



TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

Dissertation

**Untersuchung der Ursachen für
Kohlenwasserstoffemissionen beim Ottomotor mit
homogener Selbstzündung (HCCI)**

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der
technischen Wissenschaften unter der Leitung von

PROF. DR. BERNHARD GERINGER

Institut E-315

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

DIPL.-ING. ADAM LOCH

Matrikelnummer: 0427805

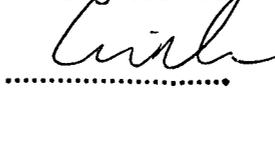
Weidenbrunnen 93 C, 70378 Stuttgart, Deutschland

Wien, am 03.10.2006


Adam Loch

Diese Dissertation haben begutachtet:





Danksagung

Herrn Prof. Dr. Bernhard Geringer, Leiter des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau, gilt mein besonderer Dank für die wissenschaftliche Betreuung meiner Arbeit sowie seine persönliche und freundliche Unterstützung, die zur Qualität und zum zügigen Gelingen der Arbeit beigetragen hat.

Für die Durchsicht der Arbeit und Übernahme des Koreferates danke ich Herrn Prof. Dr. Helmut Eichlseder, Leiter des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz. Ebenso danke ich Herrn Prof. Dr. Hanns Peter Jörgl für die Übernahme des Vorsitzes beim Rigorosum.

Ich danke allen meinen Kollegen bei der Volkswagen AG für die gute Zusammenarbeit in einer freundlichen Atmosphäre, ihre konstruktiven Anregungen und die tatkräftige Unterstützung rund um den Prüfstand. Von den vielen Helfern möchte ich besonders Frau Dr. Maria-Teresa Abad Lozano, die Herren Marcus Dallmann, Dr. Kay Schintzel, Dr. Andreas Grote, Reinhard Schulz, Henrik Meyer, Hansjörg Starrock, Michael Lauerhaas, Jan Jakobs, Wolfgang Schlüter, Andreas Böstler und Ralf Müller erwähnen.

Mein herzlicher Dank gilt meinem Betreuer Herrn Dr. Christian Jelitto. Er hat mich mit seiner positiven Ausstrahlung und hilfsbereiten freundlichen Art in meiner Arbeit wesentlich motiviert. Ich habe von ihm nicht nur in fachlicher sondern auch in sozialer Richtung viel gelernt.

Meinen Eltern Sophie und Walter Loch danke ich dafür, dass sie meine Universitätsausbildung möglich gemacht und mich sonst in jeder Hinsicht immer unterstützt haben. Meinem Bruder Peter danke ich für das Korrekturlesen, die nötige Ablenkung von der Arbeit und die seelische Unterstützung.

Der größte Dank gebührt meiner Frau Stefanie, die in allen Situationen zu mir hält.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen und Formelzeichen	VI
Kurzfassung und Abstract	X
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik	3
2.1 Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI)	3
2.1.1 Geschichte und Namensgebung	4
2.1.2 Motivation und Herausforderungen	5
2.1.3 Einflussgrößen	9
2.1.4 Betriebsgrenzen	11
2.2 Ursachen und Quellen der Kohlenwasserstoffemissionen	13
2.2.1 Ottomotor	13
2.2.2 Ottomotor mit Kompressionszündung	21
3 Durchführung	26
3.1 Versuchsträger	26
3.1.1 Änderungen für den HCCI Betrieb	28
3.1.2 Motor mit optischem Zugang	29
3.2 Messtechnik	31
3.2.1 Flammenionisationsdetektor (FID)	31
3.2.2 Fast Flame Ionisation Detector (FFID)	32
3.2.3 Kohärente anti-Stokes Raman Spektroskopie (CARS)	35
3.2.4 Kurbelwinkelaufgelöste Verbrennungsaufnahme	37
3.3 Berechnung und Simulation	38
3.3.1 1D Strömungssimulation	38
3.3.2 3D Strömungssimulation (CFD)	40
4 Ergebnisse	42
4.1 HC Emissionen beim Schleppbetrieb	42
4.2 Standardpunkt	43
4.3 Motorstellgrößen	47
4.3.1 Ladungsbewegungsklappe	47
4.3.2 Luftverhältnis mittels der Drosselklappenstellung	49
4.3.3 Einspritzbeginn	52
4.3.4 Einspritzdruck	55
4.3.5 Zündwinkel	59

4.3.6	Ansauglufttemperatur	61
4.3.7	Kühlwassertemperatur	63
4.3.8	Öltemperatur	64
4.3.9	Externe Abgasrückführrate	66
4.3.10	Eingespritzte Kraftstoffmasse	68
4.3.11	Drehzahl	71
4.3.12	Zusammenfassung Motorstellgrößen	74
4.4	HC Quellen im Brennraum	75
4.5	Kolbenform und -beschichtung	80
4.6	Atmungsraum der Zündkerze	88
4.7	Einspritzventile	89
4.8	Gemischbildungsart	95
4.8.1	Hochdrucksaugrohreinspritzung (HDSRE)	95
4.8.2	Einfluss der HDSRE auf HC Emissionen	96
4.8.3	Kolbenschicht	103
4.8.4	Zusammenfassung	104
5	Diskussion der Ergebnisse	105
5.1	Motorstellgrößen	105
5.2	Gemischbildung	108
5.3	Potential	109
6	Zusammenfassung	111
7	Literatur	113
Anhang		
A	Historie und Namensgebung für HCCI	127
B	Messtechnik	129
C	1D Strömungssimulationsmodell	130
D	Abschätzung des reaktionsfreien Abstandes	131
E	Kraftstoffzerfallsmechanismen	132
E.1	Primärzerfall	132
E.2	Sekundärzerfall	135

Abkürzungen

ACEA	Association des Constructeurs Européens d'Automobiles
AGR	Abgasrückführung
C	Kohlenstoff
C ₃ H ₈	Propan
CH ₄	Methan
CAI	Controlled Auto Ignition
CARS	Coherent Anti-Stokes Raman Spectroscopy
CCD	Charge Coupled Device
CFD	Computational Fluid Dynamics
CP	Constant Pressure
CO ₂	Kohlendioxid bzw. Kohlendioxid-Emission
DKS	Drosselklappenstellung
FID	Flame Ionisation Detector
FFID	Fast Flame Ionisation Detector
H ₂	Wasserstoff
He	Helium
HC	Kohlenwasserstoff bzw. Kohlenwasserstoffemissionen
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HDSRE	Hochdrucksaugrohreinspritzung
HSM	Hydrocarbon Sampling Module
LBK	Ladungsbewegungsklappe
LOT	Oberer Totpunkt während des Ladungswechsels
MCU	Main Control Unit
N ₂	Stickstoff
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NO _x	Stickoxide bzw. Stickoxidemissionen
O ₂	Sauerstoff
OT	Oberer Totpunkt der Kolbenstellung
ROZ	Research-Oktanzahl
UT	Unterer Totpunkt
ZOT	Oberer Totpunkt während der Hochdruckphase (Zündung)

Formelzeichen

α	$^{\circ}\text{KW}$	Kurbelwellenstellung
$\alpha_{50\%}$	$^{\circ}\text{KW}$	50 % Energieumsatzpunkt (Verbrennungsschwerpunktlage)
$\alpha_{90\%}$	$^{\circ}\text{KW}$	90 % Energieumsatzpunkt (Verbrennungsende)
α_{ENW}	$^{\circ}\text{KW}$	Stellung der EinlassNockenWelle
α_{Inj}	$^{\circ}\text{KW}$	Beginn der Kraftstoffeinspritzung (Injektion)
α_S	$^{\circ}$	Strahlneigungswinkel (Bentwinkel)
γ_S	$^{\circ}$	Strahlkegelwinkel
ε	-	Verdichtungsverhältnis
η_V	-	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors
λ	-	Luftverhältnis
λ_w	$\frac{W}{m \cdot K}$	Wärmeleitfähigkeit
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte
ϑ_{Inj}	$^{\circ}\text{C}$	Injektortemperatur
χ_{HC}	-	Stoffmengenanteil Kohlenwasserstoffen
$\chi_{N_2, Abgas}$	-	Stoffmengenanteil Stickstoff im Abgas
$\chi_{N_2, Luft}$	-	Stoffmengenanteil Stickstoff in der Luft
χ_{O_2}	-	Stoffmengenanteil Sauerstoff
$\chi_{O_2, Abgas}$	-	Stoffmengenanteil Sauerstoff im Abgas
$\chi_{O_2, Luft}$	-	Stoffmengenanteil Sauerstoff in der Luft
ξ_{HC}	-	Massenverhältnis HC Emissionen zu eingespritzter Kraftstoffmasse
ξ_K	-	Massenanteil Kraftstoff

VIII

A_{Oberf}	m^2	Oberfläche
E_i	J	Energie eines molekularen Zustands i
H_B	m	Höhe des Brennraums
H_K	-	Homogenitätsindex
M_{Abgas}	$\frac{kg}{mol}$	Molmasse von Abgas
M_{Luft}	$\frac{kg}{mol}$	Molmasse von Luft
N_i	-	Besetzungszahl eines molekularen Zustands i
Pe	-	Peclet Zahl
Q	J	umgesetzte Energie (nach Onishi et al.) [93]
Q_{stat}	$\frac{m^3}{s}$	statischer Durchfluss eines Injektors
R	$\frac{J}{kg K}$	spezielle Gaskonstante
R_B	m	äußerer Radius des Brennraums
R_m	$\frac{J}{mol K}$	molare Gaskonstante
T	K	Temperatur
T_{Kammer}	K	Kammertemperatur
V	m^3	Volumen
V_F	m^3	Feuerstegvolumen
V_H	m^3	gesamtes Hubvolumen des Motors
V_i	m^3	Volumenelement
V_K	m^3	Kraftstoffvolumen

IX

c_p	$\frac{J}{kg\ K}$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_{HC}	$\frac{mol}{m^3}$	Stoffmengenkonzentration von Kohlenwasserstoffen
d_q	m	Löschabstand
d_{32}	m	Sauterdurchmesser
$d_{Tropfen}$	m	Tropfendurchmesser
h_B	m	Höhe der reaktiven Zone im Brennraum
k_B	$\frac{J}{K}$	Boltzmannkonstante
m_{HC}	kg	Masse der HC Emissionen pro Arbeitsspiel
m_{Inj}	kg	eingespritzte Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel
\dot{m}_K	$\frac{kg}{s}$	Kraftstoffmassenstrom
\dot{m}_L	$\frac{kg}{s}$	Luftmassenstrom
n	$\frac{1}{s}$	Drehzahl
n_{AGR}	-	Stoffmenge AGR
n_{Luft}	-	Stoffmenge Luft
$n_{N_2,AGR}$	-	Stoffmenge Stickstoff im AGR
$n_{N_2,Brennraum}$	-	Stoffmenge Stickstoff im Brennraum
$n_{N_2,Luft}$	-	Stoffmenge Stickstoff in der Luft
$n_{O_2,AGR}$	-	Stoffmenge Sauerstoff im AGR
$n_{O_2,Brennraum}$	-	Stoffmenge Sauerstoff im Brennraum
$n_{O_2,Luft}$	-	Stoffmenge Sauerstoff in der Luft
p	Pa	Druck
p_{Inj}	Pa	Kraftstofffraildruck bzw. Einspritzdruck
p_{Kammer}	Pa	Kammerdruck
p_{me}	Pa	effektiver Mitteldruck
p_{mi}	Pa	indizierter Mitteldruck
q	$\frac{J}{kg}$	spezifische Gemischenergie (nach Onishi et al.) [93]
r_B	m	Radius der reaktiven Zone im Brennraum
t	s	Zeit
t_{Inj}	s	Einspritzdauer
v_f	$\frac{m}{s}$	Flammengeschwindigkeit
v_{fl}	$\frac{m}{s}$	laminare Flammengeschwindigkeit
v'	$\frac{m}{s}$	turbulente Schwankungsgeschwindigkeit
w	kg	Gemischmasse (nach Onishi et al.) [93]
x	m	reaktionsfreier Abstand
x_{AGR}	-	AGR Rate

Kurzfassung

Ein Motor mit geringem Kraftstoffverbrauch und somit auch geringem Kohlenstoffdioxid ausstoß, der die zukünftigen gesetzlichen Abgasvorschriften erfüllt und zum Fahrspaß des Kunden beiträgt, ist das Ziel der Forschungs- und Entwicklungsarbeiten auf dem Motorensektor. Das im Forschungsstadium befindliche alternative Brennverfahren „Homogeneous Charge Compression Ignition“ (HCCI) verspricht beim Ottomotor gute Verbrauchswerte bei geringen Stickoxidemissionen. Als gesetzlich begrenzte Abgasemissionen verbleiben bei diesem Brennverfahren zumeist erhöhte Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen. Um die Kohlenwasserstoffemissionen weiter reduzieren zu können, ist das Ziel dieser Arbeit, das Verständnis über die Ursachen und Quellen der Kohlenwasserstoffemissionen beim HCCI Brennverfahren mit Ottokraftstoff zu erweitern.

Nach der Beschreibung des HCCI Brennverfahrens werden zunächst die bekannten Kohlenwasserstoffquellen bei konventionellen Ottoverfahren geschildert und die bisherigen Erkenntnisse bezüglich Ursachen der Kohlenwasserstoffemissionen beim HCCI Brennverfahren aufgelistet. Es wird angenommen, dass viele vom konventionellen Ottomotor bekannten Ursachen für die Kohlenwasserstoffemissionen auch beim HCCI Brennverfahren gelten. Aus diesem Grund konzentrieren sich die Untersuchungen auf die Verbrennung und die Gemischbildung, da hier die größten Unterschiede in den Brennverfahren vorliegen.

Zur Durchführung der Experimente wird ein moderner 1,6 l Serienmotor mit Direkteinspritzung der Volkswagen AG verwendet, der im Ventiltrieb für den HCCI Betrieb modifiziert ist. Ein schneller Flammenionisationsdetektor, „Kohärente anti-Stokes Raman Spektroskopie“ Lasermesstechnik mit optisch zugänglichem Motor zur Messung der Ladungstemperatur und kurbelwinkelaufgelöste Verbrennungsaufnahmen ergänzen die Standardmesstechnik. Die Analyse der Messungen wird durch eindimensionale und dreidimensionale Strömungsberechnungen unterstützt.

Der Einfluss der Verbrennung auf die Kohlenwasserstoffemissionen wird anhand einzelner Variationen von Motorstellgrößen untersucht. Die Ergebnisse zeigen, dass eine Hauptquelle für Kohlenwasserstoffemissionen die reaktionsfreie Grenzschicht an der Brennraumwand ist, die von der Verbrennungslage abhängt. Dabei ist die zum Erreichen der Verbrennungslage verwendete Motorstellgröße von untergeordneter Bedeutung.

Die Untersuchung verschiedener Kolbenvarianten zeigt, dass die Spalträume, insbesondere der Kolbenfeuersteg, wie bei konventionellen Ottobrennverfahren einen großen Anteil an den Kohlenwasserstoffemissionen verursachen. Die direkte Kolbenbenetzung durch

den Kraftstoffstrahl führt mit der Zeit zur Bildung einer Rußschicht auf dem Kolben und somit einem erhöhten Anstieg der Kohlenwasserstoffemissionen. Die Realisierung einer zusätzlichen Hochdrucksaugrohreinspritzung erlaubte einen größeren Einfluss auf die Gemischbildung zu nehmen, um z.B. die direkte Brennraumwandbenetzung zu vermeiden. Ein Einfluss dieser Maßnahmen auf die Kohlenwasserstoffemissionen konnte nicht festgestellt werden, so dass die Aufbereitungsbedingungen im Brennraum als ausschlaggebend angesehen werden.

Zur Reduktion der Kohlenwasserstoffemissionen beim HCCI Brennverfahren eignen sich viele der beim konventionellen Ottomotor bekannten Maßnahmen wie Reduzierung des Feuerstegvolumens oder Vermeidung von Brennraumwandablagerungen (z.B. Rußschicht auf dem Kolben). Für die Kohlenwasserstoffemissionen speziell beim HCCI Brennverfahren ist die Verbrennungslage von Bedeutung. Denn unabhängig von der Stellgröße kann das Niveau der Kohlenwasserstoffemissionen unter Voraussetzung eines sinnvollen Betriebs mit der Verbrennungslage beeinflusst werden. Somit sind beim HCCI Brennverfahren zur Abstimmung der optimalen Verbrennungslage neben Verbrauch, Drehmoment und Komfort die Kohlenwasserstoffemissionen zu berücksichtigen.

Abstract

The main aim of research and development in the field of internal combustion engine is to create an engine with low fuel consumption and hence low carbon dioxide emissions to meet future emissions regulations as well as providing a good driving experience. Homogeneous charge compression ignition (HCCI) is an alternative combustion process being currently developed that promises a good fuel consumption rate and low nitrogen oxide emissions for the gasoline engine. The only legally restricted exhaust gas emissions for this combustion process are carbon monoxide (CO) and hydrocarbons (HC). The aim of this research was a better understanding of the causes and sources of hydrocarbon emissions with HCCI using gasoline so as to further reduce hydrocarbon emissions.

A description of the HCCI combustion process is followed by a list of the known sources of hydrocarbon emission in conventional gasoline engines and current knowledge of the causes of hydrocarbon emission with HCCI. It is assumed that many of the known causes of hydrocarbon emissions in the conventional gasoline combustion process are the same for HCCI. For this reason, this study focused on combustion and carburation, which is where the combustion processes differ the most.

The trials used an advanced Volkswagen AG (VW Inc.) 1.6 l series engine with direct injection whose valve train was modified for HCCI. The standard measurement method was complemented by a fast flame ionisation detector, a coherent anti-Stokes Raman spectroscopy (CARS) laser measurement and high-speed imaging technique. For the last two methods an engine with optical access to the combustion chamber was used. Data analysis was also supported by one-dimensional and three-dimensional computational fluid dynamics.

The influence of combustion on hydrocarbon emission was determined by varying one engine parameter at a time. The results showed that the main source of hydrocarbon emissions is the inert boundary layer of gas which is next to the wall of the combustion chamber. This inert layer is particularly affected by the timing of combustion, where the parameter needed for achieving this timing is of minor importance.

Examination of different piston types shows that the crevices, particularly the piston top land, cause much of the hydrocarbon emissions (as they do with conventional gasoline combustion). Directing the fuel spray onto the piston caused the formation of a sooty layer on the piston surface and hence increased hydrocarbon emissions. Introducing an additional high-pressure multi-point injection allowed greater influence on fuel-mixture generation and prevented the fuel from making direct contact with the wall of the combustion chamber. The high-pressure multi-point injection was not found to influence hy-

XIII

drocarbon emissions, so that conditions in the combustion chamber itself are considered to be decisive. Conditions outside of the combustion chamber are of less importance for the fuel-mixture generation.

A reduction of the hydrocarbon emissions with HCCI can be achieved using largely the same measures as those for the conventional gasoline engine such as reducing top land volume and preventing deposits on the wall of the combustion chamber (e.g., sooty layer on the piston surface). For HCCI, the timing of combustion is of particular importance regarding the emission of hydrocarbons. The level of hydrocarbon emissions is affected by the timing of combustion irrespective of the engine operating parameters (assuming that the engine is operated properly). Thus, the challenge for the engineer is to find the optimum timing of combustion for the best fuel consumption, torque, noise vibration harshness and with HCCI additionally for hydrocarbon emissions.

1 Einleitung

Die derzeitigen Forschungs- und Entwicklungsarbeiten in der Motorenentwicklung verfolgen drei Hauptziele:

- den Kraftstoffverbrauch zu senken (siehe Selbstverpflichtung des Verbandes der europäischen Automobilhersteller (ACEA), die CO₂ Emission der neu zugelassenen Personenkraftwagen bis 2008 auf durchschnittlich 140 g_{CO₂}/km pro Flotte zu senken [30])
- die durch den Gesetzgeber verschärften Abgasgrenzwerte (z.B. EURO V [29]) zu erfüllen
- den vom Kunden gewünschten Fahrspaß zu erhöhen

Bei allen Zielen sind die Randbedingungen einer kostengünstigen Umsetzung in der Großserie zu beachten. Die bisherigen Motorkonzepte besitzen entweder Vorteile auf der Verbrauchsseite oder auf der Abgasseite. So weisen die heutigen Dieselmotoren gute Verbrauchswerte auf, erfordern aber große Anstrengungen, um die zukünftigen Abgasgrenzwerte zu erfüllen. Beim Ottomotor ist es umgekehrt. Ein alternatives Brennverfahren mit Kompressionszündung - bekannt unter dem Namen „Homogeneous Charge Compression Ignition“ (HCCI) - verspricht gute Verbrauchswerte bei geringen Abgasemissionen.

Das HCCI Brennverfahren weist aufgrund der homogenen Gemischzusammensetzung und der geringen Verbrennungstemperatur kaum nachweisbare Partikel- und Stickoxidemissionen auf [73]. Als gesetzlich begrenzte Abgasemissionen verbleiben noch Kohlenmonoxid und die Kohlenwasserstoffe. Ein Senken der Rohemissionen würde den Wirkungsgrad weiter erhöhen und die Komplexität der Abgasbehandlungsmaßnahmen reduzieren. Die Höhe der Emissionswerte für Kohlenwasserstoffe, welche in vielen Publikationen angegeben wird, ist nicht eindeutig, wird aber im Allgemeinen als schlechter im Vergleich zu konventionellem Ottomotor eingeschätzt. Im Vergleich zu fremd gezündeten Brennverfahren reicht das Streuband von ca. 30 % besser [87] über etwa gleich [73] bis hin zu 160 % schlechter [151]. Dabei werden die Ursachen der Kohlenwasserstoffrohmissionen beim HCCI Brennverfahren kaum beschrieben.

Diese Arbeit hat das Ziel, das Verständnis über die Ursachen und Quellen der Kohlenwasserstoffemissionen beim HCCI Brennverfahren mit Ottokraftstoff zu erweitern. Der Entstehungsmechanismus der Kohlenwasserstoffemissionen beim Ottomotor mit äußerer Gemischbildung ist weitgehend bekannt. Es liegen auch Arbeiten zu den Untersuchungen der Kohlenwasserstoffquellen an Ottomotoren mit Direkteinspritzung vor [125, 37, 110]. Da es anzunehmen ist, dass viele der untersuchten Entstehungsmechanismen der Kohlenwasserstoffemissionen z.B. Ab- und Desorption von Kraftstoff im Ölfilm, Ablagerungen, Be-

netzung der Brennraumwände, Spalträume und Nachoxidation auch beim HCCI Brennverfahren gelten, konzentrieren sich die Untersuchungen in dieser Arbeit vorrangig auf die Gemischbildung und Verbrennung. Die Umsetzung des Kraftstoff-Luft-Gemisches findet beim HCCI Brennverfahren nahezu gleichzeitig an vielen Orten im Brennraum statt. Da keine Flammenentstehung zu beobachten ist, sind die Entstehungsursachen der Kohlenwasserstoffe wie Flammenerlöschung „Flame-Quenching“ zu hinterfragen.

In der vorliegenden Arbeit war deshalb die Frage der Ursachen von Kohlenwasserstoffen bei dem unkonventionellen Brennverfahren HCCI ein Kernpunkt. Dazu wurden neben theoretischen Überlegungen vor allem umfangreiche versuchstechnische Experimente an einer komplexen Anordnung durchgeführt. Die Experimente verwenden als Versuchsträger einen Serienmotor mit Benzin-Direkteinspritzung der Volkswagen AG, welcher für den Betrieb mit Kompressionszündung im Ventiltrieb modifiziert war. Die Untersuchungen fanden im stationären Betrieb statt. Der Einfluss verschiedener Parameter auf die Verbrennung und auf die Kohlenwasserstoffemissionen (HC Emissionen) stand im Vordergrund.

2 Stand der Technik

Das Interesse am HCCI Brennverfahren ist zurzeit groß und es gibt viele Veröffentlichungen über Forschungsaktivitäten auf diesem Gebiet [152, 106]. Unter den vielen beschriebenen Konzepten ist jedoch nur ein Zweitakt-Einzylindermotor¹ in einem Motorrad (Honda Pantheon) bis dato in die Serie gegangen [142].

Der nachfolgende Abschnitt liefert einen Überblick über das HCCI Brennverfahren im Allgemeinen und über das für diese Arbeit verwendete Konzept mit Ottokraftstoff. Im Anschluss daran wird auf den bisherigen Kenntnisstand von HC Quellen beim Ottomotor mit Direkteinspritzung und beim HCCI Brennverfahren eingegangen.

2.1 Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI)

HCCI ist ein Verbrennungsprozess, bei welchem ein weitgehend homogenes Gemisch aus Luft, Kraftstoff und oft auch Verbrennungsprodukten durch die Kompression zur Selbstzündung gebracht wird. Die Verbrennung setzt an verschiedenen Stellen im Brennraum nahezu gleichzeitig ein (**Abbildung 1**) [93]. Es bildet sich keine Flammenfront wie beim fremd gezündeten Betrieb aus. Im Vergleich zur Diffusionsverbrennung beim Dieselmotor wird die Reaktionsgeschwindigkeit nicht durch die Mischungsvorgänge von Kraftstoff und Luft begrenzt. Die HCCI Verbrennung kann von dem Klopfphänomen in Ottomotoren dadurch abgegrenzt werden, dass sie gewollt ist, kontrolliert abläuft, keinen Schaden am Motor verursacht und vor allem auch der Beginn der Selbstzündung im Unterschied zum Klopfen beim fremd gezündeten Verfahren kontrolliert wird.

Der Begriff „HCCI“ wird wegen des Wortes „Homogeneous“ oft als unzutreffend kritisiert, da das Gemisch zwischen AGR und Frischladung als nicht homogen angesehen wird [33, S.884]. Es herrscht die Meinung vor, dass zur Kontrolle des Zündzeitpunktes insbesondere beim Einsatz von Ottokraftstoffen eine gezielte, leichte Inhomogenität sinnvoll ist [132]. Neben vielen anderen Begriffen (siehe Abschnitt 2.1.1), ist der alternative Begriff „Controlled Auto Ignition (CAI)“ besonders für den Motorbetrieb mit Ottokraftstoff geläufig. In dieser Arbeit wird jedoch durchgehend der Begriff HCCI verwendet.

Der HCCI Betrieb ist mit jedem Kraftstoff denkbar. Es ist aber zu beachten, dass sich die Randbedingungen für eine kontrollierte Selbstzündung abhängig vom Kraftstoff erheblich ändern können. Die hier vorgestellten Ergebnisse beziehen sich auf den Prozess mit handelsüblichem Ottokraftstoff.

¹V_H = 125 cm³, ε = 7

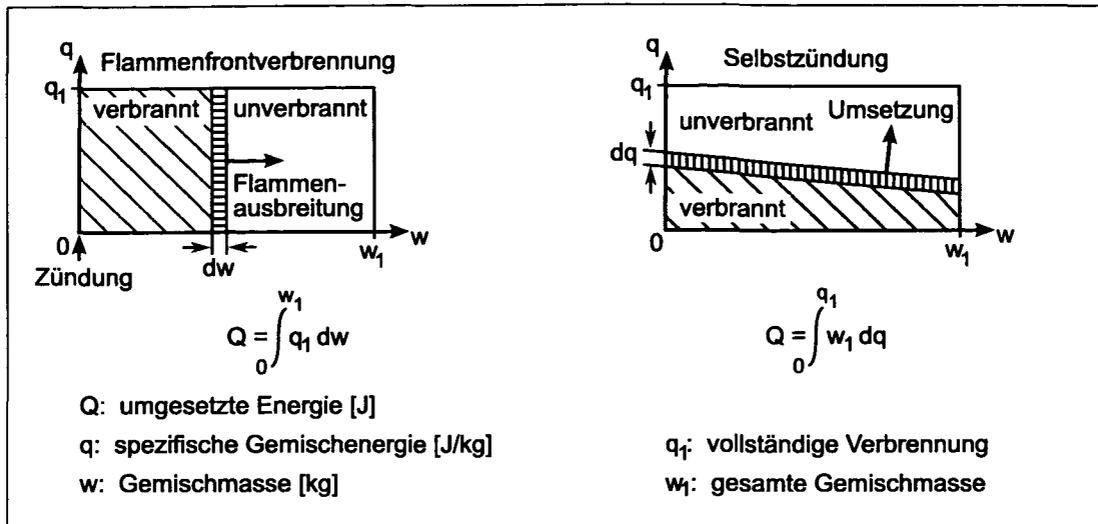


Abbildung 1: Modellvergleich der ottomotorischen Verbrennung und ATAC (HCCI) von Onishi et al. [93]

2.1.1 Geschichte und Namensgebung

Die Geschichte des HCCI Brennverfahrens kann mit dem „hot-bulb engine“ Patent von Carl W. Weiss auf das Jahr 1897 zurückgeführt werden [35]. Dabei weist der „hot-bulb“ Motor auch ähnliche Eigenschaften wie die frühen Versionen des Vorkammerdiesels auf. Eine eindeutige Zuordnung ist aber schwierig.

Der Lohmann-Fahrradmotor gilt, vom „hot-bulb“ Motor abgesehen, als der erste Motor, welcher nach dem HCCI Brennverfahren funktionierte [82, 112, 117]. Es handelte sich um einen Zweitaktmotor mit kleinem Hubraum ($V_H = 18 \text{ cm}^3$). Das Verständnis über die Vorgänge in diesem Motor war aber zu jener Zeit wahrscheinlich noch nicht da.

HCCI als ein zum konventionellen Otto- und Dieselp Prozess unterschiedlicher Verbrennungsprozess ist zum ersten Mal 1979 erkannt worden. Dieser Prozess wurde damals „Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC)“ genannt und er wurde an einem Zweitaktmotor mit einem Zylinder und einer Verdichtung von 7,5:1 untersucht [93]. Weitere Arbeiten zu diesen Brennverfahren an einem Zweitaktmotor wurden im gleichen Jahr von Nouguchi et al. unter dem Namen „Toyota-Soken Combustion (TS)“ bekannt [87].

1983 hat Najt et al. das Verfahren zum ersten Mal an einem Viertaktmotor untersucht und es „Compression-Ignited Homogenous Charge Combustion (CIHC)“ genannt [83]. Der Begriff HCCI wird in der Veröffentlichung von Thring im Jahr 1989 geprägt. Die Untersuchungen sind an einem Viertaktmotor mit handelsüblichem Otto- und Dieselpkraftstoff durchgeführt worden [130]. Es folgen viele weitere Arbeiten zu diesem Thema wie zum Beispiel die Untersuchungen von Stockinger et al. an einem 4-Zylindermotor [123].

Das HCCI Verfahren ist in der Literatur unter vielen verschiedenen Namen bekannt:

- „Fluid Dynamically Controlled Combustion (FDCCP)“ von Duret et al. (1993) [32]
- „Lean Premixed Diesel Combustion (LPDC)“ von Takeda et al. (1995) [128]
- „Premixed Lean Diesel Combustion (PREDIC)“ von Takeda et al. (1996) [129]
- „Uniform Bulky Combustion System (UNIBUS)“ von Yanagihara et al. (1996) [144]
- „Activated Radical Combustion (ARC)“ von Ishibashi et al. (1996) [59]
- „Premixed Charge Compression Ignition (PCCI)“ von Aoyama et al. (1996) [6]
- „Homogeneous Intelligent Multiple Injection Combustion (HiMICS)“ von Yokota et al. (1997) [148]
- „Modulated Kinetics (MK)“ von Kimura et al. (1997) [65]
- „Controlled Auto Ignition (CAI)“ von Lavy et al. (2000) [73]
- „Raumzündverbrennung (RZV)“ von Nieberding (2001) [86]
- „Optimized Kinetic Process (OKP)“ von Yang et al. (2002) [145]
- „Homogeneous Charge Late Injection (HCLI)“ [19]
- „Highly Premixed Late Injection (HPLI)“ [19]

Weitergehende Informationen zur geschichtlichen Entwicklung von HCCI können bei Scholz [111], Nieberding [86] oder Zhao et al. [152] nachgeschlagen werden.

2.1.2 Motivation und Herausforderungen

Die Hauptmotivationsgründe für das HCCI Brennverfahren sind der hohe Wirkungsgrad und die geringen Stickoxidemissionen [98]. Die hier beschriebenen Motivationsgründe und Herausforderungen sowie alle weiteren Ausführungen der Arbeit beziehen sich hauptsächlich auf das HCCI Brennverfahren mit Ottokraftstoff. Das Potential für das HCCI Brennverfahren mit Dieselkraftstoff schildert Wimmer et al. [139].

Die Kompression des annähernd homogenen Luft-Kraftstoffgemisches bewirkt eine Dichte- und Temperaturerhöhung des gesamten Gemisches. Damit werden Reaktionen eingeleitet, welche schließlich zur Selbstzündung des Gemisches und der Umsetzung desselben führen. Der Reaktionsvorgang ist hauptsächlich von den lokalen, chemischen Randbedingungen im Brennraum und nicht vom Wärmetransport (z.B. einer Flammenfront beim konventionellen Ottomotor) oder einem Massetransport (z.B. Diffusionsverbrennung beim Dieselmotor) abhängig [83]. Aus diesem Grund können im Vergleich zum Diesel- oder fremd gezündeten Betrieb viel größere Reaktionsgeschwindigkeiten erreicht werden [20]. Eine Annäherung an einen ideal isochoren Vergleichsprozess ist möglich und bewirkt somit eine Wirkungsgraderhöhung.

Eine unbegrenzte Steigerung der Umsetzungsgeschwindigkeit ist aber aufgrund des steigenden Druckgradienten und des steigenden Spitzendrucks nicht erwünscht, da die mechanische Belastung des Motors und die Geräuschemissionen berücksichtigt werden müssen. Um die Verbrennungsgeschwindigkeit auf einem angemessenem Niveau zu halten, muss das Gemisch mit Luft oder Abgas stark verdünnt werden. Dabei ist ein deutlich höheres Luftverhältnis als die für den ottomotorischen Betrieb bekannte Zündgrenze von $\lambda = 1,4$ bis $\lambda = 1,7$ möglich.

Die Ladungsverdünnung hat zwei positive Effekte auf den Wirkungsgrad des Motors. Zum einen steigert die Erhöhung des Luftverhältnisses den Wirkungsgrad des vollkommenen Motors [99]:

$$\eta_V = f(\lambda, \varepsilon, x_{AGR}) \quad (1)$$

Zum anderen ist ein ungedrosselter Betrieb des Motors in der Teillast möglich. Dadurch sinkt die Ladungswechselarbeit im Vergleich zu einem quantitativ geregeltem Ottomotor. Durch die wirkungsgradverbessernden Maßnahmen werden Kraftstoffverbrauchsvorteile im Vergleich zum konventionellen Ottomotor in der Größenordnung von 15 % bis 25 % angegeben [132, 140]. Damit würde ein Ottomotor mit HCCI Betrieb in der Teillast ein ähnliches Verbrauchsniveau erreichen wie ein Dieselmotor.

Die Ladungsverdünnung hat nicht nur positive Auswirkungen auf den Wirkungsgrad sondern auch auf die Stickoxidemissionen. Die an der Verbrennung nicht teilnehmende Luft bzw. Abgas nimmt bei der Reaktion die freiwerdende Wärme auf [118]. Die Verbrennungstemperatur kann deshalb unter dem für die thermische Stickoxidbildung benötigten Niveau von ca. 2000 K gehalten werden. Da Abgas eine höhere Wärmekapazität als Luft besitzt, ist die Verdünnung mit rückgeführtem Abgas bezüglich der NO_x -Reduzierung effektiver. Das Reduzierungspotential bei NO_x zum fremd gezündeten Ottomotor beträgt 50 % bis 99 % [94].

Ein magerer Betrieb zur Verbrauchsreduzierung ist beim Ottomotor im gewissen Bereich auch ohne die Kompressionszündung möglich. Das Schichtladekonzept beim Ottomotor mit Direkteinspritzung realisiert einen Magerbetrieb bis zu einem globalen Luftverhältnis von ca. $\lambda = 8$ [113]. Der Nachteil des Magerbetriebs ist aber die zusätzlich notwendige Abgasnachbehandlung zur Reduzierung der Stickoxidemission, denn die lokal hohen Temperaturen in der Flammenfront führen zu thermischer Stickoxidbildung. Ein 3-Wege-Katalysator konvertiert bei überstöchiometrischem Betrieb keine Stickoxide. Somit können die strengen Abgasgrenzwerte des Gesetzgebers (EURO IV / EURO V) nur mit zusätzlicher Abgasnachbehandlung z.B. NO_x -Speicherkatalysator erfüllt werden. Das bedeutet zusätzliche Kosten und eine Minderung des Verbrauchsvorteils durch Regeneration des Speicherkatalysators. Diese Problematik wird mit der Kompressionszündung

gelöst. Sie erlaubt einen entdrosselten Magerbetrieb in der Teillast ohne zusätzliche Abgasnachbehandlung zum bewährten 3-Wege-Katalysator.

Eine weitere positive Eigenschaft des HCCI Verfahrens sind die partikelfreien Abgasemissionen [1]. Begründet ist diese Eigenschaft durch die homogene Gemischzusammensetzung. Die Stabilität der Verbrennung kann besser als die eines Ottomotors sein, wenn die entsprechenden und über die Arbeitsspiele konstanten Randbedingungen eingestellt werden.

Neben den erwähnten Vorteilen bringt das HCCI Brennverfahren auch einige Herausforderungen mit sich. Um den größten Nutzen aus diesem Prozess zu ziehen, muss der Betriebsbereich im Kennfeld möglichst groß sein. Zu höheren Lasten hin, wird die Verdünnung der Ladung immer geringer, da bei gegebenem Hubvolumen die maximale Frischluftmasse begrenzt ist. Aufgrund der steigenden Verbrennungsrate ergeben sich steigende Druckgradienten und erhöhte Druckspitzen. Deshalb ist eine bestimmte Verdünnung notwendig. Dies begrenzt die maximale Last. Unter diesen Bedingungen kann die Last prinzipbedingt nie die Werte eines konventionellen Ottobetriebes erreichen [120]. Die erwähnten hohen Druckgradienten bei höheren Lasten verursachen hörbare markante Geräusche, ähnlich dem Nageln beim Diesel oder Klopfen beim Ottomotor [90].

Auch die Ausweitung des Betriebsbereiches zur kleinen Last und kleinen Drehzahl (Leerlauf) ist schwierig. Eine mögliche, oft angewendete Strategie für die Herbeiführung der Selbstzündung ist die Rückführung bzw. Rückhaltung von heißen Abgasen, um das nötige Temperaturniveau bereitzustellen. Zu kleineren Drehzahlen hin verringert sich die Reibarbeit. Die Zeit pro Arbeitszyklus wird mit sinkender Drehzahl länger, so dass für die pro Zyklus freiwerdende Wärmemenge mehr Zeit zur Abfuhr bleibt. Beide Faktoren verringern die Motortemperatur und damit auch die Ladungstemperatur. Die Abgastemperatur sinkt mit kleiner werdender Last. Somit nehmen die Voraussetzungen für eine erfolgreiche Selbstzündung mit sinkender Last und Drehzahl ab. Ein Leerlauf ist oft nicht mehr darstellbar [79]. Die laserinduzierte Zündung kann eine mögliche Methode sein, eine Verbesserung beim Problem des zu geringen Betriebsbereiches zu schaffen [44].

Verwendet man die Abgasrückführung bzw. Abgasrückhaltung als Strategie zur Selbstzündung, so kann aufgrund der fehlenden Abgaswärme der Motor nicht im HCCI Modus gestartet werden [1]. Das bedeutet, dass der Start entweder im konventionellen Betrieb erfolgen muss oder eine spezielle Startvorrichtung wie z.B. das Beheizen der Luft erforderlich ist [36].

Für die bereits erwähnte Strategie der Abgasrückführung bzw. Abgasrückhaltung sind variable Ventiltriebstechniken notwendig, um zwischen dem HCCI Betrieb in der Teillast und dem konventionellen Betrieb im übrigen Kennfeldbereich umschalten zu können [68].

Auch bei anderen denkbaren Strategien wie variable Verdichtung oder Ansaugluftvorwärmung sind zusätzliche technische Modifikationen am Motor notwendig. Somit lässt sich ein zusätzlicher Aufwand an Bauteilen, Bauraum, Gewicht und Kosten nicht vermeiden, wenn das HCCI Verfahren am Motor angewandt werden soll.

Die wohl größte Herausforderung ist die Verbrennungskontrolle dieses Brennverfahrens [36]. Eine direkte Einflussgröße zur Steuerung der Verbrennung wie z.B. der Zündzeitpunkt beim Ottomotor oder der Einspritzzeitpunkt beim Dieselmotor fehlt. Stattdessen müssen verschiedene Größen wie Luftverhältnis, AGR Rate, Ladungstemperatur, Zylinderdruck, Gemischhomogenität und Strömungsverhältnisse im Brennraum so eingestellt werden, dass sich das Gemisch zum richtigen Zeitpunkt selbst entzündet [42]. Die Beherrschung des Verfahrens im stationären Betrieb ist oft dargelegt worden, aber an Präsentationen dieses Verfahrens mit Ottokraftstoff im dynamischen Fahrzeugbetrieb mangelt es. Beim teilweise homogenisierten Dieselmotor gibt es schon Vorführfahrzeuge mit einer aufwendigen Verbrennungsregelung, die einen dynamischen Betrieb erlaubt [108].

Unter fahrzeugrealen, dynamischen Bedingungen ändern sich nicht nur die Umgebungsgrößen wie Lufttemperatur, Luftdruck und Luftfeuchtigkeit, sondern auch die Motorgrößen wie Strömungsverhalten der Ladung, Gemischaufbereitung, Abgastemperatur, Brennraumwandtemperatur, Wasser- und Öltemperatur. Die große Anzahl der möglichen Einflussgrößen und die hohe Empfindlichkeit des Verfahrens auf kleine Temperaturänderung [74, 109] schließen eine Kontrolle der Verbrennung durch reine Steuerung aus. Deshalb ist eine Regelung der Verbrennungslage notwendig. Dafür bedarf es einer Rückinformation über die aktuelle Lage der Verbrennung. In Frage kommende Techniken, welche diese Information liefern können, sind die Indizierung des Motors mit Druckquarzen, Ionenstrommessung und hochaufgelöste Drehzahlerfassung. Die Indizierertechnik liefert die besten Ergebnisse und ist schon ausgiebig erprobt, bringt jedoch hohe Kosten mit sich. Die anderen erwähnten Möglichkeiten sind kostengünstiger, aber ein erfolgreicher Einsatz ist nicht bekannt.

Eine weitere Herausforderung ist die Reduktion der im Vergleich zu konventionellen Motoren oft geschilderten, erhöhten CO und HC Emissionen. Der Abschnitt 2.2.2 beschreibt die bisher beim HCCI Verfahren gesammelten Erfahrungen bezüglich der HC Emissionen und zeigt auf, dass auch Veröffentlichungen vorliegen, welche im Vergleich zu konventionellen Motoren von niedrigeren HC Emissionen berichten. Von allen zurzeit vom Gesetzgeber limitierten Abgasemissionen sind beim HCCI Brennverfahren nur noch die HC und CO Emissionen relevant. Die unterschiedlichen Aussagen über das Niveau der HC Emissionen und ihre Relevanz bei der Abgasnachbehandlung sind die Motivation für die vorliegende Arbeit.

Diese Arbeit soll zum Verständnis der Ursachen und Quellen von HC Emissionen beim HCCI Verfahren beitragen. Die Erkenntnisse sollen Möglichkeiten zu Abhilfemaßnahmen aufzeigen, um auch diese Abgaskomponente zu reduzieren.

2.1.3 Einflussgrößen

Es wurde bereits geschildert, dass die Kontrolle der Verbrennung aufgrund einer großen Anzahl von verschiedenen Einflussgrößen eine große Herausforderung darstellt (**Abbildung 2**). Um die Verbrennung zu kontrollieren, ist eine Kenntnis der Einflussgrößen und ihrer Auswirkungen von Bedeutung. In diesem Abschnitt werden die wichtigsten Größen und die Folgen einer Änderung jeder Größe qualitativ erläutert.

Die Gemischtemperatur hat einen entscheidenden Einfluss auf den Verbrennungsbeginn und den Verbrennungsverlauf. Abhängig vom Kraftstoff ist erst ab einer bestimmten Temperatur eine Selbstzündung möglich. Beim Ottokraftstoff beträgt die Temperatur ca. 800 °C. Die Gemischtemperatur lässt sich auf viele einflussnehmende Teilmperaturen unterteilen z.B. Ansauglufttemperatur, Kühlwassertemperatur, Motoröltemperatur, Temperatur des rückgeführten Abgases, Brennraumwandtemperatur, etc. Alle diese Temperatureinflüsse wirken sich auf den Verbrennungsbeginn und -verlauf aus und müssen bei der Verbrennungskontrolle berücksichtigt werden. Je höher die Temperatur ist, desto schneller laufen die Reaktionen ab. Als Stellgrößen zur Manipulation der Ladungstemperatur werden oft die Ansauglufttemperatur, die Kühlwassertemperatur oder das Verhältnis zwischen heißem Abgas und kalter Ansaugluft benutzt. [74, 124, 79]

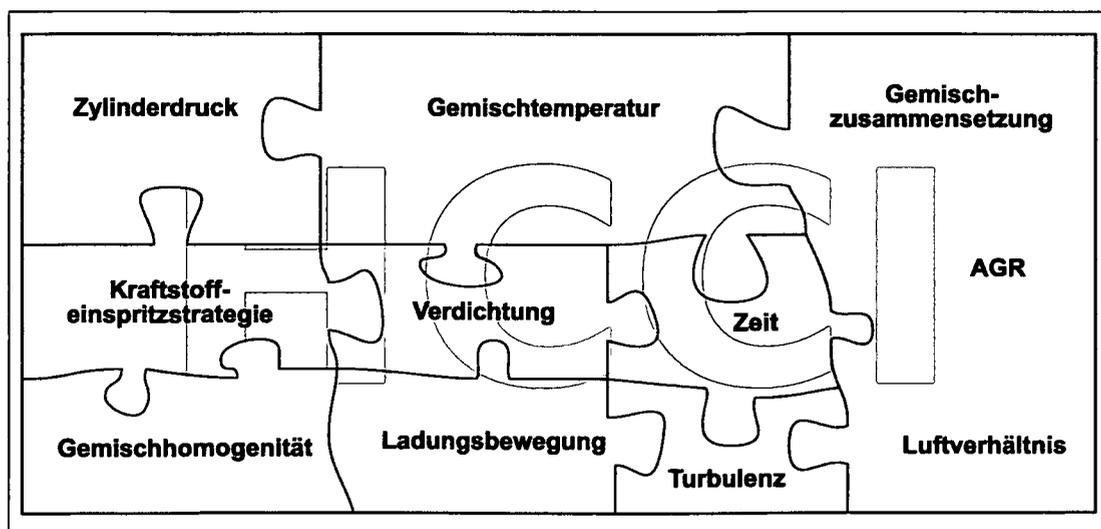


Abbildung 2: Einflussgrößen auf die Kontrolle der HCCI Verbrennung

Eine weitere Einflussgröße auf die HCCI Verbrennung ist der Druck. Ein höherer Druck verkürzt den Zündverzug und beschleunigt die Reaktionen. Motorische Steuerorgane wie Drosselklappe oder variabler Ventiltrieb erlauben, die Frischluftmasse im Zylinder und somit den Druck zu Beginn der Kompression einzustellen. Danach d.h. im Kompressionsvorgang ergibt sich der Druck aus dem eingestellten Druck zu Kompressionsbeginn, der Triebwerkskinematik und dem Verdichtungsverhältnis. Mit Aufladegeräten wie Turbolader oder Kompressor lässt sich der Druck im Saugrohr über den Atmosphärendruck steigern. Dies erlaubt nicht nur höhere Drücke im Zylinder sondern auch ein erhöhtes Luftverhältnis oder höhere Last [33].

Einen großen und komplexen Einfluss auf den HCCI Betrieb hat die Zusammensetzung des Gemisches. Die Wahl des Kraftstoffs kann die Randbedingungen für eine kontrollierte Selbstzündung und Verbrennung erheblich verändern. Durch Zugabe von Additiven können die Reaktionen sowohl unterstützt als auch verzögert werden. In der vorliegenden Arbeit wird nur Ottokraftstoff (ROZ 95) verwendet. Die Beschreibung der Wirkungen von einer Vielzahl verschiedener Kraftstoffsorten und Additiven würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen. Deshalb wird an dieser Stelle auf detaillierte Beschreibungen verzichtet und auf die Literatur verwiesen [7, 17, 20, 22, 24, 40, 41, 47, 58, 91, 121].

Die Gemischzusammensetzung wird auch durch das Luftverhältnis beeinflusst. Bei steigender Kraftstoffkonzentration wird eine zunehmende Reaktionsintensität beobachtet, die sich in einer früheren Selbstzündung und höheren Maxima der Energieumsetzungsrate auswirkt [86].

Das rückgeführte Abgas hat zwei verschiedene Einflüsse auf die Verbrennung. Zum einen wirkt es als Inertgas hemmend auf die Verbrennung. Das bedeutet, dass bei Zunahme des Restgasanteils die Verbrennungsgeschwindigkeit sinkt. Zum anderen wird bei einer Restgasrückhaltung oder Restgasrücksaugung die Gemischtemperatur durch das heiße Abgas gesteigert, wodurch die thermische Energie zur Aktivierung der Selbstzündung im Brennraum erhöht wird. Der Restgasanteil bei HCCI kann bis zu 70 % betragen [91, 21].

Die Kraftstoffeinspritzstrategie beeinflusst die Gemischaufbereitung und damit auch den Zündzeitpunkt und die Verbrennung. Der Zeitpunkt der Einspritzung bei Motoren mit Direkteinspritzung legt die Zeitdauer für die Kraftstoffaufbereitung und -verteilung fest. Je früher der Kraftstoff eingespritzt wird, desto mehr Zeit bleibt für den Kraftstoffzerfall, die Verdampfung und den Mischvorgang. Dies bedeutet in den meisten Fällen eine bessere Gemischaufbereitung und damit bessere Reaktionsbedingungen. Der Einspritzzeitpunkt hat auch einen thermischen Effekt. Die Ladung wird zum Zeitpunkt des Einspritzens durch die Verdampfungswärme abgekühlt.

Eine weitere Größe zur Beeinflussung der Gemischaufbereitung ist der Kraftstoffeinspritzdruck [133]. Ein erhöhter Kraftstoffeinspritzdruck führt zu einem verbesserten Zerfallsmechanismus des Kraftstoffstrahls, wodurch sich kleinere Kraftstofftropfendurchmesser beim Austritt aus der Düse ergeben. Die Gemischaufbereitung wird damit verbessert.

Die Homogenität zwischen AGR und dem Frischgemisch hat eine Wirkung auf den Brennbeginn. Bei leichter Inhomogenität entstehen heiße AGR-Nester. Diese weisen eine höhere Temperatur auf als ein ideal homogenes Gemisch. Damit werden an den Grenzen zwischen dem AGR-Nest und dem Frischgemisch die Selbstzündungsbedingungen früher erreicht als bei einer idealen homogenen Mischung [81, 101, 141]. Die Homogenität zwischen Kraftstoff und Gas zeigt geringe Auswirkungen auf das Brennverhalten [105].

Die Bedeutung der Turbulenz und Ladungsbewegung für die HCCI Verbrennung ist noch nicht eindeutig erarbeitet worden. Obwohl angenommen wird, dass die Verbrennung hauptsächlich durch chemische Prozesse dominiert wird [83, 3], liegen auch Berichte vor, die darauf hinweisen, dass die Gemischbewegung und Turbulenz eine wichtige Rolle bei der HCCI Verbrennung spielen [67, 23]. Die Turbulenz beeinflusst die Wärmeverluste und Temperaturverteilung im Zylinder. Eine höhere Turbulenz führt aufgrund der höheren Wärmeverluste zu sinkender Verbrennungsrate und längerer Verbrennungsdauer. Ob ein direkter Einfluss der Turbulenz auf die Reaktionsrate (chemische Kinetik) existiert, ist noch unklar [26]. Die Strömungsvorgänge im Brennraum können die Gemischaufbereitung stark beeinflussen.

Neben dem Verdichtungsverhältnis eines Motors, welches indirekt über Kompressionstemperatur und Kompressionsdruck auf die Selbstzündung und die Verbrennungsrate Einfluss nimmt, sei noch der Parameter Fremdzündung erwähnt. Obwohl das HCCI Verfahren selbst zündet, können in manchen Betriebspunkten unterstützende Einflüsse der Funkenzündung auf den Brennbeginn beobachtet werden [133].

Die Drehzahl des Motors wirkt sich auf die Gemischaufbereitung und Ladungsbewegung im Zylinder aus. Welchen Einfluss die Drehzahl bzw. die Zeit und somit auch der Temperaturverlauf auf den Reaktionsmechanismus beim HCCI Brennverfahren haben, ist nicht genau bekannt.

2.1.4 Betriebsgrenzen

Die **Abbildung 3** zeigt die Grenzen ausgeführter Kennfelder des HCCI Brennverfahrens nach vorliegenden Literaturquellen auf. Der Betriebspunkt bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} und einem indizierten Mitteldruck von 3 bar ist allen Kennfeldern gemeinsam

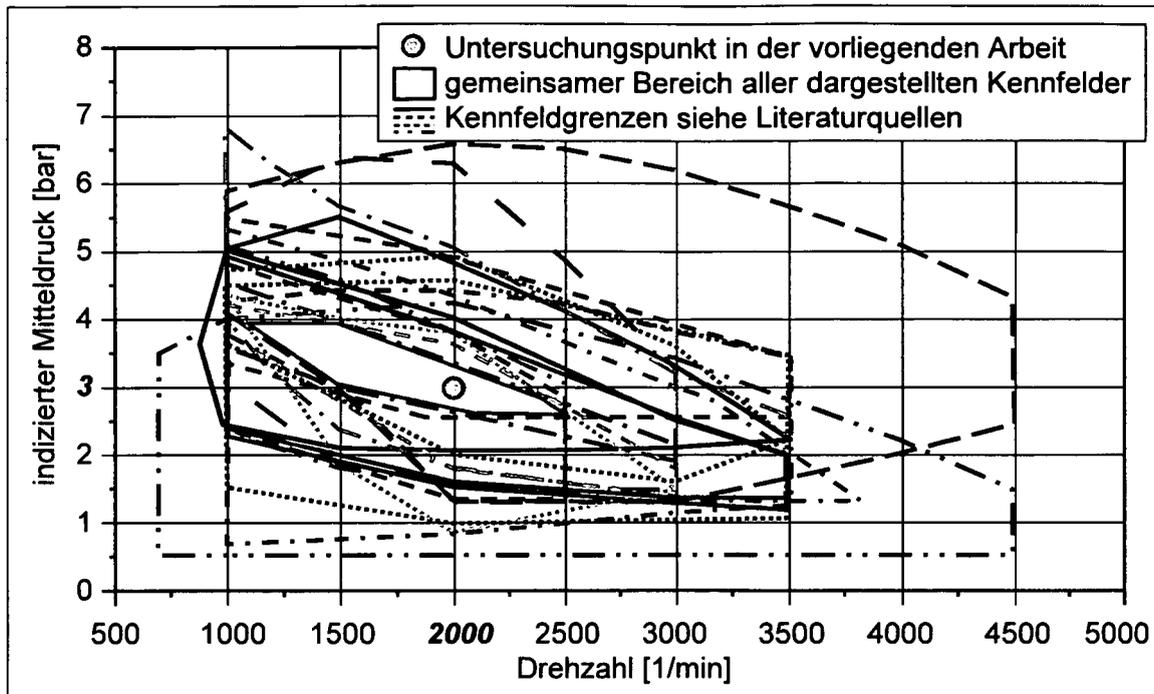


Abbildung 3: Ausgeführte Kennfeldbereiche des HCCI Brennverfahrens [33, 98, 94, 86, 141, 131, 64, 57, 69, 151, 61, 4, 15, 80, 77, 102, 43, 143, 13]

und wird in dieser Arbeit als wichtigster Betriebspunkt für die Untersuchungen verwendet (siehe Kapitel 4, Seite 42).

Das hohe Vollastniveau eines Ottomotors von etwa 12 bar Mitteldruck kann prinzipbedingt mit dem HCCI Brennverfahren nicht erreicht werden. Für die Selbstzündung sind hohe Temperaturen notwendig, welche in den meisten Untersuchungen durch die Rückhaltung oder Rücksaugung von heißem Abgas erreicht werden. Dazu sind Abgasraten von 40 % bis 70 % notwendig. Diese Abgasmenge begrenzt die Füllung des Zylindervolumens mit Luft und somit auch die maximale Last.

Die Selbstzündungstemperatur kann anstatt der Abgasrückführung mit Erwärmung der Ansaugluft erreicht werden. Allerdings steigen zu höheren Lasten, wenn sich das Luftverhältnis dem stöchiometrischen Zustand nähert, die Umsatzrate und damit die Druckgradienten und Druckspitzen an [33]. Um die mechanische Belastungsgrenze des Motors und die Geräuschemissionsgrenzen nicht zu überschreiten, ist Inertgas in Form von Abgas notwendig, welches die Umsatzrate hemmt. Damit ist eine vollständige Füllung des Brennraums mit Luft beim HCCI Verfahren nicht möglich.

Neben der mit steigender Drehzahl sinkenden Betriebsgrenze zur hohen Last kann bei vielen Kennfeldern eine Grenze zum Leerlauf beobachtet werden. Diese Grenze resultiert aus den geringen Abgastemperaturen, welche nicht mehr ausreichen, um eine Selbstzündung auszulösen. Alle Kennfelder haben eine gemeinsame Schnittmenge zwischen einer

Drehzahl von 1200 min^{-1} bis 2500 min^{-1} und einer Last von 2,5 bar bis 4 bar indiziertem Mitteldruck. Darüber hinaus kann das maximale Drehmoment mit Hilfe der Aufladung gesteigert werden.

2.2 Ursachen und Quellen der Kohlenwasserstoffemissionen

Die Verbrennung eines Brennstoffes z.B. eines Ottokraftstoffs, welcher zum größten Teil aus verschiedenen Kohlenwasserstoffverbindungen besteht, erfolgt im Motor nicht vollständig. Die teilverbrannten oder unverbrannten Kohlenwasserstoffe gelangen mit dem ausgestoßenen Abgas in die Umwelt. Viele dieser Verbindungen haben gesundheitsschädlichen Einfluss z.B. narkotische Wirkung, Schleimhautreizung. Die aromatischen Verbindungen gelten als Nervengift und sind zum Teil hoch krebserregend. Die ungesättigten Kohlenwasserstoffe führen in großen Ballungsgebieten bei starker Sonneneinstrahlung zu schleimhautreizenden organischen Verbindungen. Diesen Zustand kennt man unter dem Begriff „Smog“ [100].

Um die negativen Auswirkungen der Kohlenwasserstoffemissionen (HC Emissionen) auf den Menschen und die Umwelt zu minimieren und die Kraftstoffressourcen zu schonen, werden große Anstrengungen unternommen, die HC Emissionen der Motoren zu reduzieren. Dies setzt die Kenntnis der HC Quellen voraus. In den folgenden Abschnitten wird zunächst auf die bekannten Entstehungsmechanismen und Quellen der Kohlenwasserstoffemissionen eingegangen. Dabei werden die ottomotorischen Brennverfahren mit äußerer und innerer Gemischbildung betrachtet. Anschließend werden bekannte HC Quellen und HC Emissionswerte beim Ottomotor mit Kompressionszündung geschildert.

2.2.1 Ottomotor

Der wesentliche Entstehungsmechanismus der HC Emissionen beim Ottomotor bzw. der Grund für die teilweise verbrannten oder unverbrannten Kohlenwasserstoffverbindungen ist der *Flammenlöschungsprozess* „flame quenching“. Dabei lässt sich dieser Prozess nach dem Ort der Löschung grob in zwei Bereiche aufteilen. Einmal in Flammenlöschung mitten im Brennraum „bulk quenching“ und Flammenlöschung an der Wand „wall quenching“. Bedingt durch die Flammenlöschung an der Wand, ist das Niveau der Emissionen von Randbedingungen wie Spalträumen, Absorption und Desorption des Kraftstoffs im Ölfilm, Ablagerungen an Brennraumwänden und Kraftstoffbenetzung der Bauteile abhängig. In ungünstigen Fällen können die HC-Emissionen durch Leckagen oder Spülung bei Ventilüberschneidung in hohem Maß ansteigen. Das endgültige gemessene Konzentrationsniveau wird noch durch die teilweise Nachoxidation der unverbrannten Teile beein-

flusst. Der Anteil der HC Emissionen durch ausgestoßenes Motoröl ist vernachlässigbar [18, 38, 136].

„bulk quenching“

Der Verbrennungsprozess in einem Ottomotor kann als Ausbreitung einer turbulenten Vormischflamme charakterisiert werden. Die Flammengeschwindigkeit v_f lässt sich dabei durch eine laminare Flammengeschwindigkeit v_{fl} und eine turbulente Schwankungsgeschwindigkeit v' ausdrücken [99].

$$v_f = v_{fl} + v' \quad (2)$$

Die laminare Flammengeschwindigkeit sinkt mit der Temperatur. Bei Unterschreitung einer gewissen Temperatur wird die Reaktionsgeschwindigkeit schnell sehr klein, was zum plötzlichen Verlöschen der Flamme führt [134]. Zwar sinkt die Temperatur im Brennraum durch die Expansion, aber dieser Effekt allein würde in einem Motor selten zur Flammenlöschung führen.

Ein weiterer Effekt, welcher zur Löschung der Flamme beiträgt, ist die Diffusion. Aufgrund von Konzentrationsgradienten zwischen der Flamme und Unverbranntem bzw. Verbranntem diffundieren O, H und OH Radikale aus der Flammenzone schneller heraus als die Reaktion diese nachliefern kann. Die Gasdichte scheint der entscheidende Parameter für diesen Prozess zu sein [76, 114].

Mit Erhöhung der Turbulenz steigt die turbulente Flammengeschwindigkeit und somit auch die Brenngeschwindigkeit bis zu einem Maximum an. Wird die Turbulenzintensität weiter erhöht, führt dies zu einer Flammenlöschung durch starke Streckung der Flammenfronten (**Abbildung 4**). Warnatz et al. begründet die Löschung bei Flammenstreckung durch den Anstieg der Konzentrationsgradienten und somit der Diffusionsprozesse. Da die chemische Reaktion die Produkte und damit auch die Reaktionswärme nicht genügend schnell nachliefern kann, wie sie sich durch Diffusion verteilen, sinkt die Temperatur dabei weiter ab und erniedrigt zusätzlich die Reaktionsgeschwindigkeit bis zum plötzlichen Erlöschen [134].

Einen Einfluss auf die Brenngeschwindigkeit hat auch die Gemischzusammensetzung. Es ist bekannt, dass bei zu mageren oder fetten Gemischen und viel AGR die Brenngeschwindigkeit abnimmt. Dies führt gegen Ende der Expansionsphase zur Flammenlöschung. Die Flamme kann der Bewegung des Kolbens im Expansionstakt nicht mehr folgen und es entstehen Zonen mit unverbranntem Gemisch direkt über dem Kolben [55, 115, 116].

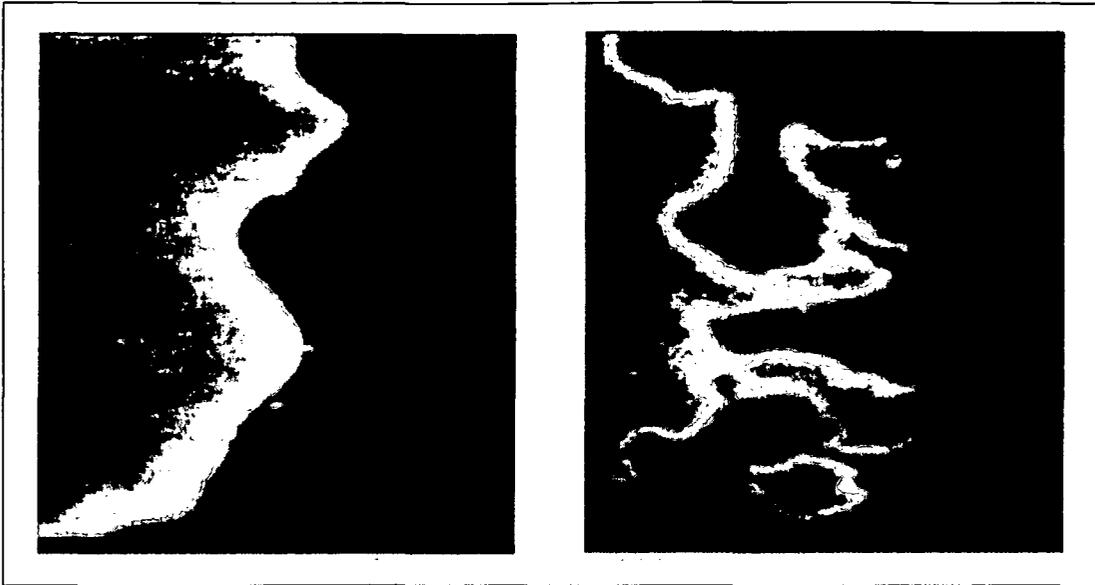


Abbildung 4: Laser-Lichtschnittbilder (OH-LIF) von der Flammenfront in einem Otto-Versuchsmotor bei niedriger (links) und hoher (rechts) Turbulenz [134]

Die „bulk quenching“ Effekte treten meist bei schlechten Verbrennungsbedingungen auf wie Kaltstart, Leerlauf, später Zündung, Betrieb mit hoher Abgasrückführung oder schlecht aufbereitetem Gemisch mit starken mageren oder fetten Zonen auf.

„wall quenching“

Unter diesem Begriff versteht man die Flammenlöschung an der Wand. Verantwortlich für diese Löschung ist die kalte Brennraumwand, welche als Wärmesenke dient und die Reaktionszone abkühlt. Außerdem werden die reaktiven Zwischenprodukte der Flammenzone an der Wand zerstört. Der Löschabstand der Flamme in Wandnähe ist unter anderem von der Flammenfrontdicke [134], dem Zylinderdruck und der Wandtemperatur abhängig und wird meist als „Quenching Distance“ bezeichnet [27, 28]. Geometrisch lassen sich die Löschvorgänge nach einer Flammenfront parallel zur Wand, senkrecht zur Wand „single-wall quenching“ und Flammenlöschung in Spalten „two-wall quenching“ unterscheiden (**Abbildung 5**).

Der Löschabstand bei „single-wall quenching“ zur Wand wird als sehr gering beziffert 0,04 mm bis 0,2 mm [55]. Kurz nach dem Erlöschen der Flamme, diffundieren die unverbrannten Kohlenwasserstoffe von der Wand weg und werden oxidiert. Dadurch trägt der „single-wall quenching“ Effekt kaum zu den HC Emissionen bei Ottomotoren bei [134, 138]. Der Löschabstand bei einer senkrechten Flammenfront zur Wand wird von Cleary et al. kleiner als der bei einer parallelen Flammenfront beschrieben [28]. Einen

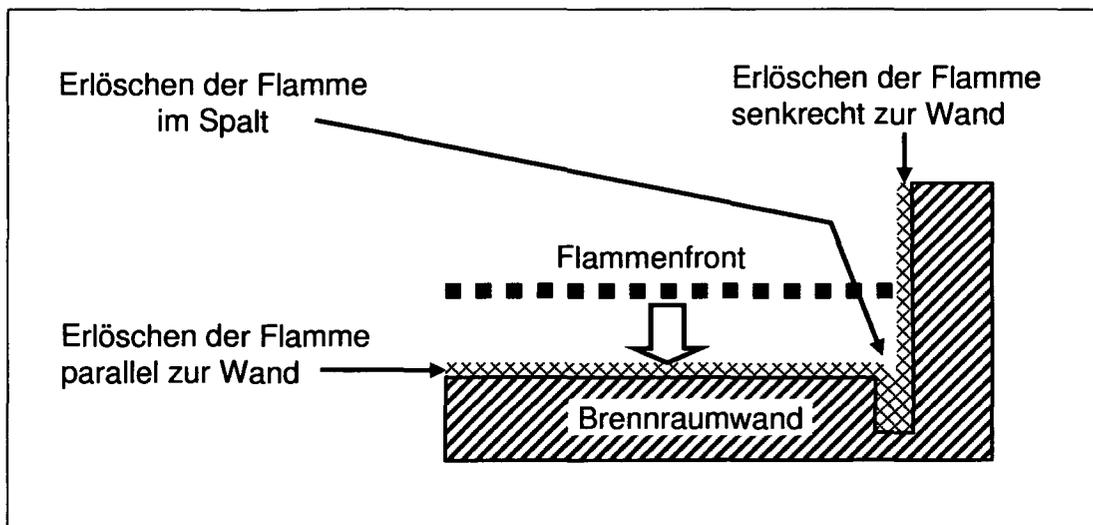


Abbildung 5: Flammenfrontanordnungen

viel größeren Beitrag zu den HC Emissionen leistet die Flammenlöschung an Spalten „two-wall quenching“.

Der Flammenlöschungsprozess kann anhand der Peclet Zahl (Pe) analysiert werden. Dabei wird die Wärmefreisetzung in einer Flamme in Beziehung zu dem Wärmeverlust an die Wände gesetzt. Dieses Verhältnis ist annähernd konstant. Die Peclet Zahlen für „two-wall quenching“ Pe_2 und „single-wall quenching“ Pe_1 lauten [55, S.599]:

$$Pe_2 = \frac{\rho_u v_{fl} c_{p,f} (T_f - T_u)}{\lambda_{w,f} (T_f - T_u)/d_{q2}} \quad (3)$$

$$= \frac{\rho_u v_{fl} c_{p,f} d_{q2}}{\lambda_{w,f}}$$

$$Pe_1 = \frac{\rho_u v_{fl} c_{p,u} d_{q1}}{\lambda_{w,u} \approx 8} \quad (4)$$

mit:

ρ	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte	T	K	Gastemperatur
c_p	$\frac{J}{kg K}$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	v_{fl}	$\frac{m}{s}$	laminare Flammgeschwindigkeit
λ_w	$\frac{W}{m K}$	Wärmeleitfähigkeit	d_q	m	Löschabstand
Indizes:					
u		Unverbranntes	f		Flammenbedingungen

Lavoie et al. haben einen empirischen Zusammenhang zwischen der Peclet Zahl Pe_2 , Druck p in atm und Luftverhältnis λ für das Propan-Luft-Gemisch entwickelt [72]:

$$Pe_2 = 9,5 \lambda \left(\frac{p}{3}\right)^{0,26 \min(1, \lambda^2)} \quad (5)$$

Anhand der Gleichungen (3), (4) und (5) lässt sich der Flammenlöschabstand annähernd bestimmen. Wenn die Wandtemperatur repräsentativ für die Temperatur des unverbrannten Gases benutzt wird, da die thermische Grenzschicht² größer als der typische Löschanstand ist, gilt nach Lavoie die Beziehung:

$$\frac{d_{q1}}{d_{q2}} = \frac{Pe_1}{Pe_2} = 0,2 \quad (6)$$

Spalträume

Der Löschanstand bei Spalten ist ca. doppelt so groß wie der Wert des Abstandes bei „single-wall quenching“ [46, 72]. Typische Werte des „two-wall quenching“ Abstandes in Ottomotoren liegen zwischen 0,2 mm und 1 mm [55].

Beim Verdichten werden unverbrannte Gasteile in Spalträumen wie Feuerstegspalt, Zylinderkopfdichtungsspalt, Atmungsraum der Zündkerze, Zündkerzengewinde, Ventilsplatt, Poren von Ablagerungen, etc. eingelagert. Während der Verbrennung gelangt durch den steigenden Druck weiterhin unverbranntes Gasgemisch (5 % bis 10 % der Ladung zur Zeit des Spitzendrucks) in die Spalte, wo es infolge von Wärmeleitung an den Wänden abkühlt wird [55]. Aufgrund der Flammenlöschung nehmen die Gemischanteile in den Spalten an der Verbrennung nicht teil. Nach der Verbrennung, wenn durch Expansion der Druck in den Spalten größer wird als der Zylinderdruck, strömen die unverbrannten Kohlenwasserstoffe in den Brennraum zurück [48]. Diese unverbrannten Gemischanteile können hier zum Teil noch nachoxidieren.

Etwa 47 % bis 80 % der HC Emissionen werden durch den Kolbenfeuersteg verursacht [85, 137]. Ein kleiner Feuersteg verhindert die Ansammlung größerer Mengen von Kohlenwasserstoffen. Ein großer Feuersteg dagegen mit einer Fase am oberen Kolbenrand ermöglicht ein besseres Eindringen der Flamme in diesen Bereich. Durch beide Maßnahmen sind geringere HC Emissionen zu erreichen [5, 12, 71, 122, 149, 150]. Sterlepper konnte bei einem Feuerstegspaltmaß von 0,39 mm keine Flammenausbreitung im Feuersteg feststellen [122].

²Strömt ein Fluid an einer Wand vorbei, entsteht bei Temperaturdifferenz zwischen Fluid und Wand eine thermische Grenzschicht, welche durch die Wand und eine annähernd konstante Temperatur im Fluidinneren begrenzt wird. In der thermischen Grenzschicht ändert sich örtlich der Temperaturgradient von der Wand zum Fluidinneren.

Ein höher sitzender erster Ring mit verkleinertem Ringspalt verringert die HC Emissionen um 24 % bis 53 %. Durch den verkleinerten Ringspalt wird zusätzlich das Eindringen des Öls in den Brennraum vermindert [136].

Auch die Entfernung der Zündkerze zum Kolbenfeuersteg nimmt Einfluss auf das Niveau der HC Emissionen. Ist die Zündkerze nah am Feuersteg positioniert, erreicht die Verbrennung den Spalt sehr früh in dem Verbrennungsprozess, so dass sich durch den steigenden Druck keine weiteren unverbrannten Gemischanteile im Kolbenfeuersteg sammeln können [136].

Generell lässt sich feststellen, dass die Reduzierung der Spalträume (z.B. Kolbenringspalt, Zündkerzengewinde, Ventilschneidspalt, Zylinderkopfdichtung, Feuersteg, etc.) die HC Emissionen verringert [135].

Absorption und Desorption des Kraftstoffs im Ölfilm

Während des Ansaug- und Kompressionstaktes wird das Kraftstoffgas vom Ölfilm, welcher sich an den Brennraumwänden befindet, absorbiert. Da der Verdampfungsdruck des Kraftstoffs während der Kompression ansteigt, neigt der Kraftstoff bis zum Verbrennungsbeginn bzw. oberen Totpunkt (OT) verstärkt dazu, vom Öl absorbiert zu werden. Nach der Verbrennung ist die Kraftstoffkonzentration im Gas fast Null. Deshalb desorbiert der im Ölfilm gespeicherte Kraftstoff wieder ins Gas zurück. Ein Teil des Kraftstoffs kann noch nachoxidieren [62, 63].

Brennraumablagerungen

Verbrennungsrückstände an den Brennraumwänden erhöhen die HC Emissionen [60]. Gründe für die erhöhten Emissionen sind Absorptionseffekte ähnlich wie beim Ölfilm und Flammenlöschungseffekte an den Poren der Ablagerungen. Der Anteil der Emissionen, welche durch die Flammenlöschung verursacht wird, überwiegt. Die Ablagerungen am Zylinderkopf haben einen zehnfachen Einfluss im Vergleich zu Ablagerungen auf dem Kolben.

Insgesamt beträgt der Anteil der HC Emissionen durch Brennraumablagerungen 7 % bis 20 %. Die HC Emissionen steigen bis zu einer Schichtdicke der Ablagerungen von 50 μm am Kolben und 100 μm am Zylinderkopf an. Eine weitere Zunahme der Schichtdicke hat keine höheren HC Emissionen zur Folge [51, 95].

Kraftstoffbenetzung von Bauteilen

Durch nicht verdampfte Kraftstofftropfen und Kondensation des Kraftstoffdampfes an den relativ kalten Brennraumwänden ist eine Kraftstofffilmbildung möglich. Dieser Film verdampft nur teilweise. Die Filmdicke ist abhängig von der Wandtemperatur der Bauteile [45, 52].

Stanglmaier et al. haben beobachtet, dass bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung der Wandauftrag an der Zylinderlaufbuchse auf der Seite des Auslassventiles am größten ist [119]. Die maximal im Motor zur Verfügung stehende Gemischbildungszeit von ca. 360 °KW (bei 2000 U/min $\hat{=}$ 30 ms) reicht zur Verdampfung des Kraftstoffwandfilms nicht aus [125, S.85]. Heiße Abgase an den Brennraumwänden (durch Drall) führen zu besserer Verdampfung des Kraftstoffwandfilms [70].

Leckage

Bei undichten Auslassventilen kann ein Teil des unverbrannten Gases als Leckage dem Brennraum entweichen. Dies ist abhängig vom Grad der Ablagerungen am Ventilsitzring bzw. Auslassventil, dem Alter und Zustand des Motors [18, 31]. Durch Spülverluste bei äußerer Gemischbildung oder zu frühem Einspritzzeitpunkt beim Motor mit Direkteinspritzung, wenn die Auslassventile noch nicht vollständig geschlossen sind, ist es möglich, dass der Kraftstoff mit der Strömung in den Abgaskanal mitgerissen wird [37].

Nachoxidation

Ein Teil der unverbrannten Kohlenwasserstoffe, welcher an der Verbrennung nicht teilnimmt, wird beim Expansions- und Ausschiebevorgang nachoxidiert. Die Temperatur in den Spalten, im Ölfilm, in den Ablagerungen und an der Brennraumwand ist im Vergleich zur Gastemperatur in der Brennraummitte sehr gering. Nach der Verbrennung vermischen sich die unverbrannten Kohlenwasserstoffverbindungen mit dem zentralen, heißen Gas des Brennraums und werden durch die höhere Temperatur des Gases oxidiert. Gasentnahmen im Zylinder vor dem Öffnen der Auslassventile haben eine 1,5 bis 2 mal höhere HC Konzentration gezeigt als der durchschnittliche HC Emissionswert im Auslasskanal [75, 135].

Die Oxidation ist stark von der Temperatur abhängig. Bian, Yang et al. stellten eine minimale Temperatur von 1300 K bis 1500 K fest, um die Kohlenwasserstoffe zu oxidieren [11, 146]. Nakagawa et al. gaben eine minimale Temperatur von 600 °C an, ab welcher die Nachoxidation beginnt. Bei dieser Temperatur ist allerdings eine Zeit von mehr als 100 ms für eine annähernd vollständige Oxidation notwendig. Mit steigender Temperatur verkürzt sich die Zeit [84].

Lavoie et al. definierten einen Ausdruck für die globale Oxidationsrate der Kohlenwasserstoffe im Motor, welche die experimentellen Raten in einem Temperaturbereich von 850 K bis 1250 K gut wiedergibt [72]:

$$\frac{d c_{HC}}{d t} = -6,7 \times 10^{15} \exp\left(\frac{-18,735}{T}\right) \chi_{HC} \chi_{O_2} \left(\frac{p}{R_m T}\right)^2 \quad (7)$$

mit:

c_{HC}	$\frac{mol}{cm^3}$	Stoffmengenkonzentration von Kohlenwasserstoffen
t	s	Zeit
T	K	Temperatur
p	Pa	Druck
R_m	$\frac{J}{mol K}$	molare Gaskonstante
χ_{HC}	-	Stoffmengenanteil von Kohlenwasserstoffen
χ_{O_2}	-	Stoffmengenanteil von Sauerstoff
$\left(\frac{p}{R_m T}\right)$	$\frac{mol}{cm^3}$	Der Ausdruck muss in dieser Einheit eingesetzt werden

Transport

An den Brennraumwänden führt Flammenlöschen zu unverbrannten Kohlenwasserstoffen. Diese dringen bei der Expansion in Richtung Brennraummitte ein und oxidieren teilweise, wenn Temperatur und Sauerstoffkonzentration stimmen. Beim Ausschieben gelangen zuerst die Kohlenwasserstoffe aus dem Bereich des Zylinderkopfes in den Auslasskanal. Der sich nach oben bewegende Kolben schiebt die an der Zylinderwand befindlichen Kohlenwasserstoffe mit Wirbelbildung zum Auslassventil (**Abbildung 6**).

So ergeben sich zwei Spitzenwerte der ausgestoßenen Kohlenwasserstoffe. Der Spitzenwert am Anfang des Ausschiebevorgangs resultiert aus den unverbrannten Kohlenwasserstoffen am Zylinderkopf und der andere am Ende des Ausschiebevorgangs ergibt sich durch „Abschälen“ der Kohlenwasserstoffe von der Laufbuchse durch den Kolben [55, 100, 126].

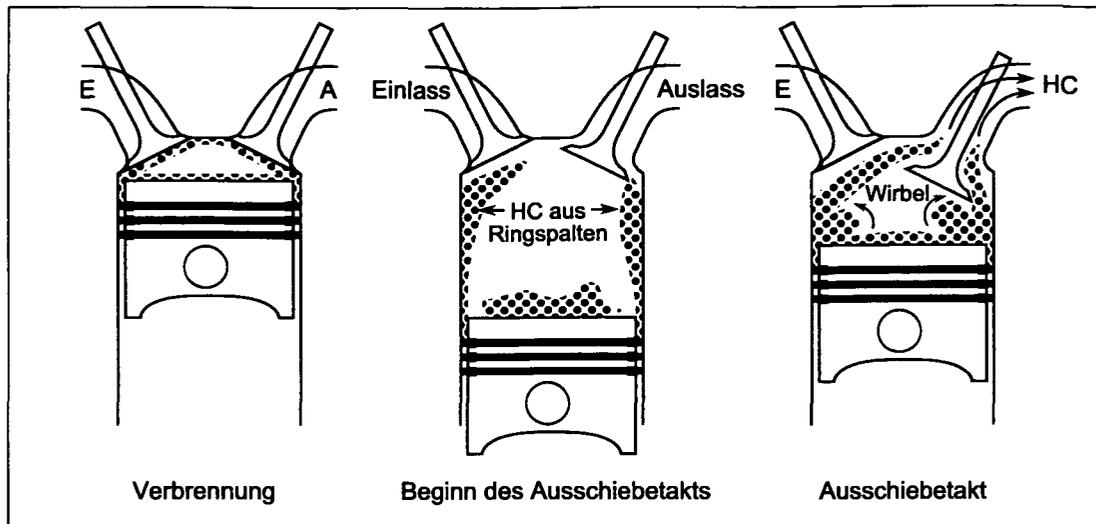


Abbildung 6: Schematischer Transportweg der unverbrannten Kohlenwasserstoffe [100]

2.2.2 Ottomotor mit Kompressionszündung

Das HCCI Verfahren wurde bei den ersten Untersuchungen vor allem als Zweitaktverfahren eingesetzt. Dabei hat man übereinstimmend bessere Verbräuche und weniger Abgasemissionen beobachtet [73]. Noguchi et al. berichten im Vergleich zu einer fremd gezündeten Verbrennung über eine Kraftstoffreduzierung von bis zu 40 % und HC Reduzierung bis zu einem Drittel [87]. Der Grund für die geringeren HC Emissionen ist wahrscheinlich eine stabilere Verbrennung mit weniger Verbrennungsaussetzern [93]. Die positive Auswirkung des HCCI Brennverfahrens auf die HC Emissionen ist auch an einem 250 cm³ Motorradmotor, welcher als Zweitaktmotor bei Honda eingesetzt wurde, gezeigt worden. Die HC Emissionen sind um ca. 60 % im „EC 40 emission evaluation mode“ verbessert worden [59].

Die Aussagen über die HC Emissionen beim Einsatz des HCCI Brennverfahrens in Viertaktmotoren im Vergleich zu fremd gezündeten Betrieb sind sehr unterschiedlich. Zhao et al. stellen fest, dass die HC Emissionen beim Ottomotor mit Saugrohreinspritzung und Kompressionszündung je nach Betriebspunkt 50 % bis 160 % höher sind als beim gleichen Motor mit Fremdzündung. Dabei steigen die Emissionen mit sinkender Drehzahl und steigender AGR-Rate an. Verglichen mit einem Ottomotor mit Direkteinspritzung und Schichtverfahren liegen die HC Emissionen auf etwa gleichem Niveau [151].

Pioock et al. schreiben von leicht gesenkten HC Emissionen gegenüber einem geschichteten Benzindirekteinspritzverfahren und zeigen ein HC Kennfeld auf (**Abbildung 7**) [98].

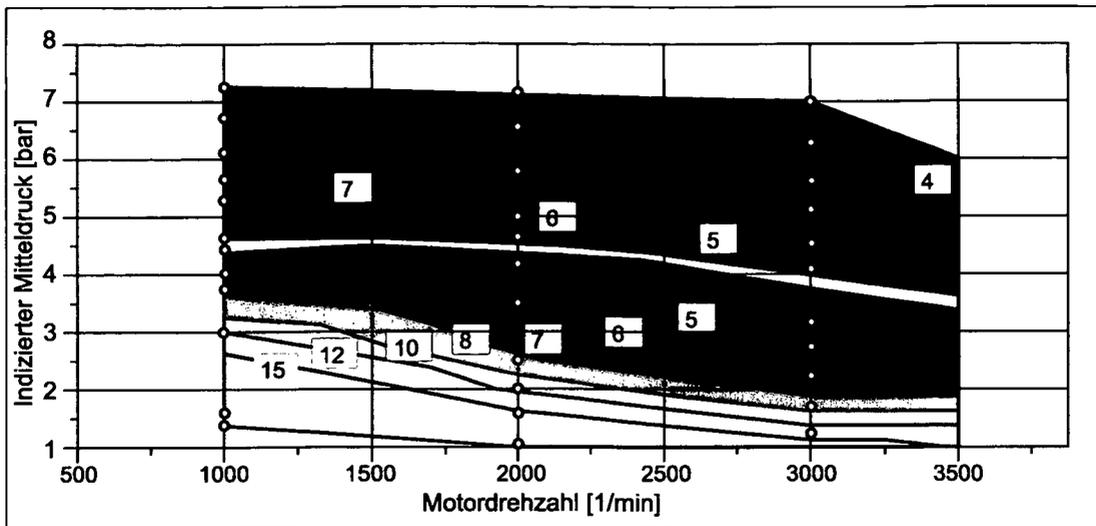


Abbildung 7: Indizierte spez. HC Emissionen [g/kWh] beim HCCI Betrieb [98]

Kaufmann et al. begründen die bei sehr niedrigen Lasten ($p_{mi} < 1,5$ bar) höheren HC Emissionen im Vergleich zu konventionellen Ottomotoren mit der starken Verdünnung durch Restgas von bis zu 70 %. Bei Lasten oberhalb von 2 bar indiziertem Mitteldruck liegen die HC Emissionen im üblichen Bereich. Die Werte der HC Emissionen des hier präsentierten Kennfeldes (**Abbildung 8**) [64] sind vergleichbar mit denen bei Piock et al.

Ein Vergleich der HC Rohemissionen im Betriebspunkt $p_{me} = 2$ bar, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ zwischen dem homogenen, dem geschichteten und dem kompressionsgezündeten Ottobrennverfahren (alle mit Direkteinspritzung) ziehen Duret et al. (**Abbildung 9**) [33] und Osbor-

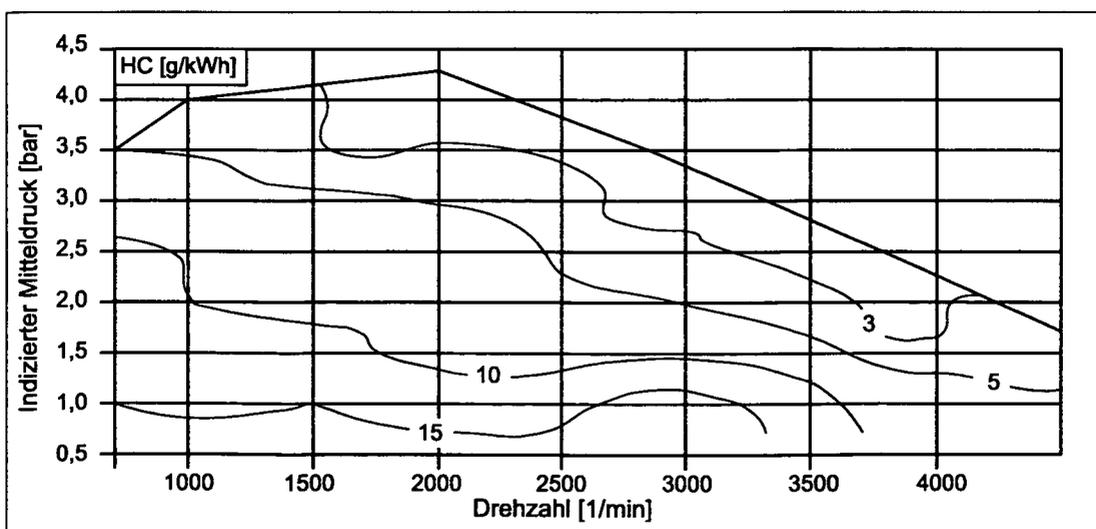


Abbildung 8: Indizierte spez. HC Emissionen [g/kWh] beim HCCI Betrieb [64]

ne et al. (**Abbildung 10**) [94]. Eine gemeinsame Aussage dieser Artikel ist, dass die HC Emissionen beim HCCI Brennverfahren geringer sind als die beim geschichteten Verfahren.

Lavy et. al stellen heraus, dass die HC Emissionen von der Last und dem Luftverhältnis abhängig sind. So sind die Werte bei kleiner Last ($p_{mi} = 2,5 \text{ bar}$; $n = 1500 \text{ min}^{-1}$) etwas höher und bei größerer Last ($p_{mi} = 4 \text{ bar}$; $n = 1500 \text{ min}^{-1}$) etwas niedriger als die eines fremd gezündeten Verfahrens [73].

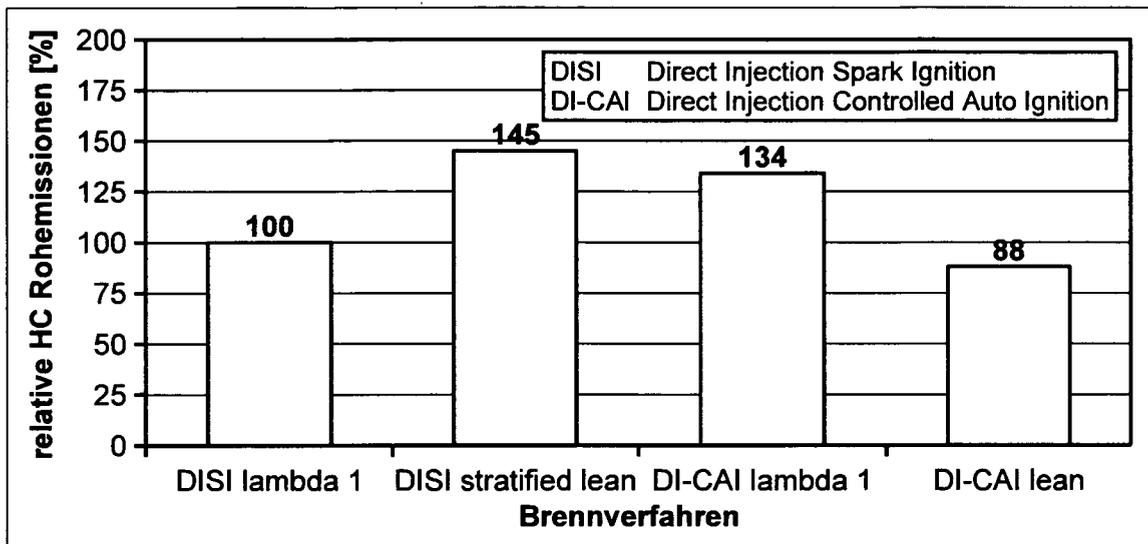


Abbildung 9: Vergleich der HC Rohemissionen zwischen verschiedenen ottomotorischen Verfahren ($p_{me} = 2 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$) [33]

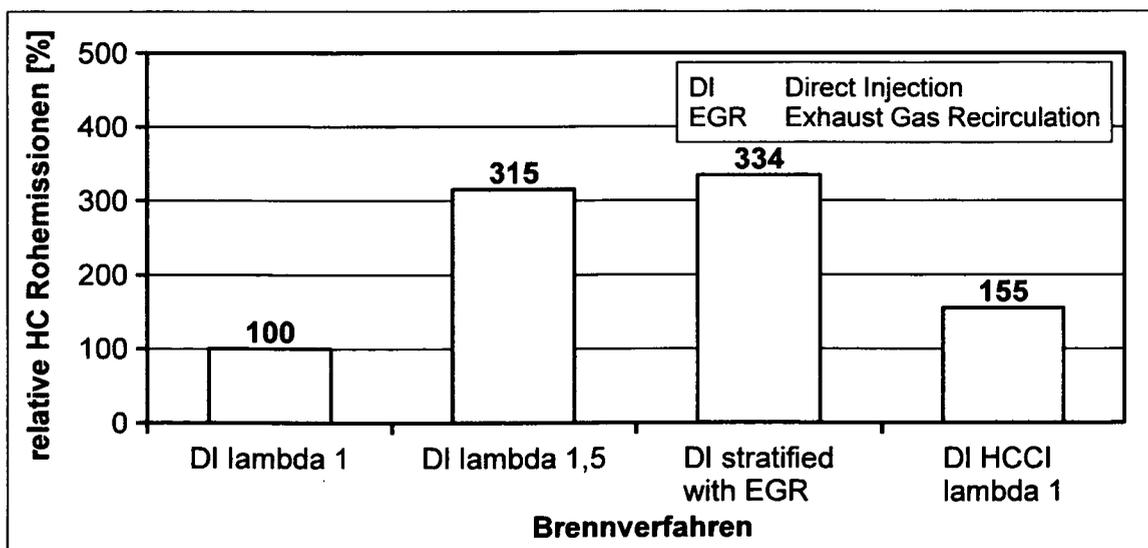


Abbildung 10: Vergleich der HC Rohemissionen zwischen verschiedenen ottomotorischen Verfahren ($p_{mi} = 2,7 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$) [94]

Allen et al. untersuchten mittels eines variablen Ventiltriebes Steuerzeitstrategien für das HCCI Verfahren. Sie erkannten eine Drehzahl- und Lastabhängigkeit der HC Emissionen. Bei geringer Drehzahl und hoher Last, wenn die AGR Rate klein ist, sind die HC Emissionen um 45 % geringer als beim fremd gezündeten Verfahren. Die Autoren glauben, dass in diesem Kennfeldbereich die Zylindertemperatur steigt und dadurch die HC Oxidation verbessert wird. Umgekehrt ist die AGR Rate bei höheren Drehzahlen und geringer Last höher und die Zylindertemperatur fällt. Dies sei der Grund für schlechtere Oxidation von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und somit die bis zu 35 % höheren HC Emissionen [4].

Die gezielte Mischung von iso-Oktan und n-Heptan erlaubt einen Kraftstoff mit definierter Oktanzahl zu verwenden. Nach Yao et al. steigen die HC Emissionen mit steigender Oktanzahl. Eine kleinere Verbrennungstemperatur z.B. bei Teillast führt zu unvollständiger Verbrennung und somit auch zu höheren HC Werten [147].

Eine Untersuchung zur Auswirkungen von thermisch isolierender und katalytisch wirksamer Beschichtungen der Brennraumwände auf HC Emissionen führten Hultqvist et al. durch. Außer dem unteren Teil der Zylinderlauffläche waren alle Bauteile beschichtet, so dass zum Zeitpunkt des oberen Totpunktes die ganze Brennraumoberfläche vollkommen beschichtet war. Zwei im Plasmaverfahren aufgebraute Schichten wurden betrachtet: eine isolierende Al_2O_3 -Schicht und eine katalytische ZrO_2 -Schicht mit Platin. Beide Schichten wurden jeweils in der Dicke von 0,15 mm und 0,60 mm untersucht. Die Kompressionsrate des Motors betrug 17:1 und als Kraftstoff wurden Ethanol, iso-Oktan und Erdgas benutzt. Die 0,15 mm dünne, isolierende Al_2O_3 -Schicht bewirkte bei Erdgas und Ethanol eine HC Reduzierung. Alle anderen Variationen hatten eine HC Erhöhung zur Folge. Dies begründen die Autoren mit einem katalytischen Flammenlöschen „catalytic flame quenching“. Weiterhin wurde beobachtet, dass der Wärmefluss bei allen Beschichtungen höher ist als bei der unbeschichteten Variante [56].

Der Einfluss des Kolbenstegs auf die HC Entstehung beim HCCI Verfahren wurde von Christensen et al. untersucht [25]. Aceves et al. haben diese Untersuchungen mit Hilfe eines „Multi-Zone“ Modells analysiert [2]. Es wurden drei Feuerstegspaltbreiten von 0,26 mm, 1,3 mm und 2,1 mm gewählt. Bei jedem Spalt wurde das Luftverhältnis von 2,5 bis 4,5 variiert. Das Verdichtungsverhältnis wurde bei allen Variationen konstant 17:1 gehalten. Wurde das kleinste Luftverhältnis gewählt, waren die niedrigsten HC Emissionen beim größten Kolbenspalt festzustellen. Beim kleinen Luftverhältnis ermöglichte der große Kolbenspalt im Gegensatz zum Kleinen eine Reaktion im Feuerstegvolumen. Das größte Luftverhältnis führte bei allen Spaltenbreiten zu keinen Reaktionen im Feuersteg. Deshalb ergab die Variante mit dem kleinsten Feuerstegvolumen die geringsten HC Emis-

sionen. Die Tests haben gezeigt, dass die meisten HC Emissionen eines HCCI Motors mit Saugrohreinspritzung durch die Spalte verursacht werden.

Fazit

Fasst man die unterschiedlichen Aussagen über die HC Emissionen beim Ottomotor mit Kompressionszündung zusammen, so lässt sich festhalten, dass die Werte gleich bis etwas höher als beim fremd gezündeten homogenen Verfahren sind [43, 53, 96]. Mit steigender Drehzahl und Last nähern sich die HC Emissionen dem Niveau des konventionellen Ottomotors an [15, 68]. Im Vergleich zu geschichteten Konzepten liegt das Niveau der HC Emissionen gleich auf oder sogar unter diesem.

Die HC Emissionen zeigen eine Abhängigkeit vom Betriebspunkt, und sowohl das Luftverhältnis als auch die Restgasrate werden als Einflussgrößen auf die Emissionen genannt. Detaillierte Untersuchungen wurden bezüglich Oktanzahl, Beschichtungen und Kolbenspalat durchgeführt. Letzterer wird als Hauptgrund für die hohen HC Werte angegeben.

3 Durchführung

Angaben über die HC Emissionen bei Ottomotoren mit Kompressionszündung gibt es viele (siehe Abschnitt 2.2.2). Die aufgeführten Werte sind jedoch unterschiedlich und ein Vergleich ist oft schwierig, da die Randbedingungen wie z.B. Verdichtungsverhältnis, Kraftstoffart, Steuerstrategien (Abgasrückhalten, Abgasrücksaugen oder Luftvorwärmen), etc. uneinheitlich sind. Zwar werden mögliche Ursachen der Emissionen erwähnt, aber detaillierte Untersuchungen fehlen. Infolgedessen werden in dieser Arbeit verschiedene Einflussgrößen im Hinblick auf ihre Auswirkung auf die HC Emissionen untersucht.

Das HCCI Verfahren unterscheidet sich gegenüber den konventionellen Ottomotoren mit Saugrohr- oder Direkteinspritzung hauptsächlich in der Gemischzusammensetzung und der Verbrennung. Bei der Kompressionszündung sind ein höheres Luftverhältnis und ein höherer Restgasanteil (bis zu 70 %) möglich. Es findet keine Flammenausbreitung sondern eine nahezu gleichzeitige Reaktion im gesamten Brennraum statt. Deshalb ist die Betrachtung der HC Emissionen, welche durch die Verbrennung verursacht werden, entscheidend.

Es ist zu erwarten, dass die HC Quellen wie Absorption und Desorption des Kraftstoffs im Ölfilm, Brennraumablagerungen, Kraftstoffbenetzung von Bauteilen und Leckage weiterhin ihre Gültigkeit behalten und sich nur in ihrem Beitragsniveau zu den gesamten HC Emissionen verschieben. Der Schwerpunkt der Arbeit wird sich aus den genannten Gründen auf die Verbrennung und die daraus resultierenden HC Emissionen konzentrieren.

3.1 Versuchsträger

Der Einsatz des HCCI Verfahrens bei Personenkraftwagen ist als Teillastbetriebsart denkbar. Im oberen Kennfeldbereich wird die konventionelle, homogene, fremd gezündete Betriebsart beibehalten. Aufgrund der Klopfproblematik an der Vollast darf das Verdichtungsverhältnis als möglicher Einflussparameter für die Selbstzündung erfahrungsgemäß nicht über 12 angehoben werden. Eine Ansaugluftvorwärmung, um die Selbstzündtemperatur zu erreichen, ist aufgrund der Dynamikanforderung für den Fahrzeugeinsatz ungeeignet. Die praktischste Methode, die Selbstzündbedingungen für das HCCI Brennverfahren zu erreichen, ist das Verwenden von heißem Restgas.

Zwei Möglichkeiten gibt es dieses zu realisieren. Entweder wird das Abgas durch frühes Auslassschließen mit einer Zwischenverdichtung im Ladungswechsel-OT im Zylinder zurückgehalten „Abgasrückhaltung“ oder das Abgas wird aus dem Abgaskrümmern zurückgesaugt „Abgasrücksaugung“ (**Abbildung 11**).

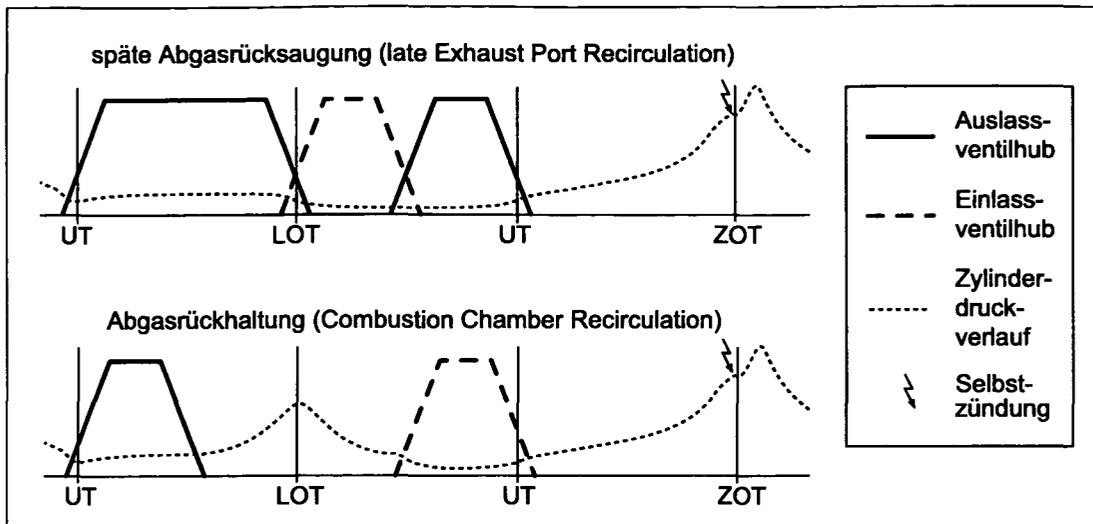


Abbildung 11: Schematische Darstellung zweier Restgasstrategien für die homogene Selbstzündung beim EMVT [13]

Die Selbstzündbedingungen sind bei der „Abgasrückhaltung“ stark von dem vorherigen Zyklus abhängig. Kommt es in einem Zylinder bei einem Zyklus zum Zündaussetzer, dann fehlt die Restgaswärme zur Selbstzündung im nächsten Zyklus. Der Motor wird auf dem entsprechenden Zylinder nicht mehr brennen.

Bei der „Abgasrücksaugung“ wird für die Selbstzündung die Wärme aus dem Abgas, welches aus dem Abgaskrümmer gesaugt wird, genutzt. Verwendet man Motoren mit mehreren Zylindern, haben die Verbrennungsvorgänge aller Zylinder einen Einfluss auf den Zustand des Abgases. Kommt es in einem Zylinder zum Zündaussetzer, kann ein Teil der Wärme aus dem Abgasstrom anderer Zylinder zur Selbstzündung im nächsten Zyklus genutzt werden. Somit sind die Randbedingungen für eine Selbstzündung bei Mehrzylindermotoren mit „Abgasrücksaugung“ unempfindlicher gegen Fluktuationen der Verbrennungszyklen als bei der „Abgasrückhaltung“. Die Auswirkungen von abnormalen Verbrennungen einzelner Zylinder auf die Selbstzündungsbedingungen sind bei der „Abgasrücksaugung“ in gewissem Maße von der Abgaskrümmgestaltung und der Zylinderanzahl abhängig. Da für die hier vorliegenden Experimente ein Vierzylindermotor vorgesehen ist, fällt die Entscheidung auf die Variante mit der „Abgasrücksaugung“.

Bei der Auswahl des Versuchsträgers sollen die Randbedingungen so gestaltet werden, dass ein zukünftiger Serienmotor im Personenkraftwagen mit HCCI Betrieb möglich wird. Aus diesem Grund diente als Basis für die Untersuchungen ein serienmäßiger Ottomotor mit Direkteinspritzung - ein FSI 1,6l 81kW von der Volkswagen AG. Die technischen Grunddaten des Motors sind in der **Tabelle 1** dargestellt.

Tabelle 1: Technische Grunddaten des FSI 1,6l 81kW Motors

Bezeichnung	Wert
Hubraum	1598 cm ³
Leistung	81 kW
Nennmoment	155 Nm
Zylinder	4
Taktzahl	4
Ventile pro Zylinder	4
Verdichtung	12,1
Kraftstoffart	ROZ 99
Abgaserfüllung	EU 4

Bezeichnung	Wert
Zylinderabstand	82 mm
Hub	86,9 mm
Bohrung	76,5 mm
Pleuellänge	138 mm
Pleuelstangenverh.	0,31
Zündreihenfolge	1 3 4 2
Bauart	Reihe
Brennraumform	dachförmig
Leerlaufdrehzahl	720 min ⁻¹

3.1.1 Änderungen für den HCCI Betrieb

Fast alle Komponenten des Motors wurden für die Experimente als Ausgangsbasis unverändert übernommen. Die notwendigen Änderungen, um die Kompressionszündung zu realisieren, betreffen die Ventilerhebungskurven. Diese sind in der **Abbildung 12** dargestellt. Der Auslasshub zum Zeitpunkt des Ausschietbetaktes ist mit dem Serienstand identisch. Der Einlasshub ist kleiner als der Serienhub und in der Phase so verschoben, dass er im oberen Totpunkt des Ladungswechsels öffnet. Mit dem Nockenwellenversteller lässt sich die Phase der Einlassventilhubkurve um 40 °KW verändern. Der zweite kleine Auslasshub zum Ende der Ansaugphase ist für die Rücksaugung des heißen Abgases aus dem Auslasskrümmer ausgelegt.

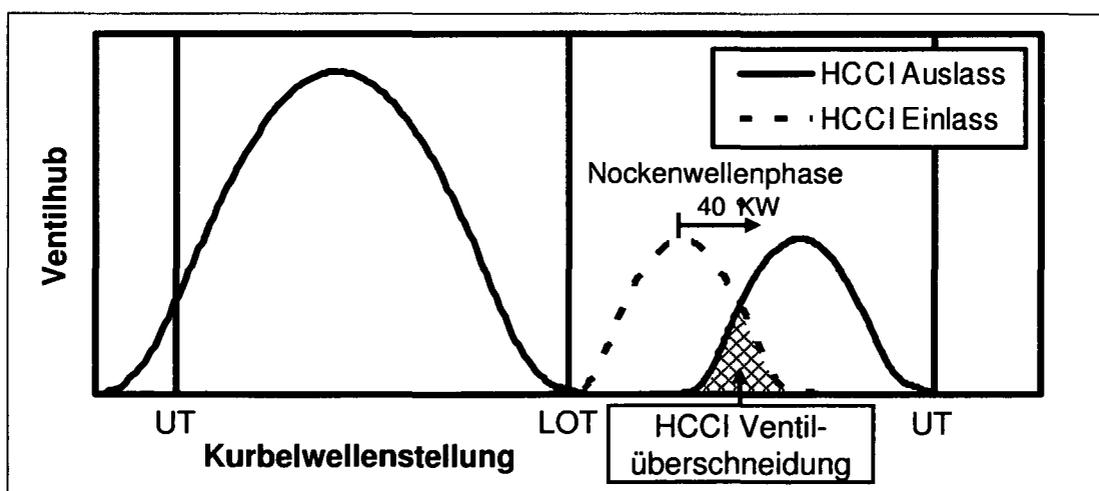


Abbildung 12: Schematische Darstellung der Ventilerhebungskurven für die Kompressionszündung

Die genannten Hubkurven sind mittels geschliffenen Nockenprofilen umgesetzt worden. Ein Vollastbetrieb im konventionellen Modus ist damit nicht möglich. Für einen zukünftigen Einsatz ist eine Variabilität im Ventiltrieb notwendig, welche z. B. zwischen einem Vollastnockenprofil und einem HCCI Nockenprofil umschaltet.

3.1.2 Motor mit optischem Zugang

Ein weiterer Versuchsträger wurde für die Temperaturmessung des Gasgemisches und die Bestimmung der AGR Rate im Brennraum benutzt. Als Basis diente wieder der im letzten Abschnitt beschriebene 1,6 l Ottomotor mit den entsprechenden Änderungen im Ventiltrieb für den HCCI Betrieb. Für die Messung der Gemischtemperatur im Brennraum mit dem Lasermessverfahren CARS (siehe Abschnitt 3.2.3) sind zwei in Flucht liegende optische Zugänge zum Brennraum notwendig. Dafür wurde eine Platte mit runden Fenstern (Durchmesser 20 mm) zwischen Motorblock und Zylinderkopf eingebaut (Abbildung 13).

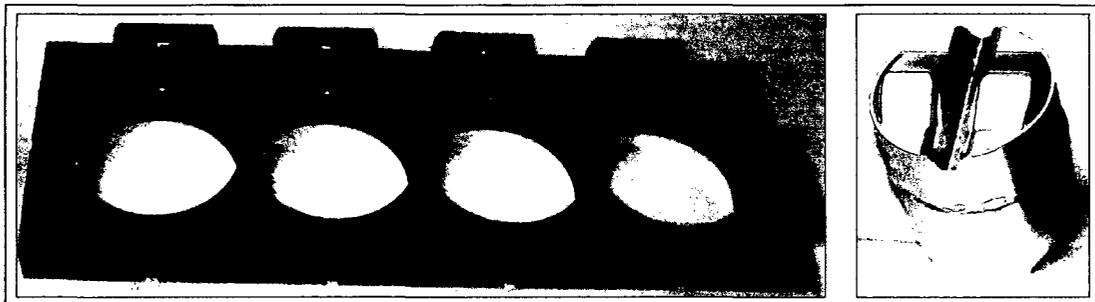


Abbildung 13: Zwischenplatte und Modell vom Kolben

Um das Verdichtungsverhältnis beizubehalten, wurde der Kolben erhöht, wodurch das Feuerstegvolumen erheblich ansteigt. Ein wichtiges Ziel der Untersuchungen ist die Temperaturmessung kurz vor der Verbrennung. Da der Kolben zu diesem Zeitpunkt im oberen Totpunkt steht, wird der optische Zugang zum Brennraum vom Kolben verdeckt. Damit die Messungen trotzdem zum Zeitpunkt des oberen Totpunktes durchgeführt werden können, ist der Kolben mit einer Nut entlang der Laserstrahlachse versehen worden. Das der Nut entnommene Material wird an beiden Seiten in Form von kleinen Schultern aufgebracht (Abbildung 13, 14).

Die Oberfläche des Brennraums nimmt aufgrund des höheren Feuerstegs zu. Hierdurch bedingt steigt der Wärmeübergang über die Brennraumwände an. Bei der Auslegung des Kolbens für den optischen Motor wurde ein geringfügig höheres Verdichtungsverhältnis ($\epsilon = 12,7$) angestrebt, um während der Verdichtung annähernd ähnliche Verhältnisse für die Selbstzündung wie im Vollmotor ($\epsilon = 12,1$) zu erreichen.

Das Messvolumen ist definiert durch den Überlappungsbereich der Laser, welcher ein zylindrisches Volumen mit ca. 2 mm Länge und 100 μm Durchmesser besitzt. Die Lage der Messstelle im Brennraum befindet sich zentral im Zylinder, ca. 6 mm unterhalb der Zylinderkopfdichtung (Abbildung 14).

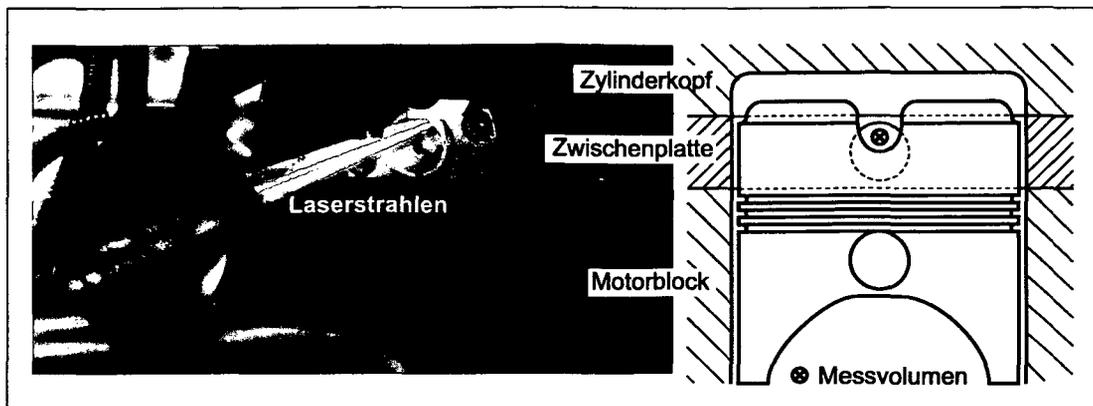


Abbildung 14: Messstelle im Brennraum und Laserstrahleneintritt in den Motor

Um die Aussagefähigkeit der Messwerte vom optischen Motor beurteilen zu können, wurden gemessene Werte des Vollmotors und des optischen Motors bei einer Drehzahl von 1800 min^{-1} und einem indizierten Mitteldruck von 3 bar verglichen. Die Drehzahl von 1800 min^{-1} wurde gewählt, weil die Laserfrequenz des CARS Messsystems nur einen Betrieb bei einem Vielfachen von 10 Hz erlaubt. Die abweichenden Werte sind in der **Tabelle 2** aufgelistet.

Tabelle 2: Vergleich der gemessenen Werte zwischen Vollmotor und optischen Motor

Motor	n	p_{mi}	ε	DKS	\dot{m}_L	λ	\dot{m}_K	$\alpha_{50\%}$	NO_x	HC
	min^{-1}	bar		%	kg/h	1	kg/h	$^{\circ}\text{KW}$	ppm	ppm
optisch	1800	3,0	12,7	9,6	36,8	1,36	1,88	8,4	20	3950
normal	1800	3,0	12,1	9,2	37,7	1,41	1,82	7,9	8	1066

mit:

n	Drehzahl	λ	Luftverhältnis
p_{mi}	innerer Mitteldruck	\dot{m}_K	Kraftstoffmassenstrom
ε	Verdichtungsverhältnis	$\alpha_{50\%}$	50 % Energieumsatzpunkt
DKS	Drosselklappenstellung	NO_x	Stickoxidemissionen
\dot{m}_L	Luftmassenstrom	HC	Kohlenwasserstoffemissionen

Der hohe Feuersteg beim optischen Motor ist für die deutlich erhöhten Kohlenwasserstoffemissionen verantwortlich. Um trotzdem den gleichen Lastpunkt zu halten ist eine höhere eingespritzte Kraftstoffmasse notwendig. Mit der Drosselklappenstellung wird der

angesaugte Luftmassenstrom so eingestellt, dass sich die gleiche Verbrennungsschwerpunktlage von ca. 8 °KW wie beim Vollmotor einstellt. Die zusätzlich benötigte Kraftstoffmasse zur Haltung der Last führt mit dem sich ergebenden Luftmassenstrom zu einem geringeren Luftverhältnis.

Die NO_x Emissionen liegen in beiden Fällen an der Nachweisbarkeitsgrenze. Der Verdichtungsdruck ist beim optischen Motor wegen des höheren Verdichtungsverhältnisses um ca. 1 bar leicht erhöht. Der Zeitpunkt der Verbrennungsschwerpunktlage liegt beim optischen Motor im Rahmen der Einstellbarkeit um 0,5 °KW früher. Überdies sind die Druckverläufe und normierten Brennverläufe der beiden Motorausführungen ähnlich. Somit kann der Einfluss des geschlitzten Kolbens auf den Brennverlauf als gering bezeichnet werden. Alle anderen Werte sind nahezu gleich. Damit ist gewährleistet, dass die Ergebnisse auf den Vollmotor übertragen werden können [74].

3.2 Messtechnik

Das Hauptuntersuchungswerkzeug für die Experimente ist ein Motorprüfstand mit Standardmessverfahren. Dazu zählen die Messung verschiedener Temperaturen, des Zylinder- und Saugrohrdruckes, des Kraftstoffdurchsatzes und der Abgasemissionen. Im Anhang B ist eine schematische Darstellung des Prüfstands mit Motor und Messstellen dargestellt.

Im Abgas von Automotoren sind verschiedene Kohlenwasserstoffverbindungen zu finden. Diese entstehen durch unvollständige Verbrennung des Kraftstoffs und des Motoröls, welche wiederum aus unterschiedlichen Kohlenwasserstoffmolekülen zusammengesetzt sind. Das Gesetz schreibt vor, alle Kohlenwasserstoffe in Summe zu messen. Dazu wird der Flammenionisationsdetektor benutzt [66, S.175].

3.2.1 Flammenionisationsdetektor (FID)

Das Messprinzip eines FID beruht darauf, dass Kohlenwasserstoffverbindungen beim Verbrennen Ionen bilden. Der Mechanismus der Ionenbildung ist bis heute noch nicht vollständig geklärt [16, S.11] [66, S.175]. Die Ionen werden durch Elektroden aufgefangen und erzeugen so einen elektrischen Strom. Dieser ist proportional zu den in den jeweiligen Molekülen enthaltenen Kohlenstoffatomen (C-Atome), d.h. ein Propanmolekül (C_3H_8) erzeugt ein dreifaches Signal wie ein Methanmolekül (CH_4). Der FID hat also eine der Anzahl der C-Atome proportionale Anzeige. Die Messergebnisse werden oft in Propanäquivalenten (C_3H_8) angegeben.

Bei der Messung wird das Abgas durch eine Flamme geleitet. Dabei darf das Brenngas für die Flamme nicht aus Kohlenwasserstoffverbindungen bestehen. Deshalb wird Wasserstoff (H_2) oder ein Wasserstoff-Helium(He)-Gemisch als Brenngas gewählt. Die Flamme wird als Diffusionsflamme betrieben. Die Spannung variiert je nach Bauart des FID zwischen 20 V und 200 V und der Ionenstrom liegt in der Größenordnung von 10^{-12} A bis 10^{-10} A. Beim FID handelt es sich um ein Vergleichsmessgerät, so dass ein Prüfgas zur Kalibrierung notwendig ist. Gesetzlich vorgeschrieben ist Propan (C_3H_8). Die Messempfindlichkeit des FID ist nicht allein von der Anzahl der C-Atome sondern auch von der Struktur der Moleküle abhängig. Die Abweichungen des FID-Signals für einzelne Kohlenwasserstoffe bezogen auf ein Referenzgas (z.B. Propan) werden durch so genannte Responsefaktoren ausgedrückt. Diese können von Gerät zu Gerät unterschiedlich sein. Durch die zahlreichen im Abgas vorhandenen chemischen Verbindungen nennenswerter Konzentrationen sind systematische Messfehler zu erwarten. Trotz dieser Schwäche ist das FID Prinzip zurzeit das geeignetste Messprinzip zur Messung von Kohlenwasserstoffen im Automobilabgas [66, S.176].

3.2.2 Fast Flame Ionisation Detector (FFID)

Mit einem schnellen Flammenionisationsdetektor ist es möglich einen hochaufgelösten zeitlichen Verlauf der aus dem Zylinder austretenden HC Emissionen zu messen. Es wird das gleiche Messprinzip wie beim Flammenionisationsdetektor verwendet. Der Unterschied liegt in der Ausgabe der Werte. Während ein normales FID Gerät einen zeitlichen Mittelwert der gemessenen Kohlenwasserstoffkonzentration im Abgas liefert, ist das Ausgangssignal des FFID Gerätes ein Verlauf der Kohlenwasserstoffkonzentration über der Zeit.

In dieser Arbeit wird das „Fast Response Hydrocarbon Measurement System HFR400“ [16] der Firma „Cambustion Limited“ benutzt. Der Messaufbau ist in **Abbildung 15** dargestellt. Über die richtige Zumessung von Wasserstoff (H_2) und Luft kann die Flammentemperatur in der FID-Kammer, welche sich im „Hydrocarbon Sampling Module (HSM)“ befindet, beeinflusst werden. Das FFID wird mit Propan (C_3H_8) und Luft kalibriert. Die „Main Control Unit (MCU)“ enthält alle nötigen Regler, um die gewünschten Werte zum Betrieb des FFID einzustellen.

Durch einen Unterdruck, welcher von einer Pumpe erzeugt wird, gelangt die Gasprobe zur Flamme des „FID“ (**Abbildung 16**). Eine Schwankung der Dichte in der Gasprobe, welche durch Druckpulsationen im Abgaskrümmen hervorgerufen werden kann, führt bei gleicher HC Konzentration trotzdem zur Pegelschwankung im Ausgabesignal. Um die unerwünschten Schwankungen zu unterbinden, wird der Druckunterschied zwischen der

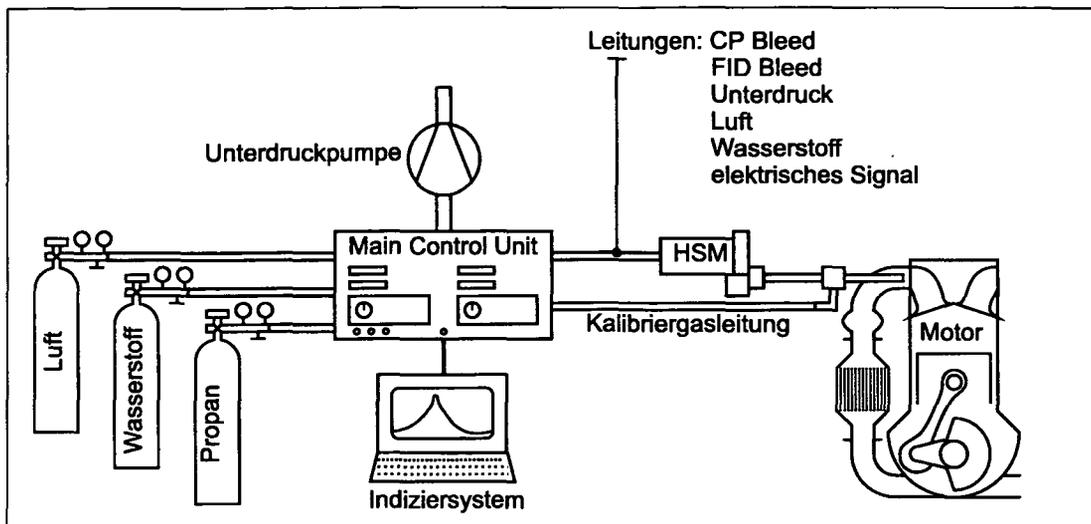


Abbildung 15: Aufbau des FFID

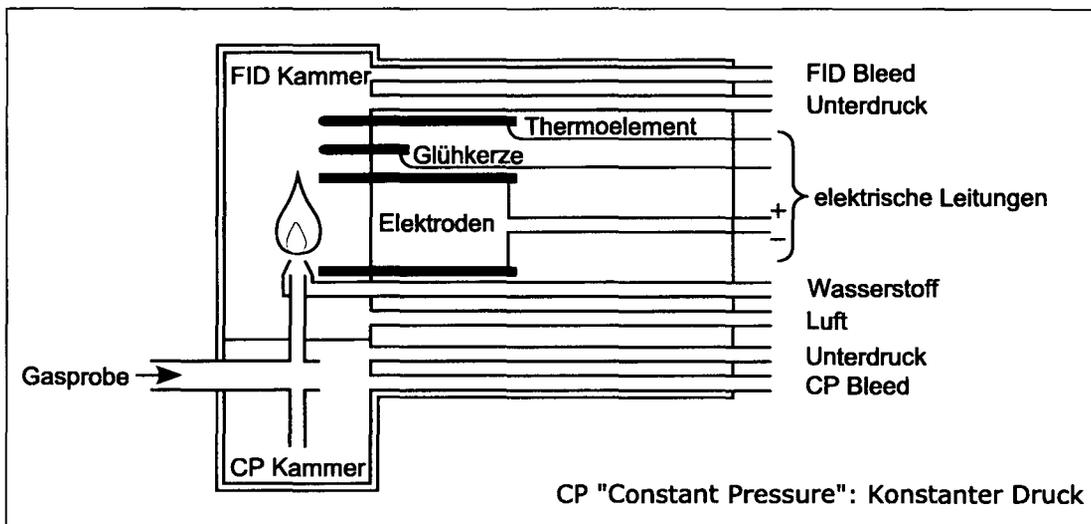


Abbildung 16: Aufbau des „Hydrocarbon Sampling Module (HSM)“

FID Kammer und der Unterdruckkammer (CP Kammer) durch die beiden Unterdruckleitungen „FID Bleed“ und „CP Bleed“ konstant gehalten. Der konstante Druckgradient gewährleistet einen gleichmäßigen Massenstrom der Gasprobe zur Flamme. Das Ausgangssignal wird mit dem Indiziergerät aufgezeichnet.

Transportzeitkorrektur

Die Gasprobe muss vom Messpunkt im Ansaugkrümmer bzw. Sondeneintritt bis zur Flamme des FFID Gerätes einen gewissen Weg durch die Leitung der Sonde und des FFID Gerätes zurücklegen. Das Ausgangssignal ist um die Transportzeit, welche die Gasprobe

für das Zurücklegen des Weges braucht, verschoben. Um die Werte des Ausgangssignal dem Zeitpunkt der Probenentnahme am Messpunkt richtig zuordnen zu können, muss die Transportzeit in den Leitungen berechnet werden.

Die Berechnung der Transportzeit erfolgt mit dem Programm „Transit Time Correction Software“ (Version 2.01) der Firma „Cambustion Limited“. Die Eingabegrößen des Programms sind die geometrischen Abmessungen der Leitungen, der Druck in der „CP Kammer“, die Druckdifferenz Δp_{FID} zwischen der „CP Kammer“ und der „FID Kammer“, Grenzdruck, ab welchem Überschall berücksichtigt wird, die kritische Reynoldszahl, Isentropenexponent, Reibfaktor für die Turbulenzberechnung, Molmasse der Gasprobe und die maximale Anzahl der Zellen. Die in dieser Arbeit verwendeten Werte zur Berechnung der Transportzeit sind in der **Tabelle 7** im Anhang B aufgeführt.

Weitere Eingangsgrößen in die Berechnung der Transportzeit sind der Druckverlauf am Sondeneintritt, die Zeit bzw. die Kurbelwinkel und der Verlauf des Ausgangssignals. Der Druckverlauf wird mit Hilfe eines Niederdrucksensors an der Messstelle im Abgaskrümmmer gemessen. Die Transportzeit der Gasprobe entspricht bei 2000 min^{-1} etwa 100°KW . Um diesen Betrag muss das gemessene Signal verschoben werden, damit der Verlauf der HC Emissionen der Probenentnahme an der Messstelle zeitlich richtig zugeordnet ist (**Abbildung 17**).

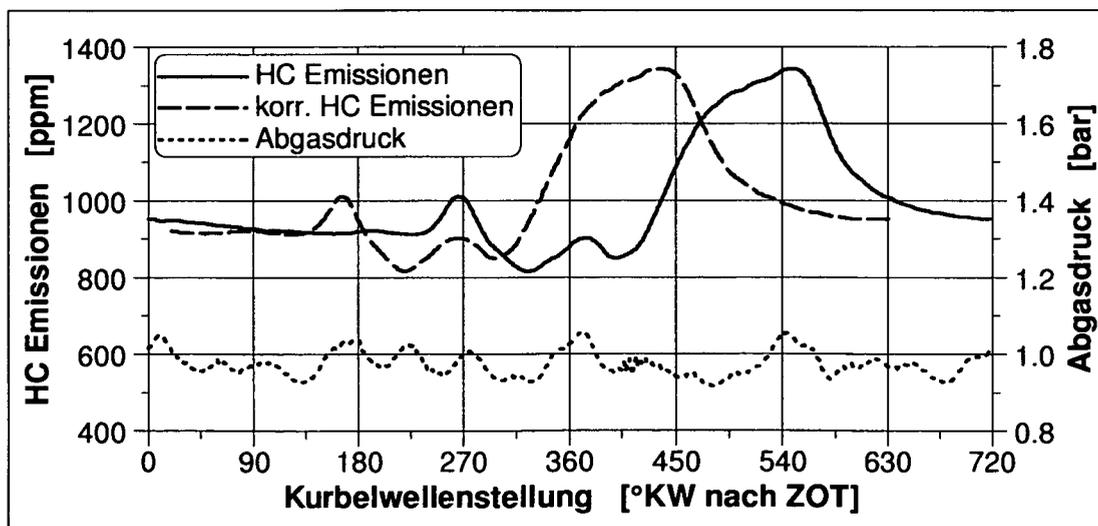


Abbildung 17: Verschiebung des Verlaufes der HC Emissionen durch Berücksichtigung der Transportzeit von der Gasprobe

3.2.3 Kohärente anti-Stokes Raman Spektroskopie (CARS)

Die Kompressionstemperatur und die interne AGR Rate im Brennraum sind mit der Standardmesstechnik am Prüfstand nicht zu erfassen, haben aber auf die Kontrolle der Selbstzündung und Verbrennung einen entscheidenden Einfluss. Ferner sind viele Parameter im HCCI Betrieb nicht unabhängig voneinander einstellbar wie z. B. die Temperatur und die AGR Rate. Um die Zusammenhänge zwischen Ladungstemperatur und AGR Rate sowie deren Auswirkungen auf den Selbstzündungszeitpunkt und die Verbrennung zu untersuchen, wurde eine berührungslose Lasermesstechnik „Rotations-CARS“ eingesetzt [34].

Das CARS-Verfahren ist zur lokal und zeitaufgelösten Temperaturmessung sowie zur Konzentrationsbestimmung von wenigen, ausgewählten Spezies einsetzbar. Für den Anregungsprozess werden drei Laserstrahlen durch einen optischen Zugang in den Brennraum eingekoppelt und in einen gemeinsamen Punkt fokussiert. Durch die Wechselwirkung der Laserstrahlung mit den Gasmolekülen entsteht das CARS-Signal, welches durch einen in Flucht liegenden optischen Zugang ausgekoppelt wird. Das Signal wird danach mittels eines Spektrometers zerlegt und mit einer CCD Kamera aufgenommen.

Bei dem Wechselwirkungsprozess zwischen der Laserstrahlung und den Gasmolekülen können, abhängig von den Wellenlängen der eingesetzten Laser, die Rotations- (RCARS) bzw. die Vibrationsübergänge (VCARS) der Gasmoleküle untersucht werden. Dementsprechend werden bei der CARS-Spektroskopie zur Temperatur- und Konzentrationsbestimmung die Verteilung der Gasmoleküle im Messvolumen bezüglich ihrer Vibrations- bzw. Rotationszustände bestimmt. Im thermodynamischen Gleichgewicht ist diese durch die Boltzmann-Verteilung gegeben [9]:

$$\frac{N_i}{N_{i-1}} \sim \exp \left[\frac{-(E_i - E_{i-1})}{k_B T} \right] = \frac{-\Delta E}{k_B T} \quad (8)$$

Das Verhältnis der Besetzungszahlen N_i zweier molekularer Zustände i ist definiert durch die Energien der Zustände E_i (für zweiatomige Moleküle aus quantenmechanischen Berechnungen wohlbekannt), die Boltzmannkonstante k_B sowie die Absoluttemperatur T . Dieser Zusammenhang wird zur Temperaturbestimmung genutzt. Beispiel für ein RCARS-Spektrum ist in **Abbildung 18** dargestellt.

Bei steigender Temperatur werden immer höherenergetische Rotationszustände besetzt, was sich in einer Verschiebung des Schwerpunktes der spektralen Verteilung hin zu höheren Rotationsenergien bemerkbar macht. Die Temperaturbestimmung erfolgt schließlich über den Vergleich gemessener Spektren mit einer Bibliothek aus theoretisch berechneten Spektren. Da die Rotationszustände von zweiatomigen Molekülen wie Stickstoff und Sauerstoff energetisch verhältnismäßig nahe beieinander liegen (ΔE klein), ist das Ver-

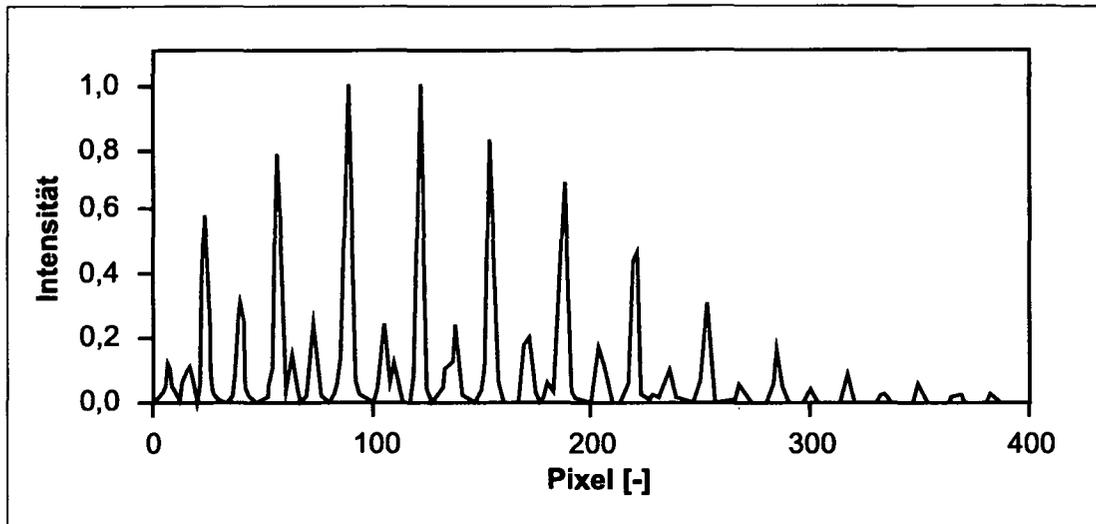


Abbildung 18: Beispiel eines rotations CARS-Spektrums vom Gas

hältnis der Besetzungszahlen (N_i/N_{i-1}) in der Boltzmann-Verteilung (Gleichung 8) schon gegenüber geringen Temperaturänderungen sehr empfindlich.

Ideal geeignet ist die RCARS-Technik für einen Temperaturbereich bis etwa 1000 K, also zum Beispiel für eine Untersuchung während der Kompressionsphase, wo unter anderem Temperatur und Druck der Ansaugluft, die Abgasrückführrate oder die Kraftstoffverdampfung einen Einfluss auf die Ladungstemperatur haben [9].

Zusätzlich zur Temperatur kann aus den Spektren das relative molare Verhältnis von Sauerstoff zu Stickstoff bestimmt werden. Details zum theoretischen Hintergrund des Prozesses und zu den Möglichkeiten der Konzentrationsbestimmung können z.B. bei Eckbreth [34] und Beyrau [10] gefunden werden. Mit diesem gemessenen O₂/N₂-Verhältnis ($\frac{n_{O_2, \text{Brennraum}}}{n_{N_2, \text{Brennraum}}}$) kann nach den Gleichungen 9 bis 14 die AGR Rate im Brennraum (x_{AGR}) berechnet werden.

Die Molmenge an Sauerstoff im Brennraum ($n_{O_2, \text{Brennraum}}$) setzt sich zusammen aus der Molmenge der Sauerstoffs, welche durch die angesaugte Luft in den Brennraum gelangt ($n_{O_2, \text{Luft}}$), und der Molmenge des Sauerstoffs, welche mit der AGR Masse im Brennraum gelangt ($n_{O_2, \text{AGR}}$). Entsprechendes gilt für die Molmenge des Stickstoffs im Brennraum ($n_{N_2, \text{Brennraum}}$):

$$\frac{n_{O_2, \text{Brennraum}}}{n_{N_2, \text{Brennraum}}} = \frac{n_{O_2, \text{Luft}} + n_{O_2, \text{AGR}}}{n_{N_2, \text{Luft}} + n_{N_2, \text{AGR}}} \quad (9)$$

Die vier unbekannt Molmengen im Brennraum $n_{O_2,Luft}$, $n_{O_2,AGR}$, $n_{N_2,Luft}$ und $n_{N_2,AGR}$ können durch die Gleichungen 10 bis 13 ausgedrückt werden:

$$n_{O_2,Luft} = n_{Luft} \cdot \chi_{O_2,Luft} \quad (10)$$

$$n_{O_2,AGR} = n_{AGR} \cdot \chi_{O_2,Abgas} \quad (11)$$

$$n_{N_2,Luft} = n_{Luft} \cdot \chi_{N_2,Luft} \quad (12)$$

$$n_{N_2,AGR} = n_{AGR} \cdot \chi_{N_2,Abgas} \quad (13)$$

Dabei werden die Anteile des Sauerstoffs $\chi_{O_2,Abgas}$ und Stickstoffs $\chi_{N_2,Abgas}$ in der AGR Molmenge n_{AGR} aus den Abgasmessungen gewonnen. Die Anteile des Sauerstoffs $\chi_{O_2,Luft}$ und Stickstoffs $\chi_{N_2,Luft}$ in der Luft n_{Luft} sind aus Literatur bekannt. Damit wird die Gleichung 9 mit den vier eingesetzten Gleichungen 10 bis 13 nach dem Verhältnis der noch unbekannt Molmengen an Luft n_{Luft} und Stickstoff n_{AGR} im Brennraum aufgelöst. Das Verhältnis $\frac{n_{Luft}}{n_{AGR}}$ ist aber bekannt und wird zur Berechnung der AGR Rate in der Gleichung 14 verwendet:

$$x_{AGR} = \frac{n_{AGR} \cdot M_{Abgas}}{n_{AGR} \cdot M_{Abgas} + n_{Luft} \cdot M_{Luft}} = \frac{1}{1 + \frac{M_{Luft}}{M_{Abgas}} \cdot \frac{n_{Luft}}{n_{AGR}}} \quad (14)$$

Auf diese Weise ist es möglich, aus dem mittel CARS gemessenen O₂/N₂-Verhältnis ($\frac{n_{O_2,Brennraum}}{n_{N_2,Brennraum}}$), den aus dem Abgas gemessenen Größen $\chi_{O_2,Abgas}$ und $\chi_{N_2,Abgas}$ sowie den aus Literatur bekannten Molmassen (M_{Abgas} , M_{Luft}) und Anteilen in der Luft ($\chi_{O_2,Luft}$, $\chi_{N_2,Luft}$) die AGR Rate im Brennraum zu berechnen.

3.2.4 Kurbelwinkel aufgelöste Verbrennungsaufnahme

Neben der Messung der Ladungstemperatur und die Bestimmung der AGR Rate mit dem CARS System ermöglicht ein Motor mit optischem Zugang weitere Analysemethoden. Eine davon ist die Beobachtung und digitale Aufnahme der Verbrennungsstrahlung.

Die Verbrennung ist mit dem bloßen Auge als ein schwacher bläulicher Blitz zu erkennen. Mit einer normalen Kamera ist es nicht möglich, die Verbrennung aufzunehmen, da die Intensität der Verbrennung bei der kurzen Belichtungszeit und kleiner Fensteröffnung zu schwach ist. Deshalb wird hier eine bildverstärkende Kamera benutzt.

Die Kamera ermöglicht es durch die Aufteilung des aufnehmenden Chips auf 28 Bereiche, eine Sequenz von 28 Bildern schnell hintereinander aufzunehmen. Es kann also bei einer Bildauflösung von 1 °KW/Bild ein Film von 28 °KW Länge aufgenommen werden. In **Abbildung 19** ist eine schematische Darstellung des Aufnahmevorgangs dargestellt.

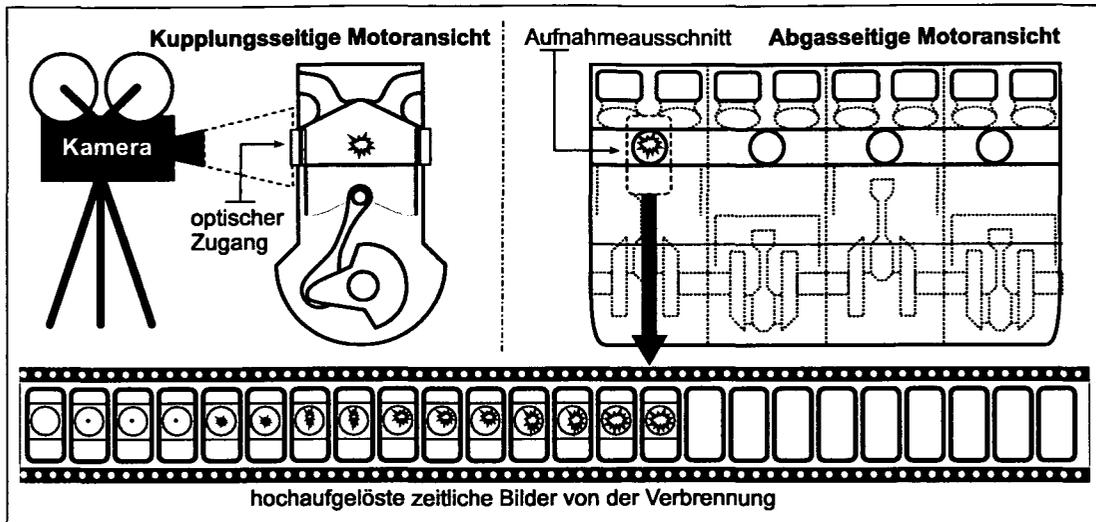


Abbildung 19: Schematische Darstellung der Verbrennungsaufnahme

3.3 Berechnung und Simulation

Die Computersimulation leistet zusätzlich zu den experimentellen Untersuchungen einen wesentlichen Beitrag zu der Voraussage von physikalischen Verhalten des betrachteten Vorgangs, zu kostengünstigen und schnellen Untersuchungen von Parametervariationen und zu gegenseitigen Validierung mit dem Experiment. In vielen Fällen fehlen zur Interpretation der experimentell gewonnenen Daten noch Informationen, welche durch das Experiment nicht bestimmt werden können. Verschiedene Arten von Berechnungen werden benutzt, um zusätzliche Erkenntnisse zu erhalten.

3.3.1 1D Strömungssimulation

Die 1D Strömungssimulation ist ein Programm zur numerischen Berechnung von instationären gasdynamischen Strömungsvorgängen in Rohrleitungen wie z.B. Druckwellenschwingungen in Abgasstrang eines Autos.

Die Ergebnisse der 1D Strömungssimulation in der vorliegenden Arbeit resultieren aus den Berechnungen mit dem kommerziellen Softwareprogramm „WAVE“ [104]. Zur Be-

rechnung der Strömungsvorgänge in bestimmten Bauteilen, müssen entsprechende Modelle dieser erstellt werden. Zur Analyse der gasdynamischen Strömungsvorgänge in einer Verbrennungskraftmaschine ist es üblich, ein Modell des Motors mit gesamter Ansaug- und Abgasstrecke zu erstellen. In **Abbildung 92** im Anhang C ist das erstellte Modell des Versuchsträgers abgebildet.

Mit solchen Modellen sind Ladungswechselrechnungen möglich, die unter anderem zur Optimierung der Leistungswerte und Wirkungsgrade dienen. Gerade für den Einsatz variabler Ventiltriebe in Verbindung mit der Direkteinspritzung, welcher viele verschiedene Ventilhub- und Einspritzstrategien erlaubt, ist die Berechnung des Ladungswechsels mittels der 1D Strömungssimulation unumgänglich. Bei akustischen Auslegungen des Ansaug- und Abgasstranges spielt die 1D Strömungssimulation zur Berechnung der Druckwellenschwingungen eine wesentliche Rolle.

Darüber hinaus werden für die Strömungssimulation oft spezielle Berechnungsmodelle eines bestimmten Motorenbauteils entwickelt. So können z.B. Abgasturboladermodelle bei der Auslegung und Analyse eines Abgasturboladers für einen bestimmten Motor helfen. Ferner dienen die 1D Strömungsberechnungsergebnisse oft als Randbedingungen bzw. Eingangsgrößen für 3D Strömungssimulationen (siehe Abschnitt 3.3.2).

Die Berechnung der Zylinderladung, deren Temperatur und dessen Restgasanteil ist eine typische Anwendungsmöglichkeit für die 1D Strömungssimulationssoftware. Da die zur Selbstzündung benötigte Energie beim untersuchten HCCI Brennverfahren durch Zurücksaugen des heißen Abgases aus dem Abgaskrümmen gewonnen wird, ist die Information über die im Zylinder eingeschlossene Abgas- und Luftmasse sowie deren Temperatur zur Analyse des Brennverfahrens wichtig.

Während des Ansaugtaktes gibt es eine Zeitphase, in der sowohl das Einlassventil als auch das Auslassventil geöffnet sind (HCCI Ventilüberschneidung **Abbildung 12**). In dieser Phase muss zur Berechnung der Zylinderfüllung und Gaszusammensetzung besonders die Schwingungen in den Rohrleitungen berücksichtigt werden. Dafür eignen sich hervorragend 1D Strömungssimulationsrechnungen, da kein einfacher analytischer Ansatz zur Berechnung der im Zylinder eingeschlossenen Luft- und Abgasmasse sowie deren Temperatur existiert. Die Messung dieser Größen ist mit Standardmesstechnik kaum möglich.

Die 1D Strömungsrechnung wird deshalb in dieser Arbeit zur ausreichend genauen und schnellen Berechnung der Temperatur im Brennraum, Luft- und Restgasmasse im Zylinder verwendet.

3.3.2 3D Strömungssimulation (CFD)

Zur Analyse eines neuen und alternativer Brennverfahrens wie dem HCCI Verfahren ist ein tieferes Verständnis der komplexen Strömungs- und Gemischbildungsvorgänge im Motor notwendig. Mit der dreidimensionalen numerischen Strömungssimulation CFD (Computational Fluid Dynamics) ist es möglich, das zeitliche Verhalten eines räumlichen Strömungsfeldes zu berechnen. Durch die stark steigende Rechenleistung und den hohen Reifegrad von kommerziellen Berechnungsprogrammen steigt die Güte, mit der reale Strömungsprozesse in immer kürzerer Zeit simuliert werden können.

In dieser Arbeit sind die Ergebnisse der 3D Strömungssimulation mit dem kommerziellen CFD Programm „VECTIS“ [104] erzeugt worden, welches als anerkannte Software für die numerische Strömungssimulation im Automobilbau gilt. Für die Berechnung des zeitlichen Verhaltens eines räumlichen Strömungsfeldes wird ein dreidimensionales Modell des zu untersuchenden Objekts (z.B. Brennraum mit Einlass- und Auslasskanälen) erstellt und es in diskrete Volumenelemente unterteilt. Für jedes Element werden die Erhaltungssätze für Masse, Impuls und Energie gelöst. Je nach Rand- und Anfangsbedingungen müssen verschiedene vereinfachende Lösungsmethoden eingesetzt werden, da eine exakte Lösung der Gleichungen oft nicht möglich ist. Für manche Anwendungsfälle, wie die Berechnung der turbulenten Strömung, werden auch empirische bzw. halbempirische Ansätze zur Lösung herangezogen.

Die Güte der Ergebnisse hängt von der Diskretisierung, der Wahl der Systemgrenzen bzw. Randbedingungen und von den eingesetzten Simulationsmodellen ab. Die reine Strömungsberechnung liefert in der Regel quantitativ zufrieden stellende Aussagen, so dass der Zustand (Druck, Temperatur, Gemischanteile) eines jeden modellierten Volumenelementes (z.B. Brennraummitte) bestimmt werden kann [99]. Die Berechnung von Verbrennung und Schadstoffbildung ist aufgrund etlicher zusätzlicher chemischer Gleichungen noch nicht in zeitlich überschaubarem Rahmen möglich. Empirische Modelle zur Berechnung der Verbrennung oder Schadstoffbildung liefern nicht immer zufrieden stellende Ergebnisse. Für detaillierte Ausführungen zu numerischen Berechnungsverfahren sei an dieser Stelle auf andere Publikationen verwiesen [88, 107].

Die Ergebnisse der Strömungsberechnung können auf verschiedene Weise dargestellt werden. Oft wird ein Geschwindigkeitsvektorfeld als Schnittbild zur Visualisierung der Strömungsbewegung benutzt. Konzentrationsverteilungen verschiedener Gemischanteile lassen sich durch Farben, welche verschiedenen Werten zugeordnet sind, im Bild darstellen. Die 3D Strömungssimulation macht es auch möglich, die Homogenität des Kraftstoffgasgemisches durch einen Homogenitätsindex H_K auszudrücken. Der Homogeni-

tätsindex ist hier definiert als:

$$H_K = 1 - \left(\frac{\sigma}{2 \cdot \bar{\xi}_K} \right) \quad (15)$$

$$\sigma = \frac{\sum_i (|\xi_{K,i} - \bar{\xi}_K| \cdot V_i)}{\sum_i V_i} \quad (16)$$

$$\bar{\xi}_K = \frac{\sum_i (\xi_{K,i} \cdot V_i)}{\sum_i V_i} \quad (17)$$

ξ_K ist das Verhältnis von Massenanteil Kraftstoff zu gesamter Masse in einem Diskretisierungselement. V_i ist das Volumen eines Elementes.

In der vorliegenden Arbeit wird die 3D Strömungssimulation zur Ergänzung der experimentellen Untersuchungen verwendet. Als Ergebnisse werden ein Geschwindigkeitsvektorfeld zur besseren Beurteilung des Strömungsfeldes, eine Kraftstoffdampfverteilung im Brennraum, das Ausströmverhalten des Abgases aus dem Brennraum und der Homogenitätsindex zur Beurteilung der Homogenität benutzt.

4 Ergebnisse

Das HCCI Brennverfahren ist prinzipbedingt nur im Teillastbereich möglich (siehe Abschnitt 2.1.4). Der Kennfeldbereich, der vielen aus der Literatur bekannten Forschungsuntersuchungen gemeinsam ist, befindet sich im unteren Drehzahlbereich und ist sehr klein (siehe Abbildung 3). Für die Untersuchungen wurde ein zentraler Betriebspunkt ausgewählt, der nicht nur in der Schnittmenge der bekannten Kennfelder liegt, sondern auch einen typischen Teillastpunkt mit hoher Vorkommenshäufigkeit im „Neuen Europäischen Fahrzyklus“ (NEFZ) darstellt. Dieser Punkt liegt bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} und einer Last von 3 bar indiziertem Mitteldruck. Abweichend von der Kraftstoffvorgabe für den 1,6 l Serienmotor (ROZ99) wird für die Untersuchungen die Kraftstoffsorte Super (ROZ95) verwendet. Der Motor wird auf allen vier Zylindern befeuert.

In diesem Kapitel werden die experimentellen Ergebnisse der Untersuchungen vorgestellt. Ziel ist es, aus den Ergebnissen der Experimente auf die Ursachen der Kohlenwasserstoffquellen zu schließen.

4.1 HC Emissionen beim Schleppbetrieb

Ein Teil der HC Emissionen kann durch Motoröl, welches über die Kolbenringe und den Ventilschaft in den Brennraum gelangt, verursacht werden. Allerdings wird der Anteil als vernachlässigbar angesehen [18, 38, 136]. Der Versuchsträger unterscheidet sich bis auf die Nockenwellenkonturen nicht vom Serienmotor, so dass der Einfluss des Motoröls beim HCCI Brennverfahren sich kaum vom konventionellen Ottomotor unterscheiden wird. Deshalb wird hier eine einfache Methode gewählt, um den durch das Motoröl begründeten maximalen Anteil an HC Emissionen abzuschätzen.

Im Schleppbetrieb werden bei 2000 min^{-1} die HC Emissionen gemessen. Diese Emissionen können folgende Quellen haben:

- Motoröl, welches an den Kolbenringen vorbei oder durch den Ventilspalt in den Brennraum gelangt
- durch Leckage aus dem Einspritzventil austretender Kraftstoff
- aus den Brennraumwandablagerungen verdunstende Kohlenwasserstoffverbindungen

Der größte Anteil an Motoröl im Brennraum gelangt während des Ansaugtaktes in den Zylinder, da zu diesem Zeitpunkt ein Druckgefälle vom Kurbelgehäuse bzw. Ölraum im Zylinderkopf zum Brennraum herrscht. Ein Teil dieses in den Brennraum gelangten Öls

wird beim gefeuerten Betrieb verbrannt. Der Wert der gemessenen HC Emissionen im Schleppbetrieb ist also größer als der Anteil der HC Emissionen im gefeuerten Betrieb.

Der Wert der HC Emissionen, welcher beim Schleppbetrieb gemessen wird und somit eine obere Abschätzung der durch das Motoröl verursachten Anteils an HC Emissionen darstellt, beträgt weniger als 4 g/h bei einer Drehzahl von 2000 min⁻¹. Das würde im gefeuerten Betrieb einen Wert von 0,5 g/kWh bei einem inneren Mitteldruck von 3 bar ergeben.

4.2 Standardpunkt

An jedem Untersuchungstag wurde mindestens vor und nach einer Messreihe ein definierter Betriebspunkt vermessen, um aus der Gesamtheit dieser Messpunkte eine statistische Aussage über die gemessenen Werte vornehmen zu können. Im Folgenden wird dieser Betriebspunkt auch Standardpunkt genannt. Weiterhin dient dieser Punkt zur Überprüfung der Analysegeräte auf Fehler und zur Beobachtung von Effekten, welche nur über eine längere Zeit bzw. über mehrere Tage feststellbar sind. In der **Tabelle 3** sind die Werte der eingestellten Größen für den Standardpunkt aufgelistet.

Tabelle 3: Werte der eingestellten Größen für den Standardpunkt

Größenname	Standardpunkt A	Standardpunkt B
	Wert	Wert
Drehzahl	2000 min ⁻¹	
ind. Mitteldruck	3 bar	
α_{ENW}	40 °KW	
Einspritzbeginn	350 °KW v. ZOT	320 °KW v. ZOT
Kraftstoffraildruck	90 bar	
Verbrennungsschwerpunktlage $\alpha_{50\%}$	8 °KW n. ZOT	
Kühlwassertemperatur	100 °C	
Öltemperatur	90 °C	
Zündwinkel	40 °KW v. ZOT	

Die ersten durchgeführten Messungen zeigten, dass ein Einspritzbeginn von 350 °KW vor ZOT ungünstig bezüglich Rußemissionen (siehe Abschnitt 4.3.3) und Kolbenablagerungen ist. Deshalb wird ein im Einspritzbeginn geänderter zweiter Standardpunkt definiert. Um die beiden Standardpunkte zu unterscheiden, werden sie Standardpunkt A und Standardpunkt B genannt. Wenn nur der Begriff „Standardpunkt“ auftaucht, ist hiermit der Standardpunkt B gemeint.

Die Einlassnockenwellenstellung α_{ENW} bezeichnet die Phasenverschiebung der Einlassnockenwelle von ihrer Einbauposition in Richtung früh. Bei 40 °KW öffnet das Einlassventil beim Ladungswechsel-OT (LOT). Die Verbrennungsschwerpunktlage $\alpha_{50\%}$ wird beim Standardpunkt mittels der Drosselklappenstellung und damit der Steuerung der Frischluftzufuhr konstant auf 8 °KW eingestellt. Zündwinkel bezeichnet wie bei anderen Ottomotoren auch den Winkel der Ansteuerung von Zündkerzen. Der Einfluss des Zündfunken auf die Selbstzündung wird in Abschnitt 4.3.5 dargelegt.

In **Abbildung 20** sind die HC Emissionen und das Luftverhältnis des Standardpunktes A von verschiedenen Messreihen dargestellt. Die gemessenen Punkte sind zeitlich sortiert. Es liegt ein Zeitraum von einem Monat zwischen der Messung des ersten und letzten Standardpunktes.

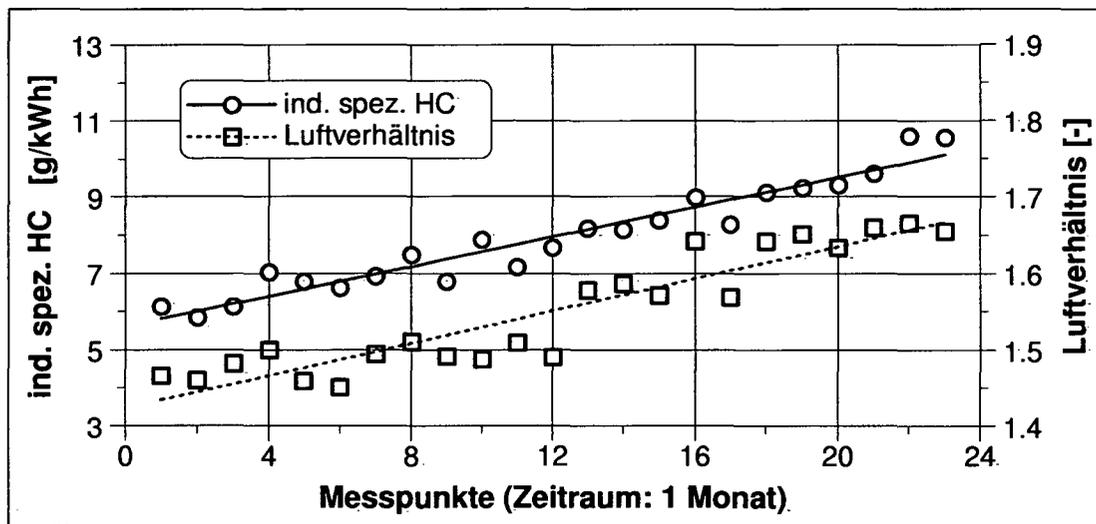


Abbildung 20: HC Emissionen und Luftverhältnis der Standardpunkte A nach Tabelle 3

Jegliche gemessenen Werte des Standardpunktes sollten bei jeder Messung konstant sein, da die gleichen Randbedingungen eingestellt werden. Wie aus der Abbildung 20 zu ersehen ist, trifft das aber für die HC Emissionen und das Luftverhältnis, welche über der Zeit ansteigen, in diesem Fall nicht zu. Die Ursache wurde nach einer Motordemontage und Begutachtung der Kolben offensichtlich.

Die **Abbildung 21** zeigt die Kolbenoberfläche, welche mit einer Rußschicht belegt ist. Diese Rußschicht, die sich über der Zeit langsam aufgebaut hatte, ist der Grund für die erhöhten HC Emissionen und das erhöhte Luftverhältnis, der in den nachfolgenden Absätzen erläutert wird.

Der Einspritzbeginn des Standardpunktes A liegt bei 350 °KW vor ZOT. Der Kolben hat zu diesem Zeitpunkt gerade den oberen Totpunkt passiert, so dass der Abstand des Injektors von der Kolbenoberfläche auf der Strahlachse ca. 8 mm beträgt. Die Benetzung des



Abbildung 21: Rußschicht auf dem Kolben

Kolbens durch den Kraftstoffstrahl ist nicht zu vermeiden und so hoch, dass der Kraftstoff nicht gänzlich vom Kolben verdampft und eine Rußschicht bildet.

Alle in dem Monat erfolgten Messreihen sind in dem Teillastpunkt $p_{mi} = 3$ bar und $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt worden. In diesem Betriebspunkt nimmt die Schichtdicke über der Zeit zu. Die zunehmende isolierende Wirkung der Schicht bewirkt höhere Temperaturen im Brennraum. Deshalb ist eine Erhöhung der Luftmasse bzw. des Luftverhältnisses notwendig, um die Brennraumtemperatur zu senken und den Verbrennungsschwerpunkt für den Standardpunkt A auf 8°KW zu halten. Die aufgrund der isolierenden Rußschicht geringere Wärmeabfuhr wird somit durch Kühlung mittels zusätzlicher angesaugter Luftmasse kompensiert und damit eine entsprechende Temperatur für die Selbstzündung einstellt.

Die starke Benetzung des Kolbens führt auch zu messbaren Rußemissionen im Abgas. Erst ab einem Einspritzbeginn von 320°KW oder später ist kein Ruß im Abgas messbar (siehe Abschnitt 4.3.3). Deshalb ist der Standardpunkt A um den Einspritzwinkel zum Standardpunkt B geändert worden. Um eine weitere Schichtbildung auf dem Kolben zu verhindern, werden vor und nach jeder Messreihe Betriebspunkte mit einer höheren Last und Drehzahl angefahren. Diese Punkte, welche höhere Druckspitzen, Druckgradienten und ein höheres Temperaturniveau besitzen, befreien den Kolben von der Schicht (**Abbildung 22**).

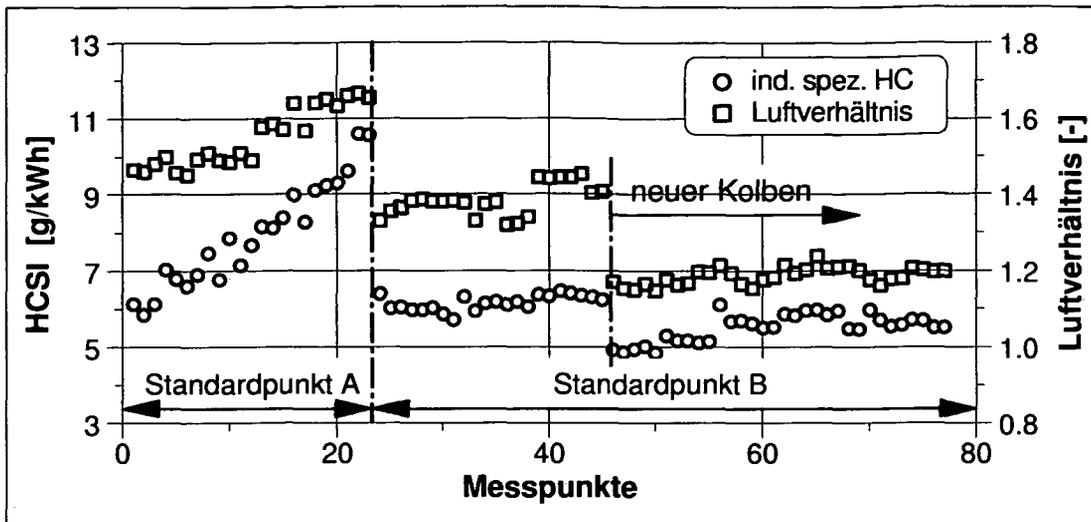


Abbildung 22: HC Emissionen und Luftverhältnis der Standardpunkte A und B

Die weiteren Messwerte vom Standardpunkt B sind in Abbildung 22 dargestellt. Die indizierten spezifischen HC Emissionen betragen wieder den Anfangswert von ca. 6,2 g/kWh. Nach einem Einbau eines neuen Kolbens ist ein kleiner Sprung auf ein niedrigeres HC Emissionsniveau von etwa 5 g/kWh zu erkennen. Aufgrund der sauberen Oberfläche der neuen Kolben liefern die Messungen diese niedrigen HC Emissionswerte. Trotz zwischenzeitlichem Motorbetrieb bei hohen Lasten und Drehzahlen kann die Bildung einer leichten Schicht auf dem Kolben nicht verhindert werden. So steigen die HC Emissionen nach einer gewissen Zeit auf einen Wert von 5,7 g/kWh an und bleiben dann relativ konstant.

Neben dem Luftverhältnis konnte keine gemessene Größe ermittelt werden, welche dem Verlauf der HC Emissionen in den Standardpunkten folgt. Wird mit zwischenzeitlicher Last- und Drehzahlsteigerung eine starke Rußschichtbildung auf dem Kolben verhindert, ergibt sich für den Standardpunkt B ein Mittelwert der HC Emissionen von 6,2 g/kWh bzw. 5,7 g/kWh bei dem neuen Kolben. Für beide Mittelwerte beträgt die Standardabweichung jeweils 0,2 g/kWh, was etwa 3,3 % entspricht.

Die Analyse der Standardpunkte hat deutlich gemacht, dass eine Schichtbildung auf dem Kolben große Auswirkungen auf die HC Emissionen zur Folge hat. Bei diesen Untersuchungen konnte eine Erhöhung der HC Emissionen durch Schichtbildung auf dem Kolben bis zu 120 % verglichen mit einem neu eingebauten Kolben beobachtet werden.

4.3 Motorstellgrößen

Um die Auswirkungen der Verbrennung auf die HC Emissionen zu bewerten, ist es sinnvoll den Einfluss einzelner Verbrennungsparameter auf die Verbrennung und damit auf die HC Emissionen separat zu untersuchen. Dazu werden ausgehend von dem Standardpunkt Variationen eines einzelnen Stellparameters durchgeführt. Alle anderen Stellgrößen bleiben dabei konstant. Die nachfolgende Auflistung zeigt die Größen für die auszuführenden Variationen:

- Ladungsbewegungsklappe geschlossen oder offen (Abschnitt 4.3.1)
- Luftverhältnis mittels der Drosselklappenstellung (Abschnitt 4.3.2)
- Einspritzbeginn (Abschnitt 4.3.3)
- Einspritzdruck (Abschnitt 4.3.4)
- Zündwinkel (Abschnitt 4.3.5)
- Ansauglufttemperatur (Abschnitt 4.3.6)
- Kühlwassertemperatur (Abschnitt 4.3.7)
- Öltemperatur (Abschnitt 4.3.8)
- Externe Abgasrückführrate (Abschnitt 4.3.9)
- Eingespritzte Kraftstoffmasse (Abschnitt 4.3.10)
- Drehzahl (Abschnitt 4.3.11)

Falls bei den Ergebnissen keine Grenzen für die Variationen angeführt werden, bilden die Standardabweichung des inneren Mitteldruckes, der Druckgradient oder der mögliche Einstellbereich diese. Ab einer Standardabweichung von 0,3 bar im Mitteldruck treten bei dem untersuchten HCCI Brennverfahren vermehrt Zündaussetzer auf, welche für überdurchschnittlich hohe HC Emissionen verantwortlich sind. Erfahrungswert bei ausgeführten Motoren haben gezeigt, dass zur Begrenzung der mechanischen Belastung des Motors und der hohen Geräuschemissionen ein oberer Grenzwert für den Druckgradienten von 5 bar/°KW sinnvoll ist. Die Hardware oder Software lässt die Verstellung einiger Größen über einen bestimmten Wert hinaus nicht zu z. B. Einspritzdruck.

4.3.1 Ladungsbewegungsklappe

Der Zwillingsinlasskanal des Versuchsträgers ist vor den Einlassventilen in zwei Teile unterteilt: einen oberen und einen unteren. Mit der Ladungsbewegungsklappe kann der Querschnitt des unteren Teils entweder offen gehalten oder verschlossen werden. Erfolgt die Luftzuleitung nur über den oberen Kanalteil, wird eine starke Wirbelströmung senkrecht zur Zylinderachse „Tumble“ im Zylinder erzeugt. Diese ist für den Schichtbetrieb

notwendig, wird aber auch bei Homogenbetrieb in bestimmten Betriebsbereichen zur besseren Gemischaufbereitung und Verbrennung genutzt.

Die verwendeten Ventilsteuerzeiten beim untersuchten HCCI Brennverfahren lassen die Bildung einer gerichteten Wirbelströmung nicht zu. Die **Abbildung 23** zeigt zwei Strömungsbilder einer 3D CFD-Simulation. Die Unterschiede der Strömungen bei geöffneter (links im Bild) und geschlossener (rechts im Bild) Ladungsbewegungsklappe sind kaum wahrzunehmen. In beiden Fällen ist kein globaler Wirbel zu erkennen.

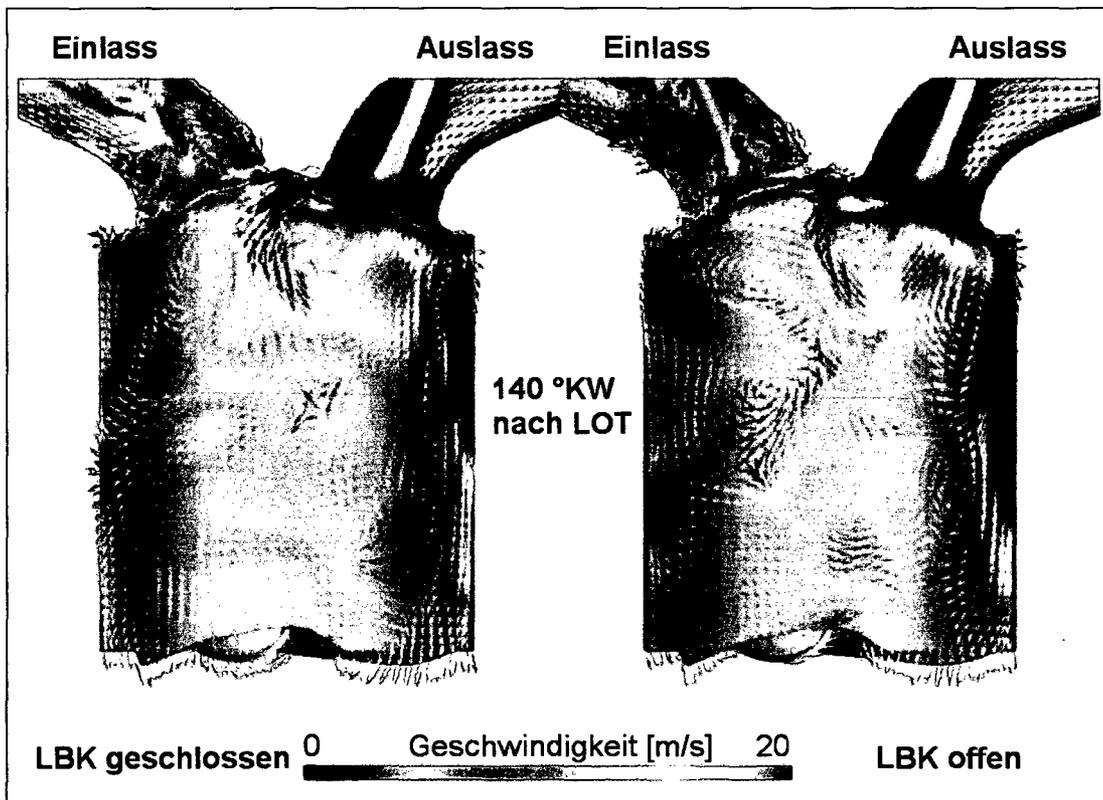


Abbildung 23: Geschwindigkeitsvektorfeld ($p_{mi} = 3\text{bar}$ und $n = 2000\text{min}^{-1}$)

Für beide Fälle erreicht die Homogenisierung des Kraftstoffs sehr gute Werte. Der Homogenitätsindex (siehe Gleichungen 15 bis 17) des Kraftstoffgemisches beträgt bei geschlossener Ladungsbewegungsklappe zum Zeitpunkt der Selbstentflammung 0,97. Im idealen Fall erreicht die integral ausgerechnete Größe den Höchstwert 1, was eine ideale homogene Gleichverteilung bedeutet. Bei offener Ladungsbewegungsklappe ist er um 1 % kleiner.

Die Ladungsbewegungsklappe hat aufgrund der geringen Ventilhubhöhe und dem teilweise gleichzeitigen Öffnen der Einlass- und Auslassventile während der Saugphase auf die Strömung eine vernachlässigbare Wirkung. Dies zeigen auch die Verbrennungswerte in **Abbildung 24**. Die in dieser Abbildung dargestellten 10 %, 50 % und 90 % Energieum-

satzlagen geben die Stellungen der Kurbelwelle bei 10 %, 50 % und 90 % Energieumsetzung an, welche in diesem Fall sowohl bei geschlossener als auch bei offener Ladungsbewegungsklappe identisch sind. Die indizierten spezifischen HC Emissionen sind für beide Varianten gleich.

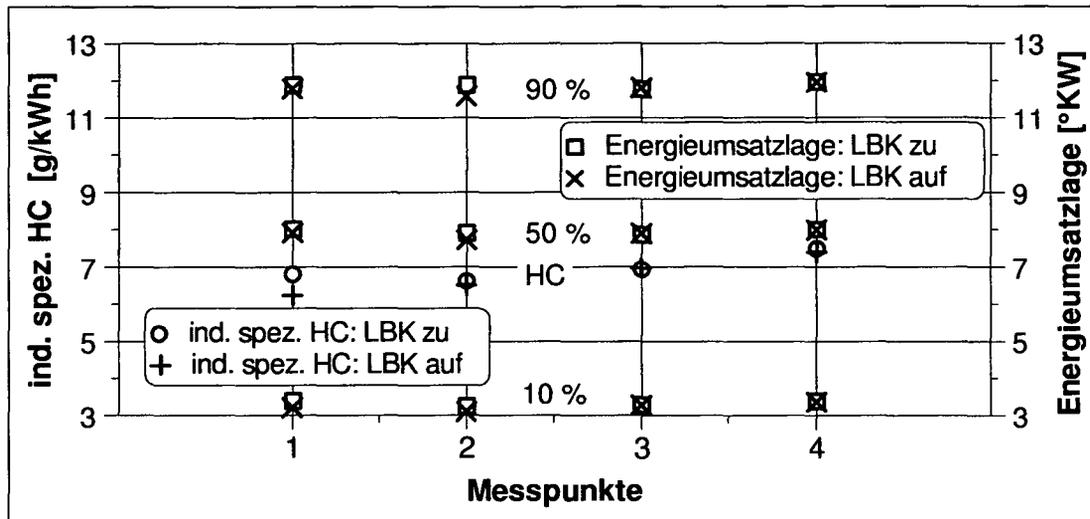


Abbildung 24: HC Emissionen und Energieumsatzlage bei geschlossener und offener Ladungsbewegungsklappe ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 3 \text{ bar}$)

4.3.2 Luftverhältnis mittels der Drosselklappenstellung

Das Luftverhältnis spielt bei der Flammenausbreitung im Ottomotor eine entscheidende Rolle. Zu mageren und fetten Gemischen hin, nimmt die Brenngeschwindigkeit ab und der Effekt der Flammenlöschung im Hauptgas „bulk quenching“ nimmt zu. Die Folge davon sind erhöhte HC Emissionen (siehe Abschnitt 2.2.1). Da beim Ottomotor mit Kompressionszündung keine Flammenbildung und -ausbreitung stattfindet, stellt sich die Frage, ob das Luftverhältnis hierbei einen Einfluss auf die Verbrennung und die HC Emissionen hat.

Ausgehend vom Standardpunkt wird das Luftverhältnis mittels Stellung der Drosselklappe eingestellt. Alle anderen Stellgrößen werden nicht verändert. Es ist ein Anstieg der HC Emissionen zu beobachten, wenn das Luftverhältnis erhöht wird (**Abbildung 25**). Eine weitere Erhöhung des Luftverhältnisses wird hier durch die Standardabweichung des inneren Mitteldruckes von 0,3 bar begrenzt. Die Grenze zu niedrigem Luftverhältnis ist durch einen Druckgradienten von 5 bar/°KW festgelegt.

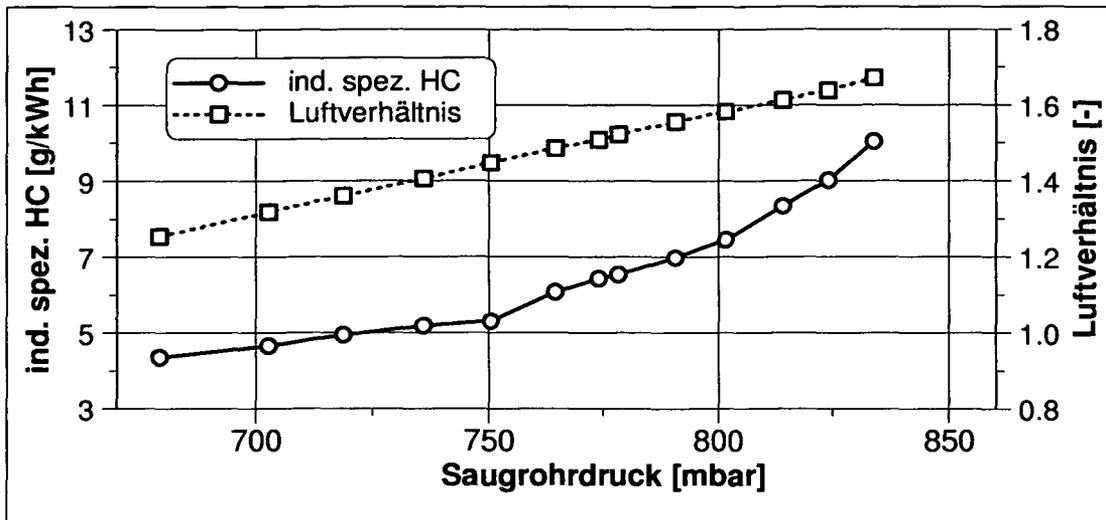


Abbildung 25: HC Emissionen und Luftverhältnis bei Saugrohrdruckänderung ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Der Spitzenwert der HC Emissionen ist bei dieser Messreihe um 127 % höher als der niedrigste Wert. Gleichzeitig beeinflusst die Änderung des Saugrohrdruckes auch den Brennbeginn und die Brenngeschwindigkeit sowie die NO_x Emissionen (**Abbildung 26 und 27**). Der Brennbeginn setzt mit steigendem Luftverhältnis später ein, und die Brenndauer nimmt dabei zu. Die mit steigendem Saugrohrdruck und damit späterem Brennbeginn sinkenden NO_x Werte (Faktor 8) deuten auf eine niedrigere Verbrennungstemperatur hin.

Die Ergebnisse in den Abbildungen 25 bis 27 weisen darauf hin, dass die HC Emissionen entweder von dem Niveau der maximalen Energieumsatzrate oder von der Lage des 50 % Energieumsatzpunktes (Verbrennungsschwerpunkt), welche in diesem Fall mit der Lage der maximalen Energieumsatzrate fast identisch ist, abhängig sind. Je kleiner die Energieumsatzrate ist (Abb. 27), die mit geringerer Verbrennungstemperatur (Schlussfolgerung abgeleitet aus den NO_x Emissionen: Abb. 26), längerer Brenndauer und späterer Verbrennungsschwerpunktlage (Abb. 26) einhergeht, desto größer ist der Anteil an unverbrannten Kohlenwasserstoffen (Abb. 25).

Bei dieser Variation verhält sich der maximale Wert der Energieumsatzrate antiproportional zur Lage des Verbrennungsschwerpunktes, so dass der Grund für den Anstieg der HC Emissionen nicht auf eines der Faktoren (Verbrennungsschwerpunktlage oder maximale Energieumsatzrate) begrenzt werden kann. Trotzdem liegt es nahe, eine Beziehung zwischen dem Anstieg der HC Emissionen und der Lage des Verbrennungsschwerpunktes aufzustellen (**Abbildung 28**). Die HC Emissionen in dieser Messreihe steigen um $0,5 \text{ g/kWh}$ bzw. 5 - 8 % bei einer Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktlage um 1 °KW .

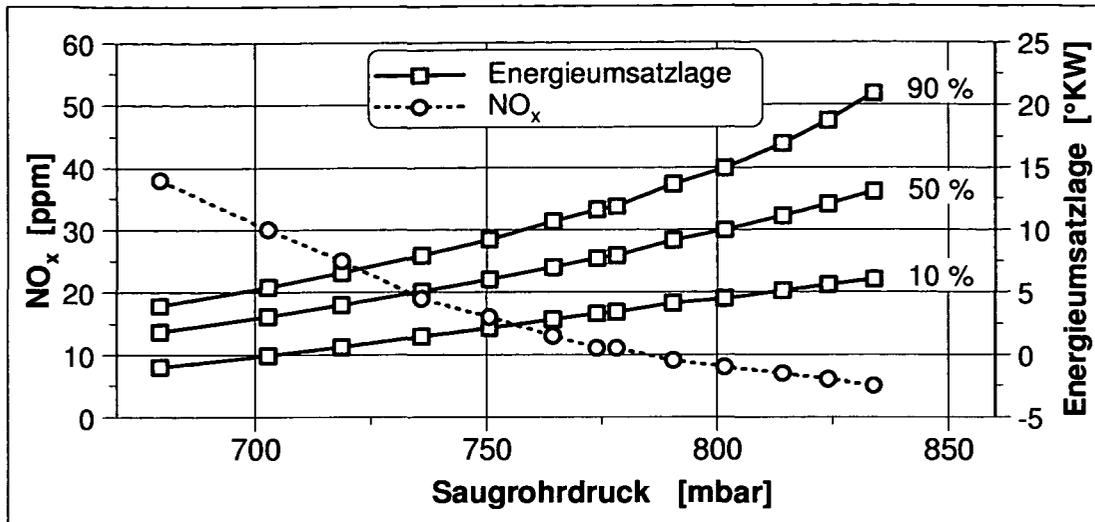


Abbildung 26: NO_x Emission und Energieumsatzlage bei Saugrohrdruckänderung ($p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

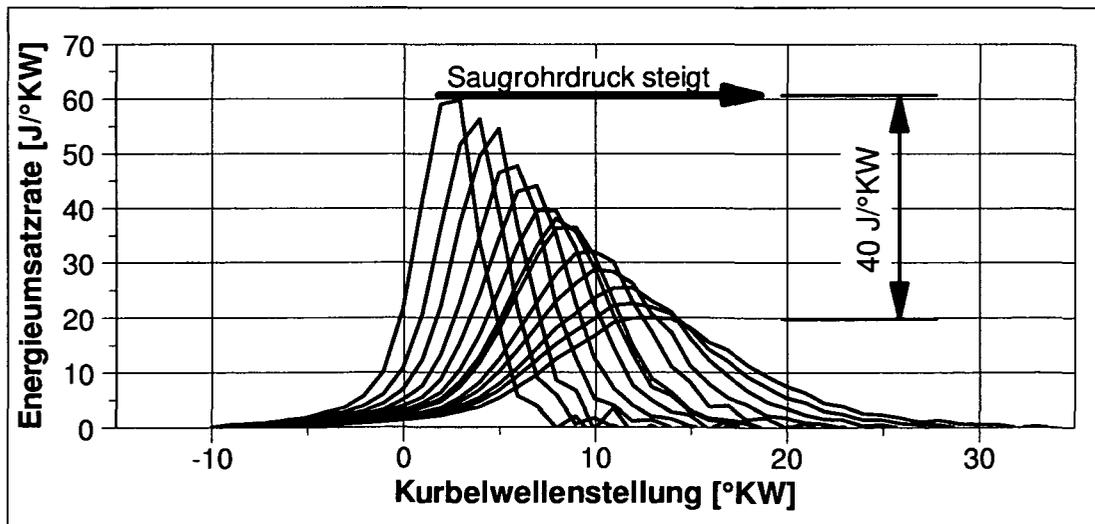


Abbildung 27: Energieumsatzrate bei Saugrohrdruckänderung und gleichzeitiger Änderung des Luftverhältnisses ($p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

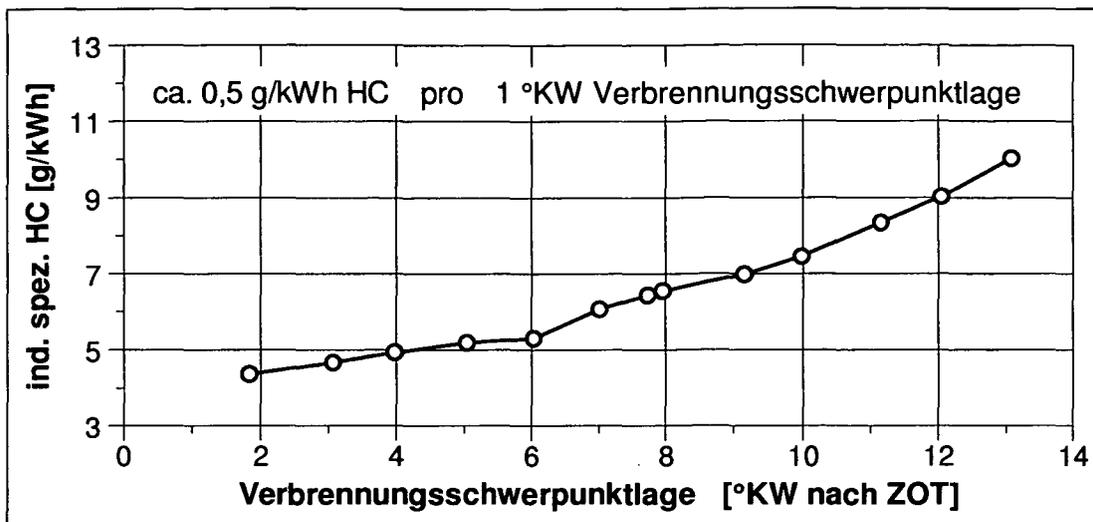


Abbildung 28: Anstieg der HC Emissionen über der Verbrennungsschwerpunktlage ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

4.3.3 Einspritzbeginn

Der Zeitpunkt der Kraftstoffeinspritzung ist beim HCCI Brennverfahren entscheidend, da die Zeit für die Gemischbildung und die Vorreaktionen von ihm abhängen. Je später der Einspritzbeginn ist, umso weniger Zeit verbleibt für die Gemischbildung.

Die Auswirkungen der Variation des Einspritzbeginns auf die Verbrennung und die HC Emissionen sind in **Abbildung 29** dargestellt. Die Grenzen der Variation waren in der Untersuchung durch die Funktionsgrenzen des Datensatzes im Steuergerät gegeben.

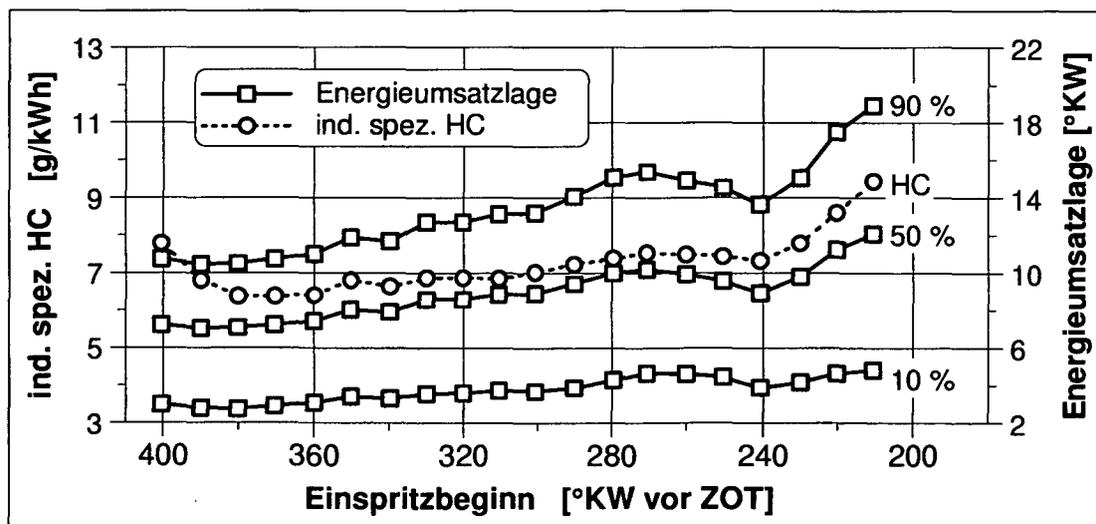


Abbildung 29: HC Emission und Energieumsatzlage in Abhängigkeit des Einspritzbeginns ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

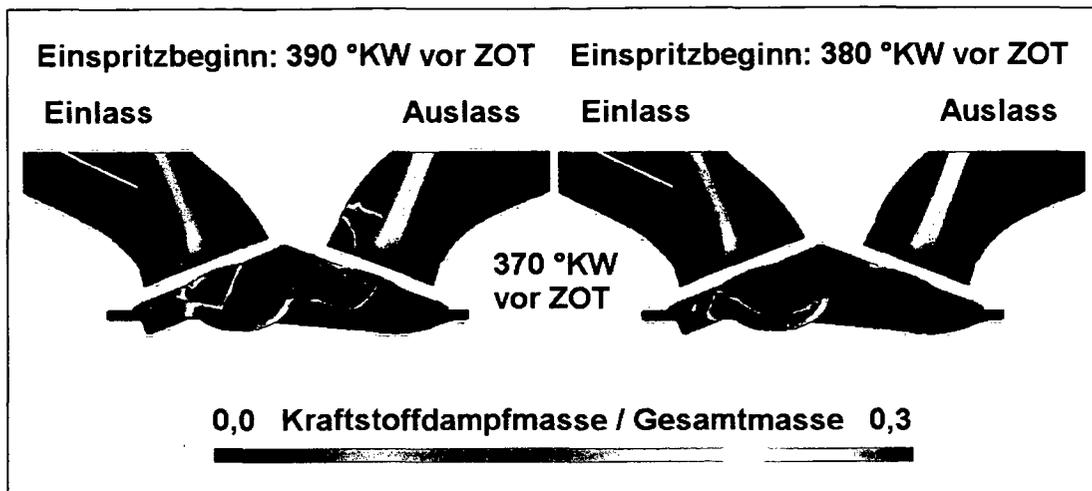


Abbildung 30: Kraftstoffdampfverteilung ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Die Verbrennungslage verschiebt sich zwar nicht stetig aber tendenziell mit späteren Einspritzbeginn nach spät. Offensichtlich wandert der Brennbeginn mit schlechterer Gemischqualität nach spät. Der Verlauf der HC Emissionen stimmt wie bei der Variation des Luftverhältnisses gut mit dem Verlauf der Verbrennungslage überein. Die einzige Abweichung ist bei Einspritzbeginn früher als 380 °KW vor ZOT zu beobachten.

Die Ursache hierfür wird aus der **Abbildung 30** ersichtlich. Die Abbildung zeigt die Ergebnisse einer CFD-Simulation in Form einer Gemischverteilung in der Schnittebene durch die Ventile. Die rote Farbe kennzeichnet kraftstoffdampfreiches Gemisch und die blaue Farbe Frischluft. Liegt der Einspritzbeginn vor 380 °KW vor ZOT, gelangt ein Teil des eingespritzten Kraftstoffs durch das noch offene Auslassventil unverbrannt in den Auslasskanal. Bei 380 °KW vor ZOT beträgt der Hub des Auslassventiles ca. 1 mm. Somit liegen hier besondere Zustände vor, so dass Ergebnisse mit Einspritzbeginn früher als 380 °KW vor ZOT für weitere Betrachtungen nicht berücksichtigt werden.

Ein Einspritzbeginn um den oberen Totpunkt im Ladungswechsel ist gekennzeichnet durch Rußemission (**Abbildung 31**). Die starke Benetzung des Kolbens mit Kraftstoff führt zu nicht ausreichender Verdampfung des Kraftstoffs und zur Bildung von Ruß. Erst ab einem Einspritzwinkel von 320 °KW vor ZOT ist keine Rußemission zu beobachten. Aus diesem Grund wurde der Einspritzwinkel des Standardpunktes geändert (siehe Abschnitt 4.2).

Zwischen dem Einspritzbeginn von 270 °KW vor ZOT bis 240 °KW vor ZOT tritt im Verlauf des Verbrennungsschwerpunkts und der HC Emissionen eine zwischenzeitliche Absenkung auf (**Abbildung 29**). In diesem Bereich schließt das Einlassventil, während das Auslassventil öffnet.

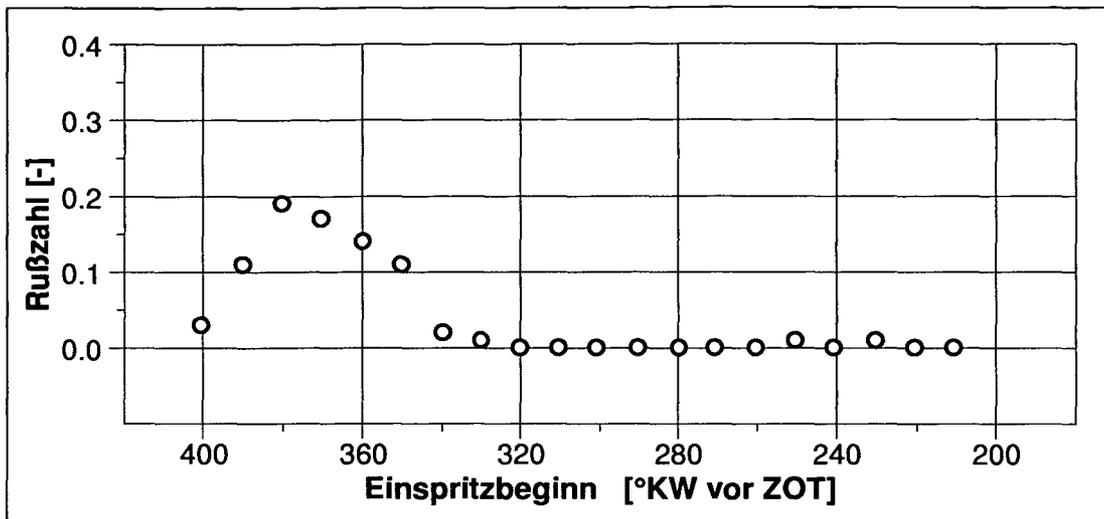


Abbildung 31: Rußzahl in Abhängigkeit des Einspritzbeginns ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Eine mögliche Erklärung, die teilweise auf Simulationsberechnungen beruht, für die frühere Verbrennungslage in diesem Bereich, ist die folgende Annahme. Der Verdampfungsprozess des Kraftstoffs kühlt das Gas im Brennraum nach dem Zeitpunkt der Einspritzung ab und wirkt somit drucksenkend. Findet dieser Prozess während des Einlasshubes statt, wird mehr Frischluft angesaugt. Findet er allerdings, während das Abgas über das offene Auslassventil angesaugt wird, statt, wird mehr Abgas angesaugt. Die Steigerung der heißen Abgasmasse im Zylinder durch die Kraftstoffeinspritzung in dem vorher genannten Winkelbereich führt somit zur Verschiebung der Verbrennungslage zu früheren Zeitpunkten.

Wird der Kraftstoff später als 240 °KW vor ZOT eingespritzt, ergibt sich eine immer spätere Verbrennungslage und die Verbrennungsdauer nimmt deutlich zu. Ab diesem Einspritzzeitpunkt verschlechtert sich die Gemischaufbereitung so stark, dass die sonst relativ konstanten Werte der Standardabweichung des inneren Mitteldruckes ($<0,1 \text{ bar}$) stark ansteigen und bei einem Einspritzbeginn von 220 °KW vor ZOT den Wert von $0,3 \text{ bar}$ überschreiten.

Wird nur der stetige HC Verlauf im Bereich des Einspritzbeginns von 360 °KW bis 270 °KW vor ZOT betrachtet, kann wie bei den vorherigen Variationen eine Beziehung zwischen dem Verbrennungsschwerpunkt und den HC Emissionen hergestellt werden. Die HC Emissionen steigen um ca. $0,5 \text{ g/kWh}$ bzw. 7% bei Verschiebung des Verbrennungsschwerpunkts um 1 °KW nach spät an.

4.3.4 Einspritzdruck

Der Einspritzdruck bestimmt die Eigenschaften des Kraftstoffstrahls, die mit Größen wie Eindringtiefe, Kegelwinkel und Tröpfchengröße beschrieben werden können (siehe Anhang E). Die Eigenschaften des Strahls sind für die Gemischaufbereitung, der damit verbundenen Verbrennung und der Ausbreitung des Kraftstoffs im Brennraum bzw. der Benetzung von Brennraumwänden von Bedeutung. Der Einfluss des Einspritzdrucks auf die Verbrennung und damit die HC Emissionen wird bei dieser Variation untersucht.

Die **Abbildung 32** zeigt die HC Emissionen und die Lage des Verbrennungsschwerpunkts über dem Einspritzdruck. Der variierte Bereich des Druckes reicht vom Vorförderdruck (ca. 4 bar) bis zum maximal einstellbaren Druck von 110 bar.

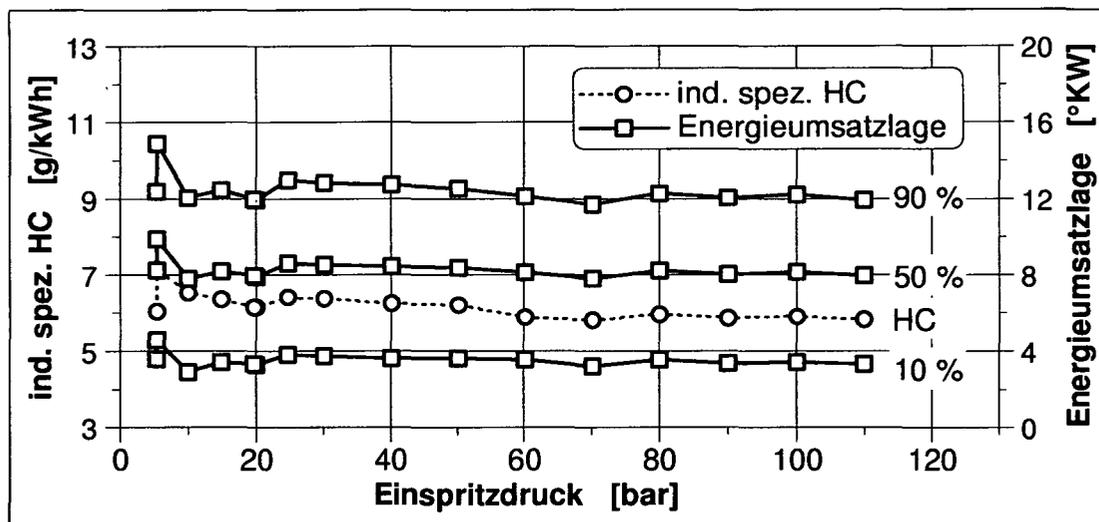


Abbildung 32: HC Emissionen und Verbrennungslage in Abhängigkeit des Einspritzdruckes ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Der Einspritzdruck hat einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Lage der Verbrennung. Sie schwankt leicht um $\pm 0,5 \text{ °KW}$. Erst bei niedrigeren Drücken als 30 bar sind größere Änderungen zu beobachten.

Die HC Emissionen zeigen das gleiche Verhalten wie die Verbrennungslage. Eine frühe Lage bewirkt geringe HC Emissionen und umgekehrt. Senkt man den Einspritzdruck unter den Wert von 30 bar, ist dieser Effekt nicht mehr zu beobachten.

Um die Gemischbildung zu beurteilen, wurde das Kraftstoffspray mittels der Mie-Streuungstechnik bei verschiedenen Einspritzdrücken in einem Einspritzprüfstand aufgenommen. Ausgewählte Bilder von Kraftstoffsprays bei den Einspritzdrücken von 5 bar, 40 bar und 90 bar sind in der **Abbildung 33** dargestellt.

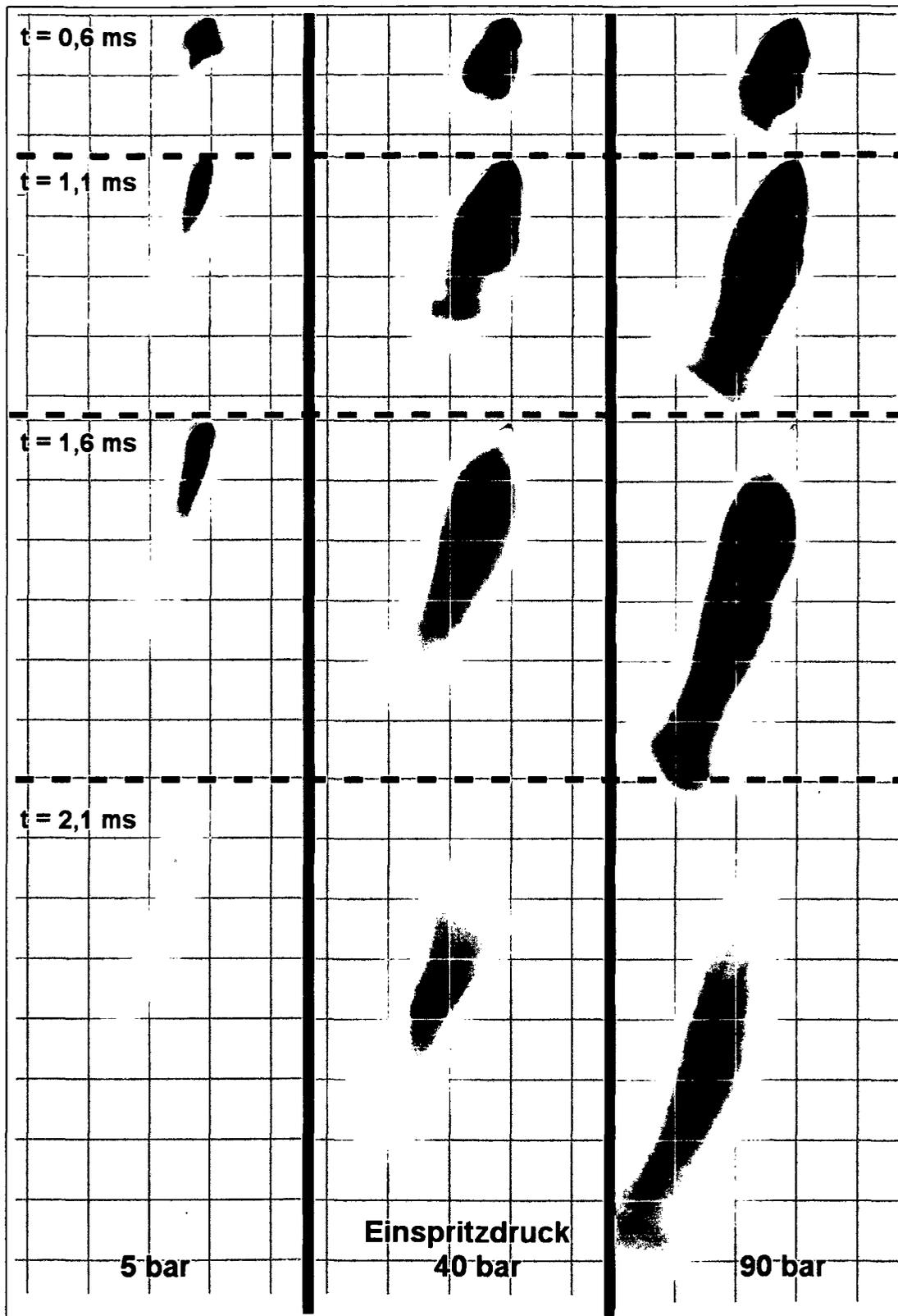


Abbildung 33: Kraftstoffstrahlaufnahmen vom Einspritzprüfstand ($p_{\text{Kammer}} = 0,7 \text{ bar}$; $T_{\text{Kammer}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{\text{Inj}} = 1,5 \text{ ms}$)

Über alle Einspritzdrücke hinweg sind keine einzelnen, größeren Tröpfchen, welche auf eine sehr schlechte Zerstäubung hinweisen würden, erkennbar. Der Einspritzstrahl bei 5 bar Einspritzdruck ist im Vergleich zu den Strahlen bei höheren Einspritzdrücken allerdings mehr eingeschnürt und die Geschwindigkeit der Tröpfchen wird mit geringerem Einspritzdruck kleiner.

Nimmt man zur Beurteilung der Gemischaufbereitung den Sauterdurchmesser der Kraftstoffverteilung hinzu, so stellt man fest, dass der Durchmesser unterhalb von 40 bar Einspritzdruck überproportional ansteigt (Abbildung 34).

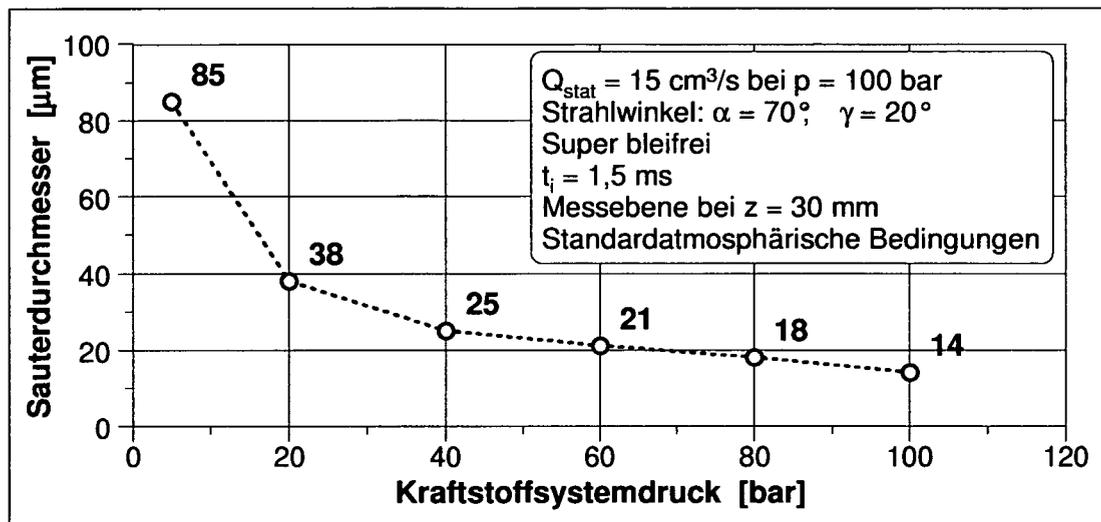


Abbildung 34: Tröpfchendurchmesser des eingespritzten Kraftstoffs bei verschiedenem Einspritzdruck [110]

Der Sauterdurchmesser d_{32} ist definiert als das Verhältnis von Gesamtvolumen des eingespritzten Kraftstoffs V_K zu Gesamtoberfläche aller Tröpfchen A_{Oberf} [54]:

$$d_{32} = 6 \frac{V_K}{A_{Oberf}} \quad (18)$$

Die Ergebnisse zeigen, dass der Einspritzdruck oberhalb von 40 bar einen relativ kleinen Einfluss auf die Tröpfchengröße und somit auch auf die Gemischaufbereitung, die Verbrennung, sowie die HC Emissionen hat. Unterhalb von 40 bar Einspritzdruck sind die Eigenschaften des Kraftstoffsprays vergleichsweise schlechter für die Gemischaufbereitung. Der Einspritzdüsenlieferant empfiehlt, unterhalb dieses Einspritzdruckes die Düsen nicht zu betreiben.

Obwohl die Beziehung zwischen der Verbrennungslage und den HC Emissionen in dem unteren Einspritzdruckbereich nicht aufrechterhalten werden kann und trotz der schlech-

teren Qualität des Einspritzstrahls, ist es erstaunlich, dass die Verbrennungslage relativ konstant bleibt und die HC Emissionen nicht drastisch zunehmen oder sinken. Es ist anzunehmen, dass die hohe Gemischtemperatur (ca. 500 K) am Anfang des Kompressionstakts zu einer relativ guten Verdampfung des Kraftstoffs führt, so dass die Gemischaufbereitung durch den Einspritzvorgang von untergeordneter Rolle ist.

Alle bisherigen Variationen haben dargelegt, dass die HC Emissionen wesentlich von der Verbrennungslage abhängig sind. Um den direkten Einfluss der Variationsgröße auf die HC Emissionen zu beobachten, müsste der Verbrennungsschwerpunkt konstant gehalten werden.

Dies wird in einer weiteren Messreihe für die Variation des Einspritzdruckes durchgeführt. Dabei wird die Verbrennungslage mit Hilfe des Luftverhältnisses auf einen konstanten Wert festgehalten (**Abbildung 35**). Zur Haltung der Verbrennungslage sind nur geringfügige Änderungen im Luftverhältnis von 0,02 notwendig gewesen. Bei gleicher Verbrennungslage steigen die HC Emissionen mit sinkendem Einspritzdruck nur geringfügig an (max. $\Delta_{\text{HC}/P_{\text{inj}}} = 0,7 \frac{\%}{10\text{bar}}$). Der Einfluss der Verbrennungslage ist somit viel dominierender.

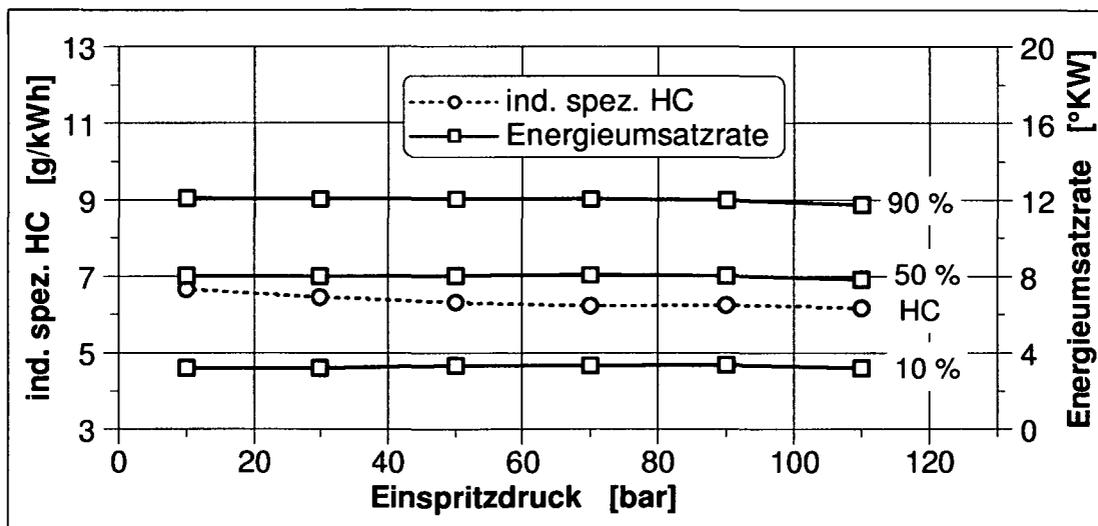


Abbildung 35: HC Emission bei konstanter Verbrennungslage und verschiedenen Einspritzdrücken ($p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Bei einer Verschiebung der Lage des Verbrennungsschwerpunkts von 1 °KW ergibt sich eine Änderung der HC Emissionen von 0,5 g/kWh bzw. 7 %. Dieser Wert fällt auch in den Wertebereich, welcher bei der Luftverhältniss- und Einspritzbeginnvariation angegeben ist (siehe Abschnitt 4.3.2).

4.3.5 Zündwinkel

Der Zündwinkel dient bei konventionellen Ottobrennverfahren als Hauptparameter zur Steuerung der Verbrennungslage, welcher Auswirkungen auf Kraftstoffverbrauch, Klopfverhalten, Komfort und Abgasemissionen hat. Das HCCI Verfahren ist aber durch eine Selbstzündung des Gemisches charakterisiert. Insofern ist eine Entzündung des Gasgemisches mittels Zündkerze nicht erforderlich. Trotzdem gibt es eine Wirkung der Zündung auf den Brennverlauf, die hier mit dem Begriff „Zündunterstützung“ beschreiben werden soll. Diese ist in der **Abbildung 36** dargestellt.

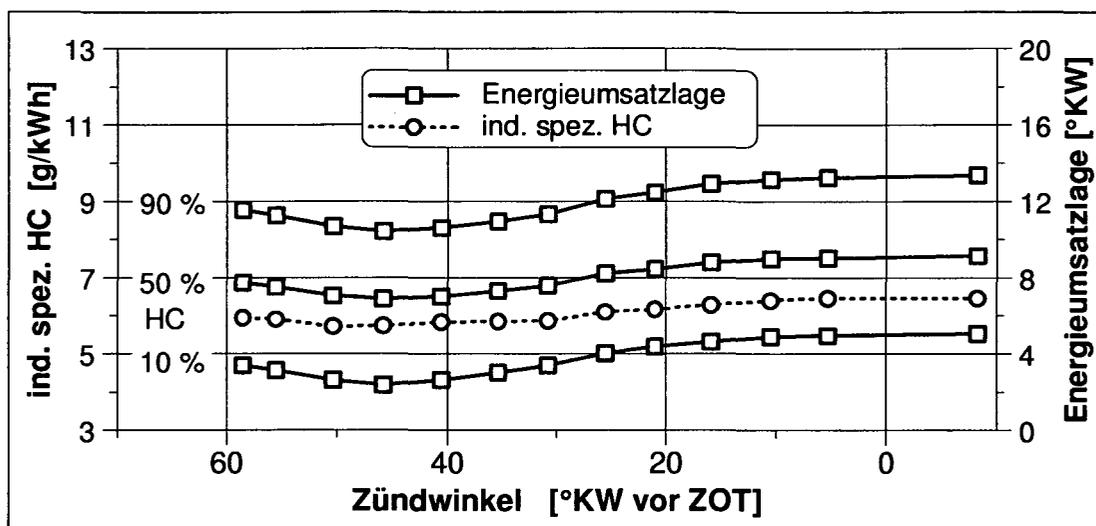


Abbildung 36: HC Emissionen und Energieumsatzlage in Abhängigkeit des Zündwinkels ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Der Zündwinkel ist bei 58 °KW vor ZOT durch die Einstellgrenze im Steuergerät limitiert. Ein späterer Zündwinkel als 10 °KW nach ZOT ist nicht sinnvoll, da der Schwerpunkt der Verbrennung bei diesem Winkel bereits überschritten wird.

Ein leichter Einfluss des Zündwinkels auf die Verbrennung und die HC Emissionen ist in der Abbildung 36 zu erkennen. Der Zündwinkel von 45 °KW vor ZOT verschiebt den Brennbeginn gegenüber einer reinen Selbstzündung um einen maximalen Betrag (hier von 3 °KW) nach früh. Die Wirkung einer späteren oder früheren Zündung auf den Brennbeginn nimmt ab. Eine spätere Zündung als 10 °KW vor ZOT hat wie erwartet keinen Einfluss mehr auf den Brennbeginn.

Bei weiteren Messreihen hat sich herausgestellt, dass der Effekt der Zündunterstützung auf den Brennverlauf bei unterschiedlichen Betriebspunkten unterschiedlich stark ausgeprägt ist. So ist bei höherem Luftverhältnis ein kleinerer Einfluss zu beobachten.

Die genaue Ursache für die Begünstigung der Selbstzündung durch den Zündfunken der Zündkerze ist noch nicht eindeutig geklärt. Zu untersuchen ist, ob der Zündfunke das Temperaturniveau vor der Verbrennung anhebt und somit eine frühere Selbstzündung auslöst. Für die Messung der Temperatur wird das CARS Lasermesssystem in Verbindung mit einem optisch zugänglichen Motor verwendet. Mit diesem System ist die Messung der Temperatur vor Brennbeginn an einem Punkt mittig im Kompressionsvolumen des Brennraums möglich.

Die Messungen ergeben, dass der Zündfunke keine Temperaturerhöhung des Gasgemisches zur Folge hat, was die Selbstzündung beschleunigen würde. Es ist auch keine Druckerhöhung im Zylinder durch die Zündunterstützung zu beobachten [74]. Um den Effekt der Zündunterstützung weiter zu analysieren, wird die Möglichkeit des optisch zugänglichen Motors genutzt, die Strahlung der Verbrennung optisch zu beobachten.

Mit einer bildverstärkten Kamera werden am optisch zugänglichen Motor kurbelwinkel aufgelöste Bilder von der Verbrennung aufgenommen (**Abbildung 37**). Die Verbrennung ist an einem intensiven Leuchten, welches hier ca. 6 °KW nach ZOT beginnt, zu erkennen. Im Gegensatz zu dem Messpunkt mit einem Zündwinkel von 45 °KW nach ZOT ist beim Messpunkt mit einem Zündwinkel von 45 °KW vor ZOT ein schwaches Leuchten vor der Verbrennung zu sehen. Dieses Leuchten deutet auf einen veränderten Reaktionsmechanismus hin, welcher aber keine messbaren Temperatur- oder Druckerhöhung im Vergleich zum Prozess ohne Zündunterstützung verursacht. Somit löst der Zündfunke Vorreaktionen aus, welche die Selbstzündung im geringen Maße beeinflussen können.

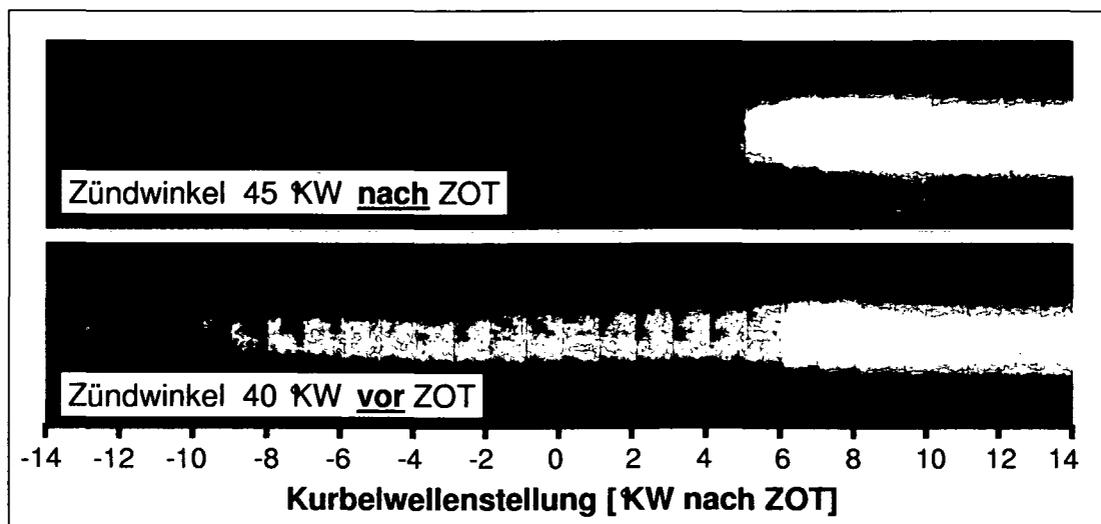


Abbildung 37: Kurbelwinkel aufgelöste Aufnahmen der Verbrennung ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Die Abbildung 36 zeigt anschaulich, wie die HC Emissionen wiederholt der Lage der Verbrennung folgen. Ein später Verbrennungsbeginn resultiert in erhöhten HC Werten. Da bei dieser Variation nur der Zündwinkel und damit die Verbrennungslage verändert worden ist, können keine anderen Größen wie Luftverhältnis, AGR Rate, Einspritzbeginn, Kühlwassertemperatur, etc. auf die „HC Entstehung“ Einfluss nehmen.

Die Ergebnisse dieser Variation unterstützen die Theorie, dass die Verbrennungsschwerpunktlage der entscheidende Faktor für die unverbrannten Kohlenwasserstoffe sind. Dabei scheint es zunächst in der hier vorliegenden Untersuchungskonfiguration von Motor und Brennverfahren nicht entscheidend zu sein, auf welche Weise oder mit welchen Stellgrößen die Verbrennungslage eingestellt wird.

4.3.6 Ansauglufttemperatur

Für die Realisierung des HCCI Brennverfahrens gibt es mehrere Möglichkeiten die für die Selbstzündung notwendige Energie bereitzustellen. Neben Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses und Rückführen von heißem Abgas stellt die Erhöhung der Ansauglufttemperatur eine weitere Möglichkeit dar. Obwohl beim verwendeten Versuchsträger aufgrund geringer dynamischer Vorgänge die Ansaugluftvorwärmung nicht zur Steuerung der Selbstzündung verwendet wird, darf der Einfluss der Ansauglufttemperatur nicht unberücksichtigt bleiben.

Die Ansauglufttemperatur wird von Umgebungstemperaturniveau bis zur maximalen Leistung des Heizapparates variiert. Steigt die Temperatur der angesaugten Luft bei konstanten übrigen Stellparametern des Motors, verschiebt sich der Selbstzündzeitpunkt wie zu erwarten nach früh und die Verbrennungsdauer nimmt ab (**Abbildung 38**).

Die HC Emissionen sinken mit höherer Ansauglufttemperatur und früherem Selbstzündzeitpunkt. Entscheidend für die HC Emissionen ist, wie auch die anderen Variationen zeigen, die Verbrennungslage. Das hohe in der Abbildung 38 dargestellte Niveau der HC Emissionen ist auf die Rußschicht des Kolbens zurückzuführen (siehe Standardpunkt A im Abschnitt 4.2).

In **Abbildung 39** sind die Energieumsatzlage und die HC Emissionen einer späteren Messreihe mit Ansauglufttemperaturvariation dargestellt. Die Lage der Verbrennung wird hierbei mit Hilfe der Drosselklappe, welche sich auf die angesaugte Luftmenge und das Luftverhältnis auswirkt, konstant gehalten. Ein leistungsstärkerer Heizapparat als bei der ersten Messreihe erlaubt eine höhere Ansauglufttemperatur. Da bei dieser Messreihe bereits Maßnahmen gegen die Rußschichtbildung auf dem Kolben getroffen worden sind,

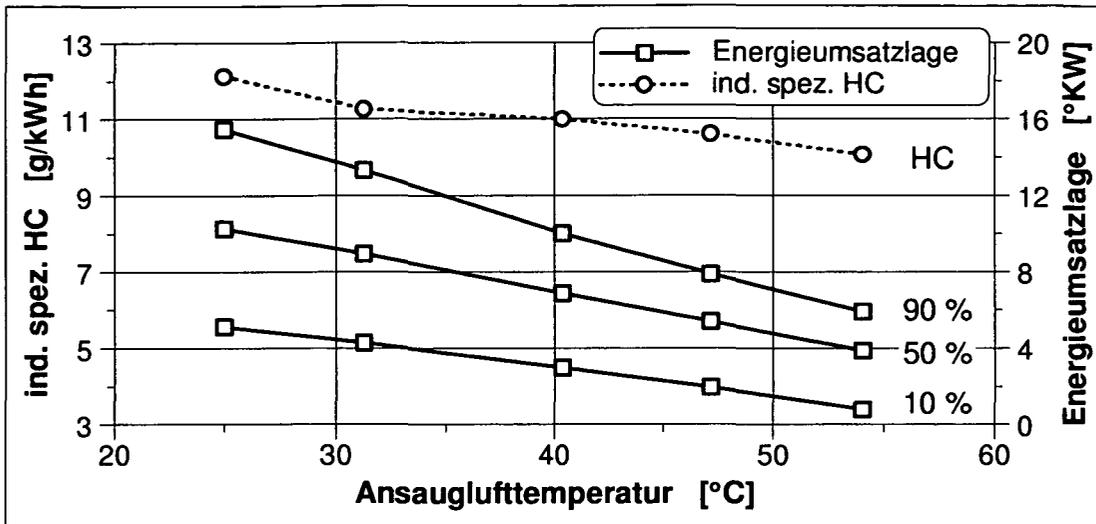


Abbildung 38: HC Emissionen und Energieumsatzlage in Abhängigkeit der Ansauglufttemperatur ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

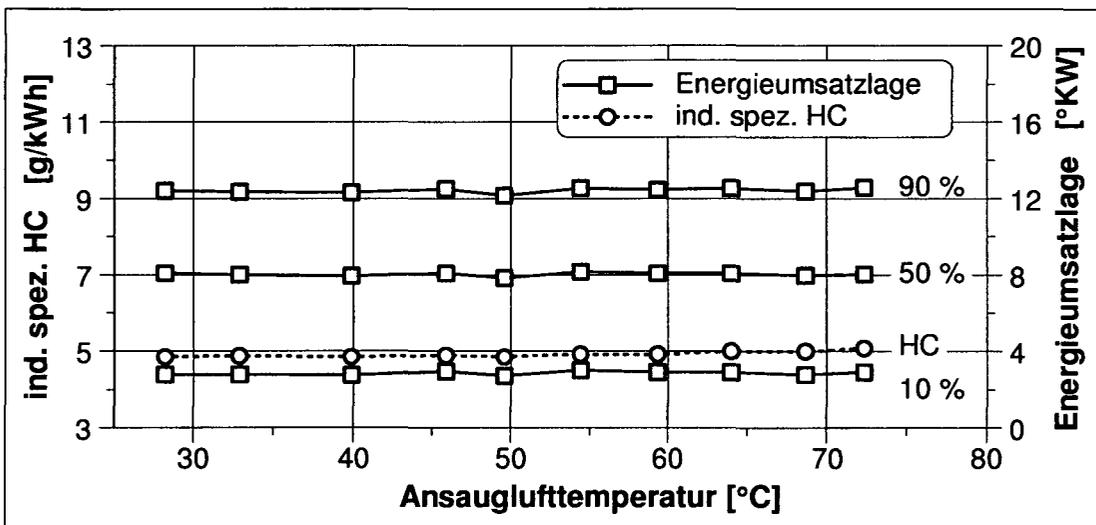


Abbildung 39: HC Emissionen und Energieumsatzlage ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

ist das Niveau der HC Emissionen deutlich geringer als in dem zuletzt dargestellten Diagramm (Abbildung 38). Die tendenzielle Aussage bleibt davon jedoch unberührt.

Die Abbildung 39 zeigt deutlich, dass bei konstanter Verbrennungslage die HC Emissionen unverändert bleiben. Die Zunahme des Luftverhältnisses oder der Ansaugluft hat hier keinen direkten Einfluss auf die HC Emissionen. Somit bestätigt sich wieder die Annahme, welche im Abschnitt 4.3.2 „Luftverhältnis über Drosselklappenstellung“ getroffen wurde, dass hauptsächlich die Verbrennungslage, welche mit der Einstellung des Luftverhältnisses gesteuert werden kann, Auswirkungen auf die HC Emissionen zeigt und nicht die Variationsgröße wie das Luftverhältnis oder Ansauglufttemperatur an sich.

4.3.7 Kühlwassertemperatur

Die Regelung der Kühlwassertemperatur gewährleistet einen stabilen Wärmehaushalt des Motors. Bauteilschutz, Laufeigenschaften der bewegten Teile, Lastverhalten und Gemischbildung sind auf einen korrekt eingestellten Wärmehaushalt angewiesen. Dieser Abschnitt beschreibt die Folgen einer Kühlwassertemperaturänderung im Stationärbetrieb beim HC-CI Brennverfahren auf die Verbrennung und die HC Emissionen. Das Motoröl wird durch ein Konditioniergerät auf konstanter Temperatur gehalten. Eine gewisse Einwirkung der Kühlwassertemperatur auf das Öl z.B. im Bereich des Zylinderkopfes, welcher von beiden Mitteln durchströmt wird, lässt sich nicht gänzlich vermeiden.

Eine Temperaturänderung des Kühlwassers von 105 °C bis 45 °C bewirkt im Betriebspunkt mit konstant eingespritzter Kraftstoffmenge nicht nur eine Erhöhung des Reibmitteldruckes um 0,16 bar (von 0,73 bar auf 0,89 bar) sondern auch eine Änderung des erzielbaren inneren Mitteldruckes (**Abbildung 40**). Der Reibmitteldruck ergibt sich aus der Differenz des effektiven Mitteldruckes und des inneren Mitteldruckes. Dabei wird der innere Mitteldruck aus der Zylinderdruckindizierung und der effektive aus der Drehmomentmessung an der Kurbelwelle gewonnen.

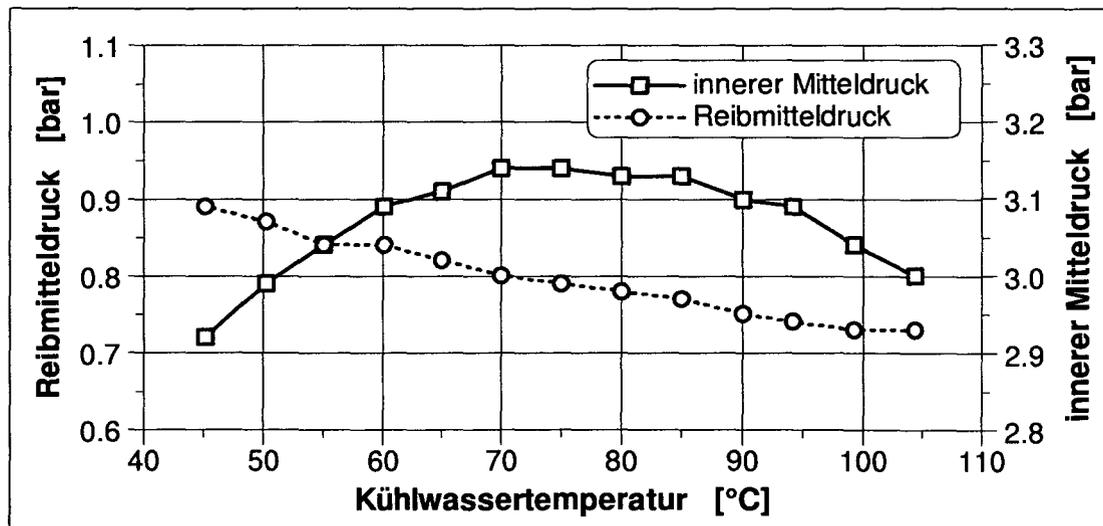


Abbildung 40: Reibmitteldruck und innerer Mitteldruck in Abhängigkeit der Kühlwassertemperatur ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Damit die Beurteilung der HC Emissionen, welche hier auf die innere Arbeit bezogen dargestellt werden, nicht von dem Verlauf des inneren Mitteldruckes beeinträchtigt wird, wird eine Korrektur der HC Emissionen eingeführt:

$$(\text{ind. spez. HC } (p_{mi} - \text{korr.}))_i = \frac{(\text{ind. spez. HC})_i * (p_{mi})_i}{p_{mi} = \text{konstanter Wert}} \quad (19)$$

Der Index i bezieht sich auf einen Messpunkt aus der ganzen Messreihe.

Die Kühlwassertemperatur beeinflusst über die Temperatur der Brennraumwände die Gemischtemperatur und damit den Selbstzündzeitpunkt (**Abbildung 41**). Der maximale Mitteldruck ergibt sich durch einem möglichst optimalen Zeitpunkt der Wärmezufuhr im thermodynamischen Kreisprozess. Dieser Zeitpunkt entspricht hier einer Schwerpunktlage der Verbrennung von 8°KW bis 9°KW .

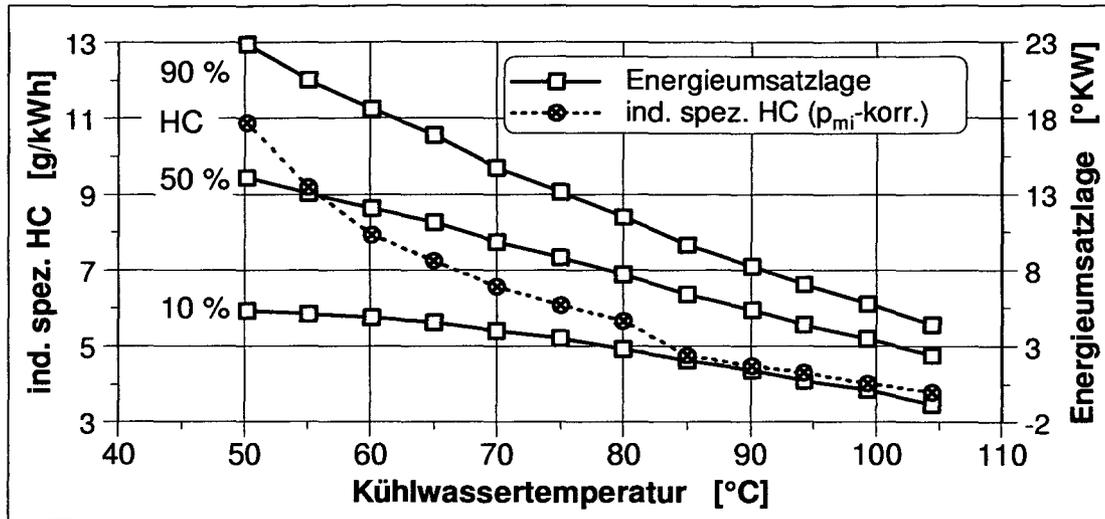


Abbildung 41: HC Emissionen und Energieumsatzlage in Abhängigkeit der Kühlwassertemperatur ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Die Werte der HC Emissionen steigen wie in den anderen Variationen mit späterer Verbrennungslage (um ca. $0,5 \text{ g/kWh}$ pro 1°KW) an. Unterhalb von 60°C nimmt die Stabilität der Verbrennung schnell (Standardabweichung von $p_{mi} > 0,3 \text{ bar}$) ab und die ersten Aussetzer treten auf, weshalb die HC Emissionen für Messpunkte mit kühlerer Wassertemperatur stärker ansteigen.

4.3.8 Öltemperatur

Das Motoröl hat die Aufgabe alle relativ zueinander bewegten Bauteile wie die Triebwerkskomponenten und den Ventiltrieb zu schmieren. Eine weitere Aufgabe des Öls ist die Kühlung vom Kolben.

Die Viskosität des Motoröls bestimmt die Reibeigenschaften und den notwendigen Öl- druck zur Versorgung aller Bauteile. Da die Viskosität und die Dauerhaltbarkeit des Öls von der Temperatur abhängig sind, muss das Schmiersystem gewährleisten, dass ein gewisser Temperaturbereich (ca. 60°C bis 140°C) eingehalten wird.

Der letzte Abschnitt 4.3.7 hat deutlich gemacht, dass die Temperatur des Kühlwassers beim HCCI Brennverfahren einen großen Einfluss auf die Verbrennung hat. Um zu klären, ob die Öltemperatur beim HCCI Brennverfahren nicht nur einen Einfluss auf die Reibei-genschaften sondern auch auf die Verbrennung hat, wird hier eine Öltemperaturvariation durchgeführt, bei der alle anderen Stellgrößen konstant bleiben.

Die Kühlwassertemperatur wird hierbei mittels eines Konditioniergerätes konstant auf 100 °C gehalten. Es ist anzunehmen, dass die Wandtemperaturen des Brennraums im Bereich des Zylinderkopfes und Zylinderlaufs hauptsächlich von der Kühlwassertemperatur und der Verbrennung beeinflusst werden. Somit müssen die Ergebnisse zeigen, welche Auswirkungen eine Änderung der Öltemperatur auf die Gemischtemperatur hat.

Wie zu erwarten ist, erhöht sich mit sinkender Öltemperatur aufgrund der zunehmenden Viskosität der Reibmitteldruck (**Abbildung 42**). Der innere Mitteldruck zeigt keine nennenswerte Reaktion auf die Veränderung der Temperatur.

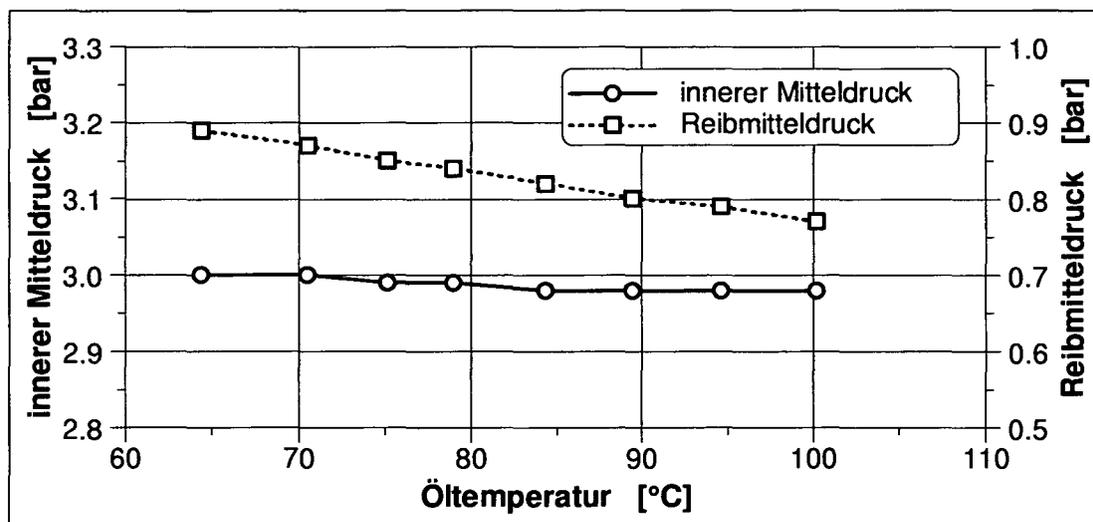


Abbildung 42: Innerer Mitteldruck und Reibmitteldruck in Abhängigkeit von der Öltemperatur ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Wird die in der **Abbildung 43** dargestellte Energieumsatzlage betrachtet, so stellt man keinen wesentlichen Einfluss der Öltemperatur auf die Verbrennung fest. Die Werte der HC Emissionen sind wie die Verbrennungslage annähernd konstant.

Somit zeigt die Öltemperatur keinen direkten Zusammenhang zu der „HC Entstehung“. Aber auch ein indirekter Einfluss der Öltemperatur, welche sich zum Beispiel wie bei der Kühlwassertemperaturvariation auf die Verbrennungsintensität auswirken könnte, ist nicht festzustellen.

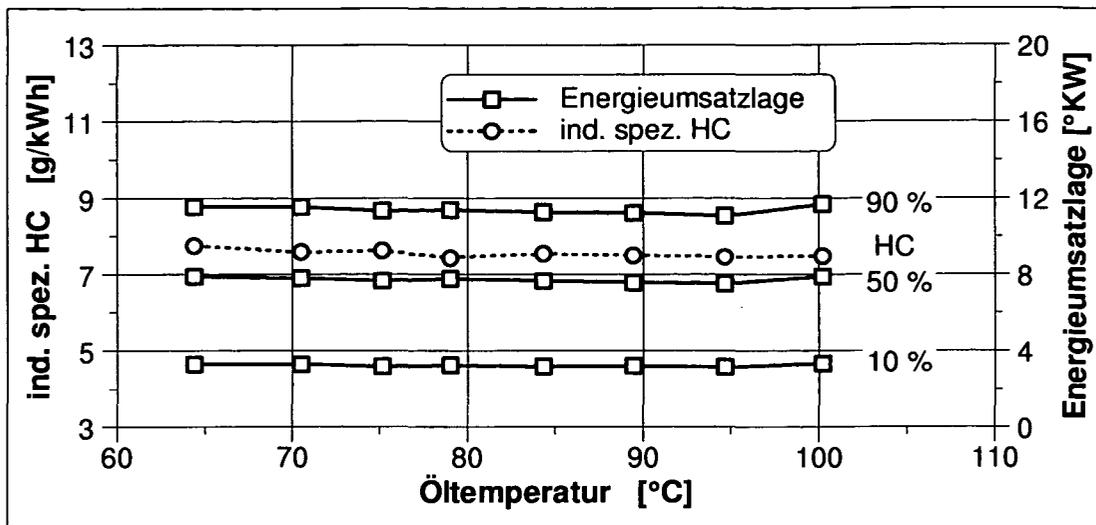


Abbildung 43: HC Emissionen und Energieumsatzlage in Abhängigkeit der Öltemperatur ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Der Wärmestrom, welcher durch die Temperaturänderung des Öls in den Bauteilen und der Zylinderladung hervorgerufen wird, ist zumindest hier nicht groß genug, um die Temperatur der Zylinderladung und damit die Verbrennung zu beeinflussen.

4.3.9 Externe Abgasrückführrate

Der Einfluss einer Änderung der Abgasrate auf die Verbrennung und die HC Emissionen wird in diesem Abschnitt beschrieben. Dazu wird das Abgas, nachdem es mit einem AGR Kühler auf das Umgebungstemperaturniveau runtergekühlt wurde, dem Luftmassenstrom im Saugrohr zugeführt. Außer dem AGR Ventil, welches zur Steuerung der externen Abgasrate dient, werden keine anderen Stellgrößen geändert. Die externe Rate bezeichnet hier das Verhältnis des gemessenen CO_2 Wertes im Saugrohr zu dem CO_2 Wert im Abgas.

Aus der **Abbildung 44** geht hervor, dass das Luftverhältnis mit steigender AGR Rate leicht sinkt. Eine Steigerung der Abgasrückführrate auf über 14 % ist ohne weiteren Eingriff aufgrund der steigenden Standardabweichung, welche durch Verbrennungsaussetzer verursacht wird, nicht möglich. Ein Wert von genau 0 % AGR Rate wird nicht erreicht, da das Abgas durch das Einlassventil in das Saugrohr leicht zurückströmt, und somit immer etwas CO_2 im Saugrohr gemessen wird, auch wenn kein externes AGR zugeführt wird.

Der Anstieg an Verbrennungsaussetzern ist durch eine späte Verbrennungslage begründet. (**Abbildung 45**). Die Zunahme des Restgasgehalts hemmt die Vorreaktionen, so dass der Selbstzündzeitpunkt sich nach spät verschiebt. Die Brenndauer nimmt dabei zu.

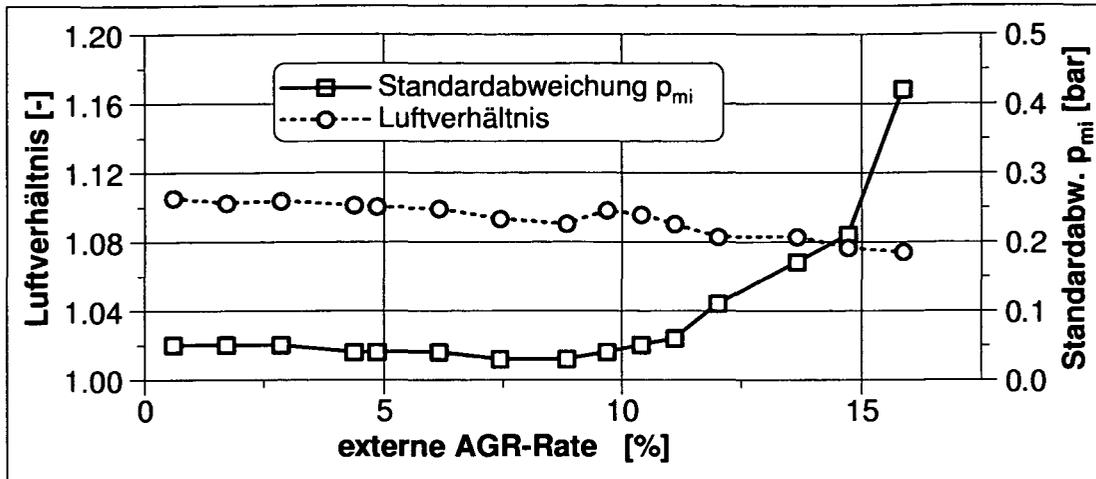


Abbildung 44: Luftverhältnis und Standardabweichung des inneren Mitteldruckes von der externen AGR-Rate ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

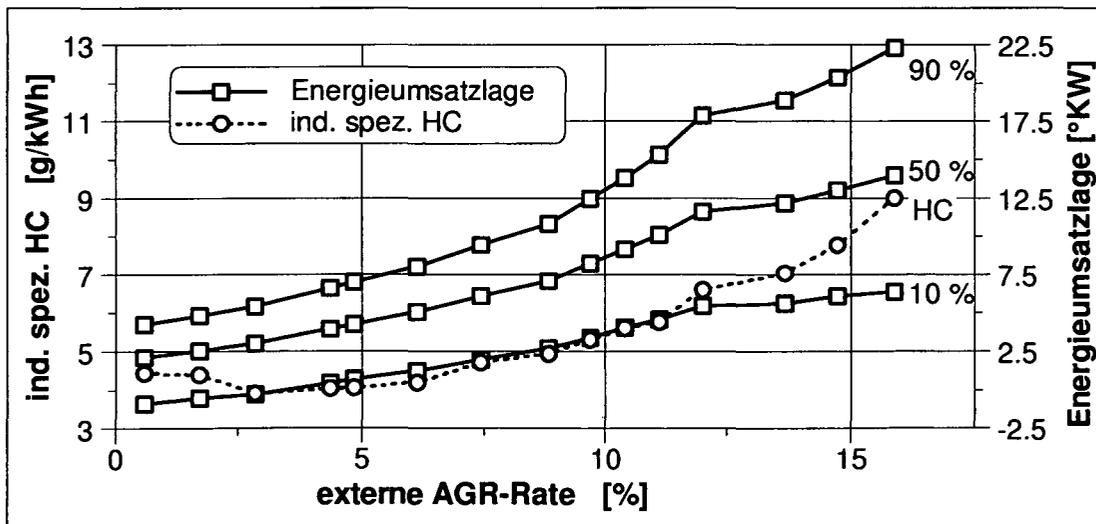


Abbildung 45: HC Emissionen und Energieumsatzlage in Abhängigkeit der externen AGR-Rate ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Die HC Emissionen steigen, wie schon bei vorherigen Untersuchungen beobachtet, mit späterer Verbrennungslage an. Bei Häufung von Verbrennungsaussetzern (AGR Rate > 14 %) nimmt der Anstieg der HC Emissionen deutlich zu.

4.3.10 Eingespritzte Kraftstoffmasse

Die Variation der eingespritzten Kraftstoffmasse führt unter der Voraussetzung, dass zur vollständigen Verbrennung ausreichend Luft zur Verfügung steht, beim HCCI Brennverfahren - wie bei anderen Verfahren auch - zur Änderung der Last (**Abbildung 46**). Bei der hier dargestellten Variation sind alle anderen Stellgrößen konstant. Deshalb fällt das Luftverhältnis mit höherer Kraftstoffmenge ab, wobei die Werte nicht in den unterstöchiometrischen Bereich fallen.

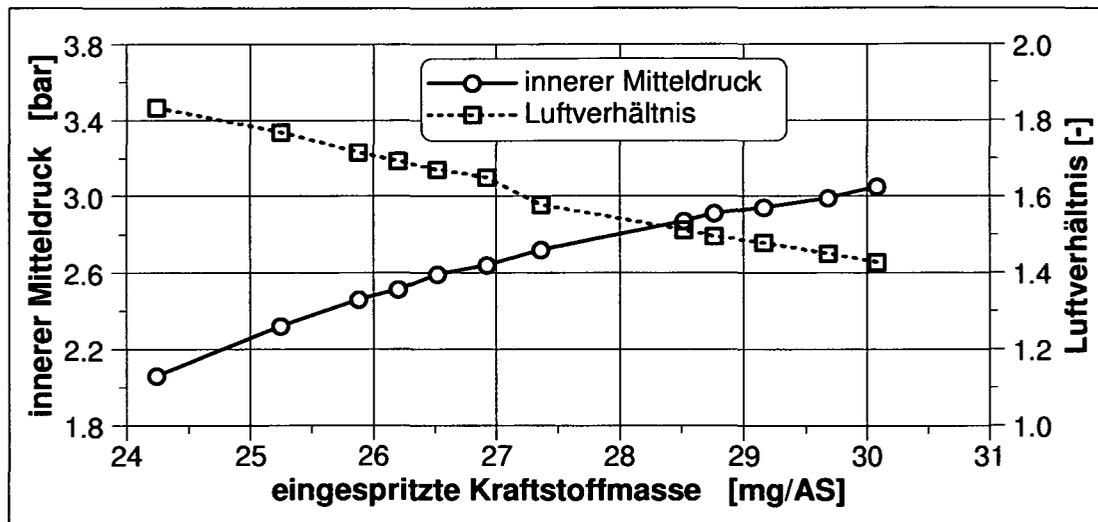


Abbildung 46: Innerer Mitteldruck und Luftverhältnis in Abhängigkeit der eingespritzten Kraftstoffmasse ($p_{mi} = 2 - 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Die Wärmefreisetzung im Brennraum nimmt mit sinkender Einspritzmenge ab. Daraus ergeben sich niedrigere Abgastemperaturen (**Abbildung 47**), die beim HCCI Brennverfahren aufgrund des Zurücksaugens des Abgases einen Einfluss auf die Verbrennung ausüben. Die Verbrennungslage wandert mit geringerer, eingespritzter Kraftstoffmenge nach spät, während sich die Verbrennungsdauer verlängert (**Abbildung 48**). Die Abgastemperatur sinkt soweit ab, dass sie zur Selbstzündung des Gasgemisches nicht mehr ausreicht, und deshalb vermehrt Zündaussetzer einhergehend mit steigender Standardabweichung des inneren Mitteldruckes auftreten.

Die Änderung der Verbrennungslage bewirkt wie bei anderen Untersuchungen eine entsprechende Niveauänderung der HC Emissionen (**Abbildung 48**). Die auf einen konstan-

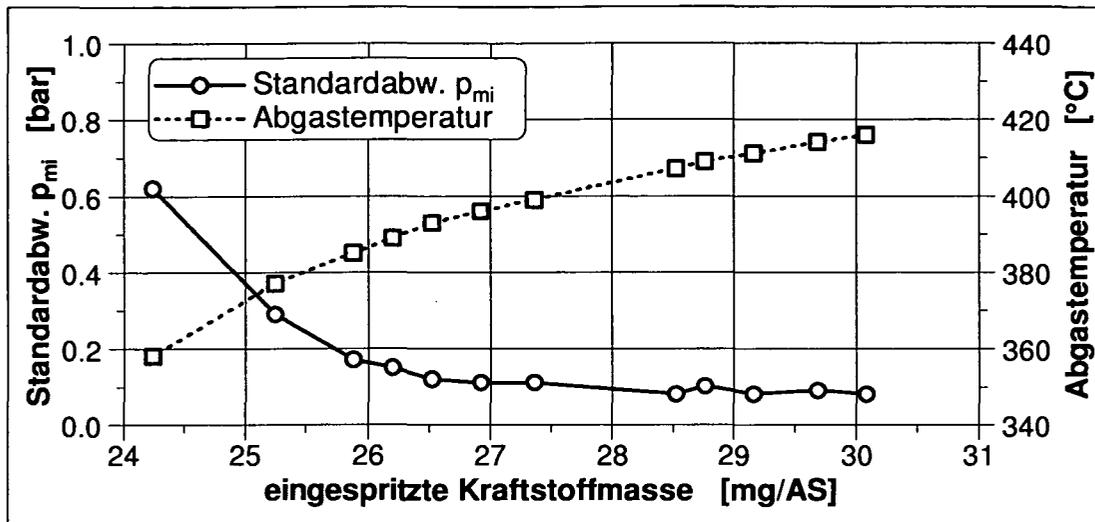


Abbildung 47: Standardabweichung des inneren Mitteldruckes und Abgastemperatur in Abhängigkeit der eingespritzten Kraftstoffmasse ($p_{mi} = 2 - 3$ bar, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

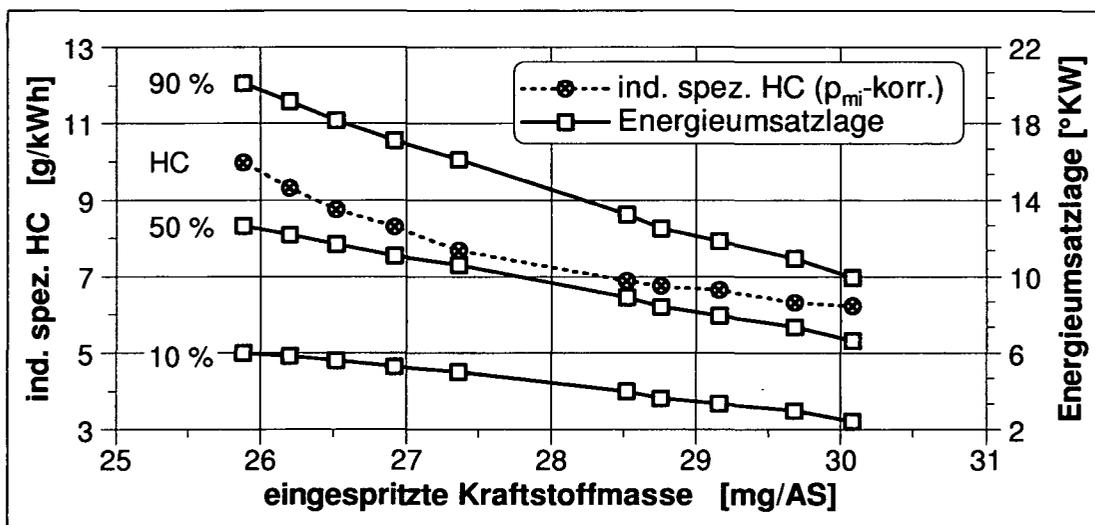


Abbildung 48: HC Emissionen und Energieumsatzlage in Abhängigkeit der eingespritzten Kraftstoffmasse ($p_{mi} = 2 - 3$ bar, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

ten inneren Mitteldruck korrigierten Werte der HC Emissionen steigen mit späterer Verbrennungslage an.

Da bei den drei Messpunkten mit der geringsten eingespritzten Kraftstoffmasse schon Aussetzer vorkommen, die den Anstieg der Standardabweichung verursachen (Abbildung 47), steigen die HC Emissionen in diesem Bereich im Vergleich zu den anderen Punkten immer stärker an.

In **Abbildung 49** sind die HC Emissionen und die Energieumsatzlage einer weiteren Messreihe dargestellt. In dieser Messreihe wird die Masse des eingespritzten Kraftstoffs variiert, wobei der Verbrennungsschwerpunkt durch Änderung des Luftverhältnisses mittels der Drosselklappe konstant geregelt wird.

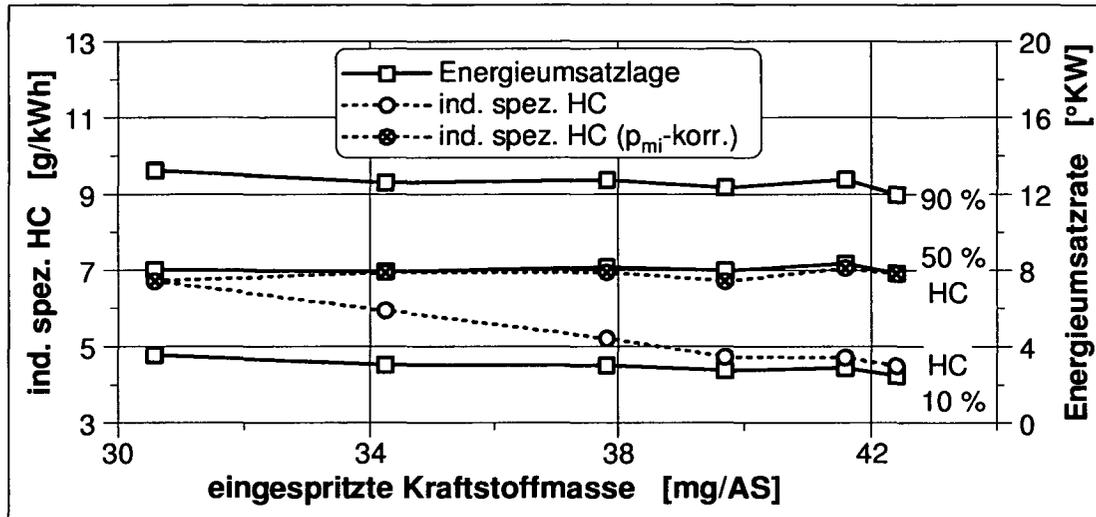


Abbildung 49: HC Emissionen und Energieumsatzlage in Abhängigkeit von der eingespritzten Kraftstoffmasse bei konstanter Schwerpunktlage der Verbrennung ($p_{mi} = 3 - 4,6 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Es wird deutlich, dass auch bei Änderung der eingespritzten Kraftstoffmenge die HC Emissionen von der Verbrennungslage abhängig sind. Bleibt der Verbrennungsschwerpunkt konstant, dann bleibt auch das Niveau der HC Emissionen unverändert.

Die Brenndauer bleibt bei Variation der eingespritzten Kraftstoffmasse und einem konstanten Schwerpunkt der Verbrennung annähernd konstant. Um in der gleichen Zeit mehr Kraftstoff in Wärme umzusetzen, muss folglich die Energieumsatzrate steigen, wie es auch in **Abbildung 50** zu beobachten ist. Trotz eines Unterschiedes der maximalen Energieumsatzrate von ca. 8 J/°KW ändern sich die Werte der HC Emissionen kaum.

Geht man davon aus, dass hauptsächlich das Niveau der maximalen Energieumsatzrate die HC Emissionen beeinflusst, dann würde nach den Ergebnissen aus der Luftverhältnisvariation (**Abbildung 27**, Abschnitt 4.3.2) eine Änderung der maximalen Energieumsatzrate um 1 J/°KW bei konstantem inneren Mitteldruck eine Änderung von $0,14 \text{ g/kWh}$ an HC Emissionen bewirken. Eine Anwendung dieser Beziehung auf die hier vorgestellte Messreihe ergibt für die Änderung der maximalen Energieumsatzrate von 8 J/°KW eine Änderung der HC Emissionen von ca. $1,1 \text{ g/kWh}$. Wie in der **Abbildung 49** zu sehen ist, beträgt aber der größte Unterschied der p_{mi} korrigierten Werte der HC Emissionen gerade mal $0,35 \text{ g/kWh}$.

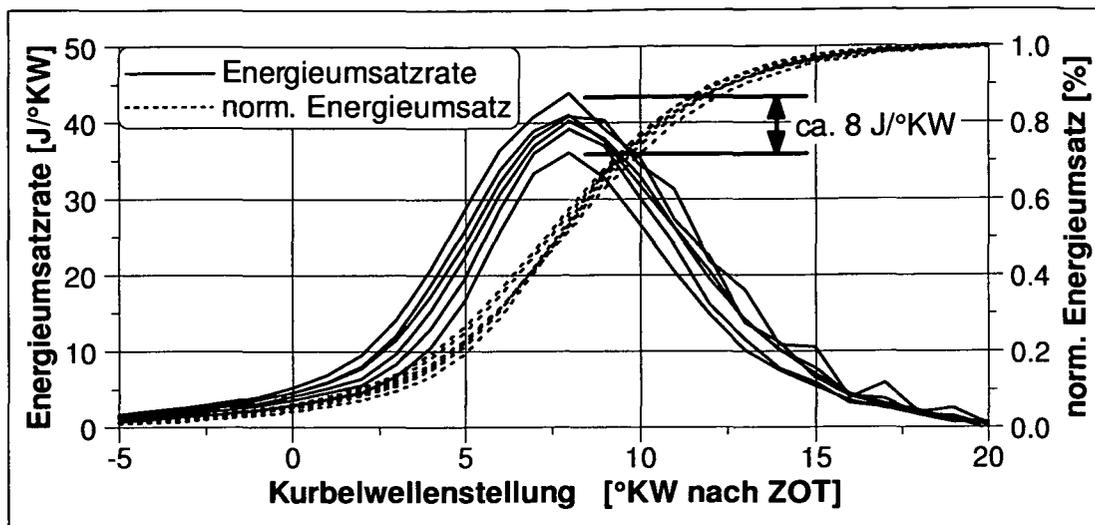


Abbildung 50: Energieumsatzrate und Energieumsatz in Abhängigkeit eingespritzten Kraftstoffmenge bei konstanter Verbrennungsschwerpunktlage ($p_{mi} = 3 - 4,6 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Somit ist die Annahme, dass die Intensität der Verbrennung d.h. das Niveau der maximalen Energieumsatzrate die hauptsächliche Einflussgröße auf die HC Emissionen ist, nicht zutreffend. Viel mehr ist die Lage dieser entscheidend. Das unterstützen auch die Ergebnisse der bereits vorgestellten Untersuchungen. Diese zeigen, dass die HC Emissionen mit späterem Verbrennungsschwerpunkt steigen.

Die Lage der maximalen Energieumsatzrate ist mit der Lage des Verbrennungsschwerpunkts nahezu identisch. Somit kann festgehalten werden, dass die Lage der maximalen Energieumsatzrate eine Haupteinflussgröße auf das Niveau der HC Emissionen darstellt.

4.3.11 Drehzahl

Im vorangegangenen Abschnitt wurde bei einer konstanten Drehzahl die Last variiert. Nun wird bei einer konstanten Kraftstoffmenge die Drehzahl variiert. Dabei zeigt die Last im untersuchten Drehzahlbereich nur vernachlässigbare Änderungen auf.

Das Festhalten aller anderen Motorstellgrößen auf einem konstanten Wert führt bei der Drehzahlvariation zu einem kleinen Drehzahlbereich, da der frühe Anstieg der Standardabweichung des inneren Mitteldrucks zu niedriger Drehzahl und der schnelle Anstieg der Druckgradienten zu höherer Drehzahl den Betriebsbereich stark eingrenzen. Um den zu untersuchenden Drehzahlbereich zu erweitern, muss die zugeführte Luft mittels der Drosselklappenstellung nachgeregelt werden. Da der Zusammenhang zwischen Verbren-

nungsschwerpunktlage und den HC Emissionen hinreichend oft dargelegt wurde, wird die Drosselklappe benutzt, um die 50 % Energieumsatzlage durch Anpassung des Luftverhältnisses konstant zu halten (Abbildung 51).

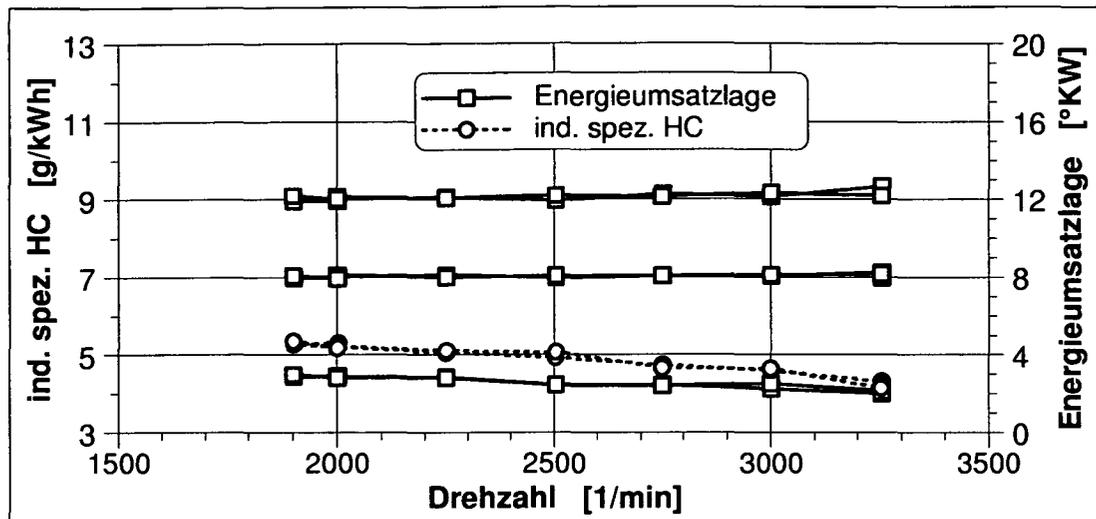


Abbildung 51: HC Emissionen in Abhängigkeit der Drehzahl

Die Erhöhung der Drehzahl verkürzt die Zeit zwischen den Zyklen, so dass die Abgas-temperatur steigt (Abbildung 52). Um die Verbrennungslage über der Drehzahl konstant zu halten, muss mehr Luftmasse in den Brennraum gelangen, welche die Restgasmenge im Zylinder verdrängt. Die Luft- und Restgasmasse im Zylinder über der Drehzahl ist mit Hilfe eines 1D Simulationsprogramms berechnet worden, da die Standardmesstechnik die Erfassung vor allem der Restgasmasse nicht ermöglicht. Der aus dem Versuch gemessene angesaugte Luftmassenstrom ist unter anderem als Randbedingung für die 1D Strömungsberechnung genutzt worden.

Um die berechneten Größen zu verifizieren, kann wiederum auf die CARS Lasermesstechnik zurückgegriffen werden. Die Messungen mit dem CARS System bestätigen, dass beim Anheben der Drehzahl die Restgasmasse fällt und die Temperatur im Brennraum ansteigt.

Die HC Emissionen sinken mit der Drehzahl um mehr als 20 % ab, obwohl die Lage der maximalen Energieumsatzrate bzw. des Verbrennungsschwerpunkts bezogen auf die Kurbelwinkel konstant bleibt (Abbildung 51 und 53). Bezogen auf die Zeit verschiebt sich die Lage mit der Drehzahl nach spät (Abbildung 54).

Bei allen bisherigen Untersuchungen konnte die Lage der maximalen Energieumsatzrate als dominante Einflussgröße auf die HC Emissionen herangezogen werden. Bei der Dreh-

zahlvariation reicht diese Größe zur Begründung des Verlaufs der HC Emissionen nicht aus. Wird die Lage der maximalen Energieumsatzrate im zeitlichen Maßstab betrachtet (Abbildung 54), so stimmt die Annahme wieder. Mögliche Erklärungen werden im Abschnitt 5.1 diskutiert.

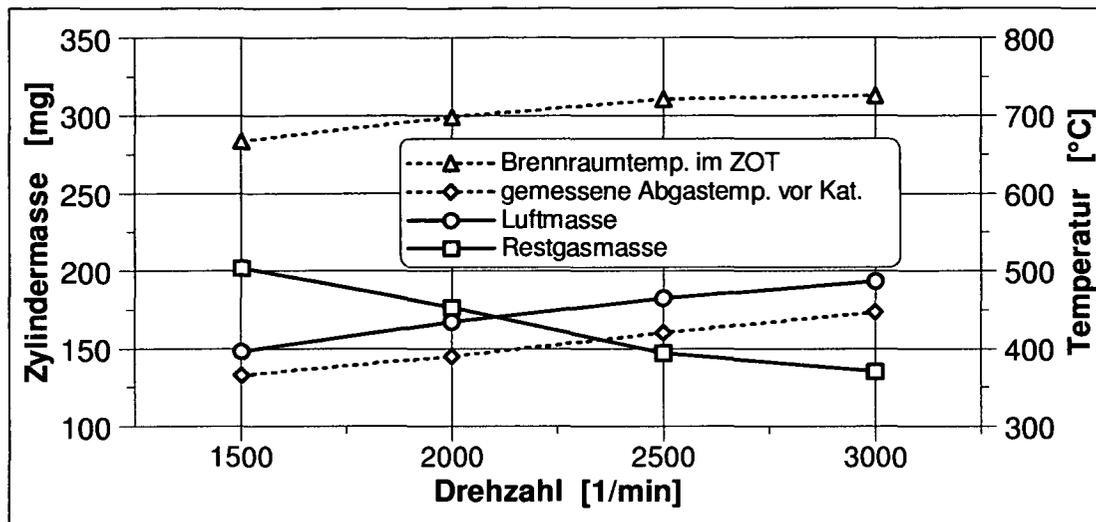


Abbildung 52: 1D Simulation von Größen im Brennraum und gemessene Abgastemperatur vor dem Katalysator in Abhängigkeit der Drehzahl ($p_{mi} = 3$ bar, $n = 1500-3000$ min^{-1})

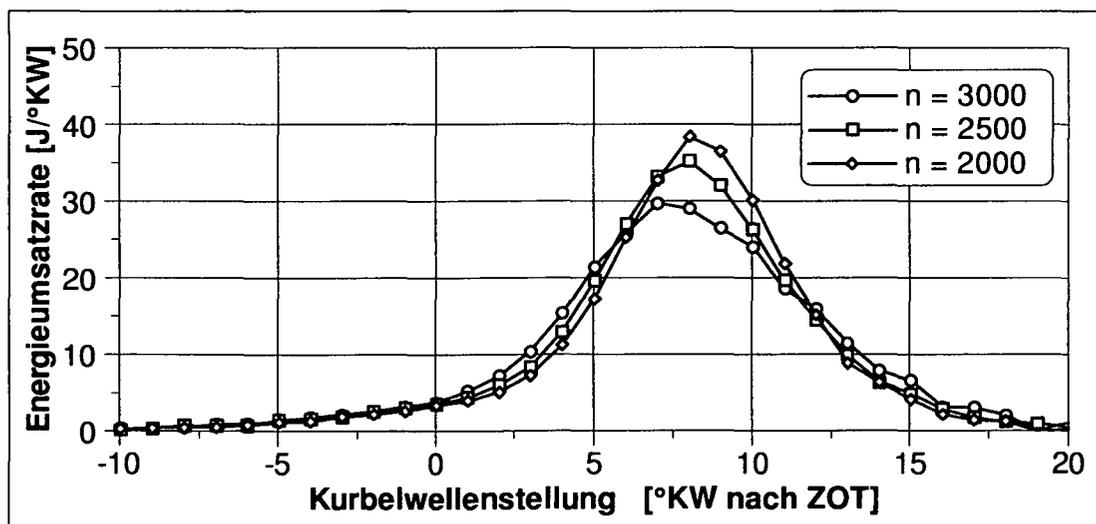


Abbildung 53: Energieumsatzrate über Kurbelwinkel für verschiedene Drehzahlen ($p_{mi} = 3$ bar, $n = 1900-3250$ min^{-1})

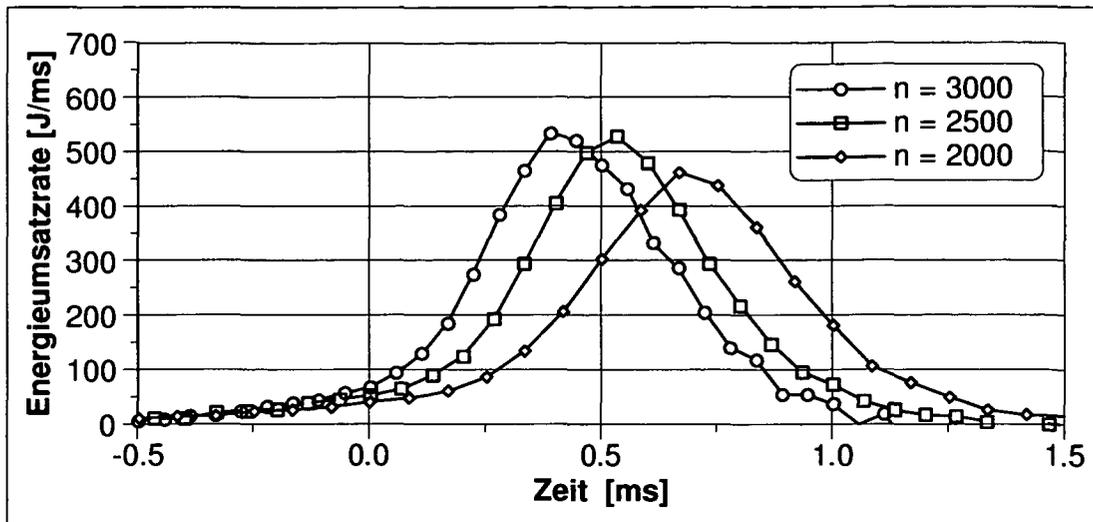


Abbildung 54: Energieumsatzrate über der Zeit bei verschiedenen Drehzahlen ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 1900\text{-}3250 \text{ min}^{-1}$)

4.3.12 Zusammenfassung Motorstellgrößen

Neben den Ablagerungen auf dem Kolben, welche eine Steigerung der HC Emissionen über 120 % bewirken können, hat sich die Lage der maximalen Energieumsatzrate als entscheidender Parameter für das Niveau der HC Emissionen herausgestellt. Je früher die Verbrennungslage ist, desto kleiner sind die HC Emissionen. Dabei spielt es keine Rolle, mit welcher Stellgröße die Lage eingestellt wird.

Der Schwerpunkt der Verbrennung kann im Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ von 2°KW bis 12°KW variiert werden. Eine frühere Verbrennungslage führt zu Druckgradienten über $5 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$, was sich negativ auf die mechanische Belastung des Motors und die Geräuschemissionen auswirkt. Eine spätere Verbrennungslage führt zu einer Standardabweichung des inneren Mitteldruckes über $0,3 \text{ bar}$, was zu Zündaussetzern und folglich starkem Anstieg der HC Emissionen führt. Die Verschiebung des Verbrennungsschwerpunkts von 2°KW bis 12°KW bewirkt eine Steigerung der HC Emissionen um 5 g/kWh (100 %).

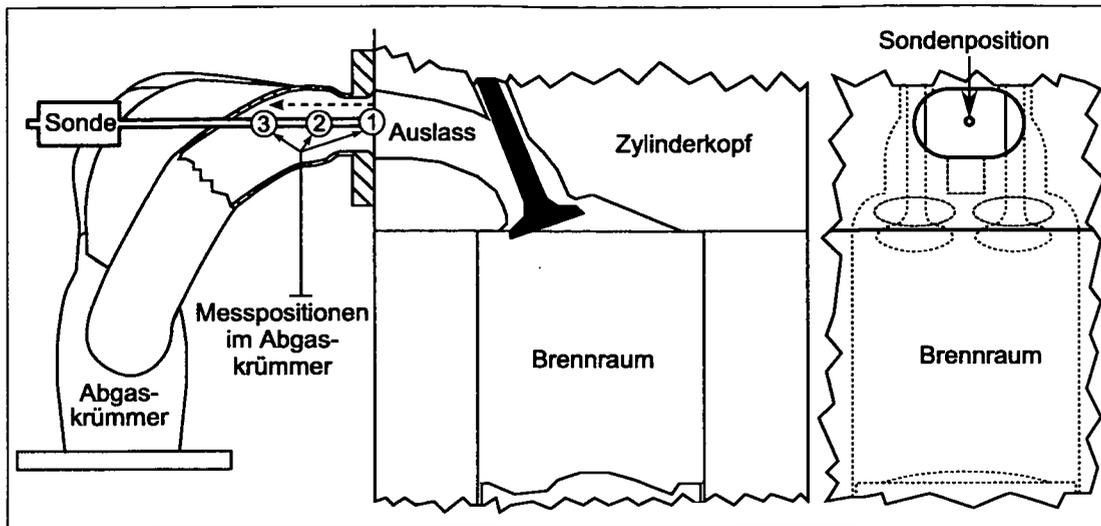


Abbildung 55: Position der FFID-Messsonde

4.4 HC Quellen im Brennraum

Die Aufstellung einer Beziehung zwischen HC Emissionen und bestimmten Motorgrößen, wie im letzten Abschnitt beschrieben wurde, ist eine Möglichkeit die Ursachen für die HC Emissionen zu finden, damit Maßnahmen zur Vermeidung der Emissionen eingeleitet werden können. Eine andere Möglichkeit ist, den Ort der HC Quellen im Brennraum zu lokalisieren.

Der schnelle Flammenionisationsdetektor (FFID) erlaubt eine Messung des zeitlichen HC Emissionsverlaufes an einer punktuellen Stelle im Abgaskrümmer. Beim Ausschleusen des Abgases aus dem Brennraum wird die HC Konzentration im Abgasstrom, welcher an der FFID Messstelle vorbeiströmt, gemessen. Mit Hilfe der 3D Strömungssimulation ist es möglich, den Transportweg der Abgasströmung zu berechnen. Damit lässt sich der zeitliche Verlauf der gemessenen HC Emissionswerte dem Ort im Brennraum zuordnen. Im Folgenden werden die Ergebnisse zur Findung der HC Quellen im Brennraum vorgestellt.

Der zeitliche HC Emissionsverlauf wird mit dem schnellen Flammenionisationsdetektors (FFID) an der in **Abbildung 55** dargestellten punktuellen Messposition 1 im Abgaskrümmer gemessen. Die Verwendung der anderen Messpositionen 2 und 3 wird auf Seite 77 erläutert. Das um die Transportzeit (siehe Abschnitt 3.2.2) korrigierte Messergebnis des Standardpunktes B ist in **Abbildung 56** dargestellt. Im Diagramm sind neben dem HC Emissionsverlauf, der Zylinderdruck, der Niederdruck im Abgaskrümmer an der Messstelle und die Auslassventilhubkurve zu erkennen.

Bis 120 °KW nach ZOT ist der Wert der HC Emissionen konstant. In diesem Zeitbereich findet kein Abgastransport statt, und der Wert repräsentiert nach der Homogenisierung des

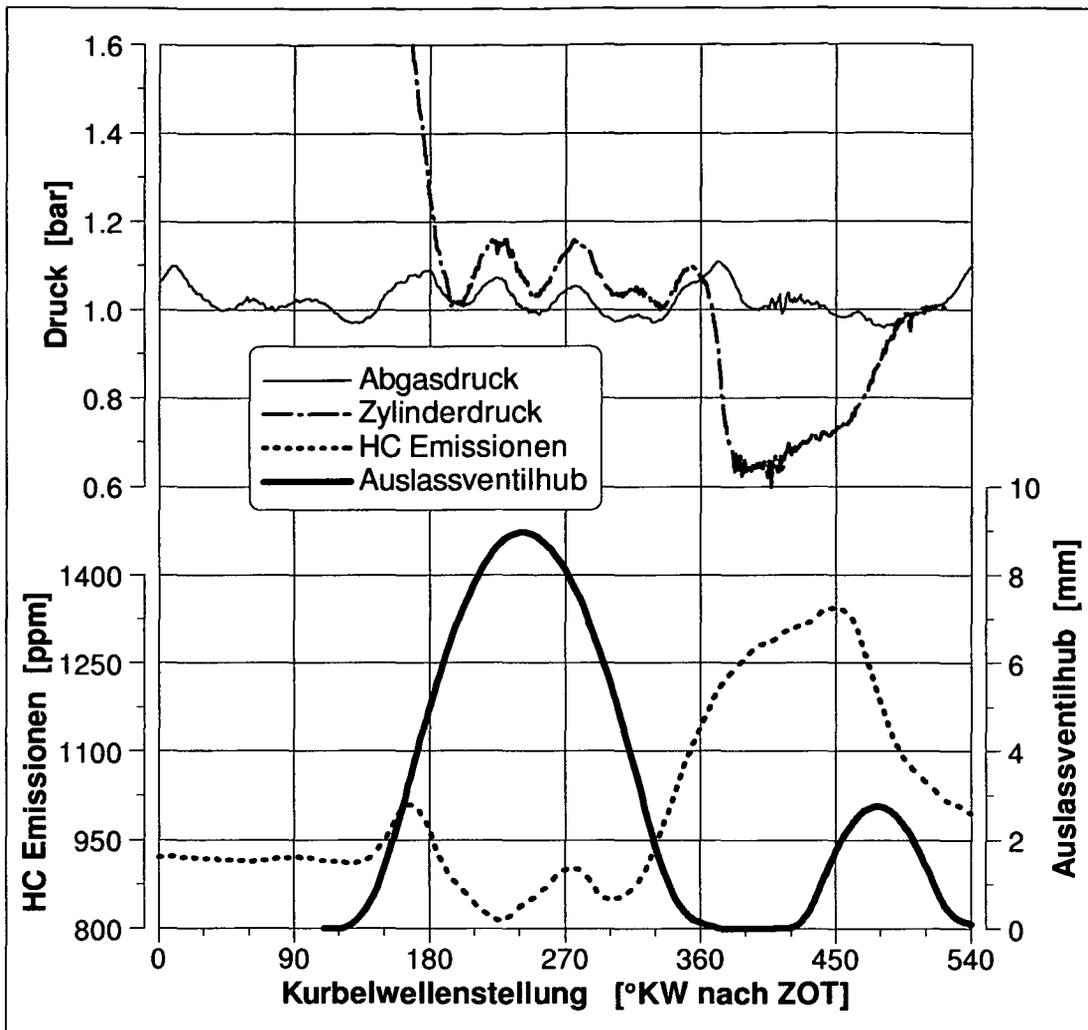


Abbildung 56: Zylindeindruck, Abgasdruck, Auslassventilhub und HC Emissionsverlauf beim Standardpunkt B ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Abgases im Abgaskrümmer das durchschnittliche HC Konzentrationsniveau. Das Öffnen des Auslassventils (ca. 120°KW) führt zum Ausströmen des Abgases aus dem Zylinder, welches durch den Druckgradienten zwischen Zylinder (ca. 2,4 bar) und Abgaskrümmer (ca. 1 bar) verursacht wird.

Gleich beim Öffnen des Auslassventiles ist ein Anstieg im HC Verlauf zu erkennen. Während des weiteren Ausströmens des Abgases ist die Höhe der HC Emissionen mit einem kleinen Zwischenanstieg relativ gering. Sie ist niedriger als das durchschnittliche HC Niveau. Zum Ende des Ausströmvorgangs bzw. beim Schließen der Auslassventile (ca. 330°KW) ist ein steiler Anstieg der HC Emissionen zu beobachten, welcher zum Maximum führt. Das Schließen der Ventile beendet den Transport der Abgase. Die Nivelierung des Maximums erfolgt durch das Ansaugen des Gases aus dem Abgaskanal zurück

in den Zylinder, welches durch den zweiten kleinen (HCCI-) Auslasshub im Ansaugtakt verursacht wird.

Der HC Verlauf beim Ausströmen des Abgases kann durch drei Bereiche charakterisiert werden. Ein Anstieg beim Öffnen der Auslassventile, ein relativ niedriges Niveau in der Mitte des Ausschleibvorgangs und das Maximum beim Schließen der Auslassventile. Anhand einer CFD Simulation ist es möglich, den drei Bereichen einen Ort im Brennraum zuzuordnen. In **Abbildung 57** ist beispielhaft der simulierte Transport des Abgases aus dem unteren Zylinderbereich abgebildet. Es sind keine Verwirbelungen der Zylinderladung beim Ausschleiben zu erkennen. So ist die Annahme zulässig, dass die Ladung im Brennraum der zeitlichen Reihenfolge nach vom Zylinderkopfbereich bis zum Kolbenbereich hinausgeschoben wird.

Der frühe Anstieg kennzeichnet also die HC Emissionen aus dem Zylinderkopfbereich bzw. dem Auslassventilbereich. Kyoungdoug et al. nennen eine andere Ursache für das erste Maximum. Nach seiner Aussage könnte der erste Anstieg das große Maximum der HC Emissionen zum Ende des Ausschleibvorgangs vom vorherigen Zyklus sein, da die Gassäule nach dem Schließen der Auslassventile stehen bleibt [71]. Das Zurücksaugen der Abgassäule in den Zylinder schließt bei diesen Untersuchungen die Begründung von Kyoungdoug et al. aus. Das niedrige HC Niveau in der Mitte des Ausschleibbetaktes ist der Brennraummitte und das Maximum am Ende des Ausschleibens dem Kolbenbereich mit Feuerstegvolumen zuzuordnen.

Die Messung eines Betriebspunktes mit einer sehr frühen Einspritzung (400 °KW vor ZOT), welche das teilweise Durchschießen des Kraftstoffstrahls in den Abgaskanal verursacht (siehe Abschnitt 4.3.3, **Abbildung 30**), macht anhand der **Abbildung 58** deutlich, dass das Maximum der HC Emissionen durch das Abgas, welches am Ende des Ausschleibvorgangs aus dem Zylinder gelangt, verursacht wird.

Um die Messposition im Abgaskrümmter und den damit erhaltenen HC Verlauf besser beurteilen zu können, werden Messungen in den zwei weiteren Messpositionen 2 und 3, die um je 25 mm weiter vom Auslassventil verschoben sind, durchgeführt (**Abbildung 55**). Die aufgenommenen HC Verläufe an diesen Messstellen sind in **Abbildung 59** dargestellt.

Das grundsätzliche Niveau und der erste Anstieg unterscheiden sich bei allen Messstellen kaum voneinander. Das Maximum im HC Verlauf am Ende des Ausschleibbetaktes fällt mit weiter entfernter Messposition vom Auslassventil deutlich ab. Da die Geschwindigkeit des Abgases nach dem Schließen der Auslassventile gegen Null geht, erreicht der kohlenwasserstoffreiche Abgasstrang die weiter entfernten Messpositionen kaum. Nur durch den Stofftransport, welcher durch die Konzentrationsgradienten verursacht wird, kann an

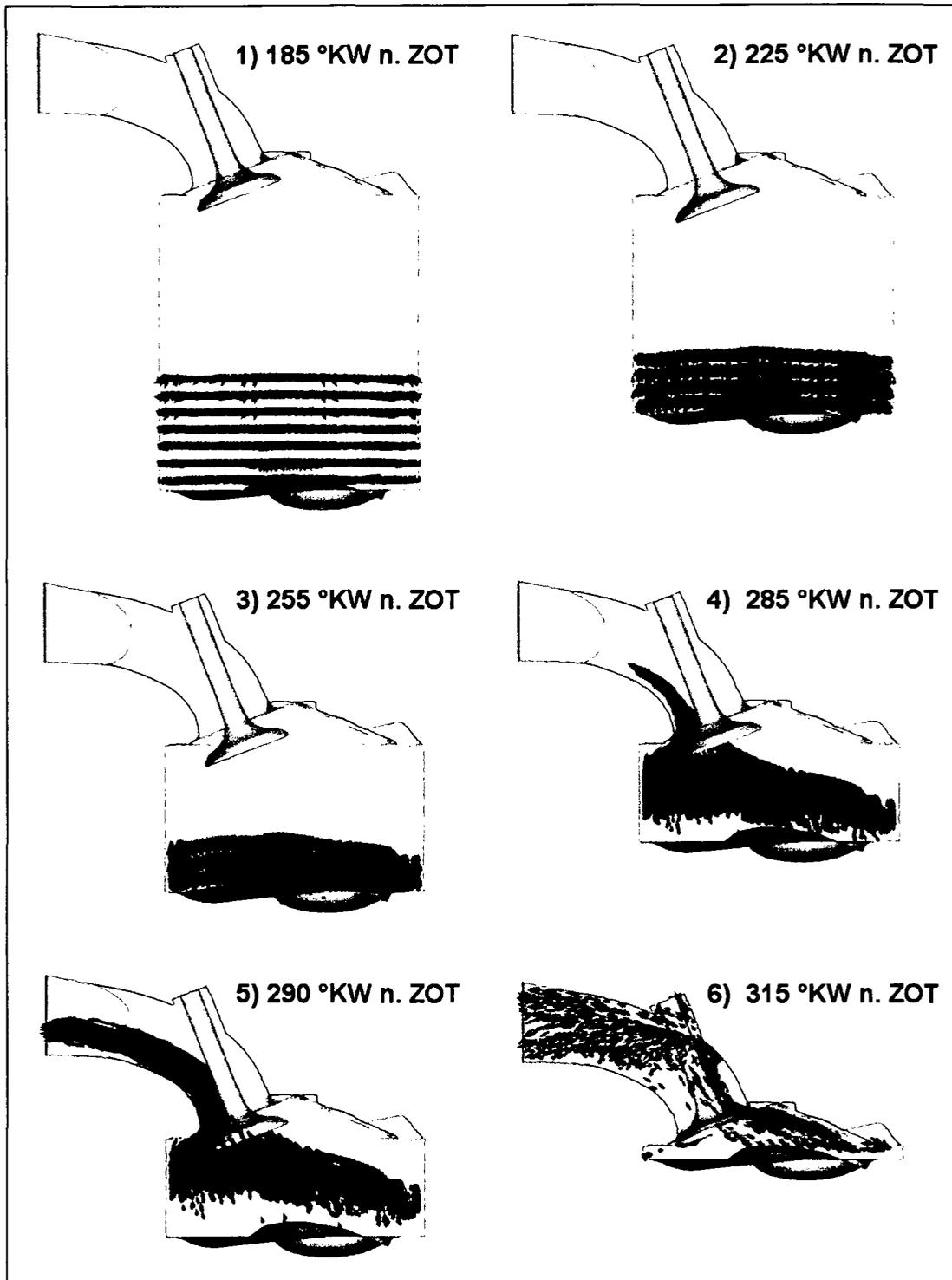


Abbildung 57: CFD Simulation der unteren Zylinderladung beim Ausschietakt

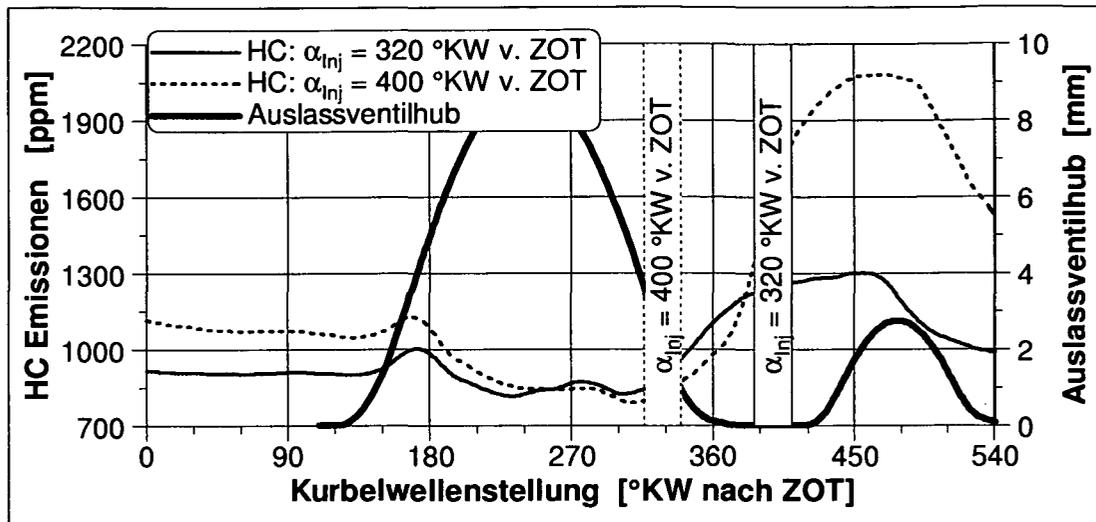


Abbildung 58: HC Emissionsverlauf im Standardpunkt B ($\alpha = 320$ °KW vor ZOT und mit Einspritzung bei 400 °KW vor ZOT ($p_{mi} = 3$ bar, $n = 2000$ min⁻¹)

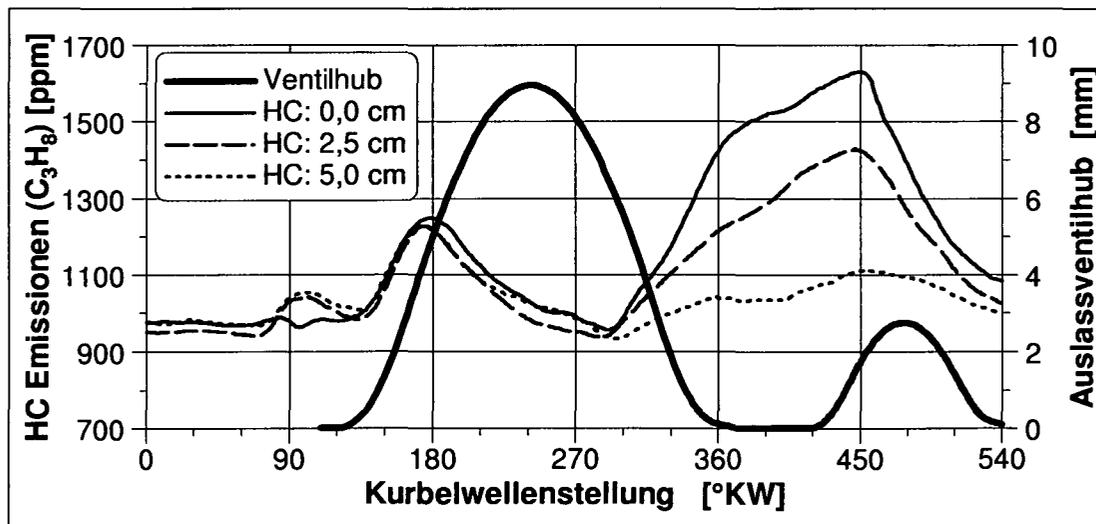


Abbildung 59: HC Emissionsverlauf bei unterschiedlichem Abstand der Sonde vom Zylinderkopfende

der Messstelle ein Anstieg der HC Werte gemessen werden. Da der Stofftransport aber auch eine Homogenisierung des Abgasgemisches nach sich zieht, ist der Anstieg der HC Emissionen mit weiter entfernten Messpositionen kleiner.

Eine möglichst nahe Positionierung der Messsonde vom schnellen Flammenionisationsdetektor an den Auslassventilen scheint somit am besten geeignet, um einen aussagekräftigen HC Verlauf zu erhalten. Zwei Gründe sprechen aber dagegen, die Sonde direkt nach den Ventilen zu positionieren. Zum einen wird die Umsetzung durch die gekrümmte Abgaskanalgeometrie immer schwieriger, je näher man sich den Auslassventilen annähert, und zum anderen könnten HC Emissionen der Messung entgehen, wenn sie mit der heterogenen Strömung an der Messsonde vorbeiströmen. Deshalb ist ein leichter Homogenisierungsgrad erwünscht.

Betrachtet man den HC Transport im Brennraum (siehe Abschnitt 2.2.1, Abbildung 6), kann die Aussage getroffen werden, dass das Maximum im HC Verlauf zum Ende des Ausschietbetaktes hauptsächlich durch die HC Emissionen aus dem Kolbenfeuerstegbereich stammen. Dies wird auch durch Finlay et al. bestätigt [39]. Somit trägt der Feuerstegbereich beim HCCI Brennverfahren wie auch beim konventionellen Ottobrennverfahren wesentlich zu den HC Emissionen bei. Der Zylinderkopfbereich oder der Ventilsplatt ist nach den Messungen hinter dem Kolbenbereich die zweitgrößte Quelle von HC Emissionen.

4.5 Kolbenform und -beschichtung

Die Ergebnisse des vorherigen Abschnittes (4.4) zeigen, dass Spalte im Brennraum wie das Feuerstegvolumen auch beim HCCI Brennverfahren einen wesentlichen Beitrag zu HC Emissionen leisten. Um dies besser zu bewerten, werden hier die Ergebnisse von Messungen mit verschiedenen Feuerstegvolumina präsentiert. Die Ergebnisse werden mit denen der Untersuchungen zu Kolbenform und Kolbenmaterial erweitert (**Tabelle 4**). Zunächst werden die einzelnen Kolbenvarianten beschrieben und anschließend die Ergebnisse der Messungen präsentiert.

Tabelle 4: Untersuchte Kolbenvarianten

Kolbenbezeichnung	Kolbenform	Kolbenmaterial	Feuerstegvolumen
Serie	Serie	Aluminiumlegierung	645 mm ³
Flacher Kolben	flach	Aluminiumlegierung	462 mm ³
Kolben mit Fase	flach	Aluminiumlegierung	151 mm ³
ohne Kompressionsring	flach	Aluminiumlegierung	2062 mm ³
Graphitkolben	Serie	Graphit	645 mm ³

Serienkolben

Die Untersuchungen in dieser Arbeit werden mit dem Serienkolben durchgeführt. Der Kolben ist für den Schichtbetrieb ausgelegt, so dass er eine Mulde besitzt, welche mit Unterstützung des Luftstromes den Kraftstoffstrahl beim Schichtbetrieb zur Zündkerze leitet. Der Kolben besteht aus einer Aluminiumlegierung (AlSi12CuNiMg). Die für diese Arbeit wichtigen Geometrieabmessungen sind in der **Abbildung 60** zu sehen.

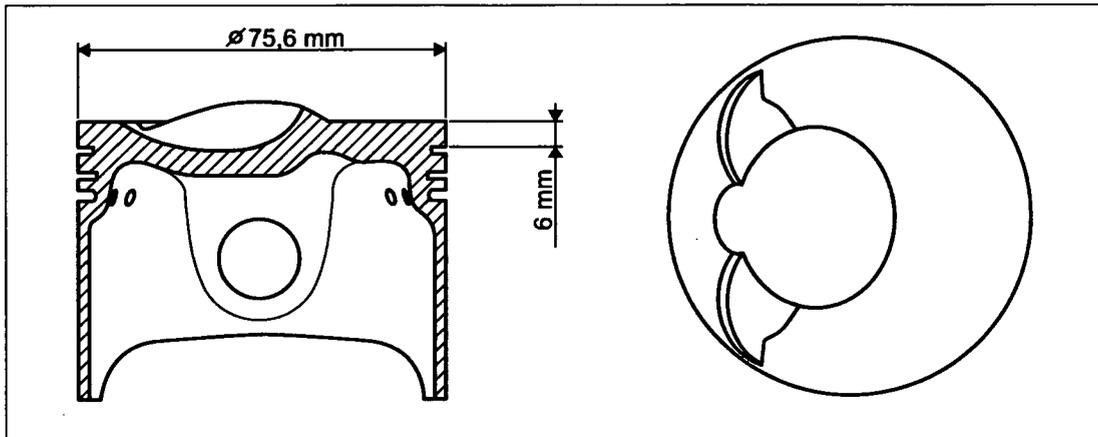


Abbildung 60: Skizze eines Serienkolbens für FSI 1,6l 81kW Motor

Flache Kolben

Die Form des Serienkolbens ist für den Schichtbetrieb ausgelegt und somit für den HC-CI Betrieb nicht notwendig. Um den Einfluss der Pleuelloberflächenform auf das HCCI Brennverfahren und die HC Emissionen zu untersuchen, werden zum Vergleich Kolben mit einer flachen Oberfläche eingebaut und im Standardpunkt analysiert. In **Abbildung 61** ist eine Skizze des Kolbens mit einer flachen Oberfläche abgebildet.

Flache Kolben mit Fase

Die HC Emissionen beim konventionellen Ottobrennverfahren sind zum großen Anteil von der Größe des Feuerstegvolumens abhängig. Um dieses Volumen möglichst gering zu halten, wird der flache Kolben mit einer Fase versehen (**Abbildung 62**). Das Feuerstegvolumen ($V_F = 151 \text{ mm}^3$) verringert sich im Vergleich zum flachen Kolben ($V_F = 462 \text{ mm}^3$) um 311 mm^3 (ca. 67 %).

Flache Kolben ohne Kompressionsring

Für ergänzende Untersuchungen des Einflusses vom Feuerstegvolumen auf die HC Emissionen wird ein flacher Kolben (siehe Abschnitt 4.5, Seite 81) herangezogen und, um das

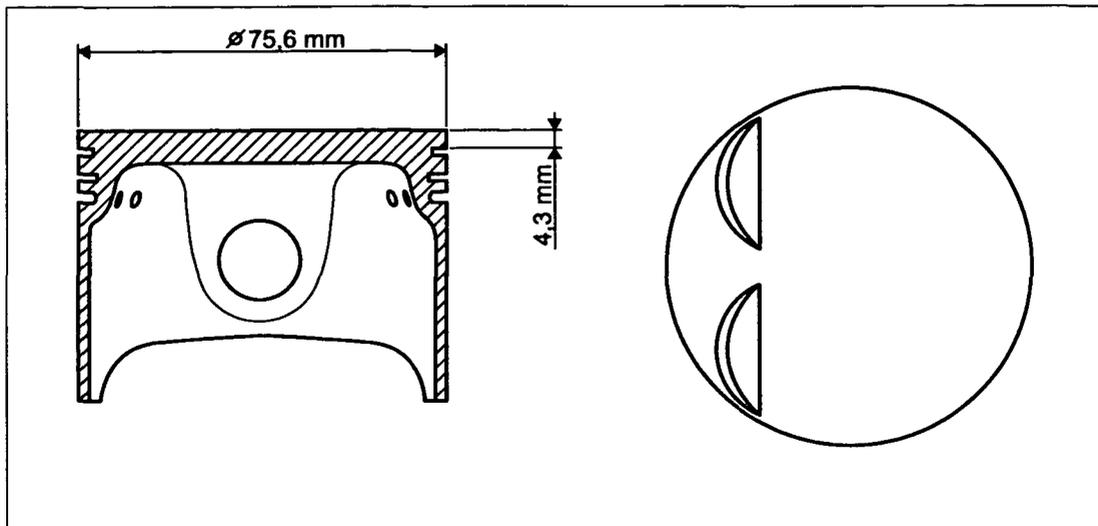


Abbildung 61: Skizze eines flachen Kolbens

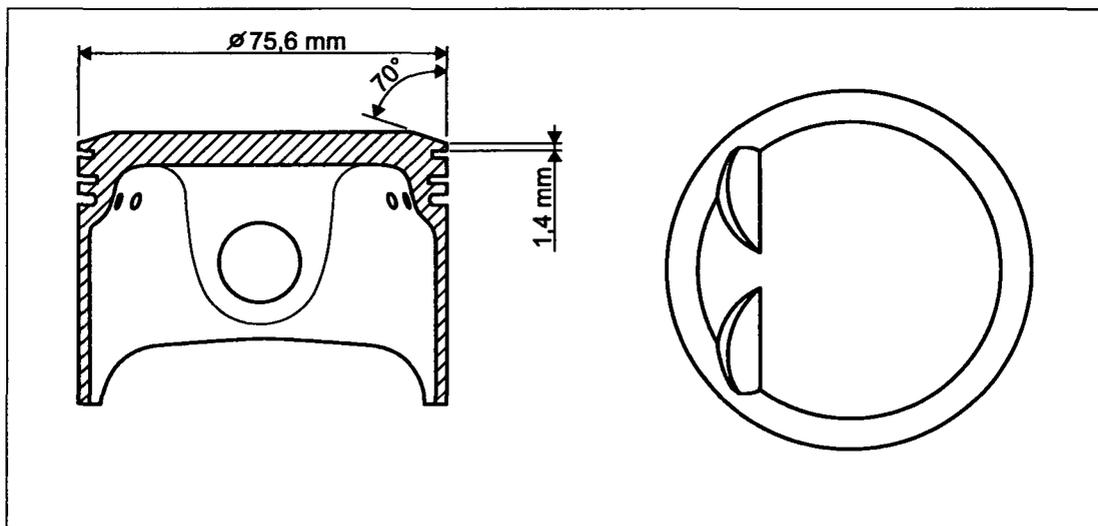


Abbildung 62: Skizze eines flachen Kolben mit Fase

Feuerstegvolumen zu erhöhen, der oberste Kolbenring (der Kompressionsring) entfernt. Durch die Verwendung einer dünneren Zylinderkopfdichtung ist das Verdichtungsverhältnis konstant. Das Feuerstegvolumen wird nicht nur durch die zusätzliche Feuersteghöhe vergrößert sondern auch durch den frei gewordenen Ringspalt. Die Differenz des ausgeliterten Volumens zwischen dem flachen Kolben (3800 mm^3) und dem flachen Kolben ohne Kompressionsring (5400 mm^3) beträgt 1600 mm^3 .

Der fehlende Kompressionsring bewirkt einen erhöhten „Blow by“ Effekt. Mit Ring misst der „Blow by“ Volumenstrom durchschnittlich 11 l/min und ohne 34 l/min . Das „Blow by“ Gas wird bei allen Untersuchungen nicht in das Ansaugsystem zurückgeführt. Die Druckkurven im Standardpunkt unterscheiden sich um maximal $1,2 \text{ bar}$ nahe ZOT. Der Einfluss des fehlenden Kompressionsrings ist mit einem Unterschied von 50 mbar erst ab 75°KW vor ZOT bei einem Druckniveau im Zylinder von $2,5 \text{ bar}$ in den Druckkurven feststellbar (Abbildung 63).

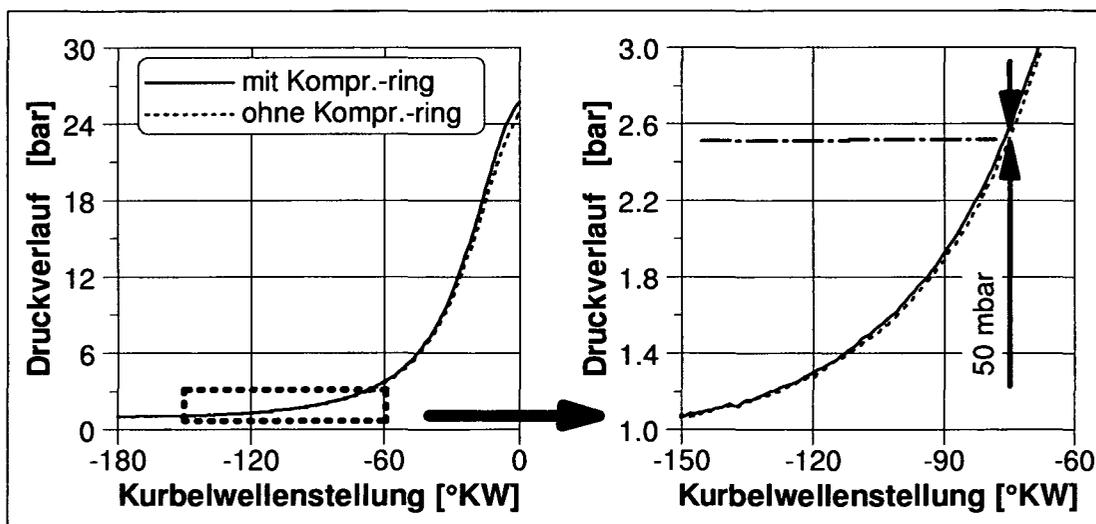


Abbildung 63: Vergleich des Druckverlaufs mit und ohne Kompressionsring ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$ und $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Es bleibt zu prüfen, wie viel Gas während des Ansaughubs und damit Unterdrucks im Zylinder aus dem Kurbelgehäuse in den Brennraum strömt. Bei den hier durchgeführten Untersuchungen ist ein Zylinderdruck von $0,6 \text{ bar}$ nicht unterschritten worden. Nimmt man im Kurbelgehäuse Umgebungsdruck an, so ergibt sich durch den Ansaugvorgang ein maximaler Druckunterschied zwischen Kurbelgehäuse und Brennraum von $0,4 \text{ bar}$. Vergleicht man den Zylinderdruck während des Saughubs im Betrieb mit und ohne Kompressionsring, so fällt auf, dass der Druckverlauf beider Varianten sich kaum voneinander unterscheidet (Abbildung 64).

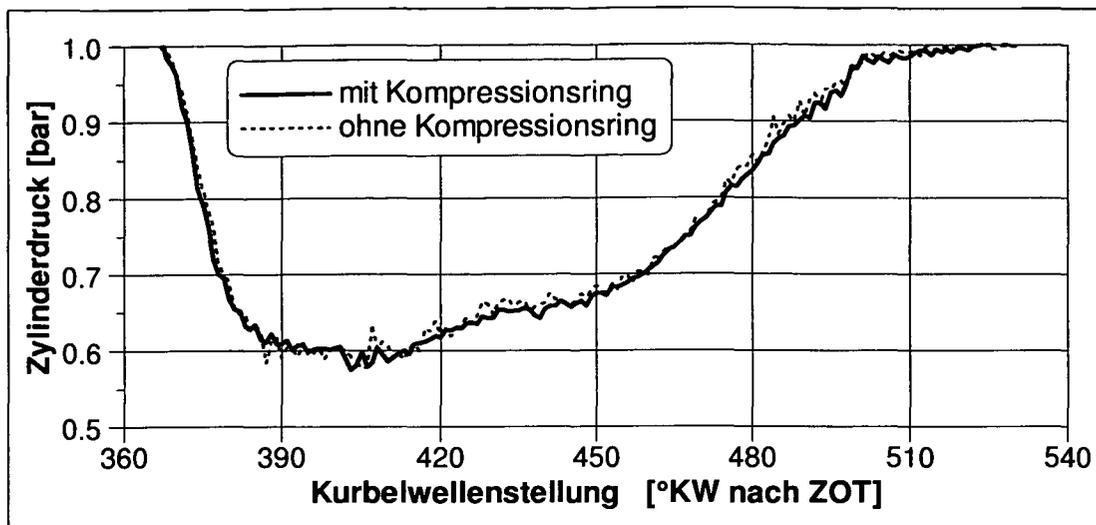


Abbildung 64: Vergleich des Zylinderdruckverlaufs mit und ohne Kompressionsring während des Saughubs ($p_{mi} = 3\text{bar}$ und $n = 2000\text{min}^{-1}$)

Es ist nicht davon auszugehen, dass ein größerer Gasstrom aus dem Kurbelgehäuse in den Brennraum gelangt als mit Kompressionsring. Nach der Verbrennung im Expansions- und Ausschietakt stellt sich ein Druckgefälle vom Brennraum zum Kurbelgehäuse ein, so dass die HC Emissionen, welche aus dem Kurbelgehäuse stammen könnten, vernachlässigt werden.

Graphitkolben

Als alternativer Werkstoff für eine beispielhafte Untersuchung der Werkstoffeigenschaften vom Kolben auf die HC Emissionen beim HCCI Brennverfahren wird Kohlenstoff gewählt. Zu den positiven Eigenschaften dieses Werkstoffs im Vergleich zu Aluminiumlegierung gehören geringere Dichte, gute tribologische Eigenschaften, geringere Ausdehnung und geringere Wärmeleitfähigkeit (Tabelle 5). Negative Faktoren sind hohe Herstellkosten aufgrund erhöhter mechanischer Bearbeitung und plötzliches Versagensverhalten ähnlich der keramischen Werkstoffe, da der Werkstoff nicht in der Lage ist, Spannungsspitzen durch plastische Verformung abzubauen [8, 50].

Tabelle 5: Werkstoffeigenschaften von Graphit und Aluminiumlegierung

	Graphit	Aluminiumlegierung
Dichte [kg/m^3]	1700 - 1900	2700
Elastizitätsmodul [GPa]	12 - 15	80 - 140
Wärmeleitfähigkeit [W/mK]	30 - 140	150 - 158
Wärmeausdehnungszahl [10^{-6}1/K]	4 - 7,7	21 - 21,4

Die geringe Wärmeausdehnungszahl erlaubt bei Graphitkolben kleinere Spaltmaße zwischen Kolben und Zylinder, so dass das Feuerstegvolumen kleiner gestaltet werden kann und als Folge davon die HC Emissionen abnehmen [50]. Bei dieser Untersuchung jedoch wird die Form des Serienkolbens auf den Graphitkolben unverändert übernommen, so dass das Feuerstegvolumen ebenfalls nicht verändert wird. Die geringere Wärmeleitfähigkeit des Graphits führt zu höheren Kolbentemperaturen als bei Kolben mit Aluminiumlegierung (plus 30°C bei Vollast [50]). Die Ergebnisse müssen zeigen, wie sich diese kleine Temperaturerhöhung oder andere Eigenschaften des Kohlenstoffwerkstoffs auf die HC Emissionen beim HCCI Brennverfahren auswirken.

Ergebnisse

In **Abbildung 65** sind die mit dem FFID Gerät gemessenen HC Verläufe der Kolbenvarianten dargestellt. Der Kolben mit Fase weist die geringsten HC Emissionen auf. Auffällig ist das fast doppelt so hohe Niveau des HC Emissionsverlaufs von dem Kolben ohne obersten Kompressionsring gegenüber den anderen Varianten. Dies bestätigt wiederum die Bedeutung des Feuerstegvolumens für die HC Emissionen. Bemerkenswert ist jedoch, dass der HC Verlauf während des Ausschiebevorgangs zu keinem Zeitpunkt die Werte der anderen Varianten annähernd erreicht. Es wäre zu erwarten, dass die HC Konzentration in der Brennraummitte aufgrund gleicher Verbrennung gleiche Werte erreicht und somit die gemessenen HC Verläufe der verschiedenen Varianten mindestens in einem Abschnitt ähnliche Werte zeigen.

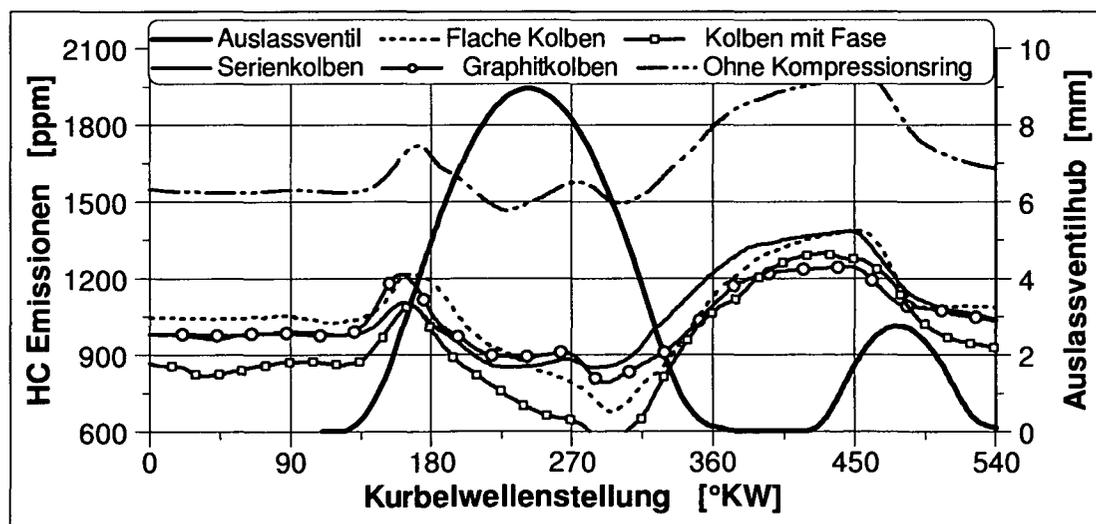


Abbildung 65: HC Emissionsverlauf bei Verwendung verschiedener Kolbenarten
($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Zwei Begründungen liegen nahe. Die erste Begründung ist die Trägheit des FFID Geräts, so dass bevor der Endwert des Signals erreicht werden kann, sich die HC Konzentration ändert. Um die Reaktionszeit des FFID zu testen, wurde das ausströmende Gas eines Feuerzeugs schnell vor dem Sondeneingang des FFID Gerätes hin und her bewegt. Die Reaktionszeit ist in der **Abbildung 66** abzulesen. Die minimale Zeit vom Maximum, welches die Messgrenze des FFID Gerätes ist, bis zum Minimum beträgt umgerechnet auf Kurbelwinkel bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} 12°KW . Folglich ist die Reaktionszeit ausreichend.

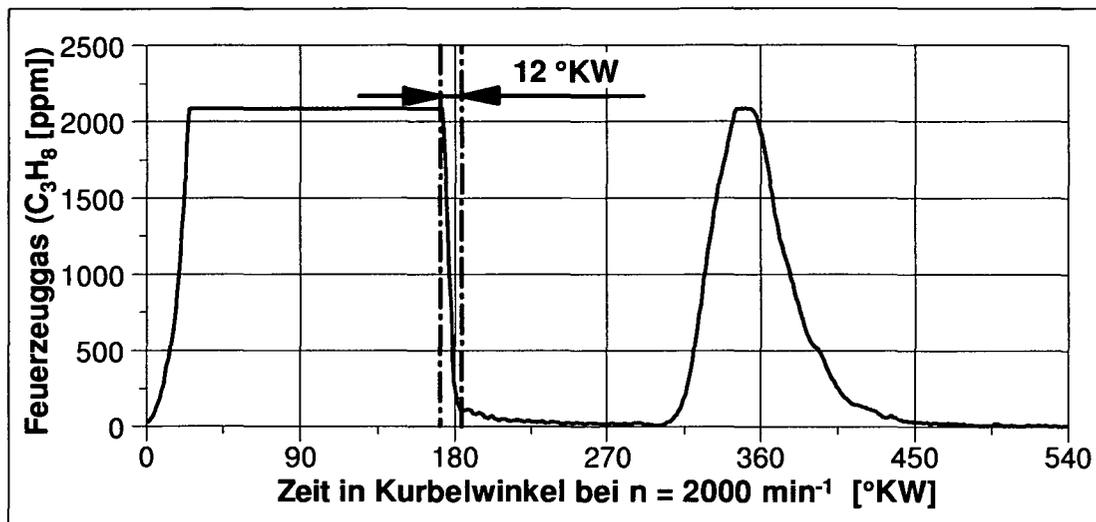


Abbildung 66: Reaktionszeit des FFID beim Feuerzeugtest

Eine andere Begründung ist der Konzentrationsausgleich der unverbrannten Kohlenwasserstoffmoleküle im Abgaskrümmen und Brennraum. Vor dem Öffnen der Auslassventile stellt sich im Abgaskrümmen eine durchschnittliche HC Konzentration ein, welche durch Diffusionsvorgänge die HC Konzentration des teilweise homogenisierten Abgasstromes aus dem Zylinder beeinflusst.

Die HC Verläufe der Graphit- und der flachen Kolbenvariante zeigen kaum Unterschiede zu dem Verlauf des Serienkolbens. Somit ist der ein Einfluss der Kolbenoberflächengestaltung auf die HC Emissionen bei dem HCCI Brennverfahren gering, kann aber aufgrund der geringen untersuchten Variantenanzahl nicht gänzlich ausgeschlossen werden. Die thermische Wirkung des Graphitkolbens hat keinen Effekt gezeigt. Da die Randbedingungen mittels Zumessung des Luftmassenstroms (Drosselklappenstellung) hier so eingestellt werden, dass die Selbstzündung immer zu gleichen Zeit stattfindet, sind bei der Verwendung sowohl des Graphitkolben als auch des Serienkolben ähnlich Zustände im Brennraum zu erwarten. Das kann ein Grund sein, warum die thermische Wirkung des Graphitkolben keinen messbaren Einfluss auf die HC Emissionen hat.

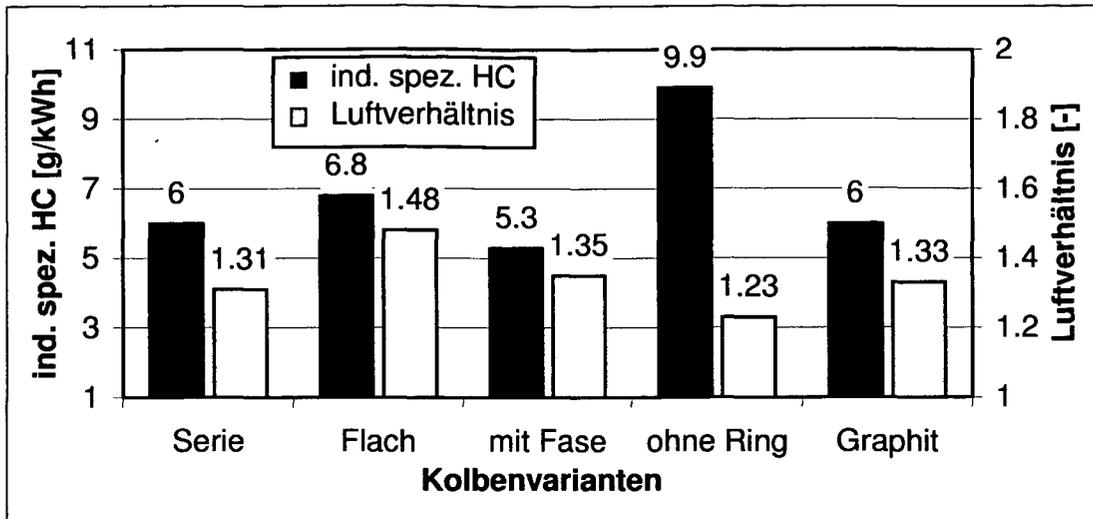


Abbildung 67: Indizierte spezifische HC Emissionen und Luftverhältnis bei Verwendung verschiedener Kolbenarten ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

In **Abbildung 67** sind die HC Emissionen für die fünf Kolbenvarianten dargestellt. Bei den Messpunkten handelt es sich jeweils um den Standardpunkt B. Zu jedem Messpunkt ist zusätzlich das dazugehörige Luftverhältnis aufgetragen.

Der flache Kolben weist trotz des kleineren Feuerstegvolumens gegenüber dem Serienkolben leicht erhöhte Emissionswerte (ca. 13 %) auf. Beim flachen Kolben mit Fase dagegen werden die geringsten HC Emissionswerte gemessen, welche mit dem kleinsten Feuerstegvolumen aller Kolbenvarianten begründet werden kann. Die Kolbenvariante ohne den obersten Kompressionsring weist erwartungsgemäß die höchsten Emissionen auf. Der Graphitkolben zeigt gegenüber dem Serienkolben vernachlässigbare Änderungen im HC Emissionsniveau.

Den flachen Kolben ausgenommen ergibt sich ein linearer Zusammenhang zwischen dem Feuerstegvolumen und den HC Emissionen von 2,5 g/kWh HC Emissionen pro 4000 mm³ Feuerstegvolumen (alle 4 Zylinder zusammengerechnet).

Das Luftverhältnis im Standardpunkt B, welches so eingestellt wird, dass der Verbrennungsschwerpunkt bei 8 °KW nach ZOT liegt, schwankt zwischen 1,2 und 1,5. Die Begründung dafür ist im Abschnitt 4.2 (Abbildung 20) dargestellt. Ablagerungen an Brennraumwänden wie z.B. die Rußschicht auf dem Kolben haben einen isolierenden Effekt, so dass das Luftverhältnis steigt, um die gleiche Verbrennungsschwerpunktlage zu erhalten.

Werden die Ergebnisse aus diesem Abschnitt zusammengefasst, so stellen auch hier die Spalte (Feuerstegvolumen) im Brennraum eine wesentliche Quelle für HC Emissionen dar. Das Kolbenmaterial hat hier kaum Einflüsse auf die HC Quellen gezeigt.

4.6 Atmungsraum der Zündkerze

Die Ergebnisse aus dem letzten Abschnitt haben gezeigt, dass Spalträume im Brennraum zu erhöhten HC Emissionen führen. Ein weiterer Spaltraum im Brennraum ist der Atmungsraum der Zündkerze. Um den Einfluss dieses Raumes zu quantifizieren, wird anstelle einer Zündkerze ein Zündkerzendummy in den Motor eingebaut (**Abbildung 68**). Der Dummy schließt mit der Fläche A bündig mit dem Brennraumdach bzw. Zylinderkopf ab, so dass kein Schadraum vorhanden ist. Anhand der HC Messungen bei Motorbetrieb mit Zündkerzen und bei Betrieb mit Zündkerzendummies soll der Anteil des Atmungsraumes an den HC Emissionen beurteilt werden.

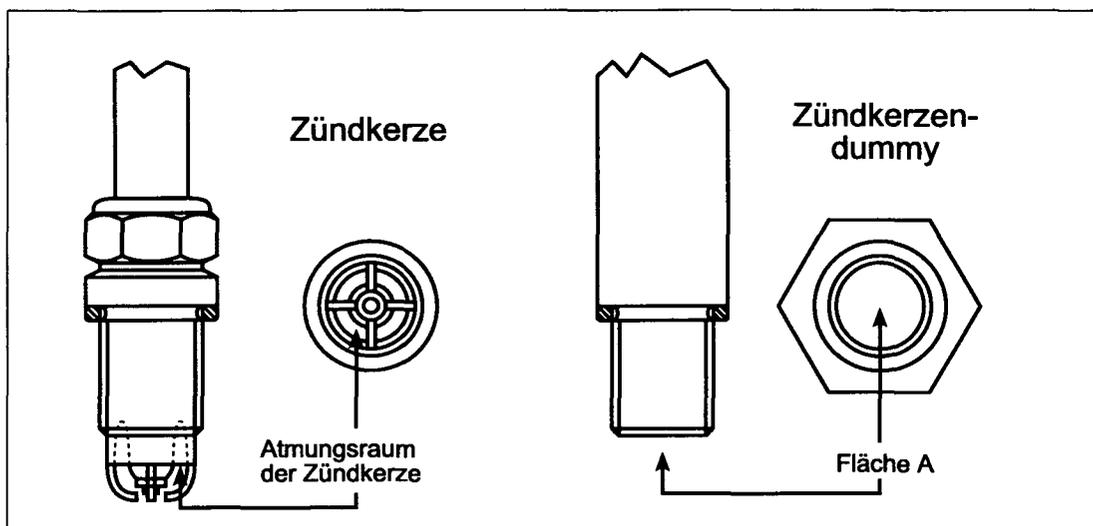


Abbildung 68: Skizze von Zündkerze und Zündkerzendummy

In der **Abbildung 69** sind die HC Emissionen bei verschiedener Drehzahl und verschiedener Last jeweils im Betrieb mit Zündkerzen und mit Zündkerzendummies dargestellt. Eine eindeutige Aussage lässt sich anhand dieser Ergebnisse nicht treffen. Ein Messpunkt für den HC Wert ist beim Einsatz des Zündkerzendummies größer, einer identisch und vier kleiner. Alle Unterschiede in den HC Emissionen liegen in der Standardabweichung der Messung.

Das Atmungsraumvolumen einer Zündkerze beträgt ca. 110 mm^3 . Beim Betrieb mit einem 4 Zylindermotor führt das zu einem Schadraum von 440 mm^3 . Zieht man die Beziehung zwischen HC Emissionen und Feuerstegvolumen ($2,5 \text{ g/kWh pro } 4000 \text{ mm}^3$) aus dem letzten Abschnitt (4.5) in die Berechnung mit ein, so ergibt sich im Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ ein Wert von $0,27 \text{ g/kWh}$ für die HC Emission, welche durch den Atmungsraum der Zündkerzen verursacht werden. Das entspricht etwa $4,5 \%$.

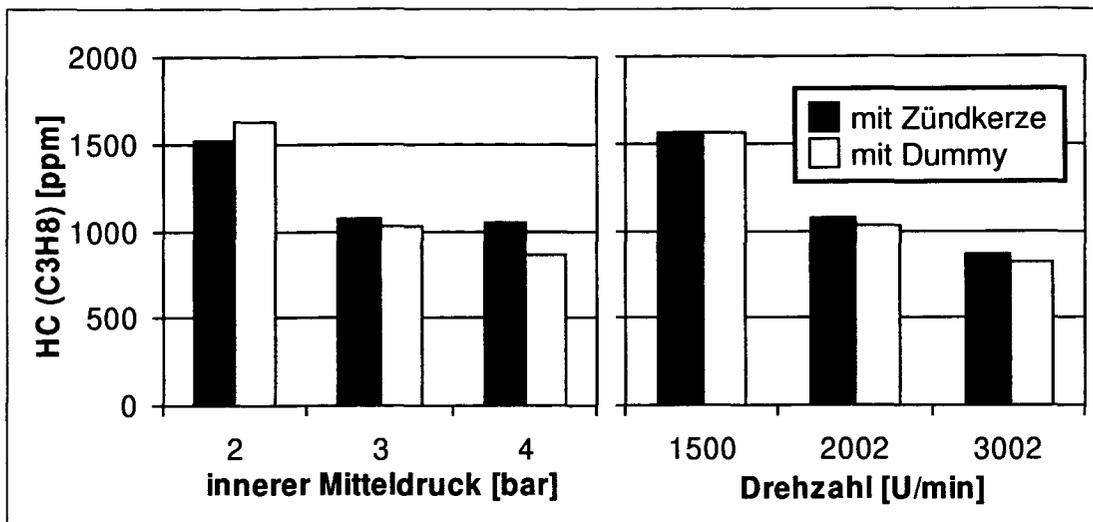


Abbildung 69: Vergleich von HC Emissionen mit Zündkerze und Zündkerzendummy bei verschiedener Last und Drehzahl

Der theoretisch ausgerechnete Einfluss des Atmungsraumes ist somit nur geringfügig größer als die Standardabweichung der HC Emissionen, so dass es schwierig zu beurteilen ist, ob die gemessene HC Reduzierung durch die Zündkerzendummies ihre Ursache in dem fehlenden Schadraum hat. Bei ausreichend großen Anzahl von Messungen, müsste der Effekt jedoch eindeutig sein.

4.7 Einspritzventile

Mit der Verwendung der Direkteinspritzung statt Saugrohreinspritzung beim HCCI Brennverfahren ergibt die Wahl des Einspritzzeitpunktes eine weitere Größe zur Verbrennungskontrolle. Für die HC Emissionen bedeutet die Direkteinspritzung aber eine erhöhte Gefahr der Brennraumwandbenetzung durch den Kraftstoffstrahl (siehe Abschnitt 2.2.1).

Da eine starke Wandbenetzung zur Wandfilmbildung und erhöhten HC Emissionen führen kann, ist es bezüglich HC Emissionen sinnvoll, durch die Wahl eines geeigneten Injektors die Wandbenetzung zu vermeiden. Um den Einfluss der Injektorwahl auf die HC Emissionen beim HCCI Brennverfahren zu untersuchen, werden zusätzlich zum Serieninjektor fünf weitere Injektoren eingesetzt (**Tabelle 6**).

Drei von den fünf Injektoren sind Drallinjektoren mit verschiedenen Strahlkegel- und Strahlneigungswinkeln. Die anderen zwei sind Sechschlochinjektoren mit verschiedenen Strahlneigungswinkeln. Die Strahlform der Mehrlochinjektoren ist unempfindlicher gegen unterschiedliche Brennraumbedingungen. Die Strahlform mit ihren Winkeln ist für

Tabelle 6: Untersuchte Injektoren

Bezeichnung	Injektorart	Strahlkegelwinkel	Strahlneigungswinkel	statischer Durchfluss
Injektor S (Serie)	Drall	70 °	20 °	15 cm ³
Injektor A	Drall	60 °	0 °	7,5 cm ³
Injektor B	Drall	40 °	0 °	7,5 cm ³
Injektor C	Drall	60 °	10 °	7,5 cm ³
Injektor D	Sechschloch	40 °	20 °	12,5 cm ³
Injektor E	Sechschloch	20 °	20 °	12,5 cm ³

alle verwendeten Injektoren in den **Abbildungen 70 bis 75** dargestellt. Die Kolbenstellung ist bei 310 °KW vor ZOT eingezeichnet.

Anhand dieser Bilder lässt sich auf die Brennraumwandflächen schließen, welche besonders durch die Kraftstoffbenetzung gefährdet sind.

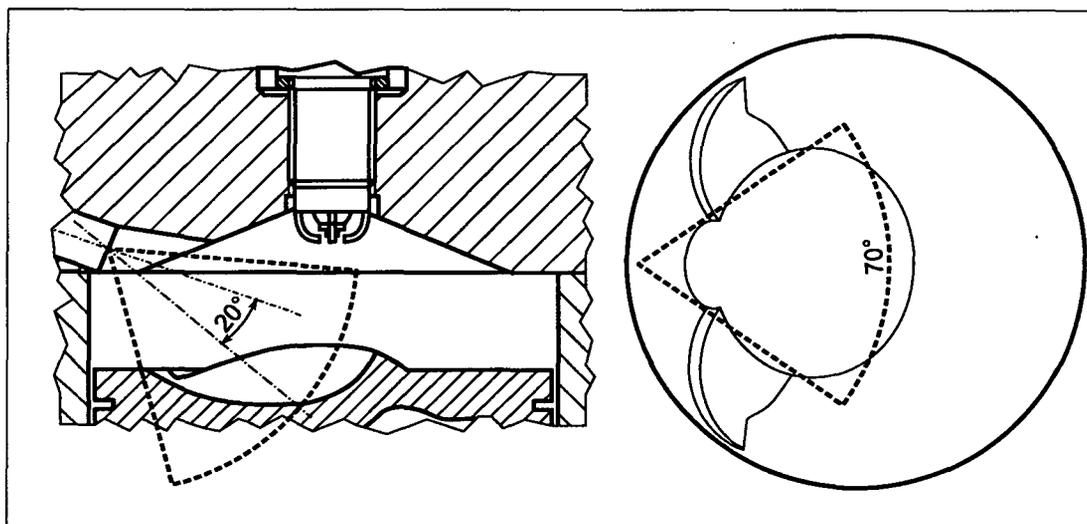


Abbildung 70: Skizze des Kraftstoffstrahls im Brennraum vom Injektor S ($\alpha = 310$ °KW vor ZOT; $\alpha_{\text{Inj}} = 320$ °KW vor ZOT)

In der **Abbildung 76** sind die HC Emissionen der Drallinjektoren und in **Abbildung 77** die der Mehrlochinjektoren dargestellt. Die Emissionen sind über dem Einspritzbeginn aufgetragen. Die Grenze des Einspritzbeginns zu frühem Zeitpunkt resultiert aus auftretendem Russ und Durchschießen des Kraftstoffs in den Auslasskanal (siehe Abschnitt 4.3.3). Die Grenze zu spätem Einspritzbeginn ergibt sich aus der Einstellgrenze im Steuergerät. Bei allen Messpunkten wird die 50 % Energieumsatzlage konstant auf 8 °KW nach ZOT eingestellt.

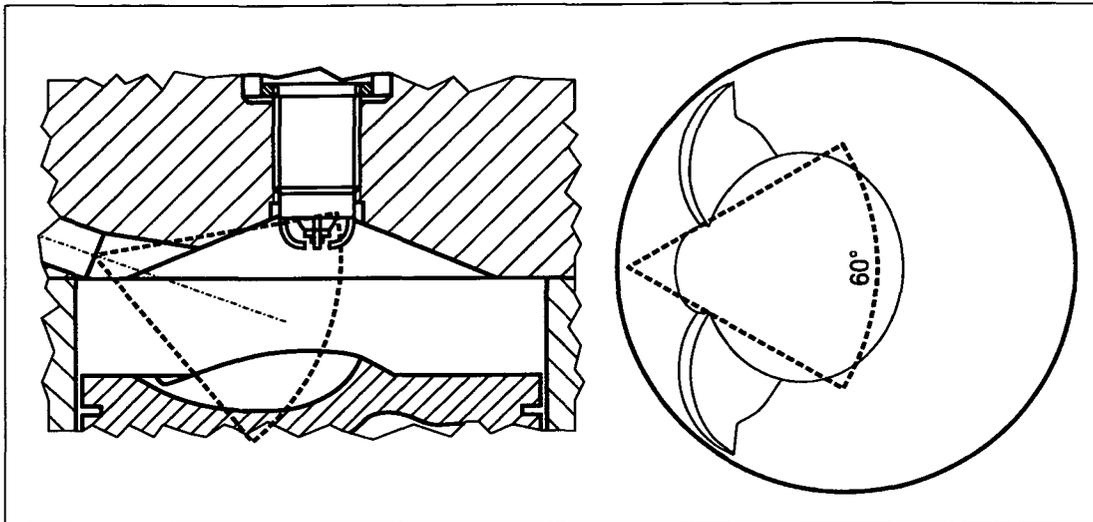


Abbildung 71: Skizze des Kraftstoffstrahls im Brennraum vom Injektor A
($\alpha = 310^\circ \text{KW vor ZOT}$; $\alpha_{\text{Inj}} = 320^\circ \text{KW vor ZOT}$)

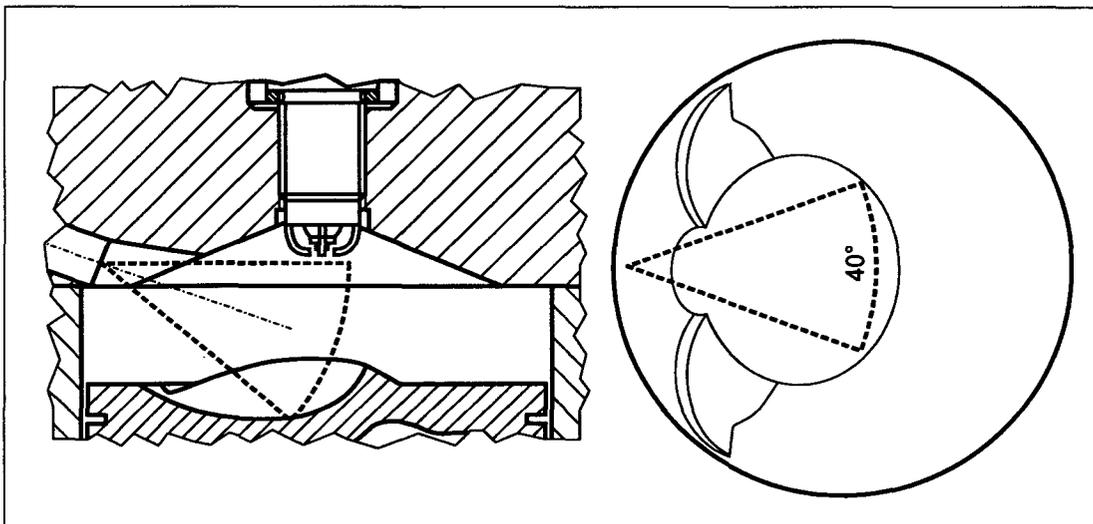


Abbildung 72: Skizze des Kraftstoffstrahls im Brennraum vom Injektor B
($\alpha = 310^\circ \text{KW vor ZOT}$; $\alpha_{\text{Inj}} = 320^\circ \text{KW vor ZOT}$)

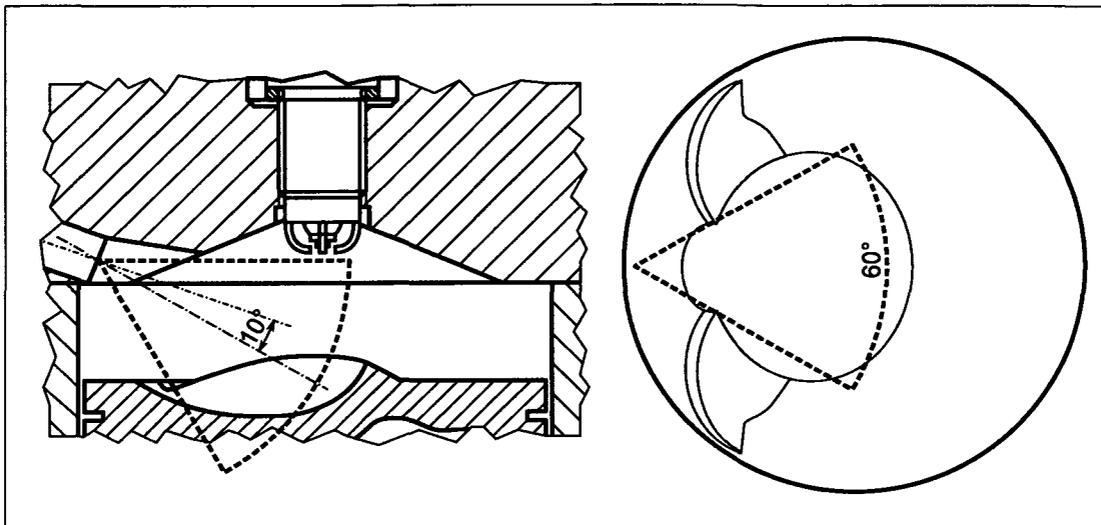


Abbildung 73: Skizze des Kraftstoffstrahls im Brennraum vom Injektor C
 ($\alpha = 310^\circ \text{KW vor ZOT}$; $\alpha_{\text{Inj}} = 320^\circ \text{KW vor ZOT}$)

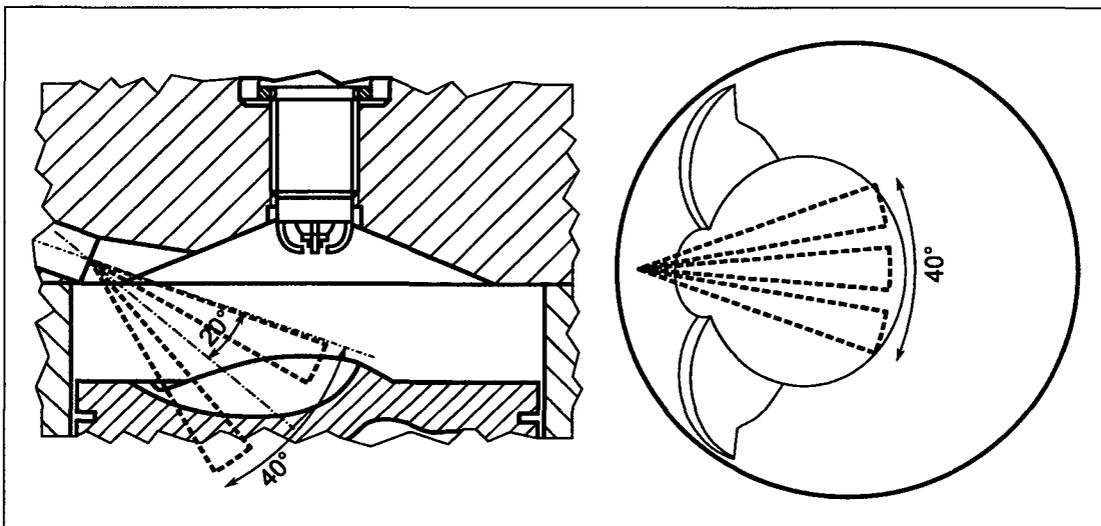


Abbildung 74: Skizze des Kraftstoffstrahls im Brennraum vom Injektor D
 ($\alpha = 310^\circ \text{KW vor ZOT}$; $\alpha_{\text{Inj}} = 320^\circ \text{KW vor ZOT}$)

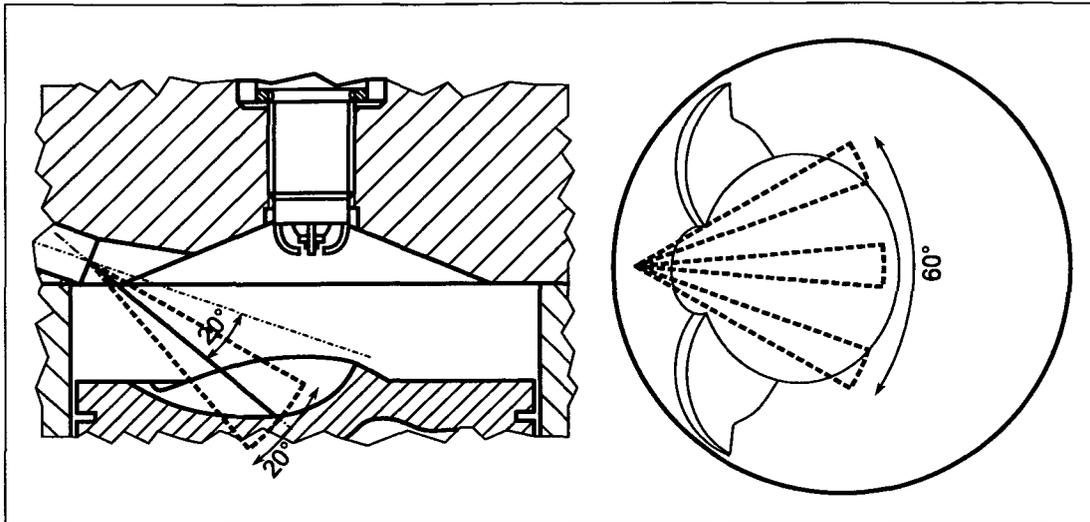


Abbildung 75: Skizze des Kraftstoffstrahls im Brennraum vom Injektor E
 ($\alpha = 310^\circ \text{KW vor ZOT}$; $\alpha_{\text{Inj}} = 320^\circ \text{KW vor ZOT}$)

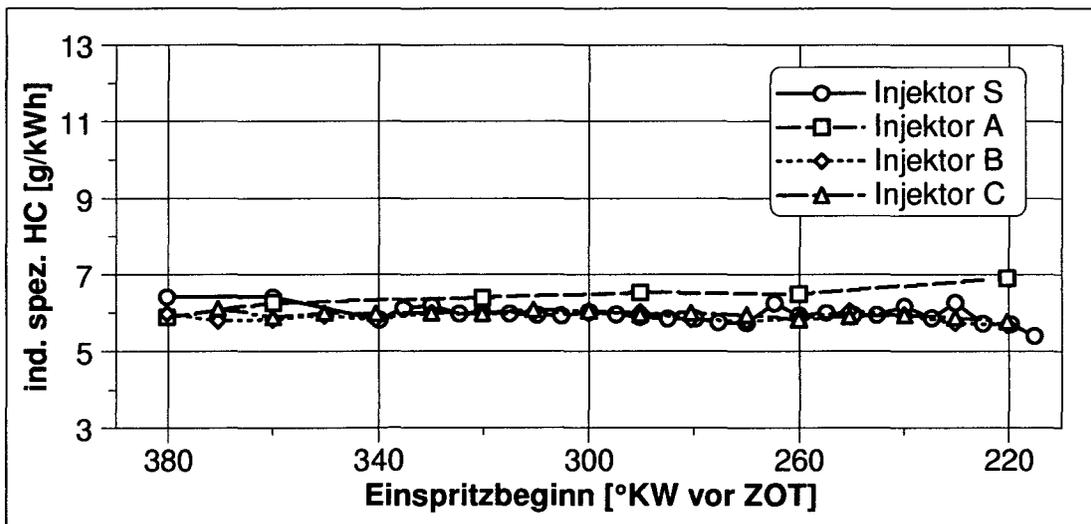


Abbildung 76: HC Emissionen über dem Einspritzbeginn bei Verwendung von Drallinjektoren ($p_{\text{Inj}} = 90 \text{ bar}$)

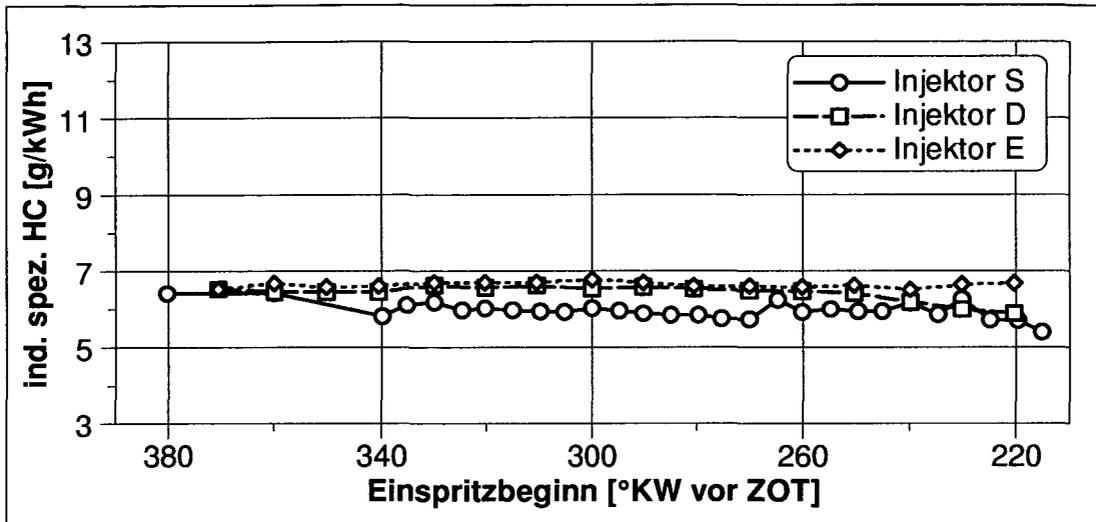


Abbildung 77: HC Emissionen über dem Einspritzbeginn bei Verwendung von Mehrlochinjektoren und dem Serieninjektor ($p_{inj} = 90$ bar)

Der Einspritzbeginn hat sowohl für den Serieninjektor (siehe Abschnitt 4.3.3, Seite 4.3.3) als auch für alle anderen untersuchten Injektoren bei konstantem Verbrennungsschwerpunkt keinen Einfluss auf die HC Emissionen. Auch das gemessene Niveau der HC Emissionen für die verwendeten Injektoren unterscheidet sich unwesentlich.

Die Mehrlochinjektoren weisen höhere Werte auf. Die Spraykeulen des Injektors E weisen stark auf den Kolben und sind aus Richtung der Zylinderachse betrachtet breit aufgefächert (60°). Die drei oberen Keulen des Injektors D weisen weiter noch oben und spannen einen kleineren Winkel von oben betrachtet auf. Dies kann der Grund für die geringfügig kleinere Benetzung des Kolbens und somit die kleineren HC Emissionswerte des Injektors D gegenüber E sein. Die Kraftstoffstrahlen der Mehrlochinjektoren sind unempfindlicher gegen Randbedingungen wie Strömungen im Brennraum. Dadurch benetzen sie den Kolbenboden gezielter als die Drallinjektoren und werden nicht so stark von der Strömung im Brennraum abgelenkt, wodurch erhöhte HC Emissionen resultieren.

Innerhalb der Drallinjektoren weist der Injektor A die höchsten HC Werte auf. Wird der Strahlkegel betrachtet, so stellt man fest, dass nicht nur der Kolbenboden sondern auch der Zylinderkopf im Bereich der Einspritzventilaussparung und der Zündkerze benetzt wird. Die höheren HC Werte können auf die zusätzliche Benetzung des Brennraumdachs zurückgeführt werden.

Die besten Ergebnisse bezüglich HC Emissionen weisen die Drallinjektoren B und C auf, die einen schmalen Strahlkegel besitzen, das Brennraumdach nicht und den Kolben im Vergleich zu anderen Injektoren am wenigsten benetzen. Der größte Unterschied in den

HC Werten ist zwischen Drallinjektor B bzw. C und dem Mehrlochinjektor E festzustellen und beträgt ca. 13 %.

Die Ergebnisse zeigen, dass ein schmaler Strahlkegel eines Drallinjektors mit geringer Benetzung der Brennraumwände bezüglich HC Emissionen günstig ist.

4.8 Gemischbildungsart

In modernen Ottomotoren wird immer häufiger die Direkteinspritzung verwendet. Aufgrund der Innenkühlung durch verdampfenden Kraftstoff kann durch die geringere Klopfneigung das Verdichtungsverhältnis und somit der Wirkungsgrad sowie durch einen besseren Liefergrad der Mitteldruck angehoben werden. Die Ladungsschichtung als Verbrauchskonzept ist nur mit der Direkteinspritzung möglich. Die negativen Faktoren der Direkteinspritzung sind die Gefahr der Abwaschung des Ölfilms im Zylinder und der erhöhten HC Emissionen durch Brennraumwandbenetzung mit Kraftstoff.

Neben der Wahl eines geeigneten Injektors stellt die Saugrohreinspritzung eine andere Möglichkeit dar, die direkte Wandbenetzung im Brennraum durch Kraftstoff zu vermeiden. Die Gemischbildungszeit kann mit einer äußeren Gemischbildung fast verdreifacht werden. Zusätzlich wird die Gemischbildung durch das Durchströmen des Gemisches durch den Ventilsplatt unterstützt (Anhang E).

4.8.1 Hochdrucksaugrohreinspritzung (HDSRE)

Mit der Realisierung einer Hochdrucksaugrohreinspritzung soll untersucht werden, wie sich diese positiven Eigenschaften einer äußeren Gemischbildung beim HCCI Brennverfahren auf die HC Emissionen auswirken.

Bei der Saugrohreinspritzung werden aber anstatt der Brennraumwände die Saugrohrwände mit Kraftstoff benetzt. Um die Wandfilmbildung im Einlasskanal gering zu halten, werden anstatt normaler Saugrohrinjektoren Hochdruckinjektoren verwendet. Das feinere Zerstäuben des eingespritzten Kraftstoffs soll die Wandfilmbildung im Einlasskanal minimieren und die Gemischbildung nochmals verbessern. Fünflochventile mit einer symmetrischen Lochanordnung und eine mit der Einlasskanalachse zusammenfallende Strahlachse erscheinen im Hinblick auf eine geringe Wandfilmbildung als zielführend und werden deshalb hier verwendet.

Damit die Ergebnisse mit denen der Direkteinspritzung gut vergleichbar sind, werden außer den Bohrungen für die Saugrohrinjektoren keine Veränderungen an der Saugrohr-

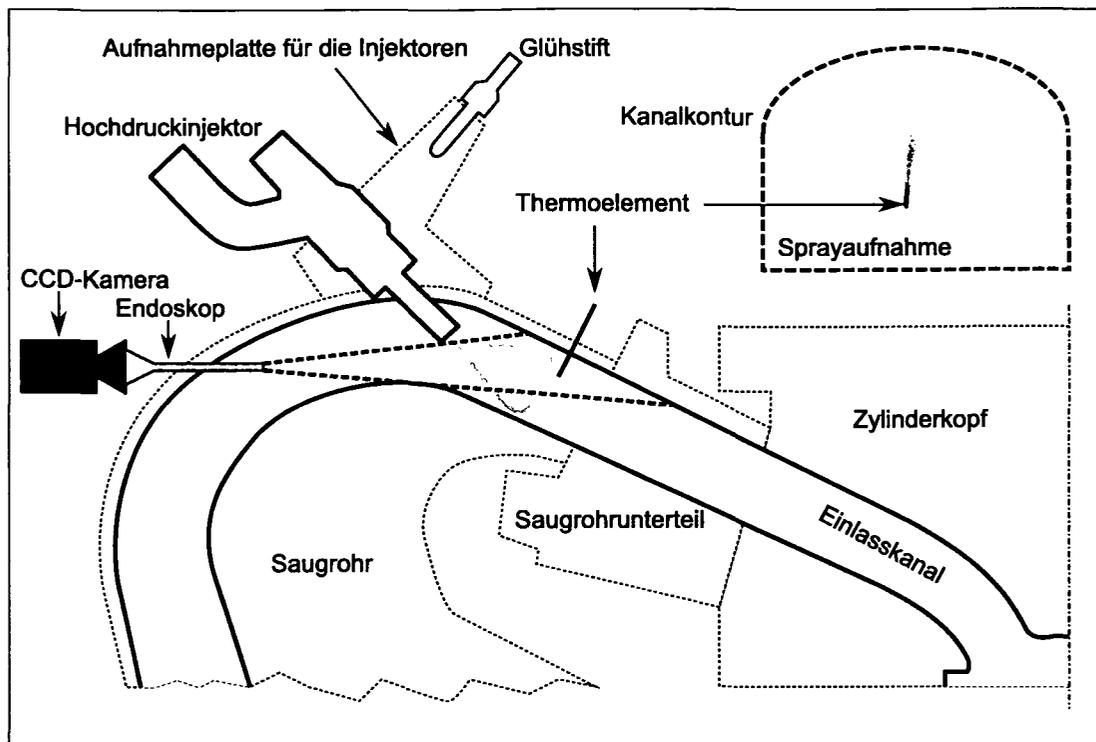


Abbildung 78: Aufbau der Hochdrucksaugrohreinjection (HDSRE) mit videostroboskopischer Aufnahme

strecke und dem Brennraum durchgeführt. Der Aufbau ist schematisch in der **Abbildung 78** dargestellt.

Zur optischen Beurteilung der Kraftstoffsprayqualität im Saugrohr wird ein optischer Zugang zum Saugrohrkanal angefertigt. Mittels einem Endoskop, einer CCD-Kamera (Charge Coupled Devices) und einem Stroboskop werden Aufnahmen vom Einspritzvorgang erzeugt. Die Aufnahmen können zu einem Film des Einspritzvorgangs zusammengesetzt werden. Eine Aufnahme des Kraftstoffsprays ist ebenfalls in der **Abbildung 78** dargestellt.

Glühstifte in der Aufnahmeplatte für die Injektoren dienen der Beheizung der Injektoren in der Art, dass eine Wärmeübertragung von den Glühstiften über die Aufnahmeplatte zu den Injektoren erfolgt. Auf diese Weise kann auch der Einfluss der Injektortemperatur auf die Spraybildung untersucht werden.

4.8.2 Einfluss der HDSRE auf HC Emissionen

Der Einfluss der Gemischbildungsart auf die HC Emissionen beim HCCI Brennverfahren soll anhand der Ergebnisse dieses Abschnitts bewertet werden. Dazu wird die beschriebene Hochdrucksaugrohreinjection verwendet und der Einfluss des Kraftstoffzerfalls

(Anhang E) bei dieser Einspritzungsart auf die HC Emissionen präsentiert. Die Qualität des Kraftstoffzerfalls und der Gemischbildung wird anhand von Einspritzdruck, Injektor-temperatur und Einspritzbeginn verändert.

Der Einfluss des Einspritzdruckes auf die Qualität des Kraftstoffstrahls ist anhand der Kraftstoffstrahlaufnahmen bei drei ausgewählten Einspritzdrücken in der **Abbildung 79** dargestellt. Bei einem Einspritzdruck von 10 bar sind im Vergleich zu den Drücken ab 50 bar noch die einzelnen Strahlkeulen des Mehrlochinjektors, welche größere Tropfen aufweisen, zu erkennen. Ab 50 bar Einspritzdruck werden die Kraftstoffstrahlen gut zerstäubt, so dass eine vergleichsweise bessere Gemischbildung zu erwarten ist. Eine weitere Druckerhöhung (90 bar) zeigt keine signifikante Veränderung der Kraftstoffqualität, da der Primärzerfall des Kraftstoffs ab ca. 50 bar Einspritzdruck dem Bereich des Zerstäubens zuzuordnen ist (siehe **Abbildung 96** im Anhang E).

Die Auswirkungen der unterschiedlichen Gemischbildung aufgrund des veränderten Einspritzdruckes auf die Energieumsatzlage und die HC Emissionen ist in der **Abbildung 80** dargestellt. Der Verbrennungsschwerpunkt wird aufgrund der jetzt bekannten Abhängigkeit zwischen HC Emissionen und Verbrennungslage mittels der Luftverhältnisregelung annähernd konstant gehalten. Es sind aber nur minimale Änderungen im Bereich von $\lambda = 1,3$ bis $\lambda = 1,33$ notwendig.

Es ist kaum ein Einfluss des Einspritzdruckes auf die HC Emissionen festzustellen. Vielmehr ist wieder der Einfluss der Verbrennungslage zu erkennen, auch wenn die Verbrennungslage kaum schwankt.

Eine andere Möglichkeit, die Qualität des Kraftstoffstrahls zu beeinflussen, ist die Temperaturerhöhung des eingespritzten Kraftstoffs. Das wird über die Anheizung der Injektoraufnahme mittels Glühstiften realisiert. Die Folgen der Temperaturerhöhung auf das Strahlverhalten sind als Filmaufnahmen in der **Abbildung 81** zu sehen. Bei einem Einspritzdruck von 10 bar ist der Einfluss der Temperatur auf den Kraftstoffstrahl deutlich zu erkennen. Der Kraftstoffzerfall ändert sich bei einer Temperaturerhöhung von 80 °C von Zerwellen zu Zerstäuben (Anhang E). Bei 90 bar Einspritzdruck ist der Temperatureinfluss auf die Kraftstoffstrahlqualität gering.

Obwohl sich die Qualität des Kraftstoffstrahls auch bei der Temperaturvariation ändert, ist keine Auswirkung auf die HC Emissionen festzustellen (**Abbildung 82**). Die Regelung des Luftverhältnisses, um eine konstante Verbrennungslage zu erreichen, ist bei dieser Variation nicht notwendig gewesen, da die Kraftstoffsprayqualität hier kaum einen Einfluss auf die Verbrennung ausgeübt hat.

Der Einspritzzeitpunkt hat einen Einfluss die Gemischbildungszeit und den Gemischbildungsvorgang im Saugrohr. Der Einspritzvorgang kann in Abhängigkeit des Einspritzbe-

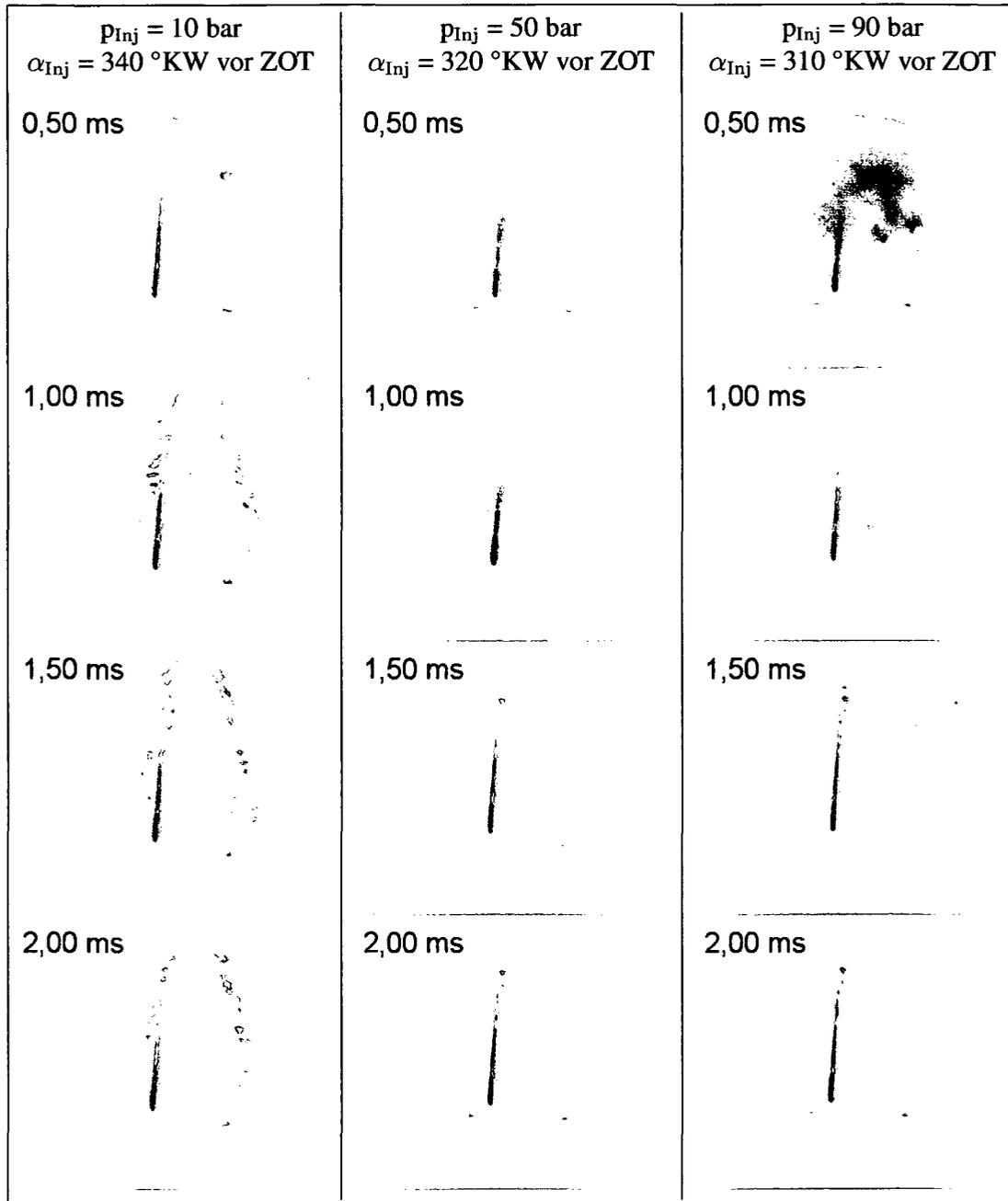


Abbildung 79: Kraftstoffstrahlbilder im Saugrohr bei verschiedenen Einspritzdrücken
 ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

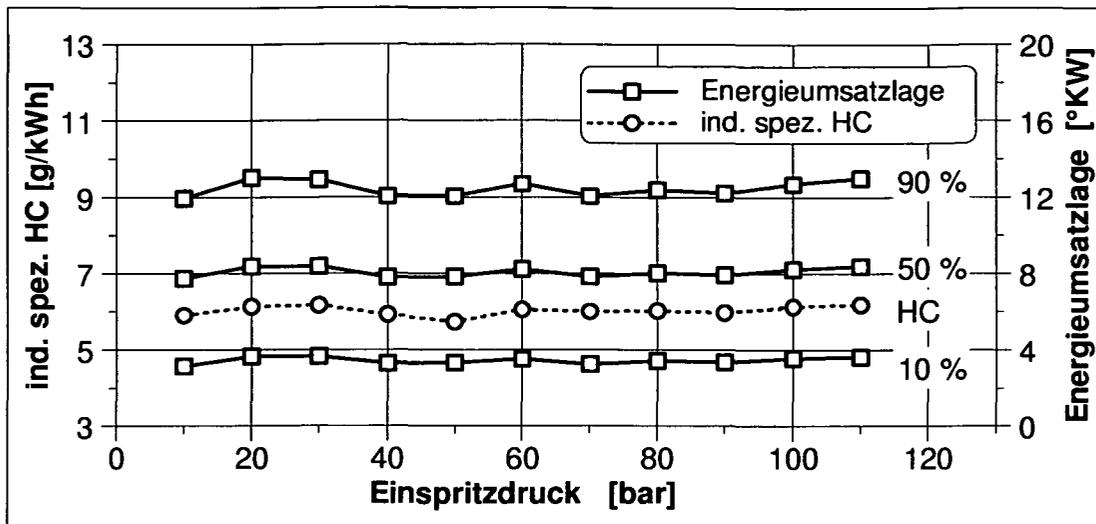


Abbildung 80: HC Emissionen über Einspritzdruck bei Hochdrucksaugrohreinjection ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

gins in drei Bereiche unterteilt werden (**Abbildung 83**). Die längste Gemischbildungszeit steht bei Einspritzbeginn nach dem Schließen der Einlassventile zur Verfügung und wird hier „nachgelagerte“ Einspritzung genannt. Die Einspritzung bevor die Einlassventile öffnen wird „vorgelagerte“ Einspritzung genannt und weist eine mittlere Gemischbildungszeit auf. Die kleinste Gemischbildungszeit steht bei einer so genannten „saugsynchronen“ Einspritzung zur Verfügung. Dabei wird der Kraftstoff während der Einlassventilöffnungszeit in die durch den Ansaugvorgang erzeugte Luftströmung eingespritzt und mitgerissen.

Der Einspritzvorgang kann für die drei Fälle in der **Abbildung 84** anhand der Strahltaufnahmen beobachtet werden. Die Gefahr der Wandfilmbildung im Einlasskanal ist bei der saugsynchronen Einspritzung am geringsten, da der Kraftstoffstrahl eingeschnürt ist und die Tropfen von der Luftströmung mitgerissen werden.

Bei der nachgelagerten Einspritzung ist die Wandfilmbildung im Einlasskanal aufgrund der Geschwindigkeitsabnahme der Tropfen am wahrscheinlichsten. Der in der **Abbildung 84** dargestellte dunkle Bereich bei der nachgelagerten Einspritzung (1 ms bis 1,5 ms) ist als eine dichte Kraftstoffwolke zu interpretieren, welche im Ansaugkanal ohne größere Bewegung schwebt. Bei einer Tropfenkollision wird es in diesem Fall eher zu einem Zerschmelzen führen als bei der saugsynchronen Einspritzung (Anhang E). Es steht jedoch hier die längste Gemischbildungszeit für die Verdampfungs- und Mischungsvorgänge zur Verfügung.

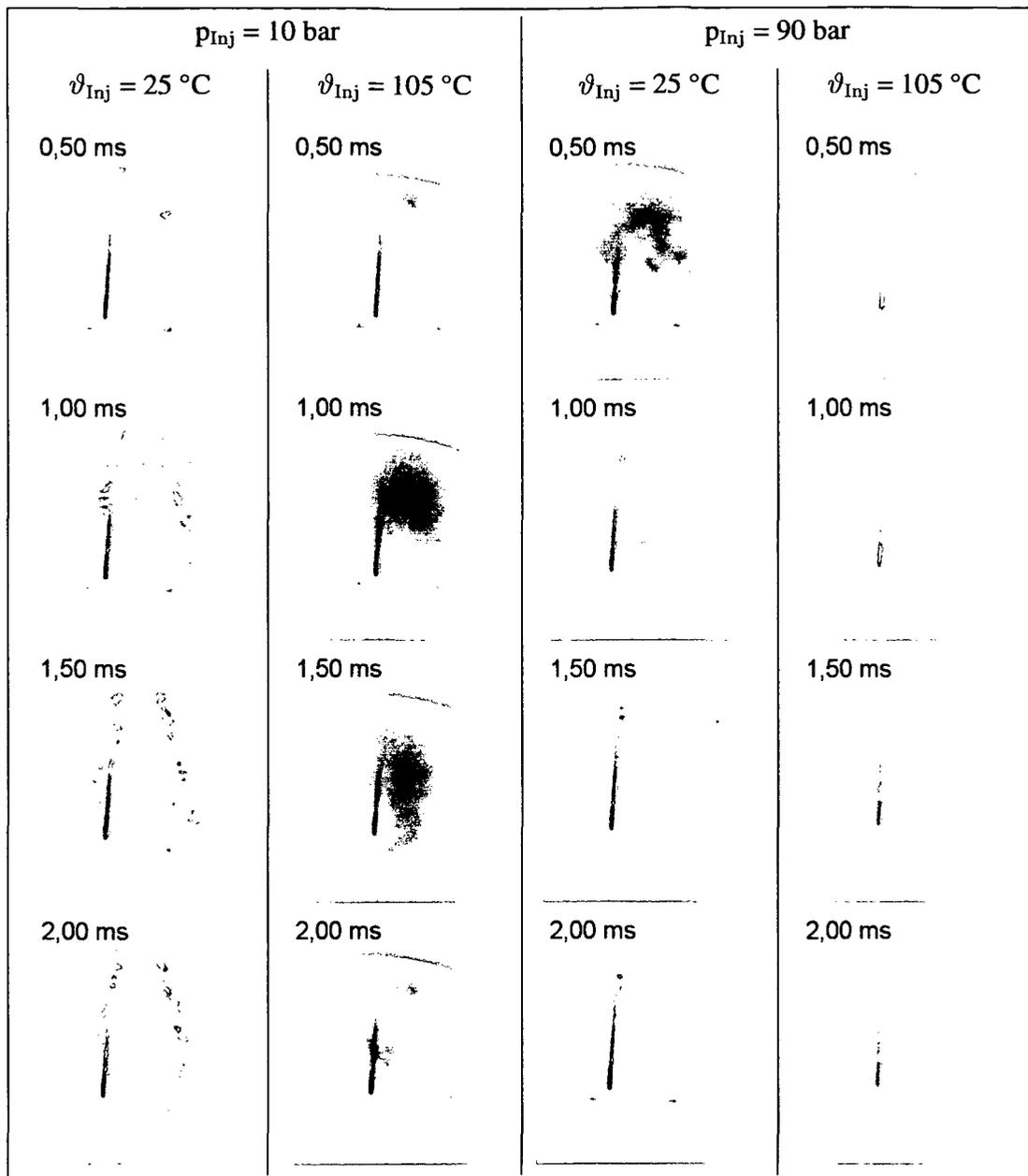


Abbildung 81: Kraftstoffstrahlbilder im Saugrohr bei unterschiedlicher Injektortemperatur $\alpha_{Inj} = 310 \text{ }^\circ\text{KW}$ vor ZOT ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

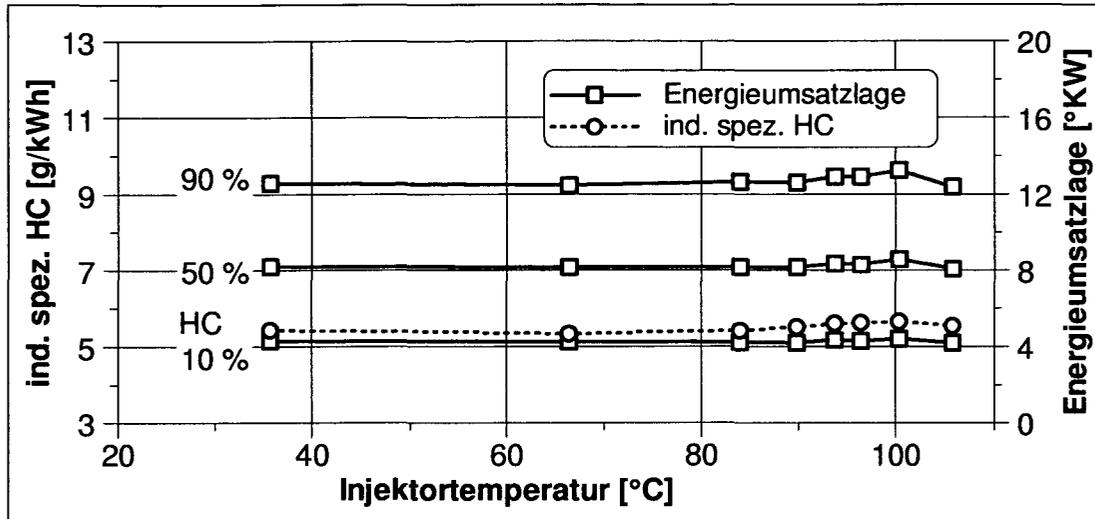


Abbildung 82: HC Emissionen in Abhängigkeit der Injektortemperatur bei Hochdrucksaugrohreinspritzung ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

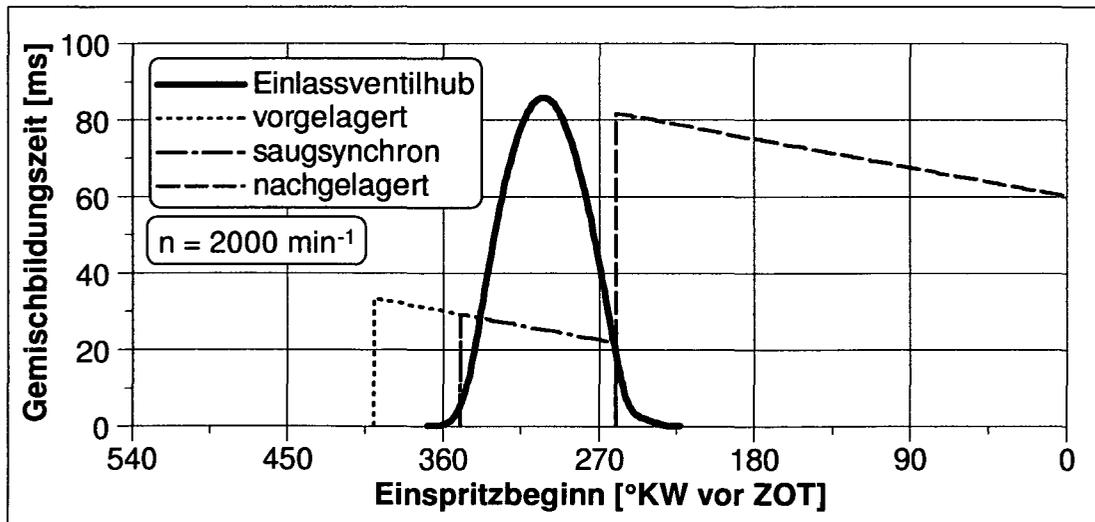


Abbildung 83: Gemischbildungszeit in Abhängigkeit des Einspritzbeginns

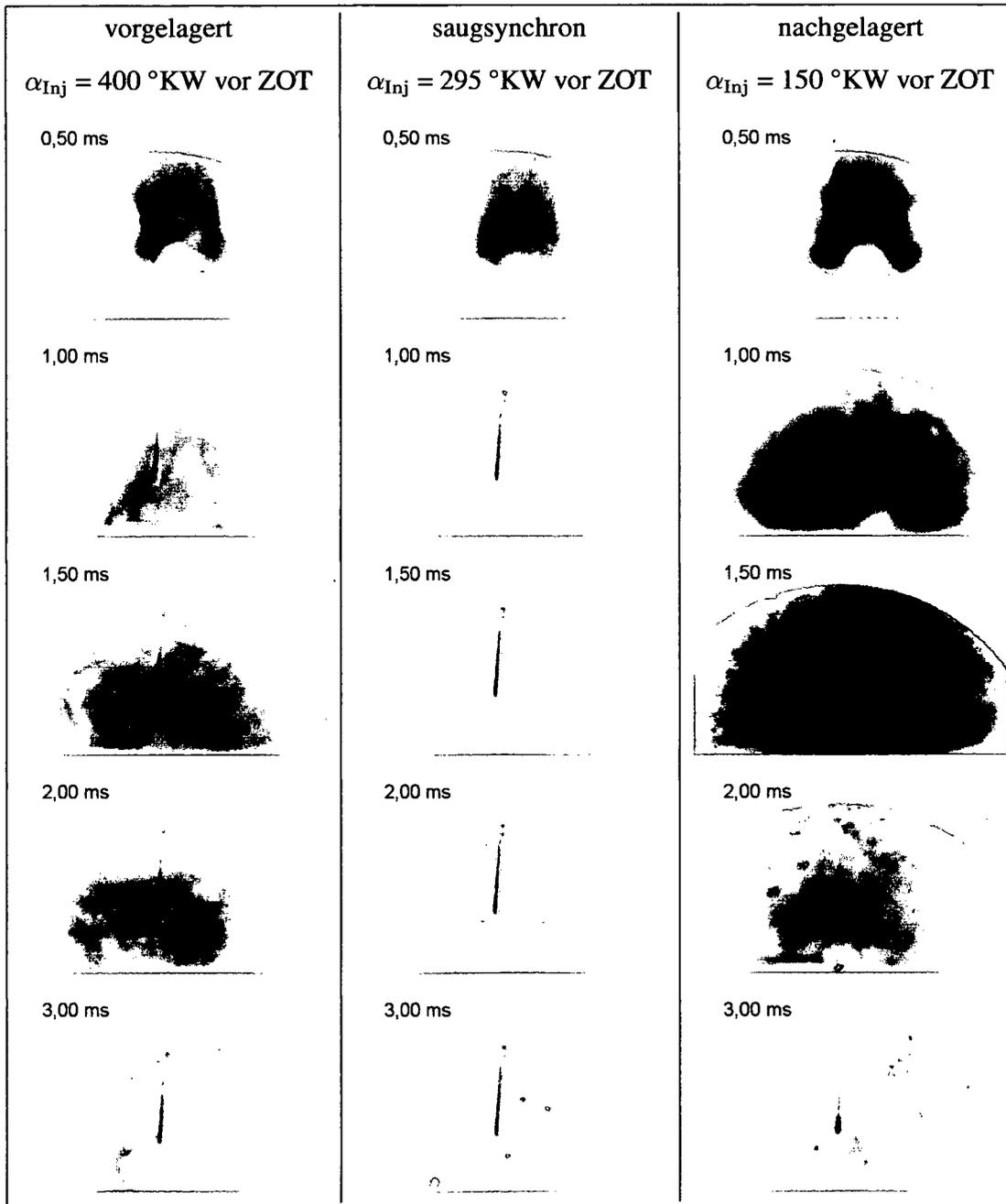


Abbildung 84: Kraftstoffstrahlbilder zu unterschiedlichem Einspritzbeginn bei der Hochdrucksaugrohreinspritzung ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Die Auswirkungen der unterschiedlichen Einspritzzeitpunkte auf die Verbrennung und die HC Emissionen sind in **Abbildung 85** dargestellt. Außer dem Einspritzzeitpunkt wird bei dieser Messreihe nichts verändert. Wie schon bei den anderen, untersuchten Gemischbildungsprozessen bei der Hochdrucksaugrohreinspritzung ist bei der Variation des Einspritzbeginns kein Einfluss auf die Verbrennung oder die HC Emissionen zu beobachten. Offensichtlich wird die Gemischbildung durch die Vorgänge im Ventilsplatt und im wesentlichen durch die Aufbereitung im Brennraum beeinflusst.

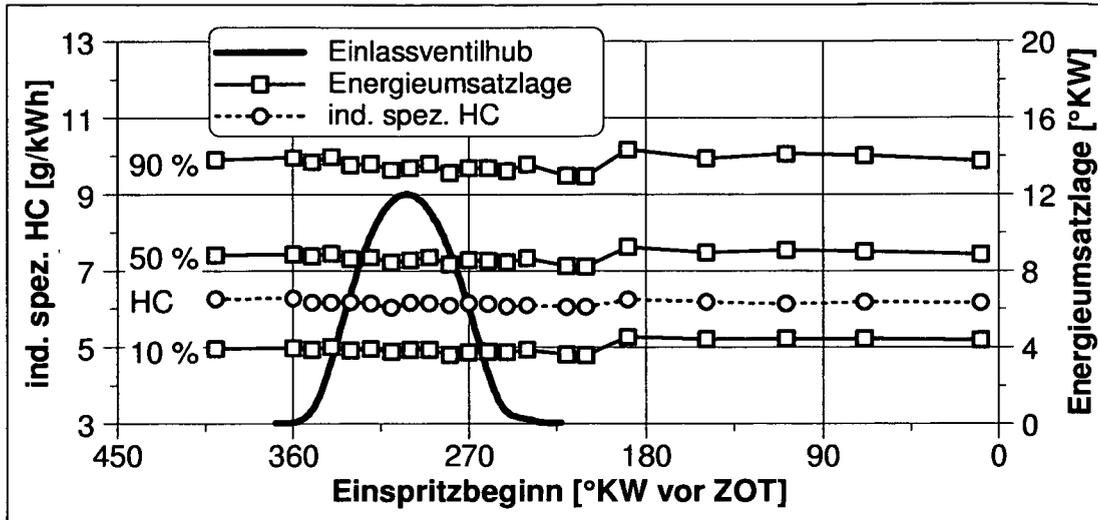


Abbildung 85: HC Emissionen in Abhängigkeit des Einspritzbeginns bei der Hochdrucksaugrohreinspritzung ($p_{mi} = 3 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

4.8.3 Kolbensicht

In Abschnitt 4.2 ist gezeigt worden, dass sich die Bildung einer Rußschicht auf dem Kolben negativ auf die HC Emissionen auswirkt. Da bei der Hochdrucksaugrohreinspritzung kein Kraftstoffstrahl direkt auf den Kolben gerichtet ist, stellt sich die Frage, ob sich bei der Saugrohreinspritzung auch eine Rußschicht auf dem Kolben bildet.

In **Abbildung 86** sind Kolbenoberflächen nach bestimmten Zuständen fotografisch abgebildet. Das linke Foto zeigt die Kolbenoberfläche im Neuzustand. Die mittleren Fotos, welche von den eingebauten Kolben mit Hilfe eines Endoskops aufgenommen worden sind, zeigen die Kolbenoberfläche nach dem Betrieb mit Direkteinspritzung. Der äußere Bereich des Kolbens ist so blank, dass die Gravur noch zu erkennen ist. Der Muldenbereich ist aber mit einer mattschwarzen, dünnen Rußschicht überzogen. Durch die Kolbenform des Serienkolben und die Direkteinspritzung lässt sich eine Rußschichtbildung im Muldenbereich nicht verhindern.

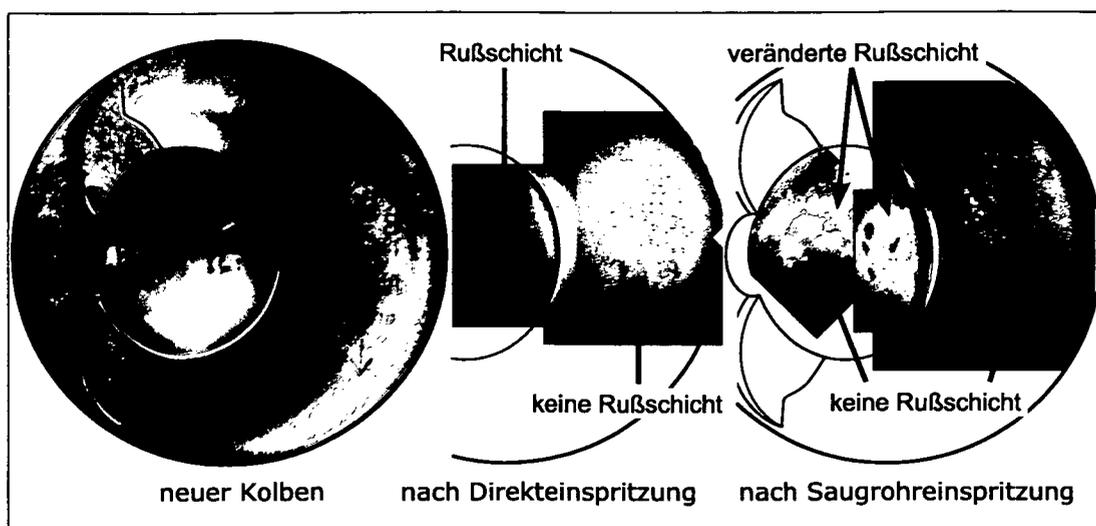


Abbildung 86: Das Aussehen der Kolbenoberfläche nach bestimmten Zuständen

Die rechten Fotos in der Abbildung 86 zeigen die Kolbenoberfläche nach dem Betrieb mit der Hochdrucksaugrohreinspritzung. Die Fotos sind auch hier mit einem Endoskop im eingebauten Zustand aufgenommen worden. Der äußere Bereich ist genau wie nach der Direkteinspritzung so blank, dass die Gravur zu erkennen ist. Im Muldenbereich ist die Rußschicht zum Teil verschwunden, so dass die blanke Kolbenoberfläche an manchen Stellen zu sehen ist. Die verbleibende Rußschicht hat eine helle, weißgelbe Farbe angenommen. Dies sind Zeichen dafür, dass keine weitere Rußschichtbildung in der Mulde stattfindet.

4.8.4 Zusammenfassung

Im Vergleich zu der Direkteinspritzung konnten die HC Emissionen bei der Hochdrucksaugrohreinspritzung nicht reduziert werden. Für beide Gemischbildungsverfahren ergeben sich ähnliche HC Werte. Sowohl die Änderung der Kraftstoffstrahlqualität durch Variation des Einspritzdrucks und der Kraftstofftemperatur als auch die Änderung der Gemischbildungszeit durch die Variation des Einspritzbeginns zeigen kaum Auswirkungen auf die Verbrennung und die HC Emissionen.

Die Rußschichtbildung auf dem Kolben kann aber mit der Saugrohreinspritzung vermieden werden. Der Vorteil bezüglich geringerer HC Emissionen konnte nicht nachgewiesen werden, da die Betriebszeit nicht ausgereicht hat, um die bei der Direkteinspritzung aufgebaute Rußschicht ganz abzubauen. **Es lässt sich festhalten, dass die Saugrohreinspritzung keine Möglichkeit darstellt, um die HC Emissionen zu reduzieren.**

5 Diskussion der Ergebnisse

Der Themenschwerpunkt dieser Arbeit liegt in der Untersuchung der HC Quellen beim HCCI Brennverfahren. Dazu sind umfangreiche Parametervariationen durchgeführt worden. Im nachfolgenden Abschnitt werden die Ergebnisse zusammengefasst und diskutiert, sowie eine Hypothese zur Begründung der Ergebnisse aufgestellt.

5.1 Motorstellgrößen

Alle Ergebnisse der Variationen von Motorstellgrößen zeigen eine Abhängigkeit der HC Emissionen von der 50 % Energieumsatzlage (Abbildung 87). Verschiebt sich die Energieumsatzlage nach spät, so steigen die HC Emissionen an. Je früher der 50 % Energieumsatzpunkt bei gleicher Drehzahl und gleicher Last liegt, desto früher ist der Verbrennungsbeginn, desto kürzer die Verbrennungsdauer und entsprechend größer die maximale Verbrennungsrate. Bedingt durch das kleinere Brennraumvolumen bei einer früheren Verbrennung und der größeren, maximalen Energieumsatzrate steigt die Temperatur im Brennraum an. Es ist anzunehmen, dass durch die höhere Temperatur mehr Gemischanteile im Brennraum an der Reaktion teilnehmen und so die unverbrannten Kohlenwasserstoffverbindungen abnehmen.

Der Wärmestrom während der Verbrennung vom Brennraum an die Wand führt zu einer Grenzschicht an der Brennraumwand, in welcher die Temperatur stark bis zur Wandtemperatur absinkt. Aufgrund dieser Temperatursenke erlöscht beim konventionellen Otto-

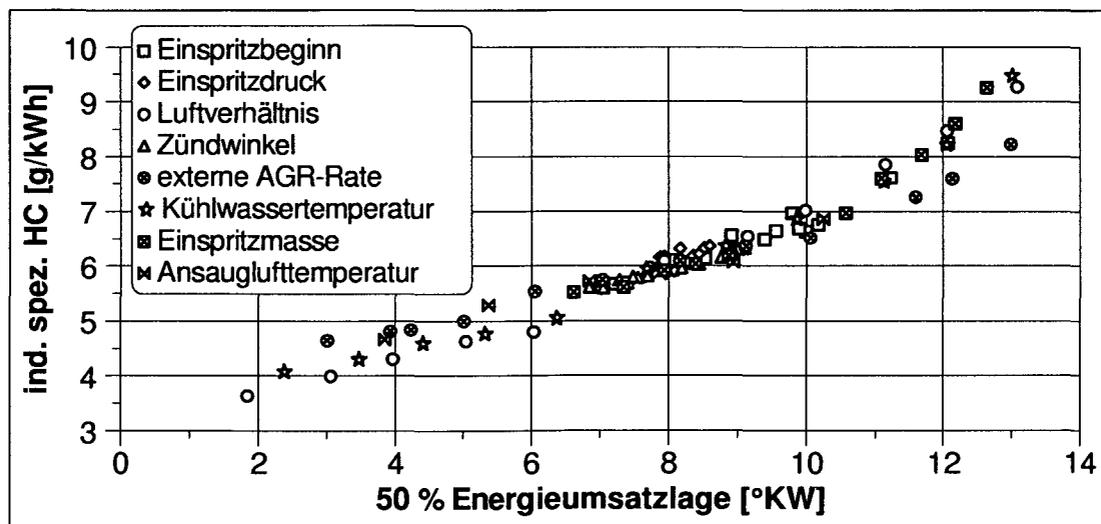


Abbildung 87: HC Emissionen über 50 % Energieumsatzlage für verschiedene Variationen ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

motor die Flamme an der Wand. Der Löschabstand wird auch „quench distance“ genannt. Die Flammenlöschung an der Wand „wall quenching“ ist beim konventionellen Ottomotor eine Quelle für die HC Emissionen (Abschnitt 2.2.1).

Das HCCI Brennverfahren weist zwar keine Flamme auf, da jedoch die Reaktion im Wesentlichen von der Temperatur bestimmt wird, findet somit auch beim HCCI Brennverfahren in unmittelbarer Nähe der Brennraumwand keine vollständige Reaktion statt.

Nimmt man an, dass die gesamten HC Emissionen aus der reaktionsfreien Zone an der Wand und dem Feuerstegvolumen stammen, so kann der Abstand zwischen Brennraumwand und Verbrennung, hier auch „reaktionsfreier Abstand“ genannt, anhand der gemessenen HC Emissionen abgeschätzt werden (siehe Anhang D). Weitere für die Berechnung notwendigen Annahmen sind eine homogene Verteilung des Kraftstoffs auf das gesamte Brennraumvolumen und ein zylindrischer Brennraum. Der so abgeschätzte reaktionsfreie Abstand ist für die Last-, Drehzahl- und Luftverhältnisvariation in **Abbildung 88** dargestellt. Die Lastvariation soll den Einfluss der eingespritzten Kraftstoffmasse, die Drehzahlvariation den Einfluss der Zeit und die Luftverhältnisvariation den Einfluss aller Variationen bei konstanter Zeit und Kraftstoffmasse repräsentieren.

Ein kleinerer reaktionsfreier Abstand führt zu geringeren HC Emissionen. Eine Ausnahme stellt hier die Lastvariation dar. Bei abnehmendem Abstand werden gleich hohe HC Emissionen erreicht. Die Erklärung hierfür liegt in der Kraftstoffkonzentration im Brennraum. Um die Last anzuheben, wird mehr Kraftstoff eingespritzt. Damit nimmt die Kraftstoffdichte im Brennraum zu. So nimmt zwar der reaktionsfreie Abstand ab, zugleich

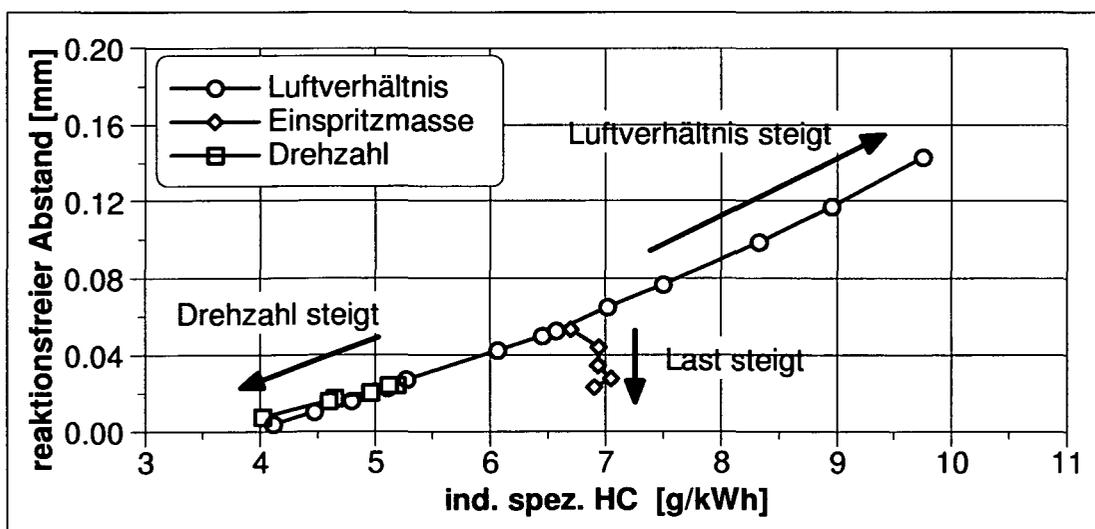


Abbildung 88: Reaktionsfreier Abstand zur Wand über den HC Emissionen

steigt jedoch die Kraftstoffkonzentration an, so dass in der Summe kaum eine Veränderung der HC Emissionen zu beobachten ist.

Bei der Drehzahlvariation sind die HC Emissionen mit steigender Drehzahl trotz der konstanten Lage der 50 % Energieumsatzes und leicht sinkenden, maximalen Energieumsatzrate (bezogen auf Grad Kurbelwinkel) gesunken. Um den Verlauf der HC Emissionen über der Drehzahl mit dem reaktionsfreien Abstand zu begründen, muss die maximale Temperatur im Brennraum mit der Drehzahl ansteigen.

Schaut man sich die Temperatur vor dem Brennbeginn an (Abbildung 52), so stellt man fest, dass sie mit der Drehzahl ansteigt. Die Steigung der Reibleistung und die kürzere Zeit für die Wärmeabfuhr sind weitere Hinweise dafür, dass die maximale Temperatur im Brennraum bei gleicher Last und gleicher 50 % Energieumsatzlage mit der Drehzahl ansteigt. Ein kleinerer, reaktionsfreier Abstand und damit geringere HC Emissionen können so bei Anstieg der Drehzahl begründet werden.

Die abgeschätzten Werte für den reaktionsfreien Abstand liegen in dem Bereich von 0,04 mm bis 0,2 mm, der bei konventionellen Ottomotoren als Löschabstand angegeben wird (Abschnitt 2.2.1, Seite 15). **Dies bestärkt die Annahme, dass es auch beim HCCI Brennverfahren eine HC Quelle wie „wall quenching“ gibt.**

Die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen und Analysen zeigen eindeutig, dass eine Hauptquelle für die HC Emissionen beim HCCI Brennverfahren die reaktionsfreie Schicht an der Brennraumwand aufgrund von niedriger Temperatur ist. Die Dicke der Schicht wird maßgeblich durch die Verbrennungstemperatur bestimmt. Bei gleicher eingespritzter Kraftstoffmasse und gleicher Drehzahl ist die Verbrennungstemperatur beim HCCI Brennverfahren von der Lage der Verbrennung abhängig. Je früher die Verbrennungslage ist bzw. näher sich am ZOT befindet, desto geringer ist die Verbrennungsdauer, und die maximale Energieumsatzrate sowie die maximale Brennraumtemperatur steigen an. Infolgedessen kann eine Beziehung, wie in der Abbildung 87 dargestellt ist, zwischen der 50 % Energieumsatzlage und den HC Emissionen hergestellt werden. Dabei ist es von untergeordneter Bedeutung, mit welcher Stellgröße (z.B. Luftverhältnis, Einspritzbeginn, Zündwinkel) die Verbrennungslage erreicht wird.

Zum Nachweis der Hypothese von der reaktionsfreien Grenzschicht ist eine Visualisierung der HC Emissionen direkt nach der Verbrennung im Brennraum sinnvoll. Es ist dabei zu klären, ob die unverbrannten HC Emissionen sich nur auf die Brennraumwandbereiche beschränken oder auch mitten im Brennraum nennenswerte HC Werte festzustellen sind.

5.2 Gemischbildung

Sowohl bei der Variation des Einspritzdruckes, als auch bei der Wahl der Einspritzventile und der Untersuchung der Gemischbildungsart ist die Qualität der Einspritzung und somit der Gemischbildung erheblich verändert worden. Jedoch alle Ergebnisse aus diesen Untersuchungen zeigen kaum einen Einfluss auf die HC Emissionen.

Das führt zu dem Schluss, dass trotz der unterschiedlichen Kraftstoffstrahlqualität, die Randbedingungen immer ausreichend waren, um den Kraftstoff vollständig aufzubereiten. 3D Strömungssimulationsrechnungen zeigen, dass aufgrund der kleinen Ventilhubes und dem gleichzeitigen Öffnen der Einlass- und Auslassventile beim Ansaugvorgang das Strömungsfeld chaotisch ist und sich viele kleine Strömungswirbel ausbilden. Dies sind gute Voraussetzungen für eine gute Vermischung des Kraftstoffs mit der Luft.

Da die Temperatur im Brennraum schon zu Kompressionsanfang um ca. 200 °C höher ist als bei konventionellen Ottomotoren, herrschen hier bessere Bedingungen zur Verdampfung des Kraftstoffs. Um dies besser bewerten zu können, wird die Verdampfung eines Kraftstofftropfens für den HCCI Betrieb und den konventionellen Ottobetrieb berechnet (Abbildung 89) [103]. Die Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Gas wird dabei zu Null angenommen, so dass nur reiner Temperatur- und Diffusionseinfluss berücksichtigt wird.

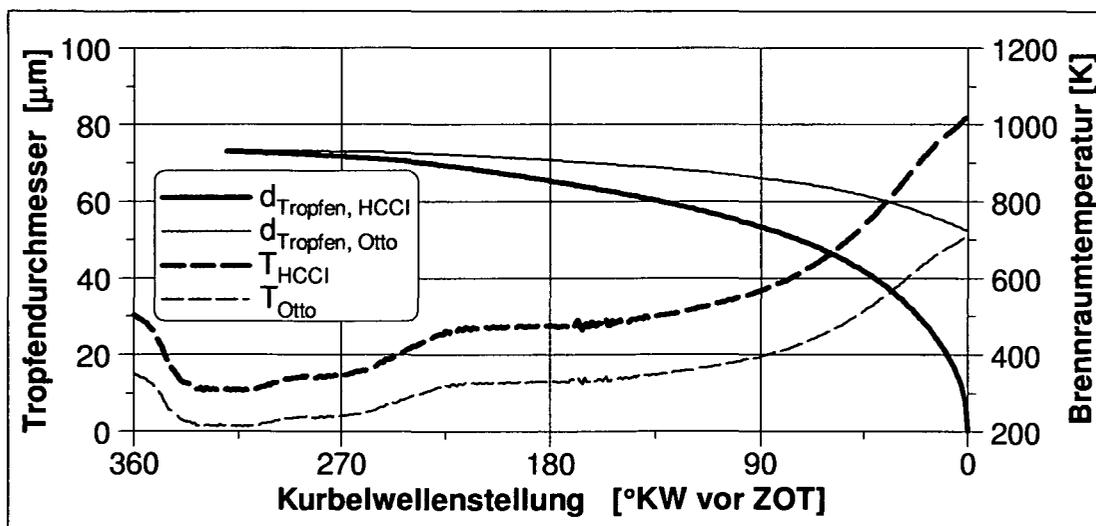


Abbildung 89: Tropfendurchmesser in Abhängigkeit der Kurbelwellenstellung beim HCCI und konventionellen Brennverfahren ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$)

Bei einem Tropfendurchmesser³ von ca. $73 \mu\text{m}$ zum Einspritzzeitpunkt wird der Tropfen bis zum Brennbeginn beim HCCI Brennverfahren vollständig verdampft. Bei einem konventionellen Ottoverfahren würde der Tropfen zu Brennbeginn noch eine Größe von ca. $52 \mu\text{m}$ besitzen. Um den Tropfen beim konventionellen Ottoverfahren vollständig zu verdampfen, müsste der Tropfendurchmesser ca. $50 \mu\text{m}$ betragen. **Damit können die Tropfen beim HCCI Brennverfahren um ca. 50 % größer sein als beim konventionellen Ottoverfahren, um noch vollständig zu verdampfen.**

Die guten Randbedingungen für die Verdampfung und Vermischung des Kraftstoffs werden als der Grund dafür angesehen, dass die Änderung der Kraftstoffstrahlqualität in den untersuchten Bereichen keine Auswirkungen auf die HC Emissionen zeigt.

5.3 Potential

Die Anteile der verschiedenen HC Quellen an den HC Emissionen sind in **Abbildung 90** dargestellt. Dabei stellt der Anteil von Öl die im Schleppbetrieb gemessenen HC Emissionen dar. Bei den Untersuchungen der verschiedenen Einspritzventile lässt sich auf den Anteil der Wandbenetzung aus der Differenz zwischen dem Serieninjektor und anderen Injektoren schließen. Aus den Messungen bei Einsatz verschiedener Kolbenvarianten mit ihren unterschiedlichen Feuerstegvolumen wurde der Anteil des Feuerstegvolumens an den HC Emissionen berechnet (siehe Abschnitt 4.5, Seite 87). Der Anteil der Rußschichtdicke ergibt sich aus Messungen bei Verwendung neuer, sauberer Kolben im Vergleich zu länger verwendeten Kolben (Abbildung 22). Unter dem Anteil „Verbrennungslage“ sind neben der reaktionsfreien Grenzschicht alle restlichen nicht aufgeführten HC Quellen zusammengefasst.

Die Anteile in der Säule „Mittel“ sind zu 100 % gesetzt und geben die Verteilung bei dem Standardpunkt wieder. Dieser Punkt gibt die HC Emissionen bei der verbrauchsgünstigsten Verbrennungslage mit einem unkritischen Druckgradienten und guter Standardabweichung des inneren Mitteldruckes an.

Die HC Emissionsverteilung bei „Min“ ergibt sich, wenn alle hier untersuchten Maßnahmen zur HC Emissionsreduzierung berücksichtigt werden. Das bedeutet im einzelnen, dass der Kolben keine Rußschicht besitzt, die Wandbenetzung minimal ist (Injektor B), der Kolben mit dem geringsten Feuerstegvolumen (Kolben mit Fase) verwendet wird und eine sehr frühe Verbrennungslage ($\alpha_{50\%} = 1 \text{ }^\circ\text{KW}$ nach ZOT) eingestellt wird.

³Die Tropfengröße ist für dieses Beispiel so gewählt, dass zum ZOT beim HCCI Brennverfahren der Tropfen vollständig verdampft ist.

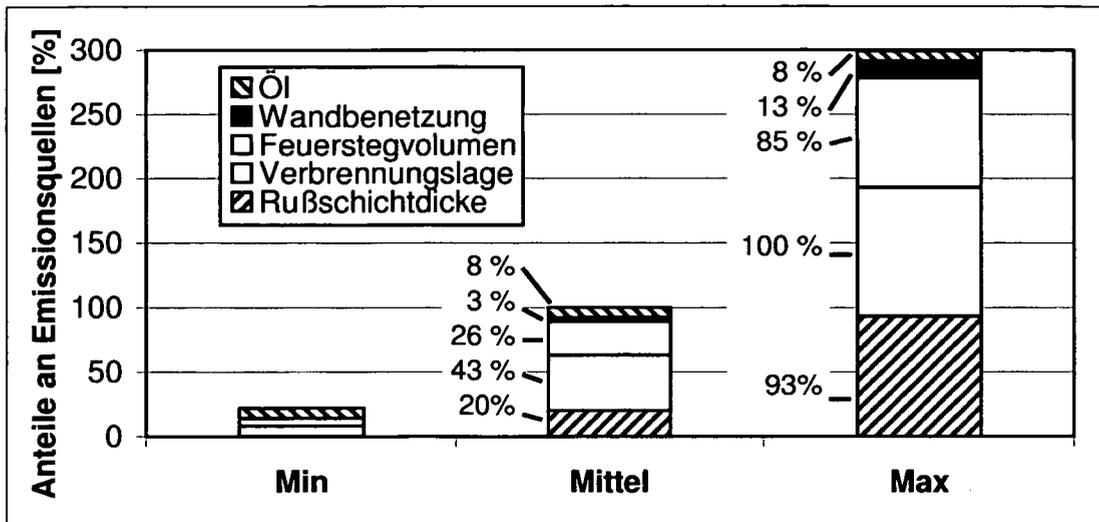


Abbildung 90: Anteile der Quellen an HC Emissionen beim HCCI Brennverfahren

Die HC Emissionsverteilung bei „Max“ ergeben den umgekehrten Fall. Wenn alle ungünstigen Einstellungen bezüglich HC Emissionen verwendet werden. Das bedeutet, dass der Kolben die maximal im Experiment aufgebaute Rußschicht besitzt, die maximale Wandbenetzung aus den untersuchten Fällen gewählt wird (Injektor E), der Kolben mit dem größten verwendeten Feuerstegvolumen (Kolben ohne Kompressionsring) verwendet wird und eine sehr späte Verbrennungslage ohne Verbrennungsaussetzer ($\alpha_{50\%} = 13^\circ\text{KW}$ nach ZOT) eingestellt wird.

Damit wird deutlich, dass z. B. allein durch die Wahl der Verbrennungslage die HC Emissionen erheblich beeinflusst werden, wodurch die unterschiedlichen Angaben für die HC Emissionen beim HCCI Brennverfahren in der Literatur erklärt werden können.

Werden niedrige HC Emissionen gefordert, muss die Verbrennungslage auf Kosten des Komforts und Verbrauchs nach früh verschoben werden. Sind die HC Rohemissionen nicht entscheidend, kann der Kennfeldbereich des HCCI Brennverfahrens zu niedrigen Lasten oder der Komfort durch eine späte Verbrennungslage erhöht werden.

6 Zusammenfassung

Die Arbeit hat das Ziel, das Verständnis über die Ursachen und Quellen der Kohlenwasserstoffemissionen beim HCCI Brennverfahren mit Ottokraftstoff zu erweitern.

Als Versuchsträger ist ein Serienmotor (FSI 1,6 l) der Volkswagen AG benutzt worden. Die nötigen Änderungen für den HCCI Betrieb beschränken sich auf den Ventiltrieb. Neben der Standardmesstechnik sind ein schneller Flammenionisationsdetektor, ein optisch zugänglicher Motor mit CARS-Lasermesstechnik zur Messung der Ladungstemperatur und kurbelwinkelaufgelöste Verbrennungsaufnahmen verwendet worden. 1D und 3D Strömungsberechnungen haben zum Verständnis der Vorgänge beigetragen.

Es wird angenommen, dass viele HC Quellen wie Ab- und Desorption von Kraftstoff im Ölfilm, Ablagerungen und Nachoxidation beim HCCI Brennverfahren genauso gelten wie beim konventionelle Ottoverfahren. Deshalb ist ein Schwerpunkt der Arbeit die Untersuchung der HC Ursachen, die direkt mit der Verbrennung zu tun haben. Dafür sind die Motorstellgrößen Ladungsbewegungsklappe, Luftverhältnis, Einspritzbeginn, Einspritzdruck, Zündwinkel, Ansauglufttemperatur, Kühlwassertemperatur, Öltemperatur, externe Abgasrückführrate, Last und Drehzahl jeweils einzeln variiert worden.

Als Ergebnis dieser Parametervariationen ist die Hypothese aufgestellt worden, dass eine Hauptquelle der HC Emissionen die reaktionsfreie Grenzschicht an der Brennraumwand ist. Ihre Dicke ist abhängig von der maximalen Temperatur im Brennraum, welche auf die Verbrennungslage zurückzuführen ist. Bei gleicher Last und Drehzahl steigt bei dem HCCI Brennverfahren die maximale Temperatur mit früherer Verbrennung und gleichzeitig kürzerer Verbrennungsdauer und größerer, maximaler Energieumsatzrate an. Dabei ist es nebensächlich mit welchem Parameter (Luftverhältnis, Einspritzbeginn, etc.) die frühere Verbrennungslage erreicht wird. Die HC Emissionswerte können erheblich über die Lage der Verbrennung beeinflusst werden (bis 100 %).

Der Einsatz des schnellen Flammenionisationsdetektors mit Hilfe der 3D Strömungsberechnung hat gezeigt, dass die meisten unverbrannten Kohlenwasserstoffe aus dem Feuerstegbereich gefolgt vom Zylinderkopfbereich stammen. Die Untersuchung verschiedener Kolbengeometrie hat bestätigt, dass der Kolbenfeuerstegspalt auch beim HCCI Brennverfahren eine Hauptquelle für HC Emissionen ist (ca. 2,5 g/kWh an HC Emissionen pro 4000 mm³ an Feuerstegvolumen).

Der Einfluss der Brennraumwandbenetzung durch Kraftstoff ist mit Anwendung verschiedener Einspritzventile untersucht worden. Der maximal gemessene Unterschied in HC Emissionen beträgt vergleichsweise geringe 13 %.

Mit der Realisierung einer Hochdrucksaugrohreinspritzung sollte die Gemischbildung verbessert und die direkte Brennraumwandbenetzung vermieden werden. Mit Variation des Einspritzdrucks, der Injektortemperatur, des Einspritzbeginns und somit der Gemischbildungszeit ist die Qualität des Kraftstoffstrahls erheblich verändert worden. Trotz dieser weiten Variationen konnte keine nennenswerte Wirkung auf die HC Emissionen beobachtet werden. Die Erklärung dafür wird wie auch bei der Einspritzventiluntersuchung in den guten Vermischungs- und Verdampfungsrandbedingungen gesehen.

Ein langer Betrieb in einem Teillastpunkt und die direkte Benetzung des Kolbens durch den Kraftstoffstrahl hat mit der Zeit zur Bildung einer Rußschicht auf dem Kolben geführt, welche die HC Emissionen über 120 % ansteigen ließ.

Zusammenfassend sind drei große HC Quellen beim HCCI Brennverfahren erkannt worden:

- reaktionsfreie Grenzschicht an der Brennraumwand in Abhängigkeit der Verbrennungslage
- Feuerstegspalt
- Rußschichtbildung auf dem Kolben

Werden diese Ursachen bei der Auslegung von zukünftigen Aggregaten für den HCCI Betrieb beachtet, kann die Problematik von erhöhten HC Rohemissionen im Vorfeld vermieden werden.

Gegenstand weiterer Arbeiten wird sein, die Auswirkungen der möglichen Maßnahmen zur Reduzierung der HC Emissionen beim HCCI Brennverfahren (z. B. kleineres Kolbenfeuerstegvolumen, angepasste Düsengeometrie) auch beim konventionellen Ottobetrieb zu überprüfen. Ein reiner HCCI Betrieb ist aufgrund des eingeschränkten Kennfeldbereichs zurzeit nicht vorstellbar.

7 Literatur

- [1] ACEVES, S. M.; FLOWERS, D. L.; WESTBROOK, C. K.; DIBBLE, R.; CHRISTENSEN, M.: *A Multi-Zone Model for Prediction of HCCI Combustion and Emissions*. SAE Technical Paper 2000-01-0327, 2000.
- [2] ACEVES, S. M.; FLOWERS, D. L.; ESPINOSA-LOZA, F.; MARTINEZ-FRIAS, J.; DIBBLE, R. W.; CHRISTENSEN, M.; JOHANSSON, B.; HESSEL, R. P.: *Piston-Liner Crevice Geometry Effect on HCCI Combustion by Multi-Zone Analysis*. SAE Technical Paper 2002-01-2869, 2002.
- [3] ACEVES, S. M.; MARTINEZ-FRIAS, J.; FLOWERS, D. L.; SMITH, R.; DIBBLE, R. W.; WRIGHT, J. F.; HESSEL, R. P.: *A Decoupled Model of Detailed Fluid Mechanics Followed by Detailed Chemical Kinetics for Prediction of Iso-Octane HCCI Combustion*. SAE Technical Paper 2001-01-3612, 2001.
- [4] ALLEN, J.; LAW, D.: *Variable Valve Actuated Controlled Auto-Ignition: Speed Load Maps and Strategic Regimes of Operation*. SAE Technical Paper 2002-01-0422, 2002.
- [5] ALKIDAS, A. C.; DREWS, R. J.: *Effects of Piston Crevice Geometry on the Steady-state Engine-out Hydrocarbons Emissions of a S.I. Engine*. SAE Technical Paper 952537, 1995.
- [6] AOYAMA, T.; HATTORI, Y.; MIZUTA, J.; SATO, Y.: *An Experimental Study on Premixed-Charge Compression Ignition Gasoline Engine*. SAE Technical Paper 960081, 1996.
- [7] AROONSRIOPON, T.; SOHM, V.; WERNER, P.; FOSTER, D. E.; MORIKAWA, T.; IIDA, M.: *An Investigation Into the Effect of Fuel Composition on HCCI Combustion Characteristics*. SAE Technical Paper 2002-01-2830, 2002.
- [8] BÄUMEL, F.: *Werkstoffgerechte Auslegung und Festigkeitsnachweis für Verbrennungsmotorkolben aus Mesophasenkohlenstoff*. München, Diss., 2001.
- [9] BEYRAU, F.; WEIKL, M.; LEIPERTZ, A.; LOCH, A.; JELITTO, C.; WILLAND, J.: *Laseroptische Messung von Temperatur und AGR-Rate in einem Ottomotor im HCCI-Betrieb*. Expert Verlag, Essen 2005.
- [10] BEYRAU, F.; DATTA, A.; SEEGER, T.; LEIPERTZ, A.: *Dual-pump CARS for the simultaneous detection of N₂, O₂ and CO in CH₄ flames*. Journal of Raman Spectroscopy 33, S. 919-924, 2002.

- [11] BIAN, X.; PRABHU, S. K.; YANG, W.; MILLER, D. L.; CERNANSKY, N. P.: *Tracer Fuel Injection Studies on Exhaust Port Hydrocarbon Oxidation*. SAE Technical Paper 9825559, 1998.
- [12] BORRMEISTER, J.; HÜBNER, W.: *Einfluss der Brennraumform auf HC-Emission und den Verbrennungsablauf*. MTZ Motortechnische Zeitschrift 58 (1997) 7/8.
- [13] BÜCKER, C.; KREBBER-HORTMANN, K.; MORI, S.: *Bewertung verschiedener Betriebsstrategien für die Kontrollierte Selbstzündung*. Expert Verlag, Essen 2005.
- [14] BUSCH, R.: *Untersuchung von Kavitationsphänomenen in Dieseleinspritzdüsen*. Hannover, Diss., 2001.
- [15] CAIRNS, A.; BLAXILL, H.: *The Effects of Combined Internal and External Exhaust Gas Recirculation on Gasoline Controlled Auto-Ignition*. SAE Technical Paper 2005-01-0133, 2005.
- [16] CAMBUSTION LIMITED (HRSG.): *HFR400, Fast Response Hydrocarbon Measurement System*. User Manual (version 3.2) 1999.
- [17] CHEN, Z.; KONNO, M.; OGUMA, M.; YANAI, T.: *Experimental Study of CI Natural-Gas/DME Homogeneous Charge Engine*. SAE Technical Paper 2000-01-0329, 2000.
- [18] CHENG, W. K.; HAMRIN, D.; HEYWOOD, J. B.; HOCHGREB, S.; MIN, K.; NORRIS, M.: *An Overview of Hydrocarbon Emissions Mechanisms in Spark-Ignition Engines*. SAE Technical Paper 932708, 1993.
- [19] CHMELA, F.; PIOCK, W. F.; SAMS, T.; PIRKER, G.; DOPPLER, CH.: *Potenzial alternativer Verbrennungsverfahren für Otto- und Dieselmotoren*. 9. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU Graz, 2003.
- [20] CHRISTENSEN, M.; JOHANSSON, B.; EINEWALL, P.: *Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Using Isooctane, Ethanol and Naturel Gas - A Comparison with Spark Ignition Operation*. SAE Technical Paper 972874, 1997.
- [21] CHRISTENSEN, M.; JOHANSSON, B.: *Influence of Mixture Quality on Homogeneous Charge Compression Ignition*. SAE Technical Paper 982454, 1998.
- [22] CHRISTENSEN, M.; HULTQVIST, A.; JOHANSSON, B.: *Demonstrating the Multi Capability of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with Variable Compression Ratio*. SAE Technical Paper 1999-01-3679, 1999.

- [23] CHRISTENSEN, M.; JOHANSSON, B.: *The Effect of In-Cylinder Flow and Turbulence on HCCI Operation*. SAE Technical Paper 2002-01-2864, 2000.
- [24] CHRISTENSEN, M.; JOHANSSON, B.: *Homogeneous Charge Compression Ignition with Water Injection*. SAE Technical Paper 1999-01-0182, 1999.
- [25] CHRISTENSEN, M.; JOHANSSON, B.; HALTQVIST, A.: *The Effect of Piston Topland Geometry on Emissions of Unburned Hydrocarbons from a Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine*. SAE Technical Paper 2001-01-1893, 2001.
- [26] CHRISTENSEN, M.; JOHANSSON, B.; HULTQVIST, A.: *The Effect on Combustion Chamber Geometry on HCCI Operation*. SAE Technical Paper 2002-01-0425, 2002.
- [27] CLEARY, D. J.; FARELL, P. V.: *The Effects of Wall Temperature on Flame Structure During Flame Quenching*. SAE Technical Paper 940683, 1994.
- [28] CLEARY, D. J.; FARELL, P. V.: *Single-Surface Flame Quenching Distance Dependence on Wall Temperature, Quenching Geometry and Turbulence*. SAE Technical Paper 950162, 1995.
- [29] KOMMISSION DER EUROPÄISCHEN GEMEINSCHAFTEN: *Vorschlag für eine VERORDNUNG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich ihrer Emissionen, über den Zugang zu Reparaturinformation für Kraftfahrzeuge und zur Änderung der Richtlinien 72/306/EWG und .../EG (von der Kommission vorgelegt) (SEK(2005) 1745)*. KOM(2005) 683, Brüssel 21.12.2005.
- [30] THE COMMISSION OF THE EUROPEAN COMMUNITIES: *COMMISSION RECOMMENDATION of 5 February 1999 on the reduction of CO₂ emissions from passenger cars (notified under document number C(1999) 107), (Text with EEA relevance) (1999/125/EC)*. Official Journal of the European Communities (L40/49), 13.02.1999.
- [31] DEMPSTER, N. M.; SHORE, P. R.: *An Investigation into the Production of Hydrocarbon Emission from a Gasoline Engine Tested on Chemically Defined Fuels*. SAE Technical Paper 900354, 1990.
- [32] DURET, P.; VENTURI, S.; CAREY, C.: *The IAPAC Fluid Dynamically Controlled Automotive Two-Stroke Combustion Process*. IFP International Seminar, 1993.

- [33] DURET, P.; LAVY, J.: *Nahezu NO_x-Emissionsfreier Magermotor mit innovativer kontrollierter Selbstzündung (CAI)*. 10. Aachener Kolloquium "Fahrzeug- und Motorentechnik", Aachen 2001.
- [34] ECKBERTH, A. C.: *Laser Diagnostics for Combustion Temperatur and Species*. Gordon&Beach, Amsterdam 1996.
- [35] ERLANDSSON, O.: *Early Swedish Hot-Bulb Engines - Efficiency and Performance Compared to Contemporary Gasoline and Diesel Engines*. SAE Technical Paper 2002-01-0115, 2002.
- [36] EPPING, K.; ACEVES, S.; BECHTOLD, R.; DEC, J.: *The Potential of HCCI Combustion for High Efficiency and Low Emissions*. SAE Technical Paper 2002-01-1923, 2002.
- [37] ERNST, J.: *Untersuchungen zur Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe beim Ottomotor mit Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren*. Karlsruhe, Universität Karlsruhe (TH), Diss., 2001.
- [38] FERGUSON, C. R.: *Internal Combustion Engines*. Applied John Wiley & Sons, Inc., USA 1986.
- [39] FINLAY, I. C.; BOAM, D. J.; BINGHAM, J. F.; CLARK, T. A.: *Fast response FID measurement of unburned hydrocarbons in the exhaust port of a firing gasoline engine*. SAE Technical Paper 902165, 1990.
- [40] FIVELAND, S. B.; AGAMA, R.; CHRISTENSEN, M.; JOHANSSON, B.; HILTNER, J.; MAUS, F.; ASSANIS, D. N.: *Experimental and Simulated Results Detailing the Sensitivity of Natural Gas HCCI Engines to Fuel Composition*. SAE Technical Paper 2001-01-3609, 2001.
- [41] FLOWERS, D.; ACEVES, S.; SMITH, R.; TORRES, J.; GIRARD, J.; DIBBLE, R.: *HCCI in a CFR Engine: Experiments and Detailed Kinetic Modelling*. SAE Technical Paper 2000-01-0328, 2000.
- [42] FRAIDL, K.; PIOCK, W.; FÜRHAPTER, A.; UNGER, E.; KAMMERDIENER, T.: *Homogene Selbstzündung - die Zukunft der Benzin-Direkteinspritzung?* MTZ Motortechnische Zeitschrift 63 (2002) 10.
- [43] GANSER, J.; EDWARDS, S.; LAKE, T.; STOKES, J.; MURPHY, R.; OSBORNE, R.: *Kostenwirksame Ausführung von Kontrollierten Selbstzündungsstrategien für PkW*. Shaker Verlag, Essen 2005.

- [44] GERINGER, B.: *Laserzündung beim Ottomotor*. TÜV Times (2005) Ausgabe 04, Österreich.
- [45] GIOVANETTI, A. J.; EKCHIAN, J. A.; HEYWOOD, J. B.: *Analysis of hydrocarbon emissions mechanism in a direct injection spark-ignition engine*. SAE Technical Paper 830587, 1983.
- [46] GOOLSBY, A. D.; HASKEL, W. W.: *Flame-Quench Distance Measurement in a CFR Engine*. Combustion and Flame (1976) 26.
- [47] GREY, A. W.; RYAN, T. W.: *Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) of Diesel Fuel*. SAE Technical Paper 971676, 1997.
- [48] GREEN, R. M.; CLOUTMAN, L. D.: *Planar LIF observations of unburned fuel escaping the upper ring-land crevice in an SI engine*. SAE Technical Paper 970823, 1997.
- [49] GWINNER, D.: *Sonderprobleme von Verbrennungskraftmaschinen, Teil C*. Karlsruhe, Universität Karlsruhe (TH), Vorlesungsumdruck, 1993.
- [50] HAAG, J.; HEUER, J.; KRÄMER, M.; PISCHINGER, S.; WUNDERLICH, K.; ARNDT, J.; STOCK, M.; COELINGH, W.: *Reduction of Hydrocarbon Emission from SI-Engines by Use of Carbon Pistons*. SAE Technical Paper 952538, 1995.
- [51] HAIDER, H. A.; HEYWOOD, J. B.: *Combustion Chamber Deposit Effects on Hydrocarbon Emission from a Spark-Ignition Engine*. SAE Technical Paper 972887, 1997.
- [52] HAMRIN, D. A.; HEYWOOD, J. B.: *Modeling of Engine-Out Hydrocarbon Emissions for Prototype Production Engines*. SAE Technical Paper 950984, 1995.
- [53] HERRMANN, H.-O.; HERWEG, R.; KARL, G.; PFAU, M.; STELTER, M.; ELLMER, D.: *Regelungskonzepte in Ottomotoren mit homogen-kompressionsgezündeter Verbrennung*. Shaker Verlag, Essen 2005.
- [54] HERRMANN, L.: *Untersuchung von Tropfengrößen bei Injektoren für Ottomotoren mit Direkteinspritzung*. Logos Verlag, Berlin 2003.
- [55] HEYWOOD, J. B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill Book Company, 1988.
- [56] HULTQVIST, A.; CHRISTENSEN, M.; JOHANSSON, B.: *The Application of Ceramic and Catalytic Coatings to Reduce the Unburned Hydrocarbon Emissi-*

- ons from a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine.* SAE Technical Paper 2000-01-1833, 2000.
- [57] HARALDSSON, G.; TUNESTAL, P.; JOHANSSON, B.; HYVÖNEN, J.: *HCCI Combustion Phasing in a Multi Cylinder Engine Using Variable Compression Ratio.* SAE Technical Paper 2002-01-2858, 2002.
- [58] IIDA, N.; IGARASHI, T.: *Auto-Ignition and Combustion of n-Butane and DME/Air Mixtures in a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine.* SAE Technical Paper 2000-01-1832, 2000.
- [59] ISHIBASHI, Y.; ASAI, M.: *Improving the Exhaust Emissions of Two-Stroke Engines by Applying the Activated Radical Combustion.* SAE Technical Paper 960742, 1996.
- [60] JACKSON, M. W.; WIESE, W. M.; WENTWORTH, J. T.: *The Influence of Air-Fuel Ratio, Spark Timing and Combustion Chamber Deposits on Exhaust Hydrocarbon Emissions.* SAE Technical Paper 620153, 1962.
- [61] JEULAND, N.; MONTAGNE, X.: *New Approach to Characterize the Engine/Fuel Couple in CAI Combustion Mode - Impact of Fuels.* Expert Verlag, Essen 2003.
- [62] KAISER, E. W., LORUSSO, J. A.; LAVOIE, G. A.; ADAMCZYK, A. A.: *The effect of oil layers on the hydrocarbon emissions from spark-ignited engines.* Combustion science and technology, 1982.
- [63] KAISER, E. W.; SIEGL, W. O.; RUSS, S. G.: *Effect of Fuel Dissolved in Crankcase Oil on Engine-Out Hydrocarbon Emissions from a Spark-Ignited Engine.* SAE Technical Paper 972891, 1997.
- [64] KAUFMANN, M.; BERCKMÜLLER, M.; HARTMANN, M.; BREHM, N.; EDER, A.; SCHWARZ, C.: *Methodeneinsatz bei der Entwicklung des ottomotorischen HCCI-DI Brennverfahrens.* 6. Internationales Symposium für Verbrennungsdagnostik, 2004.
- [65] KIMURA, S. ET AL.: *A new concept of combustion technology in small DI diesel engines - 4th report: the effects of fuel injection rates on MK combustion.* Proceedings of the JSAE Convention (in Japanese) (1997), No. 974 pp. 45-48.
- [66] KLINGENBERG, H.: *Automobil-Messtechnik, Band C: Abgasmesstechnik.* Springer-Verlag, 1995.

- [67] KONG, S.-C.; MARRIOTT, C. D.; REITZ, R. D.; CHRISTENSEN, M.: *Modeling and Experiments of HCCI Engine Combustion Using Detailed Chemical Kinetics with Multidimensional CFD*. SAE Technical Paper 2001-01-1026, 2001.
- [68] KONTARAKIS, G.; COLLINS, N.; MA, T.: *Demonstration of HCCI Using a Single Cylinder Four-stroke SI Engine with Modified Valve Timing*. SAE Technical Paper 2000-01-2870, 2000.
- [69] KOOPMANS, L.; STRÖM, H.; LUNDGREN, S.; BACKLUND, O.; DENBRATT, I.: *Demonstrating a SI-HCCI-SI Mode Change on a Volvo 5-Cylinder Electronic Valve Control Engine*. SAE Technical Paper 2003-01-0753, 2003.
- [70] KUCK, H.-A.: *Experimentelle und theoretische Untersuchungen der Vorgänge in einer zylindrischen Modellbrennkammer bei Wandauftrag des Kraftstoffes*. Aachen, RWTH Aachen, Diss., 1972.
- [71] KYOUNGDOUG, M.; CHENG, W. K.; HEYWOOD, J. J.: *The Effects of Crevices on the Engine-Out Hydrocarbon Emission in SI-Engines*. SAE Technical Paper 940306, 1994.
- [72] LAVOIE, G. A.: *Correlations of Combustion Data for SS.I. Engine Calculations - Laminar Flame Speed, Quench Distance and Global Reactions Rates*. SAE Technical Paper 780229, 1978.
- [73] LAVY, J.; DABADIE, J.-C.; ANGELBERGER, C.; DURET, P.; WILLAND, J.; JURZKA, A.; SCHÄFLEIN, J.; MA, T.; LENDRESSE, Y.; SATRE, A.; SCHULZ, C.; KRÄMER, H.; ZHAO, H.; DAMIANO, L.: *Innovative Ultra-Low NO_x Controlled Auto-Ignition Combustion Process for Gasoline Engines: the 4-SPACE Project*. SAE Technical Paper 2000-01-1837, 2000.
- [74] LOCH, A.; JELITTO, C.; WILLAND, J.; GERINGER, B.; WEIKL, M. C.; BEYRAU, F.; LEIPERTZ, A.: *Einfluss von Ladungstemperatur und AGR-Rate auf die Kompressionszündung in einem Ottomotor*. Shaker Verlag, Essen 2005.
- [75] LO RUSSO, J. A.; LAVOIE, G. A.; KAISER, E. W.: *An Electrohydraulic Gas Sampling Valve with Application to Hydrocarbon Emissions Studies*. SAE Technical Paper 800045, 1980.
- [76] MERDES, N.: *Numerische Bestimmung der HC-Rohemissionen bei einem Ottomotor*. Karlsruhe, Universität Karlsruhe (TH), Diss., 1999.
- [77] MATTHEWS, J.; SANTOSO, H.; CHENG, W. K.: *Load Control for an HCCI Engine*. SAE Technical Paper 2005-01-0150, 2005.

- [78] MILOVANOVIC, N.; CHEN, R.: *A Review of Experimental and Simulation Studies on Controlled Auto-Ignition Combustion*. SAE Technical Paper 2001-01-1890, 2001.
- [79] MILOVANOVIC, N.; BLUNDELL, D.; PEARSON, R.; TURNER, J.; CHEN, R.: *Enlarging the Operational Range of a Gasoline HCCI Engine By Controlling the Coolant Temperature*. SAE Technical Paper 2005-01-0157, 2005.
- [80] MILOVANOVIC, N.; TURNER, J.; BLUNDELL, D.; PEARSON, R.; KENCHINGTON, S.: *Requirements for the Valve Train in CAI Gasoline Engines*. Shaker Verlag, Essen 2005.
- [81] MORIMOTO, S. S.; KAWABATA, Y.; SAKURAI, T.; AMANO, T.: *Operating Characteristics of a Natural Gas-Fired Homogeneous Charge Compression Ignition Engine (Performance Improvement Using EGR)*. SAE Technical Paper 2001-01-1034, 2001.
- [82] NABINGER, M.: *18 Kubik reichten aus - Der Fahrradmotor von Lohmann*. MARKT (1988) 8, S.16-21.
- [83] NAJT, P. M.; FOSTER, D. E.: *Compression-Ignited Homogenous Charge Combustion*. SAE Technical Paper 830264, 1983.
- [84] NAKAGAWA, Y.; ETOH, Y.; MARUYAMA, R.: *A fundamental analysis of hc and co oxidation reaction in the exhaust system*. JSAE review (1978) no.1, Seiten 98-106.
- [85] NAMAZIAN, M.; HEYWOOD, J. B.: *Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Spark-Ignition Engine: Effect on Hydrocarbon Emissions, Efficiency and Power*. SAE Technical Paper 820088, 1982.
- [86] NIEBERDING, R.-G.: *Die Kompressionszündung magerer Gemische als motorisches Brennverfahren*. Siegen, Universität Siegen, Diss., 2001.
- [87] NOGUCHI, M.; TANAKA, Y.; TANAKA, T.; TAKEUCHI, Y.: *A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products during Combustion*. SAE Technical Paper 790840, 1979.
- [88] NOLL, B.: *Numerische Strömungsmechanik*. Springer, Berlin 1993.
- [89] O'ROURKE, P. J.: *Collectiv Drop Effects on Vaporizing Liquid Sprays*. Princeton (U.S.A), Univ., Diss., 1981.

- [90] OAKLEY, A.; ZHAO, H.; LADOMMATOS, N.; MA, T.: *Experimental Studies on Controlled Auto-ignition (CAI) Combustion of Gasoline in a 4-Stroke Engine*. SAE Technical Paper 2001-01-1030, 2001.
- [91] OAKLEY, A.; ZHAO, H.; LADOMMATOS, N.; MA, T.: *Dilution Effects on the Controlled Auto-Ignition (CAI) Combustion of Hydrocarbon and Alcohol Fuels*. SAE Technical Paper 2001-01-3606, 2001.
- [92] OHNESORGE, W.: *Die Bildung von Tropfen aus Düsen beim Zerfall flüssiger Strahlen*. Z. Angew. Meth. Mech. (1936) Vol. 16.
- [93] ONISHI, S.; JO, S. H.; SHODA, K.; JO, P. D.; KATO, S.: *Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) - A New Combustion Process for Internal Combustion Engines*. SAE Technical Paper 790501, 1979.
- [94] OSBORNE, R.; LI, G.; STOKES, J.; HEIKAL, M.: *HCCI in the DI Gasoline Engine - Experiments and Modelling*. 11. Aachener Kolloquium "Fahrzeug- und Motorentechnik", Aachen 2002.
- [95] PANDURANGA, V.: *Bombenversuche zur Ermittlung der Kohlenwasserstoff-Emission*. MTZ Motortechnische Zeitschrift 32 (1971) 9.
- [96] PERSSON, H.; AGRELL, M.; OLSSON, J.; JOHANSSON, B.; STRÖM, H.: *The Effect of Intake Temperature on HCCI Operation Using Negative Valve Overlap*. SAE Technical Paper 2004-01-0944, 2004.
- [97] PILCH, M.; ERDMANN, C. A.: *Use of Breakup Time Data and Velocity History Data to predict the Maximum Size of stable Fragments for acceleration-induced Breakup of a Liquid Drop*. Int. J. of Multiphase Flow, Band 13, (1987) 6.
- [98] PIOCK, W.; FRAIDL, G.: *Ottodirekteinspritzung ohne DeNOx-Kat?* VDI Fortschrittsberichte Reihe 12 Nr. 490, 2002.
- [99] PISCHINGER, R.; KLELL, M.; SAMS, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Zweite überarbeitete Auflage*. Springer Verlag, Berlin 2002.
- [100] PISCHINGER, S.: *Verbrennungsmotoren*. Aachen, RWTH Aachen, Vorlesungsdruck 22. Auflage, 2001.
- [101] PHILIPS, P.; LAW, D.; EADE, D.; WIRTH, M.; SCHAMEL, A.: *Mischvorgänge von Frisch- und Restgas beim HCCI Benzinmotor - Simulation und motorische Ergebnisse*. 20. Internationale VDI/VW-Gemeinschaftstagung: Kraftstoffe und Antriebe der Zukunft, Wolfsburg 2003.

- [102] QIN, J.; XIE, H.; ZHANG, Y.; ZHAO, H.: *A Combustion Heat Release Correlation for CAI Combustion Simulation in 4-Stroke Gasoline Engines*. SAE Technical Paper 2005-01-0183, 2005.
- [103] RENZ, U.: *Technische Verbrennung, Teil 2*. Aachen, RWTH Aachen, Vorlesungsdruck, 2000.
- [104] RICARDO PLC: www.ricardo.com.
- [105] RICHTER, M.; ENGSTRÖM, J.; FRANKE, A.; ALDEN, M.; HULTQVIST, A.; JOHANSSON, B.: *The Influence of Charge Inhomogeneity on the HCCI Combustion Process*. SAE Technical Paper 2000-01-2868, 2000.
- [106] SALBER, W.; LANG, O. (HRSG.): *Kontrollierte Selbstzündung - Ein Brennverfahren zur Reduzierung von Kraftstoffverbrauch und NO_x-Emissionen*. Shaker Verlag, Essen 2005.
- [107] SALLMANN, M.: *Beitrag zur numerischen Simulation ottomotorischer Verbrennungsvorgänge*. München, Technische Universität München, Diss., 1997.
- [108] SAMS, T.; NEUNTEUFL, K.; BÜRGLER, L.: *Regelung eines PKW-Dieselmotors mit alternativer Verbrennung*. 10. Tagung "Der Arbeitsprozess der Verbrennungskraftmaschine", VKM-THD-Mitteilungen, Band 86/1, Graz 2005.
- [109] SCHIESSL, R.; SCHUBERT, A.; MAAS, U.: *Numerische Simulation zur Regelung der Selbstzündung in CAI Motoren*. Shaker Verlag, Essen 2005.
- [110] SCHINTZEL, K.: *Kohlenwasserstoff-Emissionen eines Motors mit Benzin-Direkteinspritzung und wandgeführtem Brennverfahren*. Magdeburg, Otto-Von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2005.
- [111] SCHOLZ, E.: *Untersuchungen zur homogenen Dieselverbrennung bei innerer Gemischbildung*. Karlsruhe, Universität Karlsruhe (TH), Diss., 2003.
- [112] SCHRÖDER, W.: *Lohmann-Fahrrad-Motor*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 53 (1951) 04, S.78-83.
- [113] SCUSSEL, A.-J.; SIMKO, A. O.; WACIE, W. R.: *The Ford Proco Engine Update*. SAE Technical Paper 780699, 1978.
- [114] SMITH, O. I.; WESTBROOK, C. K.; SAWYER, R. F.: *Lean Limit Combustion in an Expanding Chamber*. Seventeenth Symposium (International) on Combustion (1979) Seiten 1305-1313.

- [115] SPICHER, U.; VELJI, A.; KLÜTING, M.; HUYNH, H. N.; KNOCHE, K. F.; PISCHINGER, F.: *Vorzeitiges Erlöschen der Flamme und Kohlenwasserstoff-Emission bei ottomotorischer Verbrennung*. MTZ Motortechnische Zeitschrift 46 (1985) 12, S.463.
- [116] SPICHER, U.; VELJI, A.; PISCHINGER, F.; KNOCHE, K. F.: *Kohlenwasserstoff-Emission I - Entstehung von Kohlenwasserstoffen durch „flame queching“ bei Verbrennungsmotoren*. Forschungsberichte Verbrennungskraftmaschinen FVV, Heft 351, Vorhaben Nr. 231 und 299, Abschlußbericht, 1984.
- [117] STADIE, A.: *Eine Umwälzung im Fahrzeugmotorenbau*. Das Auto (1950) 15, Seite 490f.
- [118] STAN, C.; GUIBERT, P.: *Verbrennungssteuerung durch Selbstzündung - Teil 1: Thermodynamische Grundlagen*. MTZ Motortechnische Zeitschrift 65 (2004) 1.
- [119] STANGLMAIER, R. H.; ROBERTS, C. I.; LI, J.; MATTHEWS, R. D.: *Fuel-wall impingement and hydrocarbon emissions from direct injected gasoline engines*. München 1999.
- [120] STANGLMAIER, R. H.; ROBERTS, C. E.: *Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises, and Future Engine Applications*. SAE Technical Paper 1999-01-3682, 1999.
- [121] STEINHILBER, T.; SATTELMAYER, T.: *Vorgemischte Dieselverbrennung mit Wassereinspritzung im Hinblick auf Wärmefreisetzungsrates und Emissionen*. Shaker Verlag, Essen 2005.
- [122] STERLEPPER, J.: *HC-Emissionen und Flammenausbreitung im Feuerstegbereich beim Ottomotor*. Aachen, RWTH Aachen, Diss., 1992.
- [123] STOCKINGER, M.; SCHÄPERTÖNS, H.; KUHLMANN, P.: *Versuche an einem gemischansaugenden Verbrennungsmotor mit Selbstzündung*. MTZ Motortechnische Zeitschrift (1992).
- [124] STOCKINGER, M.: *Möglichkeiten der Verbesserung des Arbeitsprozesses im gemischansaugenden Verbrennungsmotor durch Verdichtungszündung*. Forschungsbericht-VDI Reihe12 Nr.169, 1992.
- [125] SUCK, G.: *Untersuchung der HC-Quellen an einem Ottomotor mit Direkteinspritzung*. Magdeburg, Otto-Von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2001.

- [126] TABACZYNSKI, R. J.; HEYWOOD, J. B.; KECK, J. C.: *Time-Resolved Measurements of Hydracarbon Mass Flowrate in the Exhaust of a Spark-Ignition Engine*. SAE Technical Paper 720112, 1972.
- [127] SUZUKI, H. ET AL.: *Study on homogeneous charge combustion diesel engine*. Proceedings of JSAE Seminar, No. 961, pp. 69-76, 1996.
- [128] TAKEDA, Y. ET AL.: *Characteristics of lean premixed diesel combustion and emissions with an advanced fuel injection timing*. Proceedings of the 73 JSME Symposium (in Japanese), 1995.
- [129] TAKEDA, Y.; NAKAGOME, K.; NIIMURA, K.: *Emission characteristics of pre-mixed lean diesel combustion with extremely early staged fuel injection*. SAE Technical Paper 961163, 1996.
- [130] THRING, R. H.: *Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines*. SAE Technical Paper 892068, 1989.
- [131] URATA, Y.; AWASAKA, M.; TAKANASHI, J.; KIMURA, N.: *Study on Gasoline HCCI Engine equipped with Electromagnetic Variable Valve Timing System*. 13. Aachener Kolloquium "Fahrzeug- und Motorentechnik", Aachen 2004.
- [132] VELJI, A.; GÜNTNER, M.; SPICHER, U.: *Direkteinspritzung im Ottomotor mit Fremd- und Kompressionszündung - Brennverfahren der Zukunft?*. Expert Verlag, 2003.
- [133] WANG, Z.; WANG, J.-X.; SHUAI, S.-J.; MA, Q.-J.: *Effects of Spark Ignition and Stratified Charge on Gasoline HCCI Combustion With Direct Injection*. SAE Technical Paper 2005-01-0137, 2005.
- [134] WARNATZ, J.; MAAS, U.; DIBBLE, R. W.: *Verbrennung - Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung, 3.Auflage*. Springer Verlag, 2001.
- [135] WEISS, P.; KECK, J. C.: *Fast Sampling Valve Measurements of Hydrocarbons in the Cylinder of a CFR Engine*. SAE Technical Paper 810149, 1981.
- [136] WENTWORTH, J. T.: *Piston and Ring Variables Affect Exhaust Hydrocarbons Emissions*. SAE Technical Paper 680109, 1968.
- [137] WENTWORTH, J. T.: *The Piston Crevice Volume Effect on Exhaust Hydrocarbon Emission*. Combust. Sci. Technol., vol. 4, Seite 97-100, 1971.

- [138] WESTBROOK, C. K.; ADAMCZYK, A. A.; LAVOIE, G. A.: *A Numerical Study of Laminar Flame Wall Quenching*. Combustion and Flame (1981) 40, Seiten 81-99.
- [139] WIMMER, A.; EICHLSEDER, H.; KLELL, M.; FIGER, G.: *Potential of HCCI concepts for DI diesel engines*. International Journal of Vehicle Design 2006 - Vol. 41, No.1/2/3/4 pp. 32 - 48
- [140] WOLTERS, P.; SALBER, W.; KRÜGER, M.; KÖRFER, T.; DILTHEY, J.: *Variable Ventilsteuerung - Schlüsseltechnologie für Homogene Selbstzündung*. 5. Dresdner Motorenkolloquium, Dresden 2003.
- [141] WOLTERS, P.; SALBER, W.; DUESMANN, M.; DILTHEY, J.: *Prozessoptimierung der kontrollierten Selbstzündung mittels elektronischem Ventiltrieb*. München 2003.
- [142] YAMAGUCHI, J.: *Honda Readies Activated Radical Combustion Two-Stroke Engine for Production Motorcycle*. SAE Magazine Feature Articles 1-105-1-90A, 1997.
- [143] YAMAOKA, S.; SHIMADA, A.; KAKUYA, H.; SATO, S.; SUZUKI, K.; OKADA, T.: *HCCI Operation Control in a Multi Cylinder Gasoline Engine with Variable Valve Train*. Shaker Verlag, Essen 2005.
- [144] YANAGIHARA, H.; SATO, Y.; MIZUTA, J.: *A simultaneous reduction of NO_x and soot in diesel engines under a new combustion system (Uniform bulky combustion system - UNIBUS)*. VDI Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 267, 1996.
- [145] YANG, J.; CULP, T.; KENNEY, T.: *Development of a gasoline engine system using HCCI technology - the concept and test results*. SAE Technical Paper 2002-01-2832, 2002.
- [146] YANG, W.; ZHENG, J.; MILLER, D. L.; CERNANSKY, N. P.: *Tracer Fuel Injection Studies on Exhaust Port Hydrocarbon Oxidation: Part II*. SAE Technical Paper 2000-01-1945, 2000.
- [147] YAO, M.; ZHENG, Z.; ZHANG, B.; CHEN, Z.: *The Effect of PFR Fuel Octane Number on HCCI Operation*. SAE Technical Paper 2004-01-2992, 2004.
- [148] YOKOTA, H.; SUZUKI, T.; KUDO, Y.; NAKAJIMA, H.; KAKEGAWA, T.: *A New Concept for Low Emission Diesel Combustion*. SAE Technical Paper 970891, 1997.

- [149] YOSHIDA, M.: *Einfluss der Spaltgeometrie am Feuersteg des Kolbens auf die Kohlenwasserstoffemissionen bei einem Ottomotor - Teil 1*. MTZ Motortechnische Zeitschrift (1980) 3.
- [150] YOSHIDA, M.: *Einfluss der Spaltgeometrie am Feuersteg des Kolbens auf die Kohlenwasserstoffemissionen bei einem Ottomotor - Teil 2*. MTZ Motortechnische Zeitschrift (1980) 4.
- [151] ZHAO, H.; LI, J.; MA, T.; LADOMMATOS, N.: *Performance and Analysis of a 4-Stroke Multi-Cylinder Gasoline Engine with CAI Combustion*. SAE Technical Paper 2002-01-0420, 2002.
- [152] ZHAO, F.; ASMUS, T. W.; ASSANIS, D.; DEC, J.; ENG, J.; NAJT, P.: *Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines - Key Research and Development Issues*. SAE, 2003.

Anhang

A Historie und Namensgebung für HCCI

1951 Lohmann-Fahrradmotor gilt als der erste Motor, welcher nach dem Verfahren der Homogenen Kompressionszündung funktionierte. Es handelte sich um einen Zweitaktmotor mit kleinem Hubraum ($V_H = 18 \text{ cm}^3$). Das Verständnis über die Vorgänge in diesem Motor war aber zu jener Zeit wahrscheinlich noch nicht da [82, 112, 117].

1979 ATAC Onishi et al. „Active Thermo-Atmosphere Combustion“: HCCI - hier ATAC - ist als ein zum konventionellen Otto- und Dieselprozess unterschiedlicher Verbrennungsprozess erkannt worden. Es handelt sich hierbei um ein Zweitaktprozess, welcher an einem 1 Zylinder-Motor mit einer Verdichtung von 7,5:1 untersucht wurde. Als Kraftstoff wurde Ottokraftstoff benutzt [93].

1979 TS Noguchi et al. „A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products during Combustion“: HCCI wird hier als Zweitaktprozess in einem Gegenkolbenmotor mit einer Verdichtung von 6,7:1 betrieben und „Toyota-Soken Combustion“ genannt. Als Kraftstoff wird hier auch Ottokraftstoff verwendet [87].

1983 CIHC Najt et al. „Compression-Ignited Homogenous Charge Combustion“: HCCI wird zum ersten mal als Viertaktprozess in einem 1 Zylinder-Motor betrachtet. Der Prozess wird kontrolliert durch chemische Kinetik mit vernachlässigbarem Einfluss von physikalischen Effekten wie Turbulenz und Mischung. Octan und n-Heptan Mischung wird als Kraftstoff verwendet [83].

1989 HCCI Thring „Homogeneous-Charge Compression-Ignition Engines“: In dieser Veröffentlichung wird der Begriff HCCI geprägt. Der Prozess wird im Viertaktverfahren und mit handelsüblichem Otto- und Dieselkraftstoff untersucht. Thring geht sehr auf die Randbedingungen und den Betriebsbereich ein [130].

Der Begriff „HCCI“ wird in letzter Zeit zunehmend als unzutreffend kritisiert, da zur Kontrolle des Zündzeitpunktes insbesondere bei Einsatz von Ottokraftstoffen eine gezielte, leichte Inhomogenisierung angestrebt wird, so dass die in der Bezeichnung enthaltene „homogene Ladung“, nicht mehr vorliegt [132, S.3].

1992 Stockinger et al. „Möglichkeiten der Verbesserung des Arbeitsprozesses im gemischchansaugenden Verbrennungsmotor durch Verdichtungszündung“: Stockinger

hat die Selbstzündung an einem 4-Zylindermotor mit höherer Verdichtung (ca. $\varepsilon = 18$) und Ansaugluftvorwärmung umgesetzt. Er hat Normalbenzin verwendet [124]

- 1993 FDCCP** Duret et al.: „Fluid Dynamically Controlled Combustion“ [32]
- 1995 LPDC** Takeda et al. „Lean Premixed Diesel Combustion“ [128]
- 1996 PREDIC** Takeda et al. „Premixed Lean Diesel Combustion“ [129]
- 1996 UNIBUS** Yanagihara „Uniform Bulky Combustion System“ [144]
- 1996 HCDC** Suzuki et al. „Homogeneous Charge Compression Ignition Diesel Combustion“ [127]
- 1996 ARC** Ishibashi et al. „Activated Radical Combustion“ (Honda) [59]
- 1996 PCCI** Aoyama et al. „Premixed Charge Compression Ignition“ (Toyota) [6]
- 1997 HiMICS** Yokota et al. „Homogeneous Intelligent Multiple Injection Combustion“ [148]
- 1997 MK** Kimura et al. „Modulated Kinetics“ [65]
- 1998 ARC** Das erste HCCI-Brennverfahren geht bei Zweitaktern unter dem Namen „Activated Radical Combustion“ bei Honda als Zweiradmotorisierung (Roller: 125ccm Pantheon) in Serie. [59, 142]
- 2000 CAI** Lavy et al. „Controlled Auto Ignition“ [73]
- 2001 RZV** Raumzündverbrennung (DaimlerChrysler) [86]
- 2002 OKP** Yang et al. „Optimized Kinetic Process“ [145]

B Messtechnik

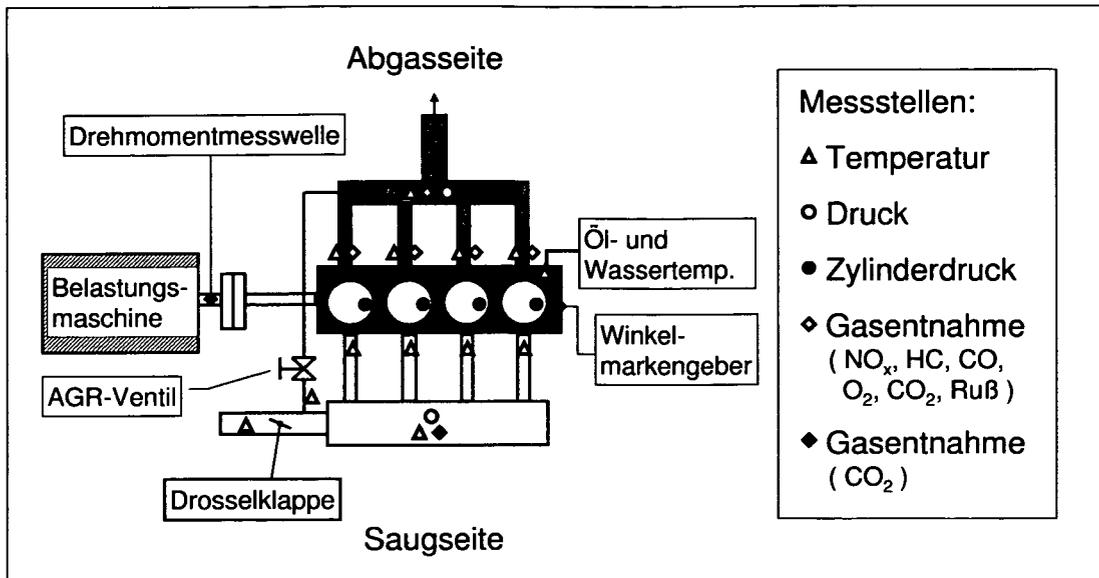


Abbildung 91: Schematische Darstellung des Prüfstands mit Motor und konventioneller Messtechnik

Tabelle 7: Werte zur Berechnung der Transportzeit zum FFID

Bezeichnung	Wert
Länge der Kapillare	350 mm
Durchmesser der Kapillare	0,6 mm (0,026 inch)
Länge vom T-Top	23 mm
Durchmesser vom T-Top	0,9 mm (0,035 inch)
Länge der FID-Tube	20 mm
Durchmesser FID-Tube	0,2 mm (0,008 inch)
Probentemperatur	400 °C
CP Kammerdruck	300 mmHg
Δp_{FID}	100 mmHg
Grenzdruck (absolut)	2,77897 bar
kritische Reynoldszahl	2300
Reibungsfaktor	0,0064
Isentropenexponent	1,33
Molmasse der Gasprobe	0,028905 kg/kmol
maximale Anzahl der Kapillarzellen	2000

C 1D Strömungssimulationsmodell

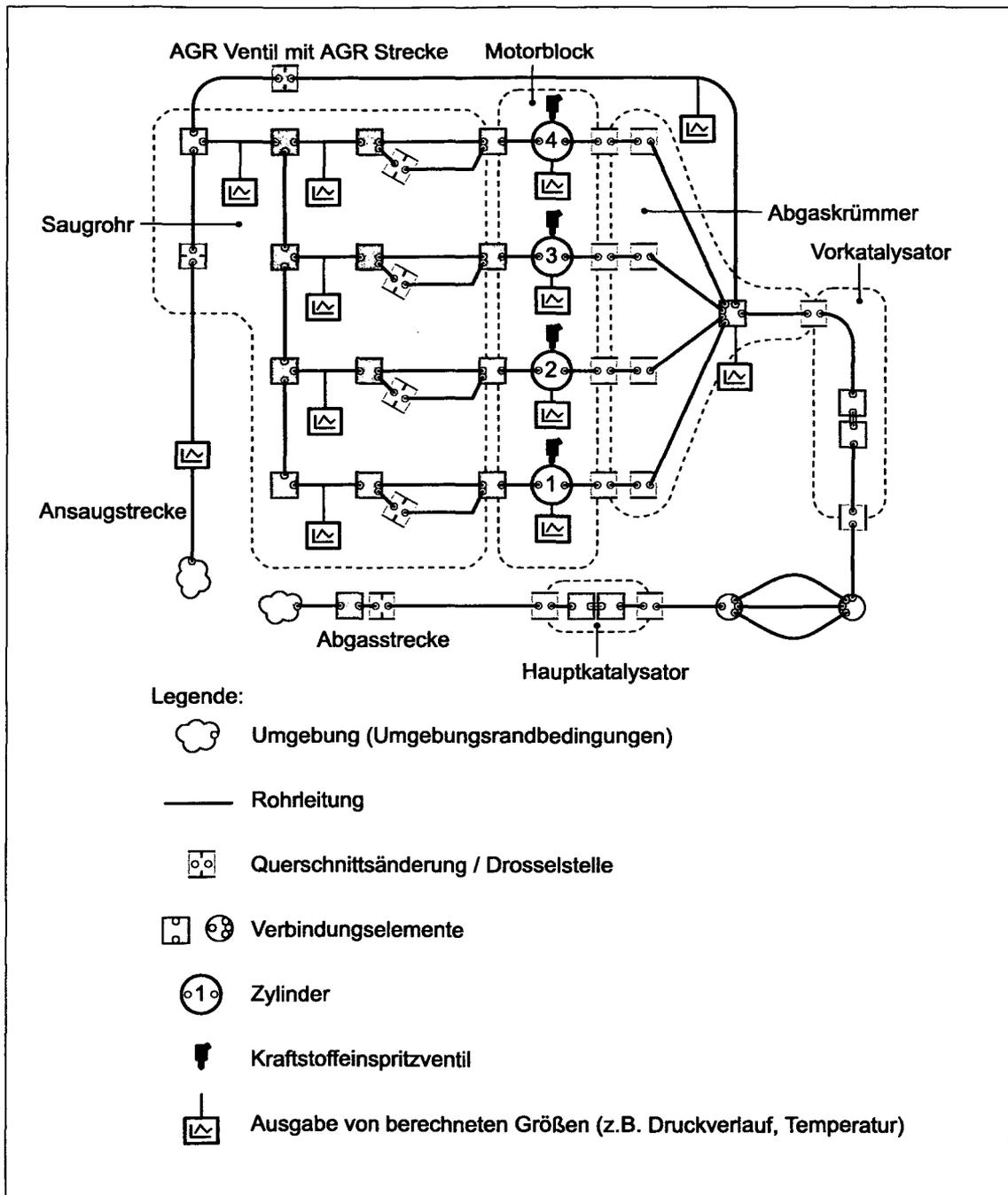


Abbildung 92: Wave Modell des Versuchsträgers

E Kraftstoffzerfallsmechanismen

E.1 Primärzerfall

Unter Primärzerfall versteht man die Zerfallsprozesse des zusammenhängenden, flüssigen Kraftstoffstrahls bzw. Kraftstofffilmes direkt am Düsenausgang. Verantwortlich für den Zerfall sind die aerodynamischen Kräfte aufgrund der hohen Relativgeschwindigkeit zwischen Kraftstoff und Umgebungsgas. Sind die Strömungskräfte größer als die Oberflächenkräfte, kommt es zum Zerfall.

Der Primärzerfall lässt sich durch zwei dimensionslose Kennzahlen beschreiben, die Ohnesorge-Zahl Oh (Relation zwischen den dämpfend wirkenden Zähigkeitskräften und den Oberflächenspannungskräften) und die Reynolds-Zahl Re (Verhältnis zwischen Trägheits- und Zähigkeitskräften):

$$Oh = \frac{\eta_K}{\sqrt{\rho_K \cdot \sigma_K \cdot d_D}} \quad (23)$$

$$Re = \frac{\rho_K \cdot v_r \cdot d_D}{\eta_K} \quad (24)$$

mit:

ρ_K	$\frac{kg}{m^3}$	Kraftstoffdichte
v_r	$\frac{m}{s}$	Relativgeschwindigkeit zwischen Kraftstoff und Luft
η_K	$\frac{kg}{m \cdot s}$	dynamische Viskosität des Kraftstoffs
d_D	m	Düsendurchmesser
σ_K	$\frac{kg}{s^2}$	Oberflächenspannung des Kraftstoffs

Anhand dieser beiden Zahlen lässt sich der Strahlzerfall in typische Bereiche unterteilen [92]. Diese können in einem Ohnesorge-Diagramm in Abhängigkeit der Reynolds- und Ohnesorgezahl dargestellt werden (Abbildung 96). In **Abbildung 94** sind die Zerfallsmechanismen schematisch dargestellt.

Zur Untersuchung des Einflusses vom Primärzerfallmechanismus bei der Hochdrucksaugrohreinspritzung auf die HC Emissionen wird der Kraftstoffdruck variiert. Nach der folgenden Formel lässt sich die Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffstrahls in Abhängigkeit des Kraftstoffdrucks abschätzen:

$$v_K = K \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_K} \cdot (p_K - p_{Saug})} \quad (25)$$

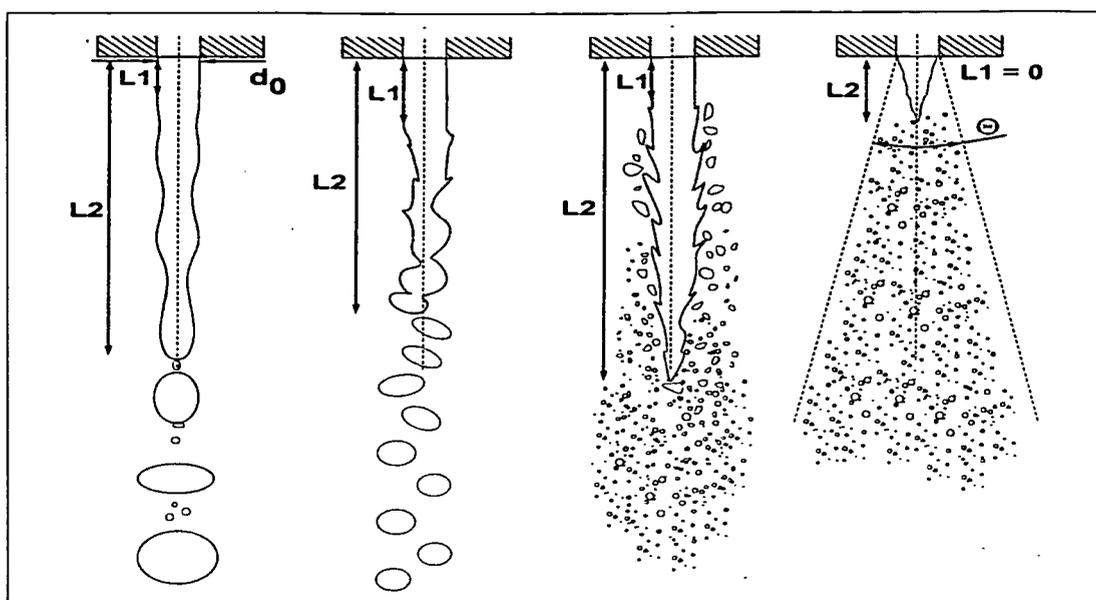


Abbildung 94: Schematische Darstellung der Zerfallsmechanismen beim Primärzerfall [14]

mit:

v_K	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit des Kraftstoffstrahls am Düsenaustritt
ρ_K	$\frac{kg}{m^3}$	Kraftstoffdichte
p_K	Pa	Einspritzdruck des Kraftstoffs
p_{Saug}	Pa	Saugrohrdruck
K	—	Widerstandsbeiwert

Mit einem Widerstandsbeiwert von 0,6, welcher aus vorausgegangenen Untersuchungen mit den verwendeten Einspritzventilen bei einem Einspritzdruck von 90 bar in grober Näherung bestimmt worden ist, ergibt sich die in **Abbildung 95** dargestellte Geschwindigkeit.

Bei einer Kraftstoffdichte für Ottokraftstoff von 740 kg/m^3 , einer Oberflächenspannung des Kraftstoffs von $0,025 \text{ N/m}$, einer dynamischen Viskosität des Kraftstoffs von $0,0025 \text{ kg/ms}$ und einem Düsenbohrungsdurchmesser von $0,2 \text{ mm}$ ergeben sich zusammen mit der berechneten Kraftstoffaustrittsgeschwindigkeit für die verschiedenen Einspritzdrücke die Ohnesorgezahlen und Reynoldszahlen, welche im Ohnesorgediagramm eingetragen sind (**Abbildung 96**).

Aus dem Diagramm ist zu erkennen, dass bei Einspritzdrücken oberhalb von 50 bar ein promptes Zerstäuben eintritt. Die Sprayaufnahmen aus dem Einlasskanal bestätigen die Berechnungen (**Abbildung 79**). Bei einem Einspritzdruck von 10 bar sind im Vergleich

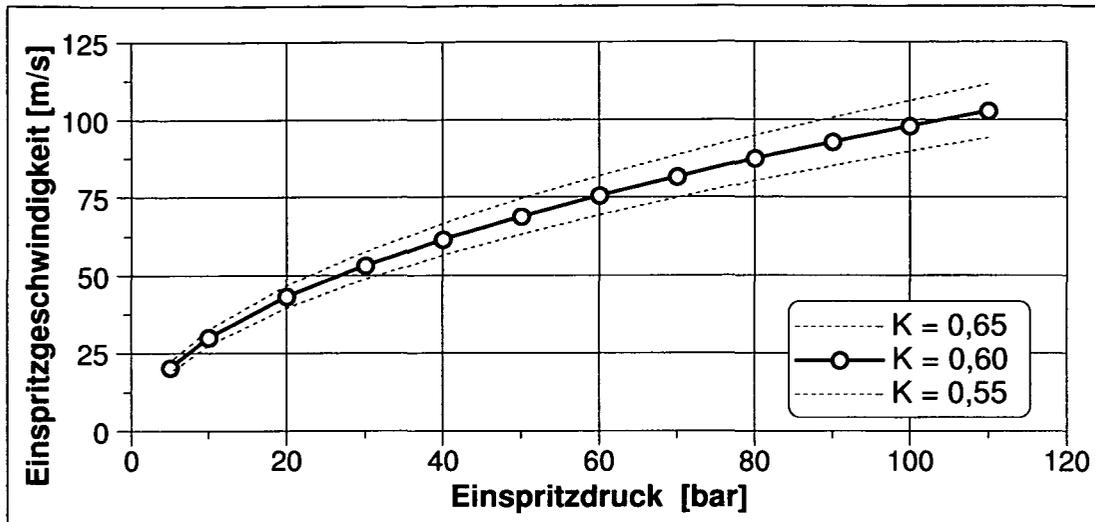


Abbildung 95: Einspritzgeschwindigkeit in Abhängigkeit des Einspritzdruckes

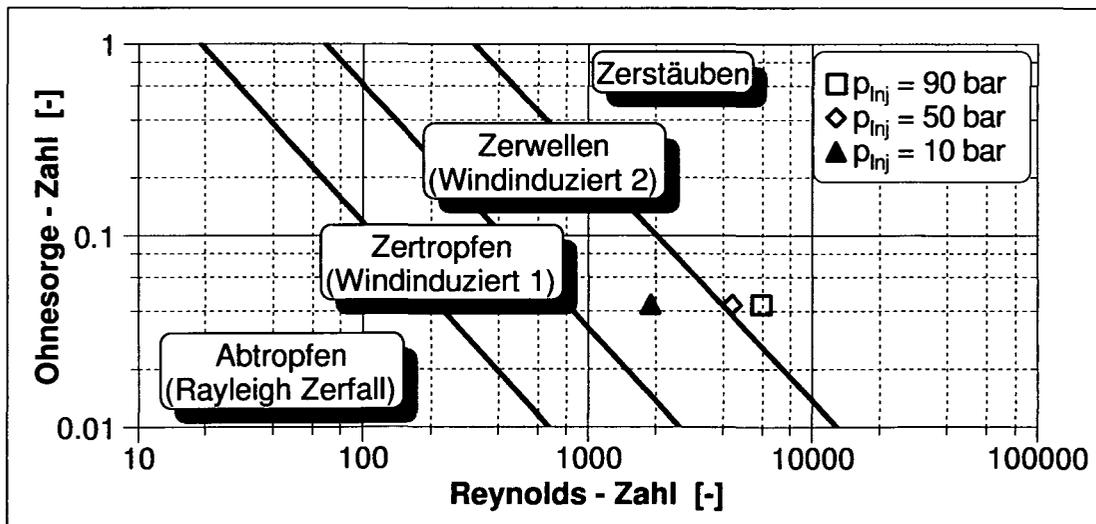


Abbildung 96: Primärzerfall im Ohnesorge-Diagramm in Abhängigkeit des Einspritzdruckes

zu den Drücken über 50 bar noch die einzelnen Spraykeulen des Mehrlochinjektors zu erkennen.

E.2 Sekundärzerfall

Als Sekundärzerfall wird der Zerfall der (Kraftstoff-) Tropfen, welche sich durch den Primärzerfall aus dem Kraftstoffstrahl gebildet haben, verstanden. Dabei kann der Zerfallvorgang in drei Fälle unterschieden werden:

- Zerfall durch aerodynamische Kräfte (Strömungskräfte)
- Zerfall durch Zusammentreffen von zwei Tropfen
- Zerfall durch Zusammenstoß eines Tropfens mit der Wand

Beim Zerfall durch aerodynamische Kräfte wird der Tropfen aus der stabilen Kugelform deformiert, so dass er in kleinere Tropfen zerreißt. Mit Hilfe der dimensionslosen Weberzahl We (Verhältnis vom Staudruck zur Oberflächenspannung) kann dieser Zerfall charakterisiert werden (**Gleichung 26**). Die verschiedenen Zerfallsmechanismen sind schematisch in der **Abbildung 97** dargestellt.

$$We = \frac{\rho_L \cdot c_r^2 \cdot d_T}{\sigma_K} \quad (26)$$

mit:

ρ_L	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte der Luft
v_r	$\frac{m}{s}$	Relativgeschwindigkeit
d_T	m	Tropfendurchmesser
σ_K	$\frac{kg}{s^2}$	Oberflächenspannung des Kraftstofftropfens

Beim Zerfall durch Tropfenkollision unterscheidet man drei Fälle, die in der **Abbildung 98** dargestellt sind. Dabei spielt die relative Geschwindigkeit, mit denen die Tropfen zusammentreffen, und der Kollisionswinkel eine Rolle. Da bei der Einspritzung die Tropfen fast in die gleiche Richtung fliegen, ist ihre Relativgeschwindigkeit und ihr Winkel zueinander klein, so dass Verschmelzen am wahrscheinlichsten von den drei Kollisionsfällen ist. Da sich die Relativgeschwindigkeit und der Winkel während der Versuche nicht ändert, wird dieser Zerfallsmechanismus hier nicht näher betrachtet.

Der dritte Fall des Zerfallsmechanismus - der Tropfenzerfall durch Zusammenstoß mit der Wand - weist ähnliche Mechanismen auf wie bei der Tropfenkollision. Der Tropfen kann mit dem Wandfilm zerschmelzen bzw. an der Wand haften bleiben, der Tropfen

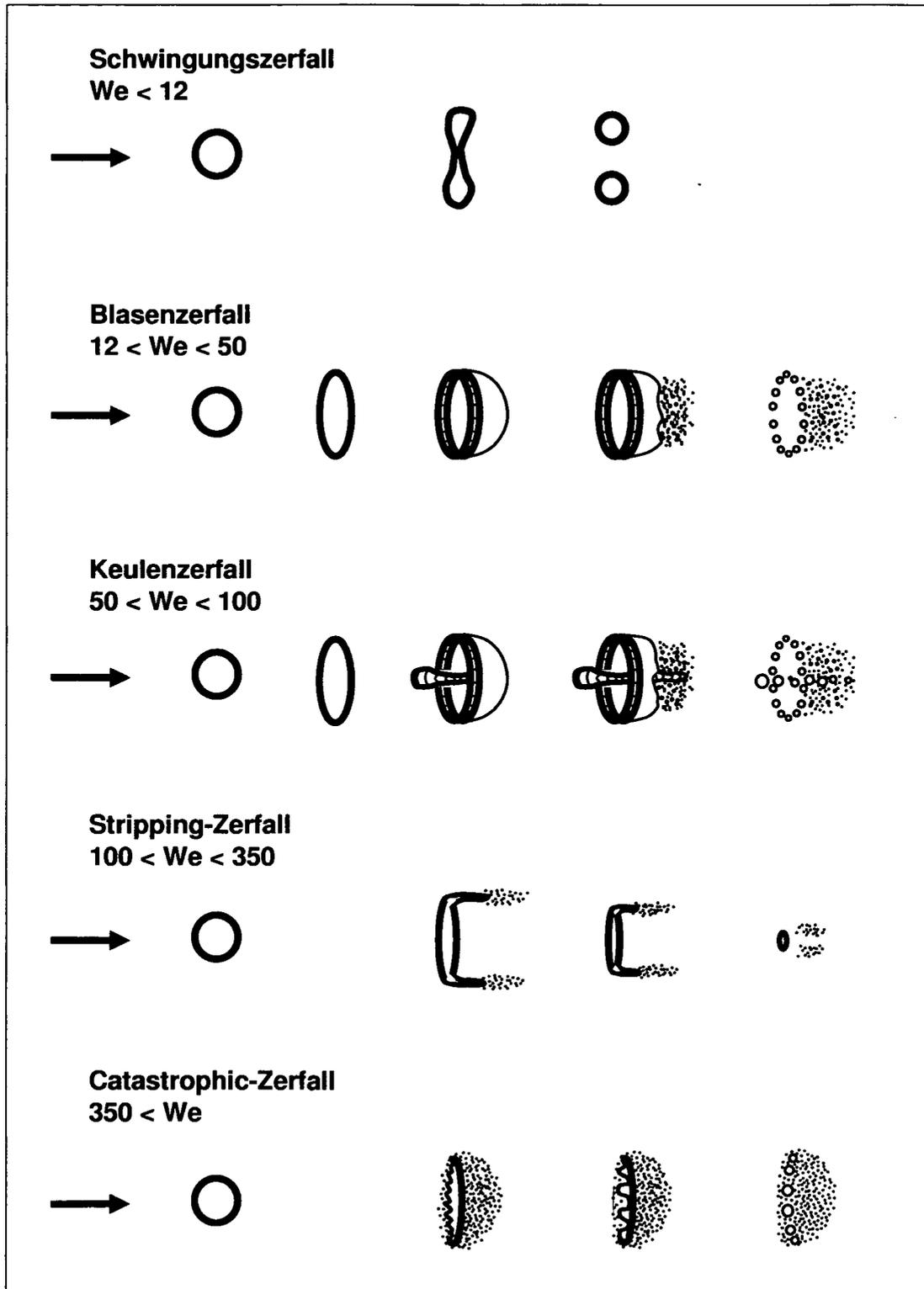


Abbildung 97: Schematische Darstellung der Sekundärzerfallsmechanismen [97]

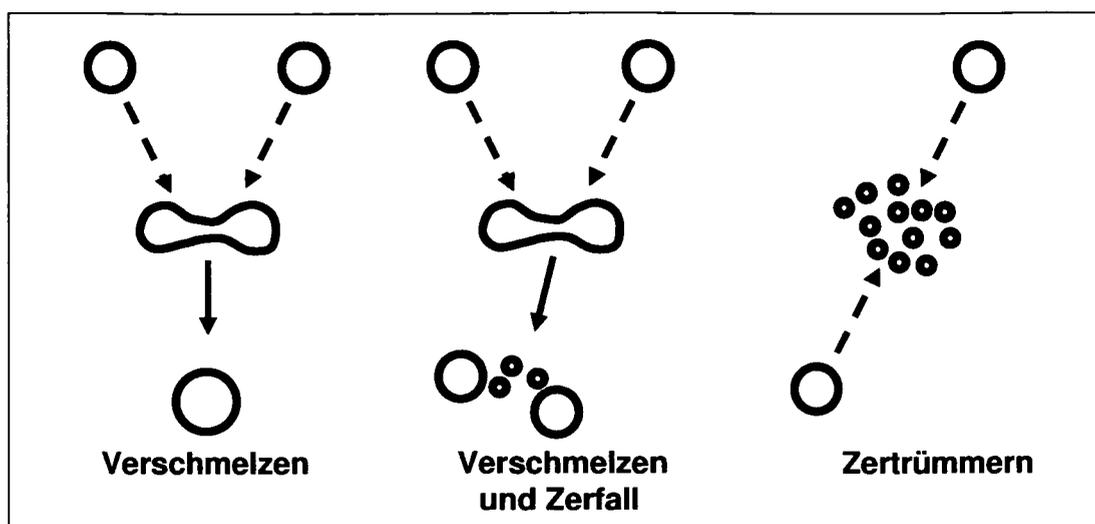


Abbildung 98: Schematische Darstellung der Tropfenkollisionen [89]

kann von der Wand abprallen und der Tropfen kann an der Wand in viele kleine Tropfen zertrümmern.

Betrachtet man den Zerfall durch aerodynamische Kräfte, so muss die Relativgeschwindigkeit zwischen Luft und Kraftstofftropfen betrachtet werden, welche sich je nachdem, ob in eine ruhende Luftsäule ($v_L = 0$ m/s) oder in eine Luftströmung eingespritzt wird, unterscheidet. Die maximale Geschwindigkeit der Luft wird im Ventilsplatt erreicht und beträgt nach Abschätzung anhand der isentropen Geschwindigkeit über 200 m/s:

$$v_{is} = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T \left[1 - \left(\frac{p_Z}{p_{Saug}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (27)$$

mit:

v_{is}	$\frac{m}{s}$	isentropen Geschwindigkeit
κ	-	Isentropenexponent
R	$\frac{J}{kg \cdot K}$	spezifische Gaskonstante
T	K	Temperatur
p_Z	Pa	Zylinderdruck
p_{Saug}	Pa	Saugrohrdruck

Die Austrittsgeschwindigkeit der Tropfen bei 90 bar Einspritzdruck beträgt 90 m/s (Abbildung 95). Die anfängliche Tropfengröße ist beim Primärerfallsmechanismus „Zerstäuben“ um ein vielfaches kleiner als der Düsenbohrungsdurchmesser von 0,2 mm. Die Tropfengröße wird hier mit 0,05 mm angenommen. Somit erhält man für beide Fälle den Blasenzerfallsmechanismus (**Tabelle 8**).

Tabelle 8: Sekundärzerfall bei der Hochdrucksaugrohreinspritzung

Fall	v_L	v_T	v_r	We	Zerfallsmechanismus
ruhende Luft	0 m/s	90 m/s	90 m/s	13	Blasenzerfall
Ventilspalt	200 m/s	90 m/s	110 m/s	20	Blasenzerfall

Lebenslauf

ADAM SEBASTIAN LOCH

Persönliche Daten

Geboren 2.2.1976 in Groß Strehlitz (Oberschlesien)
 Staatsangehörigkeit deutsch
 Familienstand verheiratet seit 2003 mit Stefanie Loch geb. Milažar
 Kinder Julian Loch, geb. 02.07.2003
 Umsiedlung 1986 in die Bundesrepublik Deutschland

Schulbildung

1983 - 1986 Grundschule in Rybnik (Oberschlesien)
 1986 - 1987 Förderschule des Landes Niedersachsen für spätausgesiedelte
 Kinder und Jugendliche in Celle
 1987 - 1988 Gesamtschule in Langenhagen (Niedersachsen)
 1988 - 1996 Otto-Pankok-Schule Gymnasium der Stadt
 Mülheim an der Ruhr

Zivildienst

1996 - 1997 Heil- und Pflegeheim im Ev. Johanneswerk in Essen

Studium

1997 - 2003 Maschinenbaustudium an der RWTH Aachen
 Vertiefungsrichtung: Verbrennungsmotoren
 Diplomarbeit: Experimentelle Untersuchung der prozessbeding-
 ten Ladungswechselgeräusche eines Motors mit elektromechan-
 ischem Ventiltrieb (EMVT)
 Abschluss: Diplom-Ingenieur Maschinenbau

Berufstätigkeit

2003 - 2006 Doktorand bei der Volkswagen AG, Forschung Ottomotoren
 seit 08/2006 MAHLE International GmbH

Veröffentlichung

20.10.2005 Einfluss von Ladungstemperatur und AGR-Rate auf die Kompres-
 sionszündung in einem Ottomotor, Tagung "Kontrollierte Selbst-
 zündung", Haus der Technik e.V., Essen

Interessen

Schwimmen
 Gesellschaftstanz (Standard/Latein)
 Ölmalerei