategie in Verbindung mit einer Vorkammerzündung. Durch eine Saughubeinspritzung wird zunächst ein homogenes mageres Grundgemisch mit $\lambda = 1,5$ bis $1,7$ erzeugt. Im Kompressionshub wird nachfolgend eine zweite sehr kleine Menge ($< 5\%$ der gesamten Kraftstoffmasse) in Richtung der Kolbenmulde eingespritzt. Das Kraftstoffgemisch in und über der Kolbenmulde wird mit der Kolbenbewegung in Richtung Vorkammerzündkerze bewegt, wobei am Ende der Kompressionsphase das Gemisch als Folge der Druckdifferenz zwischen Brennraum und Vorkammer in diese hinein strömt. Dadurch wird eine Gemisanreicherung an der Zündstelle erreicht. Nach der zuverlässigen Entflammung in der Vorkammerzündkerze dringen Fackelstrahlen aus der Vorkammer in den Hauptbrennraum und setzen das magere Grundgemisch schnell um.

Zum Verfahren wurden numerische und experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Mit der 3D-Strömungssimulation wurde die Zylinderinnenströmung einschließlich Gemischbildung innerhalb und außerhalb der Vorkammer berechnet, wodurch Aussagen über die lokale Gemischzusammensetzung getroffen werden konnten. Durch abgestimmte experimentelle Untersuchungen an einem Einzylinderaggregat wurde der Nachweis über die besonderen Möglichkeiten des Verfahrens erbracht.

1 EINLEITUNG

Bei modernen Ottomotorkonzepten wird im unteren Lastbereich versucht, neben der Verringerung der Ansaugdrosselverluste den durch Abmagerung verbesserten Idealprozess (siehe **Bild 1**) zu nutzen.

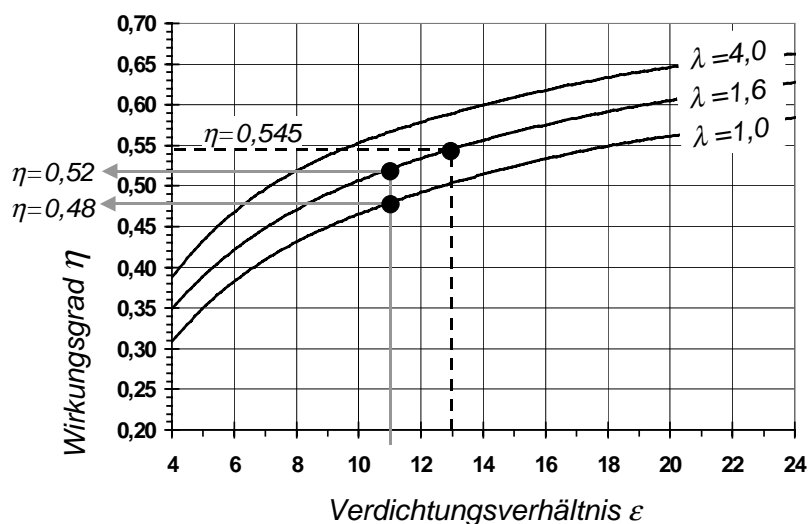


Bild 1: Einfluss von Verdichtungsverhältnis ϵ und Luft-Kraftstoff-Verhältnis λ auf den Wirkungsgrad η des vollkommenen Motors

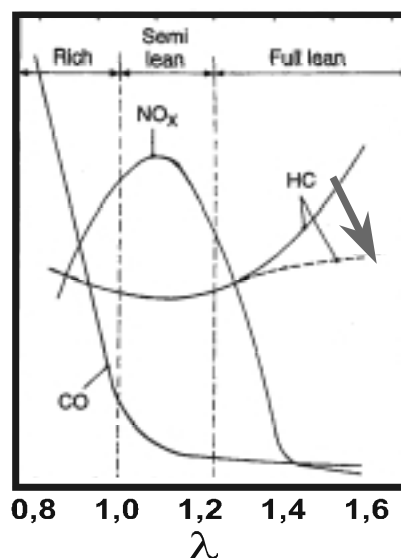


Bild 2: Emissionen in Abhängigkeit vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis λ

Bisher ausgeführte Magermotoren mit Direkteinspritzung im Schichtbetrieb verbrennen eine Gemischwolke mit einem lokalen Luft-Kraftstoff-Verhältnis um $\lambda \approx 1$. Nach **Bild 2** entstehen dabei aus der Verbrennung im Bereich des NO_x -Maximums hohe NO_x -Rohemissionen. Die Reduzierung von NO_x -Emissionen erfordern bei Magerbetrieb aufwändige und den Wirkungsgrad vermindernde Abgasnachbehandlungssysteme.

Hauptziel der im weiteren aufgeführten Untersuchungen ist die Entwicklung eines Verfahrens, das durch eine homogen magere Hauptverbrennung eine Wirkungsgraderhöhung gegenüber konventionellen Ottomotoren bei gleichzeitig geringen NO_x -Rohemissionen (Bild 2) erzielt. Das Prinzip der homogenen Magerverbrennung wird von Toyota bereits seit 1984 bei Ottomotoren im Fahrzeugbetrieb erfolgreich eingesetzt und erreicht dadurch Kraftstoffverbrauchseinsparungen von ca. 7 % [2].

Weiterhin wird die homogene Magerverbrennung derzeit bei stationären Groß-Gasmotoren insbesondere mit Hochaufladung eingesetzt, die dadurch Gesamtwirkungsgrade von bis zu 44 % erreichen [3]. Eine prinzipiell auch auf Benzinbetrieb übertragbare Konzeptstudie zum Erdgasbetrieb von [4] über ein homogenes Magerkonzept mit Hochaufladung, wobei der Motor auch bei Vollast mager betrieben wird (Ausnutzung der abnehmenden Klopfneigung mit steigender Luftzahl [5]) erreicht Kraftstoffverbräuche, die mit denen von Dieselmotoren vergleichbar sind, bei gleichzeitig niedrigem NO_x -Rohemissionsniveau. Laut Berechnungen ist dabei ein kontinuierlich wirkender Denox-Katalysator ausreichend für die NO_x -Konvertierung zur Einhaltung der Euro-4-Emissionsgrenzwerte.

2 MASSNAHMEN ZUR ERWEITERUNG DER ABMAGERUNGSFÄHIGKEIT

Der Abmagerungsfähigkeit sind im konventionellen Ottomotor mit Saugrohreinspritzung Grenzen gesetzt, da zunehmender Luftüberschuss zu ungünstigeren Zündbedingungen und damit zu ungleichmäßiger Entflammung führt. Durch die abnehmende Flammengeschwindigkeit und der daraus resultierenden zunehmenden Brenndauer wird ein unzureichender Durchbrand erzielt.

Nach [6] ist die verzögerte Energieumsetzung bei Magerbetrieb fast ausschließlich auf den anfänglichen Teil des Verbrennungsablaufes (Entflammung) zurückzuführen. Durch verbesserte Zündanlagen und eine möglichst homogene Gemischaufbereitung kann die Abmagerungsfähigkeit erhöht werden.

Zahlreiche Untersuchungen zeigen weiterhin eine mit der Abmagerung abnehmende Flammengeschwindigkeit [7]. Als Maßnahmen zur Erhöhung der Flammengeschwindigkeit ist einerseits die Erhöhung der Brenngeschwindigkeit durch Verdichtungs- und damit Temperaturanhebung und andererseits die Erhöhung der Transportgeschwindigkeit durch intensivierte Ladungsbewegung im Zylinder durch Saugrohrmaßnahmen und großen Quetschflächenanteilen bekannt. Weiterhin kann die Brenndauer durch Verkürzung der Flammenwege reduziert werden [8].

Mit dem BPI-Verfahren wird einerseits die Entflammung durch lokale Gemischanreicherung und andererseits die Anfangsphase der Hauptverbrennung durch intensive Fackelstrahlen [9] verbessert. Die Idee zur Entflammung basiert auf Arbeiten von Toyota [10], in denen das Verbrennungsverhalten von mageren Gemischen untersucht wurde, die durch Zündung einer Seifenblase mit angereichertem Gemisch in einer Verbrennungsbombe verbrannt wurden. Die Untersuchungen zeigen, dass einerseits die Brenndauer durch Vergrößerung der „Blase“ bis zu einem Durchmesser von ca. 15 mm verringert werden kann und andererseits bis zu diesem kritischen Blasendurchmesser eine nahezu konstant niedrige NO_x -Entstehung beibehalten wird.

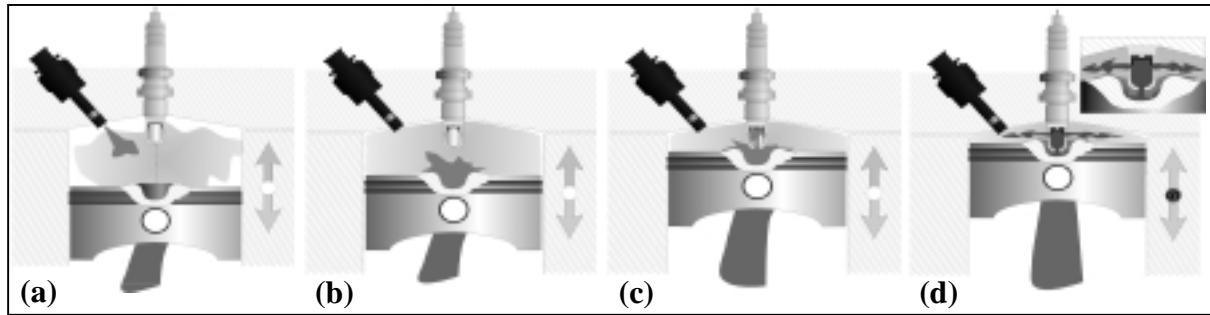


Bild 3: Schematische Darstellung der Gemischbildung und Verbrennung beim BPI-Verfahren

(a) Kompressionshub einspritzung, (b) Gemisch im Muldenbereich, (c) Eintauchen der Vorkammer in die Pleuellagermulde, (d) Zündung und Fackelstrahlen

In **Bild 3** ist die Funktionsweise des BPI-Verfahrens schematisch dargestellt. Ein homogenes mageres Grundgemisch wird durch eine Direkteinspritzung im Saughub erzeugt. Im Kompressionshub erfolgt die Einspritzung einer weiteren Kraftstoffmenge in Richtung auf und in eine kleine Pleuellagermulde (a+b). Diese Einspritzmenge enthält weniger als 5 % der gesamten Kraftstoffmasse. Bedingt durch die Strömungsverhältnisse während der Kompression und die anwachsende Druckdifferenz zwischen Hauptbrennraum und Vorkammer, die eine Strömung aus der Vorkammerumgebung ins Innere der Vorkammer induziert, strömt das Gemisch, das sich in der Nähe der Pleuellagermulde befindet, über die Überströmbohrungen in die Vorkammer (c). Durch hohe Strömungsgeschwindigkeiten beim Einströmen wird eine gute Gemischbildung für das im Mittel angefettete und damit besonders zündfähige Gemisch in der Vorkammer erzeugt. Die Gemischbildung ist somit von der zugrundeliegenden Zylinderinnenströmung entkoppelt, sodass negative Einflüsse aus zyklischen Schwankungen der Strömung minimiert werden. Nach Zündung des angereicherten Gemisches in der Vorkammer schießt das entflammte Gemisch in Folge des starken Druckanstieges über die Vorkammerbohrungen in den Hauptbrennraum und entzündet dort weiträumig das homogene magerere Grundgemisch (d). In **Bild 4** sind hierzu die Ansteuersignalverläufe von Einspritzung und Zündung dargestellt.

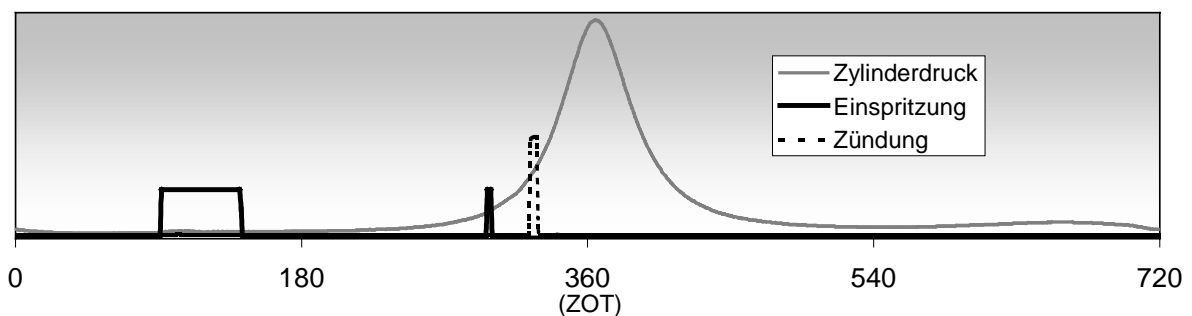
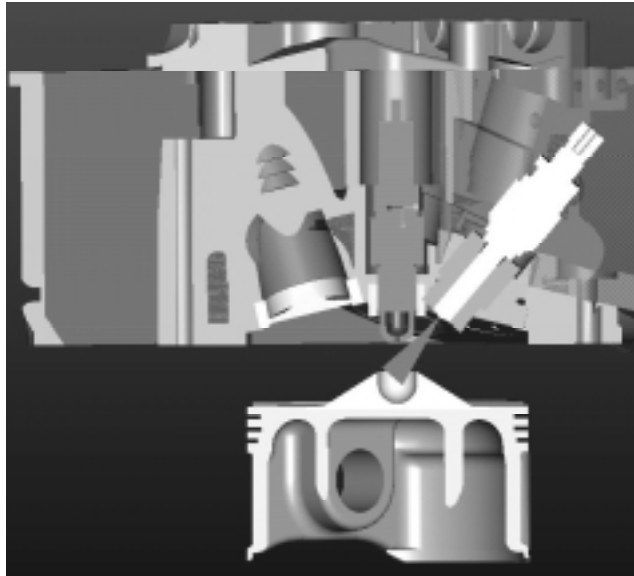


Bild 4: Einspritzverlauf beim BPI-Verfahren

3. UNTERSUCHUNGEN ZUM BPI-VERFAHREN

Als Basisaggregat für die Applikation des BPI-Verfahrens wird ein Einzylinderaggregat der Marke Rotax (BMW F650) verwendet. **Bild 5** zeigt die geometrische Anordnung von Einspritzdüse, Vorkammerzündkerze und Pleuellagermulde. Im Zylinderkopf wurde ein Auslassventil entfernt, um Bauraum für den Injektor zu schaffen, der mittels einer Hülse im Zylinderkopf montiert wird. Die Hülsenkonstruktion ermöglicht eine variable Düsenpositionierung bezüglich Lage und Einspritzrichtung. Durch eine aufschraubbare Pleuellagermulde können Geometrievarianten mit geringem Aufwand ausgetauscht werden. Weitere Angaben zum Prüfstandsaggregat können aus Tabelle 1

entnommen werden. Das BPI-Verfahren benötigt einerseits einen Injektor, der während der Saughubeinspritzung einen möglichst weiten Spraykegel erzeugt, um eine gute Gemischhomogenisierung zu erreichen. Andererseits sollte die Kompressionshubeinspritzung mit einem sehr kleinen Kegelwinkel in die Kolbenmulde erfolgen. Da ein derartiger Injektor für die Untersuchungen zunächst nicht zur Verfügung stand, wurde das Grundgemisch mit einer Saugrohreinspritzung und die Gemischanreicherungsmenge mit einer Bosch-4-Loch-Düse mit einem Kegelwinkel von $\alpha \approx 25^\circ$ und einem statischen Durchfluss von $Q_{\text{stat}} \approx 4,0 \text{ cm}^3/\text{s}$ erzeugt.



Rotax 2 (BMW F-650)	
Zylinderanzahl	1
Anzahl der Ventile	3 (Basis 4)
Verdichtungsverhältnis	10,5
Hub	83 mm
Bohrung	100 mm
Hubraum	650 cm ³
Einlass öffnet	31 °KW v. LOT
Einlass schließt	141 °KW v. ZOT
Auslass öffnet	171 °KW n. ZOT
Auslass schließt	37 °KW n. LOT
Einspritzdruck	150 bar

Bild 5: CAD-Schnittmodell des BPI-Motors

Tabelle 1: Motordaten

Um die räumliche Ausbreitung der Fackelstrahlen bei der Vorkammerzündung [11] zu analysieren und um deren Einfluss auf die Entflammung zu erkennen, wurden Untersuchungen an einem durch einen Quarzglaszylinder optisch zugänglich Motor durchgeführt. Die Verbrennungsstrahlung wurde dabei über einen schmalbandigen UV-Filter (Zentralwellenlänge 306 nm) mit einer signalverstärkenden CCD-Kamera erfasst. Es wurde eine Vorkammerzündkerze mit einer axialen Bohrung und zwei radialen Bohrungen eingesetzt, durch die sich alle Fackelstrahlen in der fokussierten Ebene senkrecht zur Kamera befinden.

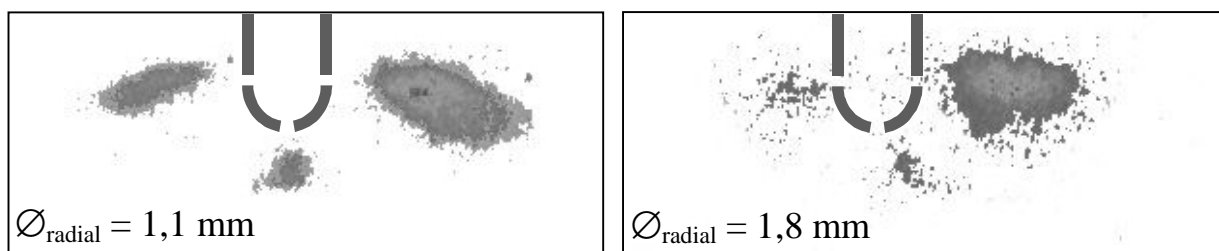


Bild 6: Visualisierung der Fackelstrahlen

In **Bild 6** sind Fackelstrahlen zum Zeitpunkt 6 °KW vor ZOT dargestellt. Der Vorzündwinkel betrug bei beiden Messungen 34 °KW vor ZOT. Variiert wurde der Durchmesser der radialen Überströmbohrungen. Die dargestellten Ergebnisse zeigen Mittelwerte aus 20 Einzelmessungen. Mit den Überströmbohrungen mit 1,1 mm Durchmesser werden deutlich intensivere und gleichmäßigere Fackeln (linkes Bild) gegenüber der Variante mit 1,8 mm Bohrungsdurchmesser im rechten Bild ermittelt.

In einer Druckkammer mit drei optischen Zugängen wurde die Sprayausbreitung des 4-Loch-Injektors untersucht. Zur Untersuchung der räumlichen und zeitlichen Tropfenverteilung wurde das Laserlichtschnittverfahren eingesetzt. Der durch einen Nd-YAG-Laser erzeugte Laserlichtschnitt wurde dabei über einen optischen Zugang in die Druckkammer eingeleitet und schneidet dabei in der Einspritzachse zwei Einzelstrahlen. Die Sprayausbreitung wird dabei über eine senkrecht zur Lichtschnittebene angeordnete CCD-Kamera zu verschiedenen Zeitpunkten erfasst.

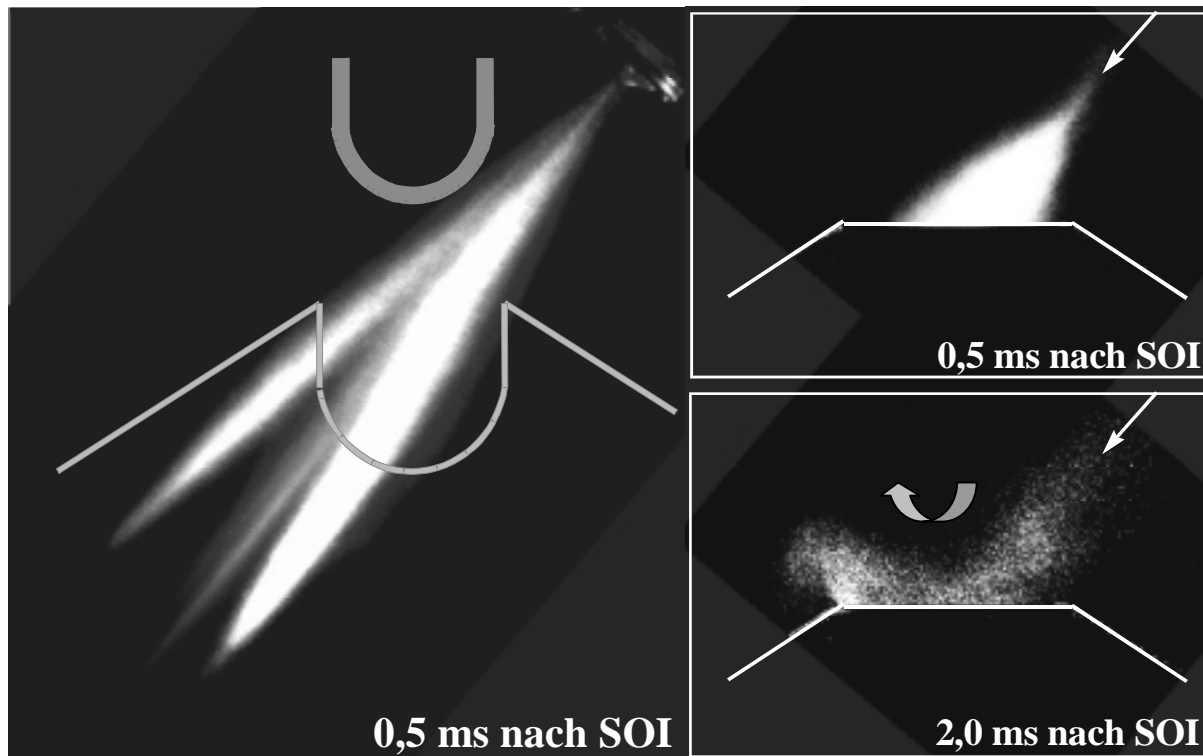


Bild 7: Sprayvisualisierung in der Druckkammer

Die in **Bild 7** dargestellten Spraybilder stellen Mittelwerte aus 25 Einzelmessungen dar. Im linken Bild sind zwei Einzelstrahlen 0,5 ms nach Einspritzbeginn dargestellt. Der gemessene Spraykegelwinkel beträgt ca. 25 °. Angedeutet ist die Position von Kolbenmulde und Vorkammerzündkerze zum Einspritzpunkt. Für die Aufnahmen in den rechten Teilbildern wurde die Kolbenmulde in der Druckkammer der Einspritzrichtung entsprechend positioniert. Durch den engen Kegelwinkel dringt der Einspritzstrahl schon nach weniger als 0,5 ms gezielt in die Mulde ein. Im unteren Teilbild ist erkennbar, dass sich bereits nach 2 ms Kraftstofftropfen durch Umlenkung an der Muldenwand über der Mulde befinden. Die Untersuchungen im linken Teilbild wurden bei 2 bar Kammerdruck und 125 °C Kammertemperatur durchgeführt. In den rechten Teilbildern betrug die Kammertemperatur 150 °C und der Kammerdruck 4,5 bar. Die elektrische Ansteuerdauer betrug bei allen Messungen 0,2 ms; der Einspritzdruck wurde auf 125 bar eingestellt.

In **Bild 8** sind vier Varianten der bei den Untersuchungen eingesetzten Vorkammerzündkerzen schematisch dargestellt. Abgebildet ist dabei jeweils der Teil, der in den Brennraum ragt. Die Kerzen unterscheiden sich ausschließlich durch die Anordnung der Überströmbohrungen.

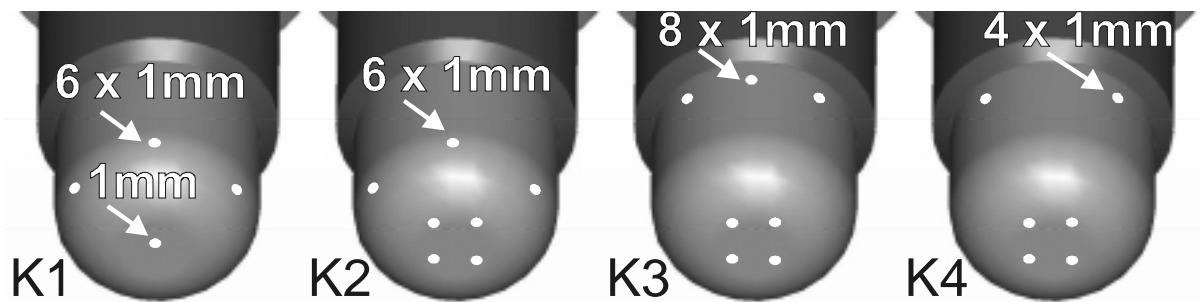


Bild 8: Vorkammerzündkerzen mit unterschiedlicher Anordnung der Überströmbohrungen

Mithilfe der dreidimensionalen Strömungssimulation wurde die Gemischbildung der Kompressionshub einspritzung berechnet. Die Untersuchungen wurden dabei mit dem Simulationscode StarCD durchgeführt. Das bewegte Rechengitter des Zylinders einschließlich der Ein- und Auslasskanäle bestand aus 625.000 Zellen im unteren Totpunkt. Als Ersatzkraftstoff wurde Isooktan verwendet.

In **Bild 9** ist die Kraftstoffdampfverteilung während der Kompressionshub einspritzung im Bereich von Mulde und Vorkammerzündkerze aufgetragen. Dargestellt ist ausschließlich Kraftstoffdampf, der aus der zweiten Einspritzung resultiert. Der Einspritzbeginn lag bei 65 °KW v. ZOT. Aus den Bildern ist erkennbar, dass der Kraftstoffdampf schon vor dem Eintauchen der Vorkammerzündkerze in die Kolbenmulde ins Kammerinnere eindringt. Der Kraftstoff trifft auf die Muldenwand und verteilt sich, sobald der Eintauchvorgang beginnt, in der Mulde.

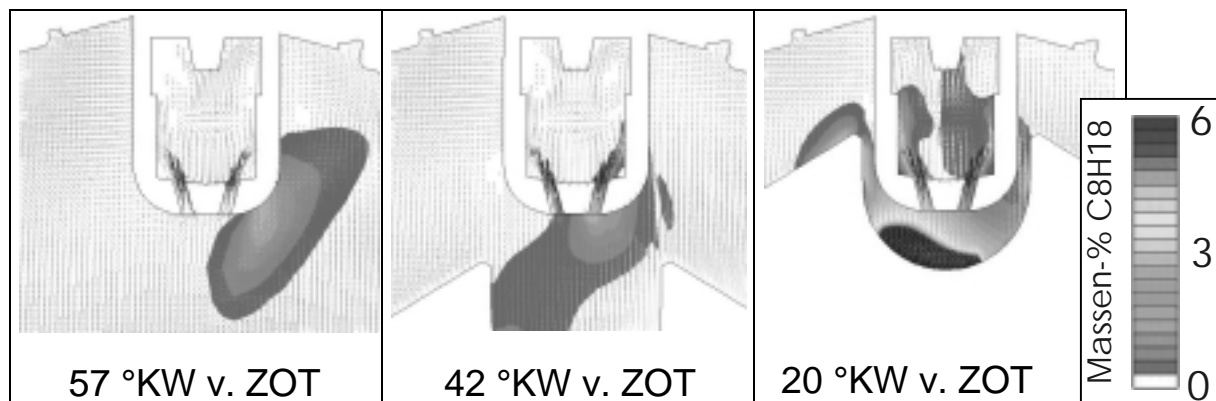


Bild 9: Dreidimensionale Simulation des Einspritzvorgangs im Kompressionshub

In **Bild 10** ist die berechnete Kraftstoffdampfkonzentration in der Kolbenmulde und beim Einströmen in die Vorkammerzündkerze dargestellt. Durch das Anbringen von vier Bohrungen (rechtes Bild) wie bei den Varianten K2 bis K4 an der Vorkammerunterseite wird im Gegensatz zu K1 mit einer zentralen Bohrung im linken Bild das eindringende Gemisch direkt zur Zündstelle geleitet. Die Vorkammerzündkerze verfügt hierbei durch Verwendung eines zentralen Elektrodenkreuzes mit Funkenstrecke zur Wand über vier Zündstellen.

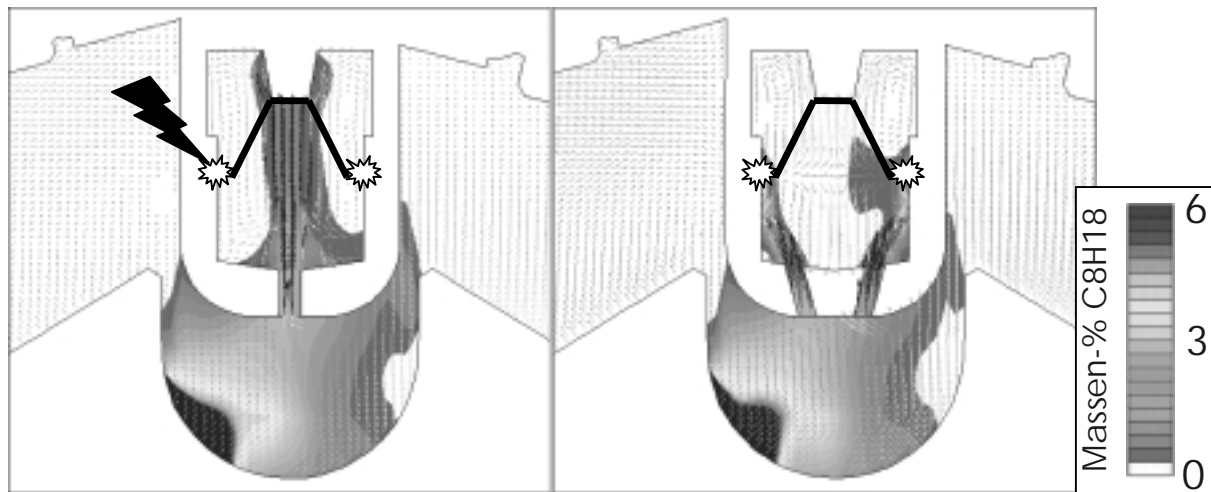


Bild 10: Einfluss der Kammerbohrungen auf die lokale Gemischverteilung in der Kammer zum Zeitpunkt 30 °KW vor ZOT

Die numerischen Untersuchungen konnten am Prüfstand durch Versuche mit verschiedenen Kerzenvarianten bestätigt werden. In **Bild 11** sind die HC-Emissionen von verschiedenen Zündkerzen bei Variation des Vorzündwinkels aufgetragen. Durch Anbringen von vier Bohrungen auf der Kammerunterseite bei K2 werden gegenüber der Kerze K1 mit einer Bohrung geringere HC-Emissionen erreicht. Mit Spätverstellung der Zündung nehmen die HC-Emissionen bei beiden Varianten jedoch deutlich zu. Dies ist vermutlich auf die tiefe Position der radialen Schusskanäle zurückzuführen, die sich zu den späten Entflammungszeitpunkten in der Kolbenmulde befinden, wodurch die „Fackelwirkung“ durch die Kolbenmuldenwände abgeschwächt wird.

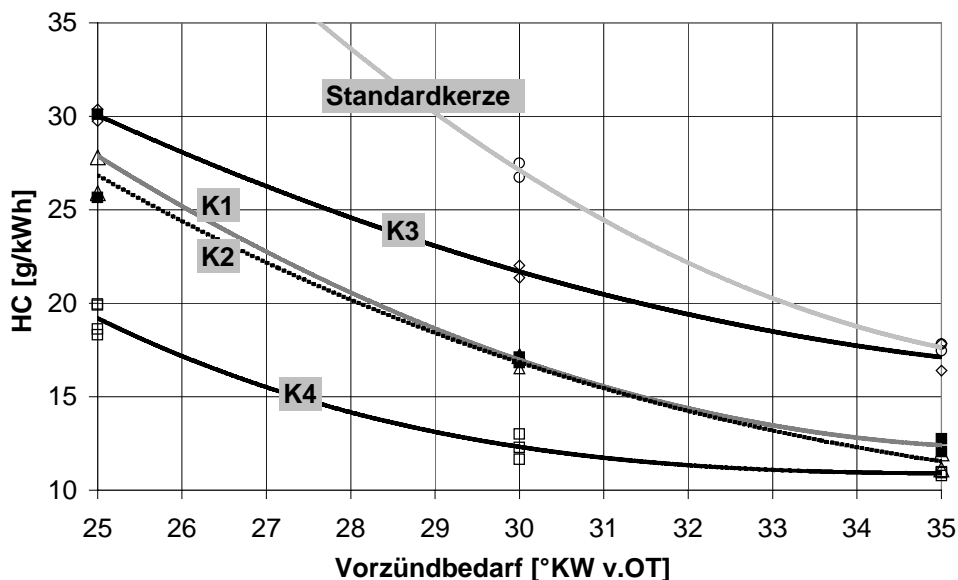


Bild 11: HC-Emissionen bei verschiedenen Zündkerzen in Abhängigkeit vom Zündwinkel bei $p_{me} = 2$ bar, $n = 2000$ 1/min und $\lambda = 1,5$

Durch Positionierung der radialen Schusskanäle knapp unterhalb des Brennraumdaches bei K3 und K4, können die Fackelstrahlen auch bei späten Zündwinkeln frei in den Brennraum austreten. Andererseits kann über diese Bohrungen, im Gegensatz zu K1 und K2, kein Gemisch aus der Mulde in die Vorkammerzündkerze strömen. Über diese strömt mageres Gemisch aus dem Hauptbrennraum ein. Durch Verringerung der Strömungsquerschnittsfläche der radialen Schusskanäle bei Kerze K4

gegenüber K3 wird vermutlich eine bessere Gemischanreicherung in der Kammer erreicht, weil das Einströmen von magerem Gemisch durch die Schusskanäle reduziert wird.

Die Untersuchungen zeigen, dass Variationen der Vorkammerzündkerze die Ergebnisse hinsichtlich der HC-Emissionen und damit der Energieumsetzung deutlich beeinflussen, so dass erwartet werden kann, dass weitere Verbesserungen möglich sind.

In weiteren Versuchen wurde die Abmagerungsfähigkeit des Prüfstands-Motors sowohl im Homogenbetrieb als auch im BPI-Betrieb untersucht. Bei allen Betriebspunkten, außer den Kennfelduntersuchungen, wurden Last und Drehzahl konstant gehalten. Die Zünd- und Einspritzzeitpunkte, sowie die jeweilige Einspritzdauer wurden verbrauchsoptimal eingestellt.

In **Bild 12** sind die Verläufe der Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes σ_{pmi} mit zunehmendem Luftüberschuss aufgetragen. Während im Homogenbetrieb ein deutlicher Anstieg ab $\lambda \approx 1,2$ erkennbar ist, beginnt dieser im BPI-Betrieb erst ab $\lambda \approx 1,7$.

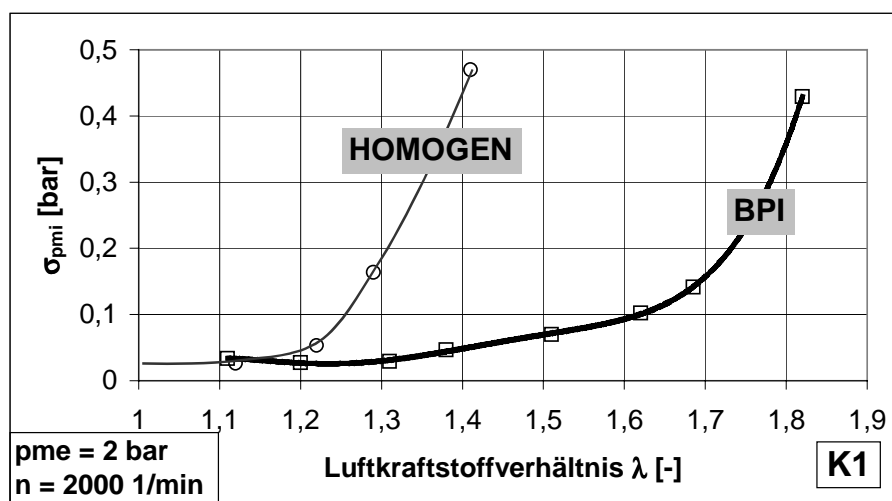


Bild 12: Standardabweichung des Mitteldruckes σ_{pmi} in Abhängigkeit vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei $p_{me} = 2$ bar, $n = 2000$ 1/min,

In **Bild 13** ist der indizierte spezifische Kraftstoffverbrauch b_i bei Abmagerung dargestellt. Dabei zeigt sich bei Homogenbetrieb ein typischer Verlauf, der um $\lambda \approx 1,2$ ein Minimum ($b_{i,min} \approx 277$ g/kWh) besitzt und bei weiterer Abmagerung wieder ansteigt. Im geschichteten BPI-Betrieb sinkt der Verbrauch ab $\lambda \approx 1,2$ unter den Minimalverbrauch des Homogenbetriebs und erreicht zwischen $\lambda \approx 1,4$ und $\lambda \approx 1,6$ einen weiten Bereich mit minimalen Werten bei $b_{i,min} \approx 265$ g/kWh, die bei weiterer Abmagerung ab $\lambda \approx 1,7$ steil ansteigen. Der Verbrauchsunterschied zwischen $\lambda \approx 1$ ($b_{i,min} \approx 294$ g/kWh) und $\lambda \approx 1,6$ ($b_{i,min} \approx 265$ g/kWh) liegt bei ca. 10 %.

Die spezifischen NO-Emissionen sowohl im Homogen- als auch im BPI-Betrieb sind in **Bild 14** dargestellt. Im Homogenbetrieb ergeben sich ausgehend von NO-Werten um ca. 13 g/kWh bei $\lambda \approx 1,0$ nach Überschreiten des NO-Maximums bei $\lambda \approx 1,05$ steil abnehmende Werte ab $\lambda \approx 1,1$. Aus den Ergebnissen im BPI-Betrieb ist ein flacher Abfall bis $\lambda \approx 1,5$ erkennbar. Bei Luftzahlen zwischen $\lambda \approx 1,4$ und $\lambda \approx 1,6$ werden in einem weiten Bereich Werte um 4 g/kWh erreicht, die bei weiterer Abmagerung ab $\lambda \approx 1,7$ weiter absinken.

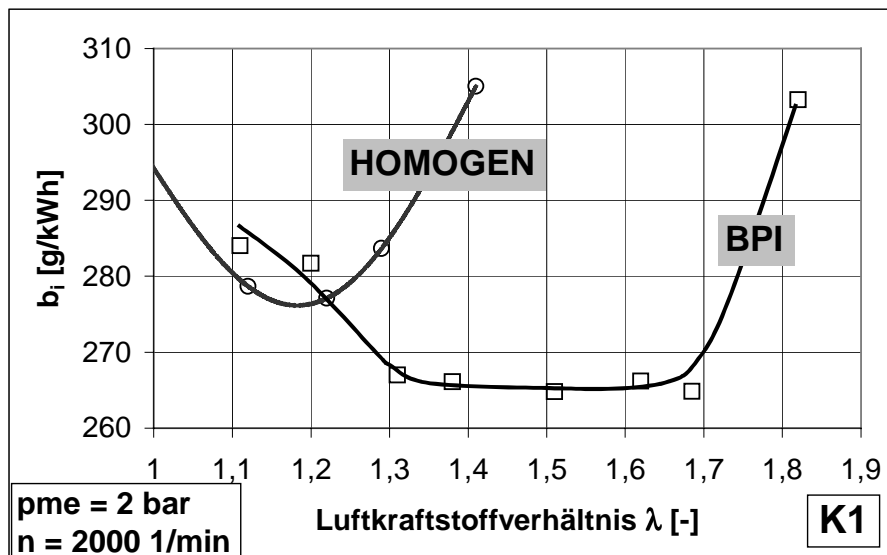


Bild 13: Spezifischer indizierter Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei $p_{me} = 2 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ 1/min}$

Die spezifischen HC-Emissionen bei Abmagerung im Homogen- und im Schichtbetrieb sind in **Bild 15** dargestellt. Es ist erkennbar, dass die HC-Emission im Homogenbetrieb ab $\lambda \approx 1,3$ deutlich ansteigt. Im Bereich um $\lambda \approx 1,4$ können die HC-Emissionen durch BPI-Betrieb dem gegenüber auf die Hälfte reduziert werden. Bei weiterer Abmagerung steigen die HC-Emissionen kontinuierlich an. Trotz der geringen Verbrennungsschwankungen im BPI-Betrieb zwischen $\lambda \approx 1,55$ und $\lambda \approx 1,65$ werden die HC-Werte des homogenen Betriebes an der Magerlaufgrenze überschritten, wobei der Anstieg bekanntermaßen vor allem eine Folge der mit steigender Luftzahl zunehmenden Quenchwirkung an den Wänden, insbesondere aber in den Spalten zwischen Kolben und Zylinder ist. Zusätzlich resultiert aus der um 160 K geringeren Abgastemperatur eine geringere Nachoxidationswirkung. Die im Vergleich zum üblichen Ottomotor mit Direkteinspritzung und Ladungsschichtung lange Gemischbildungsdauer der Haupteinspritzmenge spricht für eine ähnliche Rußemission wie beim Ottomotor mit Saugrohreinspritzung.

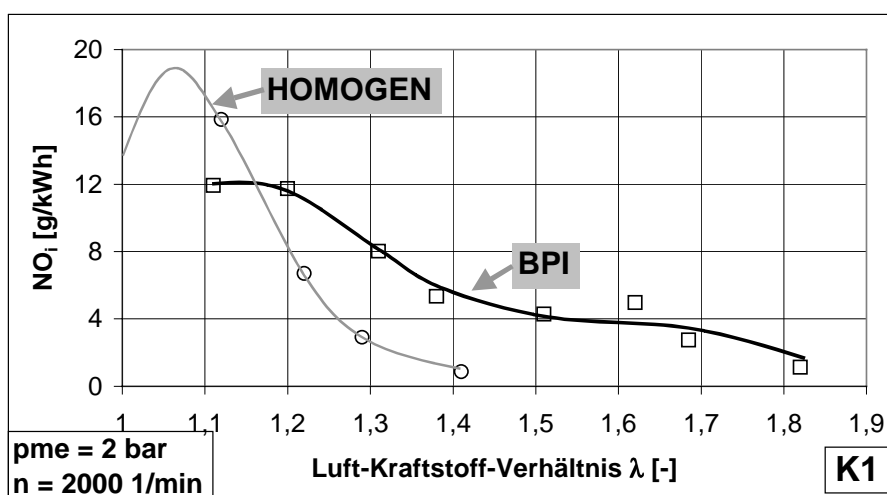


Bild 14: Spezifische NO-Emissionen in Abhängigkeit vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei $p_{me} = 2 \text{ bar}$ und $n = 2000 \text{ 1/min}$

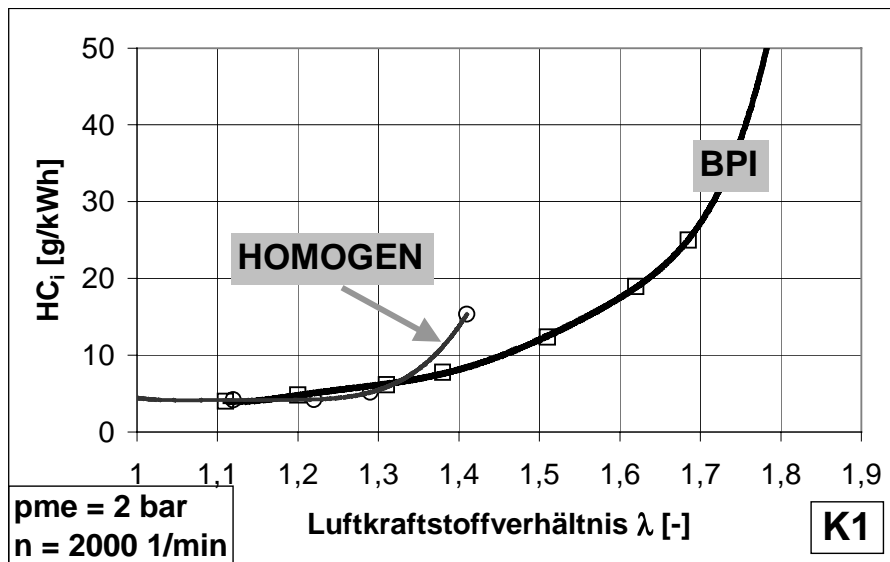


Bild 15: Spezifische HC-Emissionen in Abhängigkeit vom Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei $p_{me} = 2$ bar bei $n = 2000$ 1/min

Die Bilder 12 bis 14 zeigen die mit dem BPI-Verfahren deutlich verbesserte Abmagerungsfähigkeit gegenüber dem reinen Homogenbetrieb. Während der Versuchsmotor im Homogenbetrieb bei einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von $\lambda \approx 1,3$ seine Abmagerungsgrenze erreicht hat, kann die Abmagerung im BPI-Betrieb bis zu einem Luft-Kraftstoff-Verhältnis von $\lambda \approx 1,7$ ausgeweitet werden.

Bild 16 zeigt den Einfluss von verschiedenen Zeitpunkten für den Einspritzbeginn bzw. Ansteuerbeginn im Kompressionshub auf die HC-Emissionen und die Verbrennungsdruckschwankungen beim Betriebspunkt $n = 2000$ 1/min, $p_{me} = 2$ bar und $\lambda = 1,6$. Der für eine maximale Gemischanreicherung in der Kammer notwendige Ansteuerbeginn ergibt sich aus der geometrischen Anordnung von Injektor und Kolbenmulde. Aus den Untersuchungen ergeben sich minimale Verbrennungsschwankungen und HC-Emissionen für einen Ansteuerbeginn um 65 °KW vor ZOT. Dieser Wert wird durch die Simulationsrechnungen in Bild 9 bestätigt, in denen für diesen Einspritzbeginn ein gezieltes Eintreffen des Kraftstoffsprays in die Kolbenmulde berechnet wird. Der Kurbelwinkelversatz zwischen Ansteuerung und Einspritzung des 4-Loch-Injektors beträgt bei einer Motordrehzahl von $n = 2000$ 1/min weniger als 2 °KW.

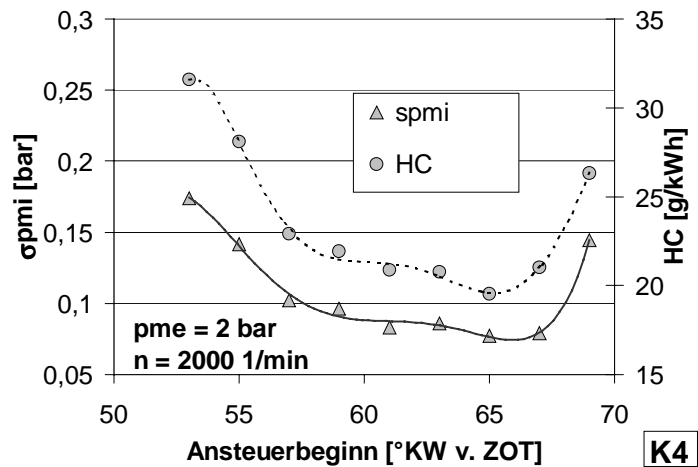


Bild 16: Einfluss des Injektoransteuerbeginns auf Motorlauf und HC-Emissionen bei $\lambda = 1,6$

Die Ergebnisse von Kraftstoff-Verbrauchsuntersuchungen bei verschiedenen Betriebspunkten sind in **Bild 17** dargestellt. Die Motordrehzahl wurde von $n = 1500$ 1/min bis $n = 3000$ 1/min und der effektive Mitteldruck p_{me} zwischen 1 bar und 2 bar variiert. Durch den BPI-Betrieb bei $\lambda = 1,6$ konnte der spezifische indizierte Kraftstoffverbrauch um 7 % bis 14 % gegenüber dem stöchiometrischen Homogenbetrieb reduziert werden.

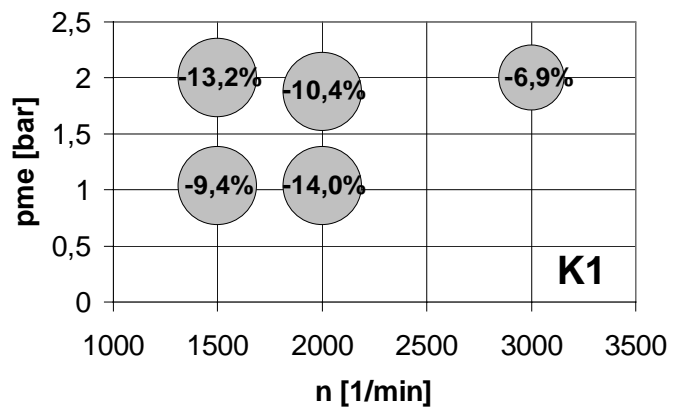


Bild 17: Kraftstoffverbrauchseinsparung bei verschiedenen Betriebspunkten

Bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung kann die Wandbenetzung durch Kraftstoff eine HC-Emissionsquelle darstellen. Mit einem Fast Response Flame Ionisation Detector (FRFID) wurde dazu der Einfluss der Kompressionshubeinspritzung auf die Wandfilmmasse bestimmt. Hierzu wurde eine FRFID-Sonde im Auslasstrakt motornah angebracht. Der zeitliche HC-Konzentrationsverlauf im Auslass wird nach Abschalten der Einspritzung im geschleppten Betrieb mit dem FRFID gemessen. Daraus wird mit der zusätzlich gemessenen Ansaugluftmenge und den entsprechenden Stoffdaten mittels einer Auswerterroutine die Wandfilmmasse berechnet [12].

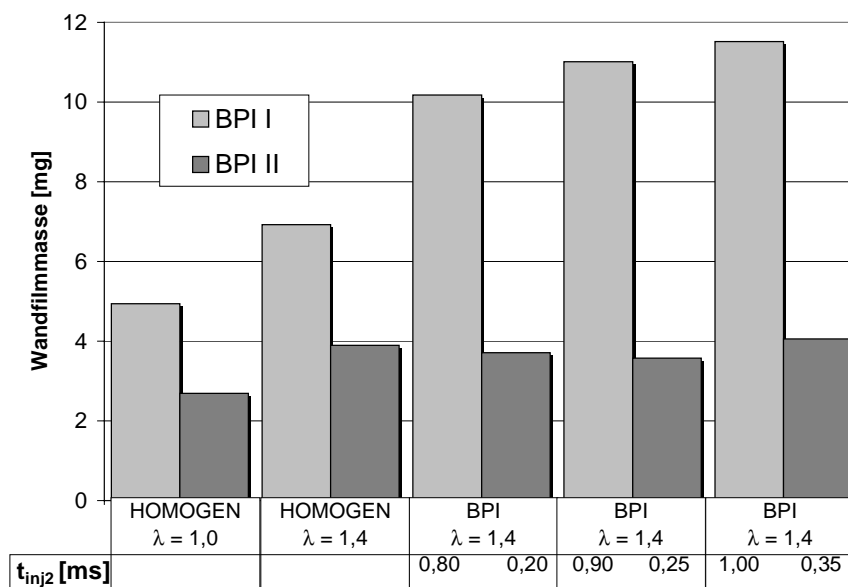


Bild 18: Gemessene Wandfilmmasse aus der Kolbenbenetzung durch Kraftstoff

Bild 18 zeigt die Ergebnisse der Wandfilmuntersuchungen von zwei verschiedenen Einspritzanordnungen im BPI-Betrieb. Variante I wurde mit dem Vorstrahl einer Bosch-Druckdralldüse mit einem nominalen Kegelwinkel von $\alpha \approx 55^\circ$ und einem statischen Durchfluss von $Q_{stat} \approx 12,3$ cm³/s betrieben. Variante II, mit der alle Untersuchungen dieser Arbeit durchgeführt wurde, besitzt die 4-Lochdüse mit 26° Kegelwinkel ($Q_{stat} \approx 4$ cm³/s). Als weitere Änderung der Variante II gegenüber der Variante I ist der Abstand zwischen Injektor und Kolbenmulde im sprayrelevanten Kurbelwinkelbereich um 60 % reduziert worden. Durch die konzentrierte Einspritzung in die Kolbenmulde bei Variante II kann die für die Gemischanreicherung an der

Zündstelle benötigte Einspritzmenge deutlich reduziert werden. Daraus ergibt sich eine deutlich geringere Kolbenbenetzung. Während bei Variante I durch die Kompressionshubeinspritzung bei $\lambda = 1,4$ eine Wandfilmzunahme von 3,2 mg gegenüber dem Homogenbetrieb gemessen wurde, bleibt der Wandfilm bei Variante II nahezu unverändert. Eine Erhöhung der Einspritzdauer im für den Schichtbetrieb relevanten Bereich führt bei Variante I im Gegensatz zu Variante II zu einem deutlichen Wandfilmaufbau. Aus den Untersuchungen kann abgeleitet werden, dass die Wandbenetzung durch die Kompressionshubeinspritzung beim BPI-Verfahren mit Variante II einen vernachlässigbaren Einfluss auf die HC-Emission hat.

ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Das BPI-Brennverfahren wird als ein vielversprechendes Entflammungskonzept mit deutlichem Einfluss auf die Gesamtverbrennung für Ottomotoren mit Kraftstoffdirekteinspritzung vorgestellt. Bei einer homogen mageren Hauptverbrennung wird bei hohem Teillast-Wirkungsgrad eine besonders geringe NO_x -Emission erreicht, wobei das HC-Niveau durch die geringe Wandanlagerung bei üblichen Luftzahlen denen des homogenen Ottomotors entspricht, und bei besonders großen Luftzahlen die aus der Literatur bekannten hohen Werte erreicht. Wandfilmuntersuchungen zeigen, dass durch eine gezielt eingespritzte Minimalmenge im Kompressionshub die Kraftstoffwandanlagerungen auf dem Kolben vernachlässigbar sind. Mit der Gemischanreicherung durch eine Minimalmenge an der Zündstelle wird eine zuverlässige Entflammung erreicht, die insbesondere eine je nach Zielsetzung angepasste Optimierung der Hauptverbrennung erlaubt. Die Abmagerung des Prüfstandsaggregates konnte von $\lambda \approx 1,3$ im Homogenbetrieb auf $\lambda \approx 1,7$ im BPI-Betrieb erweitert werden. Weitere Fortschritte sind durch die Optimierung von Vorkammerzündkerze, Einspritzsystem und Kolbenmulde, sowie durch eine Optimierung der Hauptverbrennung mit Aufladung, Saugrohr- und Ventilsteuerungsmaßnahmen sowie Abgasrückführung zu erzielen.

LITERATUR

- [1] R. Latsch, Patentschrift WO 98/45588, Priorität: 10.04.1997
- [2] S. Kato, Umweltschutz auf dem Weg ins 21. Jahrhundert - Toyotas Linie, 19. Internationales Wiener Motorensymposium, 1998
- [3] H. Vormstein, K. Stellwagen, TCG 2020 V20 neuer Hochleistungs-Gasmotor für Containereinsätze, 3. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, 2003
- [4] M. Umierski, Baumgarten, J. Geiger, P. Wolters, Neue Motorkonzepte für erdgasbetriebene Fahrzeugmotoren, 23. Internationales Wiener Motorensymposium, 2002
- [5] M.T. Overington, R.H. Thring, Gasoline Engine Combustion – Compression Ratio and Knock, Volkswagen-Konferenz „Knocking of Combustion Engines“, Wolfsburg, 1981
- [6] H. Müller, Der Verbrennungsablauf beim Magermotor, Grenzen und Möglichkeiten der Beeinflussung, Tagung: Magerbetrieb beim Ottomotor, Wolfsburg, 1985
- [7] M. Klütting, U. Spicher, F. Pischinger, Flammenausbreitung magerer Gemische in Brennräumen von Ottomotoren, Tagung: Magerbetrieb beim Ottomotor, Wolfsburg, 1985

- [8] R. Menne, D. Stojek, Konzeptstudie zur Verschiebung der Magerlaufgrenze bei der ottomotorischen Verbrennung, Tagung: Magerbetrieb beim Ottomotor, Wolfsburg, 1985
- [9] V. Weng, J. Gindele, G. Töpfer, U. Spicher, R. Latsch, D. Kuhnert, Investigation of the Bowl Prechamber Ignition (BPI) Concept in a Direct Injection Gasoline Engine at Part Load, SAE-Paper 1999-01-3658, 1999
- [10] S. Furunu, S. Iguchi, T. Inoue, Lean Combustion characteristics of locally stratified charge mixture: Basic studies of in-vessel combustion ignited by laser, Toyota Motor Corporation, JSAE 9537925, 1995
- [11] R. Latsch, The Swirl-Chamber-Spark-Plug: A Means of Faster, More Uniform Energy Conversion in the Spark-Ignition-Engine, SAE-Paper 840455, 1984
- [12] J. Tribulowski, B. Richter, U. Spicher, K. Dullenkopf S. Wittig, Influence of Atomization Quality on Mixture Formation, Combustion and Emissions in a MPI-Engine under Cold-Start Conditions, Part I&II, SAE Technical Paper 2002-01-2806, 2002-01-2807, 2002