

Kohlenwasserstoff-Emissionen eines Motors mit Benzin-Direkteinspritzung und wandgeführtem Brennverfahren

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur (Dr.-Ing.)

von Diplom-Ingenieur Kay Schintzel

geb. am 11.08.1970
in Braunschweig

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Helmut Tschöke,
 Institut für Maschinenmesstechnik und Kolbenmaschinen

 Prof. Dr.-Ing. Jürgen Schmidt
 Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik

Promotionskolloquium am 21.02.2005

Schriftliche Erklärung

Ich erkläre hiermit, dass ich die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe. Die aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Gedanken sind als solche kenntlich gemacht.

Insbesondere habe ich nicht die Hilfe einer kommerziellen Promotionsberatung in Anspruch genommen. Dritte haben von mir weder unmittelbar noch mittelbar geldwerte Leistungen für Arbeiten erhalten, die im Zusammenhang mit dem Inhalt der vorgelegten Dissertation stehen.

Die Arbeit wurde bisher weder im Inland noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form als Dissertation eingereicht und ist als Ganzes auch noch nicht veröffentlicht.

Destedt, September 2004

Kay Schintzel

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit in der Aggregatforschung, Abteilung K-EFVT (Verbrennungsmotorische Antriebe, Thermodynamik) der VOLKSWAGEN AG.

Sehr herzlich bedanken möchte ich mich bei den Herren Dr.-Ing. Hans-Joachim Oberg (ehem. K-EFAM) und Dipl.-Ing. Ulf M. Stolte (K-EFVT), dass sie mir in ihren Abteilungen die Möglichkeit gegeben haben, diese Arbeit anzufertigen.

Ebenso bedanke ich mich bei Prof. Dr.-Ing. Helmut Tschöke, Institut für Maschinenmesstechnik und Kolbenmaschinen der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, für die Übernahme der wissenschaftlichen Betreuung.

Für die Übernahme des Korreferats danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Jürgen Schmidt, Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg.

Weiterhin möchte ich mich bei den Herren Dipl.-Ing. Henrik Meyer und Dr.-Ing. Gerrit Suck für die sehr gute Zusammenarbeit und die konstruktive Betreuung dieser Arbeit herzlich bedanken.

Des Weiteren bedanke ich mich bei allen Kollegen der Forschung und Entwicklung der VOLKSWAGEN AG, die zur Entstehung dieser Arbeit ihren Beitrag geleistet haben. Namentlich seien hier Dipl. Ing. Reinhard Schulz, Dr.-Ing. Andreas Grote und Dr.-Ing. Bernd Stiebels erwähnt, die mit ihren fachlichen Anregungen und wichtigen Hinweisen sehr zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben.

Ebenso möchte ich mich bei allen Diplomanden und Studienarbeitern, namentlich Thomas Glufke, Jan Rüter und Gerald Block für ihre Unterstützung bedanken.

Ich möchte mich ebenfalls herzlich bei den Herren Oliver Hanke, Andreas Böstler und Klaus Georg für die tatkräftige Unterstützung bei allen den Motor und Prüfstand betreffenden Angelegenheiten und Problemen bedanken.

Außerdem möchte ich mich bei meiner Frau Christina für ihr Verständnis und ihre Geduld bedanken.

Destedt, September 2004

Kay Schintzel

Kurzfassung

Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung arbeiten vorwiegend in zwei verschiedenen Betriebsmodi, dem Homogenbetrieb und der Ladungsschichtung. Während die HC-Emissionsursachen im Homogenbetrieb von Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung hinlänglich bekannt sind, wurden die Ursachen im Betrieb mit Ladungsschichtung bei kombiniertem wand- und luftgeführten Brennverfahren noch nicht hinreichend erforscht. Im Rahmen dieser Arbeit werden umfassende Untersuchungen zur Ermittlung der HC-Quellen im Betrieb mit Ladungsschichtung eines Motors mit Benzin-Direkteinspritzung (VOLKSWAGEN 1,6l-81kW-FSI) durchgeführt. Neben der üblichen Prüfstandsmesstechnik werden für die experimentellen Untersuchungen der HC-Quellen ein schneller Flammenionisations-Detektor FFID, die schnell getaktete Gasentnahme, Lichtwellenleiter und verschiedene Visualisierungsmethoden wie laserinduzierte Fluoreszenz (LIF), Partikel Image Velocimetry (PIV), Video-stroboskopie und Photomultiplier-Technologie (PMT) u.a. zur qualitativen und quantitativen Bestimmung der Kohlenwasserstoffe verwendet. Dabei werden zum einen die Vorgänge im Brennraum während der Einspritzung, der Gemischbildung und der Verbrennung und zum anderen die Vorgänge im Auslasskanal des Motors näher untersucht. Das Verhalten des Einspritzstrahls wird mit neuen Auswertemethoden der PDA-Messtechnik (Phasen-Doppler-Anemometrie) analysiert, und es wird festgestellt, dass weniger der Raildruck als vielmehr die Geschwindigkeit des Tropfens eine entscheidende Rolle spielt.

Durch Variation von Betriebsparametern und konstruktive Änderungen, wie verschiedene Topographien des Brennraums (Oberflächenrauigkeit, Beschichtungen, Kolbenmaterial) und Modifikation des Verdichtungsverhältnisses, werden Veränderungen im Emissionsverhalten des Motors herbeigeführt, die insgesamt zu einer Absenkung der Kohlenwasserstoff-Rohemissionen führen.

Die Luftbewegung zur Unterstützung der Gemischbildung hat großen Einfluss auf die Stabilität der Verbrennung und damit auch auf die Rohemissionen des Versuchsmotors. Eine entscheidende Rolle spielt die Richtung und Intensität der Strömung unter dem Brennraumdach, welche im Betrieb mit Ladungsschichtung überwiegend zur Einlassseite gerichtet ist. Sie ändert sich mit dem in Richtung oberen Totpunkt bewegenden Kolben und nimmt so Einfluss auf Entflammung und Durchbrennverhalten.

Die Einspritzung erfolgt jeweils während des Kompressionstakts des Motors. Die für die vollständige Verbrennung an der Zündkerze benötigte kompakte Gemischwolke wird durch lange Gemischbildungszeiten in den Randbereichen stark abgemagert. Die dabei entstehenden Gemischinhomogenitäten und hohen Lambdagradien führen zu vergleichsweise hohen Kohlenwasserstoff-Rohemissionen durch Flame-Quenching. Der Volumenanteil der HC-Rohemissionen durch Flame-Quenching an den Gesamt-HC-Rohemissionen beträgt mehr als 75%. Ein entstehender Kraftstofffilm auf der Kolbenoberfläche, dessen Volumenanteil mehr als 10% ausmacht, eine Grenzschicht zwischen Flamme und Wänden (Wall-Quenching; Volumenanteil >10%) und die fehlende Nachoxidation aufgrund niedriger Abgastemperaturen sind weitere Gründe für hohe HC-Rohemissionen.

Ein Abgleich der experimentellen Untersuchungsergebnisse findet zum einen mit der Simulation der Strömungen im Brennraum (CFD) und zum anderen mittels eines phänomenologischen HC-Rohemissions-Modells statt. Die durch Variation der Betriebsparameter hervorgerufenen HC-Rohemissionen können mit dem HC-Modell bestätigt werden.

Abstract

Engines with gasoline direct injection operate almost in two different modes, the homogeneous and the stratified mode. Causes for HC-emissions in homogeneous mode are well-known, whereas the HC-sources of combined wall-air guided combustion systems in the stratified mode are not sufficiently known. Complete examinations for the detection of HC-sources in the stratified mode of an engine with gasoline direct injection (VOLKSWAGEN 1,6l-81kW-FSI) are carried out of this work. Aside from ordinary testing methodology a fast flame ionisation detector (FFID), a fast gas sampling valve (GEV), light-wave conductors and different visualization tools like laser induced fluorescence (LIF), particle image velocimetry (PIV), video stroboscope and photomultiplier technology (PMT) are applied to detect HC-sources and to do qualitative and quantitative viewings. The measurement covers procedures in the cylinder during the injection, the mixture-building and the combustion and procedures in the exhaust system of the engine. The behavior of the injection spray was analysed with new methods of PDA-technology (phase-doppler-anemometry). The result was that the effects of droplet velocity dominates the effects of rail pressure variation.

By altering the parameters and constructive changes such as the different topographies of the combustion chamber (surface-roughness, coating, piston material) and changes in compression ratio it was possible to reduce the HC raw emissions. The influence of air-motion, supporting the mixture building, on combustion stability and HC raw emissions is very high. The direction of the flow below the pent roof of the combustion chamber is very important. It changes with the up-coming piston and influences the ignition and burning of the mixture.

The injection takes place according to compression stroke of the engine. The compact mixture cloud, which is important for complete combustion, dissolves after long periods of mixture building. The development of mixture inhomogenities and high lambda gradients leads to comparably high total HC raw emissions by flame-quenching effects. The percentage of flame-quenching based HC-emissions is more than 75%. A developing liquid film on the piston surface (about 10%), wall-quenching effects (>10%) and missing of post-oxidation at low exhaust gas temperatures are further reasons for high HC raw emissions.

An validation of experimental data took place with the air motion in the cylinder by CFD as well as by a phenomenological HC raw emissions model. The HC raw emissions from the experiments could be confirmed by this HC model.

Inhalt

Formelzeichen und Abkürzungen	vii
1. Einleitung	1
1.1 Problembeschreibung	1
1.2 Aufgabenstellung	2
1.3 Verfahrensweise	2
2. Stand der Forschung	3
2.1 Motorische Verbrennung	3
2.2 Benzin-Direkteinspritzung	5
2.3 Mögliche Quellen der Kohlenwasserstoff-Rohemissionen	6
2.4 Modellierung von HC-Rohemissionen	20
2.4.1 Chemisch-kinetischer Ansatz	20
2.4.2 Phänomenologischer Ansatz	20
2.4.3 Modell von Hamrin	21
3 Versuchsmotor und Messsysteme	23
3.1 Motorkonzepte	23
3.1.1 Versuchsmotor	24
3.2 Messtechnik	26
3.2.1 Schnell getaktetes Gasentnahme-System	26
3.2.2 Weberzahlbestimmung mittels Tangentialvektoren	28
3.2.3 Kolbenoberflächentemperatur und Infrarot-Thermografie	31
3.2.4 PMT-(Photomultiplier-Technologie)-Messtechnik	34
3.2.5 Ermittlung der stationär zwischengespeicherten HC-Masse ...	35
4. Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen	37
4.1 HC-optimale Betriebsparameter bei Ladungsschichtung	37
4.2 Flame-Quenching	40
4.2.1 Einfluss des Zündzeitpunkts	40
4.2.2 Einfluss der Einlassnockenwellen-Frühverstellung	55
4.2.3 Einfluss der externen Abgasrückführung	66
4.2.4 Einfluss des Luftverhältnisses λ_{global}	72
4.2.5 Einfluss der Ladungsbewegung	77
4.2.6 Einfluss des Verdichtungsverhältnisses	82
4.2.7 Einfluss der Drehzahl	85
4.2.8 Zusammenfassung der Ergebnisse zum Flame-Quenching-Effekt	90
4.3 Wall-Quenching	92
4.3.1 Einfluss der Öl- und Kühlmitteltemperatur	92
4.3.2 Zusammenfassung der Ergebnisse zum Wall-Quenching-Effekt	97
4.4 Wandbenetzung	98
4.4.1 Einfluss des Raildrucks	98
4.4.2 Einfluss des Ansteuerendes der Hochdruck-Drallinjektoren ...	111
4.4.3 Einfluss der Kraftstofftemperatur	123
4.4.4 Topografie von Bauteiloberflächen	124
4.4.5 Zusammenfassung der Ergebnisse zur Wandbenetzung	131
4.5 Zusammenfassung der experimentellen Untersuchungsergebnisse .	133

5	Simulationsuntersuchungen	134
5.1	Restgasmodell	134
5.2	Modell für die Flammenoberflächen-Faktoren	135
5.3	Modell für die HC-Quellen durch Flame- und Wall-Quenching- Effekte	137
5.4	Modell für die HC-Quellen durch Wandbenetzungseffekte	139
5.5	Berechnung der Gesamt-HC-Rohemissionen	141
5.6	Ergebnisse der Simulationsuntersuchungen	141
6.	Zusammenfassung und Ausblick	148
	Literaturverzeichnis	151
	Anhang	
A	Versuchsmotor und Indizierung	162
B	Motorprüfstand	163
C	Schnell getaktetes Gasentnahme-System (GEV)	165
D	Phasen-Doppler-Anemometrie (PDA)	168
E	Flammenionisations-Detektor (FFID)	170
F	Laserinduzierte Fluoreszenz (LIF)	171
G	Lichtwellenleiter (LWL)	172
H	NTC-Widerstandsmessung	172
I	Gleichungen für HC-Rohemissionsmodell	173

Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Beschreibung
A	-	Arrhenius-Faktor
A_{abl}	m^2	Zwischenspeicherungsrelevante Oberfläche
α	$^\circ$	Winkel zur Geschwindigkeitsbestimmung
α_{abs}	$g/(m^2s)$	Dampfmassenstromdichte
A_{Flamme}	Pixel	Flammenoberfläche mittels PMT-SIS
α_K	-	Durchflussbeiwert
b_{eff}	%	Relativer spezifischer Kraftstoffverbrauch
B	mm	Bohrungsdurchmesser
β	$^\circ$	Winkel der Tangente an der Kolbenoberfläche
β_{Krst}	m/s	Stoffübergangskoeffizient
$\Delta b_{Verbrauch}$	%	Prozentuale Kraftstoff-Verbrauchssenkung
c	m/s	Lichtgeschwindigkeit
C_1	$(s^2K)/(10^3m)$	Tumblezahl-Konstante
C; C'	-	Kalibrierkonstanten für Hamrin-Modell
C_1	-	Kalibrierkonstante für HC-Quellen durch Flame- und Wall-Quenching
C_2	-	Kalibrierkonstante für HC-Quellen durch Wandbenetzung
C_f	-	Durchflusszahl
C_{FFBD}	g/J	Dimensionskonstante für f_{FFBDFQ} und f_{FFBDWB}
C_{HC}	ppm C_3H_8	Kohlenwasserstoff-Konzentration
C_{PMT}	$^\circ KW^2/m^2$	Dimensionskonstante für f_{PMT}
d_{10}	μm	Mittlerer Tropfendurchmesser
d_{32}	μm	Sauterdurchmesser
D_{Krst}	m^2/s	Diffusionskoeffizient Kraftstoff
D_V	mm	Durchschnittlicher Einlass- und Auslassventildurchmesser
δ	$^\circ$	Winkel des Vektors der Normalen-Geschwindigkeit
E_o	J/g	Reaktionsenergie
ε	-	Verdichtungsverhältnis
e_{Phase}	$^\circ KW$	Dauer der Entflammungsphase
f	1/s	Frequenz
f_i	-	Faktoren zur HC-Berechnung im HC-Modell
f_{FFBDFQ}	-	Flammenoberflächen-Faktor Flame-Quenching
f_{FFBDWB}	-	Flammenoberflächen-Faktor Wandbenetzung
f_{PMT}	-	PMT-Faktor
$(F/A)_{tatsächlich}$	kg Krst/kg Luft	Vorhandenes Kraftstoff-Luft-Verhältnis
$(F/A)_{stochiometrisch}$	kg Krst/kg Luft	Stöchiometrisches Kraftstoff-Luft-Verhältnis
γ	$^\circ$	Winkel zur Berechnung der Tropfengeschwindigkeit
$GAIN_{FID}$	ppm/V	FID-Messbereichsfaktor
η_o	m	Dicke der Flammenfront
η_i	-	Indizierter Wirkungsgrad
η_L	Ns/m^2	Dynamische Viskosität von Luft
H(T)	bar/mol	Henrykonstante

$(H/C)_{Krst}$	-	HC-Verhältnis im Kraftstoff
Δh	kJ/mol	Spezifische Reaktionsenthalpie
H_u	J/g	Unterer Heizwert eines Kraftstoffs
$HC_{engine-out}$	%	Prozentuale HC-Masse pro Einspritzung (Hamrin)
HC_{gesamt}	%	Prozentuale HC-Masse pro Einspritzung
i	-	Laufvariable
j	-	Laufvariable
φ	°KW v. ZOT	Zeitpunkt im Arbeitspiel
φ_{ASB}	°KW v. ZOT	Ansteuerbeginn der Hochdruck-Drallinjektoren
φ_{ASE}	°KW v. ZOT	Ansteuerende der Hochdruck-Drallinjektoren
$\varphi_{Brenndauer}$	°KW	Brenndauer
φ_{GZ}	°KW, ms	Gemischbildungszeit
φ_{Phase}	°	Phasenverschiebung des PDA-Signals
φ_{SW}	°	Strahlwinkel
φ_{SNW}	°	Strahlneigungswinkel
φ_{ZZP}	°KW v. ZOT	Zündzeitpunkt
Φ	-	Äquivalenzverhältnis
K	-	Karlovitz-Zahl
κ	-	Verhältnis der spezifischen Wärmekapazitäten
l	m	Turbulenzskalierung
L_K	m	Charakteristische Länge
L_{St}	kg Luft/kg Krst	Stöchiometrischer Luftbedarf
$L_{tatsächlich}$	kg Luft/kg Krst	Tatsächlicher Luftbedarf
$L_{V,max}$	mm	Durchschnittlicher Einlass- und Auslassventilhub
λ_{global}	-	Globales Luftverhältnis
λ_l	-	Luftliefergrad
λ_{LIF}	nm	Anregungswellenlänge des LIF-Lasers
λ_O	nm	Wellenlänge
$\lambda_{PDA-Laser}$	nm	Anregungswellenlänge des PDA-Lasers
λ_{PIV}	nm	Anregungswellenlänge des LIF-Lasers
λ_{ZZP}	-	Luftverhältnis an der Zündkerze zum Zündzeitpunkt
$\lambda_{ZZP 22°KWv.ZOT}$	-	Luftverhältnis an der Zündkerze $\varphi_{ZZP}=22$ °KWv. ZOT
$\lambda_{ZZP 32°KWv.ZOT}$	-	Luftverhältnis an der Zündkerze $\varphi_{ZZP}=32$ °KWv. ZOT
m	-	Anzahl der Messungen
M	g/mol	Molmasse
$m_{Einspritzung}$	mg	Einspritzmenge pro Zylinder und Zyklus
m_f	-	Normierter Faktor für Einspritzmenge pro Zyklus
m_{HC}	mg	HC-Masse
$m_{HC,FQ}$	mg	HC-Masse aus Flame- und Wall-Quenching
$m_{HC,K}$	mg	HC-Masse aus Kraftstoff-Quellen
$m_{HC,K\&L}$	mg	HC-Masse aus Kraftstoff-Luft-Quellen
$m_{HC,WB}$	mg	HC-Masse aus Wandbenetzungseffekten
$m_{Kraftstoff}$	g	Kraftstoffmasse
m_{Luft}	g	Luftmasse
\dot{m}	g/s	Massenstrom
\dot{m}_{aus}	g/s	Ausgangsmassenstrom
$\dot{m}_{Abgas,schicht}$	g/h	Abgasmassenstrom, Ladungsschichtung
\dot{m}_{ein}	g/s	Eingangsmassenstrom
\dot{m}_{Kap}	g/s	Kapillarmassenstrom des FIDs

$\dot{m}_{\text{Kraftstoff}}$	g/s	Kraftstoffmassenstrom
\dot{m}_{Luft}	g/s	Luftmassenstrom
\dot{m}_{Probe}	g/s	Probenmassenstrom
M_{Abgas}	g/mol	Molare Masse von Abgas
M_{C}	g/mol	Molare Masse von Kohlenstoff (12,01 g/mol)
$M_{\text{C}_3\text{H}_8}$	g/mol	Molare Masse von C_3H_8
$M_{\text{C}_{7,1}\text{H}_{12,5}\text{O}_{0,14}}$	g/mol	Molare Masse von $\text{C}_{7,1}\text{H}_{12,5}\text{O}_{0,14}$
M_{AG}	g/mol	Molare Masse von Abgas
M_{D}	Nm	Drehmoment
$M_{\text{D,max}}$	Nm	Maximales Drehmoment
M_{H}	g/mol	Molare Masse von Wasserstoff (1,008 g/mol)
M_{Krst}	g/mol	Molare Masse Kraftstoff
M_{Luft}	g/mol	Molare Masse von Luft
M_{PK}	mol	Kraftstoffteilchenmenge der GEV-Probe
M_{PL}	mol	Luftteilchenmenge der GEV-Probe
M_{T}	Nm	Tippelmann-Moment
n	min ⁻¹	Drehzahl
N	Teilchen/mol	Lochschnitt-Konstante ($6,023 \cdot 10^{23}$ Teilchen/mol)
ν	m ² /s	Kinematische Viskosität
n_{V}	-	Anzahl der Versuche
n_{M}	mol	Teilchenmenge der entnommenen Gasprobe
OF	-	Overlap-Faktor (Einlassnockenwelle)
p	bar	Druck
$p_{\varphi=70^\circ\text{KWn.ZOT}}$	bar	Zylinderdruck bei $\varphi = 70^\circ\text{KW n. ZOT}$
P	kW	Leistung
P_{eff}	kW	Effektive Leistung
p_{e}	bar	Druck im Zylinder bei Auslass öffnet
p_{fi}	bar	Partialdruck einer gasförmigen Komponente
$p_{\text{F,fl}}$	bar	Dampfdruck für flüssigen Kraftstoff
$p_{\text{F,gasf}}$	bar	Partialdruck für verdampften Kraftstoff
p_{i}	bar	Druck im Zylinder bei Einlass öffnet
p_{Kammer}	bar	Einspritz-Druckkammerdruck
P_{max}	kW	Maximale Leistung
p_{max}	bar	Maximaler Verbrennungsdruck
p_{me}	bar	Effektiver Mitteldruck
p_{mi}	bar; kPa	Indizierter Mitteldruck
p_{mr}	bar	Reibmitteldruck
p_{N_2}	bar	Stickstoffspüldruck
p_{Rail}	bar; MPa	Raildruck
$p_{\text{Rail,Luft}}$	bar	Einspritzdruck Luft bei ORBITAL-Verfahren
p_{Saug}	bar	Saugrohrdruck
p_{Umg}	bar	Umgebungsdruck
p_{Zyl}	bar	Zylinder-Innendruck
p_{zylZZP}	bar	Zylinder-Innendruck zum Zündzeitpunkt
$q_{\text{d,ber}}$	in	Berechnete Kraftstofffilmdicke
$q_{\text{d,exp}}$	in	Experimentell ermittelte Kraftstofffilmdicke
Q	J	Übertragene Wärmeenergie
$Q_{\text{HC,i}}$	%	Prozentuale Gesamt-HC-Masse, Modell Hamrin
$\Delta\Theta$	°KW	Überschneidungsbereich der Einlass- zur Auslass- steuerzeiten
ϑ	-	Isentropenkoeffizient HC-Modell Hamrin

ρ_{Luft}	kg/m^3	Luftdichte
ρ_{Krst}	kg/m^3	Kraftstoffdichte
R	J/(gK)	Spezielle Gaskonstante
\mathfrak{R}	J/(molK)	Allgemeine Gaskonstante ($\mathfrak{R} = 8,315\text{J/molK}$)
R_a	μm	Mittlere Oberflächenrauigkeit
r	m	Zylinder-Innenradius
R_m	MPa	Zugfestigkeit
Re	-	Reynoldszahl
σ	N/m	Kraftstoff-Oberflächenspannung
σ_{pmi}	bar	Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks
$\sigma_{\text{RMS}}; \sigma_{\text{RMS}}^*$	m/s	Standardabweichung der Strömung im Zylinder
S	-	Schwankungsmaß der Tumbleströmung
Sc	-	Schmidt-Zahl
$S_{\text{gemittelt}}$	-	Gemittelt Schwankungsmaß der Tumbleströmung
Sh	-	Sherwood-Zahl
S_{HC}	g/(kWh)	Spezifische HC-Rohemissionen
S_{FQ}	%	Prozentuale HC-Masse durch Flame- und Wall-Quenching-Effekte
S_K	%	Prozentuale HC-Masse aus Kraftstoff-Quellen
$S_{K\&L}$	%	Prozentuale HC-Masse aus Kraftstoff-Luft-Quellen
S_u	m/s	Flammenfortschrittsgeschwindigkeit
S_{WB}	%	Prozentuale HC-Masse durch Wandbenetzungseffekte
τ	-	Charakteristische Reaktionsrate
T	-	Tumblezahl nach Tippelmann
$T_{\varphi=70^\circ\text{KWn.ZOT}}$	K	Temperatur im Zylinder bei $\varphi = 70^\circ\text{KW n. ZOT}$
T_{Abgas}	K	Abgastemperatur
T_{ad}	K	Adiabate Flammentemperatur
$T_{\text{Ansaugluft}}$	K	Ansauglufttemperatur
t_c	s	Charakteristische Verbrennungszeit
t_{GZ}	ms	Gemischbildungszeit
t_t	s	Charakteristische Turbulenzzeit
T_{Kammer}	$^\circ\text{C}$	Gastemperatur der Einspritz-Druckkammer
T_{Kolben}	$^\circ\text{C}$	Kolbenoberflächentemperatur
T_{Krst}	$^\circ\text{C}$	Kraftstofftemperatur
$T_{\text{Kühl}}$	$^\circ\text{C}$	Kühlmitteltemperatur
T_L	$^\circ\text{C}$	Leidenfrost-Temperatur
T_{LZZP}	K	Verbrennungsluft-Temperatur zum Zündzeitpunkt
T_N	$^\circ\text{C}$	Nukiyama-Temperatur
T_{OF}	$^\circ\text{C}$	Oberflächentemperatur
$T_{\text{Öl}}$	$^\circ\text{C}$	Öltemperatur
T_R	K	Reaktionstemperatur
T_S	$^\circ\text{C}$	Siedetemperatur
T_{SF}	K	Einfriertemperatur
T_{Spalt}	K	Spaltraumtemperatur
T_{Umg}	K	Umgebungstemperatur
T_{Zyl}	K	Zylinder-Innentemperatur
T_v	K	Temperatur im Verbrannten
u'	m/s	Turbulenzintensität
U_{FID}	V	Spannung des FIDs

u_L	m/s	Strömungsgeschwindigkeit der Luft
\dot{V}	m^3/s	Volumenstrom
v_1	m/s	Vertikale Geschwindigkeit eines Tropfens
v_2	m/s	Horizontale Geschwindigkeit eines Tropfens
\dot{V}_{Abgas}	m^3/h	Abgasvolumenstrom
$\dot{V}_{\text{Abgas,homogen}}$	m^3/h	Abgasvolumenstrom, Homogenbetrieb
$\dot{V}_{\text{Abgas,schicht}}$	m^3/h	Abgasvolumenstrom, Betrieb mit Ladungsschichtung
$v_{\text{Absaugung}}$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit der PDA-Absaugung
V_{Endgas}	cm^3	Endgasvolumen im HC-Modell
V_h	l; cm^3	Hubraum Einzelzylinder
v_n	m/s	Normalenkomponente der Geschwindigkeit eines Tropfens
V	m^3	Mischvolumen
V_L	-	Diffusionsvolumen von Luft
V_{Krst}	-	Diffusionsvolumen von Kraftstoff
V_q	m^3	Quenchvolumen (quench volume)
V_{SR}	m^3	Spaltraumvolumen
V_t	m^3	Gesamtvolumen (total volume)
v_Z	m/s	Strömungsgeschwindigkeit im Zylinder
We	-	Weberzahl
We_{in}	-	Weberzahl der Primärtropfen
We_{out}	-	Weberzahl der Sekundärtropfen
$W_{i,ND,ENW0^\circ}$	J/cm^3	Indizierte Niederdruckarbeit bei ENW 0°KW
$W_{i,ND,ENW40^\circ}$	J/cm^3	Indizierte Niederdruckarbeit bei ENW 40°KW
W_{Luft}	-	Molmassenbruch Luft
$W_{\text{Kraftstoff}}$	-	Molmassenbruch Kraftstoff
X_{AGR}	%	Volumenanteil der externen Abgasrückführung
\tilde{x}_i	mol	Molanteil der Komponente in flüssiger Phase
X_r	%	Restgasanteil im Zylinder
X_{Kerze}	mm	Horizontaler Versatz der Zündkerze aus der Bohrungsmitte
X_v	-	Breite des Vektorfeldbereichs
X_v	%	Energieumsatz (Summenbrennverlauf)
$X_{v\text{max}}$	%	Maximaler Energieumsatz (Summenbrennverlauf)
$\left(\frac{dX_v}{d\phi}\right)_{\text{max}}$	1/rad	Maximale Energieumsetzungsrate (Brennverlauf)
y_v	-	Höhe des Vektorfeldbereichs
ψ	°	Winkeldifferenz der PDA-Empfänger
$\Psi_{\text{CO}_2,AG}$	Vol.-%	CO ₂ -Gehalt im Abgas
$\Psi_{\text{CO}_2,L}$	Vol.-%	CO ₂ -Gehalt in der Luft (ca. 0.035Vol.-%)
$\Psi_{\text{CO}_2,G}$	Vol.-%	CO ₂ -Gehalt im Gemisch

Indizes

Zeichen	Beschreibung	
w	-	Anteile Stickstoff
x	-	Anteile Kohlenstoff
y	-	Anteile Wasserstoff
z	-	Anteile Sauerstoff

Abkürzungen

AGR	Abgasrückführungsrate (engl.: EGR)
Ar	Argon
ASB	Ansteuerbeginn des Hochdruck-Drallinjektors
ASE	Ansteuerende des Hochdruck-Drallinjektors
a.u.	alternative unit
C	Kohlenstoff
CFD	computational fluid dynamics
CFR	Cooperative Fuel Research
CP	constant pressure
DISI	direct injection spark ignition
DLC	diamond-like carbon
DNC	diamond-near carbon
ENW	Einlassnockenwelle
FEV	Forschungsgesellschaft für Energietechnik und Verbrennungsmotoren
FFID	fast-response flame ionization detector
FID	Flammenionisationsdetektor
FSI	fuel stratified injection
GEV	Gasentnahmeventil
GDI	gasoline direct injection
H	Wasserstoff
HAJI	hydrogen assisted jet ignition
HC	hydrocarbon
HCCI	homogeneous charge compression ignition
LBK	Ladungsbewegungsklappe
LIF	Laserinduzierte Fluoreszenz
LOT	Ladungswechsel-OT
MPI	multi point injection
N	Stickstoff
O	Sauerstoff
OT	Oberer Totpunkt
PDA	Phasen-Doppler-Anemometrie
PIV	particle image velocimetry
PMT	Photomultiplier-Technologie
ppm	parts per million
TOP	Tumble-optischer Prüfstand
UT	Unterer Totpunkt
WWMP	world wide mapping point
ZOT	Zünd-OT
ZZP	Zündzeitpunkt

1 Einleitung

1.1 Problembeschreibung

Die Benzin-Direkteinspritzung gewinnt gerade in der heutigen Zeit immer mehr an Bedeutung. Da die Kraftstoffpreise stark steigen und immer neue Forderungen nach verbesserten Abgasnormen entstehen (EURO V), muss die Weiterentwicklung von Brennverfahren zur Verbrauchs- und Rohemissionsreduzierung primäres Ziel bleiben. Aktuelle Untersuchungen der Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung zeigen, dass das Potenzial der Verbrauchsreduzierung hinter den Erwartungen zurückbleibt und hier noch Weiterentwicklungsbedarf vorhanden ist.

Zu Untersuchungen der Kohlenwasserstoff-Rohemissionen von Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung und Benzin-Direkteinspritzung im Homogenbetrieb liegen umfangreiche Publikationen vor [suck2001a; erns2001a; hamr1994a]. Die Entstehungsmechanismen der Kohlenwasserstoff-Rohemissionen sind größtenteils bekannt.

Der Betrieb mit Ladungsschichtung eines Motors mit Benzin-Direkteinspritzung stellt ein vom Ablauf her anderes Verfahren dar. Bei diesem Verfahren wird der Kraftstoff nicht während des Ansaughubs, sondern während des Kompressionshubs eingespritzt. Das von VOLKSWAGEN AG entwickelte und angewandte FSI-Verfahren (FSI - Fuel Stratified Injection) ist ein kombiniertes Verfahren aus Wand- und Luftführung, bei dem der eingespritzte Kraftstoff über eine Kraftstoffmulde und eine im Betrieb mit Ladungsschichtung realisierte starke Luftströmung, den so genannten Tumble, zur Zündkerze geführt wird. **Abbildung 1.1.1** zeigt den Unterschied der spezifischen Kohlenwasserstoff-Rohemissionen zwischen Homogenbetrieb und Betrieb mit Ladungsschichtung von vergleichbaren Motoren.

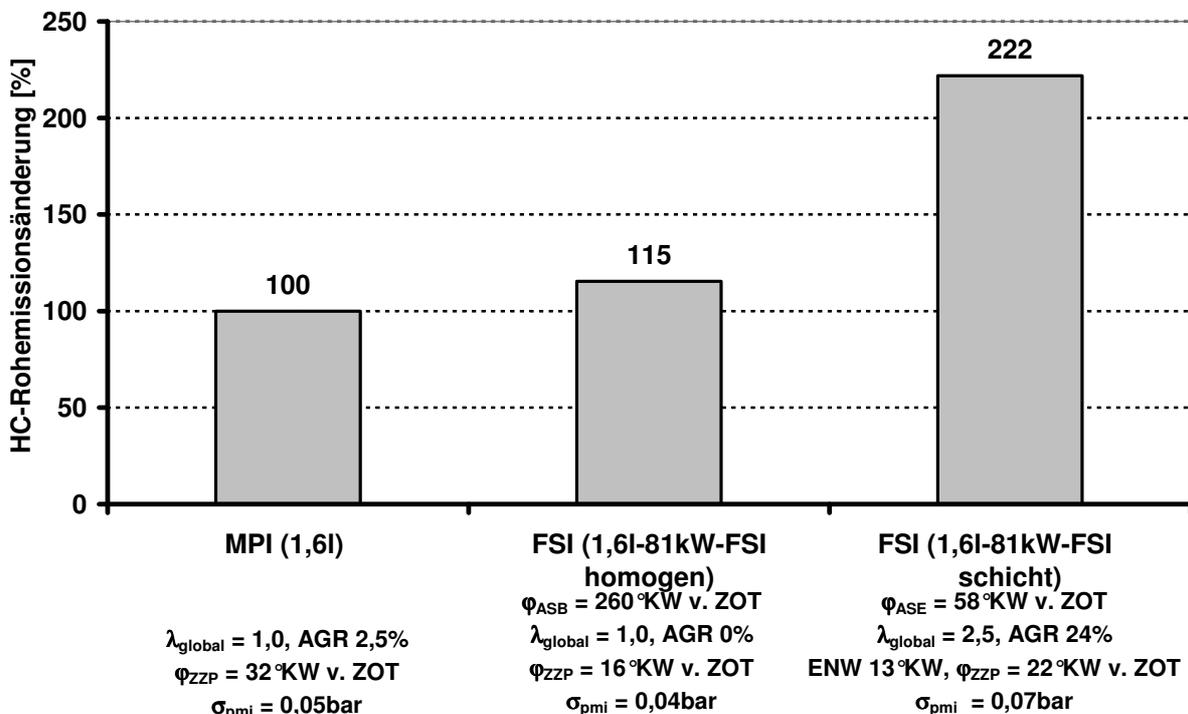


Abbildung 1.1.1 : Vergleich der prozentualen Änderung der spezifischen Kohlenwasserstoff-Rohemissionen zwischen Homogenbetrieb und Betrieb mit Ladungsschichtung bei vergleichbaren Motoren (Betriebspunkt: $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{\text{me}} = 2\text{bar}$)

1.2 Aufgabenstellung

Der Betrieb mit Ladungsschichtung führt zu einer Erhöhung der HC-Rohemissionen um über 100%. Untersuchungen haben ergeben, dass vor allem Effekte wie Flame-Quenching, die Benetzung der Brennraumoberflächen, z.B. Kolben, Brennraumdach und Ventilunterseiten, aber auch die sehr kurze Gemischbildungszeit eine entscheidende Rolle bei der Bildung der Kohlenwasserstoff-Rohemissionen spielen [erns2001a]. Einige Forscher beschäftigen sich mit grundsätzlichen HC-Quellen im Brennraum im Schicht- und Homogenbetrieb [kölm2000a, suck2001a]. Die überwiegend in der Literatur zu findenden Untersuchungen handeln zumeist von einzelnen HC-Quellen, wie Kraftstofffilm [li1999a], Wall- und Flame-Quenching [west1981a; pisc1984a], aber auch von anderen Effekten.

Im Rahmen dieser Arbeit sollen alle wichtigen Mechanismen gemeinsam betrachtet werden, die zu den erhöhten HC-Rohemissionen im Betrieb mit Ladungsschichtung eines Motors mit Benzin-Direkteinspritzung führen. Das Ziel ist die Reduzierung der HC-Rohemissionen in ausgewählten Betriebspunkten bei Betrieb mit Ladungsschichtung. Dies soll durch eine geeignete Wahl von Betriebsparametern und konstruktiven Änderungen geschehen. Dazu werden im Gegensatz zu den publizierten Arbeiten vorwiegend Untersuchungen am Vollmotor durchgeführt, um die einzelnen HC-Quellen qualitativ und quantitativ zu bestimmen. Der Fokus der Untersuchungen richtet sich vor allem auf die Mechanismen Flame-Quenching, Wall-Quenching und Wandbenetzung.

1.3 Verfahrensweise

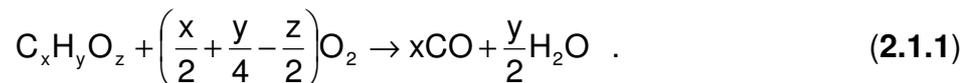
Die Untersuchungen bestehen im Wesentlichen aus Betriebsparametervariationen zur gezielten Beeinflussung der HC-Rohemissionen. Weiterhin werden auch konstruktive Änderungen, wie die Lage der Tumblebleche zur Erzeugung einer In-Zylinder-Strömung, die spezielle Kolbengeometrie, die geometrische Verdichtung und die Topographie der Kolbenoberfläche untersucht. Um die erlangten Ergebnisse zu stützen, stehen verschiedene optisch zugängliche Motoren, eine Einspritz-Druckkammer und diverse Sondermesstechnik, wie FFID (fast-response flame ionization detector) und GEV (Gasentnahmeventil), zur Verfügung. Speziell zur Untersuchung des Kraftstofffilmverhaltens werden Infrarot-Thermographie und PDA (Phasen-Doppler-Anemometrie) verwendet. Für die Untersuchung der Strömungsverhältnisse werden verschiedene CFD-Tools eingesetzt. Die optischen Untersuchungen werden mittels LIF-(Laser induzierte Fluoreszenz), PIV-(particle-image-velocimetry) und PMT-(Photomultiplier-Technologie)-SIS-Messtechnik durchgeführt. Um die Untersuchungsergebnisse zu bestätigen und zu interpretieren, wird ein HC-Simulationsmodell auf Basis eines bestehenden FORTRAN-Codes geschrieben, der die theoretische Untersuchung der verschiedenen Einflüsse erlaubt.

Durch die experimentell und theoretisch erlangten Erkenntnisse hinsichtlich der Aufteilung der Gesamt-HC-Rohemissionen auf die einzelnen Effekte ist es möglich, gezielt Maßnahmen zu deren Reduzierung durchzuführen. Vor allem eine quantitative Bewertung der einzelnen HC-Quellen und deren Entstehungsmechanismen liefert ein praktisch vollständiges Verständnis der unvollständigen Verbrennungsvorgänge und der daraus resultierenden Kohlenwasserstoff-Rohemissionen im Motor mit Benzin-Direkteinspritzung und wand-/luftgeführten Brennverfahren.

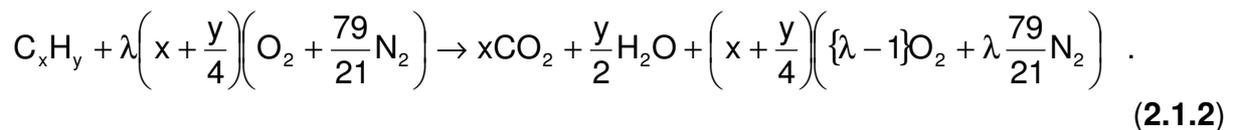
2. Stand der Forschung

2.1 Motorische Verbrennung

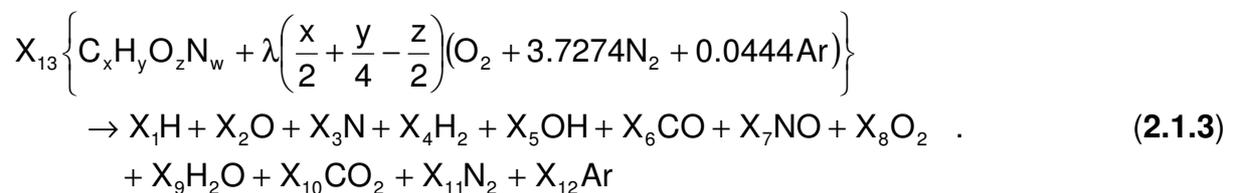
Die im Ottomotor verwendeten Kraftstoffe setzen sich aus Gemischen von mehr als 200 Kohlenwasserstoffe unterschiedlicher Struktur zusammen [saff1984a, diet1994a, russ1995a, kais1994a]. Bei der idealen vollständigen Verbrennung unter stöchiometrischen Bedingungen entstehen Wasser (H_2O) und Kohlendioxid (CO_2) [warn1997, west1979a]. Westbrook et al. [west1984a] haben folgende allgemeine Gleichung für die Reaktion von Kraftstoff und Sauerstoff aufgestellt:



Bei der realen, unvollständigen Verbrennung entstehen zusätzlich teilweise gesetzlich limitierte Schadstoffe. Schmidt [schm1989a] beschreibt bei $\lambda_{\text{global}} > 1$, also ausreichend vorhandenem Sauerstoff, die Reaktion von Kohlenwasserstoffen mit folgender Bruttoumsatzgleichung:



Wenn zusätzlich die Reaktion in argonhaltiger Luft berücksichtigt wird, kommt der Lösungsansatz von Olikara et al. [olik1975a] zum Tragen:



Die Terme X_1 bis X_{12} stehen dabei für die Molkonzentrationen der einzelnen Spezies und X_{13} kennzeichnet die molare Konzentration von Kraftstoff. Ein Vergleich des Gleichungsansatzes von Olikara (**Gl. 2.1.3**) mit dem von Merdes [merd1999a] benutzten NASA-Stoffwerteprogramm CEC71 zeigt eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den beiden Berechnungsverfahren.

Eng et al. [eng1998a] geben als Temperaturschwelle für die nötige Aktivierungsenergie für die Umsetzung von Kohlenwasserstoffkomponenten Temperaturen größer 1500K an.

Die einzelnen Reaktionsmechanismen der Kohlenwasserstoffverbrennung sind noch nicht alle geklärt. Bei Urlaub [urla1990a] wird das vereinfachte Reaktionsschema einer mehrphasigen Niedertemperaturentflammung als Reaktionsprinzip dargestellt. Zu den bei einer realen, unvollständigen Verbrennung entstehenden Schadstoffen gehören Kohlenwasserstoffe (HC), Kohlenmonoxid (CO), Stickoxide (NO_x) und Ruß [erdm1998a] als nicht erwünschte Nebenprodukte.

Eine von Matthews et al. [matt1999a] durchgeführte Untersuchung an einem Motor

mit Benzin-Direkteinspritzung zeigte, dass die HC-Emissionen im Homogenbetrieb bis doppelt und im Betrieb mit Ladungsschichtung bis zu viermal so hoch liegen als bei vergleichbaren MPI-Motoren.

Bargende et al. [barg2001a] stellen die Besonderheiten der thermodynamischen Analyse bei Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung heraus. Sie kommen zu dem Ergebnis, dass bei einem Motor mit Benzin-Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren im Betrieb mit Ladungsschichtung bei einer Drehzahl von $n = 2000\text{min}^{-1}$ und einem indizierten Mitteldruck von $p_{mi} = 3\text{bar}$ von 100% Kraftstoffenergie nur 93,6% der Kohlenwasserstoffe umgesetzt werden.

Sowohl Matthews et al. als auch Bargende et al. stellen sehr hohe HC-Emissionen im Betrieb mit Ladungsschichtung von Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung fest.

2.2 Benzin-Direkteinspritzung

Im Folgenden wird die Benzin-Direkteinspritzung, deren Brennverfahren die Grundlage der Untersuchungen bilden, erläutert. Im Gegensatz zur Einspritzung in das Saugrohr beim herkömmlichen Ottomotor wird der Kraftstoff beim Motor mit Benzin-Direkteinspritzung mit Hochdruckeinspritzventilen bei heute üblichen Drücken zwischen $p_{\text{Rail}} = 60\text{bar}$ und $p_{\text{Rail}} = 110\text{bar}$ direkt in den Brennraum eingebracht. Damit wird im Teillastbereich die beim Dieselmotor bereits eingesetzte Qualitätsregelung umgesetzt. Anstatt einer Drosselung im Teillastbereich des Ottomotors mit Saugrohereinspritzung wird eine Abmagerung des Gemischs angestrebt. Das Verfahren der Saugrohereinspritzung stößt bei Luftverhältnissen von $\lambda_{\text{global}} > 1,5$ an die Grenzen der Entflammbarkeit. Daher wird beim Motor mit Benzin-Direkteinspritzung im Teillastbereich mit einer Ladungsschichtung gearbeitet, bei der die Einspritzung erst im Verdichtungsstakt erfolgt. So wird an der Zündkerze zum Zündzeitpunkt ein zündfähiges Gemisch mit $\lambda \approx 1$ erzeugt, während im restlichen Brennraum idealerweise nur reine Luft, Restgas und rückgeführtes Abgas vorhanden sind. Insgesamt wird dadurch das Gemisch sehr mager. Im ungedrosselten Betrieb sind bei Leerlaufdrehzahlen globale Luftverhältnisse von bis zu $\lambda_{\text{global}} = 8$ möglich [scus1978a]. Diese Entflammungsgrenze wurde auch von Jost [jost1939a] in Versuchen an einer Verbrennungsbombe ermittelt.

Die Vorteile der Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung sind darüber hinaus die mögliche Erhöhung des effektiven und geometrischen Verdichtungsverhältnisses und eine Verringerung der Wandwärmeabfuhr. Beim Ottomotor wird das Verdichtungsverhältnis durch die Klopfneigung begrenzt. Durch ein hohes Verdichtungsverhältnis kann aufgrund der erhöhten Temperatur- und Druckverhältnisse stärker abgemagert werden. Buhr [buhr1997a] hat festgestellt, dass sich aufgrund des erhöhten Zylinder-Innendrucks eine geringere Penetration des Kraftstoffstrahls ergibt, was die Ladungsschichtung und die Gemischbildung begünstigt. Im Volllastbetrieb wird bei der Benzin-Direkteinspritzung mit $\lambda_{\text{global}} \leq 1$ und direkter Einspritzung während des Saughubs gearbeitet. Der Vorteil gegenüber Motoren mit Saugrohereinspritzung liegt hier in der Anhebung des Verdichtungsverhältnisses. Der Grund ist die durch die direkte Kraftstoffeinbringung in den Brennraum erreichte Verdampfungskühlung [pisc1989a]. Es ergibt sich eine Gemischabkühlung von ca. 20K und durch die Dichtesteigerung des Gemisches eine Steigerung der maximalen Zylinderfüllung [kost1998a]. Zum Zündzeitpunkt liegt im Brennraum ein weitgehend homogenes Gemisch vor.

Weitere Vorteile der Benzin-Direkteinspritzung sind die Vermeidung der Kraftstoff-filmbildung im Saugrohr und ein dynamisch besser einhaltbares Luft/Kraftstoff-Verhältnis.

Durch die Einspritzung in den Kompressionstakt des Motors bleibt für die Gemischbildung im Betrieb mit Ladungsschichtung sehr wenig Zeit, so dass es zu Inhomogenitäten und Verbrennungsinstabilitäten kommt. Der Bereich, in welchem der Betrieb mit Ladungsschichtung möglich ist, wird dadurch eingeschränkt. Die Grenzen des Betriebs mit Ladungsschichtung liegen bei hohen Drehzahlen in der für die Gemischbildung zur Verfügung stehenden Zeit und bei hohen effektiven Mittel-Drücken in einer stark zunehmenden Rußbildungsneigung.

Neben dem Betrieb mit Ladungsschichtung gibt es noch den Homogen-Mager-Betrieb mit Luftverhältnissen bis $\lambda_{\text{global}} = 1,55$, den Homogenbetrieb bei $\lambda_{\text{global}} = 1$ und den im Volllastbereich zur Anfettung und zu Katalysatorschutzmassnahmen benötigten Homogenbetrieb mit $\lambda_{\text{global}} < 1$ [hohe1997a].

2.3 Mögliche Quellen der Kohlenwasserstoff-Rohemissionen

Die Ursachen der hohen Kohlenwasserstoff-Rohemissionen im Betrieb mit Ladungsschichtung von Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung sind noch nicht endgültig geklärt. Um hinreichend zu verstehen, in welchen Bereichen des Brennraums und aufgrund welcher Erscheinungen diese HC-Rohemissionen entstehen, werden zunächst die möglichen Quellen der Kohlenwasserstoffe lokalisiert. Im Folgenden sind die HC-Rohemissionsquellen dargestellt, welche im Betrieb mit Ladungsschichtung eines Motors mit Benzin-Direkteinspritzung von Bedeutung sein können, **Abbildung 2.3.1**.

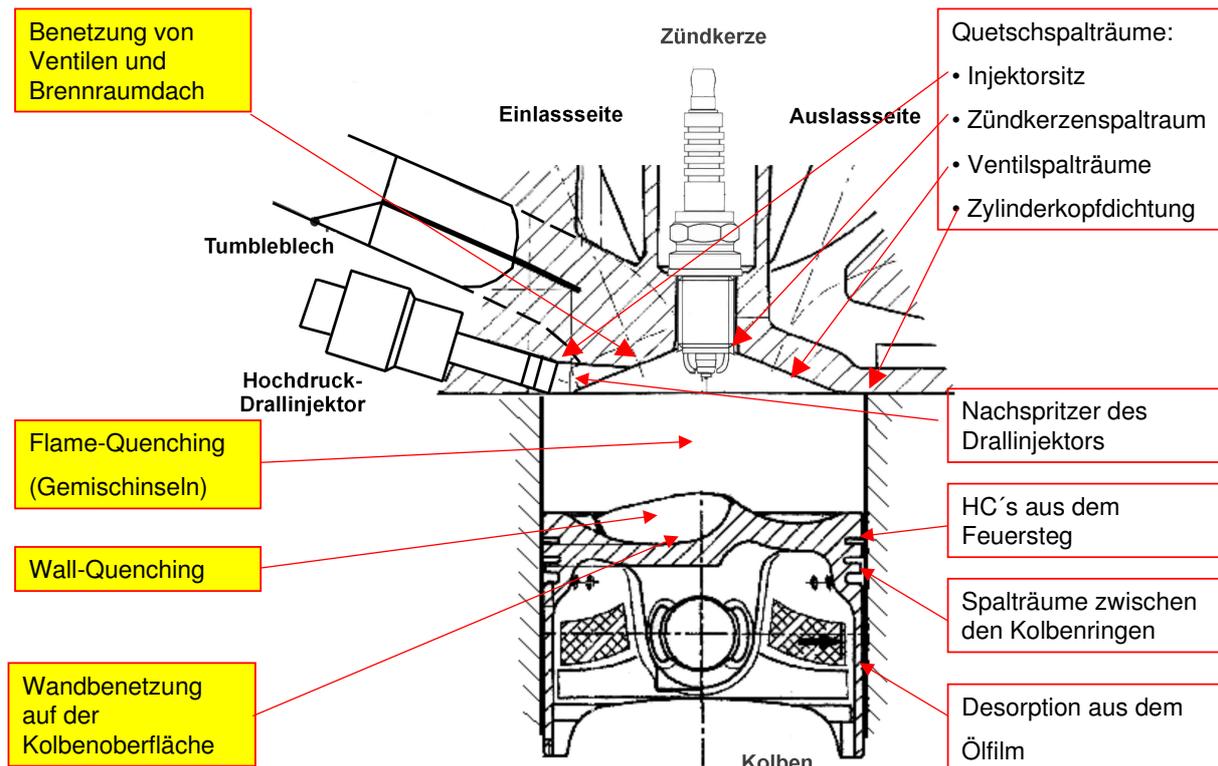


Abbildung 2.3.1: Mögliche HC-Rohemissions-Quellen eines Motors mit Benzin-Direkteinspritzung mit wandgeführtem Brennverfahren und Luftunterstützung

Flame-Quenching

Flame-Quenching bezeichnet das vorzeitige Erlöschen der Flamme innerhalb des Brennraums infolge sehr fetter oder sehr magerer Gemischzonen. Es entstehen Bereiche mit unverbranntem oder teilverbranntem Gemisch, die zu den HC-Rohemissionen beitragen.

Cheng et al. [chen1993a] stellen an einem Ottomotor mit Saugrohreinspritzung fest, dass der HC-Anteil des Flame-Quenching an den Gesamt-HC-Rohemissionen 5% beträgt und ca. 7% des eingesetzten Kraftstoffs unverbrannt wieder ausgeschoben werden.

Bignion et al. [bign1998a] beziffern den Anteil aller Quencheffekte an den Gesamt-HC-Rohemissionen im stöchiometrischen Homogenbetrieb eines Motors mit Benzin-Direkteinspritzung mit weniger als 10%. Flame-Quenching spielt also im Homogenbetrieb eine eher untergeordnete Rolle.

Pischinger et al. [pisc1984a] haben gezeigt, dass bei der Verbrennung von sehr magerem Brennstoff-Luftgemisch Flame-Quenching als eine der Hauptursachen für erhöhte HC-Rohemissionen angesehen werden kann. Sie untersuchen mittels der LDA-Messtechnik (Laser-Doppler-Anemometrie) an einem Einzylindermotor mit Methanol- und Benzinbetrieb den Flame-Quenching-Effekt und machen folgende Beobachtungen:

- Eine zunehmende Abmagerung im Homogenbetrieb führt zu einer Verlangsamung der Flammenfrontgeschwindigkeit (**Abbildung 2.3.2**).
- Eine Vergrößerung der Quenchvolumina hat eine Anhebung der HC-Rohemissionen zur Folge und umgekehrt deren Verringerung.
- Abgasproben haben ergeben, dass die Quenchzonen unverbranntes Gemisch enthalten, welches im Expansionstakt unverbrannt wieder freigegeben wird. Dies führt zu einem Anstieg der HC-Rohemissionen.

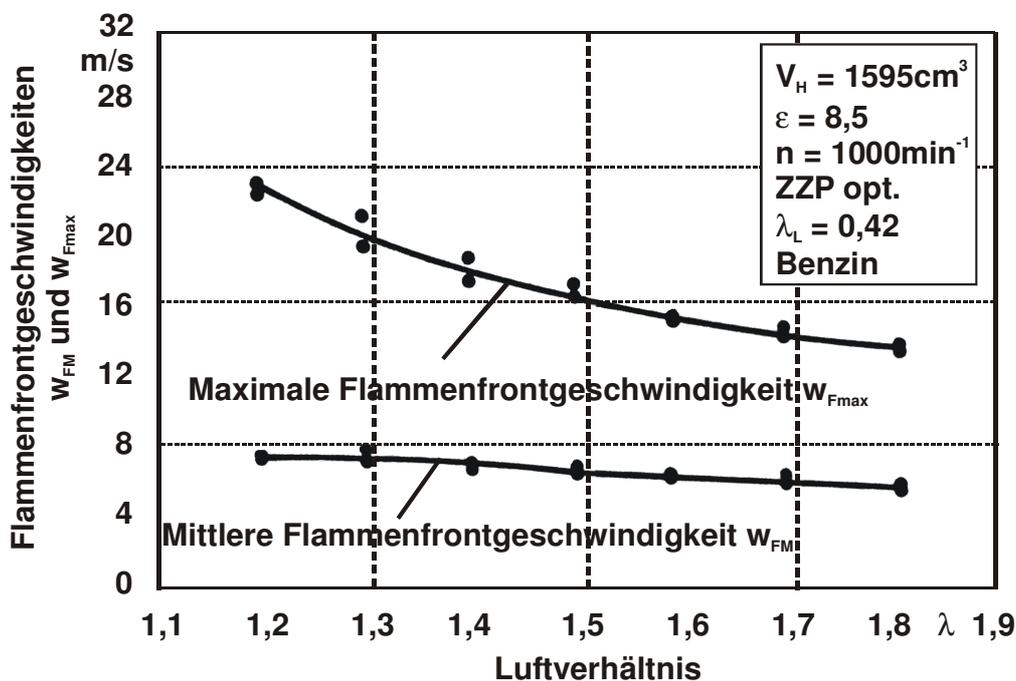


Abbildung 2.3.2: Maximale und mittlere Flammenfrontgeschwindigkeiten in Abhängigkeit vom Luftverhältnis [pisc1984a]

Im Betrieb mit Methanol erhöht sich die maximale Flammenfrontgeschwindigkeit auf ca. 28m/s bei $\lambda_{global} = 1,2$ und fällt dann bis $\lambda_{global} = 1,8$ auf die Werte von Benzin.

Spicher et al. [spic1985a] und Dyer [dyer1985a], der die bis dahin vorhandenen Ergebnisse im Hinblick auf den Zusammenhang zwischen Magerverbrennung und den HC-Emissionen zusammenfasst, kommen ebenfalls zu dem Schluss, dass neben anderen Quellen vor allem das Flame-Quenching zu den HC-Emissionen beiträgt.

Es liegen grundsätzlich zwei unterschiedliche Effekte vor, die zu Flame-Quenching führen.

1. Eine zu lange Gemischbildungszeit, also die Vergrößerung des zeitlichen Abstands zwischen Einspritzung und Zündung im Betrieb mit Ladungsschichtung, führt zu dem von Yu et al. [yu1983a], Kuo et al. [kuo1988a] und Sandquist et al. [sand2000a] beschriebenen Overmixing-Effekt. Die Gemischbildungszeit ist relativ

lang und die Gemischwolke magert insbesondere zu den Rändern sehr stark ab. Das führt zu hohen Luftverhältnissen zum Zündzeitpunkt an der Zündkerze und damit primär zu einem schlechteren Durchbrennverhalten. Des Weiteren bilden sich viele kleine, nicht zündfähige Randwolken um die Hauptwolke herum. Der hohe Lambdagradiant zwischen Randwolken und Hauptwolke verhindert ein sicheres Durchbrennen der Flamme. Infolge dessen nimmt auch die Flammenfortschritts-geschwindigkeit ab, und der Flame-Quenching-Effekt erhöht sich. Die Verlängerung der Gemischbildungszeit hat grundsätzlich eine Erhöhung der HC-Rohemissionen und eine Reduzierung der CO-Rohemissionen zur Folge. Die relevanten Einflussgrößen sind der Zündzeitpunkt und der Einspritzzeitpunkt des Kraftstoffs.

Westbrook [west1979a] findet an einem Modell für Motoren mit Ladungsschichtung, dass auch unter idealen Bedingungen für den Betrieb mit Ladungsschichtung die Flamme, wenn sie im Zentrum der Gemischwolke entsteht, nicht schnell genug an den Rand der Wolke heranbrennt, ohne dass Overmixing-Effekte auftreten. Bereits 0,2ms nach Beginn der Verbrennung reduziert sich die Flammenfortschritts-geschwindigkeit in den mageren Bereichen stark, so dass die Verbrennung nicht vollständig beendet werden kann.

Matsui et al. [mats1986a] stellen an einem Motor mit Diesel-Direkteinspritzung fest, dass in allen Fällen, in denen eine Abmagerung der Gemischwolke und Overmixing begrenzt werden, auch die HC-Emissionen abnehmen. 50% der HC-Emissionen entstehen nach Matsui et al. durch zu sehr fortgeschrittene Abmagerung. Eine Anhebung des Verdichtungsverhältnisses und die gleichzeitige Reduzierung des Zündverzugs führt zu geringeren HC-Emissionen [henn1984a; gree1977a].

Lake et al. [lake1996a] untersuchen einen RICARDO-Motor mit Benzin-Direkt-einspritzung im Betrieb mit Ladungsschichtung und beobachten bei einer starken Verringerung des Saugrohrdrucks und der daraus resultierenden Anfettung magerer Bereiche die Reduzierung der HC-Emissionen um über 50% bei gleichzeitiger Anhebung der NO_x-Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs. Bei Schäfer et al. [schä1993a], Urlaub [urla1989b] und Almstadt [alms1985a] finden sich weitere Untersuchungsergebnisse zur Variation des Luftverhältnisses bei Ottmotoren mit Saugrohreinspritzung und Benzin-Direkteinspritzung und Dieselmotoren.

2. Eine Reduzierung der Gemischbildungszeit hat dagegen nicht immer eine Verschlechterung der HC-Rohemissionen durch den Undermixing-Effekt zur Folge, wie Sandquist et al. [sand2000a] feststellen. Undermixing bezeichnet die unvollständige Aufbereitung des Gemischs, da der Zeitraum zwischen Einspritzzeitpunkt und Zündzeitpunkt zu kurz ist. Eine Reduzierung der Gemischbildungszeit ist prinzipiell durch Verlegung des Zündzeitpunkts oder des Einspritzzeitpunkts zu erreichen.

Neben der Möglichkeit, Flame-Quenching durch Veränderung der Gemischbildungszeit zu beeinflussen, kann auch eine Konditionierung der Verbrennungsluft durch äußere AGR oder Temperaturerhöhung der Frischluft erreicht werden. Durch die erhöhte Energie wird der Verdampfungsprozess im Zylinder gefördert, und der Kraftstoff wird besser mit der Luft vermischt. Dies führt zu einer günstigeren Verbrennung und zu weniger flüssigen Kraftstoffanteilen im Zylinder. Klawatsch [klaw1997a] hat an kleinvolumigen Ottomotoren herausgefunden, dass im Teillastbereich eine Ansaugluftvorwärmung auf $T_{\text{Ansaugluft}} = 343\text{K}$ zu einer zusätzlichen Verdampfung von 9% der Tropfen führt. Yu et al. [yu1980a] haben an einem Motor mit Diesel-Direkteinspritzung bei einer Ansaugluftvorwärmung von $T_{\text{Ansaugluft}} = 303\text{K}$ auf $T_{\text{Ansaugluft}} = 423\text{K}$ eine Absenkung der HC-Konzentration von etwa 95% beobachtet und zusätzlich eine Reduzierung der Zündverzugszeit festgestellt. Neben dem Vorteil der verbesserten Verdampfung und den reduzierten

HC-Rohemissionen bleibt bei fehlender Aufladung jedoch der Nachteil der reduzierten Luftmasse, die an der Verbrennung teilnimmt, und der Anhebung der Klopfempfindlichkeit an der Volllast durch Anhebung des Temperaturniveaus. Weiterhin führt eine Aufladung zur Anhebung des Druck-Temperatur-Niveaus und somit zu einer Absenkung der HC-Rohemissionen durch eine verbesserte Verbrennung in vergleichbaren Betriebspunkten [klaw1997a].

Weiss et al. [weis1981a] berechnen mittels eines funktionalen Zusammenhangs die Temperatur T_{SF} für das plötzliche Einfrieren der Flamme beim Flame-Quenching in unterschiedlichen Betriebspunkten. An einem CFR-(Cooperative Fuel Research)-Einzylindermotor wurde festgestellt, dass T_{SF} als Funktion der prozentualen Molmasse von Sauerstoff, des Umgebungsdrucks und des Zylinderdrucks wesentlichen Einfluss auf die HC-Rohemissionen hat, da bei Auslöserscheinungen die unverbrannten Kohlenwasserstoffe nach der Verbrennung ausgeschoben werden.

Russ et al. [russ1999b; russ1999a] haben an einem Einzylinder- und einem Vierzylinder-Ottomotor mit Saugrohreinspritzung im Homogenbetrieb festgestellt, dass eine Anhebung der In-Zylinder-Strömung durch ein "Charge-motion-control-valve" zu einer Reduzierung der zyklischen Schwankungen und damit zu einer Reduzierung der HC-Rohemissionen aufgrund einer besseren Gemischbildung führt. Bei Untersuchungen zu Spätzündungen und deren Einfluss auf die HC-Emissionen kamen Russ et al. zu dem Ergebnis, dass die Spätzündung bei Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung einerseits wirkungsgradnachteilig ist und andererseits größere Momentenschwankungen und damit einen unruhigeren Motorlauf zur Folge hat. Die Doppelzündung hat eine deutliche Verbesserung der Verbrennungsstabilität zur Folge.

Der Großteil der bisher zum Thema Flame-Quenching durchgeführten Untersuchungen bezieht sich auf Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung oder Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung im Homogenbetrieb. Der Einfluss von Einspritztiming, Temperaturen und Strömungsverhältnissen auf Flame-Quenching bei Betrieb mit Ladungsschichtung von Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung wurde bisher noch nicht eingehend untersucht. Es ist hierbei mit einem deutlich höheren Anteil von Flame-Quenching an den HC-Rohemissionen zu rechnen.

Wall-Quenching

Wall-Quenching bezeichnet das vorzeitige Erlöschen der Flamme an der Brennraumwand durch eine intensive Wärmeableitung in Wandnähe. Dies führt zu einer starken Abkühlung des reaktionsfähigen Gemischs der Flammenfront [erdm1998a]. Klawatsch [klaw1995a] beziffert den HC-Volumenanteil vom Wall-Quenching an den Gesamt-HC-Rohemissionen mit 10%.

Lawrence et al. [lawr1998a] haben an einem HAJI-(Hydrogen Assisted Jet Ignition)-Motor mit Saugrohreinspritzung und luftunterstützter Vorkammerzündung zwei wesentliche Einflussgrößen auf die HC-Emissionen im Magerbetrieb festgestellt. Es handelt sich um ein ansteigendes Wall-Quenching mit zunehmender Abmagerung und eine verminderte In-Zylinder-Nachoxidation durch abfallende Temperaturen. Bei den Experimenten stiegen bei $\lambda_{global} > 2$ die HC-Emissionen im Vergleich zum stöchiometrischen Betrieb um fast das Doppelte an.

Bereits 1957 beschäftigte sich Daniel [dani1957a] an einem optisch zugänglichen Einzylindermotor mit Saugrohreinspritzung im Homogenbetrieb mit Wall-Quenching

an kalten Brennraumwänden und korrelierte seine Ergebnisse mit einer berechneten Kraftstofffilmdicke nach Friedman und Johnston [frie1950a]. Es ergab sich eine berechnete Kraftstofffilmdicke von $q_{d,ber} = 0,0093in$ und eine experimentelle Kraftstofffilmdicke von $q_{d,exp} = 0,015in$.

Ein Vergleich des Quenchvolumens V_q (Volumen, welches nicht von der Flamme erfasst wird) mit dem Gesamtvolumen V_t ergibt einen Zusammenhang zwischen dem Äquivalenz-Verhältnis Φ und der relativen HC-Konzentration. Sowohl mit steigendem Φ und steigendem Volumenverhältnis V_q/V_t als auch mit fallendem Φ und steigendem Volumenverhältnis V_q/V_t im Vergleich zum stöchiometrischen Φ steigt die HC-Konzentration an. Das Äquivalenzverhältnis Φ ist definiert als [heyw1988a] (F: Fuel; A: Air):

$$\Phi = \frac{\left(\frac{F}{A}\right)_{\text{tatsächlich}}}{\left(\frac{F}{A}\right)_{\text{stöchiometrisch}}} \quad (2.3.1)$$

Westbrook et al. [west1981a] führen numerische Studien durch, bei denen anhand eines Modells für Methanol- und Methan-Flammen die Quetschzone bestimmt wird. Ein Vergleich der experimentell ermittelten Quetschzonenbreiten mit den Simulationsergebnissen zeigt eine gute Übereinstimmung der Untersuchungsergebnisse. Die Quetschzonenbreite bezeichnet die Distanz zwischen der Flammenfront und der Wand. In **Abbildung 2.3.3** ist schematisch das Heranbrennen einer Flammenfront an eine Wand dargestellt. In Abhängigkeit vom Betriebspunkt liegen in der Quetschzone unterschiedliche Temperatur-, Druck- und Luftverhältnisbedingungen vor.

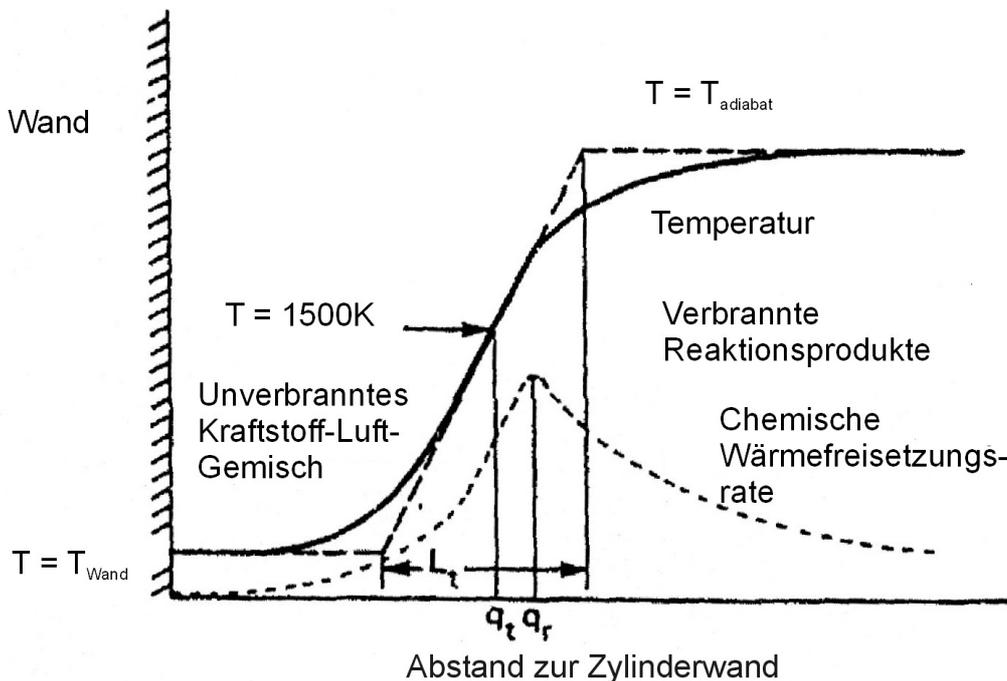


Abbildung 2.3.3: Schematische Darstellung von Wall-Quenching (L_f : thermische Flammendicke; q_b , q_r : Flammenpositionen; T_{Wand} : Wandtemperatur; $T_{adiabat}$: adiabate Flammentemperatur) [west1981a]

Amano et al. [aman2001a] untersuchen Wall-Quenching an einem 6-Zylinder-Motor mit Erdgasbetrieb im Homogenbetrieb und stellen fest, dass Wall-Quenching weniger durch die Motorgeometrie als vielmehr durch das Äquivalenzverhältnis Φ beeinflusst wird. Ausgehend von $\Phi = 0,45$ nehmen die HC-Emissionen bei steigendem Φ , d.h. mit einer Anfechtung des Gemischs bis $\Phi = 0,58$, ab.

Bulk-Quenching

Bulk-Quenching ist dem Flame-Quenching-Effekt sehr ähnlich. Es beschreibt den Vorgang, bei welchem aktive H- und O-Atome und OH-Radikale sehr schnell aus der Reaktionszone diffundieren. Sie können von der Flamme nicht energetisch umgesetzt werden. Dies führt zum Erlöschen der Flamme und zu unverbrannten Gemischanteilen.

Smith et al. [smit1979a] berichten über grundlegende Untersuchungen zu Bulk-Quenching-Effekten an einer Brennkammer. Es werden experimentelle Untersuchungen zur Flammenausbreitung durchgeführt und mit Berechnungen abgeglichen. Die Ergebnisse zeigen, dass das Erlöschen der Flamme immer bei einer adiabaten Flammentemperatur von $T_{ad} = 1606\text{K}$ auftritt. Das Strecken der Flamme trägt bei Karlovitz-Zahlen über 0,15 zum Bulk-Quenching bei. Mit den vorhandenen Werten für die Karlovitz-Zahl liegt die Verbrennung im Borghi-Diagramm im Bereich zwischen dicken, turbulenten Flammen und gefalteten Flammen [reis1999b; warn1997a]. Die Karlovitz-Zahl ist nach Lewis et al. [lewi1961a] definiert als:

$$K = \frac{\eta_0 / s_u}{l / u'} * \frac{t_c}{t_t} \quad (2.3.5)$$

Amano et al. [aman2001a] stellen fest, dass bei Karlovitz-Zahlen über 1 Quencheffekte auftreten. Die Menge der durch Quenching entstehenden HC-Emissionen steigt linear mit der Karlovitz-Zahl an (**Abbildung 2.3.4**).

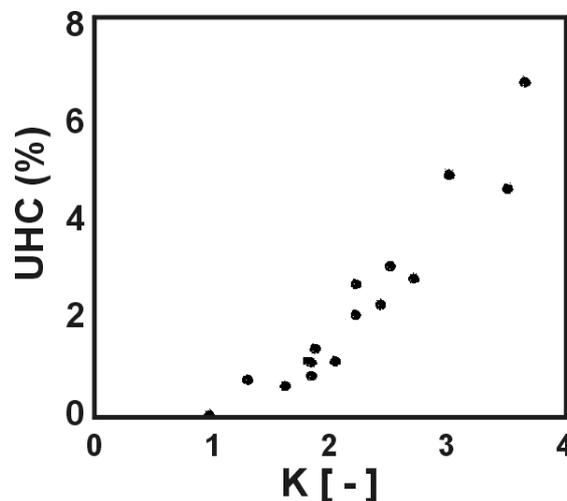


Abbildung 2.3.4: HC-Rohemissionen über der Karlovitz-Zahl als Maß für hohe Turbulenz [aman2001a]

Ishikawa [ishi1984a] findet an einem Reaktor heraus, dass Turbulenz in der Gemischwolke lokale Konzentrationsgradienten bilden kann, was ebenfalls zu Bulk-Quenching führt. Vor allem hohe Drehzahlen, Teillast und eine verspätete Zündung mit Verbrennung im Expansionstakt können Gründe für erhöhte HC-Rohemissionen sein, wie Yu et al. [yu1980a] an einem Motor mit Diesel-Direkteinspritzung beobachten. Frank [fran1989a] hat dagegen an einem solchen gezeigt, dass über 80% der Verbrennung stattgefunden hat, bevor die Temperatur unter den kritischen Wert abgefallen ist. Somit ist der Einfluss von Bulk-Quenching auf die HC-Emissionen bei kleinen Lasten zu vernachlässigen.

Wandbenetzung von Bauteilen

Die Wandbenetzung von Bauteilen kann örtlich in verschiedene Kategorien eingeteilt werden. In Abhängigkeit von Brennverfahren und Betriebsmodus werden Zylinderwände, Kolbenoberfläche und Brennraumdach unterschiedlich stark mit Kraftstoff beaufschlagt.

Habchi et al. [habc1999a] zeigen an einem Kolbenmodell und an einem Kraftstofffilmexperiment (iso-Oktan) in einem Rohr, dass sich bei einer Kolbentemperatur von unter $T_{\text{Kolben}} = 460\text{K}$ ein flüssiger Film auf dem Kolben bildet und bei einer Temperatur von $T_{\text{Kolben}} = 400\text{K}$ über 20 % des eingespritzten Kraftstoffs in dem Film gespeichert sind (**Abbildung 2.3.5**).

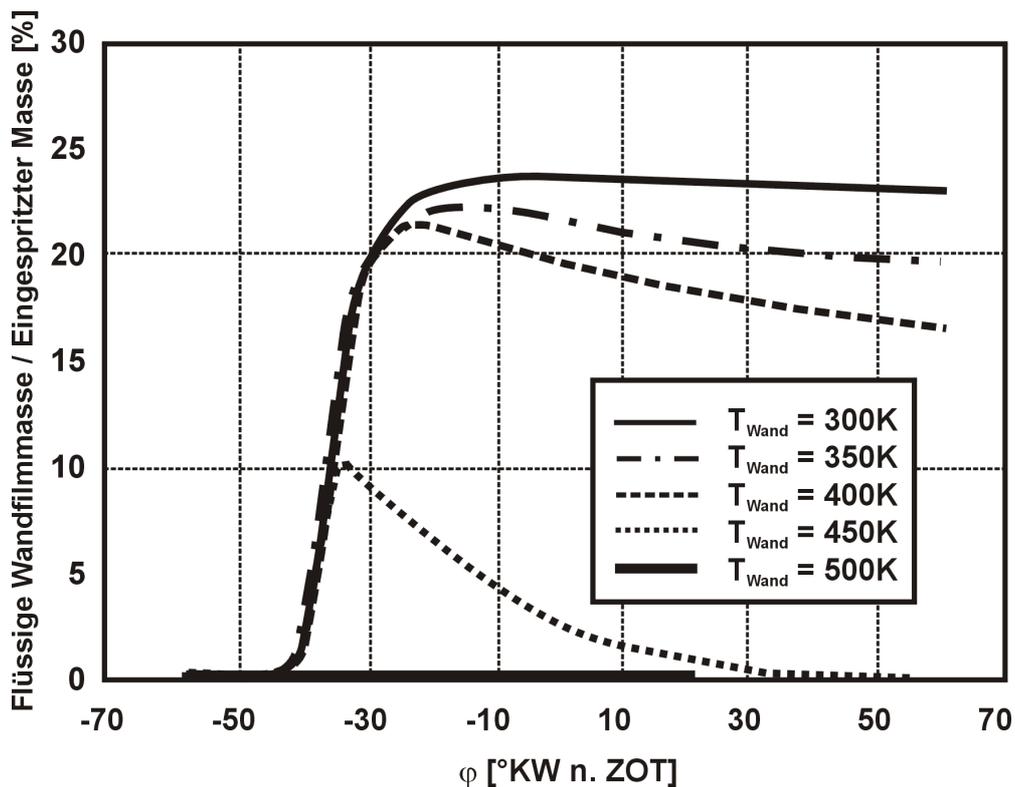


Abbildung 2.3.5: Flüssige Kraftstofffilmmasse auf der Kolbenoberfläche bezogen auf die zusätzlich eingespritzte Kraftstoffmasse in Abhängigkeit von der Oberflächentemperatur T_{Wand} [habc1999a]

Habchi et al. teilen die physikalischen Erscheinungen, die einen flüssigen Kraftstofffilm verursachen, wie folgt auf:

- Filmbildung durch auftreffende Tropfen und Gemischkondensation;
- Filmausbreitung aufgrund von Luft- und Wandscherspannung und inneren Kräften;
- Wärmeaustausch mit der Wand und dem umgebenden Gas und
- Zerstäubung und Zerfallen von Tropfen.

Von Sandquist et al. [sand2000a] wurde mit einem CAMBUSTION FFID HFR 400 an einem Einzylindermotor mit Benzin-Direkteinspritzung (RICARDO Hydra Mark III) der Einfluss von Einspritzbeginn und der Spray-Wand-Interaktion im geschichteten Teillastbetrieb bei $n = 2000\text{min}^{-1}$ und $p_{\text{me}} = 2\text{bar}$ untersucht. Der Einfluss der

Verdampfungseigenschaften des Kraftstoffs wurde aufgrund der kurzen Gemischbildungszeit im Betrieb mit Ladungsschichtung hervorgehoben. Es wurde festgestellt, dass sich bei einer mittleren Kolbentemperatur bei Teillast von $T_{\text{Kolben}} = 393\text{K}$ ein Kraftstofffilm in der Kolbenmulde bildet. Es findet eine sehr langsame Verdampfung aus dem Film heraus statt. Dabei verdampfen die niedrig siedenden Komponenten des Kraftstoffs zuerst, und die hoch siedenden Komponenten verbleiben im Film. Dadurch vergrößern sich sowohl die Rußemissionen als auch die Menge der sich bildenden Ablagerungen. Weitere Kohlenwasserstoffe können durch Absorption und Desorption in diesen Ablagerungen zwischengespeichert werden und führen zu hohen HC-Emissionen in der Ausschubphase. Durchgeführte FFID-Messungen im Betrieb mit Ladungsschichtung zeigen eine HC-Abnahme nach Schließen der Auslassventile. Ein Anstieg der HC-Konzentration in der späten Auslassphase wird bei Betrieb mit Ladungsschichtung durch Overmixing und Ölfilmdesorption verursacht.

Karlsson et al. [karl2001a] simulieren das Auftreffen des Kraftstoffs auf der Kolbenoberfläche für unterschiedliche Kolbentemperaturen. Sie stellen fest, dass bei einer Temperatur von $T_{\text{Kolben}} = 350\text{K}$ im oberen Totpunkt noch 9% der eingespritzten Kraftstoffmasse auf dem Kolben als flüssiger Film vorhanden sind. Bei einer Temperatur von $T_{\text{Kolben}} = 400\text{K}$ sind es noch 4%, und bei einer Temperatur von $T_{\text{Kolben}} = 420\text{K}$ ist es nur noch 1%.

Stanglmaier et al. [stan2000a] und Li et al. [li1999a] haben mit einem Versuchsmotor mit Saugrohreinspritzung gearbeitet, der mit Erdgas betrieben wurde. In der Zündkerze war eine Möglichkeit für die Einspritzung von Kraftstoff angebracht, um gezielte Wandbenetzungen an verschiedenen Orten im Brennraum durchführen zu können. Stanglmaier et al. [stan2000a] zeigen, dass die Kraftstofffilmverdampfungen von Kolbenboden und Zylinderlaufbuchse wesentlich langsamer ablaufen als Simulationsmodelle postulieren. Eine Verringerung der Menge des an Kolbenboden und Laufbuchse vorhandenen Kraftstoffs und die Verbesserung der Verdampfungseigenschaften des eingesetzten Kraftstoffs hatten eine starke Absenkung der HC-Emissionen zur Folge. Weiterhin wurde festgestellt, dass der Kraftstoff im warmen, befeuerten Brennraum für mehrere Zyklen verbleiben kann, da die Verdampfung durch den verringerten Wärmeübergang zwischen Wand und Film bei Filmverdampfung sehr viel langsamer verläuft. Dabei bleibt der Einfluss der Kühlmitteltemperatur zwischen $T_{\text{Kühl}} = 309\text{K}$ und $T_{\text{Kühl}} = 363\text{K}$ sehr gering. Grundsätzlich liegt die HC-Konzentration bei niedriger Kühlmitteltemperatur immer etwas höher. Untersuchungen zum Speicher- und Abdampfverhalten des Kraftstoffs im Brennraum sind von Suck [suck2001a] im Homogenbetrieb eines Motors mit Benzin-Direkteinspritzung mit den gleichen Ergebnissen durchgeführt worden.

Weiterhin stellen Li et al. [li1999a] fest, dass der Zündzeitpunkt bei einer In-Zylinder-Benetzung nahezu keinen Einfluss auf die HC-Emissionen hat. Eine Variation der Kraftstoffmenge durch gezielten Wandauftrag von Kraftstoff über der Variation der Einspritzdauer zeigt einen proportionalen Zusammenhang. Mit zunehmender Kraftstoffmenge steigen auch die HC-Emissionen an (**Abbildung 2.3.6**). Je größer die auf die In-Zylinder-Wandflächen auftreffende Kraftstoffmenge ist, desto höher sind auch die HC-Emissionen. Eine Erhöhung der flüssig gespeicherten Kraftstoffmenge auf dem Kolbenboden auf 10% ergibt einen 30...70%-igen Anstieg der HC-Emissionen bei Teillast im WWMP (World Wide Mapping Point: $n = 1500\text{min}^{-1}$; $p_{\text{me}} = 2,62\text{bar}$).

Hashimoto et al. [hash2001a] untersuchen in einem Motor mit Benzin-Direkteinspritzung im Betrieb mit Ladungsschichtung den Einfluss unterschiedlicher

Kraftstoffe und finden heraus, dass bei sinkender Siedekennlinie des Kraftstoffs durch eine günstigere Gemischaufbereitung und geringere Wandbenetzung die HC-Emissionen abnehmen.

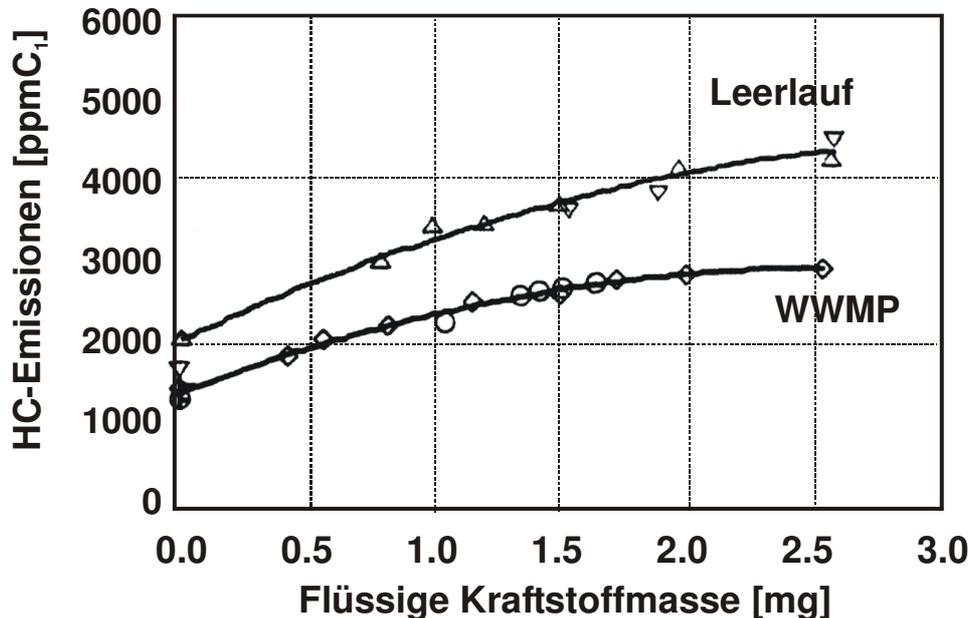


Abbildung 2.3.6: HC-Emissionen bei Variation der flüssigen Kraftstofffilmmasse im Leerlauf und WWMP (World Wide Mapping Point) (Trendlinien: Korrelationskoeffizient $R > 0,98$) [li1999a]

Im Gegensatz dazu stellen Huang et al. [huan2001a] an einem QUAD-4 Motor mit Saugrohreinspritzung fest, dass das zusätzliche Benetzen der Kolbenoberfläche mit Kraftstoffen unterschiedlichen Siedeverhaltens folgende Ergebnisse bringt:

- Flüssige Kraftstoffe, deren Siedepunkte ca. 20K oberhalb der Kolbentemperatur liegen, zeigen die geringsten HC-Emissionen.
- Kraftstoffe mit Siedepunkten weit unterhalb der Kolbentemperatur führen durch die Bildung eines Dampfpolsters über der Oberfläche zu einer verringerten Verdampfung des Kraftstofffilms und zu höheren HC-Emissionen.

Da flüssige Kraftstofffilme bzw. dichte Kraftstoffwolken grundsätzlich zu einer Erhöhung der HC-Rohemissionen bzw. der Rußemissionen führen, muss die Benetzung verringert oder die Möglichkeit einer Nachverdampfung hergestellt werden.

Im Betrieb mit Ladungsschichtung eines Motors mit Benzin-Direkteinspritzung und wandgeführtem Brennverfahren findet eine Benetzung prinzipiell fast ausschließlich in der Kraftstoff-Führungsmulde des Kolbens statt.

Brennraumablagerungen

Bei den Brennraumablagerungen am Brennraumdach und auf der Kolbenoberfläche findet in der Expansionsphase ein Konzentrationsausgleich durch Diffusion der während der Kompression in den Ablagerungen zwischengespeicherten Kraftstoffanteile statt. Vor allem im Bereich der Kraftstoffmulde und der Zündkerze eines Motors mit Benzin-Direkteinspritzung und wandgeführtem Brennverfahren, wo hohe Konzentrationen an HC-Komponenten vorliegen, kommt es während der Expan-

sionsphase zu einem Konzentrationsausgleich zwischen den Verbrennungsgasen und den von den Oberflächen abdampfenden Kohlenwasserstoffen. Dies trägt in hohem Maße zu den HC-Rohemissionen bei, da durch die niedrigen Temperaturen nach der Verbrennung kaum Nachoxidationsprozesse stattfinden können.

1962 sind Jackson et al. [jack1962a] zu dem Ergebnis gekommen, dass eine Ansammlung von Ablagerungen im Brennraum zu erhöhten HC-Rohemissionen führt. Dies wurde von Gagliardi [gagl1967a], der unterschiedliche Kraftstoffe eingesetzt hat, und Wentworth [went1972a], der Ablagerungen an unterschiedlichen Stellen im Brennraum simuliert hat, später noch intensiver untersucht und bestätigt. 1971 hat Panduranga [pand1971a] bei Verbrennungsbomben-Versuchen festgestellt, dass der Einfluss der Ablagerungen auf Oberflächen der Brennkammer erheblich ist und eine Reduzierung der Ablagerungen im Brennraum eine Absenkung der HC-Rohemissionen zur Folge hat.

Haidar et al. [haid1997a] haben an einem 4-Zylinder-Saturn-Ottomotor Versuche zum Einfluss von Verbrennungsrückständen durchgeführt und herausgefunden, dass die Ablagerungen im Brennraumdach einen um den Faktor 10 größeren Einfluss auf die HC-Emissionen haben als die Kolbenbodenablagerungen. Eine durchgeführte Simulation mit einem Ablagerungsspalt-Modell zeigte, dass die prozentuale Masse der gespeicherten Kraftstoffanteile mit der Dicke der Ablagerungsschicht zunimmt.

Harpster et al. [harp1995a] berichten über die Möglichkeit, die HC-Emissionen durch Erhöhung der Ablagerungen in den Spalträumen zu reduzieren. Die Ablagerungen am Brennraumdach und auf der Kolbenoberfläche wirken isolierend und führen zu steigenden NO_x -Emissionen (15%) und reduzierten HC-Emissionen (12%). Ablagerungen an den Einlassventilen haben laut Bower et al. [bowe1993a] keinen messbaren Einfluss auf die HC-Emissionen. Dies steht im Widerspruch zu den von Panduranga [pand1971a] durchgeführten Messungen.

Um Ablagerungen auf Bauteiloberflächen zu verhindern, bieten sich verschiedene Möglichkeiten. Suck [suck2001a] hat diese Möglichkeiten im Homogenbetrieb eines Motors mit Benzin-Direkteinspritzung untersucht. Die betrachteten Oberflächen haben die Eigenschaft, die durch die Ablagerungen hervorgerufene HC-Zwischenspeicherung während der Verbrennung zu reduzieren. Auf anti-adhäsiv beschichteten Oberflächen (z.B. Nickel) haften die kohlenstoffhaltigen Ablagerungen sehr schlecht. Durch eine Beschichtung mit chemisch inerten Materialien (z.B. TiAlN) wird die Topografie der Ablagerungen durch die Vermeidung von chemischen Bindungen verändert, was ebenfalls in einer Reduzierung der Ablagerungen resultiert. Eine amorphe Struktur (z.B. ZrO_2) verschlechtert die Anhaftungsbedingungen für Verbrennungsrückstände. Diese Reduzierung der Einspeichermöglichkeit des Kraftstoffs führt betriebspunktabhängig zur Absenkung der HC-Rohemissionen in der Teillast ($p_{\text{me}} = 2\text{bar}$) in Abhängigkeit von der Drehzahl ($n = 2000\text{min}^{-1}$ bis $n = 5000\text{min}^{-1}$) zwischen 2% und 31% (**Abbildung 2.3.7**).

Bei den Untersuchungen stellte sich allerdings heraus, dass noch nicht endgültig geklärt ist, ob sich Ablagerungen im Betrieb mit Ladungsschichtung eines Motors mit Benzin-Direkteinspritzung positiv oder negativ auf die HC-Rohemissionen auswirken. Eine Beeinflussung durch unterschiedliche Oberflächen ist ebenfalls nicht hinreichend geklärt.

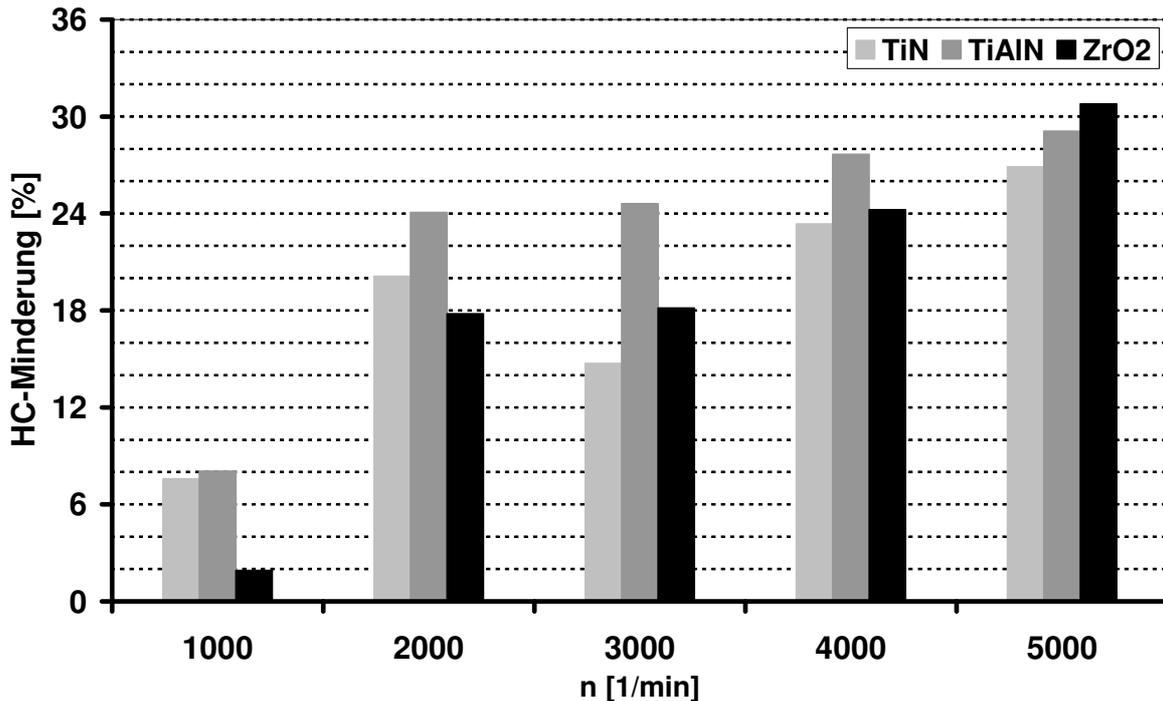


Abbildung 2.3.7: Prozentuale Verringerung der HC-Rohemissionen durch den Einsatz ausgewählter Beschichtungen auf der Kolbenoberfläche (Homogenbetrieb; $p_{me} = 2\text{bar}$; $\lambda_{global} = 1$; TiN: Titan-Nitrid; TiAlN: Titan-Aluminium-Nitrid; ZrO_2 : Zirkonoxid) [suck2001a]

Quetschspalräume

Eine Zunahme des Verhältnisses von Brennraumoberfläche zu Brennraumvolumen bedingt mehr Platz für Ablagerungen wie Verbrennungsprodukte und Kraftstoffanteile. Die in den Quetschspalräumen der primären Verbrennung entzogenen Kraftstoffanteile werden entweder nachoxidiert oder als Rohemissionen ausgeschoben.

Der Effekt der Quetschspalräume stellt sich bei der Zylinderkopfdichtung [min1994a], der Zündkerze, den Ventilspalten, den Injektorspalten, dem Feuersteg [borr1997a] und den Spalträumen zwischen den Kolbenringen ein [min1994b]. Verschiedene Untersuchungen von Wentworth [went1968a] und anderen [alki1995a, hell1995a, aman2001a] belegen, dass Spalträume im Homogenbetrieb für mindestens 50% der HC-Rohemissionen verantwortlich sind. Im Betrieb mit Ladungsschichtung spielen die Kohlenwasserstoffe in den Spalträumen, wie der Zylinderkopfdichtung, des Feuerstegs und der Spalträume zwischen den Kolbenringen, eine geringere Rolle [sand2000b], da die Zeit, die das Gemisch in der Nähe der Spalträume verweilt, für eine Zwischenspeicherung nicht ausreicht.

Einer der wichtigsten Quetschspalräume im Homogenbetrieb ist der Feuersteg [went1968a; suck2001a; ster1992a], der sich während der Kompressionsphase mit Frischgemisch füllt. Aufgrund des kleinen Spalts zwischen Laufbuchse und Kolben wird das Frischgemisch nicht von der Flammenfront erfasst.

Yoshida [yosh1980a; yosh1980b] hat sowohl durch Verkleinerung als auch durch Vergrößerung der Feuerstegbereiche eine Verringerung der HC-Emissionen erreicht. Min et al. [min1994a] haben an einem RICARDO-Einzylinder-Ottomotor im Homogenbetrieb festgestellt, dass eine Veränderung des Spaltvolumens der Zylinderkopfdichtung einen wesentlich größeren Einfluss auf die HC-Emissionen hat als eine Änderung der Kolbenspalträume. Weiterhin wurde festgestellt, dass bei einer

Temperatur über 1300K das Gas, welches aus den Spalträumen ausgast, noch nachoxidiert wird, bei Temperaturen darunter jedoch in einem Wirbel, dem so genannten Vortex, aufgerollt und im Ausschubtakt ausgeschoben wird. Min et al. haben außerdem herausgefunden, dass sich das Volumen der Spalträume des Kolbens während des Warmlaufs um 19...43% verändert. Dies ist einer der Gründe für eine 10...20%ige Verringerung der HC-Emissionen während des Warmlaufs.

Green et al. [gree1997a] untersuchen mittels planarem LIF die Ausgasung aus dem Feuerstegbereich und können den Vortex nachweisen. Durch den schnellen Druckausgleich zwischen Feuersteg und Zylinder nach der Verbrennung werden die Feuersteg- und Kraftstoffilmanteile stark durchmischt und gemeinsam mit den Verbrennungsprodukten ausgeschoben.

Klawatsch [klaw1995a; klaw1997a] untersucht das Oberflächen-Volumen-Verhältnis im Hinblick auf die HC-Emissionen. Dabei stellt sich heraus, dass größere Quetschflächen und damit eine Zunahme des Oberflächen-Volumen-Verhältnisses zu einem Anstieg der HC-Emissionen führen müssten, gleichzeitig die Erhöhung der Turbulenz aber zu einer Emissionsabsenkung führt. Es wird eine Egalisierung erreicht, die bei günstiger Auslegung der Geometrie auch zu einer Reduzierung der HC-Rohemissionen führen kann.

Liu et al. [liu1999a] haben an einem CFR-Motor festgestellt, dass die Menge der in den Spalträumen zwischengespeicherten Kohlenwasserstoffe proportional zum Zylinder-Spitzendruck ist, wenn die Oberflächentemperaturen der Spaltraumbegrenzungen als konstant angenommen werden. Bei höheren, effektiven Mitteldrücken, wenn der maximale Zylinderdruck ansteigt, steigt auch die Menge der zwischengespeicherten Kohlenwasserstoffe. Außerdem wurde beobachtet, dass die Menge der Kohlenwasserstoffe, die nachoxidiert werden kann, stark von der Zeit der Abdampfung abhängt.

Namazian et al. [nama1982a] haben an einem speziellen, mit optischem Zugang ausgestatteten Ottomotor festgestellt, dass der Volumenanteil der Gemischmasse, die nicht an dem primären Verbrennungsprozess teilnimmt, zwischen 4% und 8% der gesamten Kraftstoff-Luft-Masse beträgt.

Absorption und Desorption aus dem Ölfilm

In verschiedenen Betriebszuständen können bei Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung Kraftstoffanteile direkt mit der Zylinderlaufbuchse in Kontakt kommen. Es folgt eine Zwischenspeicherung der Kraftstoffanteile im Öl auf der Lauffläche. Dieser Vorgang wird durch das Henry-Gesetz beschrieben.

Das Gesetz von Henry beschreibt im Phasengleichgewicht das Verhältnis zwischen dem Partialdruck p_{fi} einer Komponente i und dem Molanteil \tilde{x}_i' der Komponente i in der flüssigen Phase [prok1999a; hamr1994a; kore1990a]:

$$(\tilde{x}_i' \rightarrow 0) : p_{fi} = H(T) * \tilde{x}_i' \quad . \quad (2.3.5)$$

Sodre et al. [sodr1997b] haben intensiv die Absorption von iso-Oktan in Ölfilmen an einem Einzylinderaggregat untersucht und sind zu dem Ergebnis gekommen, dass höhere Zylinderdrücke und fette Gemische den Absorptionsprozess der Kohlenwasserstoffe verstärken. Außerdem haben sie einen Zusammenhang zwischen Temperatur und HC-Rohemissionen bei zunehmender Ölfilmstärke festgestellt. Während bei einer Wandtemperatur von $T_{\text{Wand}} = 370\text{K}$ noch ein sehr großer Einfluss vorhanden ist, fällt der Einfluss auf die HC-Rohemissionen mit ansteigender Wandtemperatur ab. Bei einer Wandtemperatur von $T_{\text{Wand}} = 450\text{K}$ ist der Einfluss fast

zu vernachlässigen, da nahezu keine Kohlenwasserstoffe mehr im Ölfilm zwischengespeichert werden.

Durch Blow-By-Gase werden Kraftstoffanteile über die Kolbenringe dem Ölspeicher zugeführt. Umgekehrt führt eine Anreicherung des Öls auch wieder zu einer Rückführung dieser Kraftstoffanteile über die Laufbuchse in den Zylinder, wo diese durch Desorption die Bereiche an den Zylinderlaufbuchsen mit Kohlenwasserstoffen anreichern. Das nach der Verbrennung vorherrschende starke Konzentrationsgefälle von Laufbuchse in Richtung Zylindermitte führt zu einem Konzentrationsausgleich. Da diese Kohlenwasserstoffe nicht verbrannt werden, können sie als HC-Rohemission im Auslass detektiert werden. Ishizawa et al. [ishi1987a] haben festgestellt, dass Blow-By-Gase nahezu keinen Einfluss auf die HC-Rohemissionen haben. Ishizawa et al. haben außerdem beobachtet, dass mit zunehmender Dicke des Ölfilms auf den Zylinderwänden die HC-Konzentration aufgrund einer größeren zwischengespeicherten Kraftstoffmasse steigt [ishi1987a].

Wentworth [went1968a] hat die Wirkung von Blow-By-Gasen untersucht und kam zu dem Ergebnis, dass ab einer Drehzahl von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ kein Einfluss mehr auf die HC-Emissionen vorhanden ist. Im Homogenbetrieb spielt auch die Absorption des im Brennraum befindlichen Gemischs durch Diffusion aufgrund der Konzentrationsunterschiede von Gemisch und Ölfilm eine große Rolle.

Lee et al. [lee1995a] haben den Einfluss von schweren HC-Komponenten im Kraftstoff auf Desorptions- und Absorptionsverhalten des Ölfilms und die Wand-Interaktion untersucht. Die Menge des Kraftstoffs, die bei warmer Zylinderwand aus dem Ölfilm desorbiert, ist eine Funktion des im Ölfilm gespeicherten Kraftstoffs und der Dicke des Ölfilms.

Gatellier et al. [gate1992a] haben Untersuchungen zum Einfluss des Schmiermittels und dessen Löslichkeit im Hinblick auf die Reduzierung der HC-Emissionen durchgeführt. Sie kommen zu dem Ergebnis, dass eine Absenkung der Löslichkeit des Schmiermittels für Kohlenwasserstoffe um das 40fache eine Reduzierung der HC-Emissionen um 30% zur Folge hat.

Nachoxidation

Im Allgemeinen sind für eine ausreichende Nachoxidation ausreichend hohe Abgastemperaturen, ein ausreichend langer Auslasskanal und eine hohe Sauerstoffkonzentration im Abgas nötig.

Von Mendillo et al. [mend1981a] durchgeführte Untersuchungen zur Nachoxidation von Kohlenwasserstoffen im Auslasskanal eines Ottomotors mit Saugrohrein-spritzung durch Einfrieren der chemischen Reaktion zeigen, dass die Nachoxidation durch die hohen Temperaturen im stöchiometrischen Betrieb am günstigsten verläuft. Im fetten Betrieb sind die niedrigen Gastemperaturen und eine geringe Sauerstoffkonzentration Gründe für eine sehr geringe Nachoxidation. Die Kraftstoffart hat laut Mendillo et al. keinen Einfluss auf die Nachoxidation.

Yang et al. [yang2000a] haben als minimale Abgastemperatur für die HC-Nachoxidation $T_{\text{Abgas}} = 1300\text{K}$ bis 1500K für alle getesteten Kraftstoffe gefunden. Wenn die Kraftstoffreaktivität ansteigt, sinkt die minimale Temperatur für die Nachoxidation. Messungen haben gezeigt, dass die HC-Konzentration im Auslasskanal vor dem Öffnen und nach dem Schließen der Auslassventile das gleiche Niveau hat und somit keine Nachoxidation mehr stattfindet.

Bian et al. [bian1998a] haben festgestellt, dass die meisten Oxidationsprodukte nur unvollständig oxidiert sind, wenn die Temperatur unter 1300K fällt. Eine stabile Nachoxidation war nur ab 1400K möglich. Weiterhin beobachteten sie, dass die Gasphasenkinetik keinen Einfluss auf die In-Zylinder-Oxidation hat. Die Nach-

oxidation im Auslasskanal reagiert sehr empfindlich auf Temperaturschwankungen und weniger empfindlich auf Schwankungen des Sauerstoffgehalts.

Wu et al. [wu1996a] finden heraus, dass die Nachoxidation keinen Einfluss auf die Abgastemperatur hat. Weiterhin stellen Wu et al. [wu1997a] fest, dass eine Anhebung der Zylinderwandtemperatur von $T_{\text{Wand}} = 361\text{K}$ auf 500K nur eine 0,9%ige Verbesserung der Nachflamoxidation zur Folge hat.

Zusammenfassung zum Stand der Forschung bei experimentellen Untersuchungen und Schlussfolgerungen

Die überwiegend im Homogenbetrieb durchgeführten Untersuchungen geben umfangreich Auskunft über die verschiedenen HC-Rohemissionsquellen. In dem überwiegenden Teil der Abfassungen wird jedoch nur gezielt auf einzelne HC-Quellen eingegangen. Des Weiteren werden Emissionsuntersuchungen häufig an Einzylindermotoren durchgeführt, um später auch optische Messungen mit den Versuchsdaten zu korrelieren.

Zhao et al. [zhao2002a] fassen die Quellen der HC-Emissionen im Betrieb mit Ladungsschichtung aus diversen Literaturstellen wie folgt zusammen:

- Flame-Quenching,
- Kraftstoff-Wandbenetzung,
- Niedrige Verbrennungstemperatur und dadurch eine niedrige Abgastemperatur.

In der vorliegenden Arbeit wird überwiegend der Betrieb mit Ladungsschichtung betrachtet. Die aus den Literaturquellen hervorgehenden wichtigsten HC-Quellen werden zum ersten Mal alle qualitativ und quantitativ für ein kombiniertes wand-/ luftgeführtes Verfahren bewertet. Diese Quellen, die in Abbildung 2.3.1 gelb hervorgehoben sind, sind für ein kombiniertes wand-/ luftgeführtes Brennverfahren:

- Flame-Quenching: Sehr hohe Gemischbildungsgradienten und darauf folgendes Verlangsamen der Flamme oder Flammenlöschen am Rand der Hauptgemischwolke führen zu erhöhten HC-Rohemissionen.
- Wall-Quenching: Hohe Temperaturgradienten im Bereich des Kolbens und des Brennraumdachs verhindern das Heranbrennen der Flamme.
- Wandbenetzung: Wandbenetzung der Kolben bzw. Absorption von Kraftstoff in den Ablagerungen auf der Kolbenoberfläche und im Brennraumdach erhöhen die HC-Zwischenspeicherung und die im Expansionstakt erfolgende Abdampfung.

Die experimentellen und theoretischen Methoden, mit denen die HC-Quellen untersucht werden, sind umfassend und beinhalten sowohl bereits vorhandene als auch neue Methoden zur Analyse verschiedener Vorgänge, die zu einer unvollständigen Verbrennung und den daraus resultierenden HC-Rohemissionen führen. Neben den Messmethoden werden auch konstruktive Änderungen zur Reduzierung der HC-Rohemissionen mit Erfolg durchgeführt.

2.4 Modellierung von HC-Rohemissionen

Eine Modellierung von HC-Rohemissionen kann mit zwei unterschiedlichen Ansätzen erfolgen:

- Chemisch-kinetischer Ansatz und
- Phänomenologischer Ansatz.

2.4.1 Chemisch-kinetischer Ansatz

Die chemische Kinetik beschreibt zeitabhängige Erscheinungen beim Entstehen eines neuen Stoffs und bei Stoffumwandlungen. Ein chemisch-kinetischer Ansatz einer HC-Modellierung basiert auf der Aufteilung der Gesamtreaktion aller an der Verbrennung beteiligten Kohlenwasserstoffe mit den vorliegenden Stoffen in Einzelreaktionen. Da ein handelsüblicher Kraftstoff aus weit mehr als 200 verschiedenen HC-Komponenten besteht [diet1994a; russ1995a; saff1984a], findet während der Verbrennung ein Vielfaches an Reaktionen mit entsprechenden Edukten und Produkten statt. Beim chemisch-kinetischen Ansatz werden die Einzelreaktionen unter Einbeziehung der Einzelaktivierungsenergiebeiträge und Molmassen berücksichtigt. Bereits 1970 beschäftigte sich Panduranga [pand1970a] mit den Einzelreaktionen der Oxidation von Wasserstoff und erhielt einen Zusammenhang zwischen Kettenverzweigungs- und Kettenabbruchsbedingungen. Heute können mit Hilfe des FORTRAN-Codes CHEMKIN [kee2000a] die Reaktionen weitgehend aufgelöst werden. CHEMKIN bietet die Möglichkeit, zu den verschiedenen Zeitpunkten der Reaktion entsprechende thermodynamische Eigenschaften, stationäre Zustandsgrößen und Umsetzungsraten zu erhalten. Easley et al. [easl2001a] modellieren die Verbrennung und die Emissionen im stöchiometrischen Homogenbetrieb an einem HCCI-Motor mittels des Codes GRI Mech 2.1. Sie verwenden verschiedene Zusammensetzungen des Kraftstoffs. Für ein Gemisch aus n-Heptan und iso-Oktan wurden 1034 Komponenten und 4237 Reaktionen und für Erdgas (Methan) 53 Komponenten und 325 Einzelreaktionen verwendet. Es stellt sich heraus, dass die Vergrößerung der Spalträume von $V_{SR} = 0,5\text{cm}^3$ auf $V_{SR} = 3\text{cm}^3$ eine Anhebung der HC-Emissionen um 118%, eine Anhebung der Wandtemperatur von $T_{Wand} = 370\text{K}$ auf $T_{Wand} = 410\text{K}$ dagegen eine Reduzierung der HC-Emissionen um 4,5% zur Folge hat.

2.4.2 Phänomenologischer Ansatz

Beim phänomenologischen Ansatz geht es darum, mittels physikalischer Zustandsgleichungen der einzelnen Effekte die HC-Emissionsquellen zu simulieren. 1978 beschreibt Lavoie [lavo1978a] einen globalen Reaktionsmechanismus auf Basis des Arrhenius-Faktors für charakteristische Reaktionsraten τ einer Verbrennung mit laminarer Flammenausbreitung:

$$\tau^{-1} = -\frac{1}{\text{HC}} \frac{d(\text{HC})}{dt} = A e^{-\frac{E_a}{RT}} [\text{HC}]^{a-1} [\text{O}_2]^b [\text{CO}]^c [\text{NO}]^d \left(\frac{p}{RT}\right)^{a+b+c+d-1} \quad (2.4.1)$$

Mit den von ihm getroffenen Annahmen sind die Ergebnisse anderer Forscher [basc1977a; weav1969a] verglichen worden. Es stellt sich eine gute Reproduzierbarkeit durch den Reaktionsmechanismus heraus.

Auf Basis dieser Gleichung wurden sehr viele Untersuchungen zu Reaktionsraten und HC-Mechanismen im Homogenbetrieb verschiedener Motoren durchgeführt.

Dabei wurden Wall- bzw. Flame-Quenching-Effekte [lavo1978a, lavo1980a, adam1978a], Spaltraumeffekte [weis1981a, seeg1993a; min1995a], Öladsorption und -desorption [schr1990a] und vor allem Nachoxidation [west1979a, schr1990a; jens1999a; cato1980a] untersucht, aber auch zyklische Schwankungen [jens2000a]. Die bestehenden Emissionsmodelle sind in den überwiegenden Fällen in Modellierungen der Verbrennungen durch Zwei-Zonen-Modelle, z.B. bei Dieselmotoren [hohl1992a] und Ottomotoren [meie1997a], oder durch Multi-Zonen-Modelle [stie1999b; silv2000a] eingebunden.

Westbrook et al. [west1984a] untersuchen die Reaktionsraten der einfachen Kohlenwasserstoffe, wie z.B. Methan (CH_4), Ethan (C_2H_6) und der C_6 -Aromaten, und finden heraus, dass beispielhaft bei der Oxidation von iso-Oktan in Luft die Flammenfortschrittsgeschwindigkeit bei stöchiometrischem Luftverhältnis bei $s_L = 40\text{cm/s}$ liegt. Mit dem Anstieg des Luftverhältnisses nimmt die Flammenfortschrittsgeschwindigkeit sehr schnell ab. Zu unterstöchiometrischen Luftverhältnissen verläuft die Abnahme etwas langsamer.

Merdes [merd1999a] simuliert zeitlich aufgelöst die HC-Rohemissionen im stationären Homogenbetrieb eines Ottomotors mit Hilfe eines quasistationären Verbrennungsmodells. Berücksichtigt werden dabei vor allem wandnahe Ereignisse wie Wall-Quenching und Öladsorption und -desorption, aber auch Feuerstegspalträume und Nachoxidationsvorgänge im Abgas. Stationär zeigen die Simulationsergebnisse eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten.

Oliveira et al. [oliv2000a] berechnen mit einem eindimensionalen Modell auf Basis der Massen- und Energieerhaltung die Reaktionsprozesse dünner, flüssiger Kraftstofffilme. Sie stellen fest, dass Kraftstoffkondensation auf der Wand im warmen Zustand stattfinden kann, wenn der Dampfdruck hoch genug ist. Bei Verwendung von Methanol verbleiben etwa 3% des verdampften Kraftstoffs unverbrannt im Zylinder.

Für die Bestimmung der Restgasmenge im Zylinder bieten sich die Lösungen von Gorenflo [gore1997a], der die Restgasmenge über die ideale Gasgleichung mittels einer empirischen Gleichung für die Temperaturabhängigkeit bestimmt, und von Hamrin an.

2.4.3 Modell von Hamrin

Einen weiteren Ansatz, die HC-Rohemissionen bei Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung zu simulieren, lieferten Cheng et al. [chen1993a] und Hamrin [hamr1994a, hamr1995a]. Sie beschreiben die Menge der entstehenden HC-Rohemissionen $\text{HC}_{\text{engine-out}}$ mit der folgenden Gleichung:

$$\text{HC}_{\text{engine-out}} = \sum_i Q_{\text{HC},i} (1 - f_{\text{oxicyl},i}) (1 - f_{\text{retcyl},i}) (1 - f_{\text{oxiexh},i}) \quad (2.4.2)$$

Dabei ist $f_{\text{oxicyl},i}$ der Anteil Kohlenwasserstoffe jeder Quelle, der im Zylinder nachoxidiert, $f_{\text{retcyl},i}$ der Anteil, der im Zylinder verbleibt, und $f_{\text{oxiexh},i}$ der Anteil, der im Abgassystem nachoxidiert.

Der Term $Q_{\text{HC},i}$ beschreibt die HC-Quellen, die sich in zwei Bereiche aufteilen. Die Kraftstoff-Luft-Quellen, also die verdampften Anteile, setzen sich zusammen aus den HC-Anteilen der Spalträume, der Quenchfilme und der Auslassventil-Leckage. Die Kraftstoff-Quellen, d.h. die aus flüssigen Anteilen entstehenden HC-Rohemissionen, setzen sich aus den HC-Anteilen des Ölfilms, den Ablagerungen auf Kolbenoberfläche und Brennraumdach und grundsätzlich flüssigem Kraftstoff im Brennraum zusammen.

Aus der idealen Zustandsgleichung, der Kraftstoffmasse und einzelnen für die HC-Entstehung verantwortlichen Parametern ergibt sich der folgende formeltechnische Zusammenhang für den prozentualen Anteil der HC-Rohemission an der eingespritzten Kraftstoffmenge eines Zyklus:

$$S_{K\&L} = \frac{m_{HC,K\&L}}{m_{Einspritzung}} = C * 5443 * \left(\frac{p_{max}}{p_i}\right) * \left(\frac{V_{SR}}{V_h}\right) * \left(\frac{1}{T_{Kühl}}\right) * (1 - x_r - x_{AGR}) * \left(\frac{1}{1 + \frac{A}{F}}\right) * \left(1 - 0,858 \left(\frac{x_{Kerze}}{B}\right)\right) \quad (2.4.3)$$

Dabei wird der Restgasanteil im Zylinder durch den von Fox et al. [fox1993a] aufgestellten Ansatz berechnet:

$$x_r = 1,266 * \frac{OF}{n} * \left(\frac{p_i}{p_e}\right)^{-0,87} * \sqrt{|p_e - p_i|} + 0,632 * \frac{\Phi * \left(\frac{p_i}{p_e}\right)^{-0,74}}{\epsilon} \quad (2.4.4)$$

$$\text{mit } OF = \frac{1,45}{B} * (107 + 7,8\Delta\theta + \Delta\theta^2) * \frac{L_{v,max} * D_v}{B^2} \quad (2.4.5)$$

Der Emissionsanteil für die Kraftstoff-Quellen, die aus flüssigen Anteilen stammen, wird durch die folgende Gleichung beschrieben:

$$S_K = \frac{m_{HC,K}}{m_{Einspritzung}} = C * 63024 * \left(\frac{1}{p_i}\right) * \left(\frac{\frac{A}{F}}{10^{0,0082 * T_{öi}} * B}\right) * \left(\frac{p_i + p_i \epsilon^{\vartheta}}{2}\right) \quad (2.4.6)$$

Das Modell ist für Hubraumklassen von 2.0l bis 3.5l kalibriert. Die Ergebnisse zeigen gute Übereinstimmungen der vorhergesagten zu den tatsächlich vorhandenen HC-Emissionen. Es wurden unter anderem der Zündzeitpunkt, das Verdichtungsverhältnis, die Spaltvolumengröße, die Kühlmitteltemperatur und die AGR-Rate variiert. Das Modell sagt voraus, dass der Verbleib von Kohlenwasserstoffen im Zylinder, die In-Zylinder-Oxidation und die Oxidation im Abgasstrang die HC-Rohemissionen des Motors bei $n = 1600 \text{min}^{-1}$ und $p_{me} = 380 \text{kPa}$ im Homogenbetrieb um 84% reduzieren. Dabei macht die In-Zylinder-Oxidation etwa zwei Drittel der Reduzierung aus. Mit zunehmender Spätverstellung der Zündung nehmen die In-Zylinder-Oxidationen ab und die Temperaturen im Abgasstrang zu. Weiterhin führt das Modell zu dem Ergebnis, dass die wichtigsten Parameter für eine Reduzierung der HC-Emissionen im Homogenbetrieb die Anhebung der Kühlmitteltemperatur, die Absenkung des Verdichtungsverhältnisses und die Zündzeitpunkt-Frühverstellung sind. Mit zunehmender AGR-Rate nehmen auch die HC-Emissionen zu. Der prozentuale Anteil der Kohlenwasserstoffe steigt mit 0,2% pro Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses um eine Einheit [hamr1994a, hamr1995a].

Das aus dem Modell von Hamrin neu entwickelte HC-Modell dient als Grundlage für eine Modellierung der HC-Rohemissionen im Betrieb mit Ladungsschichtung eines Motors mit Benzin-Direkteinspritzung. Es ist jetzt im Kennfeld mit Ladungsschichtung möglich, in allen Betriebspunkten, abhängig von den Parametern, die HC-Rohemissionen insgesamt und aufgeteilt auf die Effekte Flame- und Wall-Quenching und Wandbenetzung zu berechnen. Die Änderungen und Erweiterungen der Grundgleichungen werden in Kapitel 5 und in **Anhang I** näher erläutert.

3 Versuchsmotor und Messsysteme

3.1 Motorkonzepte

Bei der Ladungsschichtung sind sowohl Drall- als auch Tumble-Konzepte denkbar, die Ortmann et al. [ortm2001a], Fraidl et al. [frai1997a; frai1997c] und Wirth et al. [wirt1997a] in unterschiedliche Konzepte aufteilen. Eine weitere Einteilung der ausgeführten Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung nimmt Hohenberg [hohe1997a] vor. Die Art der Ladungsschichtung bei der Benzin-Direkteinspritzung erfolgt bei ausgeführten Verfahren meist durch eine Mischform der von Grigo [grig1997a] beschriebenen Grundarten der Gemischbildungsverfahren. Sie werden grob in strahl-, luft- und wandgeführte Verfahren eingeteilt.

Die Ausdehnung der in Fahrzeugtests festgestellten Dauer des kraftstoffsparenden Betriebs mit Ladungsschichtung sollte dringliches Entwicklungsziel sein. Wirth et al. [wirt1998a] haben festgestellt, dass sich ein GDI-Motor im MVEG-Test nur 22% der Versuchsdauer im Betrieb mit Ladungsschichtung befunden hat.

Ausgeführte Brennverfahren der Benzin-Direkteinspritzung sind in folgenden Quellen beschrieben:

- Strahlgeführte Brennverfahren:

Beim strahlgeführten Verfahren wird die Gemischbildungsenergie allein durch Kraftstoffeinspritzung aufgebracht. Die Gemischbildungszeit ist sehr kurz, da für eine optimale Verbrennung Einspritzung und Zündzeitpunkt nah am oberen Totpunkt liegen müssen. Das Benetzen der Zündkerze hat eine sehr hohe thermische Beanspruchung derselben und somit eine kurze Lebensdauer durch Verkokungen und Thermoschock zur Folge. Durch die Vermeidung von Wandkontakten mit flüssigem Kraftstoff sind die HC- und Rußemissionen gering [erns2001a, klen1999a, fuer2001a, pioc2001a, hein2001a, copl2001a, maaß2002a].

- Luftgeführte Brennverfahren:

Beim luftgeführten Verfahren berührt der Kraftstoff idealerweise nicht die Brennraumwand. Injektor und Zündkerze haben einen ausreichend großen geometrischen Abstand, um Raum für die Gemischbildung und den Transport zur Zündkerze zu gewährleisten. Die bereits aufbereiteten gasförmigen und noch flüssig in Form kleiner Tröpfchen vorhandenen Kraftstoffanteile werden mit einer gezielten Ladungsbewegung vom Injektor zur Zündkerze bewegt. Die relativ hohe AGR-Toleranz dieses Brennverfahrens ermöglicht eine weitgehende Reduzierung der NO_x-Rohemissionen [n.n.2002a; grig2002a; tomi1999a, noda1999a, kume1996a, iwam1997a, zhao1999a, geig1997a, wolt2000a].

- Wandgeführte Brennverfahren:

Bei den wandgeführten Brennverfahren ist der geometrische Abstand zwischen Injektor und Zündkerze im Vergleich zum bekannten strahlgeführten Verfahren wesentlich größer. Der Einspritzstrahl wird bei rein wandgeführten Verfahren bewusst durch eine ausgeprägte Kolbenbodenform zur Zündkerze gelenkt. Bei ähnlichen Verfahren werden durch Drall- oder Tumblekanäle künstliche Ladungsbewegungen geschaffen, um die Gemischbildung zu unterstützen. Durch diese konstruktiven Maßnahmen stehen der Gemischaufbereitung und -förderung zur

Zündkerze längere Zeiten als bei strahlgeführten Verfahren zur Verfügung. Wesentliche Nachteile des wandgeführten Verfahrens sind Rußbildung sowie die sehr hohen HC-Rohemissionen [n.n.1999a, nief1999b, hara1997a, tomi1999a].

3.1.1 Versuchsmotor

Das 1999 vorgestellte FSI-Verfahren von VOLKSWAGEN ist ein Verfahren, welches auf einer Kombination von Wand- und Luftführung basiert. Der Versuchsmotor ist ein 1,6l-81KW-4-Zylinder-4-Ventil-Motor mit Benzin-Direkteinspritzung. Die Motordaten sind in **Anhang A** und **B** angegeben.

Das Einspritzsystem besteht aus einer Vorförderpumpe, einer Hochdruckpumpe, dem Hochdruck-Rail und den Hochdruck-Einspritzventilen. Die Vorförderpumpe beliefert die Hochdruckpumpe, eine 3-Zylinder-Radialkolbenpumpe, die den Kraftstoffdruck auf $p_{\text{Rail}} = 60\text{bar}$ bis 110bar erhöht. Die Hochdruckpumpe fördert den Kraftstoff in das Common-Rail-System und von dort aus in die Drallinjektoren. Der überflüssige Kraftstoff aus dem Rail wird zur Saugseite der Hochdruckpumpe zurückgeführt. Über die Motorsteuerung können der Einspritzzeitpunkt und die Einspritzmenge frei gewählt werden. Durch den ebenfalls frei wählbaren Einspritzdruck wird eine gute Strahlaufbereitung auch bei kleinen Drehzahlen und niedrigen effektiven Mitteldrücken erreicht. Die Hochdruck-Drallinjektoren sind unterhalb der siamesischen Einlasskanäle angeordnet. Der Strahlwinkel beträgt bei Umgebungsbedingungen $\varphi_{\text{SW}} = 70^\circ$, der Strahlneigungswinkel beträgt $\varphi_{\text{SNW}} = 20^\circ$. Der erzeugte Einspritzstrahl gleicht einem Hohlkegel.

Die gezielte Ladungsbewegung dient bei Motorenkonzepten mit Ladungsschichtung dazu, mit der Strömung im Zylinder eine für die Entflammung und das Durchbrennverhalten optimale Gemischbildung zu erreichen. Es wird zwischen ungerichteten und gerichteten Strömungsanteilen unterschieden. Die gerichteten Anteile liegen beim Versuchsmotor als Tumbleströmung vor. Die übrigen Strömungsanteile haben keine speziell vorherrschende Bewegungsrichtung [krau1999a]. Im Versuchsmotor wird die Ladungsschichtung durch eine Strömungskanalteilung und die Einspritzung mit einlassseitiger Düsenlage erreicht (**Abbildung 3.1.1**).

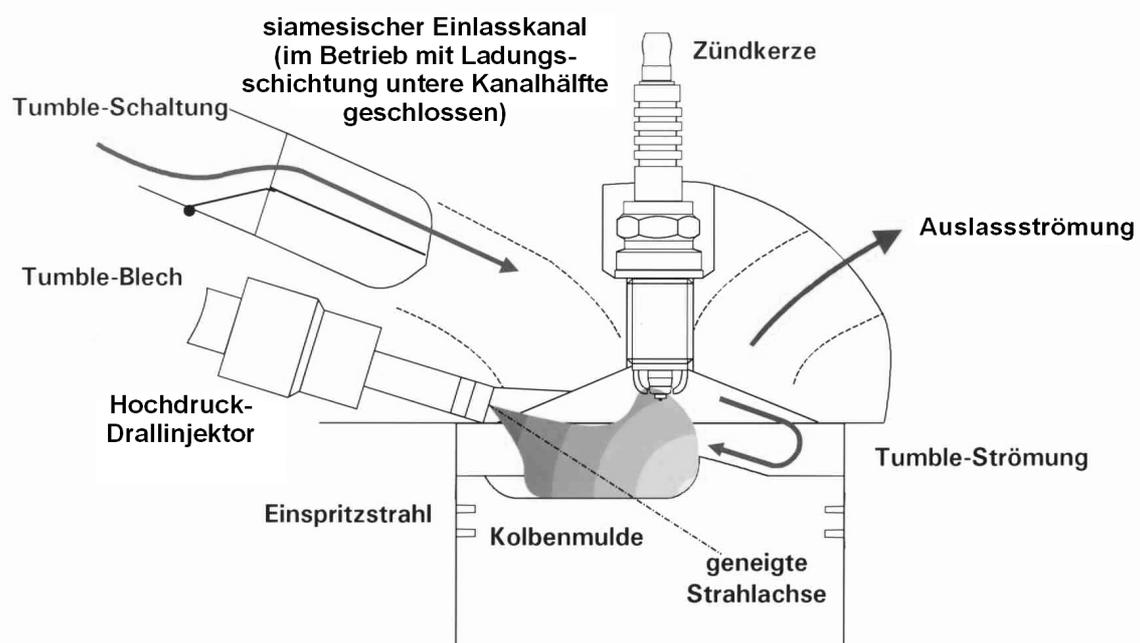


Abbildung 3.1.1: FSI-Brennverfahren [n.n.1999d]

Die Einlasskanäle sind durch Bleche in eine obere und untere Hälfte geteilt. Durch eine steuerbare Ladungsbewegungsklappe (LBK) kann die Intensität der Ladungsbewegung verändert werden. Bei geschlossener LBK kommt es zu einer Kanaleinschnürung. Dabei strömt die Luft nur durch die obere Kanalhälfte ein, und der Anteil der kinetischen Energie der einströmenden Luft erhöht sich. Der erzeugte Luft-Tumble wird durch die speziell geformte Kolbenoberfläche in seiner Intensität und Stabilität zusätzlich unterstützt.

Die durch die Tumbleströmung erzeugte Turbulenz unterstützt dabei die Gemischbildung und das anschließende Durchbrennen der Zylinderladung durch die Erhöhung der eingebrachten kinetischen Energie, wodurch die Verbrennungsstabilität steigt und die HC- und CO-Rohemissionen sinken [kräm1998a]. Eine zu hohe Turbulenz mit einem abgemagerten Gemisch führt zu einem Abfall der Flammenfortschrittsgeschwindigkeiten in den äußeren Bereichen der Gemischwolke. Es erfolgt ein Abriss der Flammenfront und eine Förderung der Flame-Quenching-Effekte [sand2000b]. An der Zündkerze wird durch die gezielte Ladungsbewegung ein zündfähiges Gemisch erzeugt. Die Gleitfunken-Zündkerze mit vier Außenelektroden ist zentral im Brennraumdach angeordnet. Die Zündspulen sind als Stabzündspulen ausgeführt. Die aufwendige Steuerung zwischen Ladungsschichtung bei Teillast und Homogenbetrieb bei Volllast stellt hohe Anforderungen an die Motorsteuerung. Beim Versuchsmotor kommt die von BOSCH entwickelte Motronic MED7, eine Weiterentwicklung der Motronic ME7, zum Einsatz. Dabei umfasst die Weiterentwicklung im Wesentlichen den Betrieb mit Ladungsschichtung und Hochdrucksteuerung. Neben den zum Fahrbetrieb benötigten Funktionen stellt die Motronic MED7 auch zusätzliche Steuerstrategien zur Verfügung [mose1998, köhl1998a, küse1999a].

Die Abgasstrecke besteht aus einem motornahen Vorkatalysator, einem 3-Wege-Hauptkatalysator und einem NO_x-Speicher-Regenerations-Katalysator. Die Motorsteuerung arbeitet mit einer Regenerationsstrategie für die im NO_x-Katalysator gespeicherten Stickoxide im unterstöchiometrischen Betriebsbereich und einer Desulfatisierungsstrategie, in der der Motor abwechselnd über- bzw. unterstöchiometrisch betrieben wird. Bei der Regeneration sendet der eingesetzte NO_x-Sensor ein Signal, sobald der NO_x-Katalysator mit Stickoxiden gesättigt ist. Strategien mit einem NO_x-Speicher-Konzept werden ausführlich in [kreb1999a; weis1999a; n.n.1999f; eich2000d; matt1999a] beschrieben.

Neben einer geringfügigen Leistungssteigerung durch die Benzin-Direkteinspritzung ist vor allem der Vorteil der Verbrauchseinsparung beim FSI-Motor im Vergleich zum Ottomotor mit Saugrohreinspritzung (MPI) von bis zu $\Delta b_{\text{Verbrauch}} = 13\%$ [kreb2001a] im betrachteten Betriebspunkt ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{\text{me}} = 2 \text{ bar}$) zu nennen. Verantwortlich dafür sind, trotz einer höheren Reibung und eines höheren Abgasenthalpiestroms, eine Verringerung der Drossel- und Ladungswechselperluste, die Reduzierung der Wandwärmeverluste während des Betriebs mit Ladungsschichtung und ein höheres, effektives und geometrisches Verdichtungsverhältnis.

3.2 Messtechnik

Im Folgenden werden die verschiedenen Messverfahren und –systeme und deren Anwendung beschrieben. Es kommen sowohl Messsysteme zur direkten HC-Konzentrationsbestimmung als auch visuelle Messsysteme zum Einsatz. Die Standardmessverfahren sind zusätzlich im Anhang erläutert.

3.2.1 Schnell getaktetes Gasentnahme-System

Bestimmung der HC-Konzentration

Die Gasentnahmetechnik ermöglicht eine gezielte sequentielle Gasprobenentnahme aus dem Brennraum eines Verbrennungsmotors. Ziel ist die Bestimmung der Gaszusammensetzung der entnommenen Probe an den Messpositionen zu definierten Entnahmezeitpunkten. Bei der vorliegenden Arbeit wird die entnommene Probe bezüglich der HC-Konzentration untersucht (**Anhang C**). LoRusso et al. [loru1980a; loru1981a; loru1983a], Lancaster [lanc1980a] und Ishizawa et al. [ishi1987a] haben bereits Anfang und Mitte der achtziger Jahre die getaktete Gasentnahme zur Detektion von Kraftstofffilmen eingesetzt und konnten damit einen Anstieg der HC-Emissionen an der Wand nach Durchqueren der Flamme feststellen. Als Gasentnahmeeinheit wird in dieser Arbeit ein System der SMETec GmbH verwendet [kölm2000a; erns2001a; bign2002a]. Das System besteht aus dem Gasentnahmeventil (GEV) und der elektronischen Steuereinheit, dem Controller [n.n.1999b]. Das Gasentnahmeventil wird in Verbindung mit einem FID der Firma TESTA betrieben [n.n.1999e]. **Abbildung 3.2.1** zeigt die Gesamtanordnung, bestehend aus dem GEV, dem Controller, dem FID, den Massendurchflussmessern und einer angeschlossenen Auswerteeinheit.

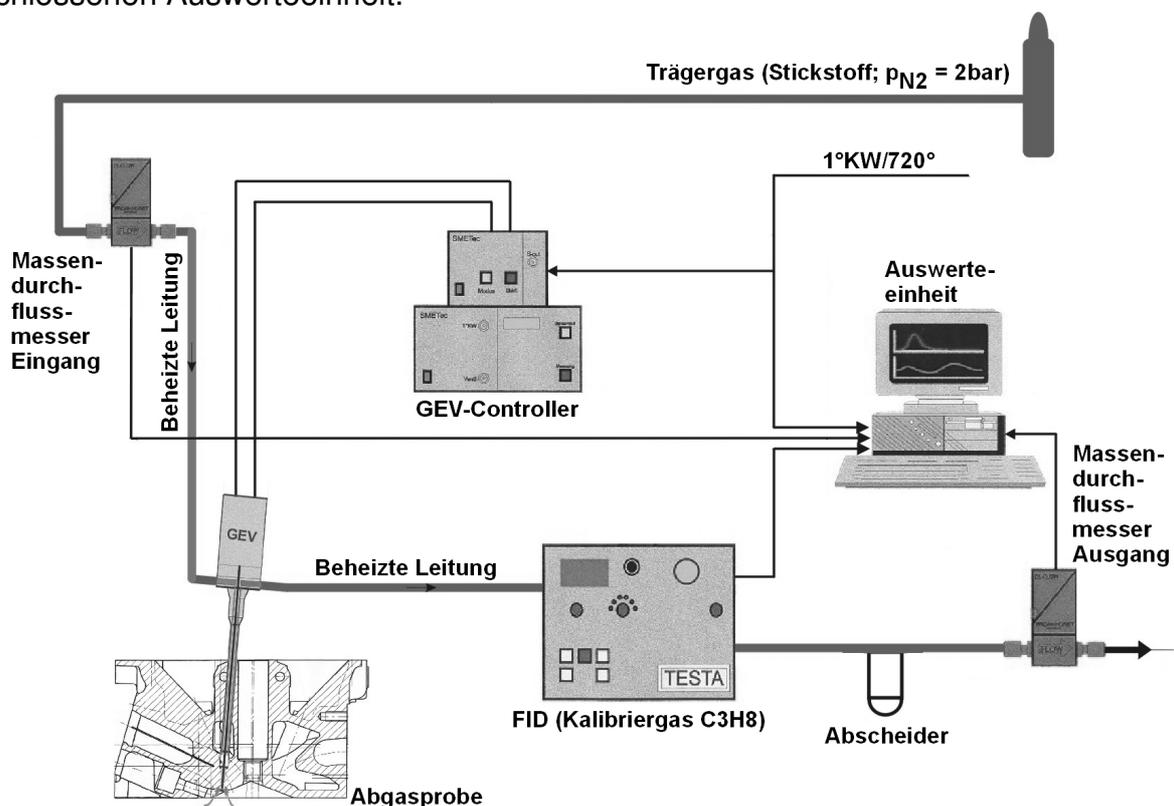


Abbildung 3.2.1: Gesamtanordnung zur HC-Konzentrationsbestimmung mittels GEV mit Lage des GEVs im Zylinderkopf (Schnittbild; Entnahmeposition: Einlassseite)

Die Messkette wird kontinuierlich von Stickstoff durchströmt. Die mit dem GEV entnommene Probe wird durch den Stickstoff in den beheizten Leitungen zum FID transportiert. Dort wird die HC-Konzentration der Probe bestimmt. Die Massendurchsätze werden vor dem GEV und nach dem FID von Massendurchflussmessern (BRONKHORST) aufgenommen und an die Auswerteeinheit übermittelt. Sie dienen dazu, den Massenstrom der entnommenen Probe zu bestimmen. Da im FID die HC-Konzentration der mit Stickstoff verdünnten Probe bestimmt wird, muss in der Auswerteeinheit die Verdünnung wieder herausgerechnet werden. Mit den Massen des Probenstroms und den FID-Daten kann dann die tatsächliche HC-Konzentration an der Messposition bestimmt werden (siehe **Anhang C**). In dieser Versuchsanordnung wird die Öffnungsdauer des Gasentnahmeventils auf 1ms voreingestellt, was bei $n = 2000\text{min}^{-1}$ 12°KW entspricht. Der Ventilhub beträgt 0,5mm. Die Probenleitungen werden mit 200 °C beheizt.

Bei der Bestimmung des Luftverhältnisses zum jeweiligen Zeitpunkt gibt es zwei verschiedene Verfahren. Das Verfahren von Kölmel [kölm2000a] basiert auf der Zustandsgleichung für ideale Gase, bei dem die in der Gleichung für das Luftverhältnis:

$$\lambda = \frac{L_{\text{Tatsächlich}}}{L_{\text{St}}} = \frac{m_{\text{Luft}}}{m_{\text{Kraftstoff}} * L_{\text{St}}} \quad (3.2.1)$$

vorkommenden Werte für die Luftmasse m_{Luft} und die Kraftstoffmasse $m_{\text{Kraftstoff}}$ mit:

$$m = \frac{p * V * M}{\mathfrak{R} * T_R} \quad (3.2.2)$$

berechnet werden.

Bei dem Verfahren von Suck [suck2001a] wird von der tatsächlich vorhandenen Teilchenmenge ausgegangen und der folgende Ansatz für m_{Luft} und $m_{\text{Kraftstoff}}$ gewählt (s. Anhang C):

$$m_{\text{Luft}} = \frac{(1 * 10^6 - c_{\text{HC}}) * M_{\text{Luft}}}{N} ; \quad (3.2.3)$$

$$m_{\text{Kraftstoff}} = \frac{M_{\text{C}_7\text{H}_{12,5}\text{O}_{0,14}} * w_{\text{Kraftstoff}} * c_{\text{HC}}}{N} . \quad (3.2.4)$$

Ein Vergleich der beiden Verfahren führt zu einer Abweichung von 2,5%. Bei diesen Untersuchungen wird das Verfahren von Suck angewendet.

Bestimmung der CO₂-Konzentration

Für die Simulation der HC-Rohemissionen wird im HC-Modell (**Kapitel 5**) der Restgasanteil im Zylinder benötigt. Es werden dazu experimentell die Restgasanteile in verschiedenen Betriebspunkten zu drei Zeitpunkten vor der Zündung ermittelt und verglichen. Die Zündung wird im Entnahmezcyklus ausgeschaltet, um den Einfluss der Verbrennung zu vermeiden. Der Öffnungszeitraum des GEVs beträgt ca. 50°KW und die Öffnung findet zwischen $\varphi = 35^\circ\text{KW}$ v. ZOT und $\varphi = 15^\circ\text{KW}$ n. ZOT statt, um die größtmögliche Probenmasse zu bekommen. Bei der Messung wird das FID durch ein CO₂-Analysegerät (Fa. SIEMENS; Ultramat 5E) ersetzt. Um im CO₂-Gerät einen stabilen Wert zu bekommen, werden insgesamt 300 Taktungen benötigt. Grundsätzlich werden in jedem Betriebspunkt zwei Messungen durchgeführt, von

denen die erste die Motordaten, wie das globale Luftverhältnis λ_{global} und die CO_2 -Konzentration im Abgas liefert und die zweite die GEV-Daten der Massenströme und der lokalen CO_2 -Konzentration im Zylinder.

Für die Berechnung der Restgaskonzentration im Zylinder wird die von Thöne [thön1994a] entwickelte Gleichung herangezogen:

$$X_r = \frac{M_{\text{AG}} \left(\psi_{\text{CO}_2, \text{G}} \left(\frac{M_{\text{Luft}}}{M_{\text{C}_{7,1}\text{H}_{12,5}\text{O}_{0,14}} \lambda_{\text{Lst}}} + 1 \right) - \psi_{\text{CO}_2, \text{L}} \right)}{M_{\text{Luft}} \left(\left(1 + \frac{1}{\lambda_{\text{Lst}}} \right) (\psi_{\text{CO}_2, \text{AG}} - \psi_{\text{CO}_2, \text{G}}) + \frac{M_{\text{AG}}}{M_{\text{Luft}}} (\psi_{\text{CO}_2, \text{G}} - \psi_{\text{CO}_2, \text{L}}) + \frac{1}{\lambda_{\text{Lst}}} \frac{M_{\text{AG}}}{M_{\text{C}_{7,1}\text{H}_{12,5}\text{O}_{0,14}}} \psi_{\text{CO}_2, \text{G}} \right)} \quad (3.2.5)$$

mit M_{AG} ... Molmasse vom Abgas [kg/mol]
 $\psi_{\text{CO}_2, \text{AG}}, \psi_{\text{CO}_2, \text{L}}, \psi_{\text{CO}_2, \text{G}}$... CO_2 -Gehalt in Abgas, Luft, Kraftstoff-Luft-Gemisch [Vol.-%].

Die Molmasse des Abgases ist vom Kraftstoff und dem globalen Luftverhältnis abhängig und wird aus den Abgaswerten für feuchtes Abgas berechnet. Der prozentuale Anteil einer entnommenen Probe an einer gesamten Zylinderladung beträgt 0,8%.

3.2.2 Weberzahlberechnung mittels Tangentialvektoren

Die Weberzahl dient dazu, eine Aussage über die Eigenschaften des Sprays bei Auftreffen auf eine Wand machen zu können. Mit der Phasen-Doppler-Anemometrie (PDA) können Sprühstrahlcharakteristika von Injektoren ermittelt werden, die für die Berechnung der Weberzahl benötigt werden. Das PDA-Messverfahren ist in **Anhang D** näher erläutert [boye2001a; fett2001a; boye2002a].

Die Oberflächentemperatur, auf die der Tropfen trifft, spielt eine entscheidende Rolle beim weiteren Verhalten des Tropfens. Die Art und Weise, wie sich ein Tropfen auf einer Oberfläche verhält, wird durch die Lebensdauerkurve (**Abbildung 3.2.2**) beschrieben [mach1993a].

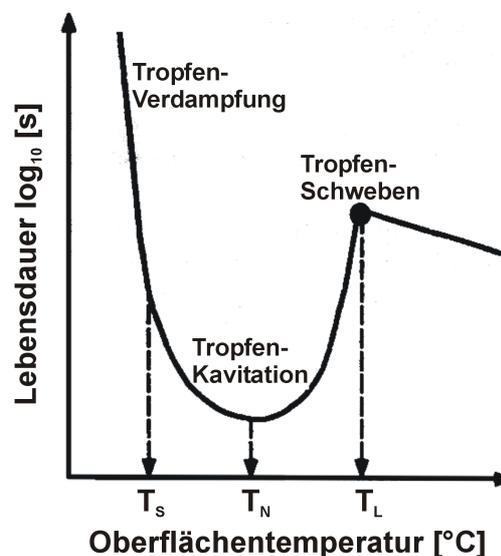


Abbildung 3.2.2: Qualitative Lebensdauerkurve eines Tropfens auf einer heißen Oberfläche als Funktion der Oberflächentemperatur [mach1993a]

Die charakteristischen Temperaturen sind:

- die Siedetemperatur T_S ,
- die Nukiyama-Temperatur T_N , bei welcher der Tropfen seine maximale Verdampfungsrate erreicht und seine kürzeste Lebensdauer besitzt und
- die Leidenfrost-Temperatur T_L , bei der der Tropfen auf einem Dampfpolster schwebt und seine größte Lebensdauer besitzt.

Die Weberzahl ist ein Maß für das Verhalten des Tropfens auf der Oberfläche. Die Weberzahl We ergibt sich aus dem Quotienten der kinetischen Energie zur Oberflächenenergie des Tropfens. Sie ist wie folgt definiert:

$$We = \frac{v_n^2 \rho_{Krst} d_{32}}{\sigma} \quad (3.2.6)$$

Die Werte für die Dichte ρ_{Krst} und die Oberflächenspannung σ des Kraftstoffs sind bekannt ($\rho_{Krst} = 761 \text{ kg/m}^3$; $\sigma = 0,015 \text{ N/m}$; d_{32} in m; v_n in m/s; Raumtemperatur). Die Werte für den Sauterdurchmesser d_{32} und die für die Berechnung benötigte Geschwindigkeit in Normal-Richtung ergeben sich aus den PDA-Messungen. Dabei wird die Normal-Komponente der Geschwindigkeit v_n , wie in **Abbildung 3.2.3** dargestellt, bestimmt. Bei der Betrachtung der Geschwindigkeitskomponenten werden nur die Primärtropfen betrachtet, d. h. nur die Tropfen, die sich gerade bewegen.

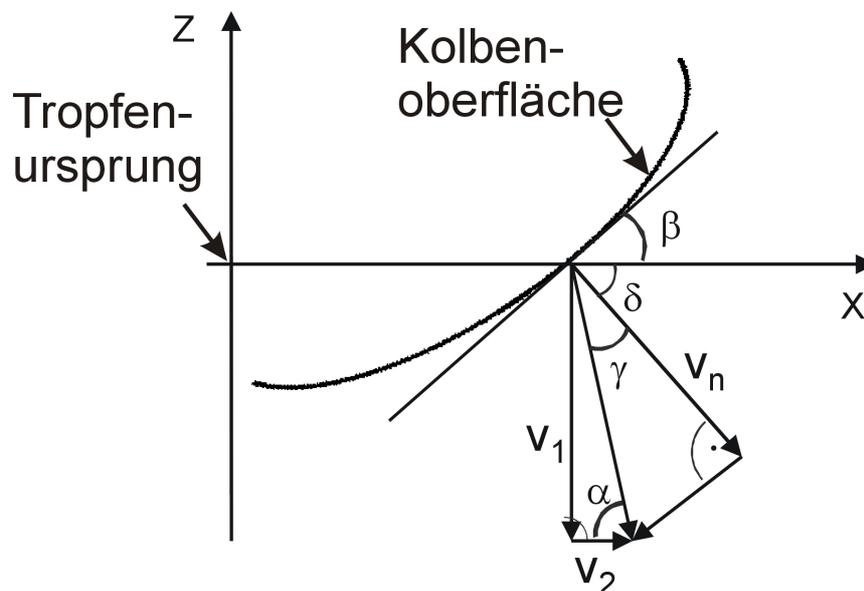


Abbildung 3.2.3: Bestimmung der normalen Geschwindigkeitskomponente für die Berechnung der Weberzahl eines auftreffenden Tropfens

Die Normal-Komponente der Geschwindigkeit v_n berechnet sich wie folgt:

$$v_n = (\sqrt{v_1^2 + v_2^2}) * \cos \gamma \quad (3.2.7)$$

$$\alpha = \arctan\left(\frac{v_1}{v_2}\right) \quad (3.2.8)$$

mit $\gamma = \alpha - \delta$
 $\delta = 90^\circ - \beta$

Es ergeben sich die in **Abbildung 3.2.4** dargestellten verschiedenen Verhaltensweisen bei unterschiedlichen Weberzahlen [stan1996a; bai1995a; send1997a; kalb1999a].

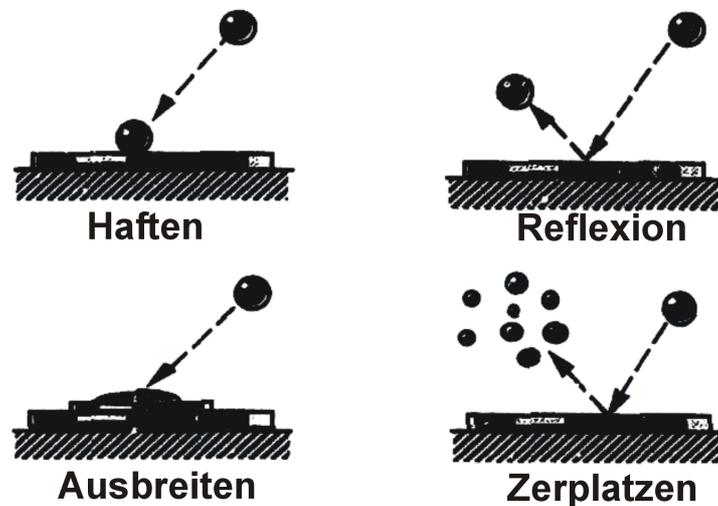


Abbildung 3.2.4: Unterschiedliches Tropfenverhalten auf heißen Oberflächen [stan1996a]

Wenn die Weberzahl groß ist, reicht die Tropfendeformation beim Auftreffen auf eine Wand aus, um die Oberflächenspannung des Tropfens zu überschreiten. Der Tropfen wird zerplatzen [mach1993a; wruc1998a].

Es sind vier grundsätzliche Muster vorhanden, nach denen sich ein Tropfen verhält [lipp2000a; stan1996a; nabe1993a]:

- Haften ($T_{OF} < T_S$; $We < 5$): Der Tropfen haftet auf der Oberfläche.
- Reflexion ($T_S < T_{OF} < T_N$; $5 < We < 10$): Der Tropfen wird von der Oberfläche reflektiert.
- Ausbreiten ($T_N < T_{OF} < T_L$; $10 < We < 18^2 * d_{32} * \left(\frac{\rho_{Krst}}{\sigma}\right)^{1/2} * v^{1/4} * f^{3/4}$): Der Tropfen geht vollständig in den Kraftstofffilm oder die Ablagerungen über.
- Zerplatzen ($T_{OF} > T_L$; $18^2 * d_{32} * \left(\frac{\rho_{Krst}}{\sigma}\right)^{1/2} * v^{1/4} * f^{3/4} < We$): Der Tropfen zerplatzt und zerfällt in viele Sekundärtropfen.

Abbildung 3.2.5 zeigt die Abhängigkeit des Sauterdurchmessers von der Geschwindigkeit des auftreffenden Tropfens im vorliegenden Fall (Kurve: $We = 80$). Nach Wachters et al. [wach1966a] liegt der Grenzwert zwischen Ausbreiten ($We < 80$) und Zerplatzen ($We > 80$) bei $We \approx 80$.

Der Durchmesser und die Geschwindigkeit der Tropfen kann mit der PDA-Messtechnik, trotz Annahme sphärischer Tropfen, zuverlässig gemessen werden.

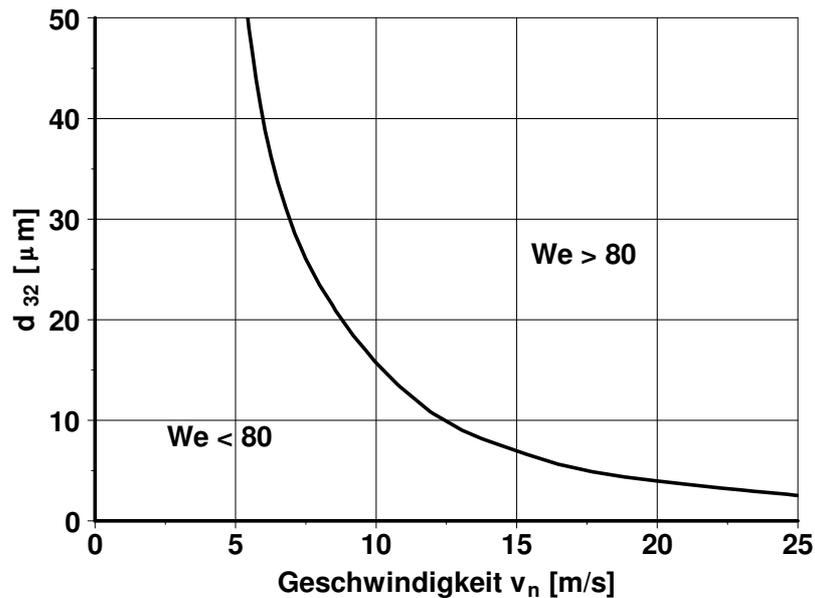


Abbildung 3.2.5: Abhängigkeit des Sauterdurchmessers für $We = 80$ von der Geschwindigkeit bei konstanter Dichte und Oberflächenspannung

3.2.3 Kolbenoberflächentemperatur und Infrarot-Thermografie

Im folgenden Kapitel werden die Verfahren zur Bestimmung der Oberflächentemperatur im Versuchsmotor und in der Einspritz-Druckkammer vorgestellt. Eine Messung der Kolbenoberflächentemperatur im instationären Betrieb ($n = \text{konst.}$) am Vollmotor wird mittels NTC-(negative temperature coefficient)-Widerständen im Kolbenboden durchgeführt (MAHLE). Das NTC-Element ändert seinen Widerstand entsprechend einer Temperaturänderung (**Abbildung 3.2.6**). Bei steigender Kolbentemperatur sinkt der NTC-Widerstand. Der Messbereich liegt zwischen 16 und 250Ω , was etwa einem Temperaturbereich zwischen 140°C und 280°C entspricht. Die technischen Daten sind in **Anhang H** zu finden.

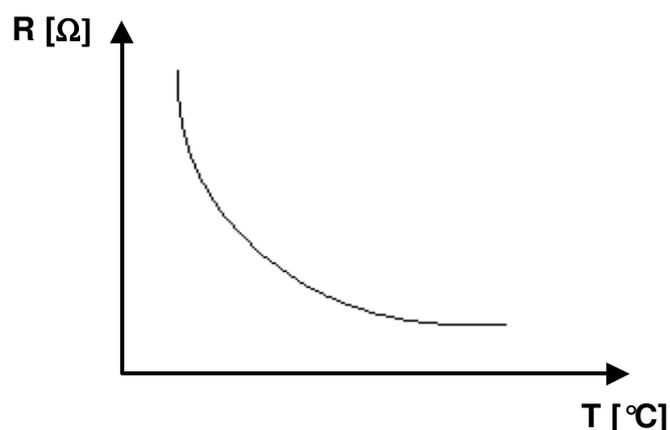


Abbildung 3.2.6: Qualitative Kennlinie eines NTC-Widerstands in Abhängigkeit von der Temperatur

Bei den Messungen werden aus Platzgründen immer 2 Messpositionen pro Zylinder realisiert. Die Temperaturelemente werden dabei 1mm unter der Kolbenoberfläche positioniert. Aus vorherigen Messungen ist bekannt, dass die Temperaturverteilung über die verschiedenen Zylinder annähernd gleich ist. Alle Messpositionen sind in **Abbildung 3.2.7** dargestellt. Die Aufnahme des Messsignals erfolgt über eine Ring-

Stabspulen-Kombination mittels Eintauchen und berührungsloser Transformator-Kopplung. Bei den Messungen werden verschiedene Parametervariationen durchgeführt, um Aussagen über das Temperaturverhalten an den Messstellen zu erhalten. Außerdem werden die gemessenen Temperaturen als Basistemperaturen für die im Folgenden erläuterten Infrarot-Thermografie-Messungen in der Einspritz-Druckkammer verwendet.

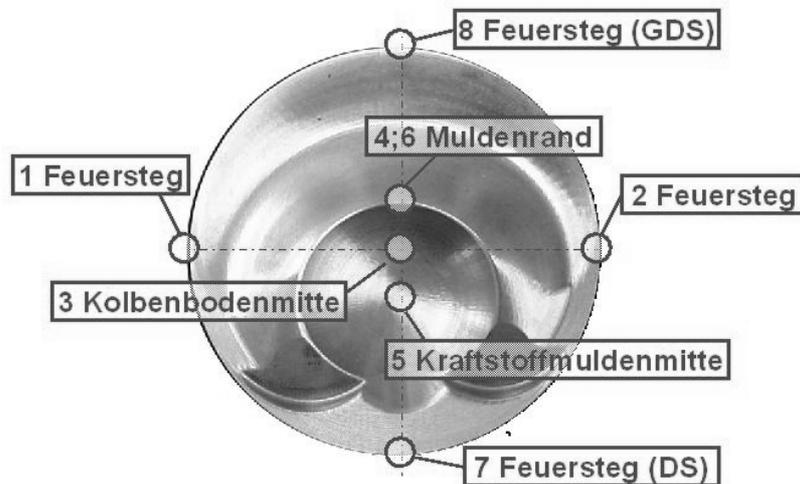


Abbildung 3.2.7: Anordnung der NTC-Messstellen an der Oberfläche der Kolben (DS: Druckseite; GDS: Gegendruckseite)

Die Messung der Kolbenbodentemperatur während des Einspritzvorgangs im stationären Zustand wird mittels Infrarot-Thermografie durchgeführt. Dabei wird bei Wellenlängen zwischen $8\mu\text{m}$ und $12\mu\text{m}$ die Wärmestrahlung der Rückseite der Kolbenoberfläche gemessen. Der Einspritz-Druckkammer-Einsatz (**Abbildung 3.2.8**) wird dem Original-Zylinderkopf nachempfunden, wobei die Entfernung entsprechend der gewünschten Stellung bei verschiedenen Ansteuerenden der Einspritzdüsen zwischen der Kolbenscheibe und dem Zylinderkopf frei wählbar konstruiert wird.

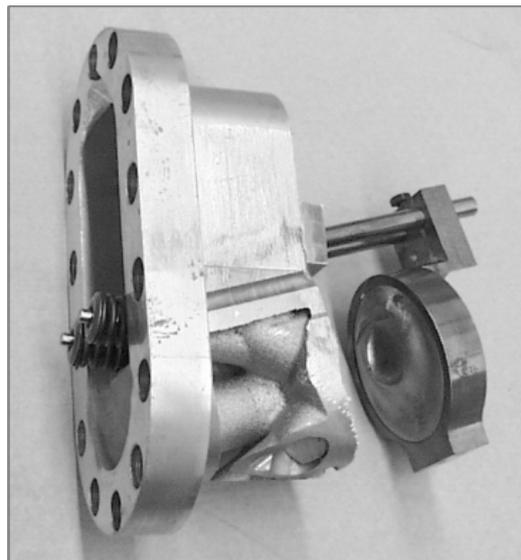


Abbildung 3.2.8: Einsatz für eine Einspritz-Druckkammer zur Simulation ausgewählter Stellungen der Kolbenoberfläche zum Zylinderkopf

Die Kolbenscheibe hat am Messort (Kraftstoffmulde) eine Stärke von $0,3\text{mm}$. Die unterschiedlichen Temperaturen der Kolbenscheibe werden durch die Luft in der

Einspritz-Druckkammer eingestellt. **Abbildung 3.2.9** zeigt den Aufbau der Messeinrichtung an der Einspritz-Druckkammer.

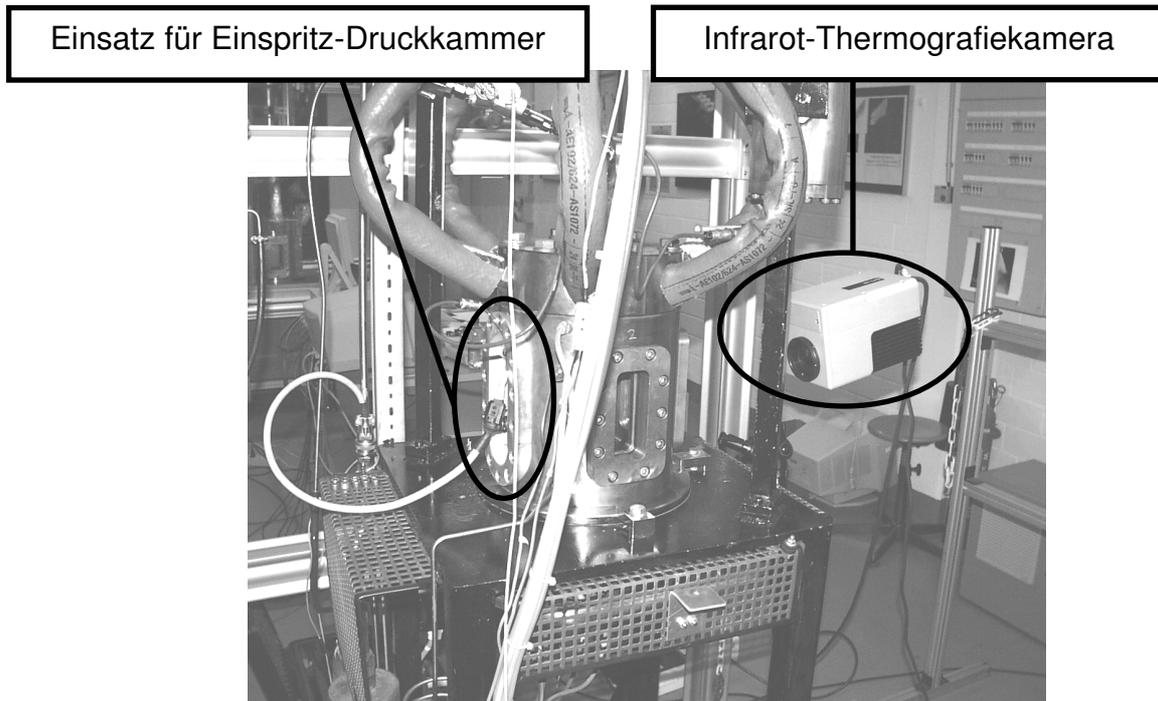


Abbildung 3.2.9: Messaufbau an einer Einspritz-Druckkammer zur Simulation der Einspritzung unter motornahen Bedingungen bei Betrieb mit Ladungsschichtung

Die Blickrichtung der Thermografie-Kamera zeigt auf die Rückseite des Kolbenblechs. Das in der Beobachtungsrichtung der Kamera eingebaute Druckkammerfenster besteht aus 8mm starkem Zink-Selenit, welches in dieser Konfiguration eine maximale Transmission der Wärmestrahlung von 74% aufweist. Der recht hohe Anteil von Absorption und Reflektion wird über eine Kalibrierkurve korrigiert. Aus der gemessenen Infrarot-Strahlung erfolgt über einen funktionalen Zusammenhang die Berechnung der Temperatur [boye2002a]. In **Abbildung 3.2.10** ist der sichtbare Bereich der Infrarot-Thermografiekamera über der Kolbenmulde bei einer Aufnahme-frequenz von 750Hz dargestellt. Ebenfalls dargestellt ist der Auswertebereich mit den 30 Messstellen. Es können mit dem gezeigten Aufbau verschiedene Kolbenstellungen und unterschiedliche Raildrücke untersucht werden.

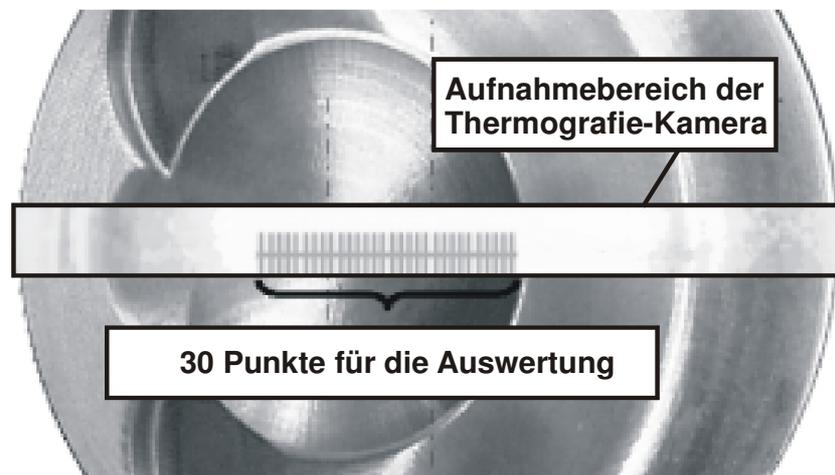


Abbildung 3.2.10: Aufnahmebereich der Infrarot-Thermografiekamera über der Kolbenoberfläche

3.2.4 PMT-(Photomultiplier-Technologie)-Messtechnik

Um eine Aussage über die Entflammungsphase und den Verbrennungsablauf im Brennraum treffen zu können, wird mit Hilfe eines endoskopischen Zugangs von der Stirnseite des Zylinderkopfes in Richtung Zündkerze ein UV-gängiges Endoskop appliziert. Die Blickrichtung ist in **Abbildung 3.2.11** und der betrachtete Ausschnitt ist in **Abbildung 3.2.12** dargestellt. Es wird ein Winkel von 20° zur Horizontalachse realisiert, um den bestmöglichen Einblick in den Brennraum zu erhalten.

Das Licht wird entweder ungefiltert oder durch Bandpassfilter reduziert auf eine Empfängerfläche einer PMT-(Photomultiplier-Technologie)-Kamera projiziert, die im Wellenlängenbereich zwischen $\lambda_0 = 270\text{nm}$ und $\lambda_0 = 600\text{nm}$ empfindlich ist. Die Empfängerfläche der PMT-Kamera besteht aus einzelnen Lichtfasern. Die optischen Signale der einzelnen Lichtfasern werden auf 1920 Photomultiplier aufgeteilt, die eine Auflösung von 12bit aufweisen. Die Signale der Photomultiplier werden durch die Software den jeweiligen Koordinaten im Brennraum zugeordnet.

Um gezielt bestimmte Spektren von Emissionsbanden herauszufiltern, werden ein OH-Filter mit einem Maximum bei $\lambda_0 = 306,8\text{nm}$ und nur 13,3% Transmission und ein so genannter UG11-Filter, dessen Transmissionskurve sich zwischen $\lambda_0 = 300\text{nm}$ und $\lambda_0 = 410\text{nm}$ befindet (maximale Transmission bei $\lambda_0 = 335\text{nm}$), verwendet.

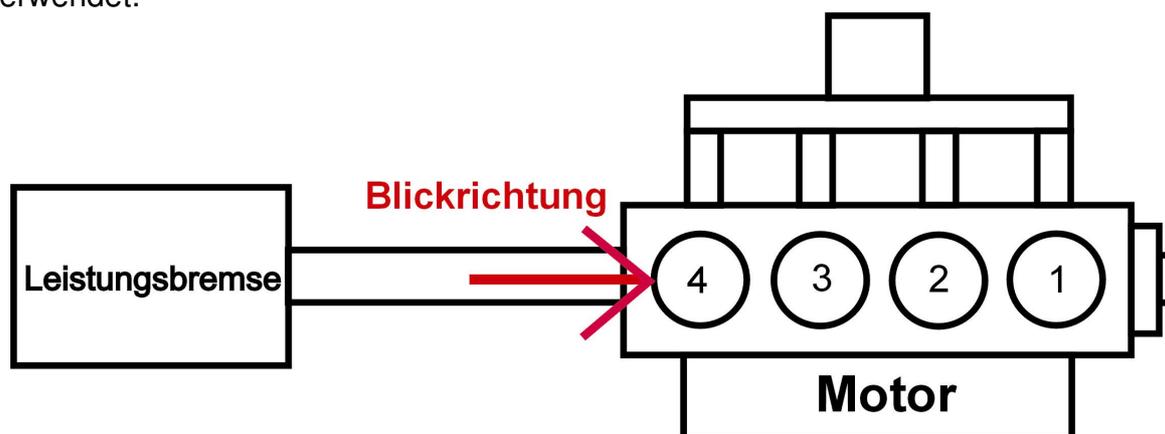


Abbildung 3.2.11: Blickrichtung des Endoskops stirnseitig Richtung Zylinder 4

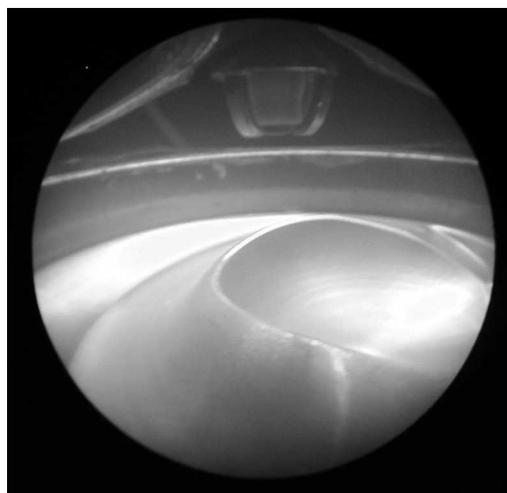


Abbildung 3.2.12: Blickrichtung und -ausschnitt durch den endoskopischen Zugang stirnseitig bei Zylinder 4

Mit Hilfe der Filter können einzelne Emissionsspektrenbereiche getrennt betrachtet werden. Eine spektrale Analyse einer Kohlenwasserstoffflamme (**Abbildung 3.2.13**) zeigt mehrere Gaskomponenten und deren Emissionswellenlänge.

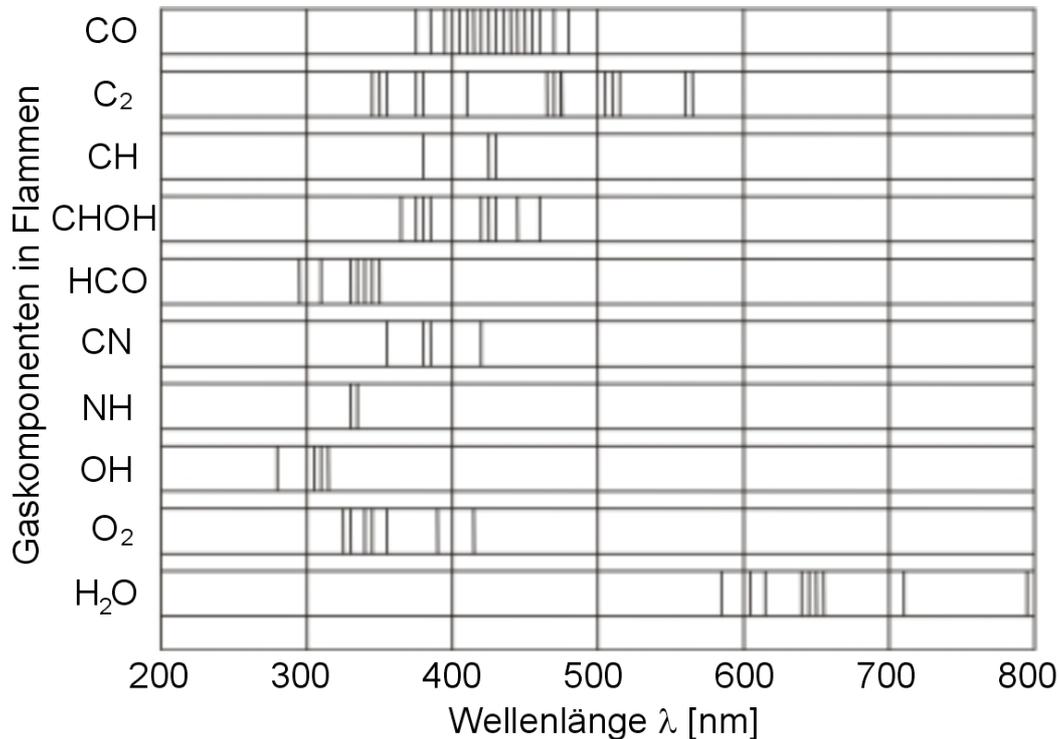


Abbildung 3.2.13: Emissions-Bandenspektrum einer Kohlenwasserstoffflamme [n.n.2001b]

Die Linienspektren entstehen grundsätzlich durch Anregung sich auf niedrigem Energieniveau befindlicher Atome mittels Energiezufuhr oder Wechselwirkung mit anderen Atomen. Im ultravioletten Bereich treten die intensivere Strahlung der OH-Radikale und die nur sehr schwache Strahlung des HCO-Radikals auf [reis1999b]. Die detektierbare Strahlung mittels PMT-System und OH-Filter stammt daher nahezu vollständig von den OH-Radikalen.

Der Vergleich zwischen ungefiltertem und gefiltertem Signal (**Abbildung 4.2.11**) bietet die Möglichkeit, die Strahlung der Umsetzung von OH-Radikalen optisch von der Diffusionsflamme zu trennen und Aussagen über die Qualität und Art der Verbrennung zu treffen. Des Weiteren können anhand des Signals optisch Korrelationen zu verschiedenen Größen wie Lage des Verbrennungsschwerpunkts, Zündverzögerung und maximalem Zylinderdruck [fisc2003b] und zur Dauer der Entflammungsphase und Ende der Verbrennung getroffen werden.

3.2.5 Ermittlung der stationär zwischengespeicherten HC-Masse

Eine Möglichkeit, quantitativ eine Aussage über die HC-Konzentration eines Gases zu treffen, ist die Verwendung eines Flammenionisationsdetektors. Für die Untersuchungen mit dem Fast-Response Flammenionisationsdetektor HFR 400 von CAMBUSTION wird im Abgaskrümmen ein Zugang hinter dem dritten Zylinder geschaffen, um eine kurbelwinkel-aufgelöste HC-Konzentrationsmessung durchführen zu können. Die Entfernung von der Auslassventiltulpe beträgt 35mm.

Der FFID besteht aus dem Probenkopf und der Bedieneinheit. In **Anhang E** wird die grundsätzliche Funktion eines FFIDs erläutert. Da das FFID die Summe aller C-

Atome misst, muss mit einer im Abgas repräsentativ vorhandenen Komponente kalibriert werden. Dazu wird Propan (C_3H_8) mit der Konzentration von $c_{HC} = 5518 \text{ ppm} C_3H_8$ verwendet, da im Abgas nahezu 80% der gesamten HC-Rohemissionen aus Propan bestehen [kaye1996a].

Die stationär zwischengespeicherte HC-Masse wird aus der abdampfenden Kraftstoffmasse ermittelt, die nach Abschaltung der Einspritzung bestimmt wird. **Abbildung 3.2.14** zeigt den Verlauf des HC-Konzentrationsignals bei Abschaltung der Einspritzung im 13. Zyklus nach Messbeginn. Innerhalb von 9 Zyklen fällt das Signal auf nahezu $0 \text{ ppm} C_3H_8$ ab. Ein darauf folgender geringfügiger Anstieg hängt mit der Temperaturschwankung im FFID-Kopf durch die ausbleibenden heißen Abgase zusammen und hat nichts mehr mit der Messung zu tun.

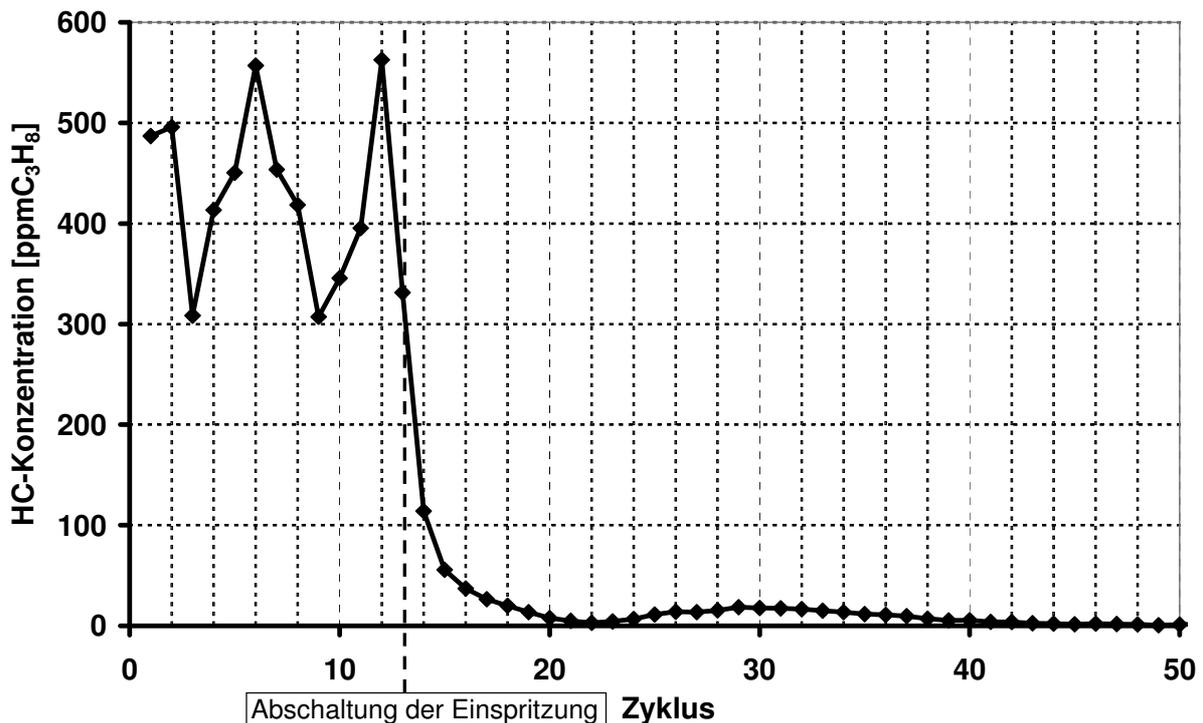


Abbildung 3.2.14: Verlauf des HC-Konzentrationsignals mittels FFID bei Abschaltung der Einspritzung in Zyklus 13

Die Bestimmung der HC-Masse erfolgt mit:

$$m_{HC} = \frac{\bar{c}_{HC}}{1000000} * \frac{\dot{m}_{Abgas,schicht} * 120}{n} \quad (3.2.10)$$

mit m_{HC} ... HC-Masse [mg]
 \bar{c}_{HC} ... HC-Konzentration [ppmC₃H₈].
 $\dot{m}_{Abgas,schicht}$... Abgasmassenstrom Betrieb mit Ladungsschichtung [g/h]

Die HC-Konzentration geht zyklusgemittelt in die Berechnung ein.

4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

Im Folgenden werden die experimentellen Ergebnisse der Vollmotor- und anderer Untersuchungen vorgestellt. Ziel ist die qualitative und quantitative Analyse der einzelnen Quellen der HC-Rohemissionen. Die verwendeten Messtechniken werden im Anhang vorgestellt und erläutert, soweit nicht in Kapitel 3 beschrieben.

4.1 HC-optimale Betriebsparameter bei Ladungsschichtung

Um grundsätzliche Untersuchungen der HC-Rohemissionen durchführen zu können, wird zunächst ein Standardbetriebspunkt (**Tabelle 4.1.1**) festgelegt, der als Basisvergleichspunkt für alle weiteren Versuche dient. Der Standardbetriebspunkt wird, im Gegensatz zu typischen Serienbetriebspunkten, ohne ENW-Frühverstellung und externe AGR eingestellt, um die jeweiligen Erscheinungen separieren zu können.

Tabelle 4.1.1: Standardbetriebspunkt für Vergleichsmessungen

Drehzahl n	2000min ⁻¹
Effektiver Mitteldruck p_{me}	2bar
Ladungsbewegungsklappe	zu
Raildruck p_{Rail}	90bar
Ansteuerende des Hochdruck-Drallinjektors φ_{ASE}	54°KW v. ZOT
Kühlmitteltemperatur $T_{Kühl}$	90°C
Öltemperatur $T_{Öl}$	90°C
Luftverhältnis λ_{global}	3.3
Einlassnockenwellenstellung ENW	0°KW
Externe Abgasrückführung AGR	0%
Zündzeitpunkt φ_{ZZP}	22°KW v. ZOT
Saugrohrdruck p_{Saug}	930mbar
Kraftstoff-Vorfördertemperatur T_{Krst}	16°C

Abbildung 4.1.1 zeigt für diesen Betriebspunkt eine Erhöhung der spezifischen HC-Rohemissionen um 142% im Vergleich zum Ottomotor mit Saugrohreinspritzung. Die spezifischen HC-Rohemissionen sind definiert als:

$$s_{HC} = \frac{\frac{p_{Umg}}{R \cdot T_{Umg}} * \left(M_C + \left(\frac{H}{C} \right)_{Krst} * M_H \right) * \frac{M_{HC}}{M_{Abgas}} * \dot{v}_{Abgas}}{P_{eff}} \quad (4.2.1)$$

Die um Faktor 2,4 höheren spezifischen HC-Rohemissionen im Basisbetriebspunkt des Betriebs mit Ladungsschichtung entstehen durch den erhöhten Abgasvolumenstrom im Vergleich zum Homogenbetrieb durch die nahezu vollständige Entdrosselung. Im Homogenbetrieb liegt der Abgasvolumenstrom in einem vergleichbaren Betriebspunkt bei $n = 2000\text{min}^{-1}$ und $p_{me} = 2\text{bar}$ durch die Verringerung des Saugrohrdrucks bei $\dot{v}_{Abgas,homogen} = 26,2\text{m}^3/\text{h}$ und im Betrieb mit Ladungsschichtung bei $\dot{v}_{Abgas,schicht} = 68\text{m}^3/\text{h}$. Trotz nahezu gleicher HC-Konzentration und unabhängig von den jeweils unterschiedlichen Quellen der Kohlenwasserstoffe wird der spezifische HC-Massenstrom im Betrieb mit Ladungsschichtung entsprechend größer. Die Erhöhung der HC-Rohemissionen um 15% bei der Umstellung von Saugrohr- zu Direkteinspritzung im Homogenbetrieb liegen vor allem an der

Benetzung der Düsenausparung der Hochdruck-Drallinjektoren, an der Zwischenspeicherung in Spalträumen des Brennraums und an der Benetzung von Brennraumoberflächen (vorrangig Kolbenoberfläche). Näheres zu den HC-Quellen im Homogenbetrieb ist in der Arbeit von Suck [suck2001a] nachzulesen. Durch eine Variation der Betriebsparameter können die spezifischen HC-Rohemissionen des Versuchsmotors im Betrieb mit Ladungsschichtung gezielt beeinflusst werden.

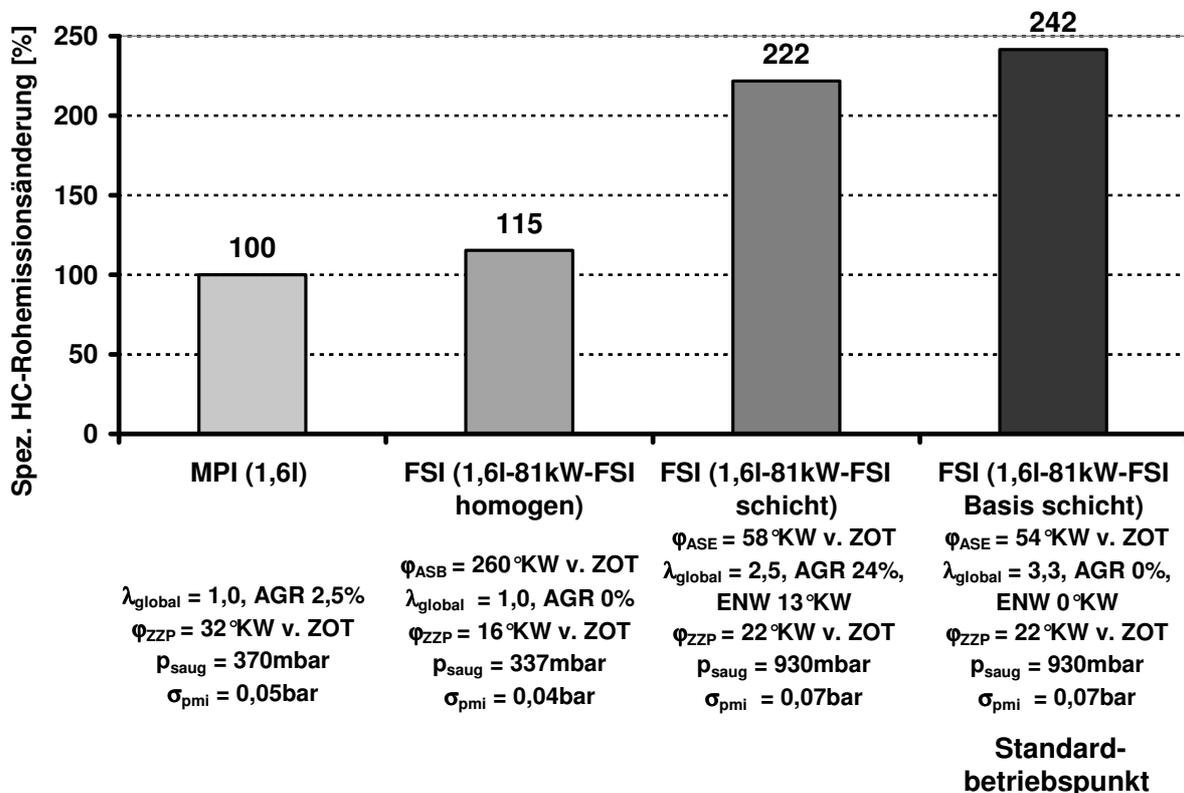


Abbildung 4.1.1: Vergleich der prozentualen Änderung der spezifischen HC-Rohemissionen zwischen Homogenbetrieb und Betrieb mit Ladungsschichtung beim Versuchsmotor (Betriebspunkt: $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{\text{me}} = 2\text{bar}$)

Die Optimierung immer nur eines Betriebsparameters, ausgehend vom Standardbetriebspunkt, führt in Summe zu einer Reduzierung der spezifischen HC-Rohemissionen um 80% (**Abbildung 4.1.2**). Im Vergleich zum Motor mit Saugrohreinspritzung ($s_{\text{HC}} = 9,06\text{g/kWh}$) liegen die spezifischen HC-Rohemissionen im Betrieb mit Ladungsschichtung im HC-optimalen Betriebspunkt nur noch bei 47% ($s_{\text{HC}} = 4,25\text{g/kWh}$).

Die Messungen erfolgten im Sammler des Abgaskrümmers vor dem Vorkatalysator. Diese 80% sind die maximale Reduzierung der spezifischen HC-Rohemissionen, die ohne Anwendung von konstruktiven Sondermaßnahmen allein durch die Optimierung der Parameter realisierbar ist. Durch die Verlagerung des Zündzeitpunkts nach "früh" können die spezifischen HC-Rohemissionen im Standardbetriebspunkt bereits um 51% reduziert werden. Weitere Betriebsparameter wie die Frühverstellung der Einlassnockenwelle um 40°KW , die Zugabe von 20% AGR, die Anhebung von Öl- und Kühlmitteltemperatur, die Anhebung des Raildrucks von $p_{\text{Rail}} = 90\text{bar}$ auf $p_{\text{Rail}} = 100\text{bar}$ und die Verschiebung des Einspritzendes der Hochdruck-Drallinjektoren führen zu einer Absenkung der spezifischen HC-Rohemissionen um weitere 29%. Nicht immer ist eine Reduzierung der HC-Rohemissionen auch vorteilhaft für den Kraftstoffverbrauch und die anderen Rohemissionen. Daher sind die Lösungen zur Verringerung der HC-Rohemissionen teilweise nur bedingt in die Serie umsetzbar. Vor allem sehr frühe Zündzeitpunkte bzw. ENW-Frühverstellungen können aufgrund

ungünstiger Verbrennungsschwerpunktlagen bzw. unzureichender Verbrennungsstabilität nicht in Serienanwendungen umgesetzt werden.

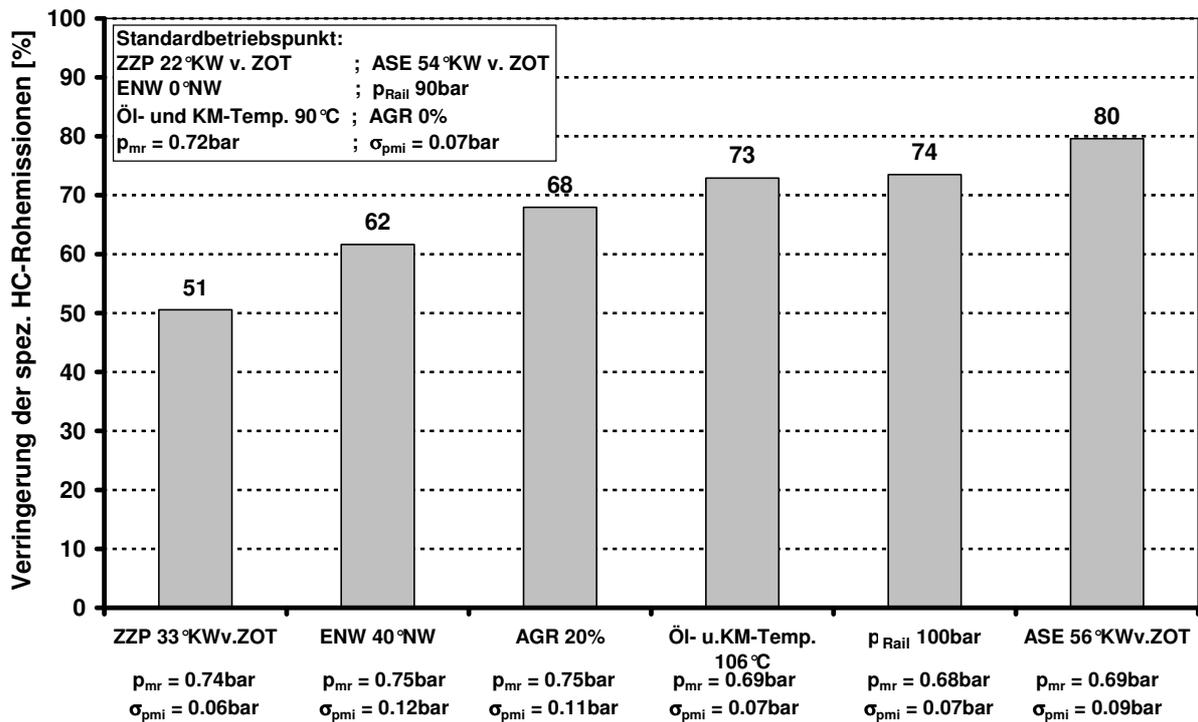


Abbildung 4.1.2: Potenzial ausgewählter Parameter auf die Verringerung der spezifischen HC-Rohemissionen im Betrieb mit Ladungsschichtung des Versuchsmotors durch Optimierung jeweils eines Betriebsparameters gegenüber dem Standardbetriebspunkt ($n = 2000min^{-1}$; $p_{me} = 2bar$)

Bei den experimentellen Untersuchungen haben sich zu Beginn zwei Erkenntnisse herausgestellt:

Erstens hat die Zugabe von Blow-By-Gasen eine 1-prozentige Steigerung der spezifischen HC-Rohemissionen im Betrieb mit Ladungsschichtung des Versuchsmotors ergeben. Dieser Wert liegt im Rahmen der Messgenauigkeit. Alle folgenden Versuche werden unter Zugabe von Blow-By-Gasen vermessen. Die Desorption aus dem Ölfilm wird daher nicht weiter betrachtet.

Zweitens kommen im Betrieb mit Ladungsschichtung, bedingt durch den hohen globalen Luftüberschuss im Zylinder, im Abgastrakt maximale Temperaturen von $T_{Abgas} = 540K$ bis $620K$ vor. Daher ist kaum In-Zylinder-Nachoxidation vorhanden. Eine Nachoxidation im Abgastrakt ist aufgrund dieser Tatsache ebenfalls auszuschließen.

Die abgebildeten Messdaten der Prüfstandsmessungen, wie Emissionen, Verbräuche, Reibleistungen etc. sind, falls nicht anders erwähnt, jeweils dreifach gemessen worden, um die Einflüsse der Umgebungs- und Randbedingungen zu minimieren.

Um die einzelnen HC-Quellen separieren zu können, müssen zunächst die Einflüsse von Veränderungen der Betriebsparameter und des Weiteren Effekte, die aus konstruktiven Änderungen hervorgehen, betrachtet werden.

4.2 Flame-Quenching

In den folgenden Kapiteln werden die Betriebsparameter Zündzeitpunkt, Frühverstellung der Einlassnockenwelle, externe Abgasrückführrate, Luftverhältnis und Drehzahl analysiert. Zusätzlich werden der Einfluss der Ladungsbewegung und des geometrischen Verdichtungsverhältnisses untersucht, um eine Gesamtbetrachtung des Flame-Quenching-Effekts durchzuführen.

4.2.1 Einfluss des Zündzeitpunkts

Zunächst wird der Zusammenhang zwischen Zündzeitpunkt und Flame-Quenching betrachtet. Im Betrieb mit Ladungsschichtung des Versuchsmotors (Kapitel 3.1.1) sind die HC-Rohemissionen stark vom Zeitpunkt der Entflammung anhängig, wie bereits in Abb. 4.1.2 gezeigt. Eine Verschiebung zu frühen Zeitpunkten führt zu sehr niedrigen spezifischen HC-Rohemissionen, und eine Verschiebung des Zündzeitpunkts in Richtung ZOT hat einen Anstieg derselben zur Folge (**Abbildung 4.2.1**).

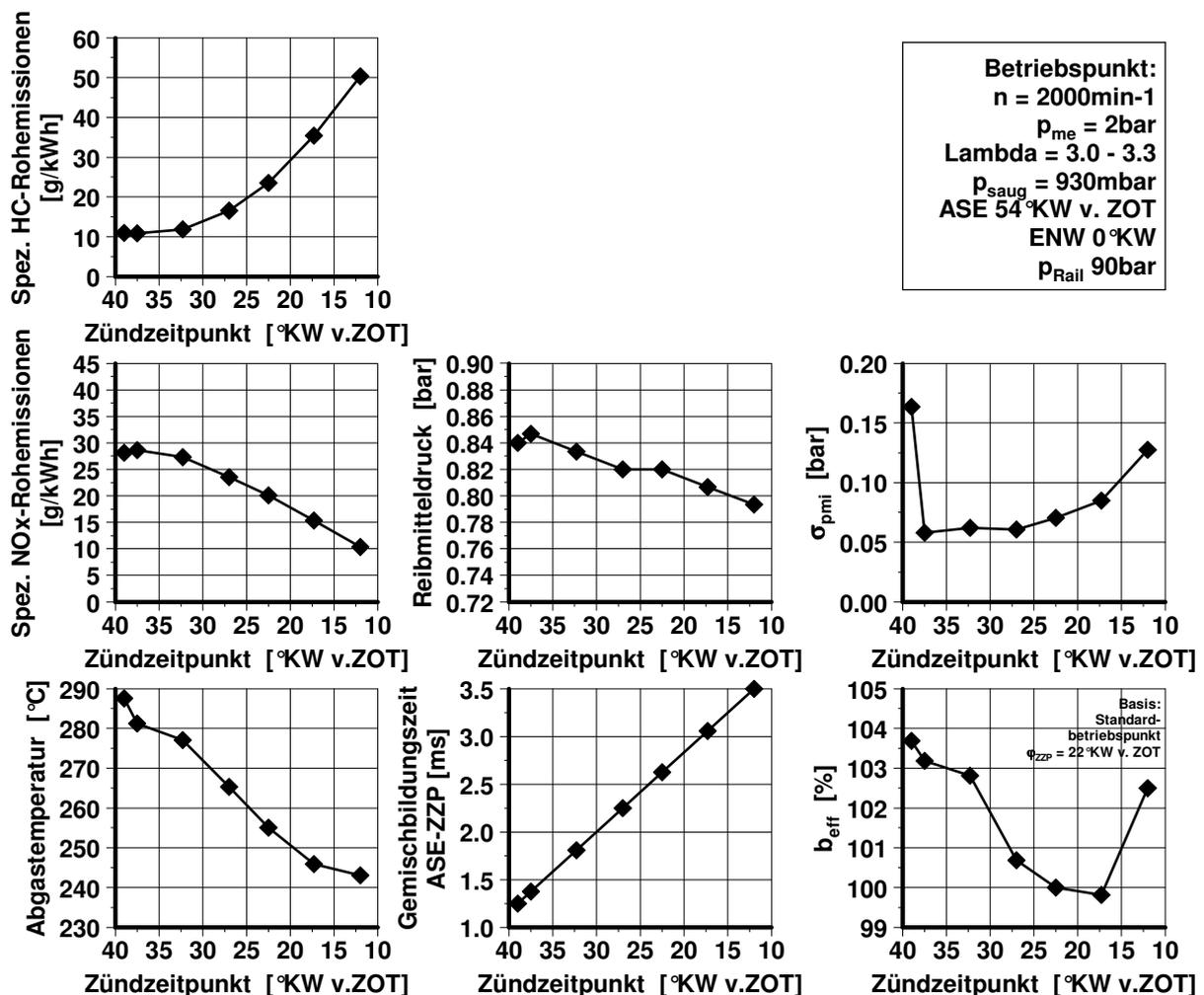


Abbildung 4.2.1: Einfluss des Zündzeitpunkts auf die spezifischen HC- und NO_x-Rohemissionen, die Reibleistung, die Standardabweichung von p_{mi} , die Abgastemperatur, die Gemischbildungszeit und den effektiven Kraftstoffverbrauch (Versuch bei konstanter effektiver Arbeit; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $p_{rail} = 90 \text{ bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,0 - 3,3$)

In Abbildung 4.2.1 ist neben den spezifischen HC-Rohemissionen auch die Änderung der Reibung dargestellt. Die Reibung steigt mit zunehmender Frühverstellung des Zündzeitpunkts an, da der Verbrennungsdruck dem in Richtung ZOT laufenden Kolben entgegenwirkt. Durch die günstigere Verbrennung im Hinblick auf die HC-Rohemissionen, deren Zusammenhang später näher erläutert wird, steigen die spezifischen NO_x -Rohemissionen und die Abgastemperaturen vor dem Vorkatalysator ebenfalls an. Die ansteigenden Abgastemperaturen liegen darin begründet, dass durch die höhere Verbrennungstemperatur mehr Wärme an das umliegende Gas abgegeben wird. Da bei Betrieb mit Ladungsschichtung die Gasschicht zwischen Gemischwolke und Brennraumwand nicht an der Verbrennung teilnimmt aber aufgeheizt wird, wird dieses Gas ausgeschoben. In **Abbildung 4.2.2** sind die Anteile der verschiedenen Verlustleistungen eines FSI-Motors im Vergleich zum Ottomotor mit Saugrohreinspritzung dargestellt. Es ist zu erkennen, dass durch die isolierende Wirkung der Gasschicht der Wärmeeintrag in das Kühlwasser abnimmt und der Abgasenthalpiestrom zunimmt.

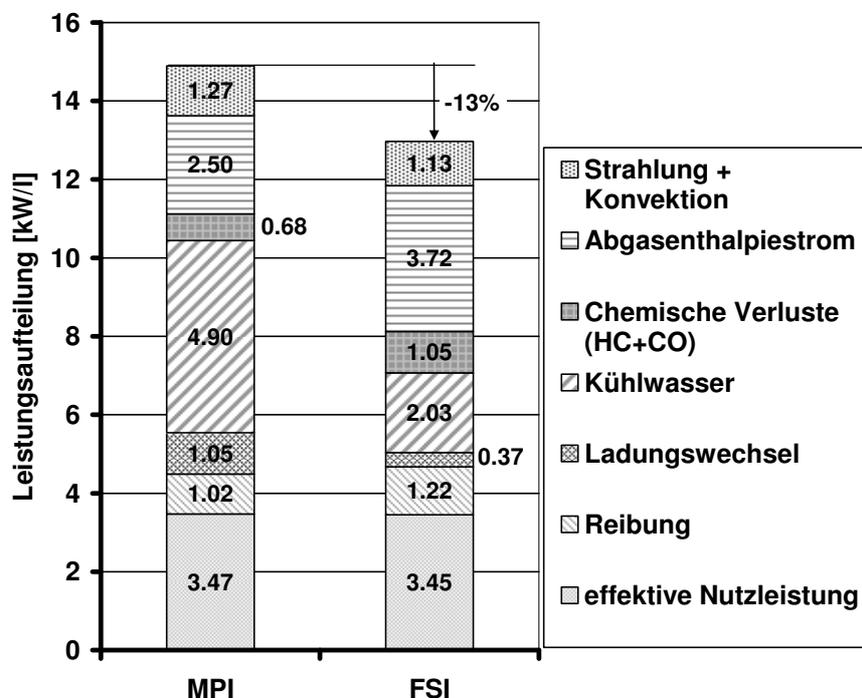


Abbildung 4.2.2: Verlustleistung des VR6-FSI im Vergleich zum Saugrohreinspritzer (Betriebspunkt: $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$) [kreb2001a]

Durch eine Verlagerung des Zündzeitpunkts in Richtung ZOT wird die Gemischbildungszeit bei konstantem Ansteuerende verlängert. Die Gemischwolke magert sehr stark ab, und die Entflammungsgrenze des Gemischs wird erreicht. Das führt zu dem in Kapitel 2.3 beschriebenen Overmixing-Effekt, der aufgrund unvollständiger Verbrennung zu der Erhöhung der HC-Rohemissionen beiträgt [sand2001d].

Die Gemischbildungszeit wird als Zeitraum zwischen dem elektrischen Ansteuerende der Einspritzung und dem Zündzeitpunkt definiert, obwohl sie bereits mit dem Einspritzbeginn einsetzt:

$$t_{GZ} = \frac{(\varphi_{ASE} - \varphi_{ZZP})}{6 * n} \quad (4.2.2)$$

mit t_{GZ} ... Gemischbildungszeit [ms]
 φ_{ASE} ... Elektrisches Ansteuerende des Drallinjektors [°KW v. ZOT]
 φ_{ZZP} ... Zündzeitpunkt [°KW v. ZOT]

Somit beträgt die Gemischbildungszeit bei einem ASE von $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW}$ v. ZOT und einem Zündzeitpunkt von $\varphi_{ZZP} = 12^\circ\text{KW}$ v. ZOT $t_{GZ} = 42^\circ\text{KW}$ (bei $n = 2000\text{min}^{-1}$: 3,5ms) und wird bei einem Zündzeitpunkt von $\varphi_{ZZP} = 39^\circ\text{KW}$ v. ZOT auf $t_{GZ} = 13^\circ\text{KW}$ reduziert (bei $n = 2000\text{min}^{-1}$: 1,25ms). Im vorliegenden Betriebspunkt steigen die HC-Rohemissionen von $s_{HC} = 10,9\text{g/kWh}$ bei $\varphi_{ZZP} = 32^\circ\text{KW}$ v. ZOT auf $s_{HC} = 50,3\text{g/kWh}$ bei $\varphi_{ZZP} = 12^\circ\text{KW}$ v. ZOT an. Bei früheren Zündzeitpunkten als $\varphi_{ZZP} = 37^\circ\text{KW}$ v. ZOT hebt sich die positive Wirkung der Frühzündung wieder auf. Die HC-Rohemissionen steigen durch Entflammungsaussetzer (0,5% auf 400 Zyklen) wieder an.

Um die Gemischbildungs- und Entflammungsbedingungen an der Zündkerze bei unterschiedlichen Zündzeitpunkten zu untersuchen, werden mittels schnell getakteter Gasentnahmetechnik (GEV) Messungen in der Nähe der Zündkerze durchgeführt. Die Entnahmesonde schließt bündig mit dem Brennraumdach ab. Dabei wird festgestellt, dass bei einem Zündzeitpunkt von $\varphi_{ZZP} = 12^\circ\text{KW}$ v. ZOT in der Nähe der Zündkerze ein lokales Luftverhältnis von $\lambda_{ZZP} = 1,76$ vorliegt (**Abbildung 4.2.3**). Ein solches Luftverhältnis kommt dadurch zustande, dass die GEV-Messung einen Winkelbereich von ca. 10°KW überdeckt, also auch ein Teil der verbrannten Zone mit gemessen wird. Die Bildung von Gemischinseln ist schon sehr weit fortgeschritten, und es kommt zu einem ausgeprägten Flame-Quenching. Unter Gemischinseln versteht man Bereiche mit hoher HC-Konzentration, zwischen denen Bereiche mit großen Luftverhältnissen existieren. Es kommt zu einer nicht optimalen Verbrennung.

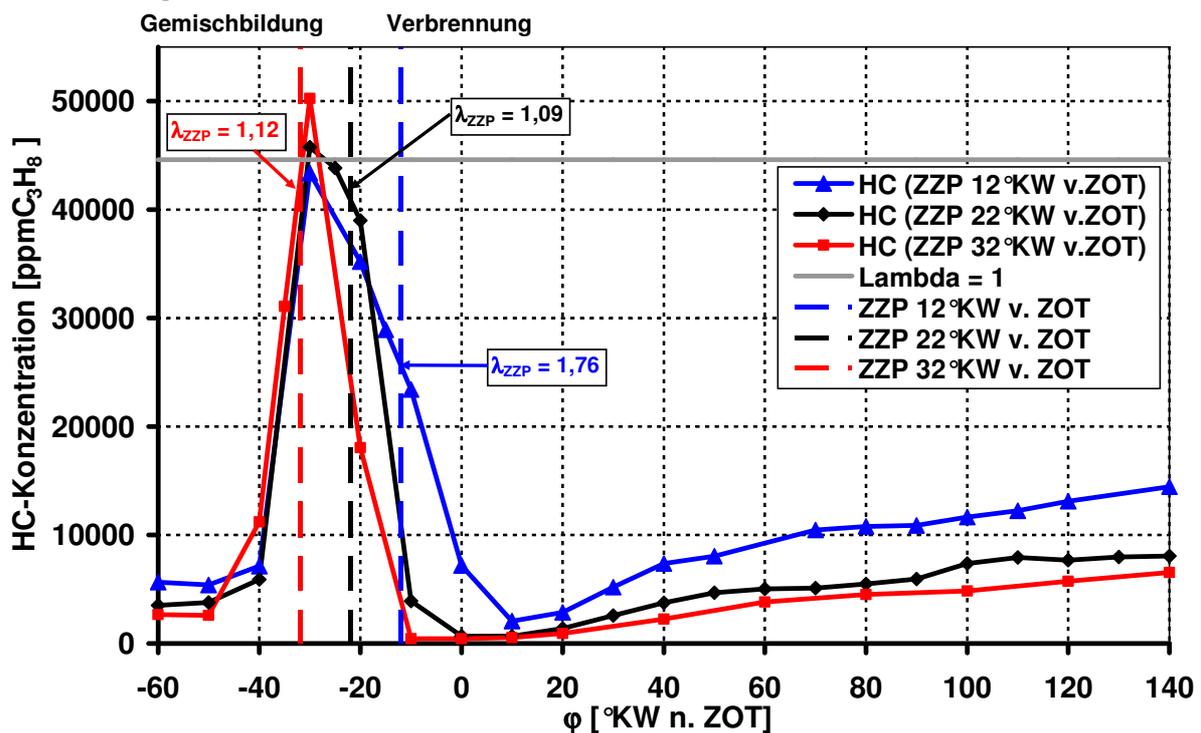


Abbildung 4.2.3: Einfluss des Zündzeitpunkts auf die HC-Konzentration im Bereich der Zündkerze, ermittelt durch GEV-Messtechnik (Zylinder 3; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW}$ v. ZOT; $\lambda_{global} = 3,0 - 3,3$)

Es ist zu erkennen, dass die Gemischbildung bis zum Zündzeitpunkt $\varphi_{ZZP} = 32^\circ\text{KW}$ v. ZOT sehr ähnlich abläuft. Es wird ebenfalls deutlich, dass bei frühen Zündzeitpunkten bereits vor der Ankunft des Kraftstoffs eine geringere HC-Konzentration vorliegt als bei späten Zündzeitpunkten ($\varphi = 50 \dots 60^\circ\text{KW}$ v. ZOT), was auf eine geringere Zwischenspeicherung im Bereich der Zündkerze zurückzuführen ist. Ein Teil der

zwischengespeicherten Kraftstoffmasse ist bei allen Zündzeitpunkten auch nach einem gesamten Arbeitsspiel in den Spalräumen vorhanden.

Die Gemischwolke magert sehr stark ab, und die entstehenden Zonen mit hohen Lambdawerten zwischen den einzelnen Gemischinseln schränkt die Zündfähigkeit ein. Wenn die Zündung früh erfolgt, wird zum Zündzeitpunkt gerade der Rand der Gemischwolke entflammt, wie die später gezeigten CFD-Ergebnisse bestätigen. Die Aufbereitung der übrigen Kraftstoffanteile wird durch die fortschreitende Flamme und die damit einhergehende Temperaturerhöhung begünstigt. Die Messung mit der getakteten Gasentnahme hat gezeigt, dass zum Zündzeitpunkt bei $\varphi_{ZZP} = 32^\circ\text{KW v. ZOT}$ und $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$ ein nahezu ideales Luftverhältnis von $\lambda_{ZZP\ 32^\circ\text{KW v. ZOT}} = 1,12$ und $\lambda_{ZZP\ 22^\circ\text{KW v. ZOT}} = 1,09$ vorhanden ist.

Nach der Verbrennung steigt die HC-Konzentration am Messort mit zunehmender Spätverstellung des Zündzeitpunkts immer stärker an, d.h. es werden zum einen mehr Kohlenwasserstoffe um den Messort herum zwischengespeichert, die durch Ausgasungen nach der Verbrennung abdampfen und emittiert werden. Zum anderen ist durch die zunehmende Verteilung der Gemischwolke durch Overmixing ein großer Anteil der Kohlenwasserstoffe im Brennraum verteilt und trägt so ebenfalls zum hohen HC-Konzentrationsanstieg an der Messstelle bei. Reduziert man die Gemischbildungszeit durch Frühverlegung des Zündzeitpunkts bei konstant gehaltenem Einspritzzeitpunkt, resultiert die gute Aufbereitung und Kompaktheit des Gemisches in sehr geringen HC-Rohemissionen. Ein Einfluss des in der Literatur zu findenden Undermixing-Effekts ist bei diesem Brennverfahren und dem verwendeten Kraftstoff Super Plus nicht festzustellen [sand2000a]. Die Aufbereitung des Kraftstoffs ist in sehr kurzer Zeit an der Zündkerze abgeschlossen bzw. findet während der beginnenden Verbrennung statt. Die Zeit für die Zwischenspeicherung des Kraftstoffs auf den Kolben fällt geringer aus. Wie die CFD-Simulation zeigt (**Abbildung 4.2.4**), kommt es kaum mehr zu einer Benetzung des Brennraumdachs.

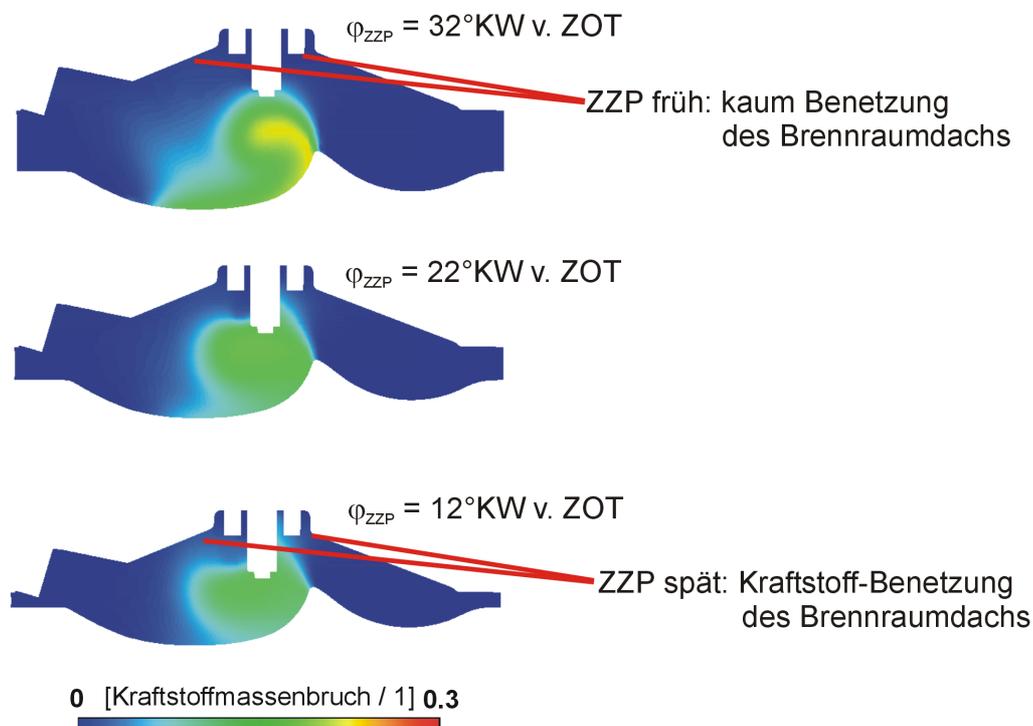


Abbildung 4.2.4: Kraftstoffmassenbruch (Coldflow, VECTIS) für eine Variation des Zündzeitpunkts zwischen 32°KW v. ZOT und 12°KW v. ZOT zum jeweiligen ZZP ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$) [wink2002b]

Der Kraftstoffmassenbruch stellt das Verhältnis zwischen dem Kraftstoffmassendampfanteil und der Summe aus Luftmassenanteil und Kraftstoffmassendampfanteil dar. Wird der Zündzeitpunkt in Richtung "spät" verschoben, findet mehr und mehr eine Benetzung des Brennraumdachs statt. Die Luftströmung hat mehr Zeit, die zur Kerze beförderte Gemischwolke zu beeinflussen und Kraftstoffanteile zu verwehen.

Um festzustellen, welche Menge Kohlenwasserstoffe nach der Verbrennung bei unterschiedlichen Zündzeitpunkten noch in dem Brennraum zwischengespeichert ist, werden mittels FFID die HC-Emissionen hinter den Auslassventilen von Zylinder 3 gemessen. Es kann der prozentuale Anteil der nach Abschaltung der Einspritzung (negativer Lastsprung) noch im Zylinder vorhandenen HC-Masse in Bezug auf eine eingespritzte Kraftstoffmasse nach dem in Kapitel 3.2.5 beschriebenen Verfahren ermittelt werden (**Abbildung 4.2.5**).

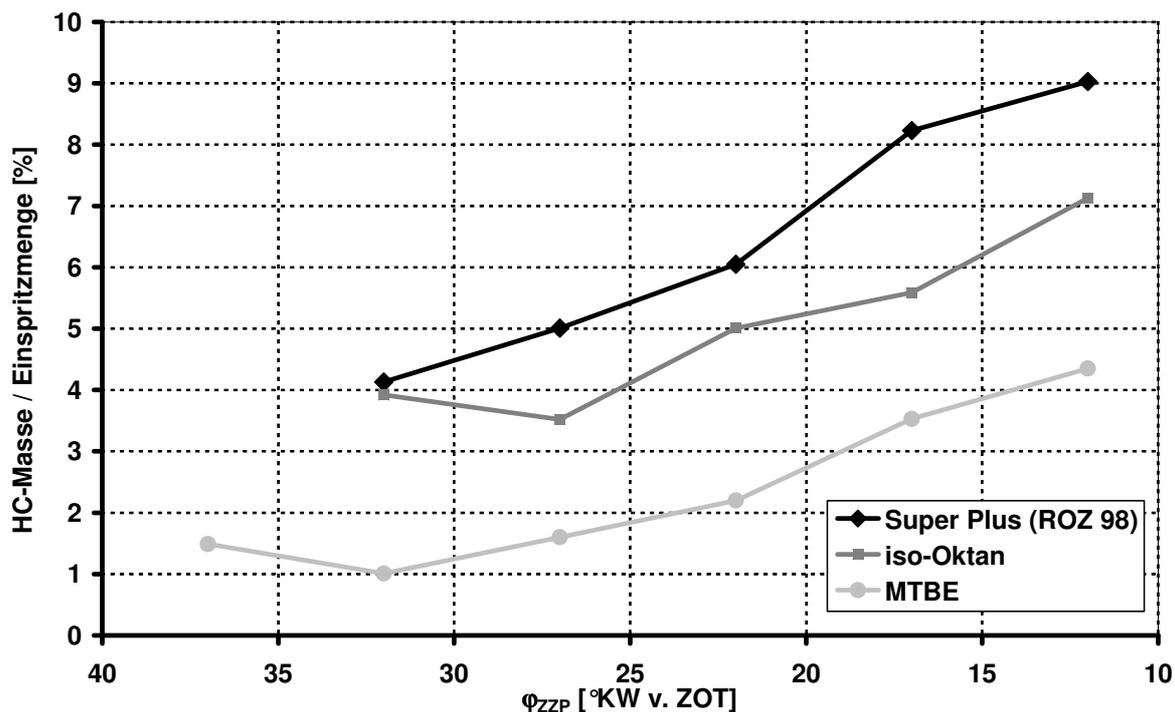


Abbildung 4.2.5: Einfluss des Zündzeitpunkts auf die im Brennraum stationär zwischengespeicherte HC-Masse eines Zylinders bei einem negativen Lastsprung gemessen mit FFID (Zylinder 3; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $p_{rail} = 90 \text{ bar}$; $\phi_{ASE} = 54^\circ \text{ KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,0 - 3,3$)

Ein negativer Lastsprung ist das definierte Abschalten der Einspritzung in einem stationären Betriebspunkt und der damit verbundene Abfall des Drehmoments. Um gezielt Einfluss auf das Abdampfverhalten der Oberflächen nehmen zu können, werden verschiedene Kraftstoffe mit unterschiedlichen Verdampfungseigenschaften untersucht. Die Eigenschaften der unterschiedlichen Kraftstoffe sind in **Anhang B** dargestellt. Es werden sowohl iso-Oktan als auch MTBE (Methyl-Tertiär-Butyl-Ether) mit dem sonst ausschließlich verwendeten Super Plus (ROZ 98) verglichen.

Mit länger werdender Gemischbildungszeit nimmt die Zeit für die Einspeicherung im Zündkerzenspaltraum, in den Spalträumen der Ventile und in den Ablagerungen am Brennraumdach durch den ansteigenden Druck und den Konzentrationsunterschied zu. Diese Gemischanteile entgehen der Verbrennung. Die stationär zwischengespeicherte HC-Masse nimmt zu. Im Expansionstakt ist der Konzentrationsunterschied umgekehrt. Im Spalt liegt eine höhere Konzentration vor als im Zylinder, und es kommt zu einem Konzentrationsausgleich zwischen den Spalträumen und dem

Brennraum. Der sich ausbildende Volumenstrom in Richtung Zylinder enthält sehr viele Kohlenwasserstoffanteile und trägt so zu den restlichen HC-Rohemissionen bei. Die Menge der Kohlenwasserstoffe, die im Betrieb mit Ladungsschichtung in den Ablagerungen und Spalträumen zwischengespeichert wird, kann in Abhängigkeit der drei verschiedenen Kraftstoffe nach Abbildung 4.2.4 mit ca. 1% bis 9% einer eingespritzten Kraftstoffmenge angegeben werden. Die Messungenauigkeit beträgt ca. 1%.

Die Einspritzmenge beträgt bei konstantem effektiven Mitteldruck im Mittel bei Verwendung von iso-Oktan $m_{\text{Einspritzung}} = 7,8\text{mg}$, bei Super Plus $m_{\text{Einspritzung}} = 7,5\text{mg}$ und bei MTBE $m_{\text{Einspritzung}} = 9,7\text{mg}$. Die Verwendung von Kraftstoffen mit geringeren Siedetemperaturen zeigt, dass entsprechend der Verdampfungseigenschaften die zwischengespeicherte HC-Masse pro Einspritzung proportional zur Siedetemperatur abnimmt. Jedoch nimmt auch der Heizwert mit zunehmendem Sauerstoffgehalt ab. Daher muss bei MTBE die größte Menge Kraftstoff eingespritzt werden.

Die Siedeeigenschaften der drei Kraftstoffe sind in **Abbildung 4.2.6** dargestellt. Es ist zu erkennen, dass Super Plus bei den vorherrschenden Temperaturen am schlechtesten verdampft. Dies ist durch das bei etwa $T_S = 200^\circ\text{C}$ liegende Siedende für diesen Kraftstoff begründet. Schwer flüchtige Kraftstoffanteile tragen stark zur abdampfenden HC-Masse bei. Bei Verwendung von MTBE hingegen können durch die höheren Temperaturen zu frühen Zündzeitpunkten nahezu alle Kohlenwasserstoffe noch während der Verbrennung abdampfen und umgesetzt werden. Es bleibt bei einem Zündzeitpunkt von $\varphi_{\text{ZZP}} = 32^\circ\text{KW v. ZOT}$ lediglich 1% der Einspritzmenge im Brennraum zwischengespeichert.

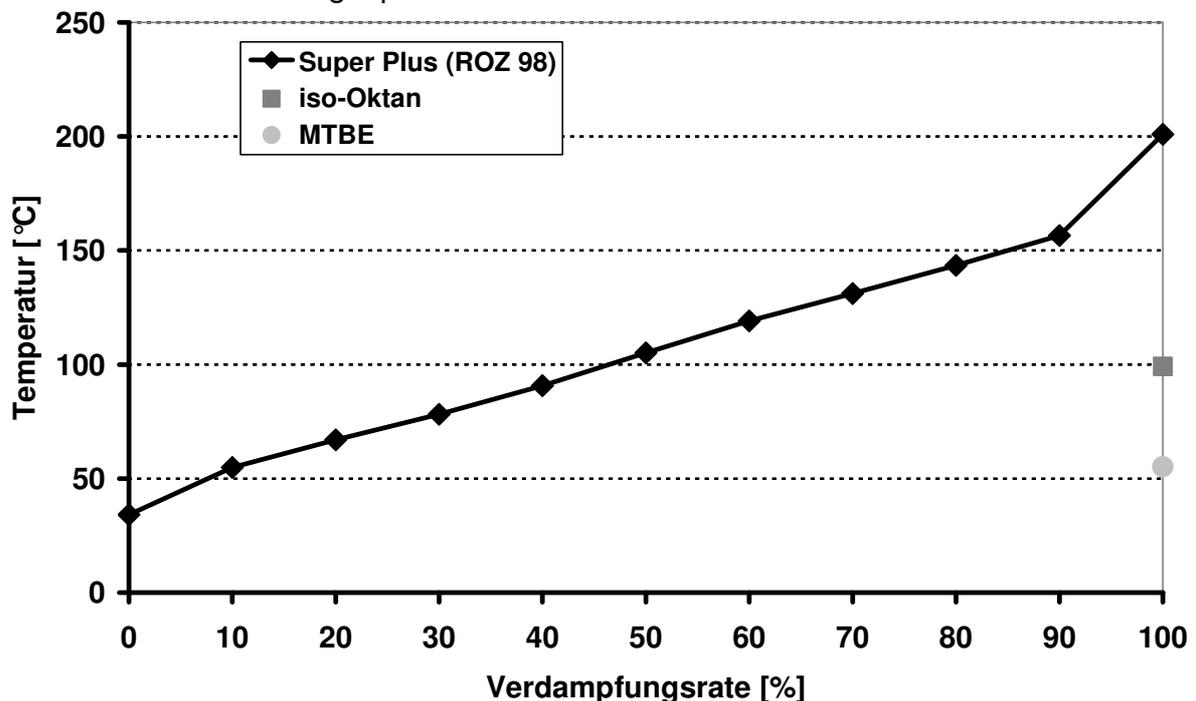


Abbildung 4.2.6: Einfluss der Temperatur auf die Verdampfungsrates ausgewählter Kraftstoffe

Die Messungen zeigen, dass stationär mit früherem Zündzeitpunkt bei allen Kraftstoffen deutlich weniger Kohlenwasserstoffe zwischengespeichert werden. Das heißt, dass auch der Anteil der in jedem Zyklus zwischengespeicherten und ausdampfenden Kohlenwasserstoffe mit Frühverstellung des Zündzeitpunkts abnimmt. Das liegt an den durch die HC-optimalen Verbrennungsbedingungen ansteigenden Temperaturen der brennraumbegrenzenden Bauteile, wie Messungen der Kolben-

temperatur mittels NTC-Widerständen ergeben haben (**Abbildung 4.2.7**). Die Verdampfungsneigung des auf dem Kolbenboden zwischengespeicherten Kraftstoffs wird erhöht.

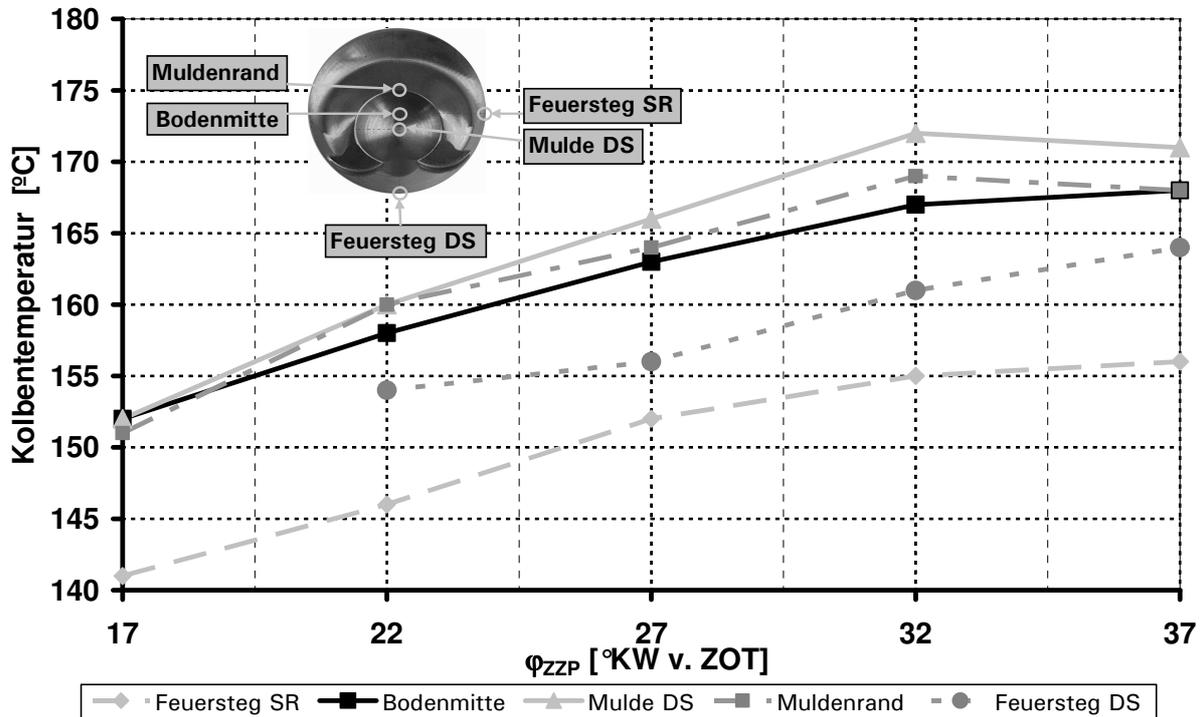


Abbildung 4.2.7: Einfluss des Zündzeitpunkts auf die Kolbenbodentemperatur ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,0 - 3,3$; DS: Druckseite; SR: Sitzring)

Im stationären Betrieb bei $n = 2000\text{min}^{-1}$ und $p_{me} = 2\text{bar}$ zeigt sich bei einer Variation des Zündzeitpunkts das in **Abbildung 4.2.8** dargestellte Verhalten der spezifischen Rohemissionen aufgrund der Verwendung ausgewählter Kraftstoffe (iso-Oktan, MTBE, Super Plus). Entgegen der von Kivi et al. [kivi1992a] und Hoshi et al. [hosh1990a] an Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung und Hashimoto et al. [hash2000a; hash2001a] an einem Motor mit Benzin-Direkteinspritzung beobachteten Tendenzen im Homogenbetrieb bei Vollast, bei denen mit abnehmendem Siedepunkt des verwendeten Kraftstoffs die HC-Emissionen fallen, steigen beim Versuchsmotor im Betrieb mit Ladungsschichtung grundsätzlich bei allen leichter flüchtigen Kraftstoffen die spezifischen HC-Rohemissionen über den gesamten Bereich an.

Bei dem Vergleich von iso-Oktan und MTBE fällt auf, dass bei einem Zündzeitpunkt von $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$ ein Schnittpunkt bei den spezifischen HC-Rohemissionen vorliegt. Dieser Schnittpunkt ergibt sich aufgrund der unterschiedlichen Zusammensetzung der Kraftstoffe. iso-Oktan ist durch den langkettigen Aufbau trotz der niedrigen Siedetemperatur für kurze Gemischbildungszeiten nicht sinnvoll einsetzbar. Der Utermixing-Effekt kommt stark zum Tragen. Es steht nicht ausreichend Zeit zur Verfügung, um die Tropfen zu verdampfen. Die spezifischen CO-Rohemissionen und die Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks ($\sigma_{pmi} = 0,4\text{bar}$ bei $\varphi_{ZZP} = 32^\circ\text{KW v. ZOT}$) steigen an.

Das wesentlich leichter flüchtige MTBE bevorzugt dagegen die kurzen Gemischbildungszeiten. Jedoch wird durch die hohe Flüchtigkeit der Flame-Quenching-Effekt vermutlich weiter unterstützt, so dass die spezifischen HC-Rohemissionen dennoch

höher als bei Super Plus liegen. Des Weiteren führt die zunehmend instabilere Verbrennung ebenfalls zu einem Anstieg der spezifischen HC-Rohemissionen. Durch den veränderten Luftbedarf von MTBE steigen der Abgasmassenstrom und somit auch die spezifischen CO- und NO_x-Rohemissionen erheblich an.

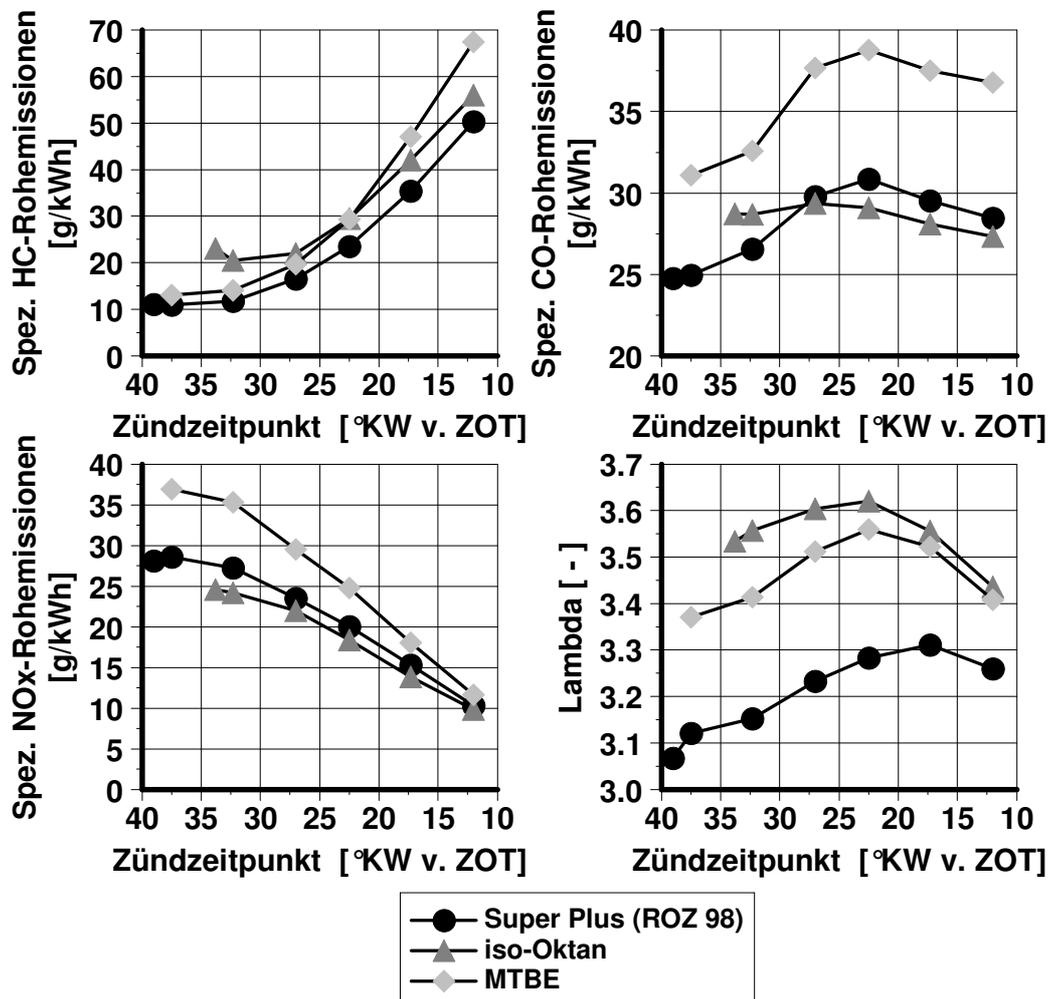


Abbildung 4.2.8: Einfluss des Kraftstoffs (iso-Oktan, MTBE, Super Plus) auf die spezifischen HC-, CO- und NO_x-Rohemissionen und das Luftverhältnis in Abhängigkeit vom Zündzeitpunkt ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $p_{Saug} = 930\text{bar}$)

Beim Versuchsmotor verringert sich der Abstand der spezifischen HC-Rohemissionen von Super Plus zum Vergleichskraftstoff iso-Oktan zu späten Zündzeitpunkten hin und vergrößert sich zu frühen aufgrund der oben erwähnten Eigenschaften. MTBE zeigt ein entgegengesetztes Verhalten.

Um auch optisch einen Eindruck von der Verbrennung bei verschiedenen Zündzeitpunkten zu erhalten und weitere Hinweise auf das Emissionsverhalten des Versuchsmotors zu bekommen, werden verschiedene Untersuchungen zur Flammenausbreitung durchgeführt. Dabei wird zunächst die frühe Flammenkernausbildung mittels Lichtwellenleiter (**Anhang G**) in der Zündkerzenbohrung bei einer Neigung der Lichtwellenleiter von 70° zur Vertikalachse (**Abbildung 4.2.9**) visualisiert.

Die Untersuchungen zeigen, dass die Flamme im optisch sichtbaren Bereich sowohl bei Früh- als auch bei Spätverstellung des Zündzeitpunkts in der Messrichtung langsamer verläuft. Der Zündverzug nimmt in beiden Richtungen zu. Da die Verbrennung bei einer Frühverstellung allerdings wesentlich optimaler verläuft und ein deutlich besseres Durchbrennverhalten festgestellt wird (**Abbildung 4.2.14**),

muss die Flamme außerhalb des mit Lichtwellenleitern abgedeckten Bereichs sehr schnell durchbrennen. Bei spätem Zündzeitpunkt wird die Flamme zu mager und erlischt. Bei frühem Zündzeitpunkt liegt eine sehr kompakte Gemischwolke vor.

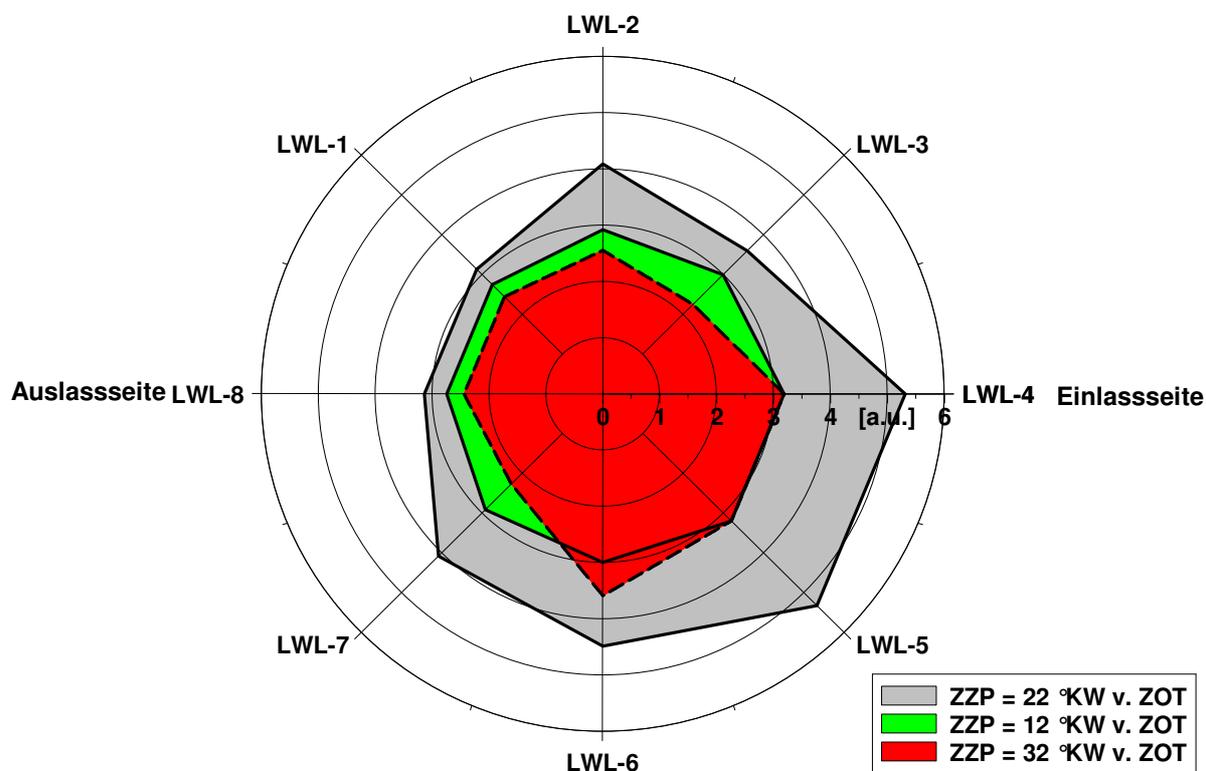


Abbildung 4.2.9: Einfluss des Zündzeitpunkts auf das Entflammungsverhalten, ermittelt durch Lichtwellenleiter-Messungen in der Zündkerzenbohrung (Strahlengang 70° Neigung zur Vertikalachse; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $p_{rail} = 90 \text{ bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{ KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,0 - 3,3$)

Auch die Visualisierung der Flammenausbreitung mittels AVL-VisioFlame-Messung mit senkrechter Blickrichtung zeigt ein ähnliches Ergebnis (**Abbildung 4.2.10**).

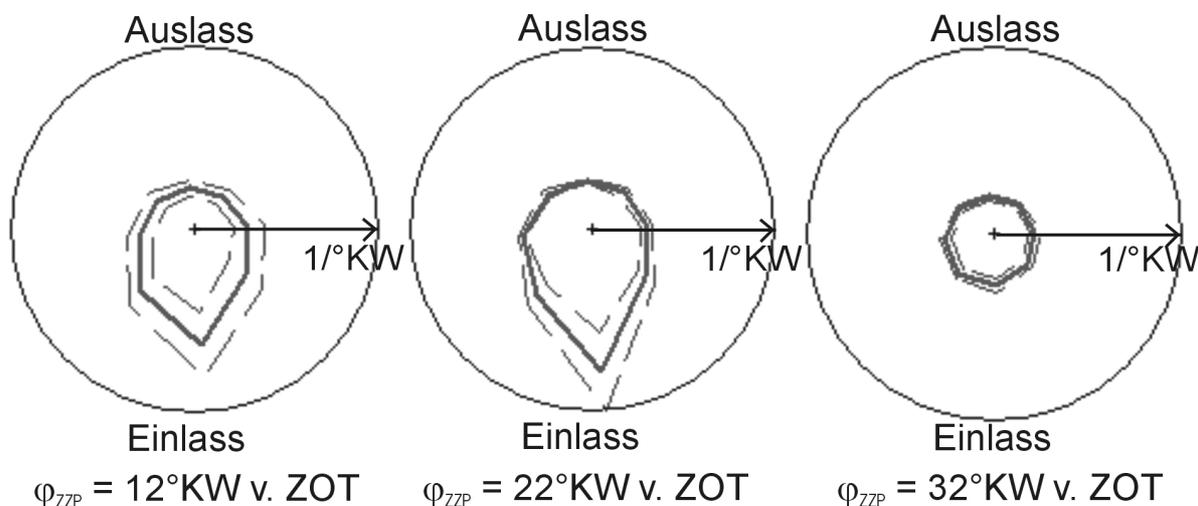


Abbildung 4.2.10: Einfluss des Zündzeitpunkts auf die Flammenausbreitung, ermittelt durch AVL-Visioflame-System in der Zündkerzenbohrung (Strahlengang: vertikal; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $p_{rail} = 90 \text{ bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{ KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,0 - 3,3$)

Alle Messungen mit Lichtwellenleitertechnologie werden über 100 Arbeitsspiele gemittelt. Das schlechtere Durchbrennverhalten bei späten Zündzeitpunkten führt zu ausgeprägten Flame-Quenching-Effekten, wie die Messungen mit Lichtwellenleiter-Zündkerzen belegen. Die gestrichelten Linien in Abbildung 4.2.10 stellen den Mittelwert der Flammengeschwindigkeit \pm Standardabweichung dar. Es ist gut zu erkennen, dass mit zunehmender Frühverstellung des Zündzeitpunkts die Standardabweichung abnimmt. Die Quasi-Flammenausbreitung wird zwischen Zündzeitpunkt und erstem Anstieg des Lichtwellenleiter-Signals bestimmt und in $1/^\circ\text{KW}$ angegeben.

Um die Flammenausbreitung und das Durchbrennen der Zylinderladung zu visualisieren und die Entflammungsphase und die bei frühen Zündzeitpunkten niedrigen HC-Rohemissionen zu untersuchen, wird mittels eines UV-gängigen Endoskops (SMETec PMT-SIS-System) die Verbrennung detektiert (**Abbildung 4.2.11**). Die Blickrichtung ist, wie in Kapitel 3.2.4 erläutert, stirnseitig von Zylinder 4 in Richtung Zylinder 3. Es kann die Entflammungsphase, das Durchbrennverhalten und die bei frühen Zündzeitpunkten ausgeprägte Diffusionsverbrennung mit stark rußender Verbrennung visualisiert werden.

Es ist deutlich das verschleppte Durchbrennverhalten bei einem Zündzeitpunkt von $\phi_{\text{ZZP}} = 12^\circ\text{KW}$ v. ZOT zu erkennen. Die Flamme erlischt nahezu bei 18°KW n. ZOT, und es folgt eine stark rußende Diffusionsflamme, die dem sich nach unten bewegenden Kolben folgt. Dieses Verhalten ist bei einem Zündzeitpunkt von $\phi_{\text{ZZP}} = 22^\circ\text{KW}$ v. ZOT nur noch andeutungsweise erkennbar und verschwindet bei $\phi_{\text{ZZP}} = 32^\circ\text{KW}$ v. ZOT vollständig. Die Verbrennung läuft bei Frühzündung nach längerer Zündverzugsphase explosionsartig ab. Das Gemisch brennt sehr schnell durch. Die Zeit für die Bildung von Gemischinseln und daraus folgend von Flame-Quenching-Effekten wird durch dieses Verhalten verringert. Im Abgas sind trotz der detektierten Diffusionsverbrennung kaum Rußemissionen vorhanden ($\text{FSN} < 0,2$).

In **Abbildung 4.2.12** ist der Unterschied zwischen der Flammenoberfläche im gesamten sichtbaren Wellenlängenbereich (ohne Filter) und der OH-Strahlung (OH-Filter: UG-11) dargestellt. Die schraffierten Flächen stellen den Anteil der Diffusionsflamme dar, der zusätzlich zur Umsetzung der OH-Radikale auf dem Signal des gefilterten Verlaufs der OH-Strahlung liegt. Auch hier ist zu erkennen, dass mit zunehmender Spätverstellung des Zündzeitpunkts die Verbrennung verschleppt wird. Der Diffusionsanteil der Verbrennung wird erheblich größer.

Die Verbrennungsbedingungen werden im Expansionstakt schlechter, und die Flamme muss dem sich nach unten bewegenden Kolben folgen, wie auch bei den PMT-Messungen deutlich ab $\phi = 28^\circ\text{KW}$ n. ZOT zu erkennen ist. Das führt teilweise zu einem Abriss der Flammenfront, und die unverbrannten Gemischanteile werden ausgeschoben. Durch die Spätverstellung des Zündzeitpunkts (**Abbildung 4.2.13**) reduziert sich der maximale Zylinder-Innendruck, und die 50%-Verbrennungslage verschiebt sich linear ab ca. $\phi_{\text{ZZP}} = 20^\circ\text{KW}$ v. ZOT weit über ZOT hinaus. Sowohl bei einer Früh- als auch bei einer Spätverstellung verlängert sich die Entflammungsphase. Ein weiterer Effekt, der zu einer Verlängerung der Entflammungsphase führt, ist die geringe Arbeitsgasdichte bei frühen Zündzeitpunkten [alms1985a]. Die Dauer der Entflammungsphase ist definiert als Zeitdauer zwischen Zündzeitpunkt und 1% Energieumsetzung.

Die Spätverstellung des Zündzeitpunkts führt außer zu starkem Overmixing auch dazu, dass der Verbrennungsschwerpunkt weit über den ZOT hinaus verschoben wird. Die bei den PMT-Messungen beobachteten guten Verbrennungsvoraussetzungen bei frühen Zündzeitpunkten können durch die Energieumsätze

bestätigt werden. **Abbildung 4.2.14** zeigt die Energieumsetzung in Abhängigkeit vom Zündzeitpunkt.

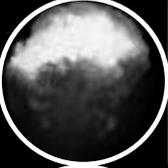
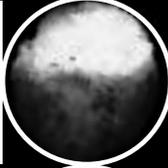
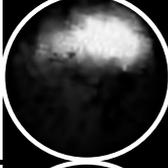
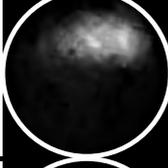
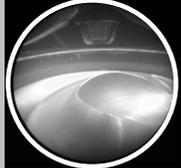
φ	φ_{ZZP} 12°KW v. ZOT	φ_{ZZP} 22°KW v. ZOT	φ_{ZZP} 32°KW v. ZOT
12°KW v. ZOT			
2°KW v. ZOT			
8°KW n. ZOT			
18°KW n. ZOT			
28°KW n. ZOT			
38°KW n. ZOT			
48°KW n. ZOT			<div style="border: 1px solid black; padding: 5px; text-align: center;"> Sichtbarer Bereich  </div>
58°KW n. ZOT			

Abbildung 4.2.11: Einfluss des Zündzeitpunkts auf die Verbrennung (Flammenstrahlung), ermittelt durch PMT-SIS-System (Blickrichtung: getriebeseitig in Richtung Zylinder 3; $n = 2000 \text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{bar}$; $p_{rail} = 90 \text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,0 - 3,3$)

Es wird deutlich, dass mit zunehmender Frühverstellung des Zündzeitpunkts die Energieumsetzung X_V zunimmt. Das bessere Durchbrennverhalten spiegelt sich direkt in verringerten HC-Rohemissionen wieder. Es ist auch hier zu erkennen, dass bei zunehmender Früh- und Spätverlegung des Zündzeitpunkts die Entflammungsphase länger wird. Der für eine homogene Verbrennung eigentlich günstige 50%-Verbrennungsschwerpunkt von 8°KW n. ZOT bei Spätzündung ist im stationären

Betrieb mit Ladungsschichtung nicht optimal für Verbrennung und Rohemissionen. Der verbrauchsoptimale 50%-Verbrennungsschwerpunkt im Betrieb mit Ladungsschichtung liegt bei 2-3°KW v. ZOT (Abbildungen 4.2.1 und 4.2.13), da die Verbrennung im Betrieb mit Ladungsschichtung mit erheblich höheren Druckgradienten abläuft. Des Weiteren führt eine starke Abmagerung der Gemischwolke zu einer starken Verringerung der Flammengeschwindigkeit.

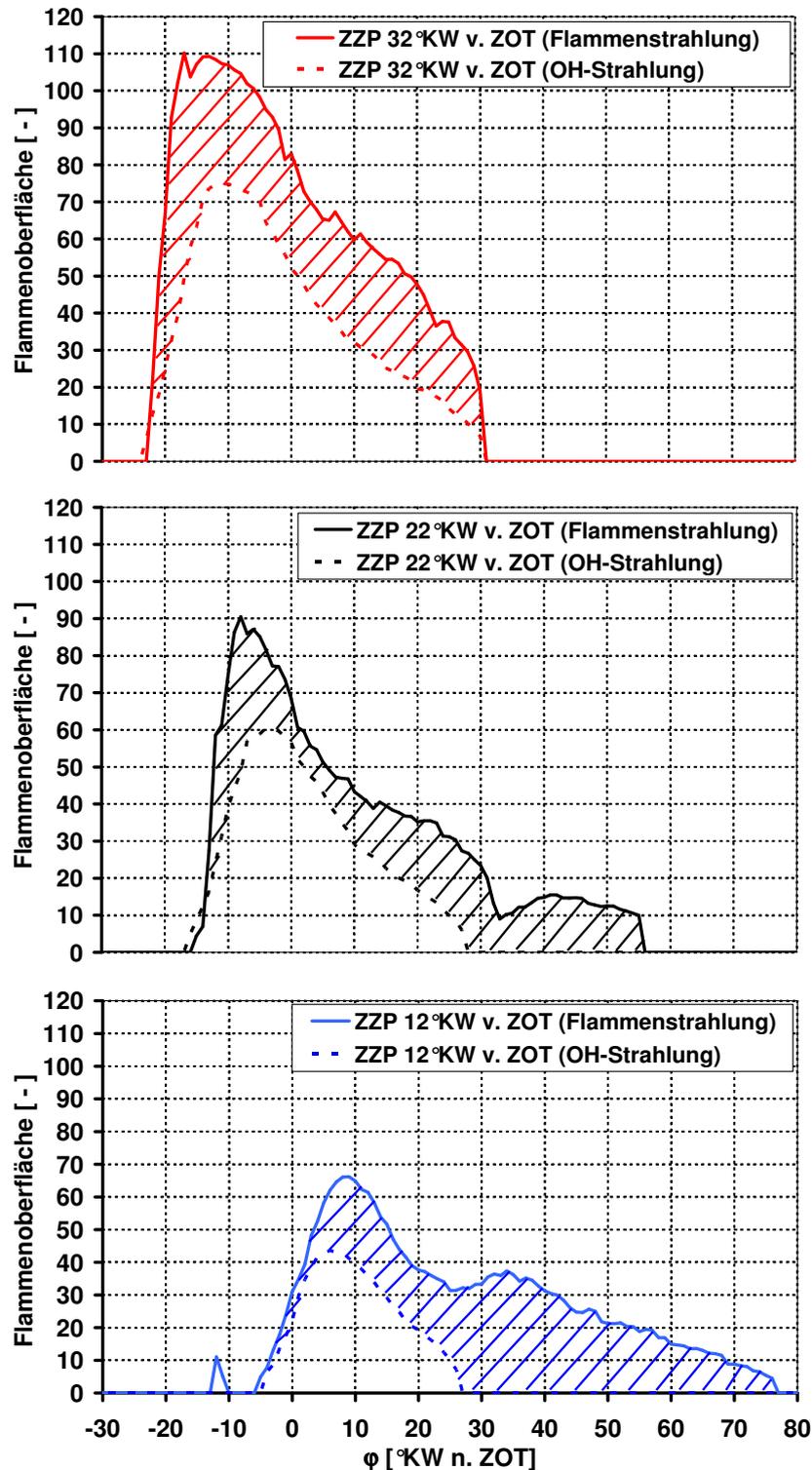


Abbildung 4.2.12: Einfluss des Zündzeitpunkts auf die Flammenoberfläche, ermittelt durch PMT-SIS-System für die gesamte Flammenstrahlung (ohne Filter) und für die OH-Strahlung (UG-11-Filter) (Blickrichtung: getriebeseitig in Richtung Zylinder 3; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $p_{rail} = 90 \text{ bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{ KW v. ZOT}$)

Der Energieumsatz endet beim Versuchsmotor in allen untersuchten Betriebspunkten bei 80% bis 90%, da die Flammenfront sich dann auflöst. Die HC- und CO-Rohemissionen sind die Anteile des Kraftstoffs, die der vollständigen Verbrennung entgehen.

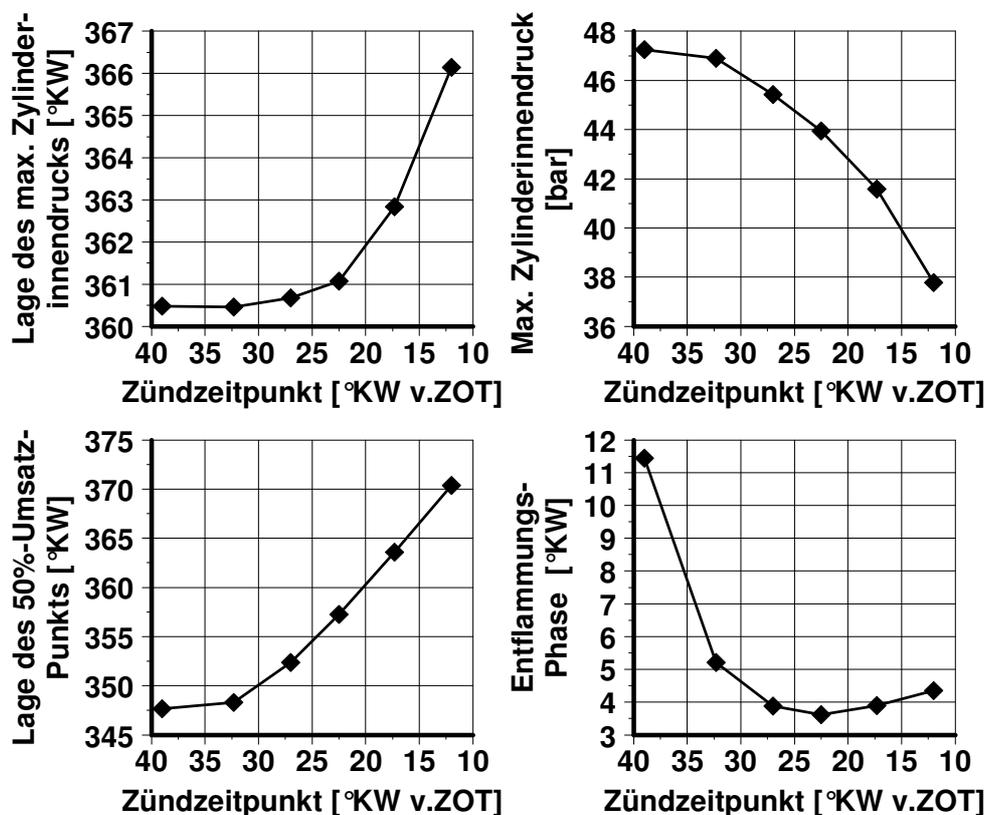


Abbildung 4.2.13: Einfluss des Zündzeitpunkts auf die Lage und den Betrag des maximalen Zylinder-Innendrucks, die Lage des 50%-Umsatzpunkts und die Dauer der Entflammungsphase ($n = 2000 \text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{bar}$; $p_{rail} = 90 \text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,0 - 3,3$)

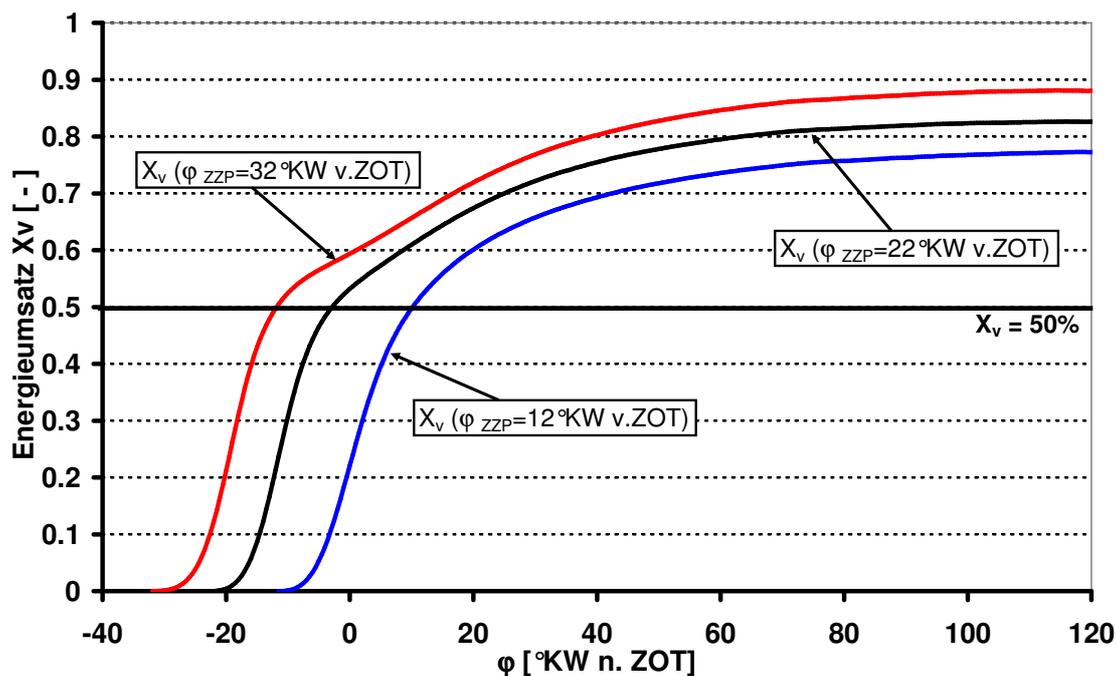


Abbildung 4.2.14: Einfluss des Zündzeitpunkts auf die Energieumsetzung (integraler Brennverlauf; $n = 2000 \text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{bar}$; $p_{rail} = 90 \text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,0 - 3,3$)

Um festzustellen, aus welchen Bereichen des Brennraums die HC-Rohemissionen stammen, werden mit der schnell getakteten Gasentnahme-Messtechnik Messungen in der Düsenausparung zwischen den Einlass- und den Auslassventilen bei Variation des Zündzeitpunkts durchgeführt.

In **Abbildung 4.2.15** sind die Ergebnisse der GEV-Messungen zwischen den Einlassventilen in der Nähe des Drallinjektors dargestellt. Dabei zeigt sich, dass der Anstieg der HC-Konzentration bei allen drei Zündzeitpunkten sehr ähnlich verläuft. Im weiteren Verlauf der Gemischbildung ist erkennbar, dass der Unterschied der HC-Konzentration zwischen $\varphi_{ZZP} = 32^\circ\text{KW v. ZOT}$ und $\varphi_{ZZP} = 12^\circ\text{KW v. ZOT}$ $c_{\text{HC}} \approx 6000\text{ppmC}_3\text{H}_8$ beträgt.

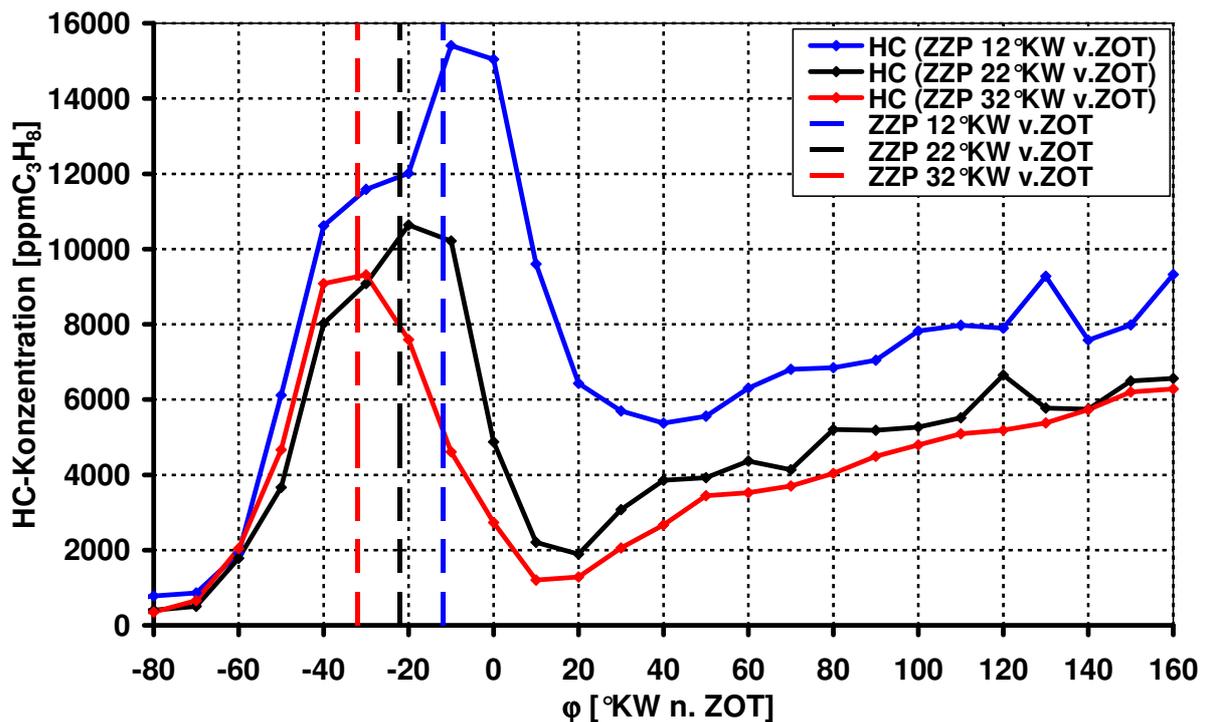


Abbildung 4.2.15: Einfluss des Zündzeitpunkts auf die HC-Konzentration in der Düsenausparung des Drallinjektors, ermittelt mit GEV (Zylinder 3; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,0 - 3,3$)

Beim Durchbrennen der Flamme zwischen $\varphi = 30^\circ\text{KW n. ZOT}$ und $\varphi = 50^\circ\text{KW n. ZOT}$ bei $\varphi_{ZZP} = 12^\circ\text{KW v. ZOT}$ sind immer noch mehr als $c_{\text{HC}} = 5500\text{ppmC}_3\text{H}_8$ vorhanden, die nicht oxidiert werden. Dies deutet auf einen ausgeprägten Flame-Quenching-Effekt hin, der die Gesamt-HC-Rohemissionen ansteigen lässt. Der Grund ist ein ausgeprägter Overmixing-Effekt. Auch im weiteren Verlauf liegt bei spätem Zündzeitpunkt eine größere HC-Konzentration vor als bei frühem. Das bedeutet, die Menge der unverbrannten oder teilverbrannten Kohlenwasserstoffe ist durch die im restlichen Brennraum vorhandenen Gemischreste größer. Bei $150^\circ\text{KW n. ZOT}$ liegen die HC-Konzentrationen von $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$ und $\varphi_{ZZP} = 32^\circ\text{KW v. ZOT}$ zwischen den Einlassventilen auf dem gleichen Niveau. Bei $\varphi_{ZZP} = 12^\circ\text{KW v. ZOT}$ tragen diese weit nach der Verbrennung vorhandenen Kohlenwasserstoffe mehr zu den Gesamt-HC-Rohemissionen bei, als bei frühen Zündzeitpunkten.

Diese Effekte werden durch die GEV-Messungen der HC-Konzentration zwischen den Auslassventilen bestätigt (**Abbildung 4.2.16**). Die durch Flame-Quenching entstehende HC-Konzentration ist bei einem Zündzeitpunkt von $\varphi_{ZZP} = 12^\circ\text{KW v. ZOT}$ im Bereich zwischen den Auslassventilen wesentlich höher als bei $\varphi_{ZZP} =$

32°KW v. ZOT. Das Maximum der HC-Konzentration liegt bei allen untersuchten Zündzeitpunkten 12°KW nach der Zündung. Das deutet auf eine nahezu gleiche Brenngeschwindigkeit an der Messposition hin. Dabei ergibt sich an der Messposition ein Unterschied in der maximalen HC-Konzentration von ca. $c_{HC} = 200 \text{ ppmC}_3\text{H}_8$.

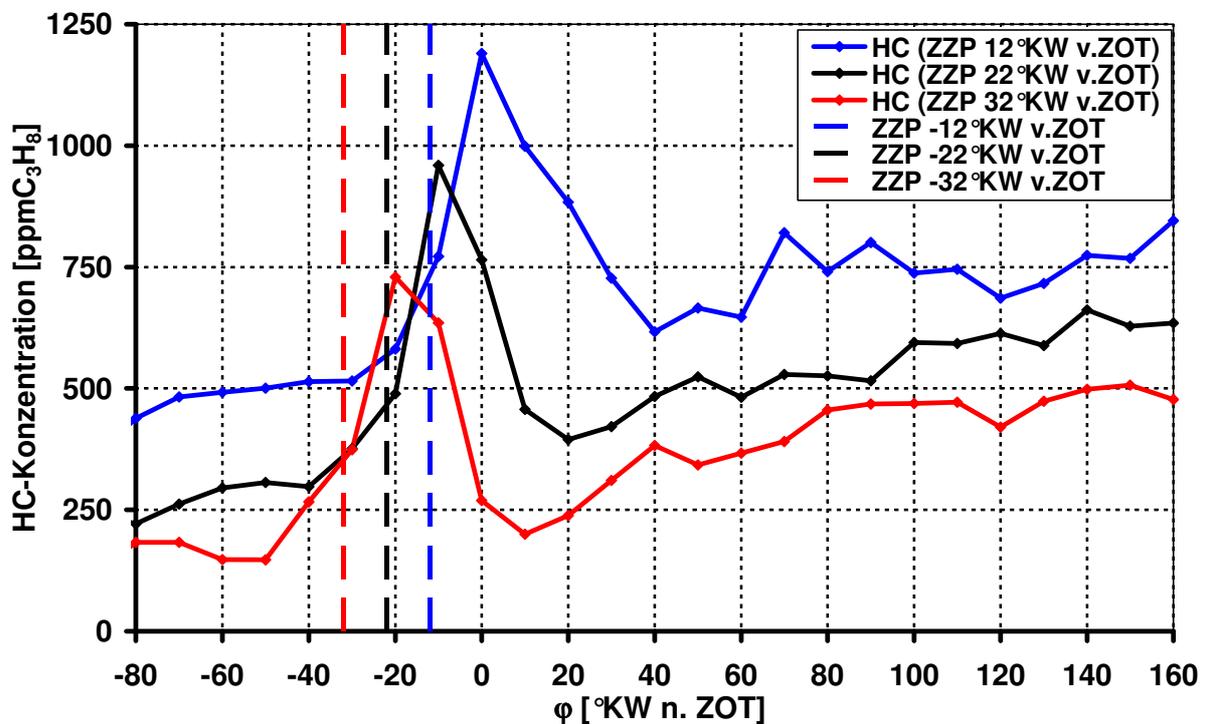


Abbildung 4.2.16: Einfluss des Zündzeitpunkts auf die HC-Konzentration zwischen den Auslassventilen, ermittelt mit GEV (Zylinder 3; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $p_{rail} = 90 \text{ bar}$; $\phi_{ASE} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,0 - 3,3$)

Der Effekt der hohen HC-Konzentration nach erfolgter Verbrennung wird auch durch LIF-Untersuchungen an einem anderen Betriebspunkt bestätigt.

Abbildung 4.2.17 zeigt die Variation des Zündzeitpunkts zwischen $\phi_{ZPP} = 12^\circ \text{KW v. ZOT}$ und $\phi_{ZPP} = 27^\circ \text{KW v. ZOT}$. Die Anordnung von Ventilen und anderen Bauteilen ist in **Anhang F** dargestellt. Je heller die blaue Einfärbung des Brennraums ist, desto mehr Kohlenwasserstoffanteile sind vorhanden.

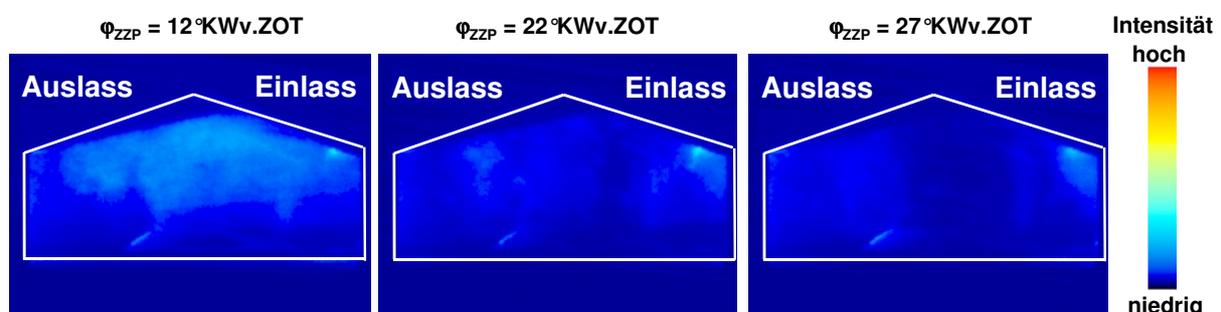


Abbildung 4.2.17: HC-Konzentration nach erfolgter Verbrennung bei Variation des Zündzeitpunkts am Motor mit optischem Zugang bei $\phi = 48^\circ \text{KW}$ nach ZOT mittels LIF ($n = 3000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 0,5 \text{ bar}$; $p_{rail} = 110 \text{ bar}$; $\phi_{ASE} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; LIF-Filter; Laser 290mJ; Gain 90) [bloc2002a]

Es ist deutlich die wesentlich höhere HC-Konzentration bei spätem Zündzeitpunkt zu erkennen. Je weiter der Zündzeitpunkt in Richtung früh verlegt wird, umso weniger Gemischinseln und Flame-Quenching-Effekte sind zu erkennen. Die Auswertung zeigt, dass bei den frühen Zündzeitpunkten vereinzelt Verbrennungsaussetzer über hohe HC-Konzentrationen detektiert werden können.

Grundsätzlich gilt, dass sich ein früher Zündzeitpunkt positiv auf die HC-Rohemissionen auswirkt. Es wird eine kompakte Gemischwolke unter der Zündkerze erzeugt, die am äußersten Rand entflammt wird und sehr schnell durchbrennt. Es kommt nicht zu starkem Flame-Quenching. Ein Undermixing war bei den untersuchten Betriebspunkten kaum vorhanden.

Ein früher Zündzeitpunkt bietet beim Versuchsmotor mit Benzin-Direkteinspritzung im Betrieb mit Ladungsschichtung eine effektive Möglichkeit, die HC-Rohemissionen durch Reduzierung von Flame-Quenching erheblich zu senken. Der Kraftstoffverbrauch steigt mit Frühverstellung des Zündzeitpunkts durch die erhöhte Reibleistung und die ungünstigere Lage des Verbrennungsschwerpunkts (Abbildung 4.2.1) um 3,7% an. Durch den Zielkonflikt zwischen HC- und NO_x -Rohemissionen und aufgrund des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauchs sind frühe Zündzeitpunkte nicht serientauglich (Abbildung 4.2.1).

Eine weitere Möglichkeit, Flame-Quenching zu beeinflussen, ist die Verstellung der Einlassnockenwelle zur gezielten Veränderung der Ladungsbewegung und der inneren Abgasrückführung.

4.2.2 Einfluss der Einlassnockenwellen-Frühverstellung

In Grundstellung der Einlassnockenwelle (0°KW) ist eine ausgeprägte Tumbleströmung im Brennraum während der Kompressionsphase vorhanden. Bei der Einlassnockenwellen-Frühverstellung wird ein Teil des Öffnungszeitraums der Einlassnockenwelle in den Ausschubtakt verschoben. Es findet eine zunehmende Überschneidung mit der Auslassnockenwelle statt (**Abbildung 4.2.18**).

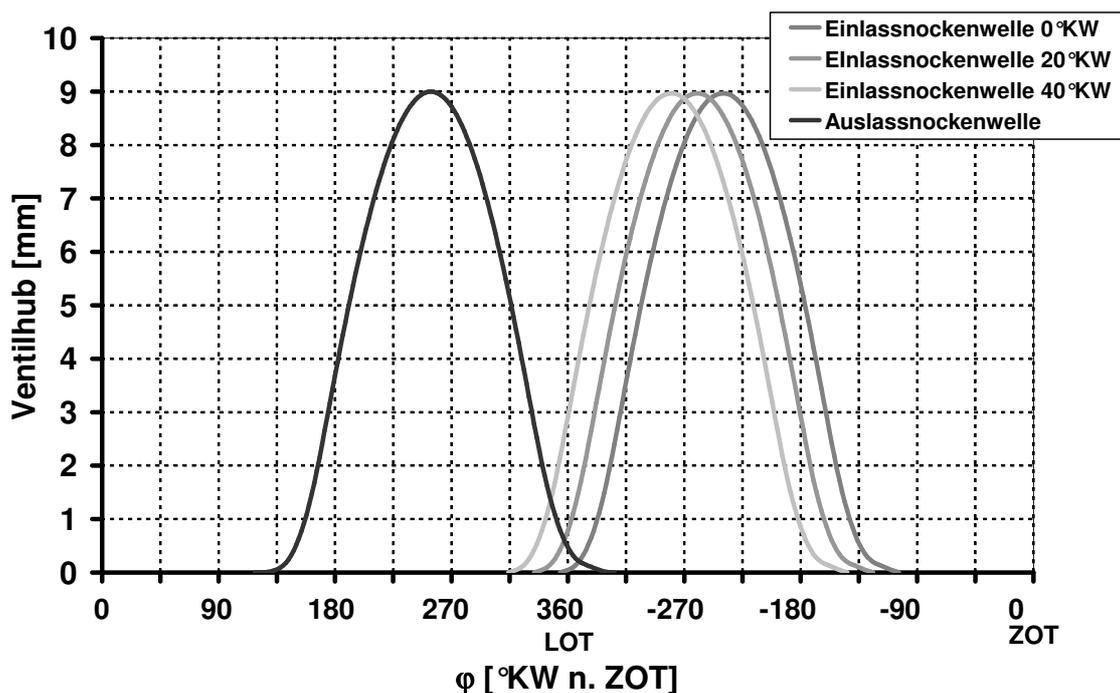


Abbildung 4.2.18: Stellung der Einlass- und Auslassnockenwelle bei Grund- und Frühverstellung (Grundstellung 0°KW)

Das hat einen Anstieg des maximalen Zylinder-Innendrucks (**Abbildung 4.2.19**) und somit auch der Verdichtungsendtemperatur zur Folge. Die Erhöhung des Zylinder-Innendrucks resultiert zum einen aus der zum Zeitpunkt „Einlass schließt“ im Zylinder vorhandenen größeren Masse und dem bereits in der frühen Kompressionsphase geschlossenen Einlassventil.

Weiterhin werden mit einer Frühverstellung eine innere Abgasrückführung und eine starke Änderung der In-Zylinder-Strömung hervorgerufen. In der Grundstellung überschneiden sich Ein- und Auslassnockenwelle bei einem Öffnungshub der Ventile von $s_v = 0,15\text{mm}$ um 6°KW . Die Messungen am Versuchsmotor im Betrieb mit Ladungsschichtung lassen darauf schließen, dass im Gegensatz zum Homogenbetrieb weniger die interne Abgasrückführung (**Abbildung 4.2.21**) als vielmehr die unterschiedlichen Strömungsverhältnisse (**Abbildung 4.2.22**) und die Verringerung von Flame-Quenching-Effekten für die Reduzierung der HC-Rohemissionen bei einer maximalen ENW-Frühverstellung verantwortlich sind.

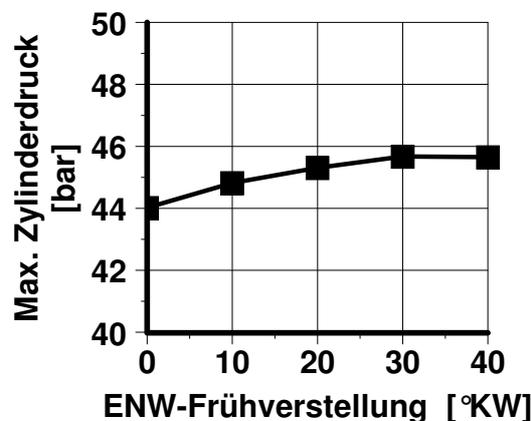


Abbildung 4.2.19: Einfluss der Frühverstellung der Einlassnockenwelle (Bezug Abbildung 4.2.18) auf den maximalen Zylinder-Innendruck ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW}$ v. ZOT; $\lambda_{global} = 3,4$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW}$ v. ZOT)

Im Standardbetriebspunkt ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$) führt eine ENW-Frühverstellung von 40°KW zu einer Reduzierung der spezifischen HC-Rohemissionen um $4,3\text{g/kWh}$ (18%) (**Abbildung 4.2.20**). Ein ähnliches Verhalten zeigen die spezifischen CO-Rohemissionen. Hier beträgt die Reduzierung jedoch nur 3%. Der entgegengesetzte Verlauf der Abgastemperatur deutet auf eine unvollständige Verbrennung hin, die die höheren spezifischen HC- und CO-Rohemissionen bei 10°KW und 20°KW Frühverstellung erklärt. Der spezifische effektive Kraftstoffverbrauch b_{eff} sinkt im betrachteten Bereich durch die Liefergraderhöhung, die Reduzierung der Ladungswechselarbeit und den Einfluss der inneren AGR-Rate um 6g/kWh ab.

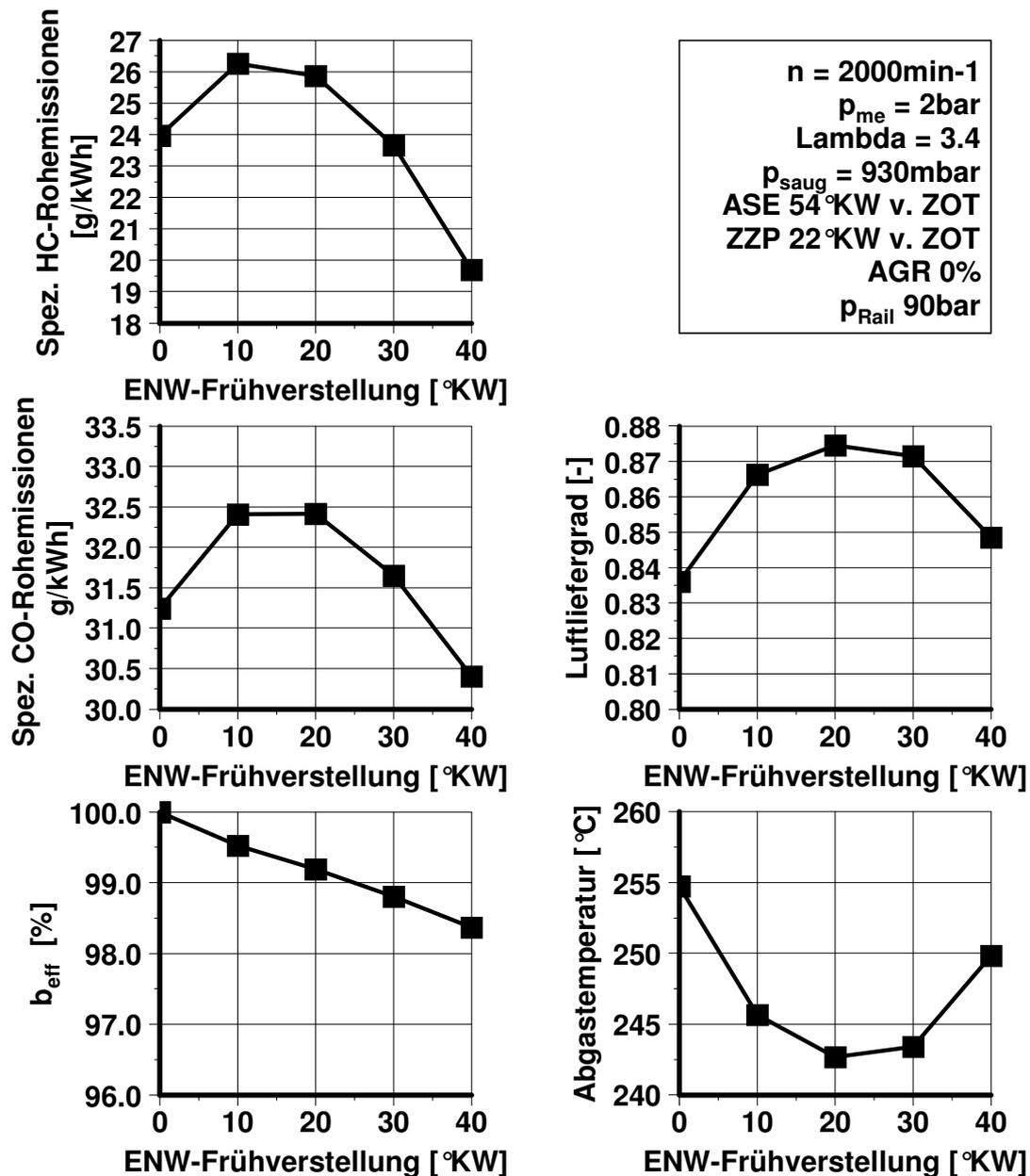


Abbildung 4.2.20: Einfluss der Frühverstellung der Einlassnockenwelle (Bezug Abbildung 4.2.18) auf die spezifischen HC- und CO-Rohemissionen, den Liefergrad, den spezifischen Kraftstoffverbrauch und die Abgastemperatur ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW}$ v. ZOT; $\lambda_{global} = 3,4$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW}$ v. ZOT)

Innere Abgasrückführung

Die Rate der inneren Abgasrückführung wird mit der in Kapitel 3.4.2 beschriebenen GEV-Messtechnik ermittelt. In der Grundstellung beträgt die innere Abgasrückführtrate 4,8%. Zwischen 0° und 40° Frühverstellung ergibt sich eine Steigerung der inneren AGR-Rate um 3,8%-Punkte (Abbildung 4.2.21). Durch die heißen Restgase und die dadurch hervorgerufene geringfügige Temperaturerhöhung im Brennraum bei ENW-Frühverstellung wird zusätzlich die Gemischbildung begünstigt. Die Ursache ist eine Durchmischung der Restgase im Brennraum mit der angesaugten Verbrennungsluft. Der Verbrennungsluft werden HC-Rohemissionen aus dem vergangenen Zyklus beigemischt, die nochmals die Möglichkeit haben, an der Verbrennung teilzunehmen.

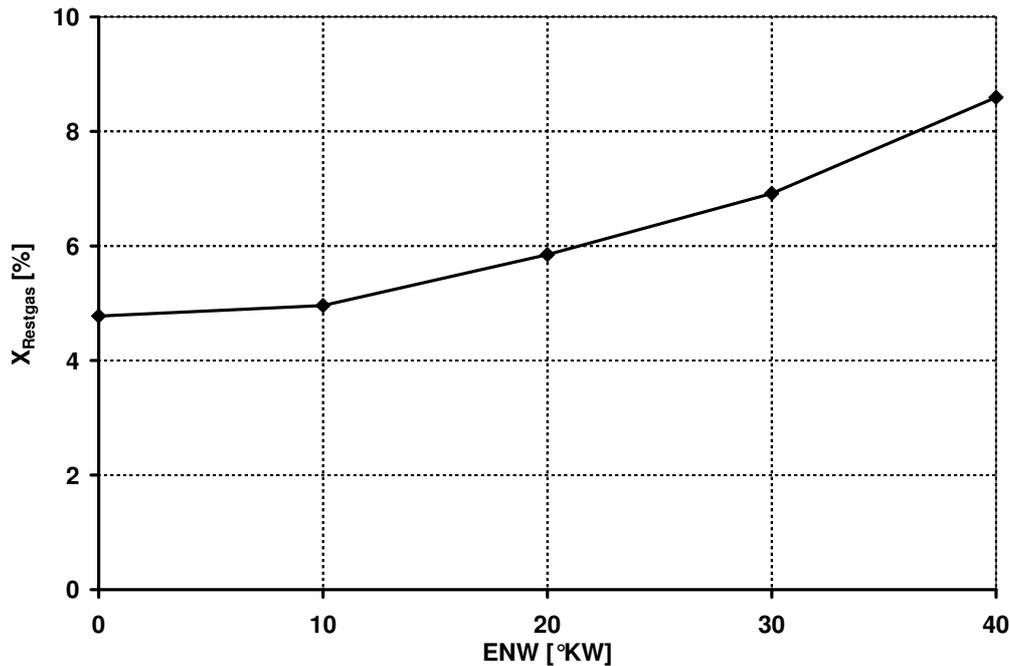


Abbildung 4.2.21: Einfluss der Frühverstellung der Einlassnockenwelle (Bezug Abbildung 4.2.18) auf die innere Abgasrückführrate ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,4$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$)

Strömungsverhältnisse

Mit zunehmender Ventilüberschneidung werden auch die zyklischen Schwankungen größer, da die Stabilität der Strömung abnimmt. In Abbildung 4.2.22 ist der Unterschied in der Strömungsbildung bei zwei verschiedenen Nockenwellenstellungen für das wand-/luftgeführte Brennverfahren dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Intensität der Strömung mit zunehmender Einlassnockenwellen-
Frühverstellung abnimmt. Das Schwankungsmaß dagegen nimmt zu [krebs2001a].

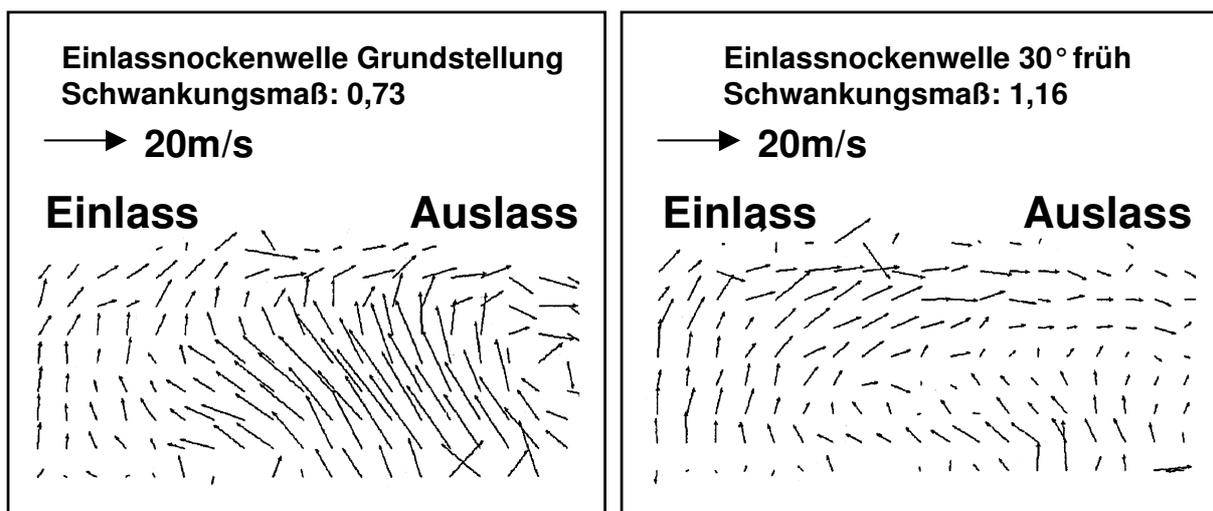


Abbildung 4.2.22: Einfluss der Frühverstellung der Einlassnockenwelle auf die In-Zylinder-Strömung am 1,4l-77kW-FSI mit optischem Zugang [kreb2001a]

Das Schwankungsmaß ist ein Maß für die Standardabweichung der Richtungs- und Geschwindigkeitsvektoren im Strömungsfeld des Zylinders. Das Schwankungsmaß S ist definiert als:

$$S = \frac{\sum_j^{x_v \cdot y_v} \sigma_{\text{RMS}_j}}{\sum_j^{x \cdot y} |v_z|_j} \quad (4.3.1)$$

$$\sigma_{\text{RMS}} = \sigma_{\text{RMS}}^* \cdot \sqrt{\frac{1}{n_v}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_{v,i} - \bar{x}_v)^2}{n_v \cdot (n_v - 1)}} \quad (4.3.2)$$

mit x_v ... Höhe des Vektorfeldbereichs
 y_v ... Breite des Vektorfeldbereichs
 n_v ... Anzahl der Versuche.

Die PIV-Untersuchungen haben ebenfalls gezeigt, dass es bei einer ENW-Frühverstellung von 30°KW zu einer Verlagerung des Tumblezentrums in Richtung Luftmulde kommt und damit eine bessere Unterstützung der Gemischbildung und Führung der Gemischwolke zur Zündkerze möglich wird [kreb2001a].

Indizierte Arbeit, Ladungswechsel und Temperaturen im Verbrannten

Ein Vorteil der Frühverstellung der Einlassnockenwelle ist eine Reduzierung der Ladungswechselarbeit. Die Reduzierung der Ladungswechselarbeit von $w_{i,ND,ENW0^\circ KW} = 0,0175 \text{ J/cm}^3$ auf $w_{i,ND,ENW40^\circ KW} = 0,0149 \text{ J/cm}^3$ beträgt 15% und trägt in geringem Maße mit zu der Reduzierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs bei. Bei Betrachtung der Ladungswechselschleife ist der Zeitpunkt "Einlass öffnet" früher, d.h. der sich nach unten bewegende Kolben saugt mehr Luft an. Der Öffnungsquerschnitt am Ventil ist ab LOT größer und der Unterdruck ist im Vergleich zum Standardbetriebspunkt geringer (**Abbildung 4.2.23**).

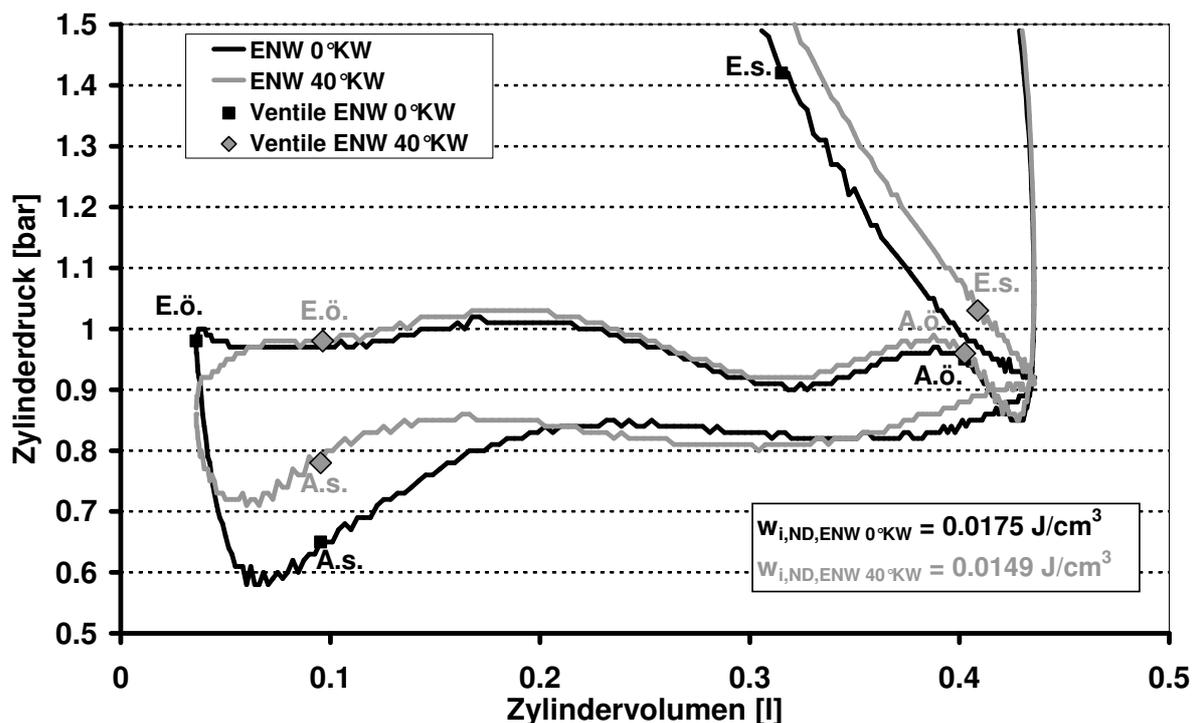


Abbildung 4.2.23: P-V-Diagramm des Ladungswechsels bei Grund- und Frühverstellung der Einlassnockenwelle um 40°KW

Es kommt zu einer polytropen Kompression auf verschiedenen Druckniveaus, da der Anfangsdruck durch die unterschiedliche Füllung im Zylinder unterschiedlich ist. Das führt bis 20°KW Frühverstellung zu einer Erhöhung des Liefergrades. Ab 20°KW Frühverstellung wirkt dem erhöhten Liefergrad die ansteigende, innere Abgasrückführung entgegen und senkt diesen wieder geringfügig (s. Abb. 4.2.20).

In **Abbildung 4.2.24** ist die nach dem 2-Zonen-Modell [pisc1989a; manz2001a] berechnete Änderung der Temperatur in der verbrannten Zone dargestellt.

Auch hier ist die günstigere Verbrennung bei einer ENW-Verstellung von 40°KW zu erkennen, die in höheren Temperaturen im Vergleich zur Grundstellung und zur 20°KW Frühverstellung resultiert. Eine Nachoxidation der unverbrannten Kraftstoffanteile ist aufgrund der niedrigen Temperaturen grundsätzlich nicht zu erwarten.

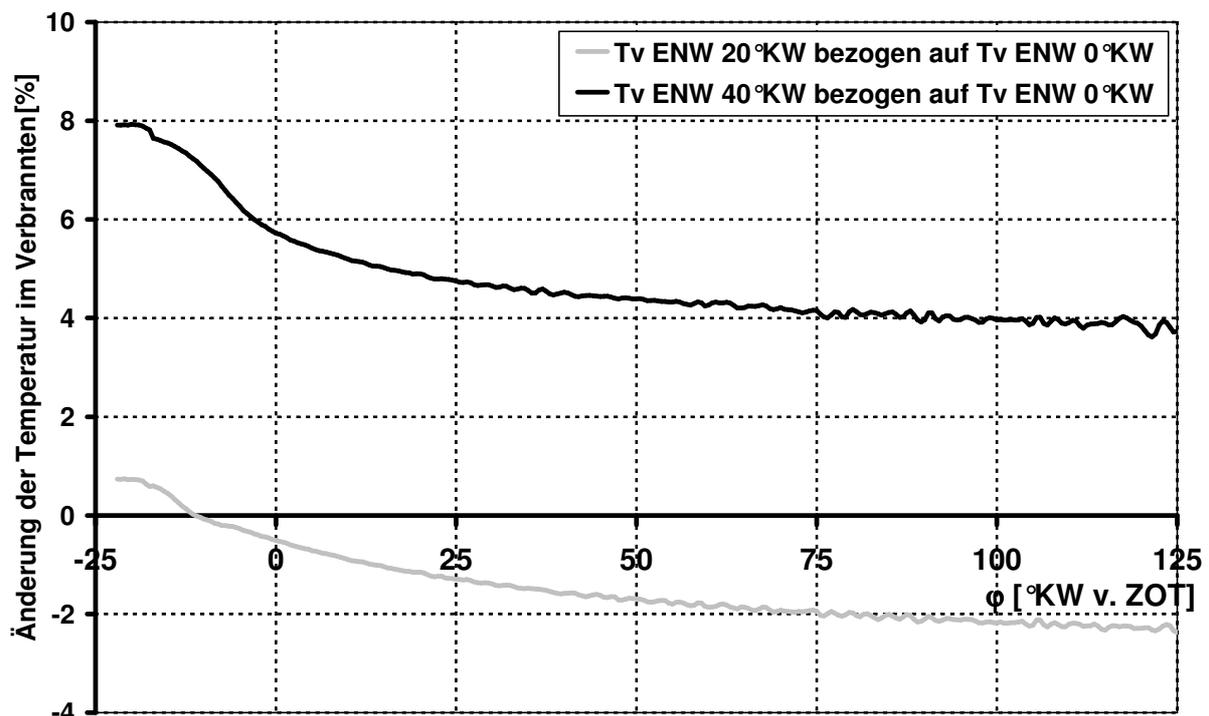


Abbildung 4.2.24: Einfluss der ENW-Frühverstellung auf die Änderung der Temperatur im Verbrannten T_v nach dem 2-Zonen-Modell bezogen auf die Grundstellung der ENW ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $p_{rail} = 90 \text{ bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{ KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ \text{ KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,4$)

Flammenkernausbreitung und Verbrennung

Messungen mit dem AVL-Visioflame-System ergeben, dass bei einer Frühverstellung der Einlassnockenwelle um 40°KW die geringe Tendenz zu einer sich mehr zentral ausbreitenden Flamme erkennbar ist (**Abbildung 4.2.25**). Dies liegt in der Reduzierung der Strömungsgeschwindigkeit der In-Zylinder-Strömung in Richtung der Einlassventile begründet, die bei einer Frühverstellung um 40°KW vorliegt. Die Gemischwolke wird nicht so stark verweht, und die Entflammung verläuft optimaler. Die schnellere Verbrennung bei zunehmender Frühverstellung über 30°KW ist auch bei der Lage des 50%-Verbrennungsschwerpunkts zu erkennen (**Abbildung 4.2.26**). Die Entflammungsphase ist bis zu einer Verstellung von 30°KW nahezu konstant.

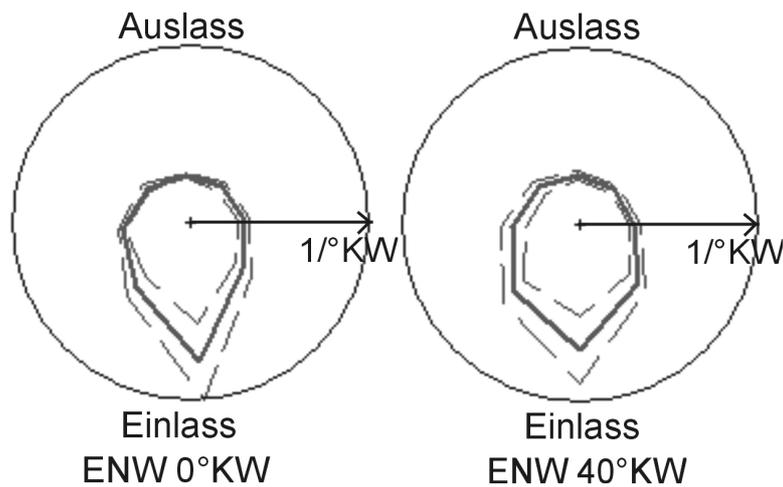


Abbildung 4.2.25: Einfluss der Einlassnockenwellen-Frühverstellung (Bezug Abbildung 4.2.18) auf die frühe Flammenausbreitung, ermittelt durch AVL-Visioflame-System in der Zündkerzenbohrung (Strahlengang: vertikal; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW}$ v. ZOT; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW}$ v. ZOT; $\lambda_{global} = 3,4$)

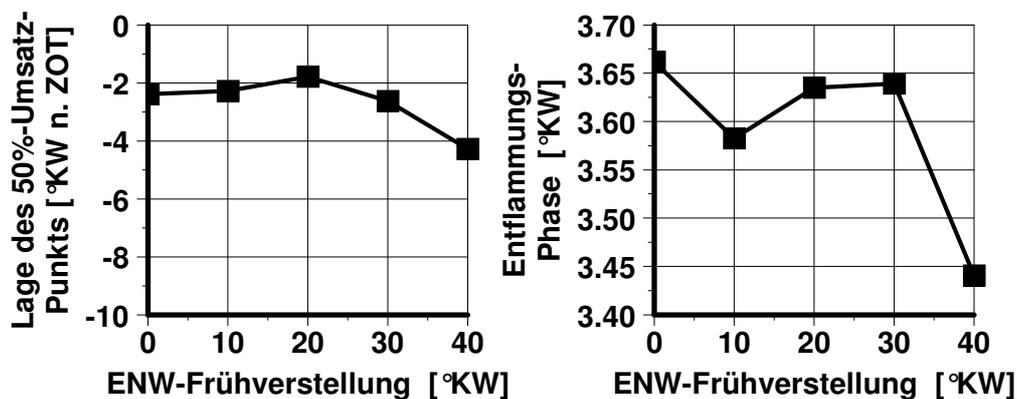


Abbildung 4.2.26: Einfluss der Frühverstellung der Einlassnockenwelle (Bezug Abbildung 4.2.18) auf die Lage des 50%-Verbrennungsschwerpunkts und die Dauer der Entflammungsphase ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW}$ v. ZOT; $\lambda_{global} = 3,4$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW}$ v. ZOT)

In **Tabelle 4.2.1** sind die Auswirkungen der Frühverstellung der Einlassnockenwelle im Vergleich zur Grundstellung zusammengefasst.

Tabelle 4.2.1: Auswirkungen einer Frühverstellung der Einlassnockenwelle bei Betrieb mit Ladungsschichtung im Vergleich zur Grundstellung

Auswirkungen auf:	ENW 20°KW	ENW 40°KW
Liefergrad	↑↑	↑
innere AGR	↑	↑
Tumble-Intensität	↓	↓↓
Tumble-Stabilität	↓	↓↓
Tumblezentrum	zw. Krst.- und Luftmulde	eher Luftmulde
Kinetische Energie	↓	↓↓

Der Verlauf der HC-Konzentration an der Zündkerze ist während der Gemischbildung und der Verbrennung für die Fälle 0°KW, 20°KW und 40°KW Frühverstellung der Einlassnockenwelle sehr ähnlich, wie anhand von GEV-Messungen in der Zündkerzenbohrung (**Abbildung 4.2.27**) festgestellt wird. Erst nach der Verbrennung

zeigt sich ein deutlicher Unterschied. Die geringere Ablenkung der Wolke bei ENW-Frühverstellung von 20°KW und 40°KW durch den über der Luftmulde herrschenden Tumble führt dazu, dass mehr HC-Anteile im Brennraumdach um die Zündkerze herum zwischengespeichert werden können. Die HC-Konzentration an der Messposition steigt bei einer ENW-Frühverstellung von 40°KW im Kurbelwinkelbereich von 40°KW n. ZOT bis 140°KW n. ZOT auf über $c_{HC} = 13000 \text{ ppm C}_3\text{H}_8$ an. Da die Gesamt-HC-Rohemissionen im Abgas jedoch geringer sind als beim Standardbetriebspunkt (0° ENW), müssen an anderer Stelle im Brennraum wesentlich weniger HC-Rohemissionen entstehen.

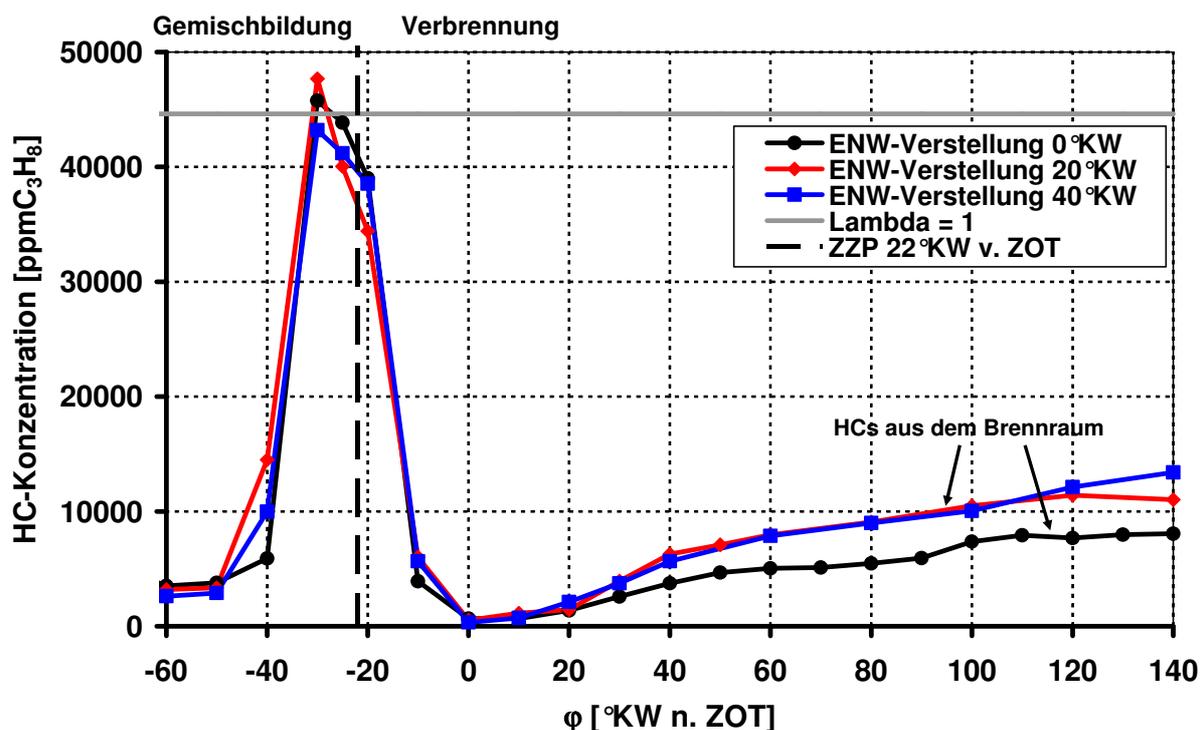


Abbildung 4.2.27: Einfluss der ENW-Frühverstellung (Bezug Abbildung 4.2.18) auf die HC-Konzentration, ermittelt mit GEV (Messstelle: Zündkerzenbohrung; Zylinder 3; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $p_{rail} = 90 \text{ bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{ KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZP} = 22^\circ \text{ KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,4$)

Abbildung 4.2.28 zeigt den Verlauf der HC-Konzentration in der Düsenausparung zwischen den Einlassventilen. Es ist erkennbar, dass zwar bei einer ENW-Frühverstellung von 20°KW eine Erhöhung der HC-Konzentrationskurve während der Gemischbildung und nach dem Flammendurchqueren vorliegt, jedoch bei einer ENW-Frühverstellung von 40°KW bereits eine Verringerung vorhanden ist. Das deutet darauf hin, dass es weniger Flame-Quenching-Effekte gibt, die zu einer hohen HC-Konzentration außerhalb der Hauptgemischwolke führen. Die Gemischwolke ist kompakter, und es folgt eine vollständigere Verbrennung (**Abbildung 4.2.29**). Der Unterschied der HC-Konzentrationen bei den GEV-Messungen auf der Einlassseite nach der Verbrennung ab $\varphi = 20^\circ \text{ KW n. ZOT}$ entspricht dem Verlauf der Gesamt-HC-Rohemissionen.

Die maximale Energieumsetzungsrate ist mit zunehmender Ventilüberschneidung höher, und es wird ein insgesamt besserer Energieumsatz erreicht. Die Verbrennungsgeschwindigkeit erhöht sich bei einer ENW-Frühverstellung von 40°KW. Dabei wird, wie in allen untersuchten Betriebspunkten mit Ladungsschichtung, nur ein Umsatz von 80-90% erreicht, da sich die Flammenfront durch Bulk-Quenching und Flame-Quenching auflöst.

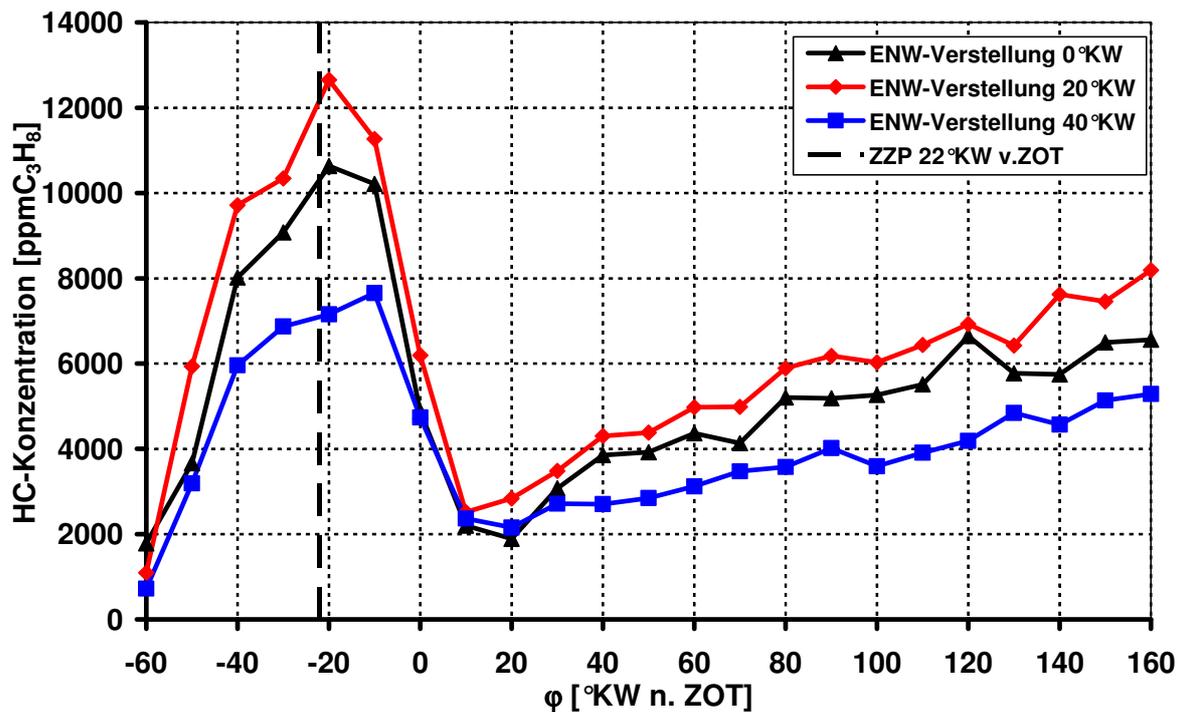


Abbildung 4.2.28: Einfluss der ENW-Frühverstellung (Bezug Abbildung 4.2.18) auf die HC-Konzentration zwischen den Einlassventilen, ermittelt mit GEV (Zylinder 3; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,4$)

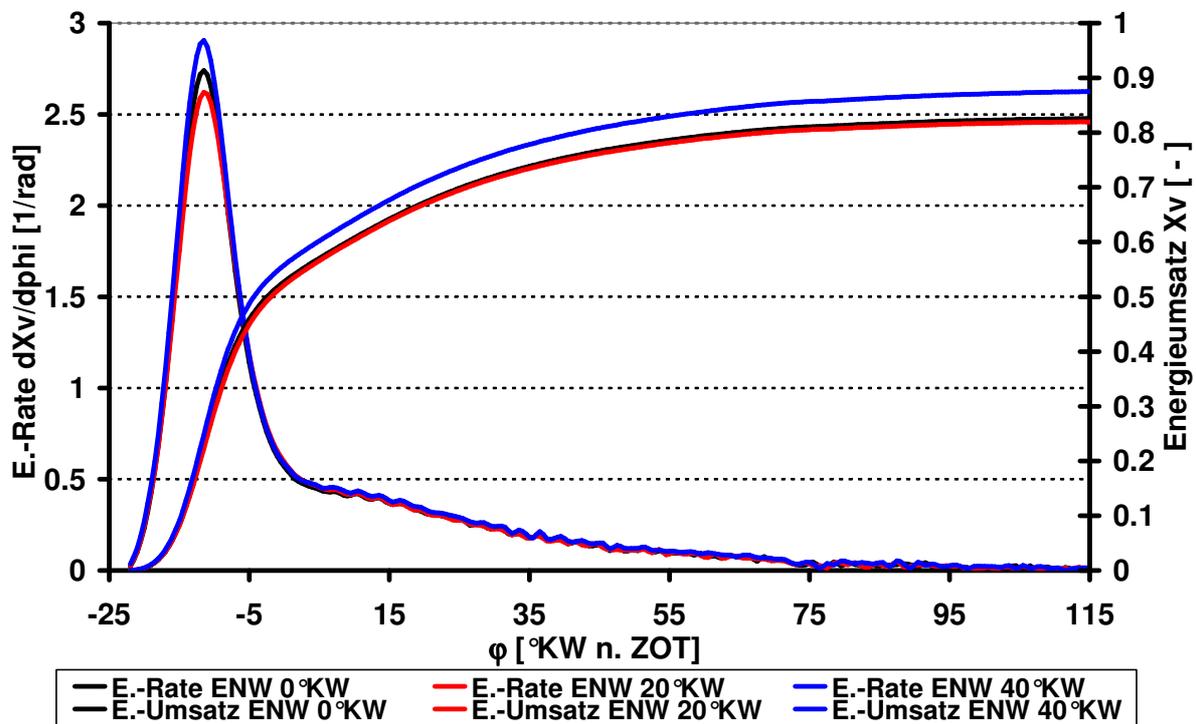


Abbildung 4.2.29: Einfluss der ENW-Frühverstellung (Bezug Abbildung 4.2.18) auf die Energieumsatzrate (Brennverlauf) und auf den Energieumsatz ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,4$)

Auch zwischen den Auslassventilen ist deutlich das HC-Konzentrationsgefälle zu großen Ventilüberschneidungen erkennbar (**Abbildung 4.2.30**). In dieser Region des

Brennraums wirken sich sowohl eine ENW-Frühverstellung von 20°KW als auch eine ENW-Frühverstellung von 40°KW positiv auf die HC-Rohemissionen aus.

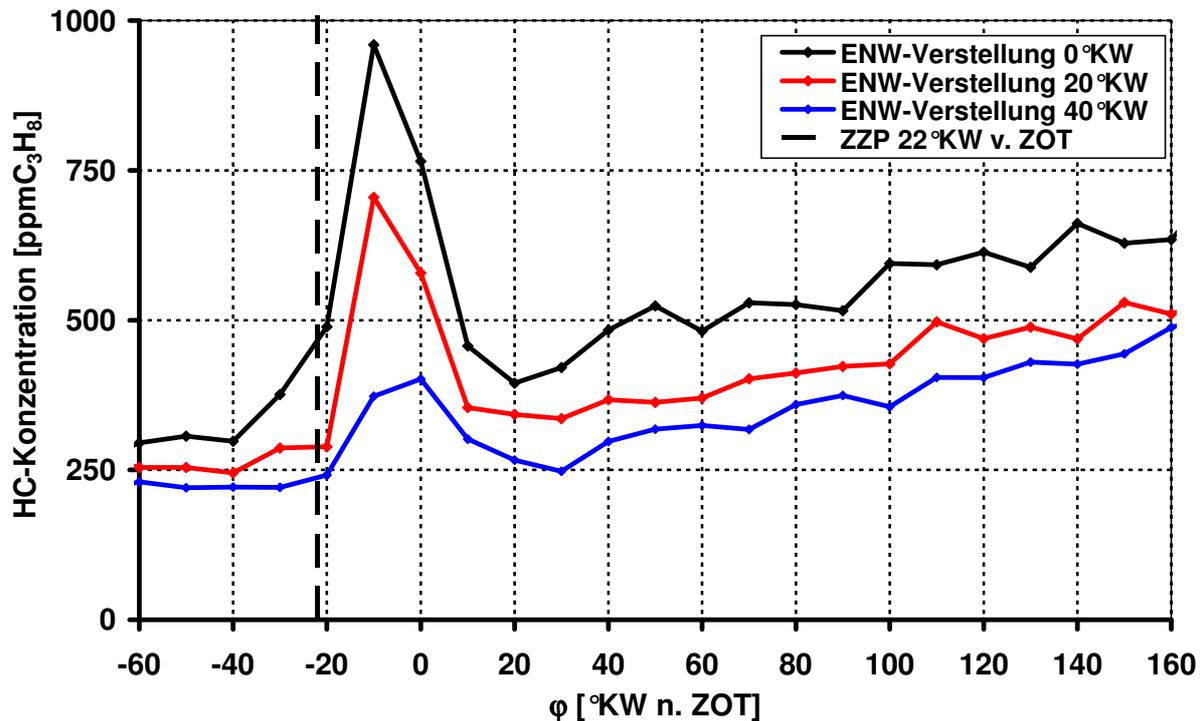


Abbildung 4.2.30: Einfluss der ENW-Frühverstellung (Bezug Abbildung 4.2.18) auf die HC-Konzentration zwischen den Auslassventilen, ermittelt mit GEV (Zylinder 3; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $p_{rail} = 90 \text{ bar}$; $\phi_{ASE} = 54^\circ \text{ KW v. ZOT}$; $\phi_{ZZP} = 22^\circ \text{ KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,3$)

Die Erhöhung der Gesamt-HC-Rohemissionen bei 20°KW Frühverstellung muss daher von der Einlassseite und dem Bereich der Zündkerze herrühren. Bei 40°KW Frühverstellung wird der Flame-Quenching-Effekt am besten reduziert, und es treten die geringsten Gesamt-HC-Rohemissionen auf.

Um feststellen zu können, wie groß die zwischengespeicherte HC-Masse im Brennraum ist, werden erneut FFID-Messungen zum Abdampfverhalten mit verschiedenen Kraftstoffen durchgeführt.

Die Messungen der stationär im Brennraum zwischengespeicherten Kraftstoffmasse eines Zylinders bezogen auf eine Einspritzung zeigen, dass die durch die optimierte Verbrennung entstehenden höheren Brennraumtemperaturen (Abbildung 4.2.24) zu einer Abnahme der stationär zwischengespeicherten Kraftstoffmasse führen (**Abbildung 4.2.31**). Die Verwendung des Kraftstoffs iso-Oktan zeigt im Vergleich zu Super-Plus einen festen Offset von ca. 2% Verringerung, der durch die geringere Siedetemperatur verursacht wird. Das Ergebnis zeigt, dass die Frühverstellung der Einlassnockenwelle zu einer kompakteren Gemischwolke und damit zu einer verbesserten Verbrennung führt. Es ist weniger Kraftstoff für eine Zwischenspeicherung vorhanden. Ein Unterschied im grundsätzlichen Verhalten bei unterschiedlichen Kraftstoffen ist nicht zu erkennen.

Winklhofer et al. [wink1998b] finden mittels PDA-Messungen an einem optisch zugänglichen Forschungsmotor heraus, dass die Tropfengröße bei Verwendung von iso-Oktan im Vergleich zu Super Plus um 1-2 μm abnimmt, was auf eine schnellere Verdampfung hindeutet. Die Einspeicherung von Kraftstoffanteilen im Versuchsmotor nimmt bei Verwendung beider Kraftstoffe ab.

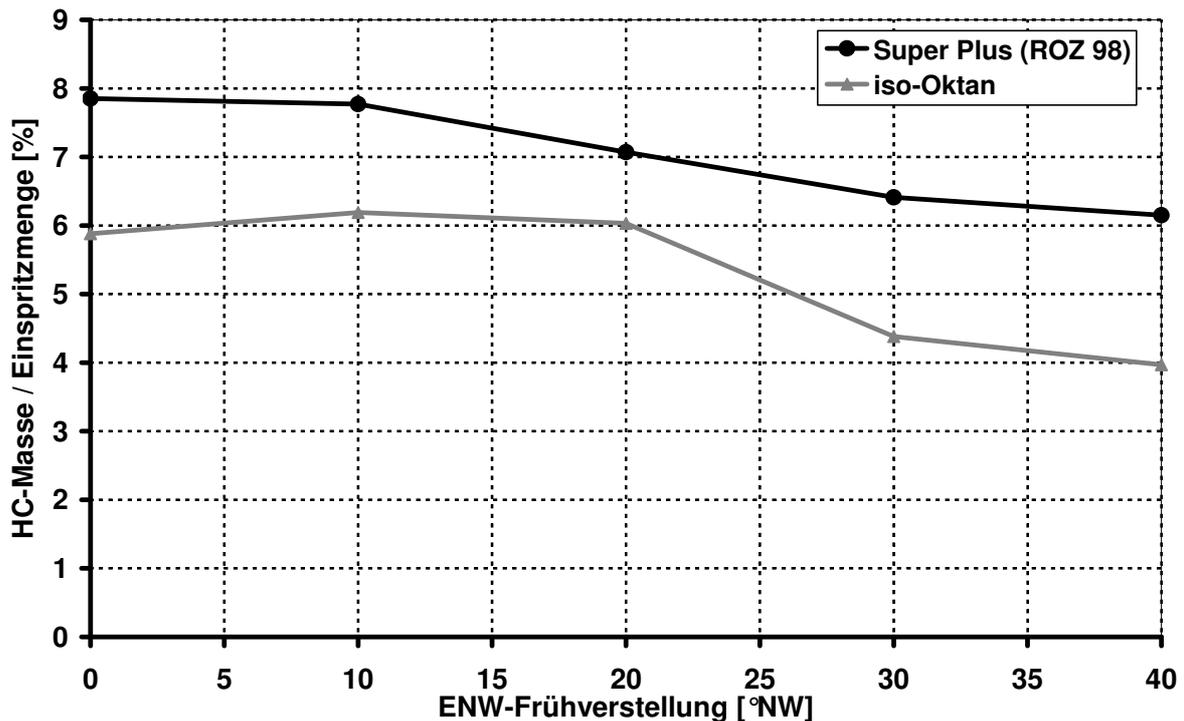


Abbildung 4.2.31: Einfluss der Frühverstellung der Einlassnockenwelle (Bezug Abbildung 4.2.18) auf die im Brennraum stationär zwischengespeicherte HC-Masse eines Zylinders mittels FFID bei Verwendung ausgewählter Kraftstoffe (Zylinder 3; $n = 2000 \text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{bar}$; $p_{rail} = 90 \text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,4$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ \text{KW v. ZOT}$)

Die Gesamt-HC-Rohemissionen steigen dagegen bei Verwendung von iso-Oktan im Vergleich mit Super Plus aufgrund der höheren Flüchtigkeit (Abbildung 4.2.6) und des dadurch unterstützten Flame-Quenching-Effekts bei Variation der Frühverstellung der Einlassnockenwelle um 18% bis 30% an.

Die zunehmend optimale Verbrennung bei Frühverstellung der Einlassnockenwelle führt zu geringfügig erhöhten Temperaturen von Kraftstoffmulde und Brennraumdach. Die stationäre Kolbenoberflächentemperatur steigt bei einer Frühverstellung der ENW auf 40°KW um ca. 2K an. Da die Messstelle der Temperatur ca. 1mm unter der Kolbenoberfläche liegt, ist die Oberflächentemperatur des Kolbens brennraumseitig vermutlich erheblich höher. Die Verdampfung der auftreffenden Kraftstoffanteile wird begünstigt, und die Einspeicherung nimmt ebenfalls ab.

Bei einer ENW-Frühverstellung von 40°KW sind die HC-Rohemissionen insgesamt am niedrigsten. Im Bereich der Zündkerze ist die HC-Konzentration jedoch höher als in der Grundstellung (ENW 0°NW). An der Messstelle der Einlass- und Auslassseite ist die HC-Konzentration am niedrigsten für 40°KW -Frühverstellung. Daraus folgt, dass die Gemischwolke bei einer Frühverstellung von 40°KW sehr kompakt ist.

Um das Durchbrennverhalten bei vorhandenen Flame-Quenching-Effekten zu verbessern, ist auch die Kohlenwasserstoff-Anreicherung der Verbrennungsluft durch die im zurückgeführten Abgas (äußere Abgasrückführung) enthaltenen HCs möglich. Die mageren Bereiche zwischen den einzelnen Kraftstoffwolken werden angefettet, und die Flamme kann diese Bereiche passieren ohne zu erlöschen.

4.2.3 Einfluss der externen Abgasrückführung

Durch eine externe Abgasrückführung gelangt Abgas von der Entnahmestelle hinter den Auslassventilen von Zylinder 4 wieder in das Saugrohr. Das hat zwischen 0% und 30% AGR-Rate (Betriebspunkt: $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $p_{rail} = 90 \text{ bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ \text{KW v. ZOT}$) einen starken Anstieg der Ansauglufttemperatur um $\Delta T_{\text{Ansaugluft}} = 56 \text{ K}$ zur Folge, welcher sich in einem reduzierten Luftliefergrad bemerkbar macht. Der Luftliefergrad, der aus dem Kraftstoffdurchsatz und dem Luftverhältnis bestimmt wird, sinkt von $\lambda_l = 0.83$ bei 0% AGR linear auf $\lambda_l = 0.49$ bei 30% AGR ab.

Die spezifische Wärmekapazität der Verbrennungsluft wird erhöht. Die Folge der Zugabe von Abgas sind zunächst günstigere Verdampfungsbedingungen für den eingespritzten Kraftstoff, da ein hoher Energieanteil der zugeführten Verbrennungsluft einen Teil der Verdampfungsenergie bereitstellt. Man spricht daher in diesem Fall von innerer Kühlung. Die ebenfalls wieder zurückgeführten und in der Gemischwolke an der Zündkerze bereitgestellten HC-Rohemissionen nehmen erneut an der Verbrennung teil. Der Effekt wird jedoch gemindert, da der gesamte Brennraum mit Verbrennungsluft gefüllt ist, die Flamme im Betrieb mit Ladungsschichtung jedoch nur einen Teil des Brennraums durchquert, so dass der Rest wieder emittiert wird.

Im betrachteten Betriebspunkt wird bei einer AGR-Rate von 20-25% eine Reduzierung der spezifischen HC-Rohemissionen um 30% erreicht (**Abbildung 4.2.32**). Die Reduzierung der HC-Rohemissionen setzt sich zum einen aus der Reduzierung der HC-Konzentration durch die erneute Verbrennung und zum anderen aus der Reduzierung des Luftliefergrads und folglich der Reduzierung des Abgasmassenstroms zusammen.

Die Abgastemperatur vor dem Vorkatalysator nimmt von $t_{\text{Abgas,VVK}} = 265^\circ \text{C}$ bei 0% AGR auf $t_{\text{Abgas,VVK}} = 327^\circ \text{C}$ bei 30% AGR zu. Des Weiteren findet die oben bereits erwähnte innere Kühlung durch den Anstieg der spezifischen Wärmekapazität, also ein Abfall der lokalen Verbrennungstemperaturen, statt, was eine Reduzierung der spezifischen NO_x -Rohemissionen um 87% zur Folge hat. Zwischen 15% und 20% AGR-Rate wird durch die verbesserten Durchbrennvoraussetzungen eine Reduzierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs von etwa 2% erreicht. Durch die teilweise unvollständige Verbrennung ab einer AGR-Rate von 25% nehmen die spezifischen CO-Rohemissionen erheblich zu. Im betrachteten Betriebspunkt können maximal 30% der Verbrennungsluft durch externe AGR ersetzt werden.

Entflammung und Verbrennung

Die Beimischung inerten Gases mittels externer AGR führt neben der Reduzierung der HC-Rohemissionen auch zu einer Reduzierung der Flammenfrontgeschwindigkeit durch Verkleinerung der Reaktionsrate.

Die Entflammung wird mittels AVL-Visioflame-System untersucht. Bei der Flammenausbreitung (**Abbildung 4.2.33**) zeigt sich die Wirkung des inerten Gases, welches zu einer deutlichen Reduzierung der Flammenfortschrittsgeschwindigkeit mit zunehmender AGR-Rate führt.

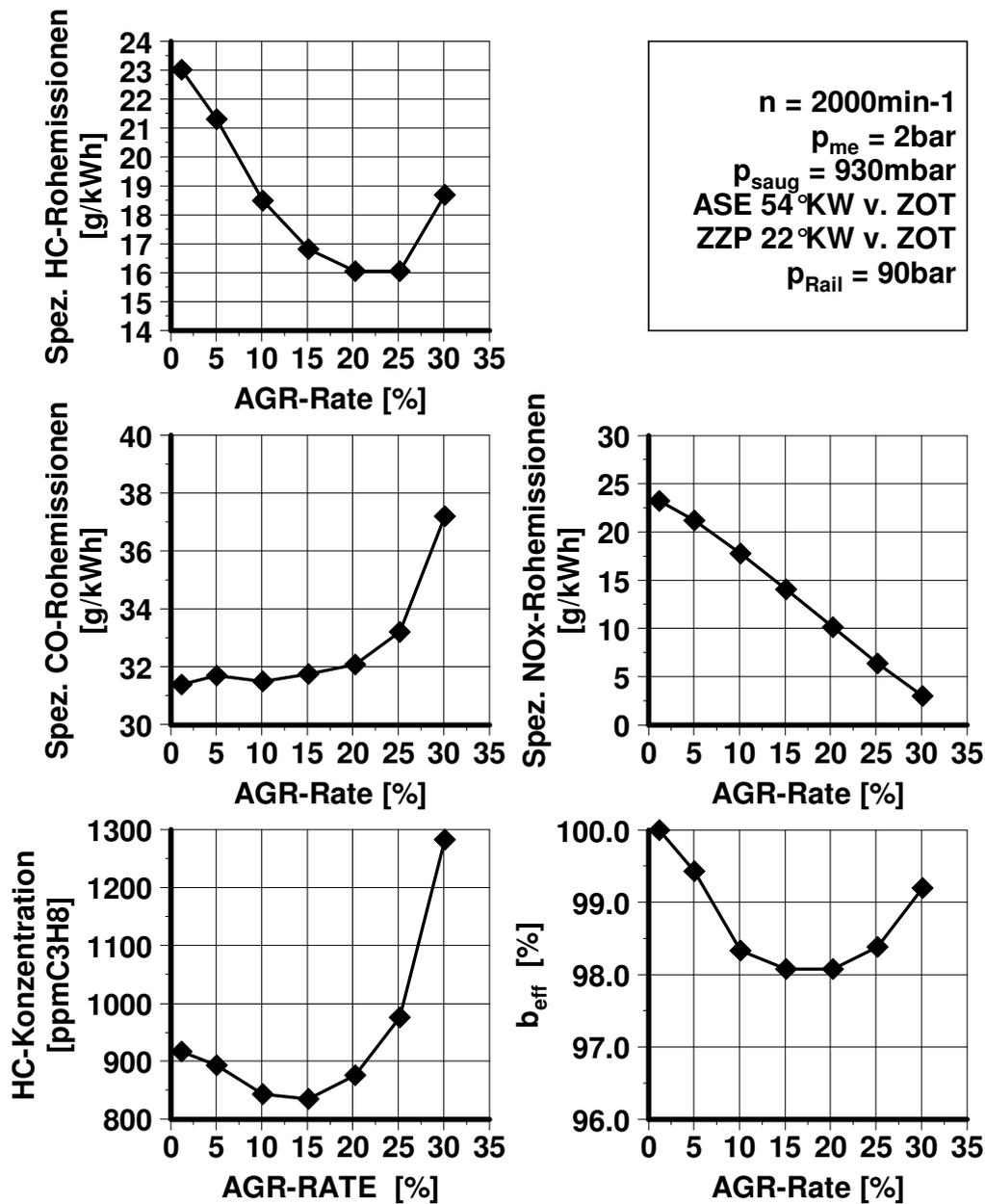


Abbildung 4.2.32: Einfluss der Abgasrückföhrtrate auf die spezifischen HC-, CO- und NO_x-Rohemissionen, die HC-Konzentration und den spezifischen Kraftstoffverbrauch ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $p_{rail} = 90 \text{ bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ \text{KW v. ZOT}$)

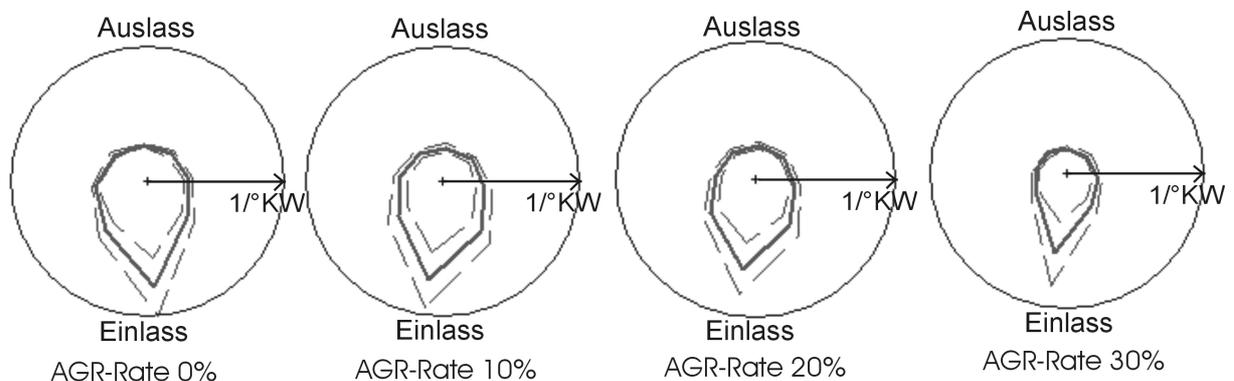


Abbildung 4.2.33: Einfluss der Abgasrückföhrtrate auf das Entflammungsverhalten, ermittelt durch Lichtwellenleiter-Messungen (Strahlengang: vertikal; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $p_{rail} = 90 \text{ bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ \text{KW v. ZOT}$)

Eine Beeinflussung der zyklischen Schwankungen bei der Flammenkernbildung ist nicht zu erkennen. Der dargestellte Zustand ist aus dem zeitlichen Abstand zwischen Zündzeitpunkt und erstem Anstieg des Lichtsignals im Lichtwellenleiter berechnet. Unter Zuhilfenahme der Zündkerze mit integrierten Lichtwellenleitern und 70° Neigungswinkel (SMETec-System) wird die Messung bestätigt. In **Abbildung 4.2.34** ist die Verlangsamung der Flamme auch zu etwas späteren Zeitpunkten mit zunehmender AGR-Rate dargestellt.

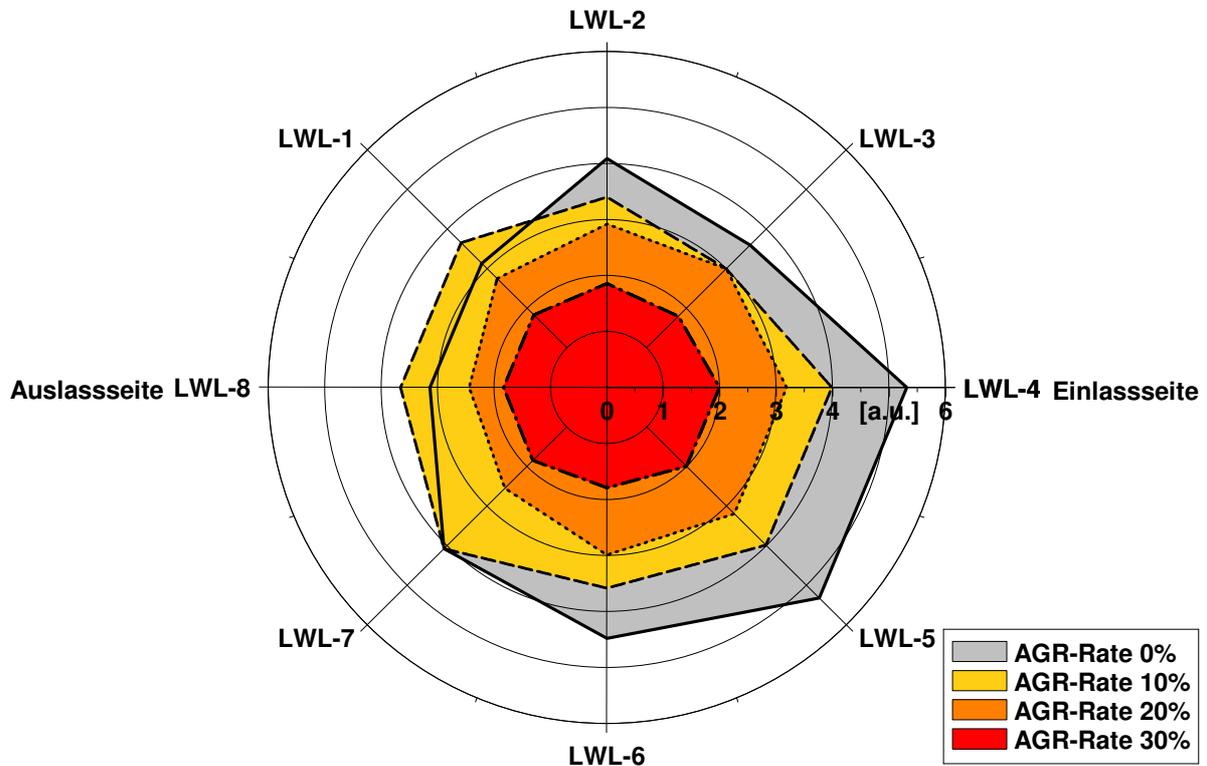


Abbildung 4.2.34: Einfluss der Abgasrückföhrtrate auf das Entflammungsverhalten, ermittelt durch Lichtwellenleiter-Messungen (Strahlengang 70° Neigung zur Vertikalachse; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{raii} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$)

Es ist erkennbar, dass sich die Flamme mit steigender AGR-Rate zunehmend zentral um die Zündkerze herum ausbreitet. Die Flammenfrontgeschwindigkeit nimmt ungefähr linear mit Zunahme der externen AGR-Rate ab.

Mit Hilfe der PMT-SIS-Technik wird der Einfluss auf die Verbrennung untersucht (**Abbildung 4.2.35**). Es ist deutlich der größere Zündverzug zum Zeitpunkt $\varphi = 2^\circ\text{KW v. ZOT}$ bei einer AGR-Rate von 10% und 20% zu erkennen. Allerdings ist bereits bei $\varphi = 8^\circ\text{KW n. ZOT}$ das intensivere und verbesserte Durchbrennverhalten mit steigender AGR-Rate zu erkennen. Bei $\varphi = 18^\circ\text{KW n. ZOT}$ ist bei 10% AGR-Rate die Verbrennung bereits schon nahezu abgeschlossen, bei 30% AGR aber noch deutlich vorhanden. Bei $\varphi = 28^\circ\text{KW n. ZOT}$ ist deutlich die verschleppte Verbrennung zu erkennen. Die Diffusionsflamme ist noch sehr lange vorhanden. In ihr findet ein weiterer Umsatz der restlichen vorhandenen Kohlenwasserstoffe statt und föhrt so zu der Reduzierung der HC-Konzentration. Auch die Ruß-Rohemissionen lassen sich mit externer AGR absenken, da auch diese Anteile nachoxidiert werden können.

Die Abnahme der Intensität der Verbrennung im ultravioletten Bereich bei Verwendung eines OH-Filters (UG-11-Filter) ist in **Abbildung 4.2.36** dargestellt. Die Abbildung bestätigt die Hypothese, dass die Diffusionsverbrennung zwar zunimmt, jedoch die Umsetzung der OH-Radikale abnimmt. Es ist ebenfalls die erhebliche Zunahme der Zündverzugszeit mit steigender AGR-Rate zu erkennen.

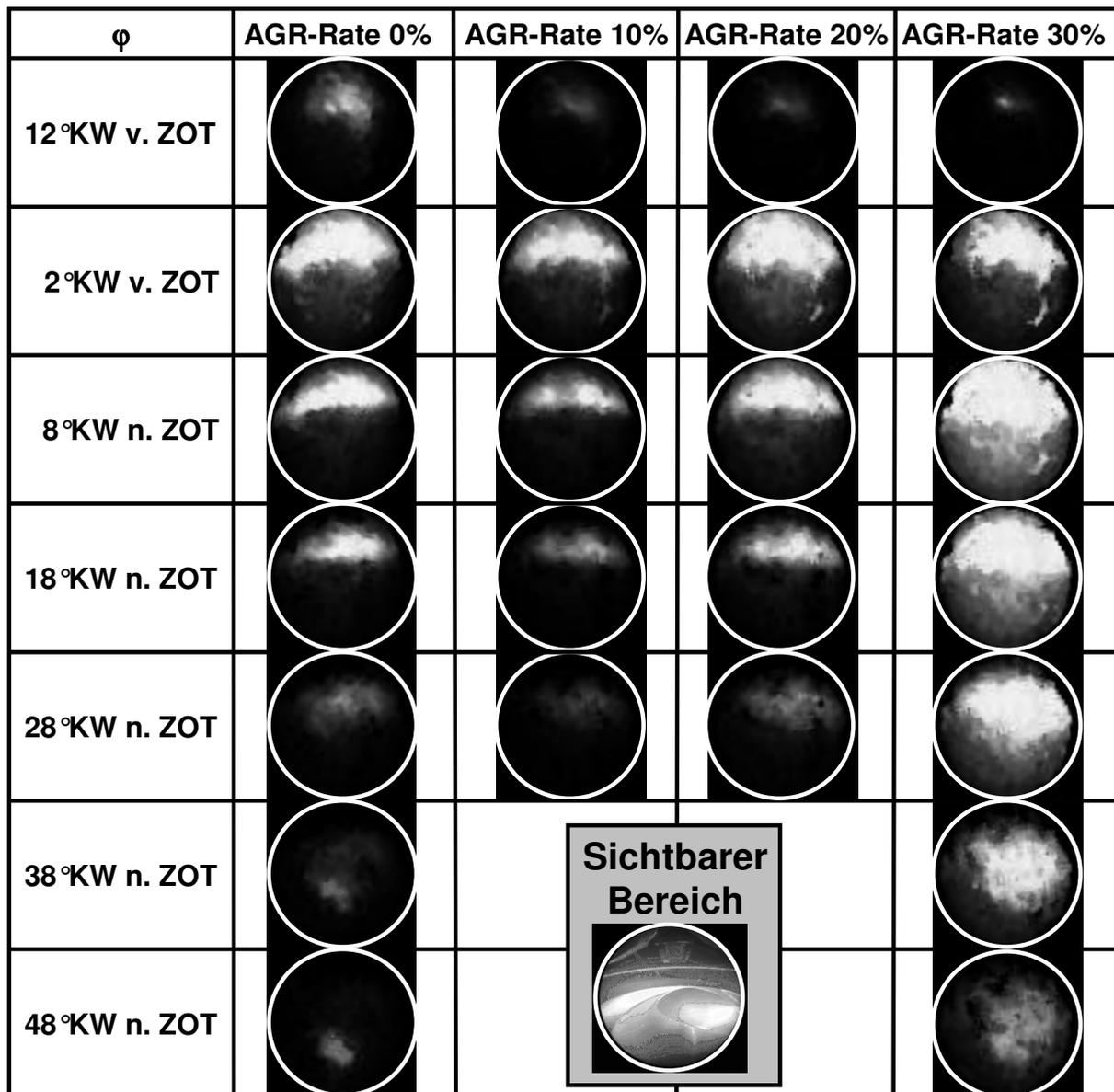


Abbildung 4.2.35: Einfluss der Abgasrückföhrtrate auf die Verbrennung, ermittelt durch PMT-SIS-System (Blickrichtung: getriebeseitig in Richtung Zylinder 3; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$)

Die Entflammungsphase wird durch die inerte Wirkung der zuröckgeföhrten Abgase mit zunehmender AGR-Rate verlöngert (**Abbildung 4.2.37**), und die 50%-ige Verbrennungslage verlagert sich weiter zu späten Zeitpunkten. Der maximale Zylinder-Innendruck sinkt durch die langsamere Verbrennung von $p_{\max} = 44\text{bar}$ bei 0% AGR auf $p_{\max} = 35\text{bar}$ bei 30% AGR ab.

Die Energieumsetzungsrate wird geringer, und die Flamme benötigt mehr Zeit, in der sie dann aber bis zu einer AGR-Rate von 20% vollständiger durchbrennt (**Abbildung 4.2.38**). Es ist der größere Zündverzug bei hohen AGR-Raten zu erkennen, jedoch auch der prozentual größere, maximale Energieumsatz. Bei ca. 4°KW n. ZOT wird die Verbrennung ohne externe AGR langsamer, während der Gradient bei höheren AGR-Raten weiter steigt. Damit ist die Reduzierung der Gesamt-HC-Rohemissionen direkt im Energieumsatz wieder zu finden. Die Verbesserung der HC-Rohemissionen, die aus der Auswertung der Indizierdaten folgt, entspricht der gesamten Reduzierung (Abbildung 4.2.32).

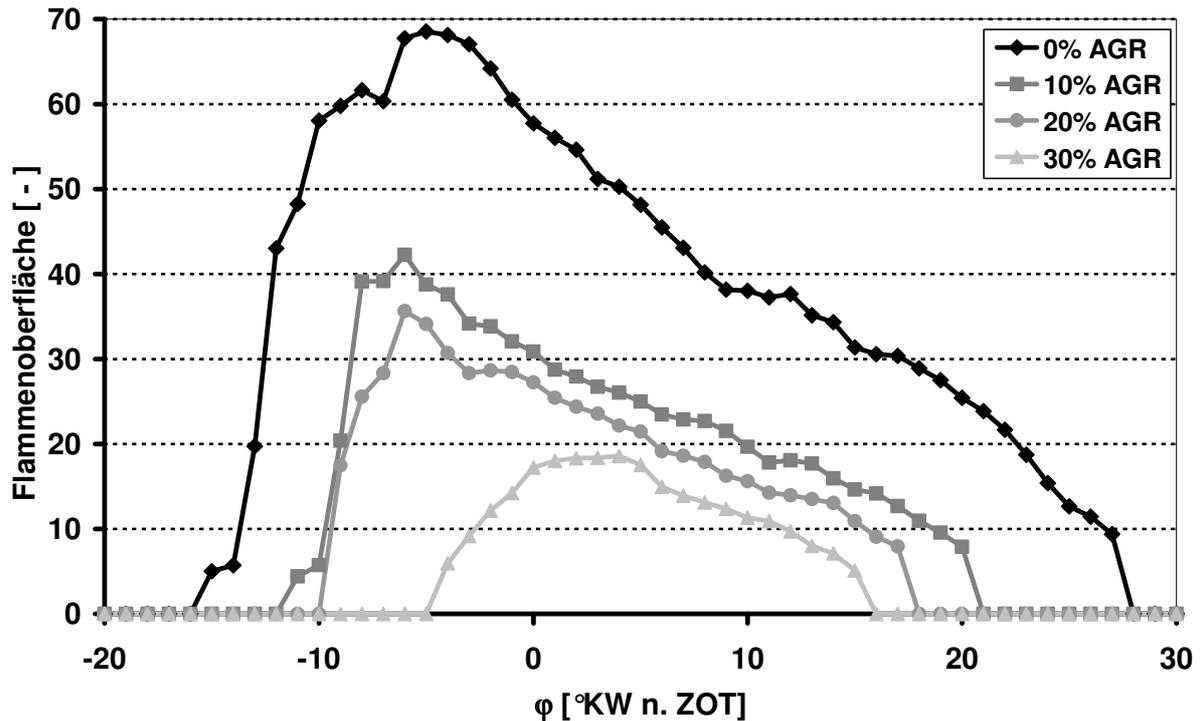


Abbildung 4.2.36: Einfluss der Abgasrückführrate auf die Flammenoberfläche der OH-Flamme, ermittelt durch PMT-SIS-System (Filter: UG11; Blickrichtung: getriebeseitig in Richtung Zylinder 3; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$)

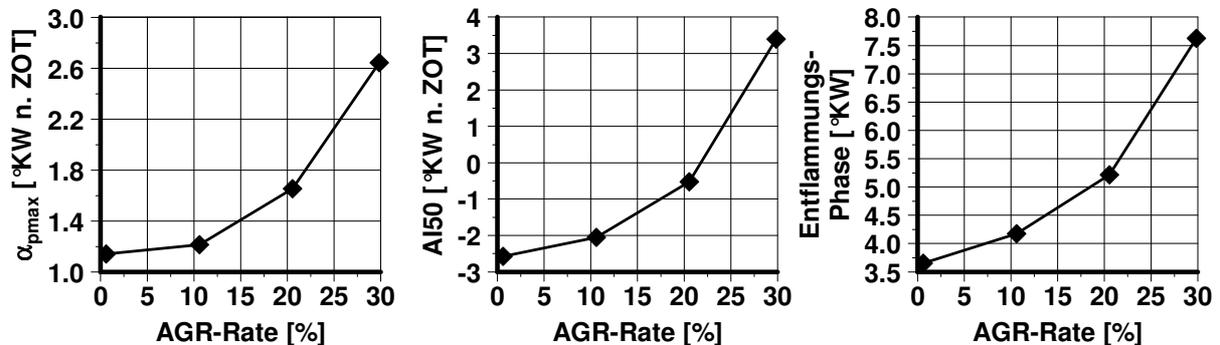


Abbildung 4.2.37: Einfluss der Abgasrückführrate auf die Lage des maximalen Drucks, die 50%-Verbrennungslage und die Dauer der Entflammungsphase ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$)

HC-Rohemissionen

Messungen mit der Gasentnahme in der Zündkerzenbohrung zeigen bei einer AGR-Rate von 20% während der Gemischbildung bis kurz vor Zündung eine erhöhte HC-Konzentration (**Abbildung 4.2.39**). Der Grund für die erhöhte HC-Konzentration liegt zum einen an der mit Kohlenwasserstoffen angereicherten Verbrennungsluft im Zylinder und zum anderen an der durch die höhere Temperatur verbesserten Gemischaufbereitung. Des Weiteren ist ein langsames Durchbrennen der Zylinderladung an der Messstelle erkennbar, was die anderen Ergebnisse bestätigt.

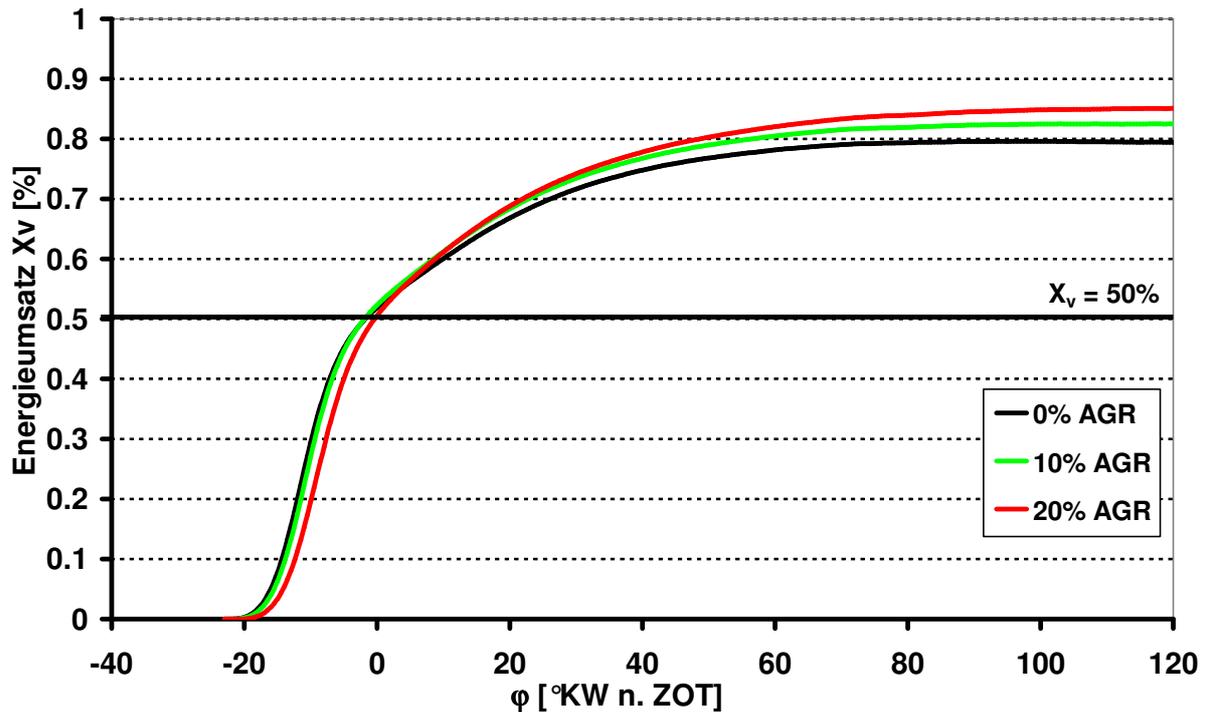


Abbildung 4.2.38: Einfluss der Abgasrückföhrtrate auf die Energieumsetzung ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$)

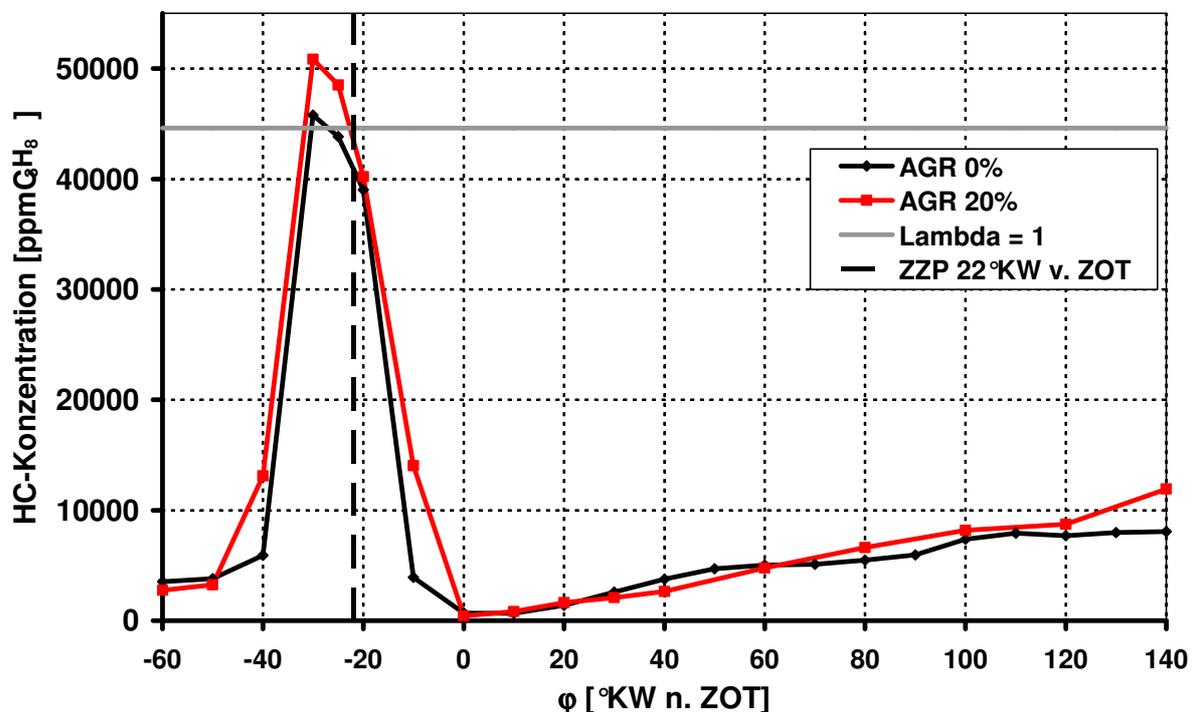


Abbildung 4.2.39: Einfluss der externen Abgasrückföhrung auf die HC-Konzentration, ermittelt mit GEV (Messstelle: Zündkerzenbohrung; Zylinder 3; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$)

Diese Erscheinung der höheren HC-Konzentration im Bereich des Zündzeitpunkts erkennt man sowohl bei GEV-Messungen zwischen den Einlassventilen als auch bei GEV-Messungen zwischen den Auslassventilen [schi2002a]. An beiden Messstellen

steigt die HC-Konzentration bei 20% AGR bis kurz nach Zündung stärker an als bei 0% AGR. Der HC-Konzentrationsverlauf nach Passieren der Flammenfront ist zwischen den Einlass- und Auslassventilen bei 0% und bei 20% AGR nahezu gleich. Damit liegt die Reduzierung der Gesamt-HC-Rohemissionen nicht an einer Veränderung der HC-Konzentration an den Messstellen. Bei allen Messungen auf der Einlass- und Auslassseite mittels GEV zeigt sich, dass die HC-Konzentration nach der Verbrennung ab ZOT mit und ohne externer AGR nahezu gleich ist [schi2002a].

Die spezifische HC-Gesamtkonzentration im Sammler vor dem Vorkatalysator nimmt zwischen 0% und 20% AGR-Rate nur um etwa $c_{HC} = 100\text{ppmC}_3\text{H}_8$ ab. Dies bestätigen die mittels GEV-Messungen gefundenen nahezu identischen HC-Konzentrationen an den drei Messpositionen.

Der Nachteil, der durch den hohen Inertgasanteil bei zunehmender AGR-Rate die Verbrennung verlangsamt und erlöschen lässt, wird durch den Effekt aufgehoben, dass das die Gemischwolke umgebende Verbrennungsgas stark mit Kohlenwasserstoffen angereichert ist. Die Verbrennung wird vollständiger und führt vor allem durch eine Reduzierung des Flame-Quenching-Effekts und durch die Liefergradabsenkung zu einer erheblichen Absenkung der spezifischen HC-Rohemissionen. Der steigende Inertgasanteil mit zunehmender AGR-Rate führt außerdem zu einer starken Reduzierung der spezifischen NO_x -Rohemissionen.

Um den Flame-Quenching-Effekt weiter zu untersuchen, wird im nächsten Schritt der Luftliefergrad reduziert und somit die Variation des Luftverhältnisses über die Anfettung des Gemischs im Brennraum erreicht. Das Ziel ist, wie bei der Anhebung der AGR-Rate, eine Anfettung der mageren Gebiete zwischen den Gemischwolken zu erreichen.

4.2.4 Einfluss des Luftverhältnisses λ_{global}

Im Standardbetriebspunkt liegt das globale Luftverhältnis mit $\lambda_{\text{global}} = 3,4$ nah an der oberen Laufgrenze des Motors. Um den Einfluss des Luftverhältnisses auf die HC-Rohemissionen und andere Parameter zu untersuchen, wird das globale Luftverhältnis in Abhängigkeit von der Ansteuerdauer der Drallinjektoren und der Stellung der Drosselklappe zwischen $\lambda_{\text{global}} = 1,8$ und $\lambda_{\text{global}} = 3,8$ variiert. Die Abhängigkeiten sind in **Abbildung 4.2.40** dargestellt.

Im Betrieb mit Ladungsschichtung tritt durch die zunehmende globale und lokale Abmagerung vermehrt die Bildung von Gemischinseln auf, die zu einem Anstieg der spezifischen HC-Rohemissionen führen. Lokal gibt es im Betrieb mit Ladungsschichtung in der Gemischwolke viele Bereiche, die durch den Flame-Quenching-Effekt nicht mehr entflammt werden können. Nicht verbrannte Kraftstoffanteile führen dann zu sehr hohen spezifischen HC-Rohemissionen. Die Aufbereitung der Gemischwolke an der Zündkerze ist jedoch sehr gut und führt zu einem stetigen Anstieg der spezifischen NO_x -Rohemissionen bis zu einem globalen Luftverhältnis von $\lambda_{\text{global}} = 3,4$.

Die Verringerung des Luftverhältnisses hat zur Folge, dass die lokal sehr mageren Bereiche, die zwischen den einzelnen Kraftstoffwolken entstehen, miteinander verbunden werden. Die Verringerung des Saugrohrdrucks bei Ladungsschichtung

führt sowohl zu einer Absenkung der globalen HC-Konzentration als auch des Abgasmassenstroms und damit zu einer Verringerung der spezifischen HC-Rohemissionen.

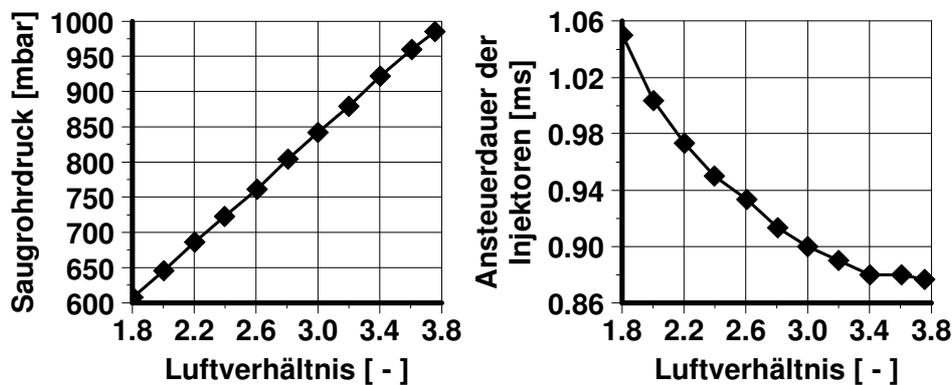


Abbildung 4.2.40: Abhängigkeit des Luftverhältnisses vom Saugrohrdruck und der Ansteuerdauer der Injektoren ($n = 2000 \text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{bar}$; $p_{rail} = 90 \text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ \text{KW v. ZOT}$)

Der Zusammenhang zwischen den Schadstoffen NO_x , HC, CO und Ruß und dem Luftverhältnis ist für den Betrieb mit Ladungsschichtung und Benzin-Direkteinspritzung in **Abbildung 4.2.41** dargestellt.

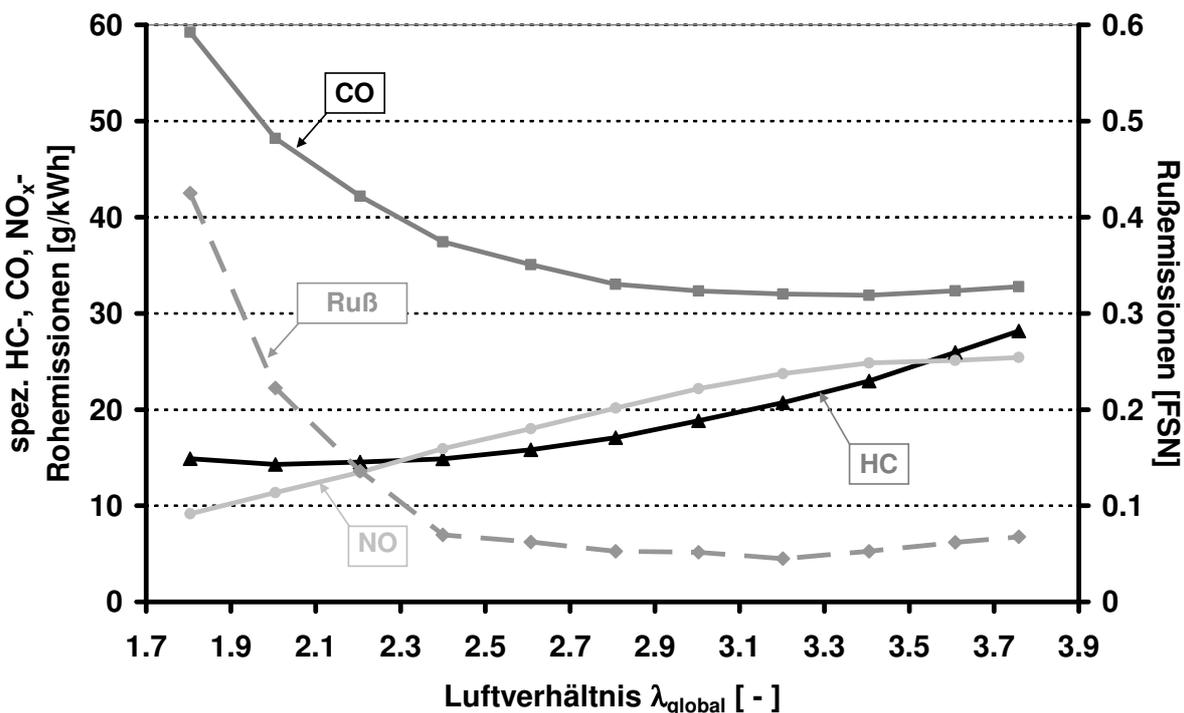


Abbildung 4.2.41: Einfluss des Luftverhältnisses auf die spezifischen HC-, CO-, NO_x - und Ruß-Rohemissionen ($n = 2000 \text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{bar}$; $p_{rail} = 90 \text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ \text{KW v. ZOT}$)

Das Verhalten der einzelnen Schadstoffkomponenten in Abhängigkeit vom Luftverhältnis ist gegenläufig. Die spezifischen CO-Rohemissionen liegen bei einer starken Anfechtung sehr hoch. Das deutet darauf hin, dass sehr fette Bereiche vorliegen, die durch die fehlende Luft aufgrund der Verringerung des Saugrohrdrucks nicht vollständig aufbereitet werden können.

Die Ruß-Rohemissionen zeigen ein den CO-Rohemissionen entsprechendes Ergebnis und deuten ebenfalls auf eine Verbrennung angereicherten Gemischs hin.

In **Abbildung 4.2.42** ist der maximale Energieumsetzungsgradient über der Lage im Zyklus in °KW aufgetragen.

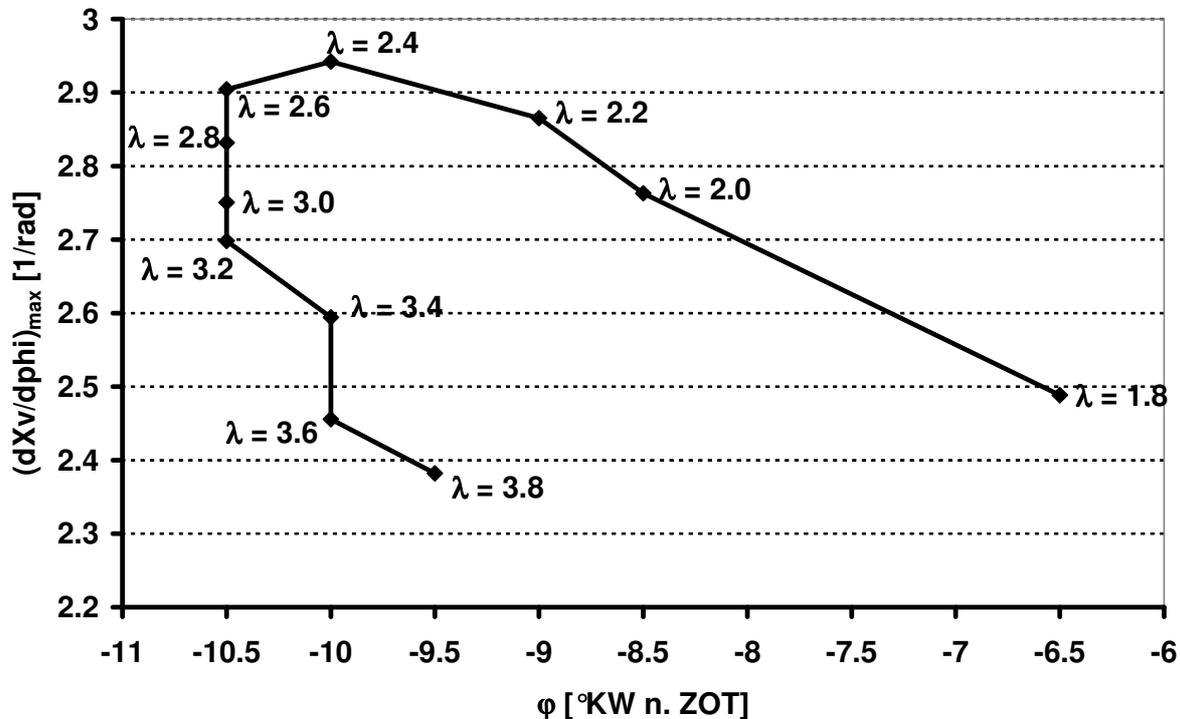


Abbildung 4.2.42: Einfluss des Luftverhältnisses auf den maximalen Energieumsetzungsgradienten und dessen Lage ($n = 2000 \text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{bar}$; $p_{rail} = 90 \text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZFP} = 22^\circ \text{KW v. ZOT}$)

Es ist deutlich die Wirkung der Anfettung mit Absenkung des globalen Luftverhältnisses zu erkennen. Die Verbrennung wird verschleppt, und der maximale Gradient fällt ab. Zu großen Luftverhältnissen fällt der Gradient ebenfalls. Bei $\lambda = 3,8$ ist die Laufgrenze erreicht.

Wenn die Streckung der Flamme zu groß wird, erlischt sie, bevor das gesamte Gemisch umgesetzt wird [warn1997a].

Durch den hohen Luftanteil außerhalb der entflammaren Bereiche bei ansteigendem Luftverhältnis werden die Brennraumtemperaturen, d.h. die Temperaturen im Verbrannten, in der Expansionsphase stark herabgesetzt. In **Abbildung 4.2.43** ist die Änderung der Temperatur in der verbrannten Zone bezogen auf ein globales Luftverhältnis von $\lambda_{\text{global}} = 3,4$ dargestellt. Es ist deutlich der Einfluss der Verringerung des Saugrohrdrucks zu erkennen, der in einer konstanten Steigerung der Temperatur resultiert.

Kuo et al. [kuo1988a] untersuchen den Einfluss des Luftverhältnisses auf die HC-Emissionen an einem Motor mit Diesel-Direkteinspritzung und kommen zu dem Ergebnis, dass die Kohlenwasserstoffe in den betrachteten Betriebspunkten mit zunehmender Abmagerung bis um Faktor 3 bis 4 ansteigen. Dieser Effekt entsteht aufgrund einer zunehmenden Abmagerung durch die Steigerung des Luftverhältnisses mit der damit verbundenen, ansteigenden Zündverzugszeit.

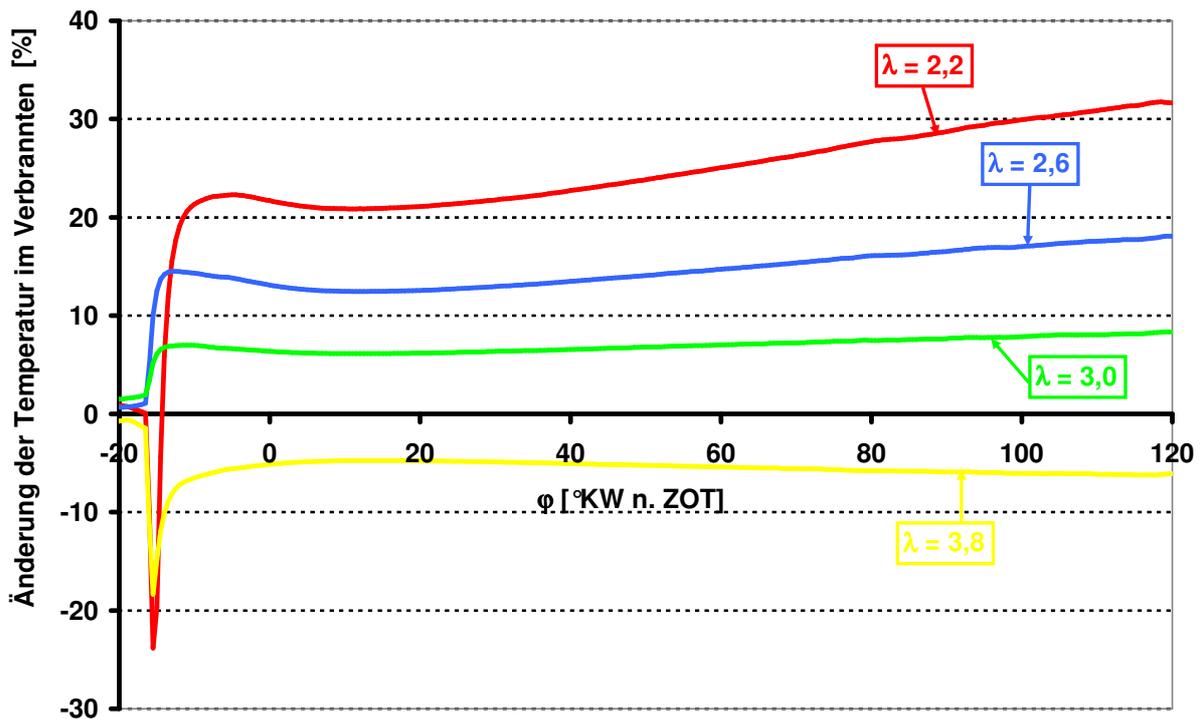


Abbildung 4.2.43: Einfluss des Luftverhältnisses auf die Änderung der Temperaturen im Verbrannten bezogen auf $\lambda_{\text{global}} = 3,4$ ($n = 2000 \text{min}^{-1}$; $p_{\text{me}} = 2 \text{bar}$; $p_{\text{rail}} = 90 \text{bar}$; $\varphi_{\text{ASE}} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{\text{ZFP}} = 22^\circ \text{KW v. ZOT}$, T_v in [K])

Das Entflammungsverhalten im Versuchsmotor zeigt, dass sich sowohl bei kleinem als auch bei großem globalem Luftverhältnis eine lange Entflammungsphase einstellt (**Abbildung 4.2.44**). Dies deutet bei kleinen globalen Luftverhältnissen auf lokal sehr fette Bereiche hin, die noch nicht hinreichend aufbereitet sind. Bei großen globalen Luftverhältnissen liegt auch lokal eine starke Abmagerung vor.

In einem Bereich zwischen $\lambda_{\text{global}} = 2,8$ bis $\lambda_{\text{global}} = 3,4$ zeigt sich ein optimales Entflammungsverhalten. In diesem Bereich breitet sich die Flamme am schnellsten aus. Mittels NTC-Widerstandsmessung der Kolbenbodentemperatur wird dieses Ergebnis bestätigt. Der Verlauf der Temperaturen verhält sich zum Entflammungs- und Durchbrennverhalten identisch. Die Temperaturen in der Mitte des Kolbens steigen von $T_{\text{Kolben}} = 154^\circ \text{C}$ bei $\lambda_{\text{global}} = 1,8$ auf $T_{\text{Kolben}} = 160^\circ \text{C}$ bei $\lambda_{\text{global}} = 2,6$. Bei $\lambda_{\text{global}} = 3,8$ fallen sie wieder auf $T_{\text{Kolben}} = 156^\circ \text{C}$ ab.

Die Indizierdatenauswertung zeigt ebenfalls, dass sich bei nahezu konstanter Einspritzmenge die Entdrosselung positiv sowohl auf die Niederdruck- als auch auf die Hochdruckarbeit und den spezifischen Kraftstoffverbrauch auswirkt.

Im Versuchsmotor folgt aus der Entdrosselung eine Reduzierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs b_{eff} um 15% (Abbildung 4.2.44).

Die Untersuchungen zum Einfluss des Luftverhältnisses zeigen, dass mit zunehmendem Luftverhältnis die spezifischen HC-Rohemissionen durch Flame-Quenching-Effekte erheblich zunehmen. Eine Erhöhung der Kraftstoffmasse führt auf der anderen Seite zu einer Erhöhung der CO- und Rußemissionen und zu einer Anhebung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs.

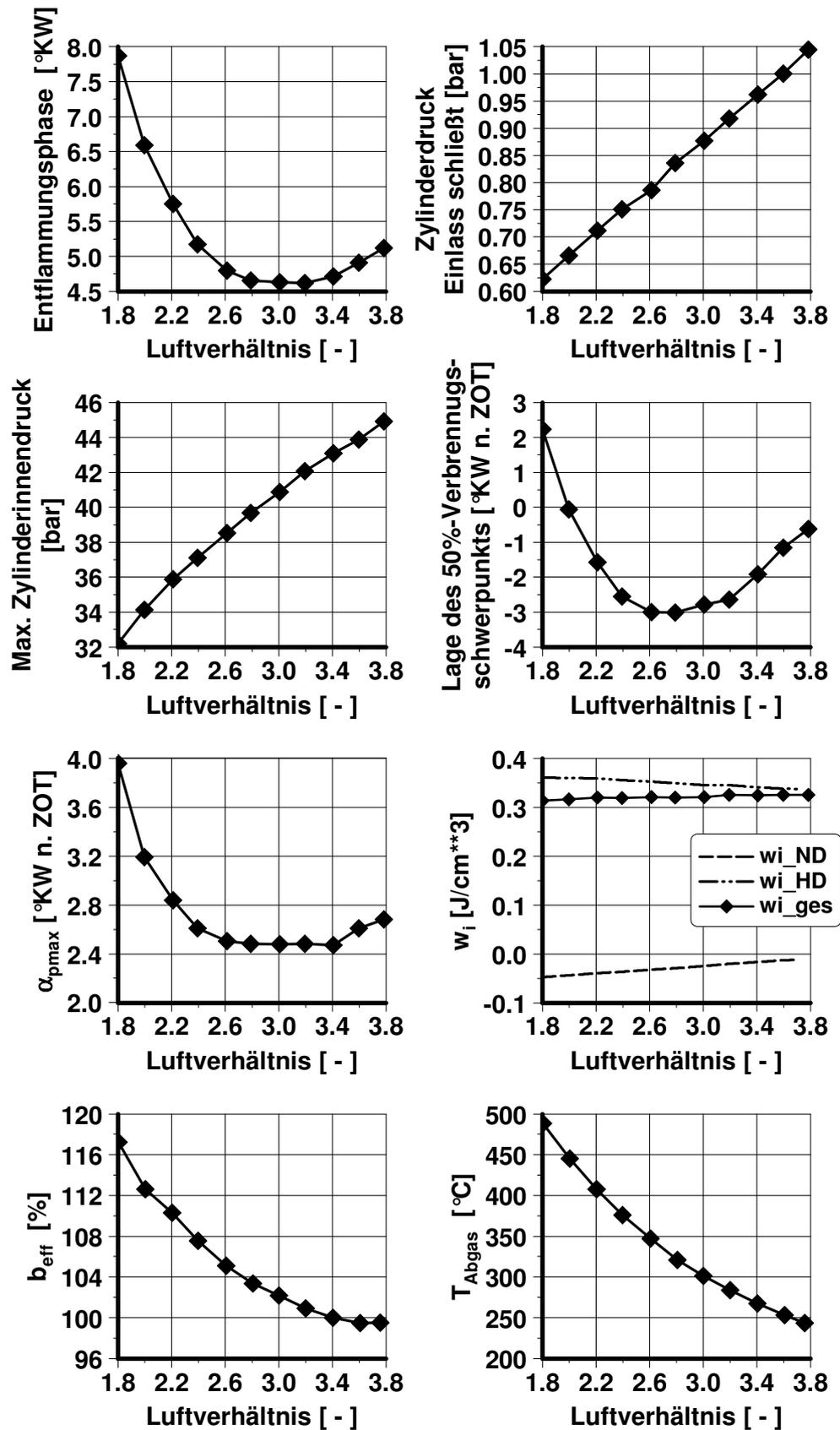


Abbildung 4.2.44: Einfluss des Luftverhältnisses auf die Dauer der Entflammungsphase, den Zylinderdruck bei Einlass schließt, den maximalen Zylinder-Innendruck, die Lage des 50%-Verbrennungsschwerpunkts, die Lage des maximalen Drucks, die indizierte Arbeit, die Änderung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs und die Abgastemperaturen ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $p_{rail} = 90 \text{ bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ \text{KW v. ZOT}$)

4.2.5 Einfluss der Ladungsbewegung

Neben der Möglichkeit die mageren Bereiche zwischen den Gemischwolken durch Verringerung des Saugrohrdrucks zu schließen, besteht ebenfalls die Möglichkeit durch Optimierung der Ladungsbewegung eine Verringerung des Flame-Quenching-Effekts zu erreichen. Im Folgenden wird daher über unterschiedliche Tumbleblechlagen die Ladungsbewegung gezielt beeinflusst, um eine Änderung der Strömungsverhältnisse im Zylinder zu generieren.

Die Unterschiede in der Art der Strömung haben entscheidenden Einfluss auf die Gemischbildung und die HC-Rohemissionen durch Flame-Quenching-Effekte. Eine intensivere Tumbleströmung führt zur starken Verwehung der Gemischwolke und in der Folge zur Bildung von Gemischinseln unter dem Brennraumdach. Die Tumbleströmung wird zwar benötigt, um eine stabile Führung der Wolke zur Zündkerze zu schaffen. Ist sie jedoch zu stark, wird die Stabilität der Gemischwolke, die sich aus der Kraftstoffmulde in Richtung Zündkerze bewegt, negativ beeinflusst. Es folgt ein starker Energieeintrag in die Wolke, die dann verweht und in Richtung der Einlassseite gedrückt wird, wie mittels Lichtwellenleiter-Messungen belegt wird (z. B. Abbildung 4.2.10). Im Versuchsmotor wird eine variable Tumbleblechlage realisiert, um gezielt die Tumbleströmung im Zylinder zu beeinflussen. Es wird eine Querschnittsverengung bzw. -erweiterung realisiert, um die Durchflussgeschwindigkeit und somit die Ausbildung und Intensität des sich im Brennraum einstellenden Tumbles zu verändern. Mit den in **Abbildung 4.2.45** dargestellten Nuten in verschiedenen Zylinderköpfen ist es möglich, Tumbleblechlagen zwischen 20% und 65% Kanalverschluss zu realisieren.

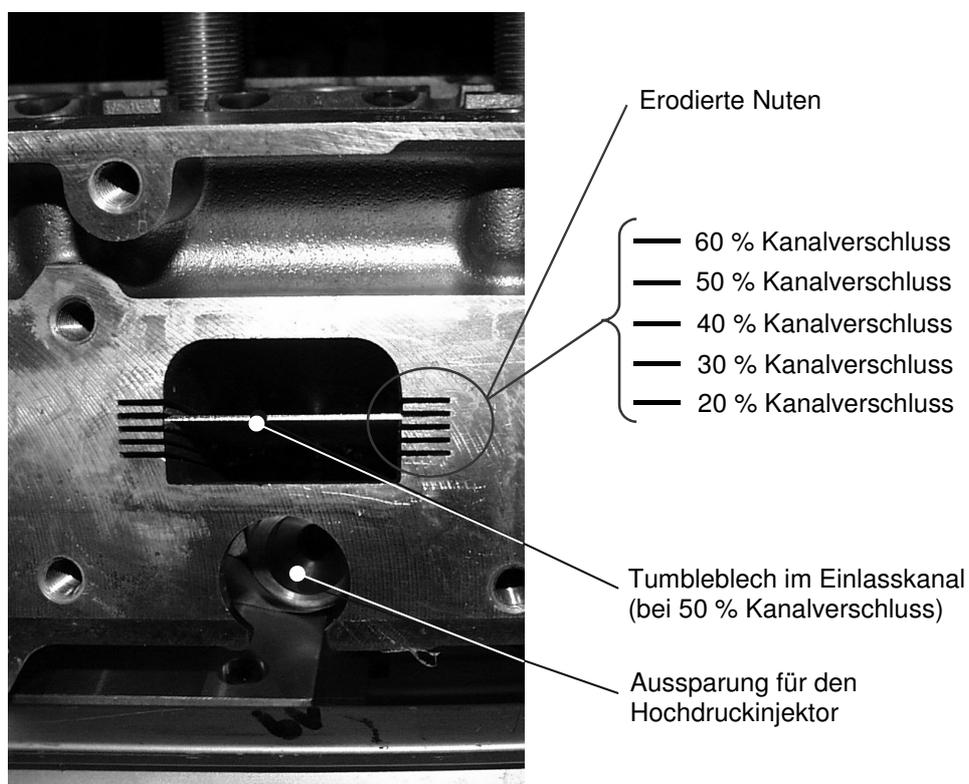


Abbildung 4.2.45: Modifizierter Einlasskanal des Versuchsmotors mit variabler Tumbleblechlage für Kanalverschlüsse zwischen 20% und 60%

An einem tumble-optischen Prüfstand (TOP) werden unter stationären Bedingungen die sich einstellenden Strömungen bei verschiedenen Tumbleblechlagen mit Hilfe der

PIV-Messtechnik untersucht. Es wird zum einen in der Ebene der Zündkerze gemessen und zum anderen in der Ebene der Ventile. Zunächst wird eine Variation der Einlassventilhöhe durchgeführt. Es ist zu erkennen, dass bei 3mm Einlassventilhub noch keine gerichtete Strömung im Zylinder vorherrscht (**Abbildung 4.2.46**). Mit zunehmender Öffnung der Einlassventile bildet sich ein rotierendes Tumblezentrum mit ansteigender Intensität aus. Die Lage des Tumblezentrum ändert sich bei der stationären Durchströmung nicht.

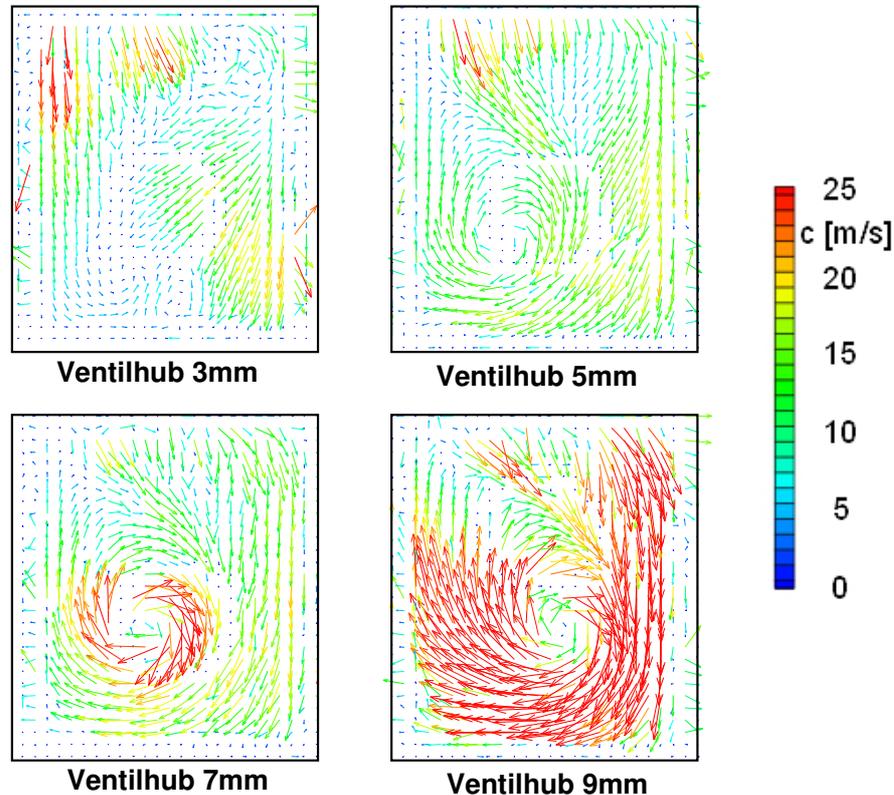


Abbildung 4.2.46: Einfluss des Einlassventilhubes zwischen 3mm und 9mm am TOP, ermittelt mit PIV-Messtechnik bei 50% Kanalverschluss in der Zündkerzenebene senkrecht zur Kurbelwelle

In **Abbildung 4.2.47** ist die Ausbildung der Strömung bei Variation des Kanalverschlusses zwischen 40% und 60% bei einem Einlassventilhub vom 9mm dargestellt. Bei einem Kanalverschluss von 40% bildet sich ein instabiler Tumble aus. Teile der Strömung laufen nicht mit der generellen Strömungsrichtung konform. Die zu geringe Strömungsgeschwindigkeit kann keinen stabilen Tumble erzeugen. Dies wird auch bei Messungen am Vollmotor deutlich. Eine Tumbleblechlage von 40% führt zu starker Laufunruhe. Der Motor kann nicht aussetzerfrei betrieben werden. Bereits bei einem Kanalverschluss von 45% stabilisiert sich die Strömung zunehmend. Mit steigendem Kanalverschluss erhöht sich die Strömungsgeschwindigkeit kontinuierlich.

Um die Tumblezahl T (Gl. 4.2.3) und den Durchflussbeiwert α_K [greb1996a] zu bestimmen, wird der Einfluss verschiedener Blechlagen an einem FEV-Strömungsprüfstand [greb1996a] ermittelt (**Abbildung 4.2.48**). Mit der Tumblezahl und dem Durchflussbeiwert ist eine tendenzielle Beurteilung der In-Zylinderströmung möglich.

$$T = c_1 \cdot \frac{M_T \cdot r}{\dot{V}^2 \cdot \rho_{\text{Luft}}} \cdot c_f \quad (4.2.3)$$

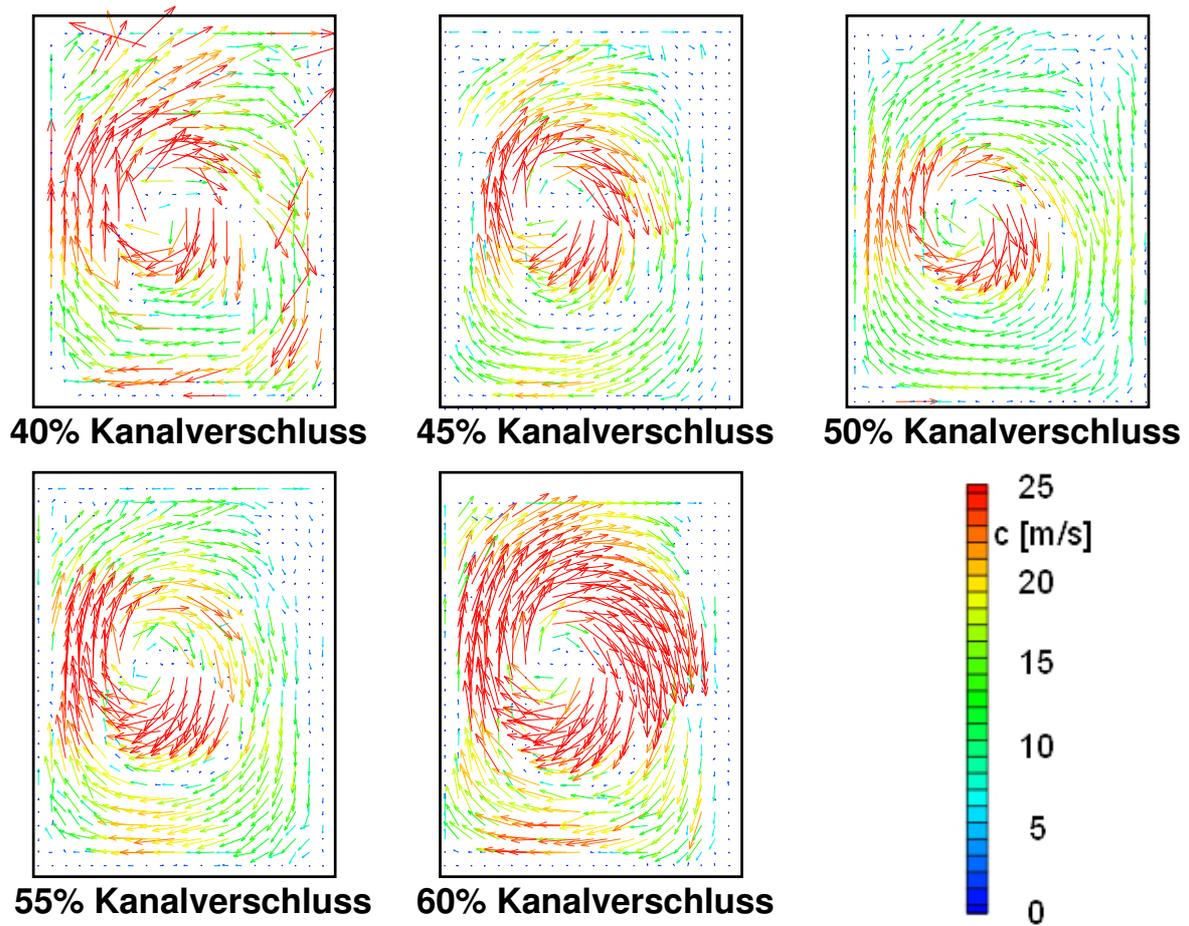


Abbildung 4.2.47: Einfluss des Kanalverschlusses zwischen 40% und 60% am TOP, ermittelt durch PIV-Messtechnik bei 9mm Einlassventilhub in der Ventilebene senkrecht zur Kurbelwelle

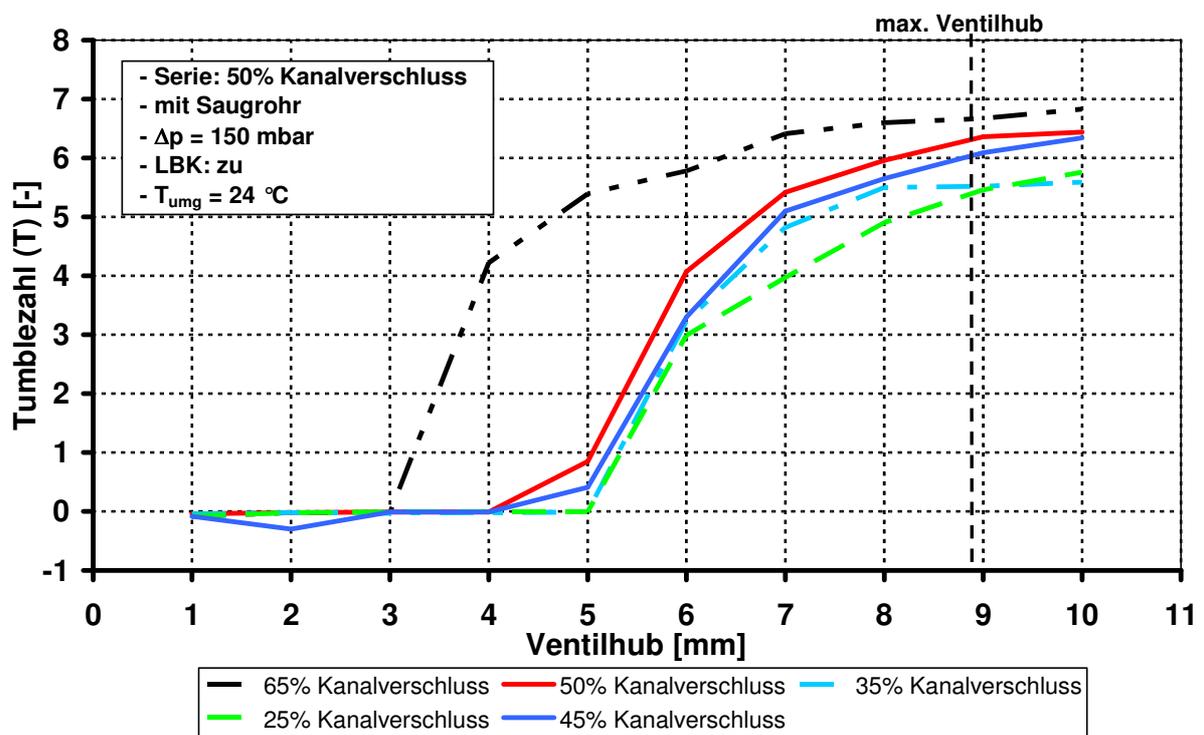


Abbildung 4.2.48: Verlauf der Tumblezahl T in Abhängigkeit von Ventilhub und Kanalverschluss zwischen 25% und 65% am FEV-Strömungsprüfstand

Es ist zu erkennen, dass mit zunehmendem Kanalverschluss und einer damit verbundenen Kanaleinschnürung die Tumblezahl ansteigt. Der Durchflussbeiwert verhält sich umgekehrt dazu. Eine Untersuchung der Tumblezahl bei verschiedenen Abrisskanten der Bleche zeigt, dass die Abrisskante im Rahmen der Variationsbreite keinen Einfluss auf die Tumblezahl und den α_K -Wert hat. Deshalb wurden diese Untersuchungsergebnisse nicht dargestellt.

In **Abbildung 4.2.49** sind die spezifischen HC-Rohemissionen für verschiedene Variationen von Betriebsparametern dargestellt. Bei allen Variationen ist deutlich die Tendenz erkennbar, dass mit zunehmendem Kanalverschluss eine Verschlechterung der spezifischen HC-Rohemissionen stattfindet. Der Grund ist die oben beschriebene Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit mit Verkleinerung des Öffnungsquerschnitts des Einlasskanals. Eine Beruhigung der Strömung hat zur Folge, dass die Gemischwolke nicht so stark verweht wird und somit kompakter zur Zündkerze gelangt. Flame-Quenching und damit auch die HC-Rohemissionen werden erheblich reduziert.

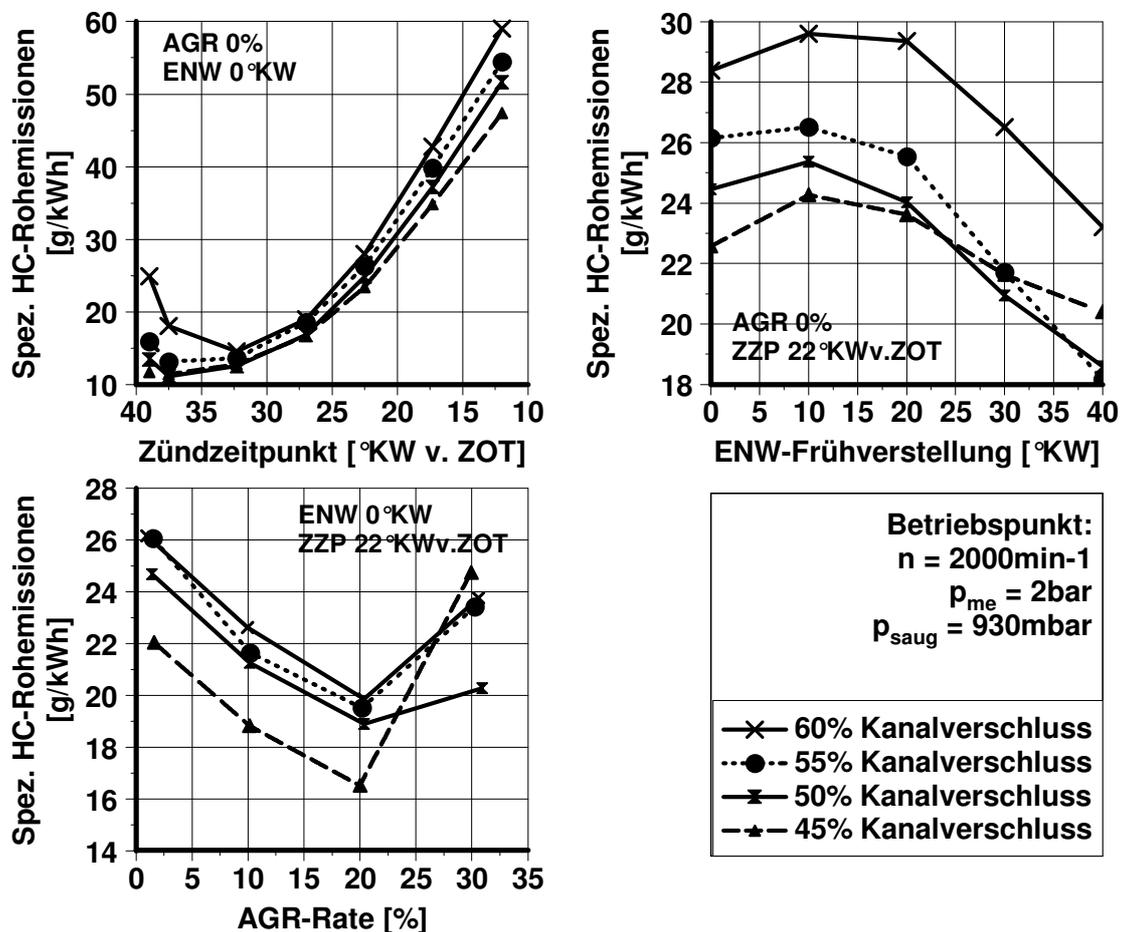


Abbildung 4.2.49: Einfluss des Kanalverschlusses auf die spezifischen HC-Rohemissionen in Abhängigkeit von Zündzeitpunkt, ENW-Frühverstellung und Abgasrückführrate ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $p_{rail} = 90 \text{ bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{ KW v. ZOT}$)

Die Optimierung der Strömungsgeschwindigkeit ist bei einem Kanalverschluss von 45% und einer Einlassnockenwellen-Frühverstellung zwischen 20°KW und 30°KW abgeschlossen. An dieser Stelle bringt die Beruhigung keinen Vorteil mehr in den HC-Rohemissionen. Bei einer ENW-Frühverstellung von 40°KW steigt die Standard-

abweichung von $\sigma_{\text{pmi}} = 0,09\text{bar}$ auf $\sigma_{\text{pmi}} = 0,14\text{bar}$ durch eine zunehmend instabilere Verbrennung an.

Bei einem Kanalverschluss von 45% und einer AGR-Rate über 20% ist die Aufnahmekapazität der Verbrennungsluft für inertes Gas erschöpft. Eine steigende Standardabweichung auf $\sigma_{\text{pmi}} = 0,29\text{bar}$ durch unvollständige Verbrennung und Verbrennungsaussetzer führt zu der starken Erhöhung der HC-Rohemissionen.

Neben einer Reduzierung der HC-Rohemissionen werden bei einem Kanalverschluss von 45% auch die NO_x -Rohemissionen in allen Betriebspunkten erheblich gesenkt. Dies ist vermutlich auf eine kompaktere Gemischwolke an der Zündkerze und ein dadurch etwas verschleppten Brennbeginn zurückzuführen. Die darauf folgende schnelle Verbrennung hat zur Folge, dass die in der Hauptverbrennungsphase zur Verfügung stehende Zeit zur NO_x -Bildung reduziert wird. Im Standardbetriebspunkt bei einem Kanalverschluss von 45% liegen die NO_x -Rohemissionen 19% unter denen des 50%-Serienkanalverschlusses. Diese Tendenz ist bei allen Betriebspunkten zu beobachten.

Zur Analyse des Einflusses der Strömung bei einem Kanalverschluss von 50%, wird der Einfluss der Drehzahl bei konstanter Gemischbildungszeit (Gl. 4.2.2) und konstantem effektivem Mitteldruck auf die spezifischen HC- und NO_x - Rohemissionen und die Reibleistung ermittelt (**Abbildung 4.2.50**). Der grundsätzliche Verlauf der spezifischen HC-Rohemissionen entspricht dem Verlauf bei Variation des Zündzeitpunkts (Kapitel 4.2.1). Mit zunehmender Spätverstellung von Ansteuerende und Zündzeitpunkt steigen die HC-Rohemissionen durch Vergrößerung des Flame-Quenching-Effekts an.

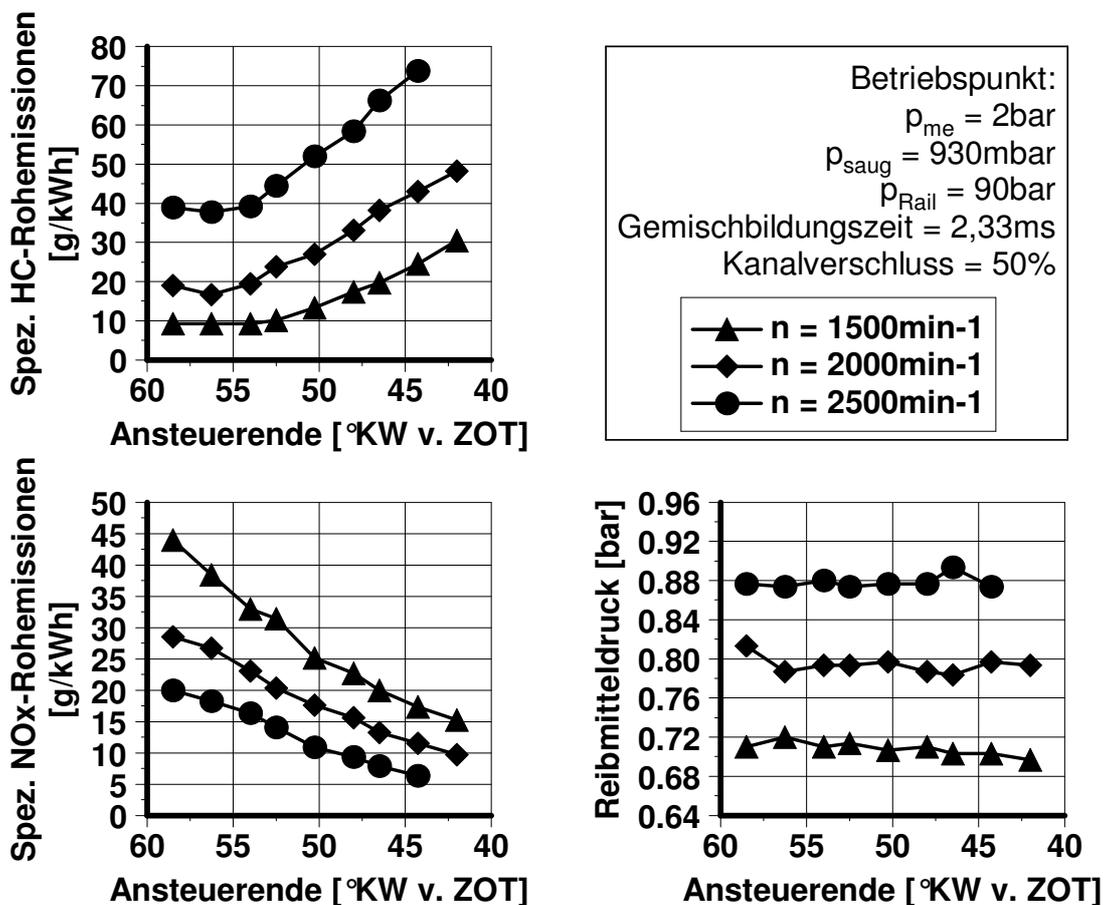


Abbildung 4.2.50: Einfluss der Drehzahl und des Zündzeitpunkts auf HC- und NO_x -Rohemissionen und Reibleistung bei konstanter Gemischbildungszeit t_{GZ} ($p_{\text{me}} = 2\text{bar}$; $p_{\text{saug}} = 930\text{mbar}$)

Mit ansteigender Drehzahl wird zusätzlich aber auch die In-Zylinder-Strömung intensiver (siehe **Abbildung 4.2.56**). Das zeigt deutlich den zusätzlichen Einfluss der Strömung auf die HC-Rohemissionen, deren spezifische Masse mit Steigerung der Drehzahl überproportional ansteigt. Ein ähnliches Verhalten ist bei Frühverstellung des Zündzeitpunkts bei den NO_x -Rohemissionen zu beobachten. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass die HC-Rohemissionen über den Flame-Quenching-Effekt mit der Strömung stark beeinflusst werden können (Abbildung 4.2.49). Für den untersuchten Betriebspunkt fand sich ein HC-optimaler Kanalverschluss von 45%. Für die Serie wurde ein Kanalverschluss von 50% gewählt, da 45% Kanalverschluss nicht im gesamten Kennfeld mit Ladungsschichtung zielführend ist.

Mit der Optimierung der Ladungsbewegung wird versucht, die Strömung für den Versuchsmotor zu optimieren und dadurch Flame-Quenching zu unterdrücken.

4.2.6 Einfluss des Verdichtungsverhältnisses

Eine weitere Methode, Flame-Quenching zu beeinflussen, ist die Anhebung von Druck- und Temperatur über die Verdichtungsbedingungen, um wie bei der Optimierung der Tumbleblechlage eine kompaktere Gemischwolke an der Zündkerze zu erzeugen. Dadurch soll ein verbessertes Durchbrennen der Zylinderladung erreicht werden.

Die Beeinflussung des Flame-Quenching-Effekts über das Verdichtungsverhältnis ist eine konstruktive Maßnahme, um auf die Bildung der HC-Rohemissionen einzuwirken. Hierzu werden für eine Absenkung des Verdichtungsverhältnisses auf $\epsilon = 10,82$ eine stärkere Zylinderkopfdichtung (1,4mm) und für eine Anhebung auf $\epsilon = 13,2$ eine geänderte Kolbengeometrie (**Abbildung 4.2.51**) verwendet. Die Serienkonfiguration hat ein Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 12$.

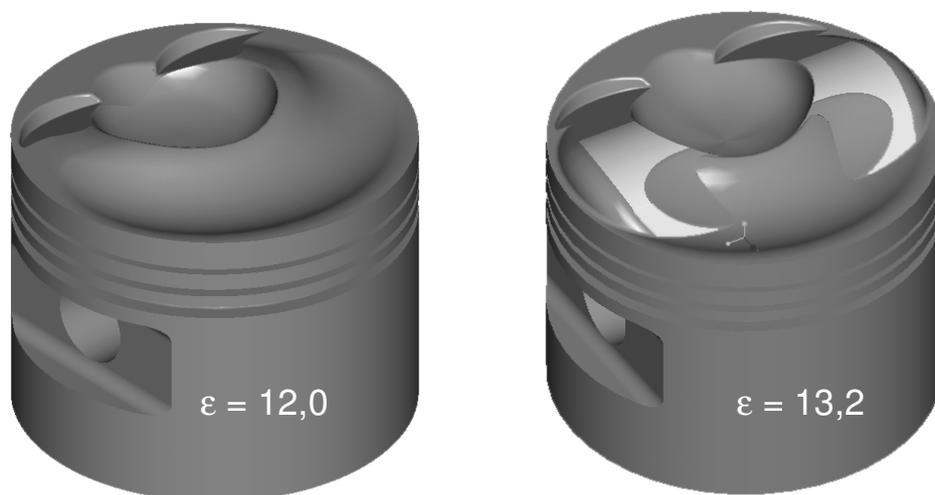


Abbildung 4.2.51: Änderung des Verdichtungsverhältnisses durch Veränderung der Kolbengeometrie (links: Serienkolben; rechts: modifizierter Kolben)

Dabei wird grundsätzlich die Anordnung Kraftstoffmulde und Luftmulde nicht geändert, jedoch wird an den Seiten des Kolbens (markierte Stellen) Material aufgetragen, um die Anhebung der Verdichtung realisieren zu können. Um den Einfluss des Kolbens auf die Gemischbildung zu untersuchen, wird eine CFD-Simulation mit beiden Geometrien durchgeführt. In **Abbildung 4.2.52** ist der Vergleich zwischen beiden Kolbengeometrien bei $\varphi = 12^\circ \text{KW v. ZOT}$ und $\varphi = 22^\circ \text{KW v. ZOT}$ dargestellt. Es ist deutlich der Einfluss der erhöhten Verdichtung zu erkennen. Mit der höheren Verdichtung wird das Brennraumdach deutlich weniger mit Kraftstoff-Luftgemisch

beaufschlagt. Es findet eine geringere Benetzung statt, die zu einer geringeren Zwischenspeicherung führt. Weiterhin ist zu erkennen, dass die Luftströmung bei höherer Verdichtung einen größeren Einfluss auf die Gemischwolke hat und diese stärker in Richtung Einlassseite bewegt wird.

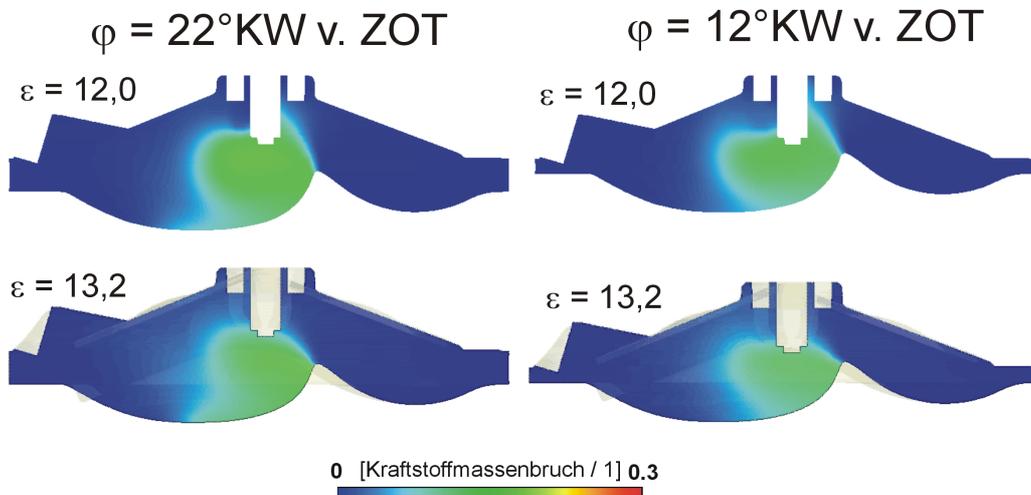


Abbildung 4.2.52: Vergleich der Gemischbildung zwischen den beiden Verdichtungsverhältnissen $\varepsilon = 12,0$ (oben) und $\varepsilon = 13,2$ (unten)

Um eine Analyse der Gemischbildungsprozesse und das HC-Zwischenspeicherverhalten bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen durchführen zu können, werden mittels GEV-Messungen die Gemischbildung und Verbrennung für die Verdichtungsverhältnisse untersucht. Dabei ergibt sich bei einer Anhebung der Verdichtung eine Verlagerung der maximalen HC-Konzentration in der Gemischbildung um 5°KW bis 10°KW in Richtung ZOT im Vergleich zur Standardkonfiguration (**Abbildung 4.2.53**).

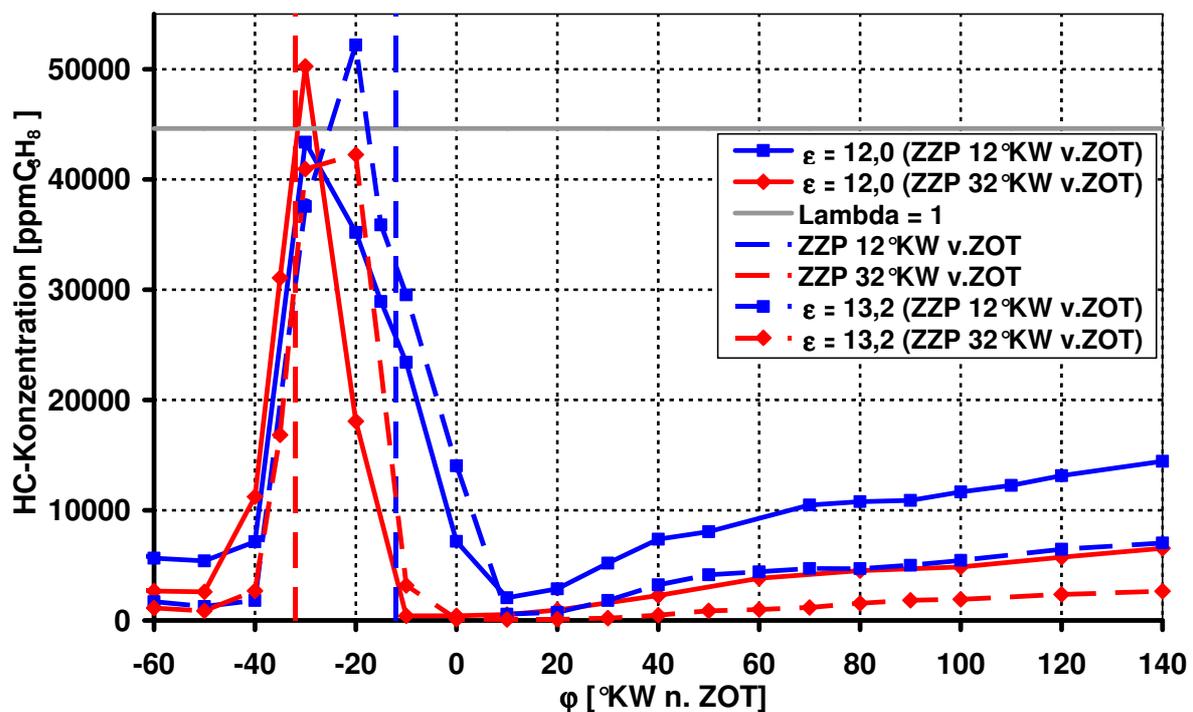


Abbildung 4.2.53: Einfluss einer Anhebung der Verdichtung auf die HC-Konzentration bei Variation des Zündzeitpunkts, ermittelt mit GEV (Messstelle: Zündkerzenbohrung; Zylinder 3; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$)

Diese Verlagerung ist begründet in dem höheren Zylinder-Innendruck bei Anhebung der Verdichtung. Der Impuls des Kraftstoffstrahls wird etwas stärker verringert und die Gemischwolke kommt etwas später zur Messstelle an der Zündkerze. Weiterhin ist zu erkennen, dass, nachdem die Flammenfront die Messstelle passiert hat, bei einer höheren Verdichtung eine wesentlich geringere HC-Konzentration detektiert wird. Dies deutet darauf hin, dass an der Messstelle betriebspunktabhängig nur ca. 50% bis 60% der Kohlenwasserstoffe im Vergleich zu einer Verdichtung von $\epsilon = 12,0$ zwischengespeichert werden.

Die Auswirkungen der Verdichtungsvariation auf die spezifischen HC-Rohemissionen bei Variation des Zündzeitpunkts, der Frühverstellung der Einlassnockenwelle und der AGR-Rate sind in **Abbildung 4.2.54** dargestellt. Es ist in allen Diagrammen die Tendenz zu erkennen, dass mit zunehmendem Verdichtungsverhältnis die spezifischen HC-Rohemissionen abnehmen. Die Reduzierung der HC-Rohemissionen wird zum einen durch die Anhebung des Druck- und Temperaturniveaus und zum anderen durch die kompaktere Gemischwolke an der Zündkerze erreicht. Wie die Untersuchungen zeigen, wird der Flame-Quenching-Effekt unterdrückt. Trotzdem liegt ein ausreichend aufbereitetes Gemisch vor, um eine stabile Verbrennung zu erreichen. Mit der Absenkung der spezifischen HC-Rohemissionen bei Verdichtungsanhebung gehen eine Absenkung der spezifischen CO-Rohemissionen und eine Anhebung der spezifischen NO_x -Rohemissionen bei allen untersuchten Einstellparametern einher.

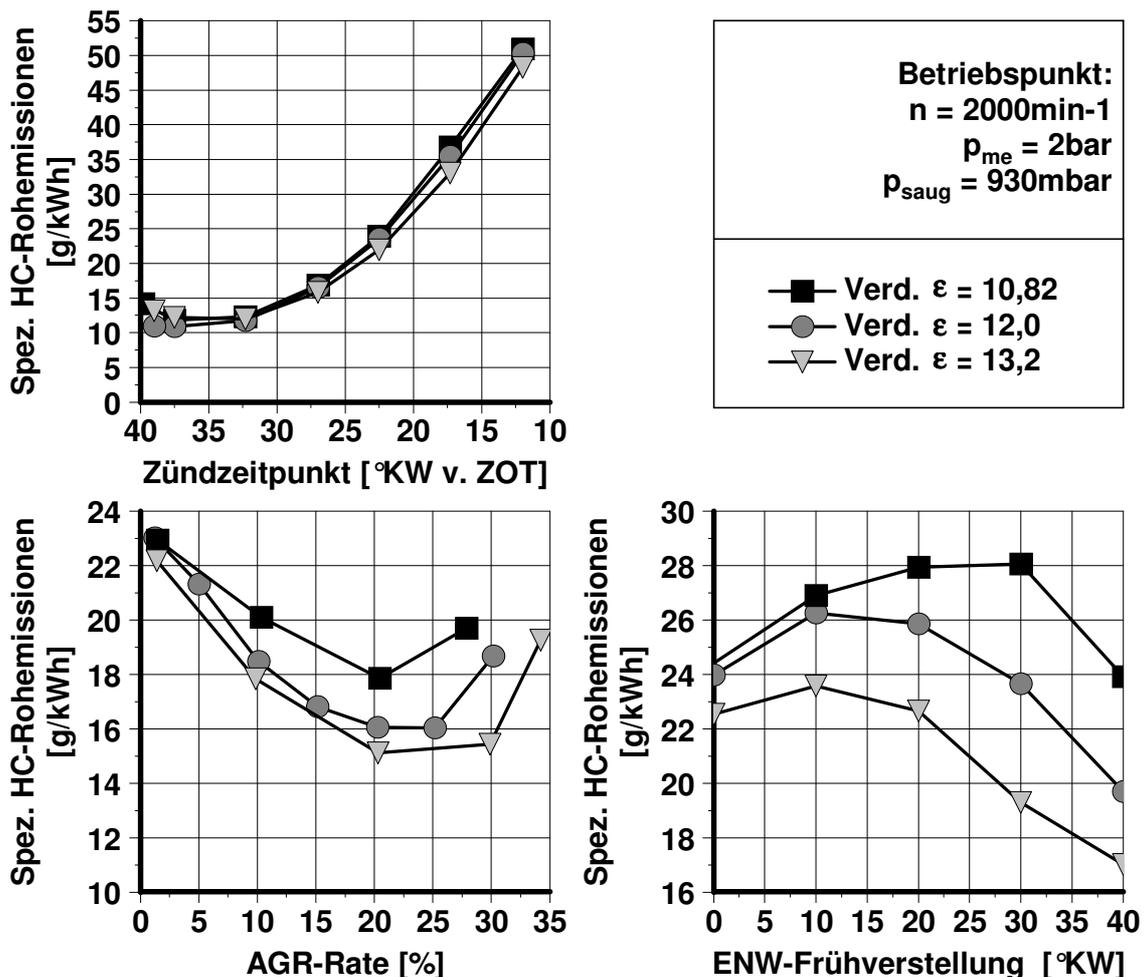


Abbildung 4.2.54: Einfluss der Verdichtung auf die spezifischen HC-Rohemissionen bei unterschiedlichen Betriebsparameter-Variationen ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $p_{rail} = 90 \text{ bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{ KW v. ZOT}$)

Die Absenkung des Verdichtungsverhältnisses hat eine starke Erhöhung der HC-Konzentration zum Zündzeitpunkt zur Folge (**Abbildung 4.2.55**). Dies liegt an dem geringeren Zylinder-Innendruck und der besseren Durchmischung mit der Verbrennungsluft bis zum Zündzeitpunkt. Das Gemisch erreicht besser aufbereitet die Zündkerze. Im Bereich der Zündkerze werden allerdings weniger Kohlenwasserstoffe zwischengespeichert, wie an dem HC-Konzentrationsverlauf nach Abschluss der Verbrennung zu erkennen ist. Die Erhöhung der Gesamt-HC-Rohemission ergibt sich dadurch, dass der Einspritzstrahl schon während der Gemischbildung mehr Gemischinseln mit stark abgemagerten Bereichen dazwischen bildet und eine Verteilung von Gemischanteilen im Brennraum stattfindet. Dies erhöht den Flame-Quenching-Effekt.

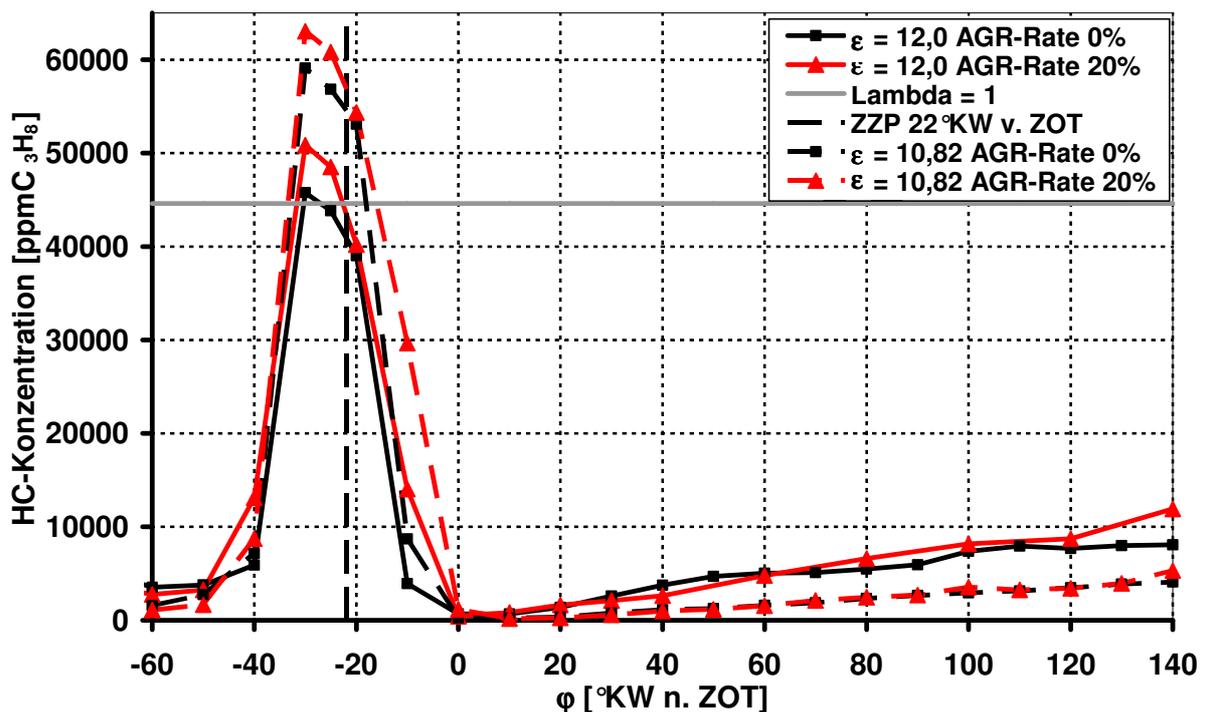


Abbildung 4.2.55: Einfluss der Absenkung der Verdichtung auf die HC-Konzentration bei Variation der AGR-Rate, ermittelt mit GEV (Messstelle: Zündkerzenbohrung; Zylinder 3; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$)

Die Variation der Verdichtung beim Versuchsmotor hat gezeigt, dass mit einer Erhöhung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses in den untersuchten Betriebspunkten eine Reduzierung der HC-Rohemissionen durch eine kompaktere Gemischwolke an der Zündkerze zum Zündzeitpunkt und durch Anhebung des Druck- und Temperaturniveaus möglich ist. Sowohl bei einer Absenkung als auch bei einer Anhebung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses werden im Bereich der Zündkerze weniger Kohlenwasserstoffe zwischengespeichert.

4.2.7 Einfluss der Drehzahl

Eine weitere Möglichkeit, Flame-Quenching zu beeinflussen, ist die Variation der Drehzahl im Kennfeldbereich der Ladungsschichtung. Das wand-/luftgeführte Brennverfahren bietet einen Drehzahlbereich bis $n \approx 3000\text{min}^{-1}$. Durch die Variation der Drehzahl wird zum einen die Gemischbildungszeit und zum anderen die Zylinder-Innenströmung beeinflusst. Beides wird näher untersucht, um zu analysieren, welche Größe den stärkeren Einfluss hat.

Bei der Variation der Drehzahl stellen sich zwei grundlegende Effekte ein. Erstens wird mit Anhebung der Drehzahl die Strömungsgeschwindigkeit stark erhöht, und zweitens wird die Gemischbildungszeit bei gleichen Ansteuerenden und Zündzeitpunkten reduziert. Beide Effekte haben Einfluss auf das Flame-Quenching.

Abbildung 4.2.56 zeigt den Einfluss der Drehzahl auf das Strömungsfeld unter der Zündkerze mittels PIV-Messtechnik an einem optisch zugänglichen Motor. Es sind deutlich die zunehmenden Geschwindigkeiten bei höheren Drehzahlen zu erkennen. Die Geschwindigkeiten der Tumbleströmung steigen nahezu linear mit der Drehzahl an und erreichen bei $n = 3000\text{min}^{-1}$ sowie $\varphi = 40^\circ\text{KW v. ZOT}$ Werte von $v_z \approx 28\text{m/s}$. Die Anströmgeschwindigkeit in Richtung Einspritzstrahl nimmt zu und begünstigt den Abtrag von Kraftstoffanteilen des Strahls und somit die Bildung von Gemischinseln, die während der Verbrennung zu Flame-Quenching-Effekten führen.

Die stärker ausgeprägte Strömung der Luft hat einen großen Einfluss auf den Einspritzstrahl, der erheblich stärker von der Tumbleströmung erfasst wird. Es wird sehr viel Kraftstoff von dem Strahl abgetragen, der sich dann im Brennraum verteilt.

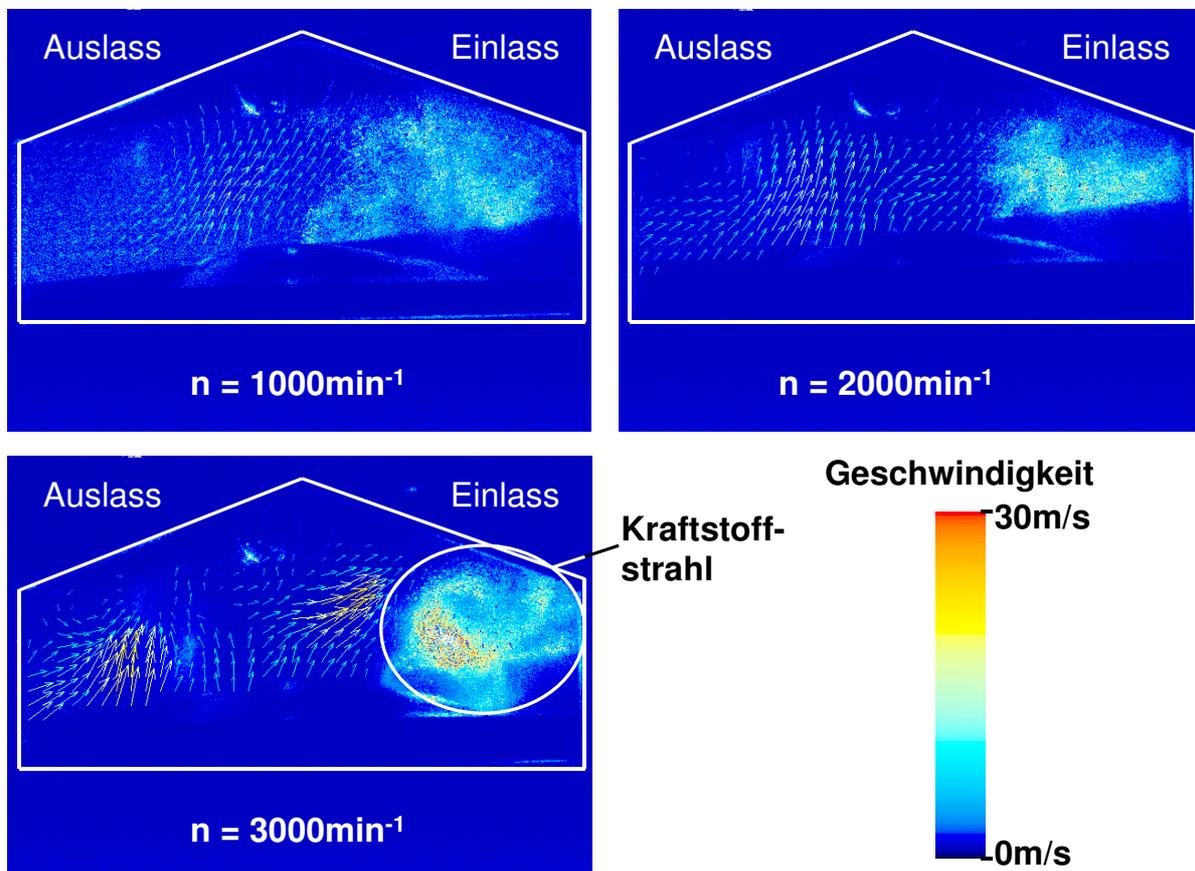


Abbildung 4.2.56: Einfluss der Drehzahl auf die Strömungsgeschwindigkeit mittels PIV ohne Verbrennung bei konstanter Einspritzmenge ($\varphi_{ZPP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $p_{Saug} = 930\text{bar}$; Anregungswellenlänge Nd:YAG-Laser $\lambda_{PIV} = 532\text{nm}$) [west2002a]

Die Zunahme des Schwankungsmaßes (Gl. 4.3.1) der Strömungsgeschwindigkeit bei zunehmender Drehzahl (**Abbildung 4.2.57**) führt dazu, dass die zyklischen Schwankungen der Tumbleströmung mit zunehmender Drehzahl ebenfalls ansteigen.

Der summarische Einfluss der Drehzahl und der Gemischbildungszeit auf die HC- und NO_x -Rohemissionen und die Abgastemperatur bei Variation des Zündzeitpunkts ist in **Abbildung 4.2.58** dargestellt. Es wird deutlich, dass die Gemischbildungszeit kaum Einfluss auf die HC-Rohemissionen hat.

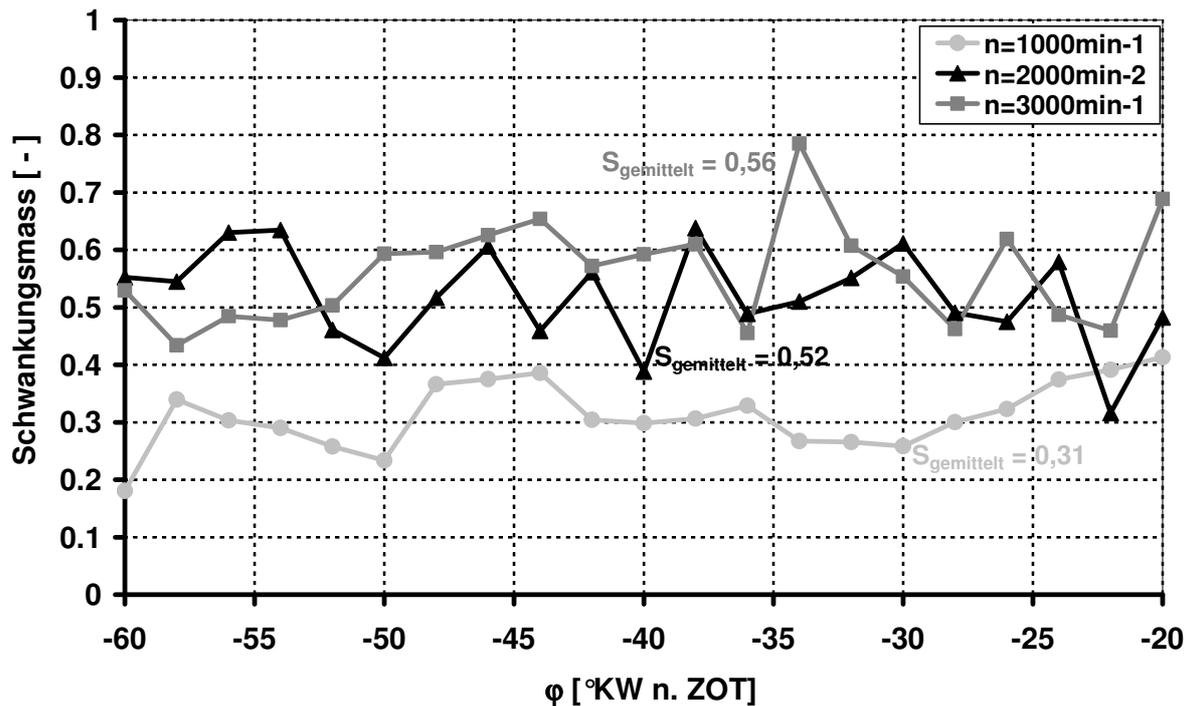


Abbildung 4.2.57: Einfluss der Drehzahl auf das Schwankungsmaß mittels PIV ohne Verbrennung bei konstanter Einspritzmenge ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 0,5\text{bar}$; $\phi_{ZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\phi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $p_{\text{Rail}} = 90\text{bar}$)

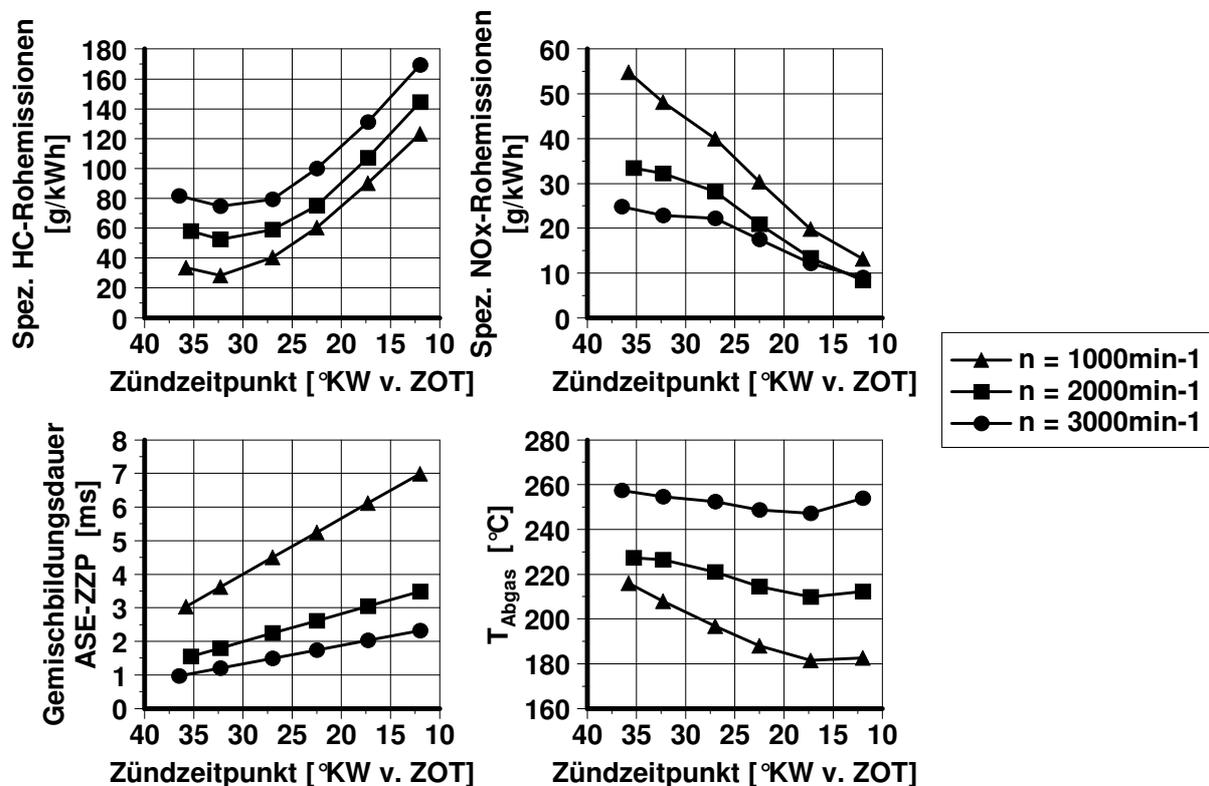


Abbildung 4.2.58: Einfluss der Gemischbildungszeit und der Drehzahl auf HC- und NO_x -Rohemissionen, Gemischbildungszeit und Abgastemperatur über dem Zündzeitpunkt ($\phi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $p_{me} = 1\text{bar}$; $p_{\text{Saug}} = 890\text{mbar}$)

Trotz ansteigender Gemischbildungsdauer bei niedrigen Drehzahlen und spätem Zündzeitpunkt bleibt der Offset der spezifischen HC-Rohemissionen zwischen den verschiedenen Drehzahlen konstant, während die Gemischbildungszeit überproportional zunimmt. Dies steht in Einklang mit den Ergebnissen der Variation der Ladungsbewegung in Kapitel 4.2.5. Die Ergebnisse zeigen, dass nicht die Gemischbildungszeit, sondern die höheren Strömungsgeschwindigkeiten und die stärkeren zyklischen Schwankungen für die Erhöhung der HC-Rohemissionen verantwortlich sind. Der Effekt zeigt sich bei $p_{me} = 1\text{bar}$ am deutlichsten.

Abbildung 4.2.59 verdeutlicht den Einfluss der Drehzahl, der ENW-Frühverstellung und der Abgasrückführrate auf die spezifischen HC-Rohemissionen. Mit zunehmender AGR-Rate nimmt die Differenz der HC-Rohemissionen ab. Die Ergebnisse der ENW-Frühverstellung zeigen mit zunehmender innerer AGR bei einer Überschneidung von 40°KW ein ähnliches Verhalten. Bei allen Einstellparametern nimmt der Einfluss der Drehzahl zugunsten der Abgasrückführung ab. Eine ENW-Frühverstellung bei $n = 1000\text{min}^{-1}$ war aus technischen Gründen nicht möglich.

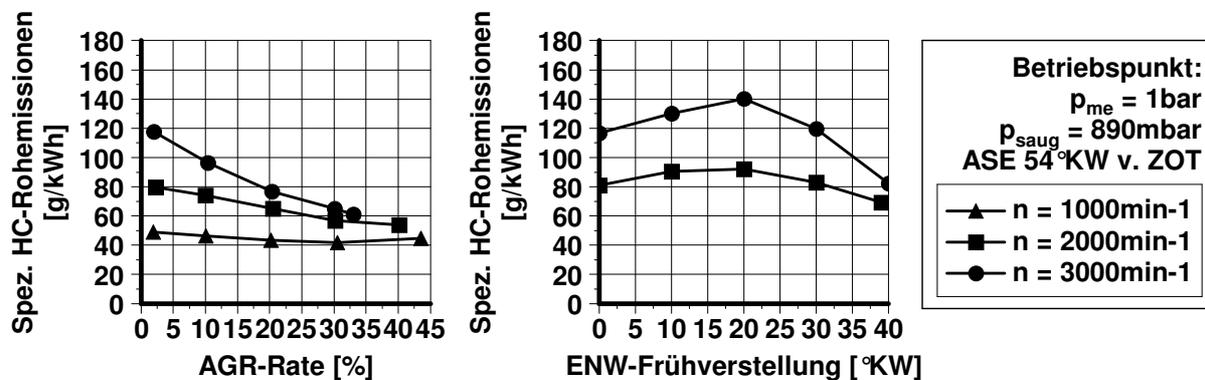
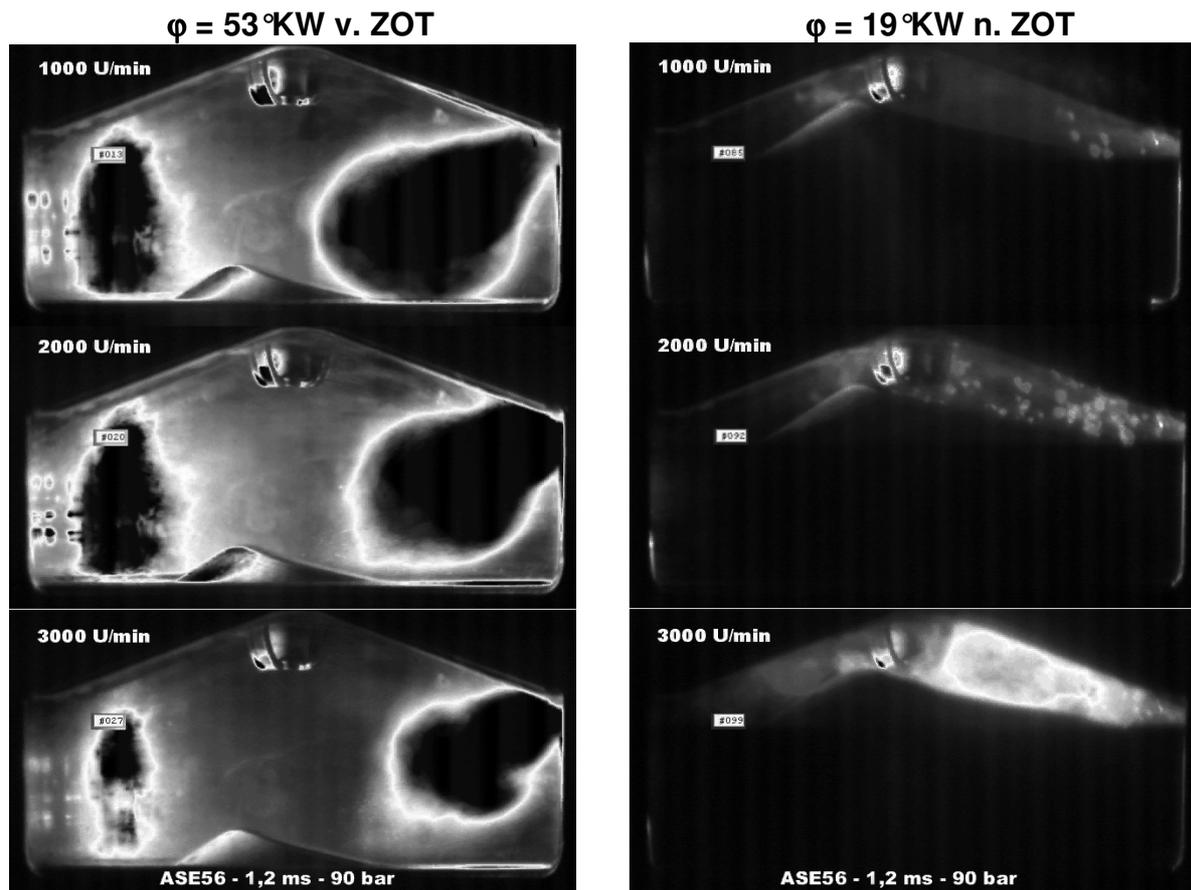


Abbildung 4.2.59: Einfluss der Variation der Gemischbildungszeit, der Drehzahl, der AGR-Rate und der ENW-Frühverstellung auf die spezifischen HC-Rohemissionen ($\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW}$ v. ZOT; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW}$ v. ZOT; $p_{me} = 1\text{bar}$; $p_{saug} = 890\text{mbar}$)

Eine Untersuchung des Drehzahleinflusses mit der Videostroboskopie verdeutlicht die stärkere Strömungsgeschwindigkeit und zeigt auch, dass die nachfolgende Verbrennung bei höheren Drehzahlen mehr in der Nähe der Einlassventile stattfindet (**Abbildung 4.2.60**). Bei niedriger Drehzahl ist der Kraftstoff schon sehr gut verdampft, wenn er in die Kraftstoffmulde des Kolbens gelangt. Folglich sind weniger Anteile flüssigen Kraftstoffs vorhanden, die in der Kraftstoffmulde gespeichert und im Expansionstakt emittiert werden.

Die Diffusionsverbrennung tritt bei höheren Drehzahlen deutlicher hervor. Bei kleinen Drehzahlen ist die Gemischbildungszeit sehr lang. Die Verdampfung des Kraftstoffs ist bei $n = 1000\text{min}^{-1}$ weiter fortgeschritten als bei höheren Drehzahlen. Bei $n = 3000\text{min}^{-1}$ ist der noch nicht aufbereitete Anteil der Gemischwolke sehr groß und führt dadurch zu der Diffusionsverbrennung, wie in Abbildung 4.2.60 b) gut zu erkennen ist. Typischerweise wird bei hohen Drehzahlen ein frühes ASE gewählt.

Dies wird vor allem dann deutlich, wenn die Abnahme der spezifischen HC-Rohemissionen bei $n = 1000\text{min}^{-1}$ im Vergleich zum Standardbetriebspunkt betrachtet wird (**Abbildung 4.2.61**). Bereits mit einer Optimierung des Zündzeitpunkts ist eine Reduzierung der spezifischen HC-Rohemissionen von 62% zu erreichen. Die Summe aller Maßnahmen zur Reduzierung des Flame-Quenching-Effekts macht 71% aus.



a) b)
Abbildung 4.2.60: Einfluss der Drehzahl auf das Strömungs- und Verbrennungsverhalten, ermittelt durch Videostroboskopie an einem Motor mit optischem Zugang ($\phi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\phi_{ASE} = 56^\circ\text{KW v. ZOT}$; $p_{me} = 1\text{bar}$; $p_{Rail} = 90\text{bar}$; a) Einspritzung; b) Verbrennung)

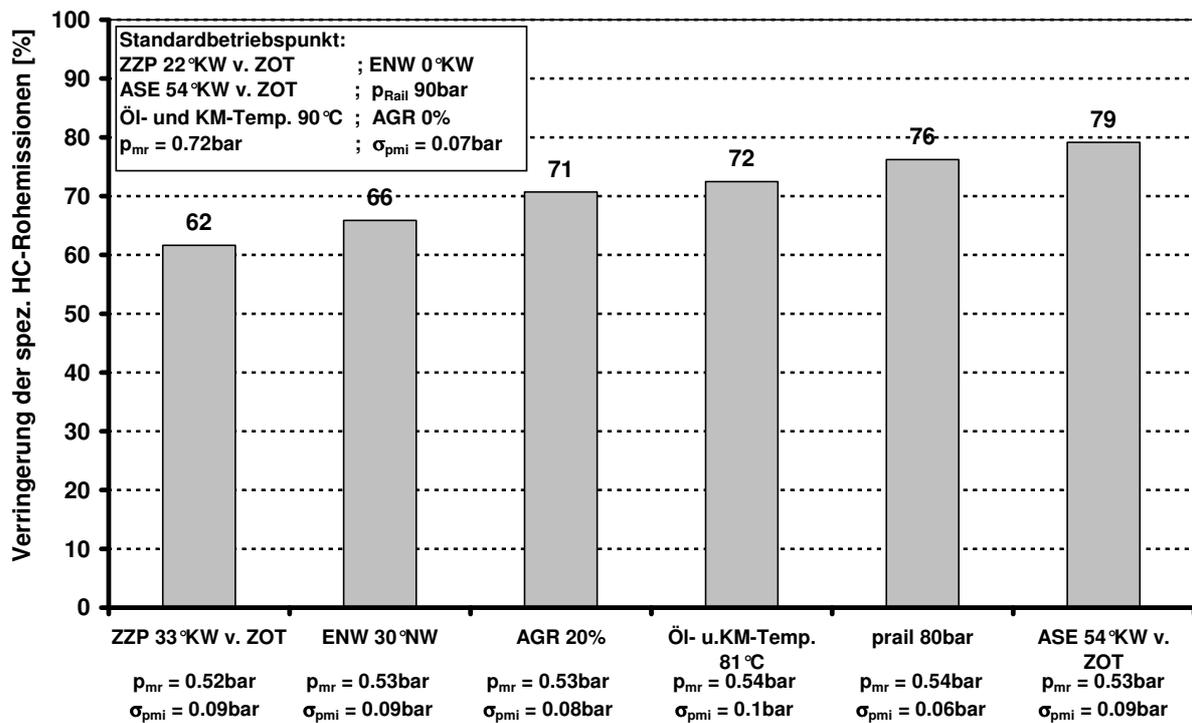


Abbildung 4.2.61: Stufenweise prozentuale Verringerung der spezifischen HC-Rohemissionen im Betrieb mit Ladungsschichtung des Versuchsmotors durch Variation jeweils eines Betriebsparameters ($n = 1000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 1\text{bar}$)

Anhand des Einflusses des Zündzeitpunkts ist deutlich erkennbar, dass bei geringen Drehzahlen die lange Gemischbildungszeit zu den HC-Rohemissionen beiträgt (Abbildung 4.2.58).

Bei kleinen Drehzahlen ist also die Gemischbildungszeit von entscheidender Bedeutung für die Entstehung der HC-Rohemissionen, und bei höheren Drehzahlen wirkt sich die höhere Strömungsgeschwindigkeit negativ auf die spezifischen HC-Rohemissionen aus.

Grundsätzlich hat eine lange Gemischbildungszeit also zwei Effekte:

- Zum einen wird die Wandanlagerung des Kraftstoffs bei kleineren Drehzahlen verringert. Infolge dessen wird eine Diffusionsverbrennung durch Wandanlagerung flüssigen Kraftstoffs vermieden.
- Auf der anderen Seite trägt eine lange Gemischbildungszeit zur Bildung von Gemischinseln bei, was verstärkt zum Flame-Quenching-Effekt führt.

4.2.8 Zusammenfassung der Ergebnisse zum Flame-Quenching-Effekt

Eine Zusammenfassung der in den Kapiteln 4.2.1 bis 4.2.7 untersuchten Variationen der Betriebsparameter und deren Folgen auf das Brennverfahren ist in **Abbildung 4.2.62** dargestellt.

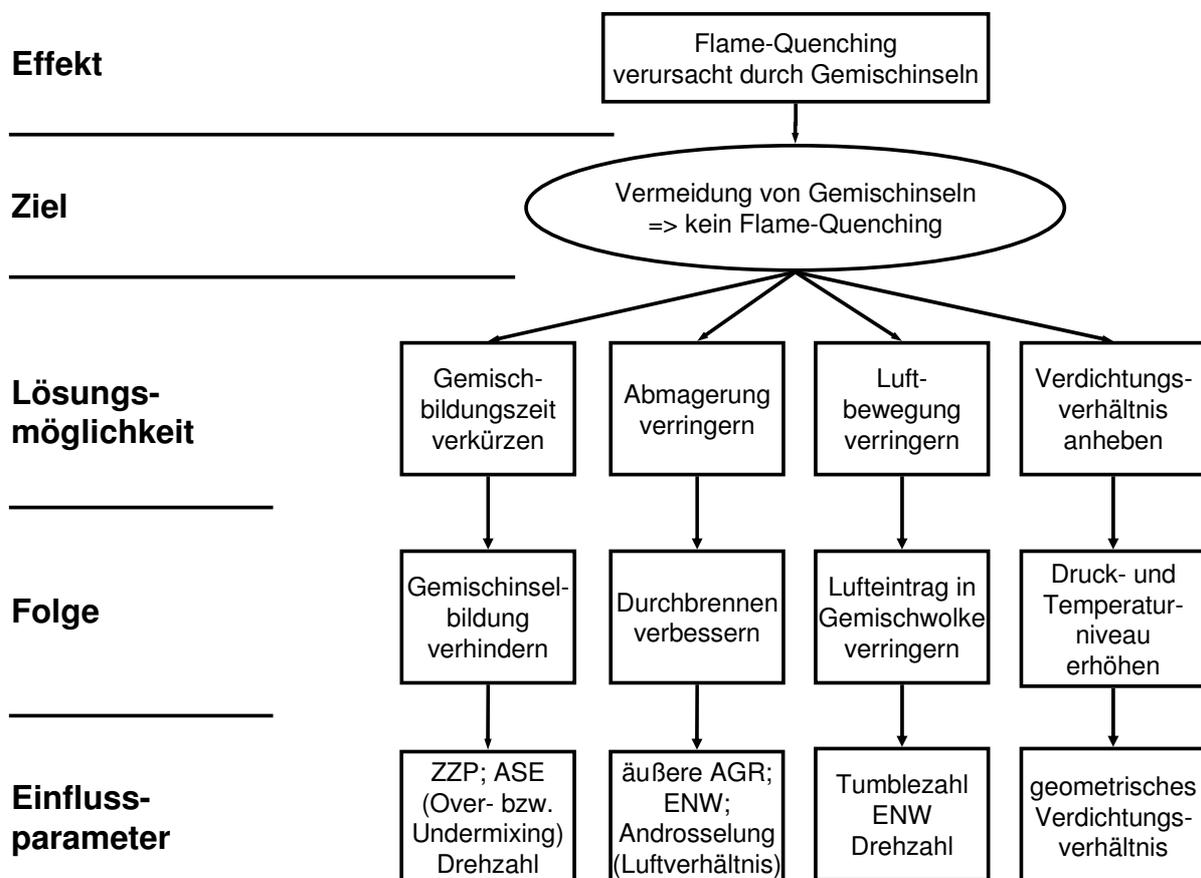


Abbildung 4.2.62: Ursachen und Einflussparameter für die Entstehung von Gemischinseln durch Flame-Quenching

Dabei wird mittels der Variation des Zündzeitpunkts die größte Wirkung im Hinblick auf die HC-Rohemissionen erzielt. Die Gemischbildung spielt dabei eine entscheidende Rolle. Bei allen untersuchten Variationen werden die HC-Rohemissionen, wenn eine kompakte Gemischwolke an der Zündkerze erzeugt wird, grundsätzlich verringert. Eine Reduzierung des Flame-Quenching-Effekts durch die Optimierung der Gemischzusammensetzung an der Zündkerze und der Ladungsbewegung im Betrieb mit Ladungsschichtung führte überwiegend zu einer Verbesserung der Energieumsetzung und einer Verringerung der HC-Rohemissionen.

Ein Vergleich zwischen dem luftgeführten FEV-DISI-Verfahren von Pischinger et al. [pisc2001a] und dem wandgeführten Verfahren des Versuchsmotors ergab, dass sich die spezifischen Kraftstoffverbräuche und HC-Rohemissionen im Homogenbetrieb und die Kraftstoffverbräuche im Betrieb mit Ladungsschichtung der beiden Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung zwar sehr ähneln, sich aber die spezifischen HC-Rohemissionen im Betrieb mit Ladungsschichtung deutlich unterscheiden (**Abbildung 4.2.63**). Mit zunehmender Abmagerung steigen die HC-Rohemissionen des FEV-DISI-Verfahrens wesentlich stärker an als die des Versuchsmotors. Dies deutet auf einen noch erheblich stärkeren Flame-Quenching-Effekt bei luftgeführten Verfahren der Benzin-Direkteinspritzung hin. Dennoch ist auch bei dem untersuchten wand-/luftgeführten Verfahren des Versuchsmotors der Flame-Quenching-Effekt stark ausgeprägt.

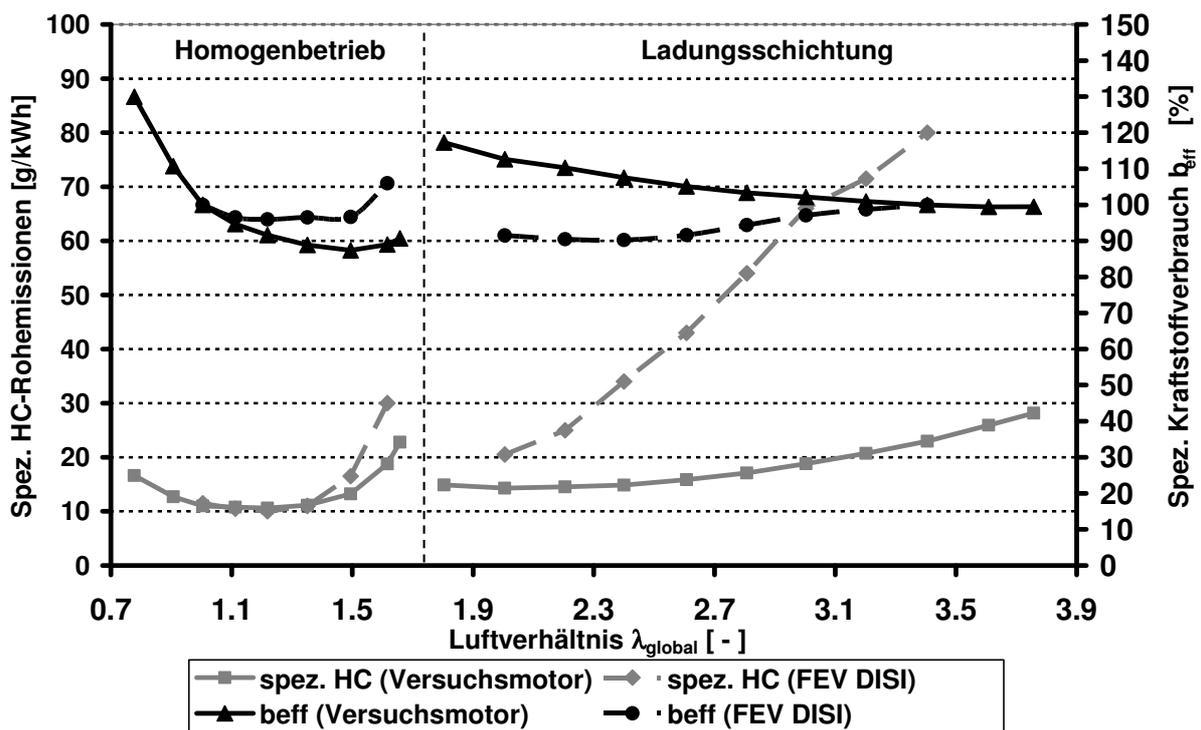


Abbildung 4.2.63: Vergleich der spezifischen HC-Rohemissionen und des spezifischen Kraftstoffverbrauchs zwischen FEV-DISI-Verfahren [pisc2001a] und Versuchsmotor im Homogenbetrieb und im Betrieb mit Ladungsschichtung ($n = 2000 \text{min}^{-1}$; $p_{\text{me}} = 2 \text{bar}$)

4.3 Wall-Quenching

Neben dem Flame-Quenching hat auch der Wall-Quenching-Effekt, also die ausgeprägte Ausbildung einer Wandgrenzschicht, Einfluss auf die HC-Rohemissionen. Der beeinflussende Parameter ist die Temperatur von Brennraum begrenzenden Bauteilen, die mit Kraftstoff und Kraftstoff-Luft-Gemisch in Berührung kommen. Dies sind der Kolben und das Brennraumdach. Dabei wird die Temperatur des Brennraumdachs durch das Kühlmittel beeinflusst. Die Kolbentemperatur wird sowohl durch das Öl als auch durch das Kühlmittel beeinflusst, welches die über die Kolbenringe abgeführte Wärme des Kolbens aufnimmt.

4.3.1 Einfluss der Öl- und Kühlmitteltemperatur

Einfluss der Kühlmitteltemperatur

Mit der Temperatur von Öl und Kühlmittel im Motor kann bei Ladungsschichtung gezielt Einfluss auf die Temperaturverhältnisse am Kolben, am Brennraumdach und an der Zylinderlaufbuchse genommen werden [went1971a, russ1995a, kim1985a].

Im Versuchsmotor werden durch die erhöhte Wärmeabfuhr der erwähnten Bauteile die Grenzflächen, an denen die Flamme durch zu hohe Wärmeabfuhr erlischt, vergrößert. Dadurch und durch die größere Luftmasse und den damit verbundenen höheren Abgasvolumenstrom steigen die spezifische HC-Rohemissionen im betrachteten Betriebspunkt bei $T_{\text{Kühl}} = 30^\circ\text{C}$ auf etwa $s_{\text{HC}} = 42\text{g/kWh}$ an (**Abbildung 4.3.1**).

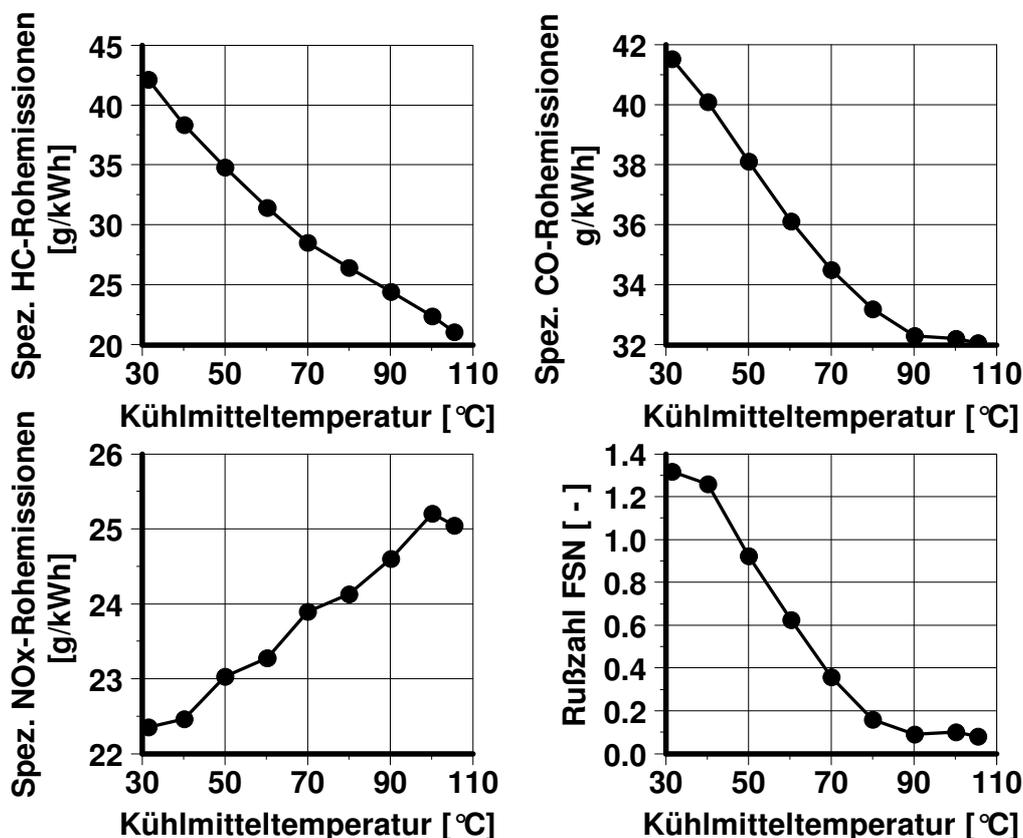


Abbildung 4.3.1: Einfluss der Kühlmitteltemperatur auf HC-, CO-, NO_x- und Ruß-Rohemissionen ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{\text{me}} = 2\text{bar}$; $p_{\text{rail}} = 90\text{bar}$; $p_{\text{Saug}} = 930\text{mbar}$; $\varphi_{\text{ASE}} = 54^\circ\text{KW}$ v. ZOT; $\varphi_{\text{ZZP}} = 22^\circ\text{KW}$ v. ZOT; $\lambda_{\text{global}} = 3,4$)

Mit ansteigender Kühlmitteltemperatur nehmen die spezifischen HC-Rohemissionen annähernd linear ab, wohingegen die spezifischen NO_x-Rohemissionen aufgrund des höheren Temperaturniveaus im Zylinder annähernd linear von 22,4g/kWh auf ca. 25 g/kWh zunehmen. Die CO-Rohemissionen nehmen mit zunehmender Temperatur in gleichem Maße ab wie die Rußemissionen.

Der Einfluss der Kühlmitteltemperatur auf die Öltemperatur ist in **Abbildung 4.3.2** dargestellt. Es ist ein sinkender Luftliefergrad durch die mit zunehmender Temperatur höheren Brennraumoberflächentemperaturen zu erkennen. Der spezifische Kraftstoffverbrauch nimmt durch die reduzierte Reibung mit zunehmender Temperatur ab. Der Reibmitteldruck nimmt von $p_{mr} = 1,06\text{bar}$ bei $T_{Kühl} = 30\text{°C}$ auf $p_{mr} = 0,73\text{bar}$ bei $T_{Kühl} = 100\text{°C}$ ab. Die Abgastemperaturen steigen in betrachteten Temperaturbereich um 40K an.

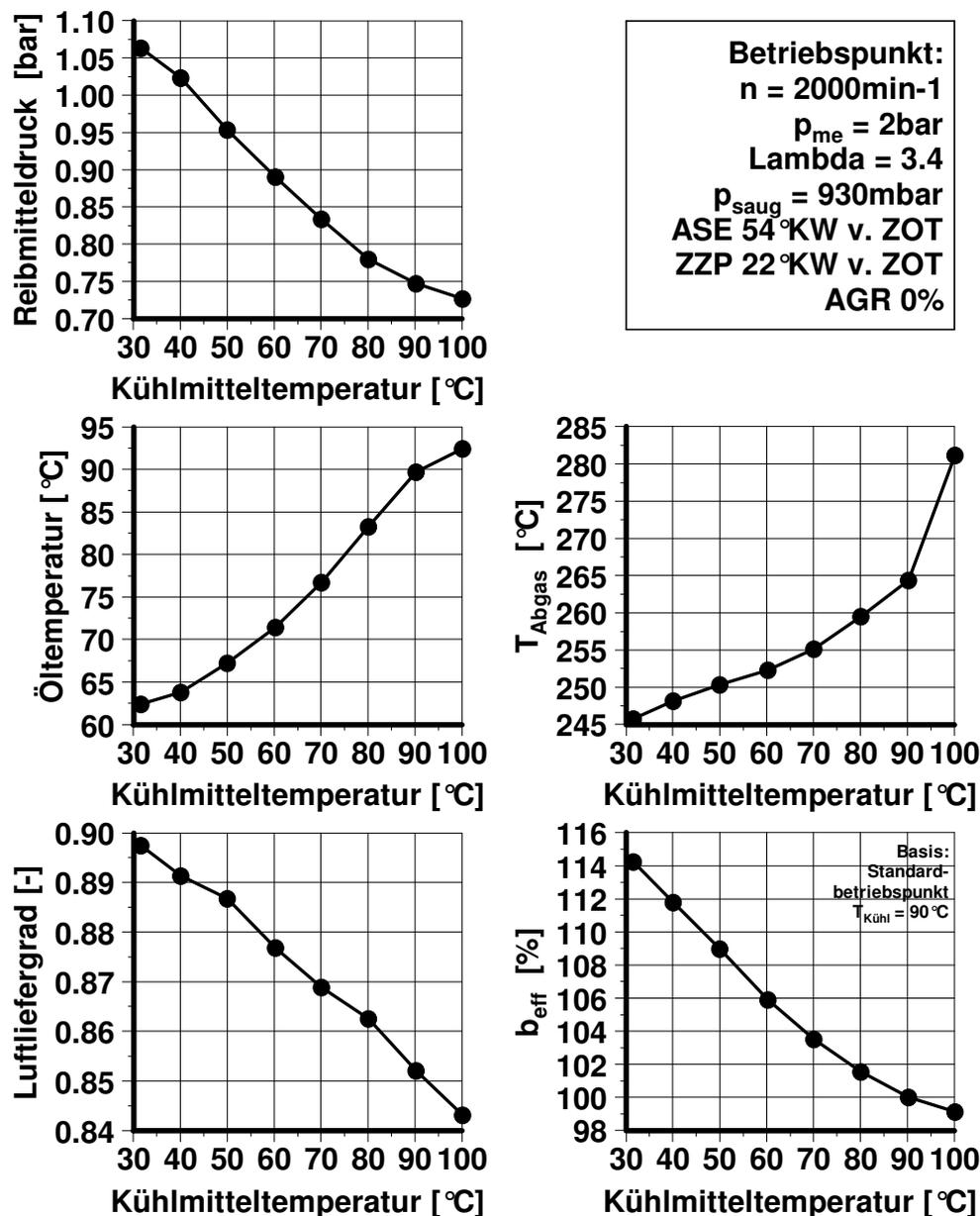


Abbildung 4.3.2: Einfluss der Kühlmitteltemperatur auf den Reibmitteldruck, die Öltemperatur, die Abgastemperatur, den Luftliefergrad und den spezifischen Kraftstoffverbrauch ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $p_{saug} = 930\text{mbar}$; $\varphi_{ASE} = 54\text{°KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22\text{°KW v. ZOT}$; AGR 0%; $\lambda_{global} = 3,4$)

Einfluss der Öltemperatur

Im Folgenden wird die Öltemperatur betrachtet, die ihrerseits wieder Einfluss auf die Kühlmitteltemperatur hat [fran1991a].

Sowohl die Kühlmitteltemperatur als auch die Öltemperatur lassen sich nicht völlig unabhängig voneinander einstellen, da jede Temperatur von der anderen beeinflusst wird. Die Öltemperatur lässt sich stationär nur zwischen $T_{Öl} = 50\text{ °C}$ und $T_{Öl} = 90\text{ °C}$ mit der in **Abbildung 4.3.3** gezeigten Abhängigkeit zur Kühlmitteltemperatur einstellen. Diese Variation bestätigt die sich bei der Kühlmitteltemperatur-Variation einstellenden Werte im Hinblick auf die Messergebnisse.

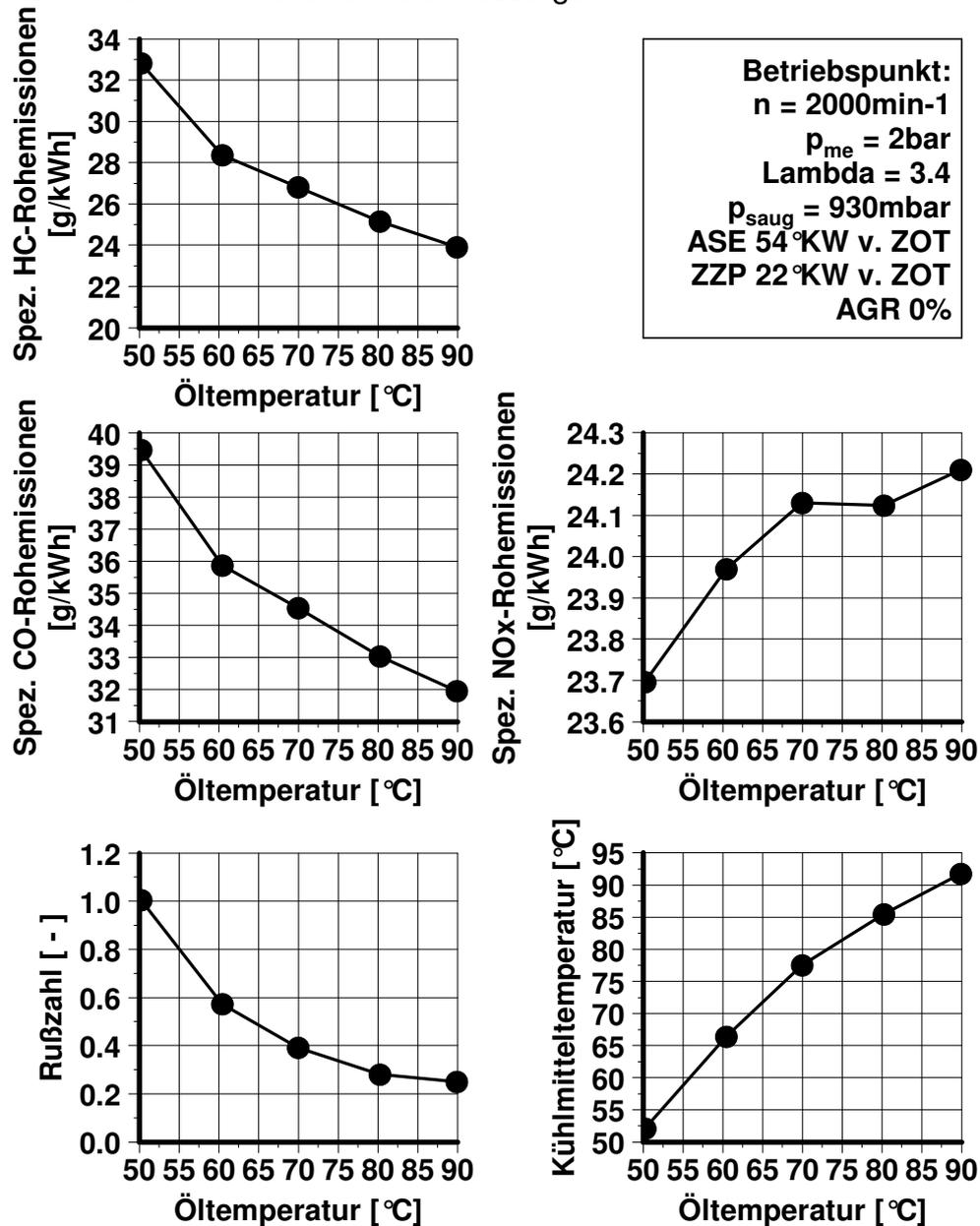


Abbildung 4.3.3: Einfluss der Öltemperatur auf HC-, CO-, NO_x- und Ruß-Rohemissionen und die Kühlmitteltemperatur (Betriebspunkt: $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54\text{°KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22\text{°KW v. ZOT}$; AGR 0%; $\lambda_{global} = 3,4$)

Da beide Temperaturen stark voneinander abhängig sind und die Rohemissionen die gleichen Tendenzen zeigen, und da die Einflüsse von Öl- und Kühlmitteltemperatur nicht eindeutig zu trennen sind, werden in den folgenden Untersuchungen beide

Temperaturen gleichartig variiert, um die Erscheinungen im Hinblick auf die HC-Rohemissionen zu untersuchen [kais1982a, henn2001a].

Einfluss der Kühlmittel- und Öltemperatur

In **Abbildung 4.3.4** ist der HC-Konzentrationsverlauf im Bereich der Einlassventile in der Düsenausparung der Hochdruck-Einspritzventile bei Variation der Öl- und Kühlmitteltemperatur dargestellt. Es ist ein deutlicher Unterschied zwischen kaltem und warmem Motor zu erkennen. Die HC-Konzentration liegt bei kaltem Motor sowohl in der Gemischbildungsphase als auch in der Expansionsphase deutlich höher als bei warmem Motor. Die höher siedenden Komponenten des Kraftstoffs verdampfen nur teilweise oder gar nicht mehr. Dies bedeutet eine größere zwischengespeicherte Kraftstoffmenge im Bereich der Einlassventile und der Kolbenoberfläche und begründet den Anstieg der gesamten HC-Rohemissionen. Die Änderung der Temperaturen bei warmem Motor zwischen $T_{\text{Öl / Kühl}} = 90^\circ\text{C}$ und $T_{\text{Öl / Kühl}} = 106^\circ\text{C}$ hat keinen wesentlichen Einfluss auf die HC-Konzentration an der Messstelle.

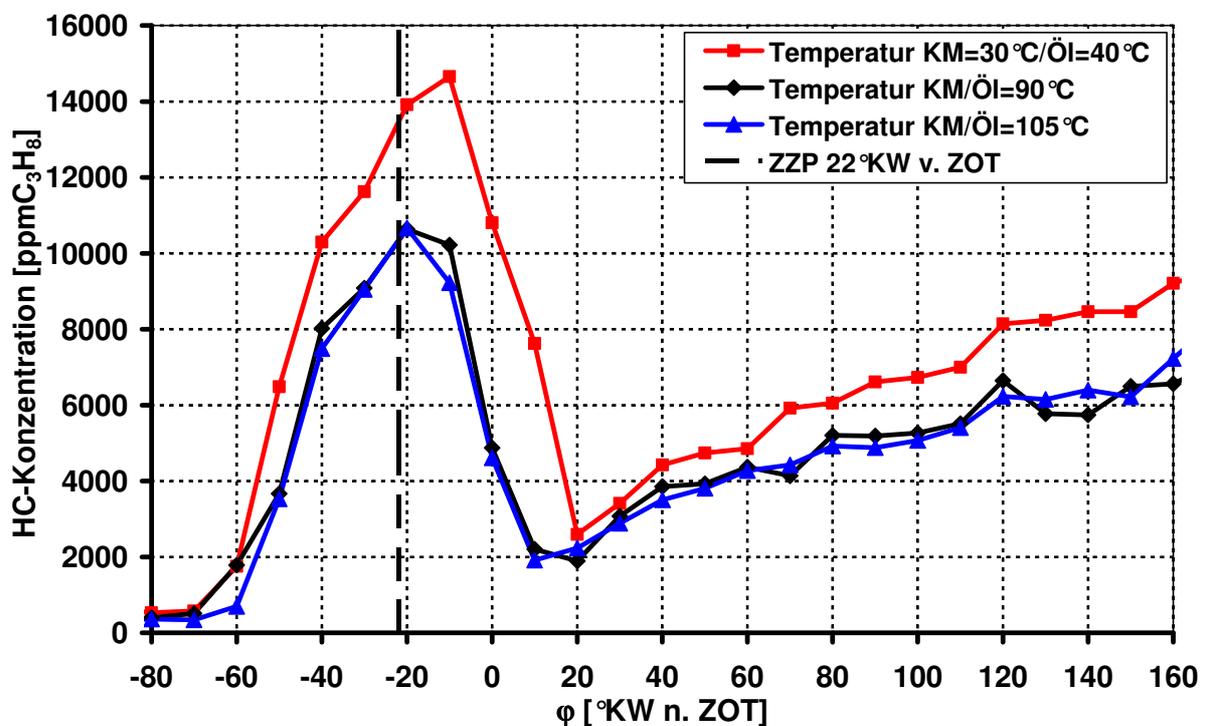


Abbildung 4.3.4: Einfluss der Öl- und Kühlmitteltemperatur auf die HC-Konzentration, ermittelt mit GEV (Messstelle: Düsenausparung Einlassseite; Zylinder 3; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\phi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\phi_{ZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,4$)

In **Abbildung 4.3.5** ist die Kolbentemperatur an verschiedenen Messstellen 1mm unter der Oberfläche des Kolbens dargestellt. Die Temperatur an den Messstellen nimmt linear mit ansteigender Öl- und Kühlmitteltemperatur zu. Da sich im realen Motorbetrieb immer Kohlenwasserstoffe in Wandnähe befinden, muss gewährleistet sein, dass die Flamme an die Brennraumwand heranbrennt. Eine Grenzschicht verhindert ein solches Heranbrennen. Die Erhöhung der Temperaturen führt zu einer verbesserten Verbrennung durch Reduzierung dieser Grenzschicht. Im Kaltstart wird der Anstieg der HC-Rohemissionen durch die kalten Brennraumwände verstärkt.

Abbildung 4.3.6 zeigt die zwischengespeicherte Kraftstoffmasse eines Zylinders bezogen auf eine Einspritzmenge bei Verwendung ausgewählter Kraftstoffe.

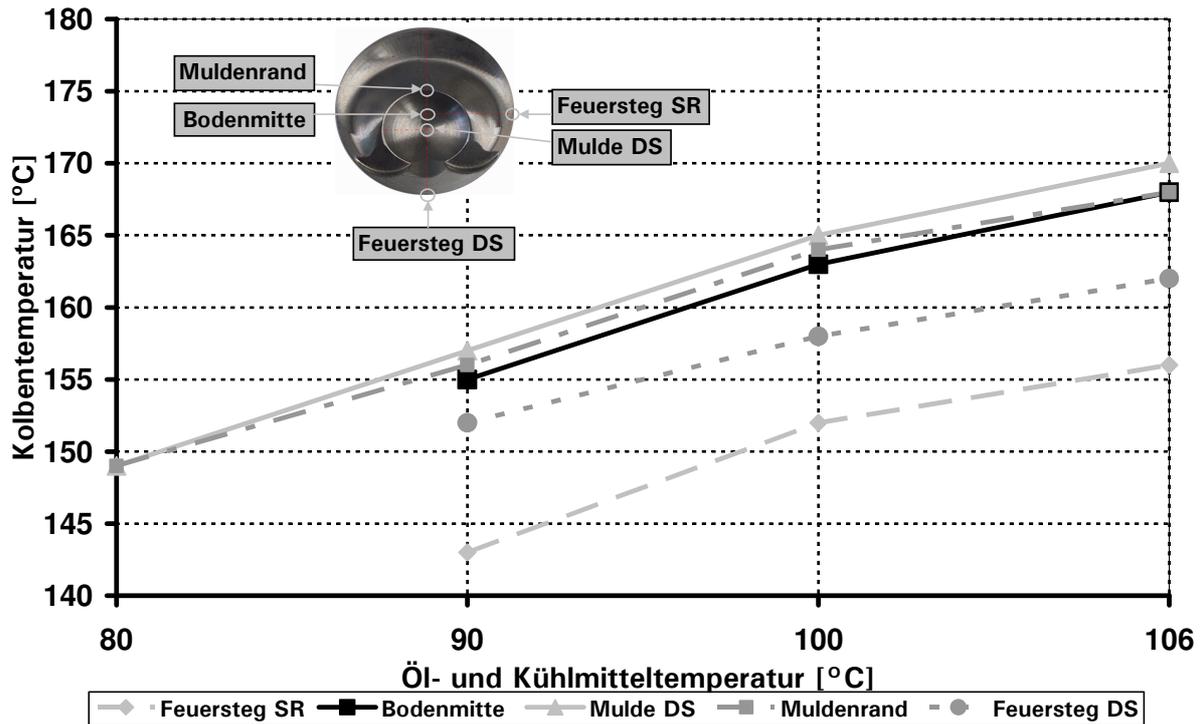


Abbildung 4.3.5: Einfluss der Öl- und Kühlmitteltemperatur auf die Kolbenbodentemperatur ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,4$)

Mit zunehmender Temperatur von Kolben und Brennraumdach werden die Verdampfungsvorgänge unterstützt. Es kommt zu einer geringeren Zwischenspeicherung und somit auch zu einem geringeren Anteil an Kohlenwasserstoffen, der zyklisch zu den HC-Rohemissionen beitragen kann.

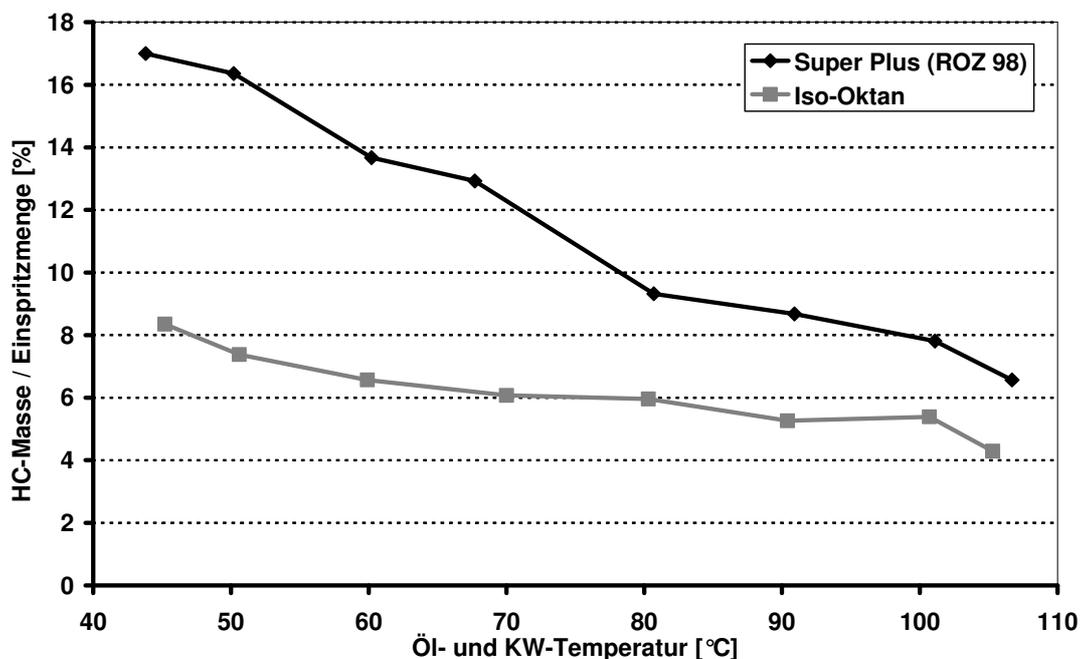


Abbildung 4.3.6: Einfluss der Öl- und Kühlmitteltemperatur auf die im Brennraum stationär zwischengespeicherte HC-Masse eines Zylinders bei einem negativen Lastsprung, ermittelt durch FFID bei Verwendung ausgewählter Kraftstoffe ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,4$)

4.3.2 Zusammenfassung der Ergebnisse zum Wall-Quenching-Effekt

Die Gründe, die zu Wall-Quenching führen, sind im Folgenden nochmals zusammengefasst. Im Betrieb mit Ladungsschichtung des Versuchsmotors werden nur zwei Bauteiloberflächen mit Kraftstoff beaufschlagt, die durch den Wall-Quenching-Effekt HC-Rohemissionen hervorrufen können. Diese Wände sind das Brennraumdach in Zündkerzennähe und die Kraftstoffmulde des Kolbens. Dabei spielt das Brennraumdach eine untergeordnete Rolle, da bei Frühverstellung des Zündzeitpunkts immer weniger Kraftstoff in die Nähe des Brennraumdachs gelangt und ein Wandauftrag vermieden werden kann. **Abbildung 4.3.7** zeigt Einflussparameter und Lösungsmöglichkeiten für Wall-Quenching-Effekte des Versuchsmotors im Betrieb mit Ladungsschichtung.

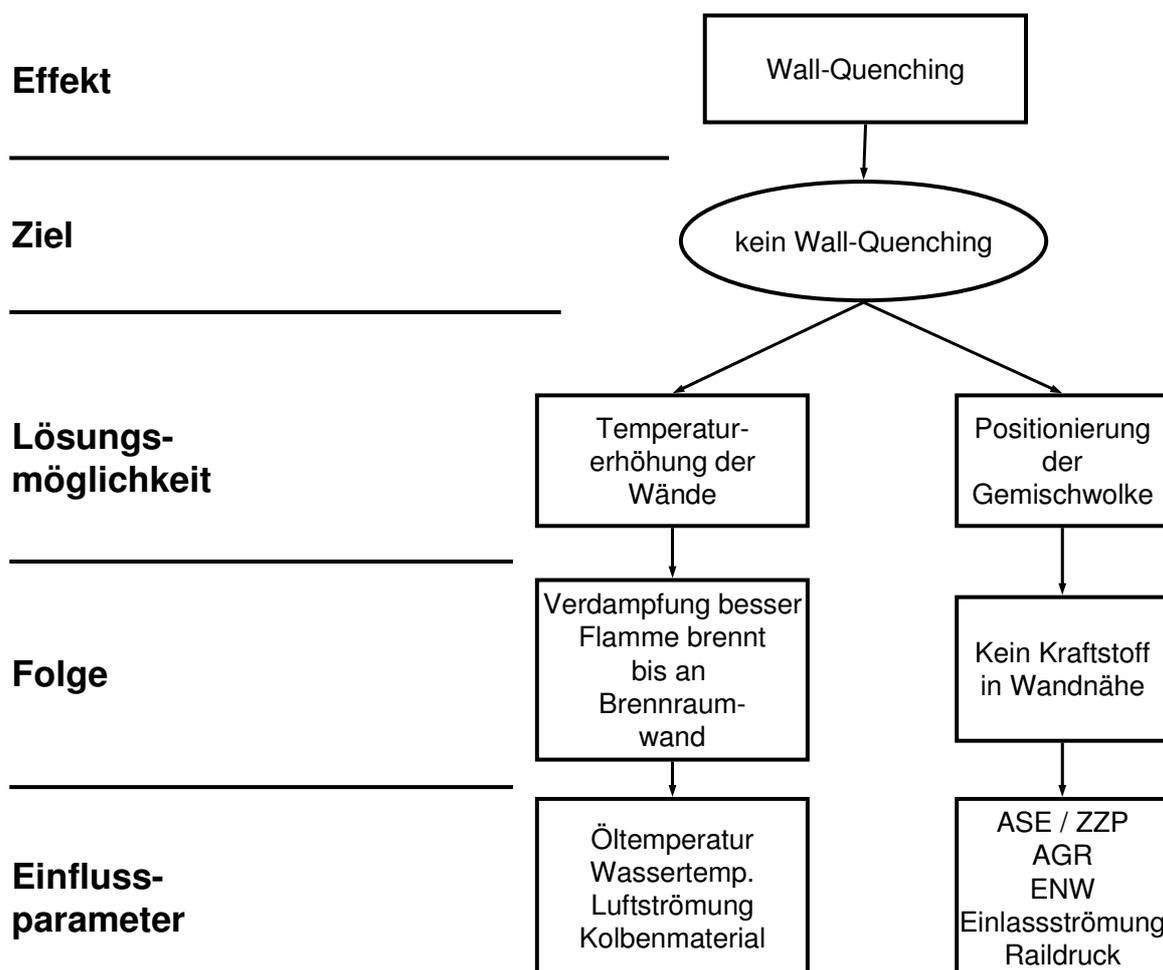


Abbildung 4.3.7: Ursachen und Einflussparameter für die Entstehung von HC-Rohemissionen durch Wall-Quenching

Mit der Temperatur der Brennraum begrenzenden Bauteile kann gezielt Einfluss auf die HC-Rohemissionen genommen werden. Durch höhere Temperaturen wird das Heranbrennen an die im Betrieb mit Ladungsschichtung mit Kraftstoff beaufschlagten Bauteile wie Kolben und Brennraumdach unterstützt. Des Weiteren wird das Abdampfen des an den Bauteilen angelagerten Kraftstoffs gefördert. Dies führt zur Reduzierung der HC-Rohemissionen.

4.4 Wandbenetzung

Neben dem Wall-Quenching-Effekt als nicht direkt Wand benetzendem Phänomen liegt bei der direkten Wandbenetzung von Brennraum begrenzenden Bauteilen ein Kraftstoffauftrag vor. Diese Benetzung hat unterschiedliche Auswirkungen. Die beeinflussenden Parameter sind der Raildruck des Einspritzsystems, das Ansteuerende der Hochdruck-Drallinjektoren und indirekt auch die Kraftstofftemperatur.

4.4.1 Einfluss des Raildrucks

Mit den folgenden Untersuchungen soll die Wandbenetzung auf verschiedenen Oberflächen des Brennraums analysiert werden. Dazu werden der Raildruck, die Ansteuerdauer der Hochdruck-Drallinjektoren, die Kraftstofftemperatur und die Kraftstoffart einzeln im Hinblick auf deren Einfluss auf die HC-Rohemissionen betrachtet [ortm2001a, arnd2001a].

Die Einbringung des Kraftstoffs in den Brennraum hat entscheidenden Einfluss auf die Laufeigenschaften und die Rohemissionen des Motors. Dabei spielt der Raildruck eine wichtige Rolle. Durch ihn werden der Kraftstoffdurchsatz und die -penetration in den Brennraum maßgeblich bestimmt [kubo2001a]. Bei sehr hohen Temperaturen kann es eventuell auch zu Siedeeffekten in der Kraftstoff-Austrittsbohrung des Injektors kommen. Der durchströmende Kraftstoff kühlt zwar die Umgebung ab, dieser Effekt wird allerdings durch heißere Bauteile überkompensiert, und der Kraftstoff hat nur noch wenig Kühlwirkung. Da die Siedelinien der verwendeten Kraftstoffe (Abbildung 4.2.6) ganz oder teilweise innerhalb der Bauteiltemperaturen von Injektor und Zylinderkopf liegen, kann es zu Dampfblasenbildung und Ablöseerscheinungen kommen. Dies kann wiederum zu Einspritzstrahldefekten führen.

Mit dem Einspritzverlaufsindikator (EVI) kann man in Einspritz-Druckkammern zeitliche Verläufe von Einspritzvorgängen messen (**Abbildung 4.4.1**).

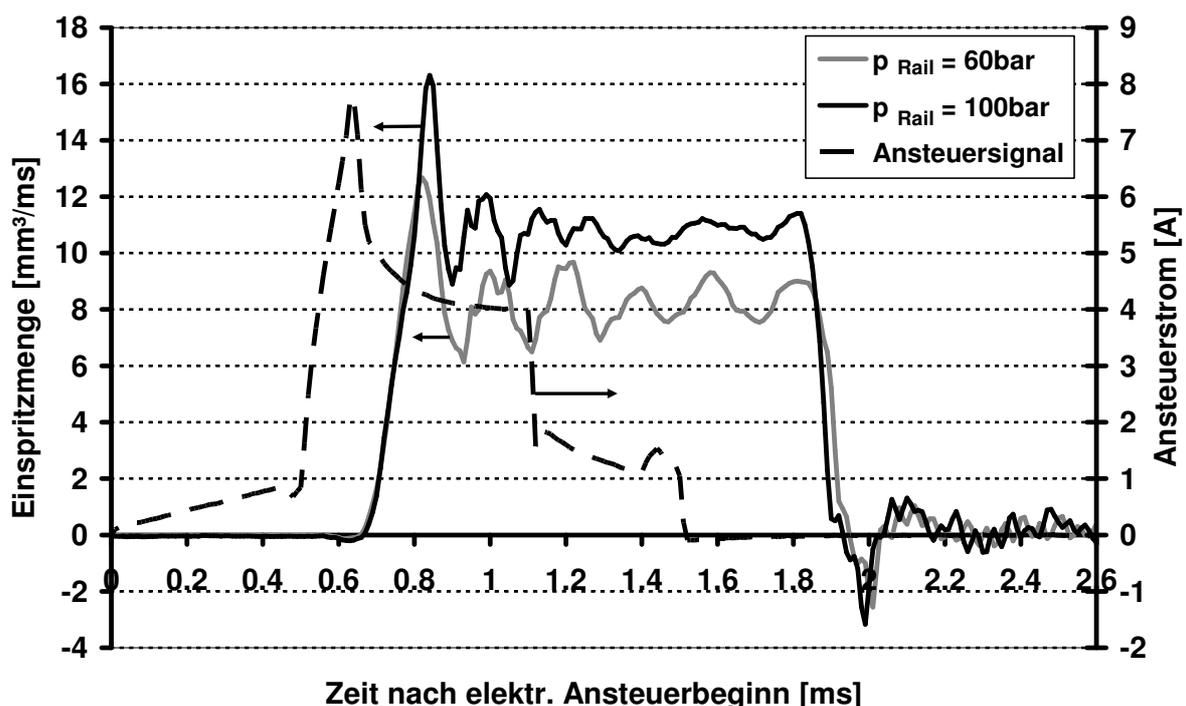


Abbildung 4.4.1: Einfluss des Raildrucks auf das Einspritzverhalten bei konstantem Innendruck in der Einspritz-Druckkammer mittels Einspritzverlaufsindikator ($p_{Kammer} = 3\text{bar}$)

Es ist möglich, sowohl Aussagen über die Einspritzmenge pro Einspritzvorgang zu treffen als auch die Lage des Einspritzbeginns und -endes in Abhängigkeit vom Ansteuersignal zu bestimmen. Um weitestgehend die Randbedingungen im Motorbetrieb zu realisieren, ist es möglich, gegen Überdruck einzuspritzen. Es ist erkennbar, dass der qualitative Verlauf der Einspritzung vom Einspritzdruck unwesentlich beeinflusst wird (s. Abbildung 4.4.1).

Der Impuls des eingebrachten Kraftstoffs, der auf die Luftströmung einwirkt, hat Einfluss auf die Bildung von Wandbenetzung im Bereich des Kolbens und Gemischinseln. Im Betrieb mit Ladungsschichtung wird bei Erhöhung des Raildrucks unter Konstanzhaltung der anderen Motorparameter ein Auftreffen mit höherer Geschwindigkeit auf die Kolbenoberfläche bewirkt, was zunächst eine größere Benetzung der Oberfläche zur Folge hat. Durch den größeren Impuls des Kraftstoffs auf die Oberfläche findet andererseits eine bessere Gemischaufbereitung durch Bildung von Sekundärtropfen statt. Dieser Effekt überwiegt wahrscheinlich, da die Raildruckerhöhung von $p_{\text{Rail}} = 60\text{bar}$ auf $p_{\text{Rail}} = 110\text{bar}$ zu einer Reduzierung der HC-Rohemissionen um 24% führt (**Abbildung 4.4.2**). Ein ähnliches Verhalten ist bei den CO-Rohemissionen zu beobachten. Durch die geringfügig verbesserte Verbrennung steigen die Abgastemperaturen um ca. 5K an. Eine Anhebung des Raildrucks auf $p_{\text{Rail}} = 85\text{bar}$ bis $p_{\text{Rail}} = 110\text{bar}$ hat nahezu keinen Einfluss mehr auf das Brennverfahren, sofern die Lage des 50%-Umsatzpunktes vor dem oberen Totpunkt liegt. Eine leichte Verringerung der HC-Rohemissionen für $p_{\text{Rail}} > 80\text{bar}$ wird durch die maximale Energieumsetzungsrate bestätigt (**Abbildung 4.4.3**). Der Energieumsatz pro $^{\circ}\text{KW}$ für $p_{\text{Rail}} > 80\text{bar}$ steigt mit dem Raildruck an. Weiterhin ist das Durchbrenn- und Ausbrennverhalten zu höheren Raildrücken besser. Die Dauer der Entflammungsphase wird kürzer und der Zylinderdruck erhöht sich. Die Folge ist eine HC-optimale Verbrennung.

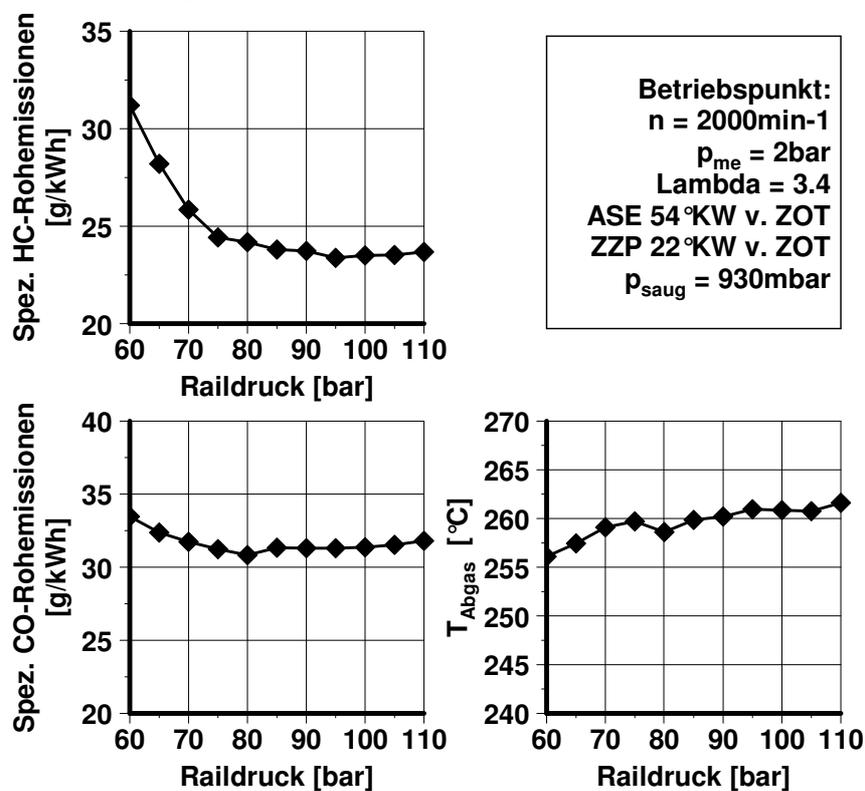


Abbildung 4.4.2: Einfluss des Raildrucks auf HC- und CO-Rohemissionen und die Abgastemperatur ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{\text{me}} = 2\text{bar}$; $\varphi_{\text{ASE}} = 54^{\circ}\text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{\text{ZZP}} = 22^{\circ}\text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{\text{global}} = 3,4$)

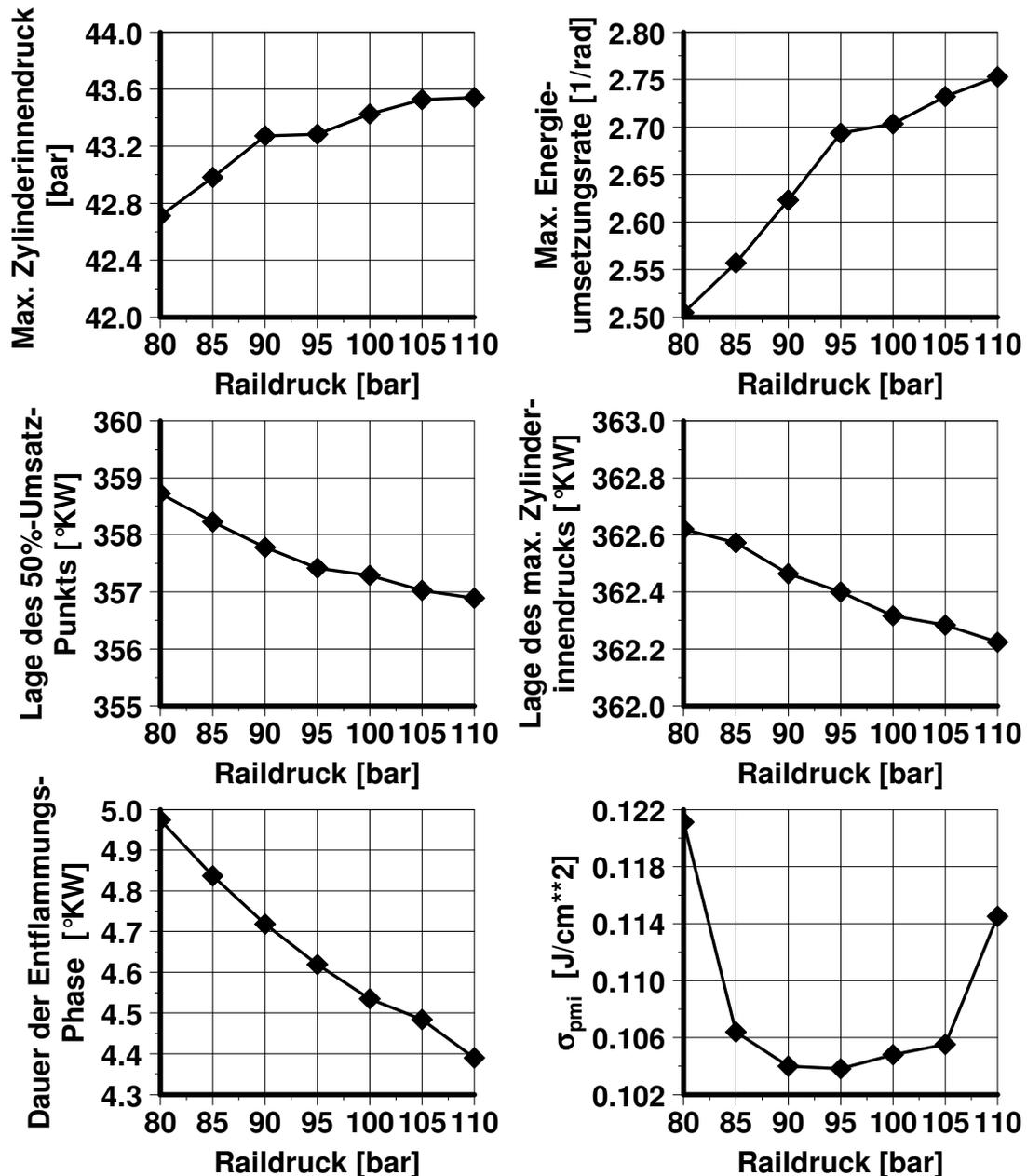


Abbildung 4.4.3: Einfluss des Raildrucks auf den maximalen Zylinder-Innendruck, die maximale Energieumsetzungsrate, die Lage des 50%-Verbrennungsschwerpunkts, die Lage des maximalen Zylinder-Innendrucks, die Dauer der Entflammungsphase und die Standardabweichung ($n = 2000 \text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,4$)

Eine Verringerung des Raildrucks hat dagegen zur Folge, dass die Tropfen größer werden. Die Verdampfung bis zum Auftreffen auf dem Kolben ist nicht so weit fortgeschritten wie bei höherem Raildruck, und die Masse des auf dem Kolben auftreffenden Kraftstoffs nimmt zu, wie Messungen des Abdampfverhaltens (**Abbildung 4.4.13**) belegen.

Je geringer der Kraftstoffdruck ist, desto stärker ist die Verzögerung der Tropfen bei Eintritt in den Brennraum. Ein höherer Kraftstoffdruck führt zu größerer Penetration, wie **Abbildung 4.4.4** belegt. Dabei nimmt die Kraftstoffmulde den Strahl mit größerer Eindringtiefe vollständiger auf, und eine Aufweitung des Strahls mit Abscheidung von mageren Teilwolken findet weniger statt. Die Spätverlegung der Einspritzung hat durch den erhöhten Zylinder-Innendruck bei der Kompressionshubeinspritzung

ebenfalls eine etwas geringere Aufweitung des Einspritzstrahls zur Folge, welcher dadurch kompakter zur Zündkerze geführt wird.

Die Penetration bleibt bei Gegendrücken von $p_{\text{Kammer}} = 4,4\text{bar}$ bis $p_{\text{Kammer}} = 5,8\text{bar}$ nahezu konstant, wie anhand von Videostroboskopie-Untersuchungen festgestellt wird. Der größere Impuls in Richtung Brennraumdach führt im Motorbetrieb dazu, dass die Gemischwolke von der Tumbleströmung nicht so stark in Richtung Einlassventile gedrückt wird.

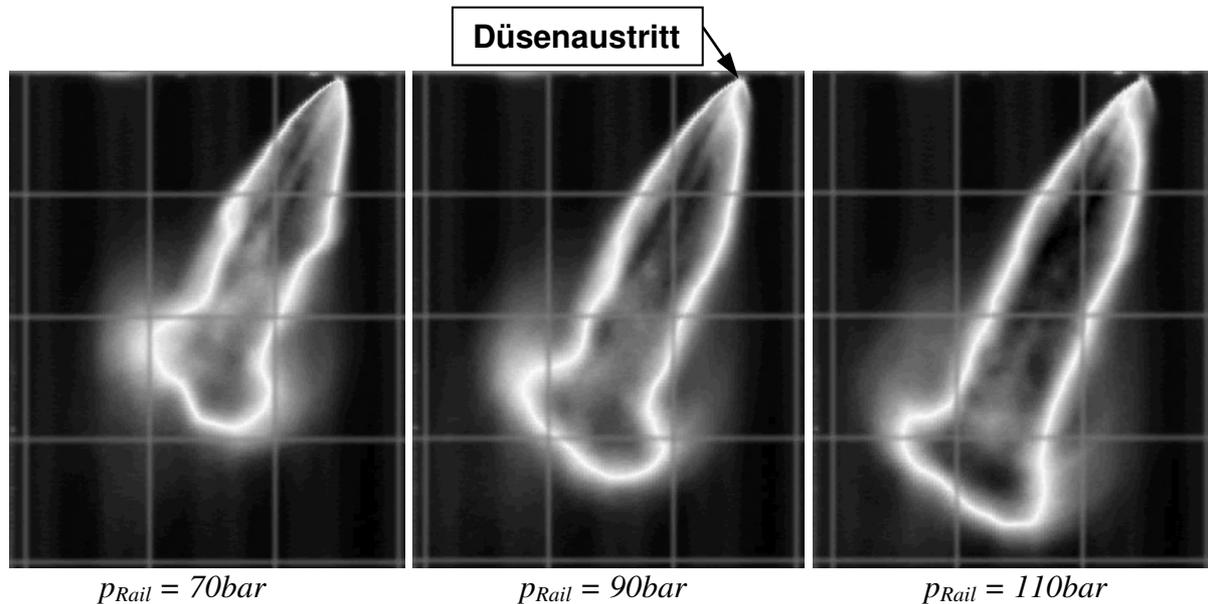


Abbildung 4.4.4: Einfluss des Raildrucks auf den Einspritzstrahl in einer Einspritz-Druckkammer mittels Videostroboskopie ($p_{\text{Kammer}} = 5\text{bar}$; $T_{\text{Kammer}} = 267^\circ\text{C}$)

Dies kann bei höheren Raildrücken durch Lichtwellenleiter-Messungen bestätigt werden (**Abbildungen 4.4.5 und 4.4.6**).

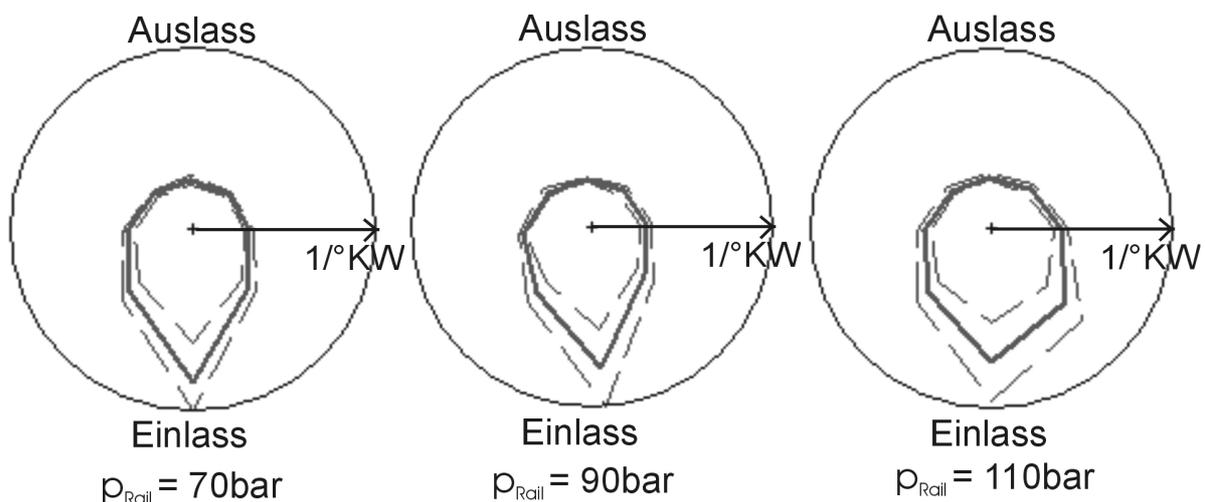


Abbildung 4.4.5: Einfluss des Raildrucks auf die Flammenfortschrittsgeschwindigkeit ermittelt durch LWL-Zündkerze (Strahlengang: vertikal; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{\text{me}} = 2\text{bar}$; $\varphi_{\text{ASE}} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{\text{ZZP}} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{\text{global}} = 3,4$)

Die Flammenfront bewegt sich bei geringeren Drücken in Richtung Einlassseite. Bei höheren Raildrücken ist die Entflammungsgeschwindigkeit in beiden Richtungen nahezu gleich, und die Gemischwolke wird nicht so stark von der Strömung beeinflusst.

Die höhere HC-Konzentration zu gleichen Zeitpunkten der Gemischbildung kann mit Hilfe der LIF-Messtechnik visualisiert werden (**Abbildungen 4.4.7** und **4.4.8**). Es ist zu erkennen, dass die Kraftstoffwolke bei geringeren Raildrücken noch nicht so weit in den Brennraum vorgedrungen ist wie bei höheren Raildrücken. Der Strahl wird bei geringerem Raildruck wesentlich stärker aufgeweitet. Bei höheren Raildrücken taucht der Strahl in die Kraftstoffmulde ein und wird erheblich weniger von der Strömung erfasst.

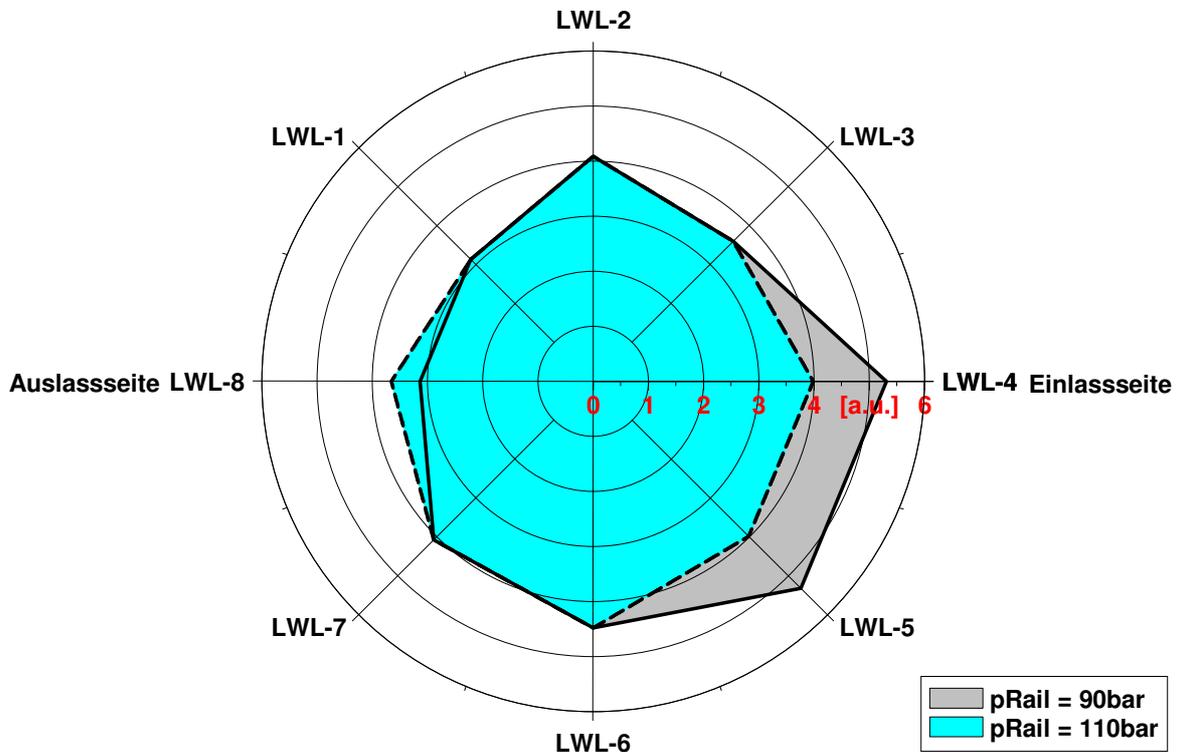


Abbildung 4.4.6: Einfluss des Raildrucks auf die Flammenfortschrittsgeschwindigkeit, ermittelt durch LWL-Zündkerze (Strahlengang 70° Neigung zur Vertikalachse; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,4$)

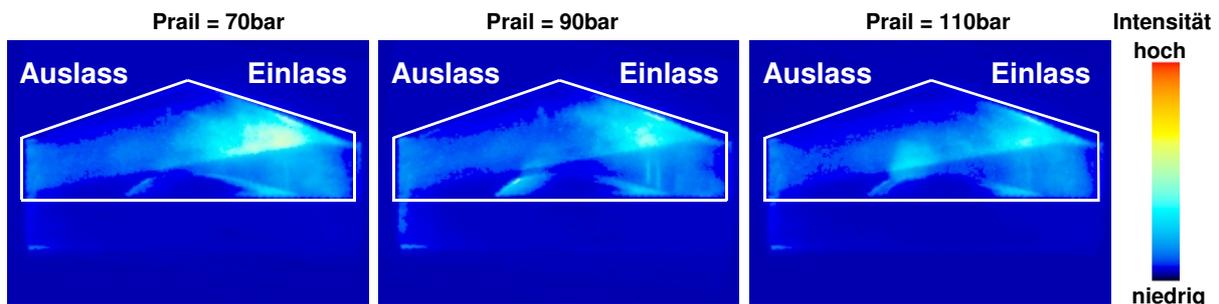


Abbildung 4.4.7: Einfluss des Raildrucks auf die HC-Konzentrationsverteilung des Einspritzstrahls bei $\varphi = 34^\circ\text{KW v. ZOT}$ im Motor mit optischem Zugang, ermittelt durch LIF-Messtechnik ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 0,5\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$; LIF-Filter; Laser 290mJ; Gain 90) [bloc2002a]

Bei geringer Drehzahl wird der Effekt der besseren Aufbereitung bei höheren Raildrücken noch deutlicher erkennbar. Bei kleineren Raildrücken zeigt sich eine intensive Anreicherung der Gemischwolke kurz bevor die Zündkerze erreicht wird (Abbildung 4.4.8). Die Tendenz zur geringeren HC-Konzentration unter den Einlassventilen bei höheren Raildrücken durch die stärkere Penetration des

Einspritzstrahl wird durch GEV-Messungen in der Düsenausparung der Einlassventile bestätigt (**Abbildung 4.4.9**). Die durch geringere Raildrücke entstehenden größeren Tropfen werden zusätzlich zur geringeren Austrittsgeschwindigkeit aus dem Injektor stärker verzögert. Es erfolgt eine größere Aufweitung des Strahls, die zu dem detektierten höheren HC-Konzentrationsverlauf an der Messstelle führt.

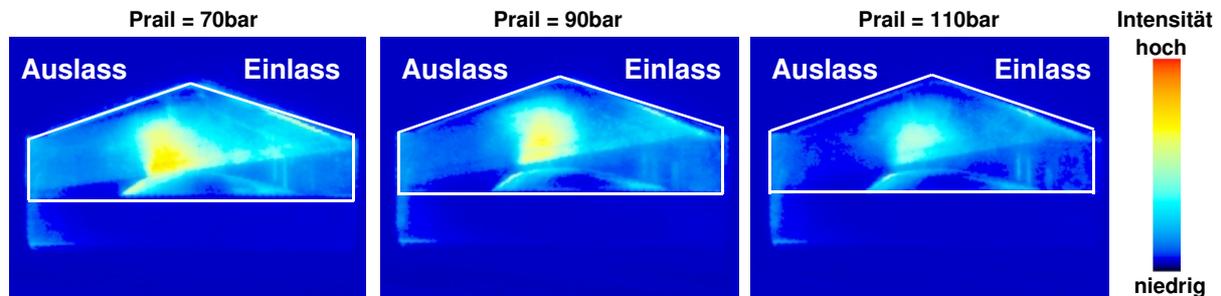


Abbildung 4.4.8: Einfluss des Raildrucks auf die HC-Konzentrationsverteilung des Einspritzstrahls bei $\varphi = 34^\circ \text{KW v. ZOT}$ im Motor mit optischem Zugang, ermittelt durch LIF-Messtechnik ($n = 1000 \text{min}^{-1}$; $p_{me} = 0,5 \text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ \text{KW v. ZOT}$; LIF-Filter; Laser 290mJ; Gain 90) [bloc2002a]

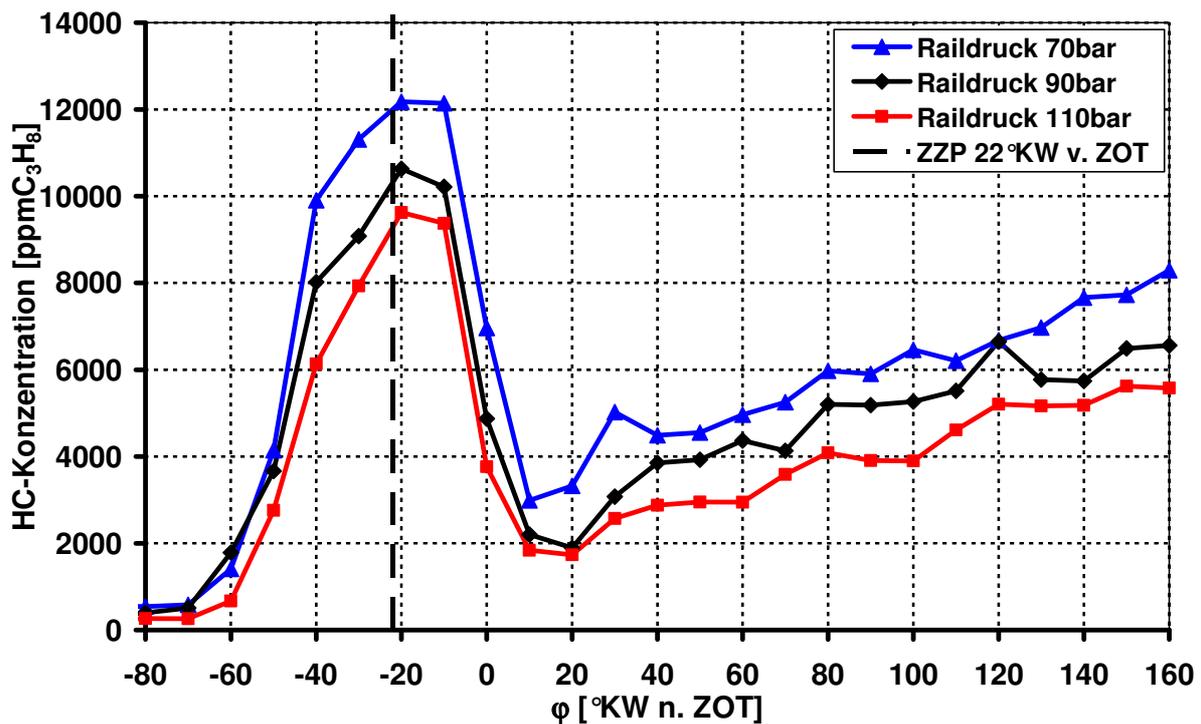


Abbildung 4.4.9: Einfluss des Raildrucks auf die HC-Konzentration in der Düsenausparung der Einspritzdüse, ermittelt mit GEV (Zylinder 3; $n = 2000 \text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ \text{KW v. ZOT}$)

Es findet eine geringere Durchmischung mit der Verbrennungsluft in der Nähe der Auslassventile statt, da die Tumbleströmung weniger Kraftstoff abtransportiert. GEV-Messungen der HC-Konzentration auf der Auslassseite zwischen den Ventilen bestätigen diese These (**Abbildung 4.4.10**). Es ist über den gesamten untersuchten Kurbelwinkelbereich die vom Raildruck abhängige Erhöhung der HC-Konzentration

zu erkennen. Der Unterschied im Vergleich zur Messstelle zwischen den Einlassventilen ist gering. Nach der Verbrennung verlaufen die Kurven annähernd gleich.

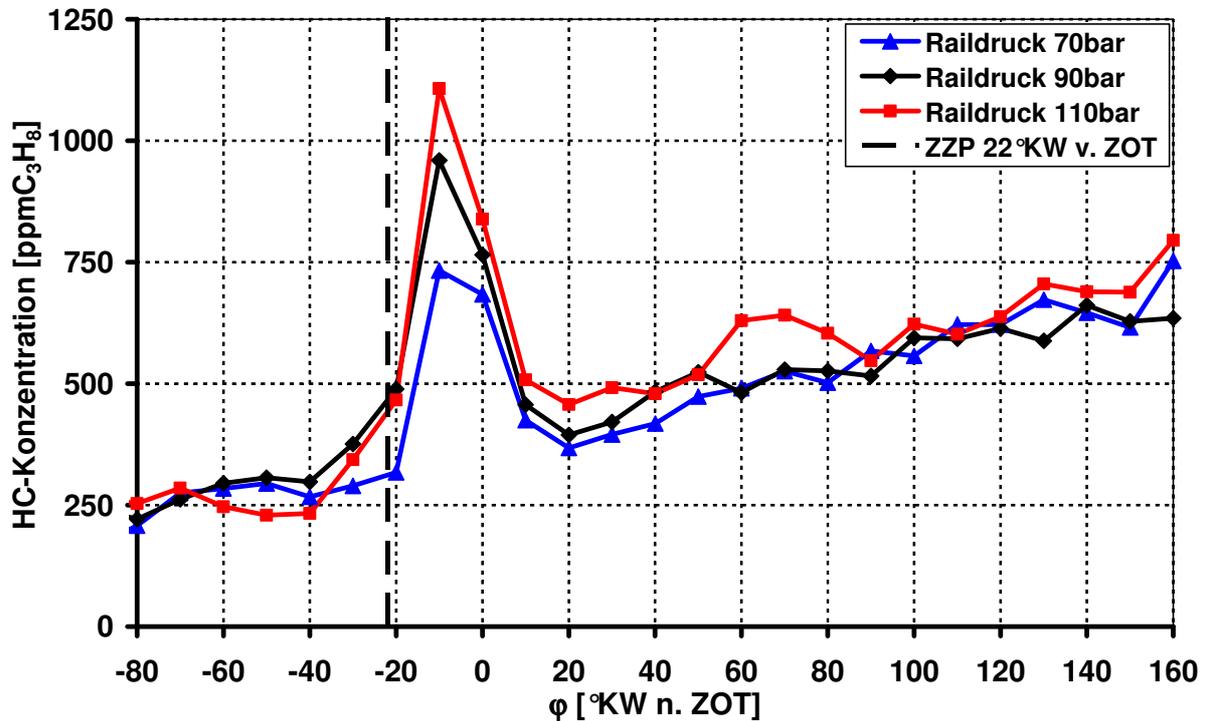


Abbildung 4.4.10: Einfluss des Raildrucks auf die HC-Konzentration zwischen den Auslassventilen, ermittelt mit GEV (Zylinder 3; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZPP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$)

Grundsätzlich ist bei allen untersuchten Betriebspunkten festgestellt worden, dass zwei HC-Effekte nach der Verbrennung existieren. Zum einen führt eine aus der Kraftstoffmulde herauswehende "HC-Fahne" zu einer relativ hohen HC-Konzentration unter den Auslassventilen, und zum anderen ist immer eine hohe HC-Konzentration unter den Einlassventilen detektiert worden (**Abbildung 4.4.11**), wie die GEV-Messungen bestätigen. Die hohe HC-Konzentration nach der Verbrennung unter den Einlassventilen ist durch die Kolbenbenetzung begründet. Eine stärkere Kolbenbenetzung durch geringere Raildrücke hat auch einen größeren Anstieg der HC-Konzentration unter den Einlassventilen zur Folge.

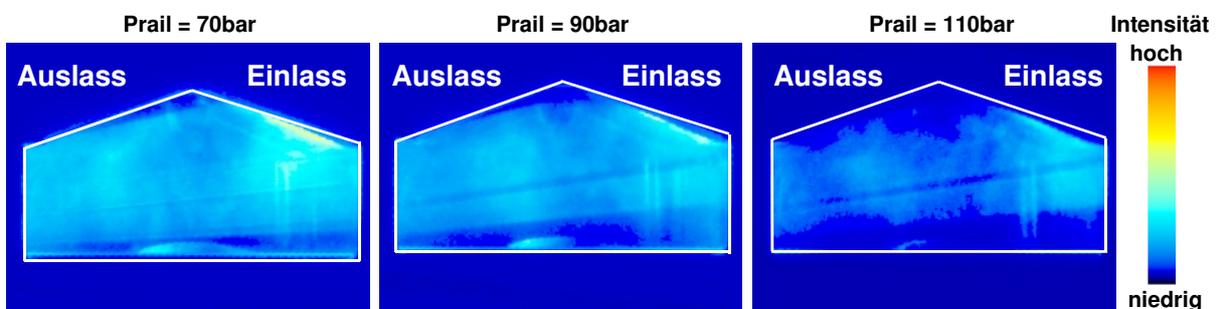


Abbildung 4.4.11: Einfluss des Raildrucks auf das Abdampfverhalten von Kohlenwasserstoffen bei $\varphi = 54^\circ\text{KW n. ZOT}$ am Motor mit optischem Zugang, ermittelt durch LIF-Messtechnik ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZPP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$; Laser 290mJ) [bloc2002a]

Eine Messung mittels getakteter Gasentnahme in der Zündkerzenbohrung hat ergeben, dass bei höheren Raildrücken die HC-Konzentration an der Messstelle schneller zunimmt und einen höheren Wert von $c_{HC} > 50000 \text{ ppm C}_3\text{H}_8$ erreicht und damit stärker angereichert ist als der Basiswert (**Abbildung 4.4.12**).

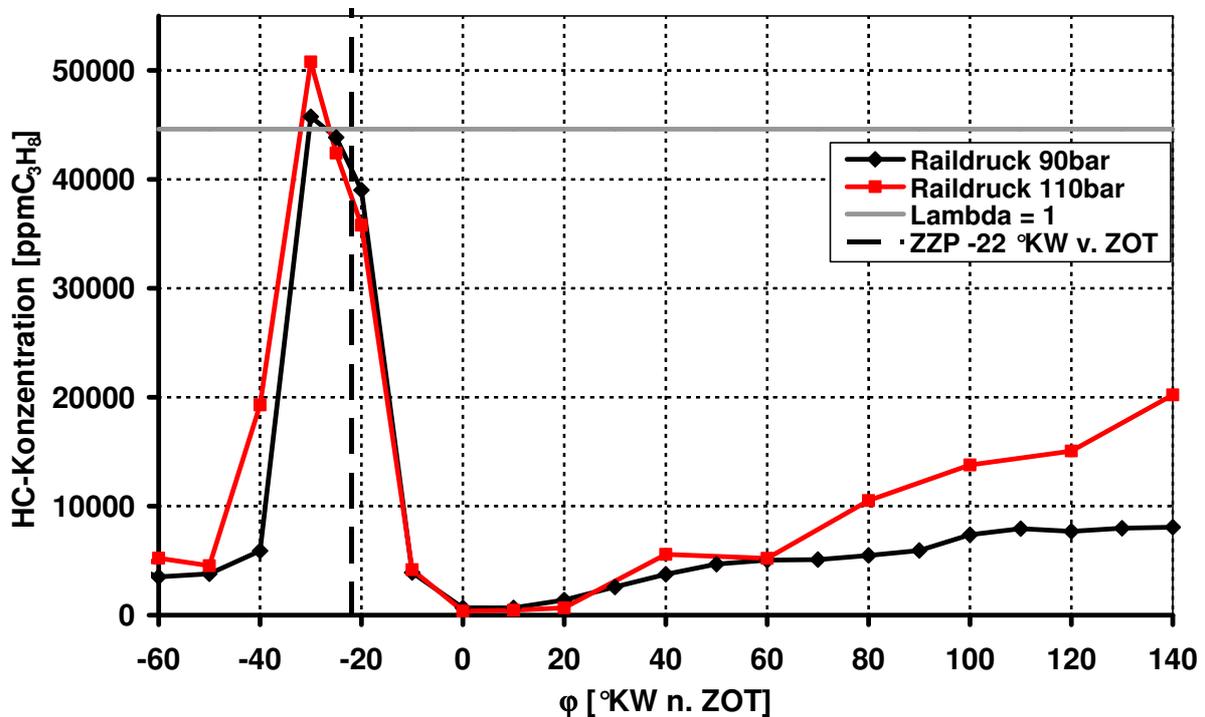


Abbildung 4.4.12: Einfluss des Raildrucks auf die HC-Konzentration im Bereich der Zündkerze, ermittelt mit GEV (Zylinder 3; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{ KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ \text{ KW v. ZOT}$)

Das Durchbrennverhalten ist bei beiden Messungen ähnlich. Bei höheren Raildrücken ist aufgrund des hohen Strahlimpulses eine stärkere Benetzung des Brennraumdachs über die Kolbenumlenkung vorhanden, die durch den hohen HC-Konzentrationsanstieg nach dem Durchbrennen an der Messstelle ab $\varphi = 60^\circ \text{ KW n. ZOT}$ belegt wird. Da die Gesamt-HC-Rohemissionen bei höheren Raildrücken abnehmen, müssen an anderer Stelle im Brennraum wesentlich weniger HC-Rohemissionen entstehen, um in Summe wieder auf die Gesamt-HC-Rohemissionen zu kommen. Wie Messungen mit dem schnellen FFID ergeben haben, ist auf der Kolbenoberfläche in der Kraftstoffmulde wesentlich weniger Kraftstoff bei höheren Raildrücken zwischengespeichert (**Abbildung 4.4.13**).

Die Luftströmung hat sehr großen Einfluss auf das Strahlbild des Einspritzstrahls, wie schon anhand der LIF-Messungen zu erkennen ist. Jedoch hat der Einspritzstrahl seinerseits kaum einen Einfluss auf die In-Zylinder-Strömung, wie PIV-Messungen an einem optischen Motor gezeigt haben. Eine Variation des Raildrucks zwischen $p_{\text{Rail}} = 70 \text{ bar}$ und $p_{\text{Rail}} = 110 \text{ bar}$ bei einer Drehzahl von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ließ zwischen $\varphi = 60^\circ \text{ KW v. ZOT}$ und $\varphi = 20^\circ \text{ KW v. ZOT}$ keine Beeinflussung der Strömungsgeschwindigkeiten über der Luftmulde des Kolbens erkennen.

Neben dem Einspritzdruck ist auch der Differenzdruck zwischen Einspritzdruck und Zylinder-Innendruck entscheidend für die Größe der Tropfen. Je größer diese Differenz ist, desto kleiner sind die Tropfen [kuba2001a].

Mit höherem Raildruck steigt die Penetration des Strahls an, da die Tropfen die Düsen spitze mit höherer Geschwindigkeit verlassen und die Interaktion zwischen

Tropfen und Oberfläche in axialer Richtung vernachlässigt werden kann. Der Spraywinkel ändert sich kaum, aber die radiale Geschwindigkeit ist größer. Die Folge sind kleinere Tropfen, und daraus resultierend bleibt der Impuls, also das Produkt aus Geschwindigkeit und Masse, nahezu konstant [kuba2001a].

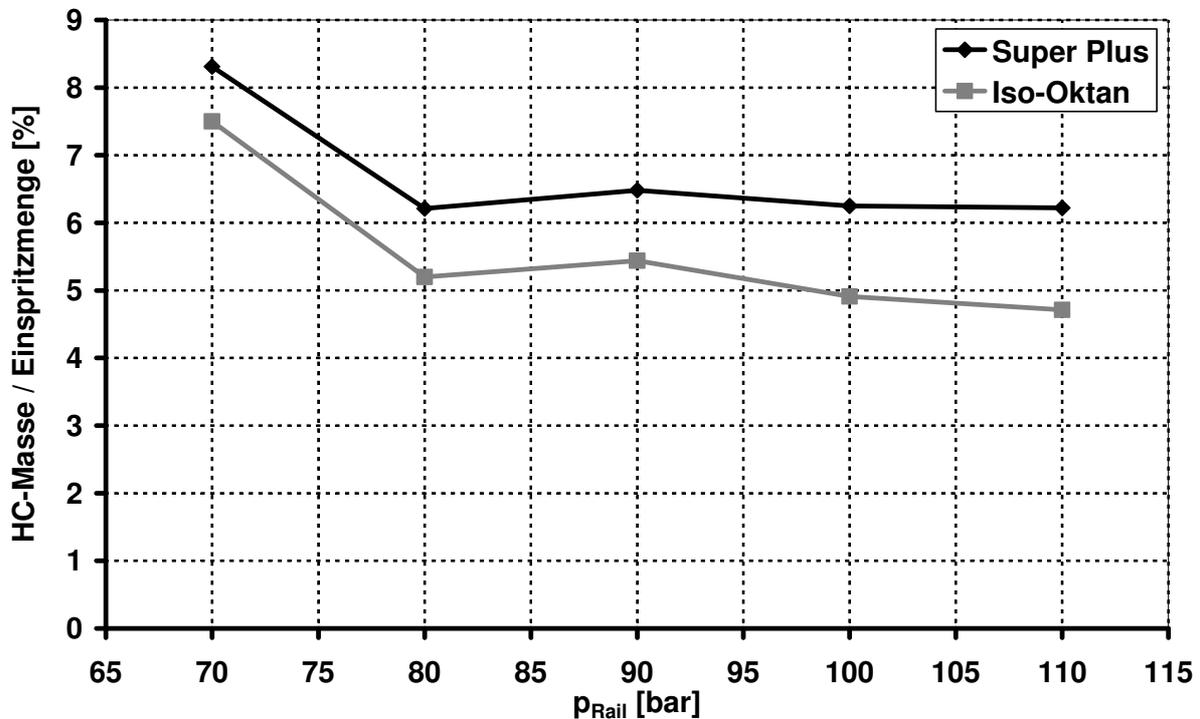


Abbildung 4.4.13: Einfluss des Raildrucks auf die stationär zwischengespeicherte HC-Masse im Zylinder bei negativem Lastsprung in Abhängigkeit vom Kraftstoff ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$)

Entgegen dieser Untersuchungen war mittels negativer Lastsprünge und FFID-Messungen hinter den Auslassventilen von Zylinder 3 im Betrieb mit Ladungsschichtung jedoch eine Reduzierung der abdampfenden HC-Masse festzustellen. Das heißt, trotz höherer Geschwindigkeiten durch höhere Raildrücke wird die im Brennraum zwischengespeicherte HC-Masse reduziert. Dies deutet darauf hin, dass die Verdampfungseigenschaften durch höhere Raildrücke verbessert werden. Bei zunehmendem Raildruck verringert sich die Kraftstofffilmmasse auf der Kolbenoberfläche. Die durch hohe Raildrücke entstehenden kleineren Tropfen besitzen eine größere Oberfläche und verdampfen besser.

Der Vergleich mit dem Kraftstoff iso-Oktan zeigt das gleiche Verhalten auf einem durch den geringeren Siedepunkt um etwa 1...2% tiefer liegenden Niveau. Der Kraftstoff hat auf das grundsätzliche Verhalten des Kraftstofffilms auf dem Kolben bei Variation des Raildrucks keinen Einfluss.

Temperaturmessungen 1mm unter der Kolbenoberfläche haben gezeigt, dass die stationäre Kolbenoberflächentemperatur mit der Steigerung des Raildrucks von $p_{\text{Rail}} = 60\text{bar}$ auf $p_{\text{Rail}} = 110\text{bar}$ um 2K zunimmt. Anhand der Parametervariation mit iso-Oktan ist jedoch kein lineares Verhalten zwischen den zwei Kraftstoffen zu erkennen (**Abbildung 4.4.14**).

Mit abnehmendem Raildruck wird die Differenz der spezifischen HC-Rohemissionen größer. Dies liegt in den besseren Verdampfungseigenschaften von iso-Oktan

begründet. Bei geringem Raildruck werden die Tropfen besser von der Luftströmung erfasst und aufbereitet. Es kommt zu einem ausgeprägten Flame-Quenching bei Verwendung leicht flüchtiger Kraftstoffe, da die Aufbereitung dann bei dem im Versuchsmotor verwendeten wandgeführten Brennverfahren zu weit fortgeschritten ist und keine kompakte Gemischwolke an der Zündkerze vorliegt.

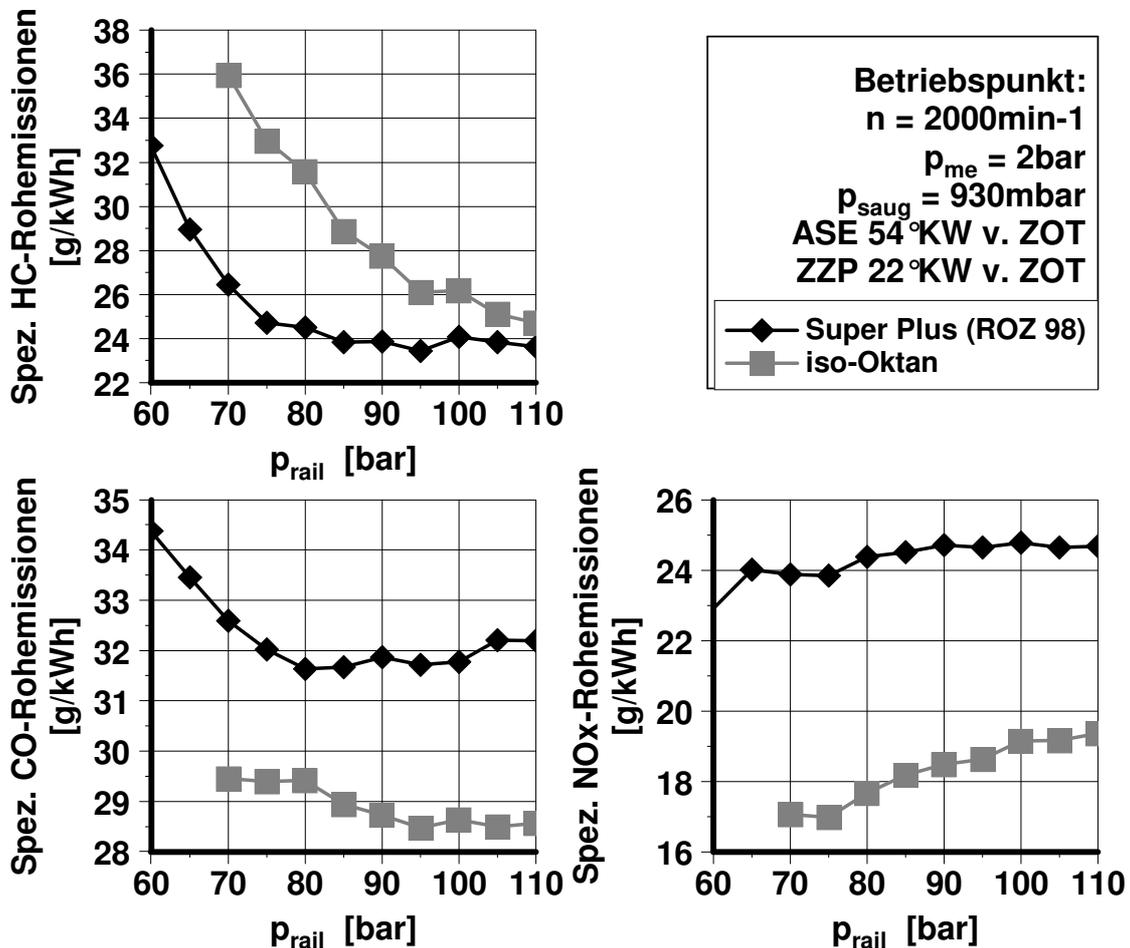


Abbildung 4.4.14: Einfluss des Kraftstoffs (Super-Plus, iso-Oktan) und des Raildrucks auf die spezifischen HC-, CO- und NO_x-Rohemissionen ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{ KW v. ZOT}$; $\varphi_{ZYP} = 22^\circ \text{ KW v. ZOT}$)

Für die Tatsache, dass mit zunehmendem Raildruck nicht unbedingt mehr Kraftstoff auf dem Kolbenboden zwischengespeichert wird, sprechen ebenfalls die in der Einspritz-Druckkammer untersuchten Raildruckeinflüsse auf das Verhalten des Kraftstofffilms [hash2001a].

Es kann gezeigt werden, dass unter stationären Bedingungen mit zunehmendem Raildruck zwar eine tendenziell höhere Abkühlung des Kolbenblechs erfolgt (**Abbildung 4.4.15**), jedoch wird mittels PDA-Untersuchungen auch festgestellt, dass die auf der Oberfläche ankommenden Tropfen wesentlich kleiner sind und somit deutlich bessere Bedingungen für die Verdampfung der Sekundärtropfen bestehen (**Abbildung 4.4.16**). Die stationäre Blechtemperatur beträgt bei $p_{Rail} = 70 \text{ bar}$ und $p_{Rail} = 90 \text{ bar}$ $T_{Kolben} = 157^\circ \text{ C}$ und bei $p_{Rail} = 110 \text{ bar}$ $T_{Kolben} = 160^\circ \text{ C}$.

Als Sekundärtropfen werden die Tropfen bezeichnet, die nach der Spray-Wand-Interaktion vorhanden sind. Die PDA-Messungen finden unter atmosphärischen Bedingungen ($p_{Umg} = 1013 \text{ mbar}$; $T_{Umg} = 21^\circ \text{ C}$) und einer Absauggeschwindigkeit hinter der Messanordnung von $v_{Absaugung} = 0,2 \text{ m/s}$ statt.

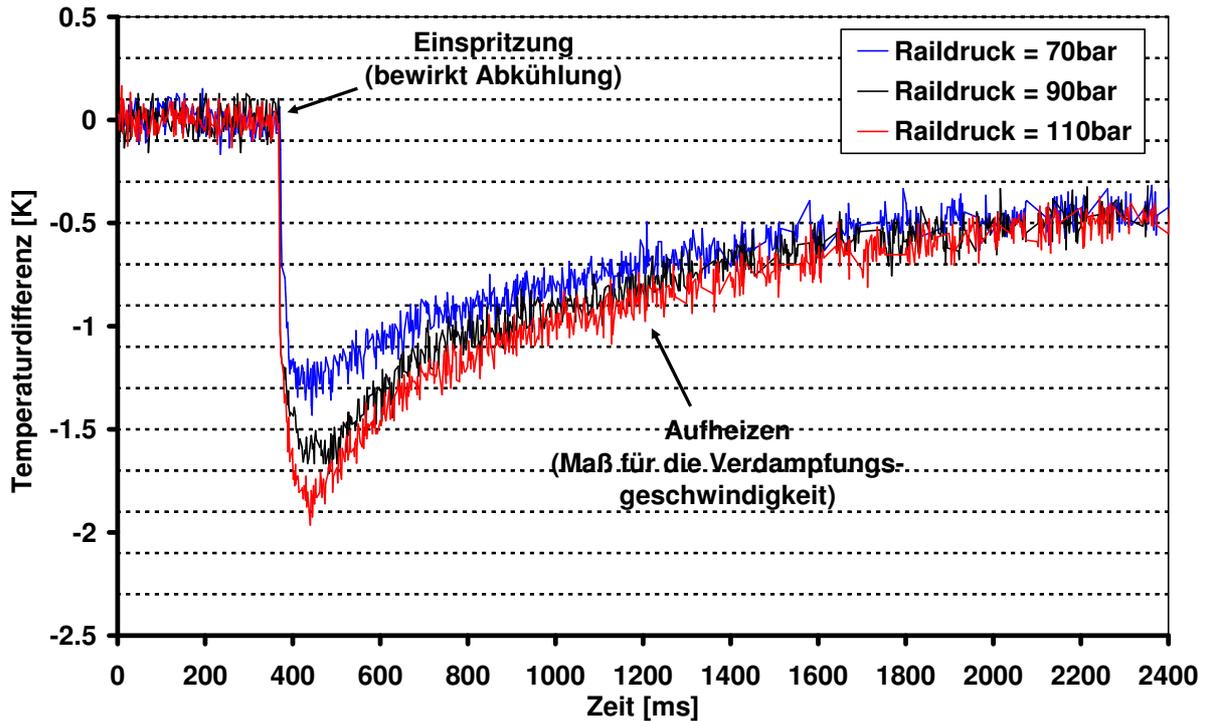


Abbildung 4.4.15: Einfluss des Raildrucks auf die maximale Änderung der Kolbenoberflächen-Temperatur mittels Infrarot-Thermografie in der Einspritz-Druckkammer ($p_{\text{Kammer}} = 4,4\text{bar}$)

Um das grundsätzliche Verhalten der Drallinjektoren zu untersuchen, werden die verwendeten Injektoren mittels PDA vermessen. Dabei wird das Messvolumen auf einer der Kolbenmulde entsprechenden virtuellen Bahn bewegt. Es kann so die Kolbenoberfläche nachgebildet werden.

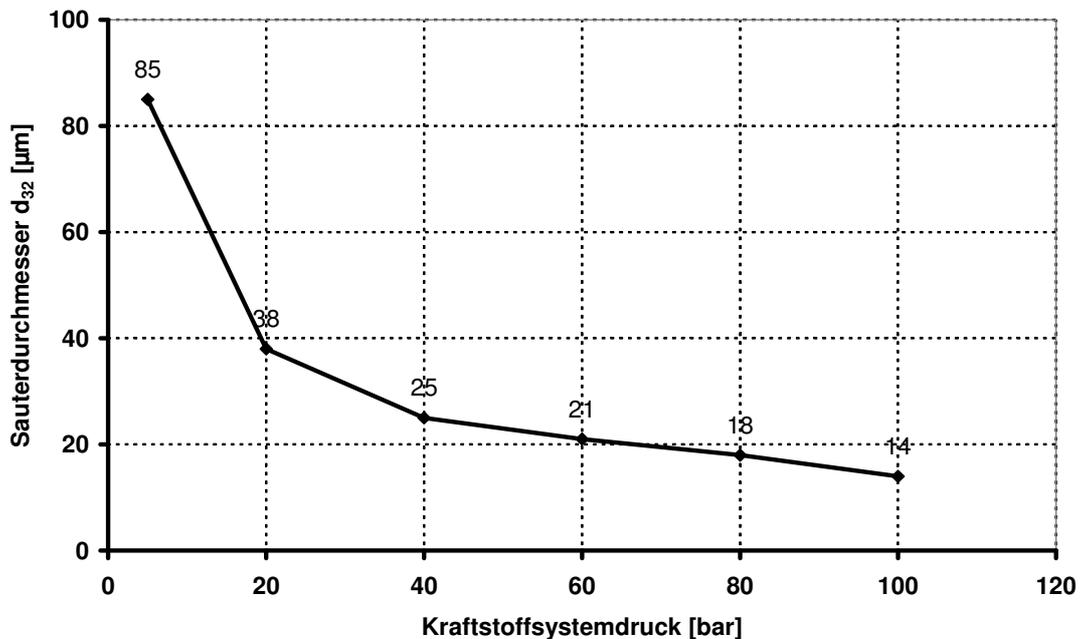


Abbildung 4.4.16: Einfluss des Raildrucks auf den Sauterdurchmesser ($T_{\text{Umg}} = 21^\circ\text{C}$; $p_{\text{Umg}} = 1013\text{mbar}$)

Abbildung 4.4.17 zeigt den Unterschied der Weberzahl bei verschiedenen Raildrücken an unterschiedlichen Messpunkten auf der virtuellen Kolbenoberfläche.

Es ist erkennbar, dass der Anstieg der Weberzahl (Gl. 3.2.6) mit zunehmendem Raildruck in Richtung Auslassseite des Kolbens rückt. Die Maxima steigen mit zunehmendem Raildruck leicht an. Die Lage des Maximums verschiebt sich zu weiter in Richtung Auslassseite liegenden Messpunkten aufgrund der später ansteigenden Weberzahl. Stationär unter atmosphärischen Bedingungen sind jedoch kaum Unterschiede in der Weberzahl auszumachen. Der Bereich der Messpunkte 27-33 ist der Bereich des Kolbens, in dem der Hauptteil der Einspritzung auf dem Kolben auftrifft, was anhand der Thermografie-Messungen bestätigt werden kann. Da die Weberzahl immer die Grenze von $We = 80$ überschreitet, ist zu erwarten, dass der Hauptteil der auftreffenden Tropfen zerplatzt und zu Beginn des Auftreffens nur ein kleiner Teil eine Wandbenetzung bildet. Dies bestätigt die bisherigen Ergebnisse zur Wandbenetzung. Ein erhöhter Zylinder-Innendruck im Betrieb mit Ladungsschichtung führt zwar zu einer kleinen Änderung der Geschwindigkeit, jedoch ist zu vermuten, dass die Weberzahl dadurch nicht wesentlich beeinflusst wird. Eher wird sie durch die Kompaktheit nochmals erhöht, was zu keiner Änderung des Verhaltens führen würde.

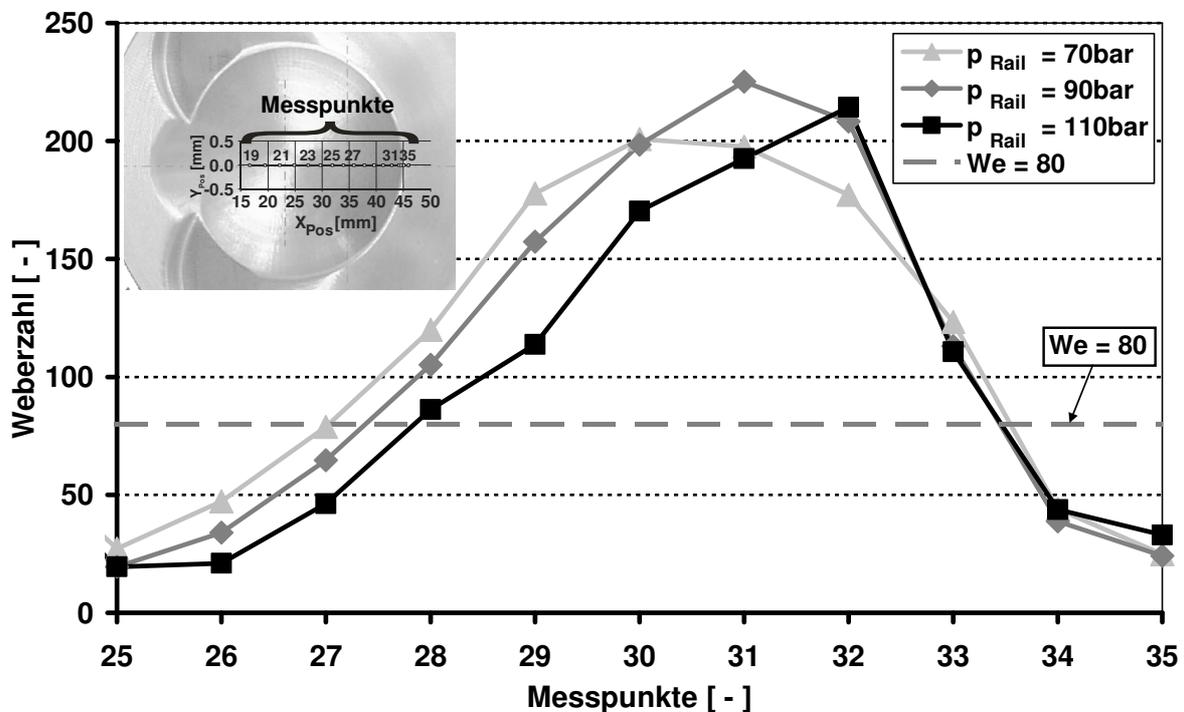


Abbildung 4.4.17: Einfluss des Raildrucks auf die Weberzahl (Kolbenstellung entspricht Position bei $\phi_{\text{ASE}} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; $T_{\text{Umg}} = 21^\circ \text{C}$; $p_{\text{Umg}} = 1013 \text{mbar}$)

Die unterschiedlichen Verhaltensweisen von Tropfen auf Oberflächen [stan1996a; bai1995a; send1997a; kalb1999a] werden in Kapitel 3.2.2 näher erläutert.

Nach Wachters et al. [wach1966a] und Wallesten et al. [wall2002a] ergibt sich die in **Abbildung 4.4.18** dargestellte Verhaltensweise für die Weberzahl der Sekundärtropfen.

Da die Weberzahlen im maßgeblichen Bereich zwischen $We = 80$ und $We = 230$ liegen (s. Abb. 4.4.17), sind Durchmesser und Geschwindigkeit der Sekundärtropfen sehr klein. Der Transport des Sprays erfolgt nahezu ausschließlich durch die Kolbenbewegung und die Zylinder-Innenströmung.

Ein Einspritzvorgang und die damit verbundene Spray-Wand-Interaktion bei wand-/luftgeführten Brennverfahren hat zwei Hauptprozesse zur Folge. Bei der Primärspraybildung entsteht ein Spektrum von Kraftstofftropfen mit unterschiedlichen Eigenschaften. Die Zerstäubungsqualität ist ein Maß für die Injektorgüte. Die

Sekundärspraybildung findet durch die im Betrieb mit Ladungsschichtung stark ausgeprägte Ladungsbewegung statt. Dabei werden Tropfen durch den hohen Lufteintrag beim Verdampfungsvorgang unterstützt. Ein Maß für das sich verändernde Tropfenspektrum ist der Sauterdurchmesser. **Abbildung 4.4.19** zeigt den Sauterdurchmesser d_{32} und d_{10} bei einer Einspritzung mit $p_{\text{Rail}} = 90\text{bar}$ über der Zeit an Messpunkt 31.

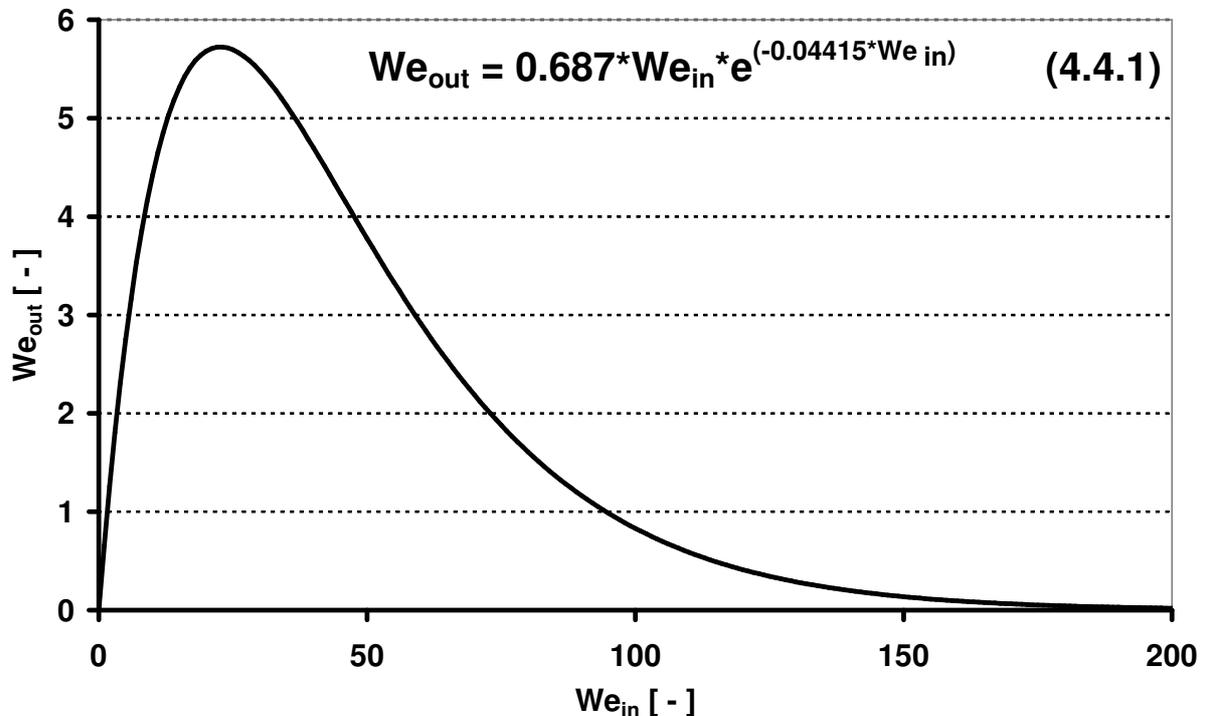


Abbildung 4.4.18: Theoretischer Zusammenhang zwischen den Weberzahlen We_{in} der Primärtropfen und We_{out} der Sekundärtropfen [wach1966a; wall2002a]

Es ist deutlich die Trennung zwischen Vor- und Hauptstrahl bei ca. 2,5ms zu erkennen. Nach etwa 3,5ms ist der eigentliche Einspritzvorgang in der Messebene abgeschlossen. Die restlichen Messsignale entstehen durch die in der Messebene stehenden Tropfen, die nur langsam von der Absaugung abtransportiert werden.

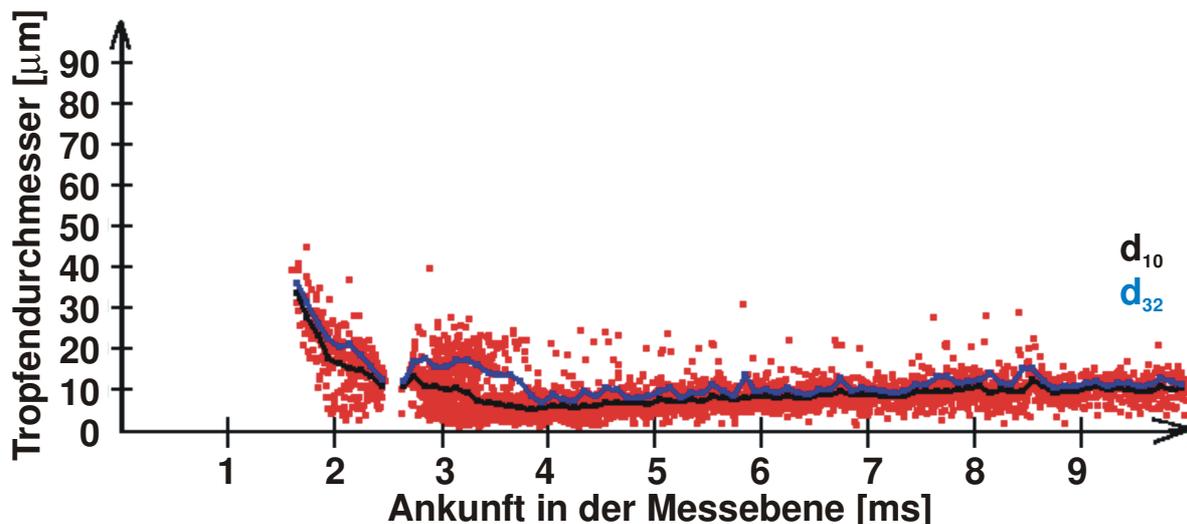


Abbildung 4.4.19: Sauterdurchmesser d_{10} und d_{32} über einer Einspritzung (Virtuelle Kolbenstellung entspricht Position bei $\varphi_{\text{ASE}} = 54^\circ\text{KW}$ v. ZOT; $p_{\text{Rail}} = 90\text{bar}$; $T_{\text{Umgebung}} = 21^\circ\text{C}$; $p_{\text{Umgebung}} = 1013\text{mbar}$)

Die Variation des Raildrucks hat gezeigt, dass sich die Wandbenetzung durch den in den möglichen Grenzen einstellbaren Raildruck nicht sehr stark beeinflussen lässt. Bei Raildrücken von über $p_{\text{Rail}} = 60 \text{ bar}$ bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, über $p_{\text{Rail}} = 80 \text{ bar}$ bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und über $p_{\text{Rail}} = 100 \text{ bar}$ bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ zeigen die Untersuchungen, dass der Raildruck nahezu keinen Einfluss mehr auf die HC-Rohemissionen hat.

4.4.2 Einfluss des Ansteuerendes der Hochdruck-Drallinjektoren

Neben dem Raildruck ist auch das Ansteuerende der Injektoren von entscheidender Bedeutung für das Verhalten des Kraftstoffs im Brennraum und auf der Oberfläche des Kolbens. Die Stellung des Kolbens zum Einspritzstrahl und der dabei vorherrschende Zylinder-Innendruck führen zu unterschiedlichen Verhaltensweisen des Einspritzstrahls und der Spray-Wand-Interaktion.

Eine Variation der Gemischbildungszeit in Abhängigkeit von Drehzahlen und effektiven Mitteldrücken gibt Aufschluss über die Mechanismen, die vor allem zu den HC-Rohemissionen durch Wandbenetzung führen. **Abbildung 4.4.20** zeigt die Lage und Dauer der Einspritzung in Abhängigkeit vom Ansteuerende und Zylinder-Innendrücken.

Spätes Ansteuerende der Drallinjektoren

Wenn sich das Ansteuerende in Richtung ZOT bewegt, also die Gemischbildungszeit reduziert, nimmt der Zylinder-Innendruck im Zylinder zum Zeitpunkt der Einspritzung zu. Der Kraftstoffstrahl bleibt kompakter und wird besser von der Kraftstoffmulde aufgenommen. Die Gemischbildungszeit wird kürzer und somit auch die Aufbereitungszeit für die Gemischwolke. Die Luftströmung kann bei der Aufbereitung kaum mehr unterstützend wirken, da der Einspritzstrahl vor der Tumbleströmung durch die Kante zwischen Luft- und Kraftstoffmulde geschützt wird.

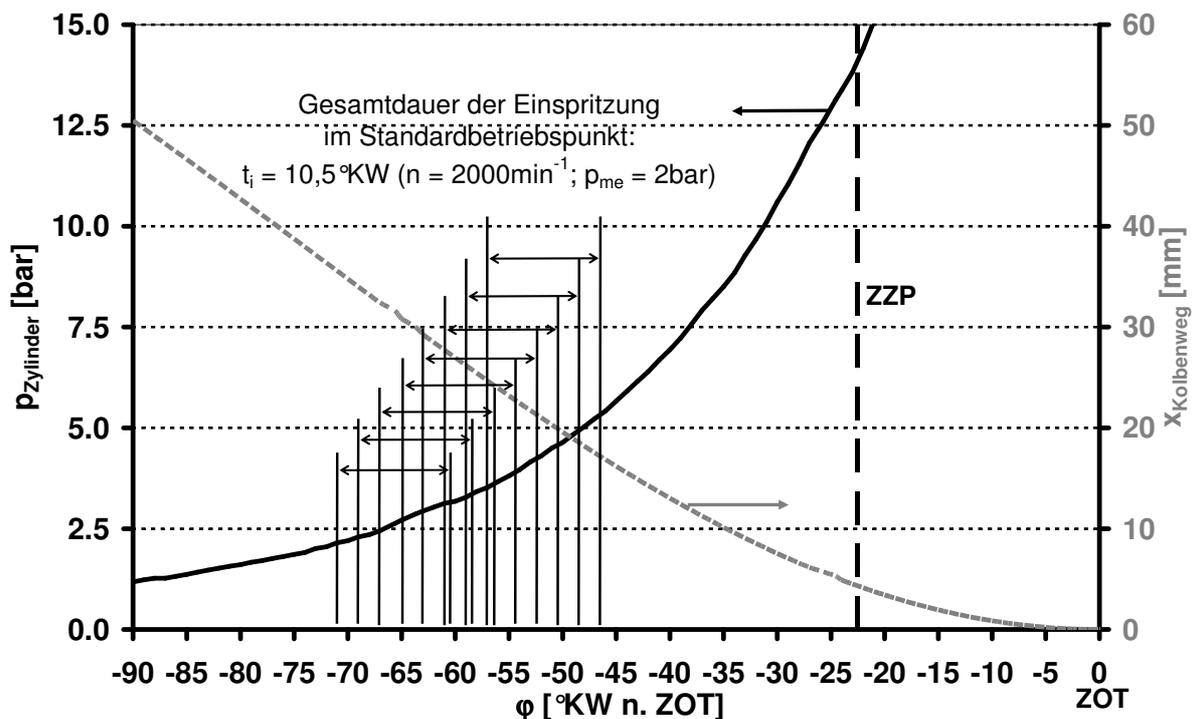


Abbildung 4.4.20: Lage und Dauer der Einspritzung in Abhängigkeit vom Ansteuerende des Drallinjektors

Auf der Kolbenoberfläche kommt ein wesentlich stärker angereichertes Gemisch an, und der Benetzungsgrad ist höher. Die geringere Durchmischung mit der Luft unter höherem Druck und in kürzerer Zeit führt zu einer unterstöchiometrischen Gemischwolke an der Zündkerze zum Zündzeitpunkt, wie GEV-Messungen in diesem Bereich zeigen (**Abbildung 4.4.21**).

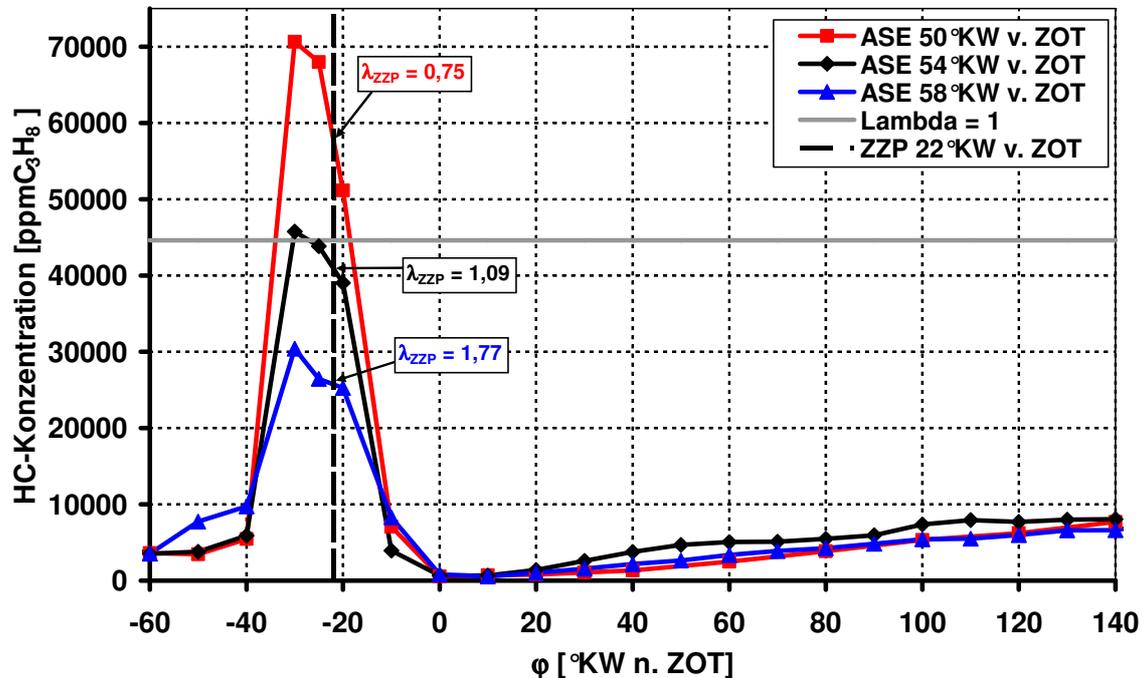


Abbildung 4.4.21: Einfluss des Ansteuerendes der Drallinjektoren auf die HC-Konzentration im Bereich der Zündkerze, ermittelt mit GEV (Zylinder 3; $n = 2000 \text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{bar}$; $p_{rail} = 90 \text{bar}$; $\lambda_{global} = 3,3$)

Der Verlauf der HC-Konzentration vor und nach dem Zündzeitpunkt macht deutlich, wie angereichert das Gemisch bei Reduzierung der Gemischbildungszeit an der Zündkerze wird. Die Zeit reicht nicht aus, um das Gemisch ausreichend aufzubereiten, und es folgt eine Entflammung unterstöchiometrischen Gemischs. Eine Messung mittels Lichtwellenleiter bestätigt eine zunehmend langsamere Verbrennung sowohl bei zu magerem als auch bei zunehmend fetterem Gemisch zum Zündzeitpunkt (**Abbildung 4.4.22** und **4.4.23**).

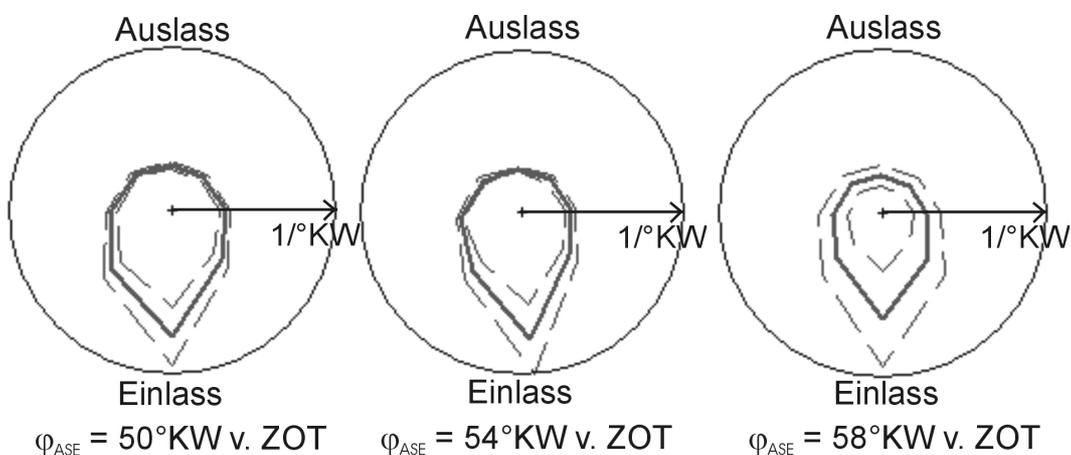


Abbildung 4.4.22: Einfluss des Ansteuerendes der Drallinjektoren auf das Entflammungsverhalten ermittelt durch AVL-Visioflame-System in der Zündkerzenbohrung (Strahlengang: vertikal; $n = 2000 \text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{bar}$; $\phi_{ZPP} = 22^\circ \text{KW v. ZOT}$; $p_{Rail} = 90 \text{bar}$)

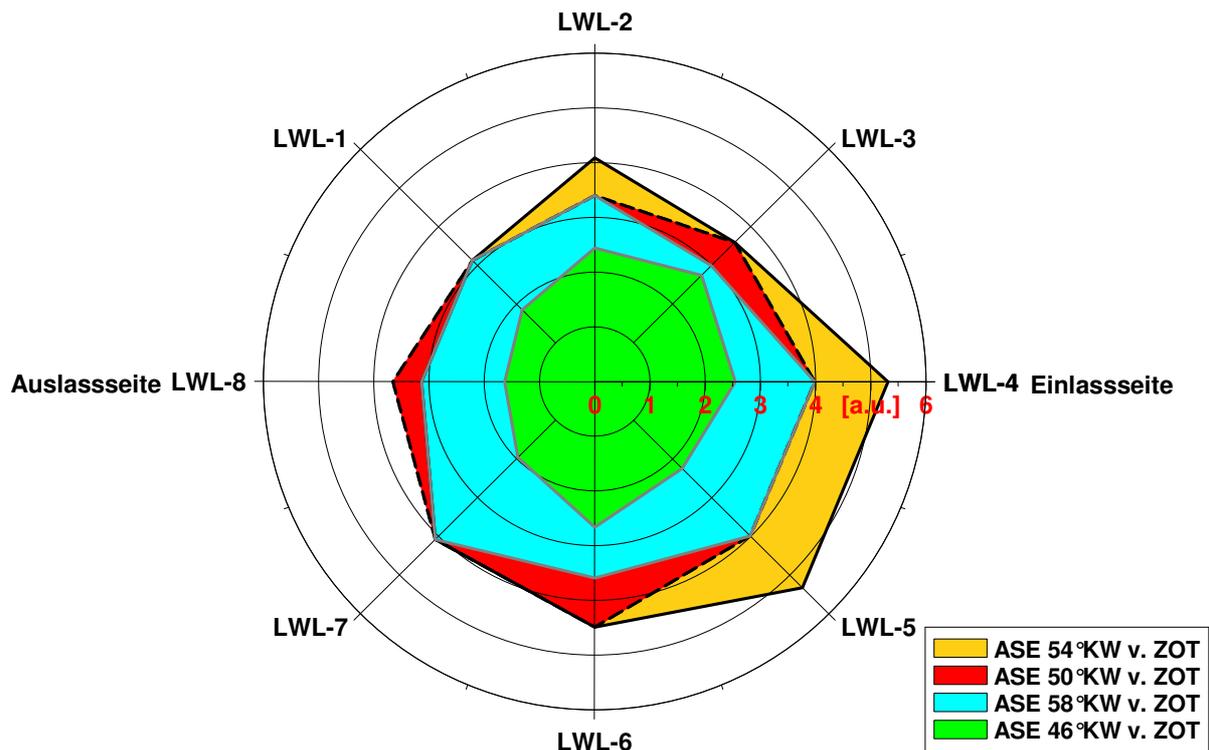


Abbildung 4.4.23: Einfluss des Ansteuerendes der Drallinjektoren auf das Entflammungsverhalten ermittelt durch Lichtwellenleiter-Messtechnik in der Zündkerzenbohrung (Strahlengang: 70° Neigung zur Vertikalachse; $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ \text{ KW v. ZOT}$; $p_{Rail} = 90 \text{ bar}$)

Sowohl mit Anordnung des Strahlengangs senkrecht in Richtung Kolben (Abbildung 4.4.22) als auch mit den am Brennraumdach entlang geführten Strahlengang (Abbildung 4.4.23) zeigt sich bei ASEs von $\varphi_{ASE} = 50^\circ \text{ KW v. ZOT}$ und $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{ KW v. ZOT}$ ein sehr ähnliches Ausbreitungsverhalten der frühen Flamme.

Bei späten ASEs (Abbildung 4.4.23: $\varphi_{ASE} = 46^\circ \text{ KW v. ZOT}$) wird Dauer der Entflammungsphase durch die starke Anreicherung erheblich verlängert. Zu frühen ASEs ($\varphi_{ASE} = 58^\circ \text{ KW v. ZOT}$) wird die Ausbreitungsgeschwindigkeit durch die hohe Abmagerung der Gemischwolke kleiner. Die Standardabweichung, deren Werte durch die gestrichelten Linien dargestellt sind, steigt deutlich an, und die zyklischen Schwankungen nehmen zu.

In **Abbildung 4.4.24** ist der aus **Abbildung 4.4.21** berechnete Lambda-Verlauf des realen Motors einer CFD-Simulation desselben Betriebspunkts gegenübergestellt. Die CFD-Ergebnisse stützen die Aussage der unzureichenden Gemischbildung bei späten ASEs.

Ein Vergleich zwischen Lambda-Verläufen mittels schnell getakteter Gasentnahmemessungen und den Lambda-Verläufen einer CFD-Simulation zeigt eine gute Übereinstimmung der Werte an der Zündkerze (**Abbildung 4.4.21**). Die Darstellung des Kraftstoffmassenbruchs aus der CFD-Simulation (**Abbildung 4.4.25**) bestätigt die Messergebnisse, wobei die Abweichungen zwischen CFD-Simulation und GEV-Messungen durch die vor allem im Betrieb mit Ladungsschichtung großen zyklischen Schwankungen bedingt sind. Bei dem Idealfall der CFD-Simulation fallen diese Effekte weg, und es kommt zu einem angereicherten Gemisch am Messort.

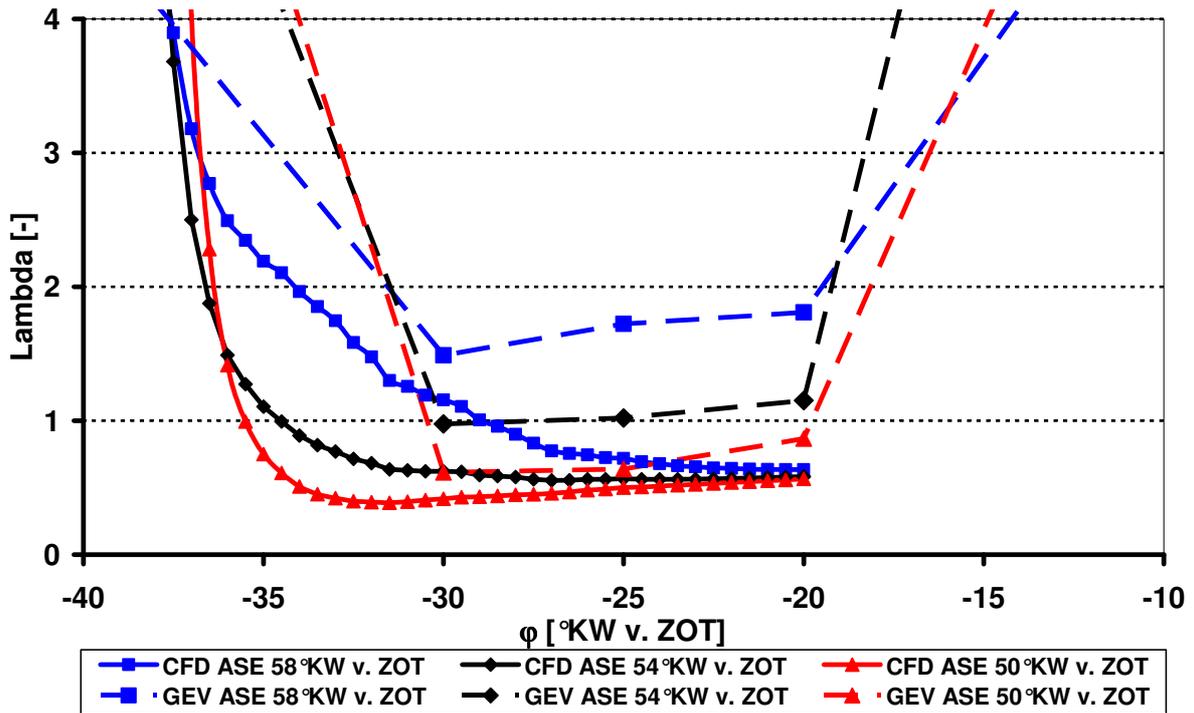


Abbildung 4.4.24: Vergleich des Verlaufs des lokalen Luftverhältnisses λ_{lokal} an der Zündkerze, ermittelt durch GEV-Messung und CFD-Simulation ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{\text{me}} = 2 \text{ bar}$; $\varphi_{\text{ZP}} = 22^\circ \text{ KW v. ZOT}$; $p_{\text{Rail}} = 90 \text{ bar}$) (CFD-Simulation: [wink2002b])

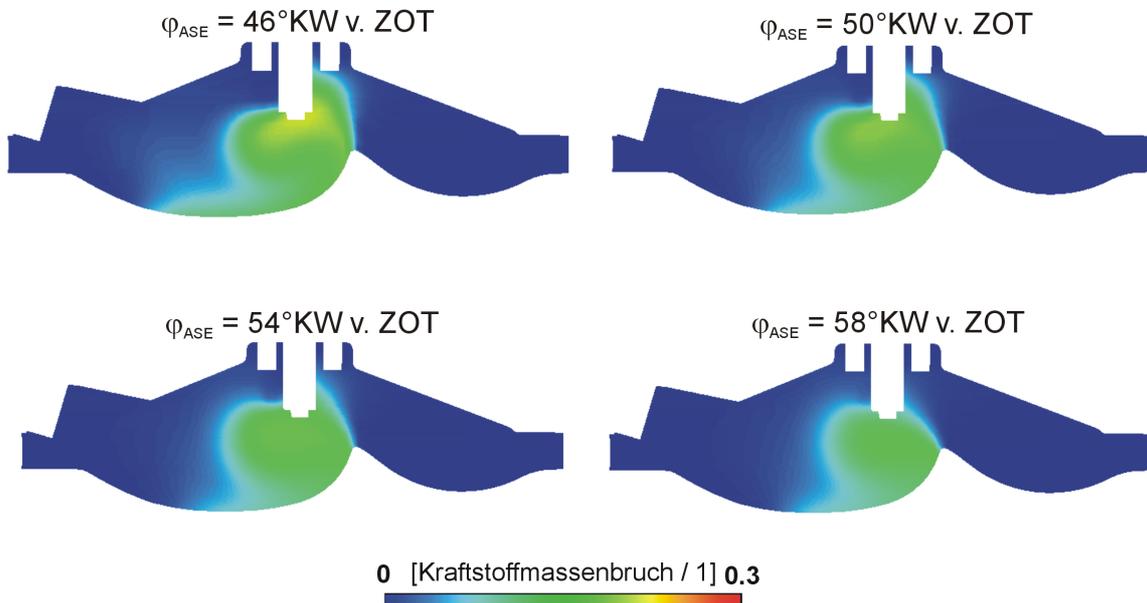


Abbildung 4.4.25: Einfluss des Ansteuerendes der Drallinjektoren auf den Kraftstoffmassenbruch ermittelt durch CFD-Simulation zum Zündzeitpunkt $\varphi_{\text{ZP}} = 22^\circ \text{ KW v. ZOT}$ ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{\text{me}} = 2 \text{ bar}$) [wink2002b]

Die Reduzierung der Gemischbildungszeit durch Verspätung des Einspritzzeitpunkts bei konstantem Zündzeitpunkt führt zu einer Erhöhung der spezifischen HC-Rohemissionen und zu einem starken Anstieg der Rußemissionen (**Abbildung 4.4.26**). Gleichzeitig steigen auch die spezifischen CO-Rohemissionen an.

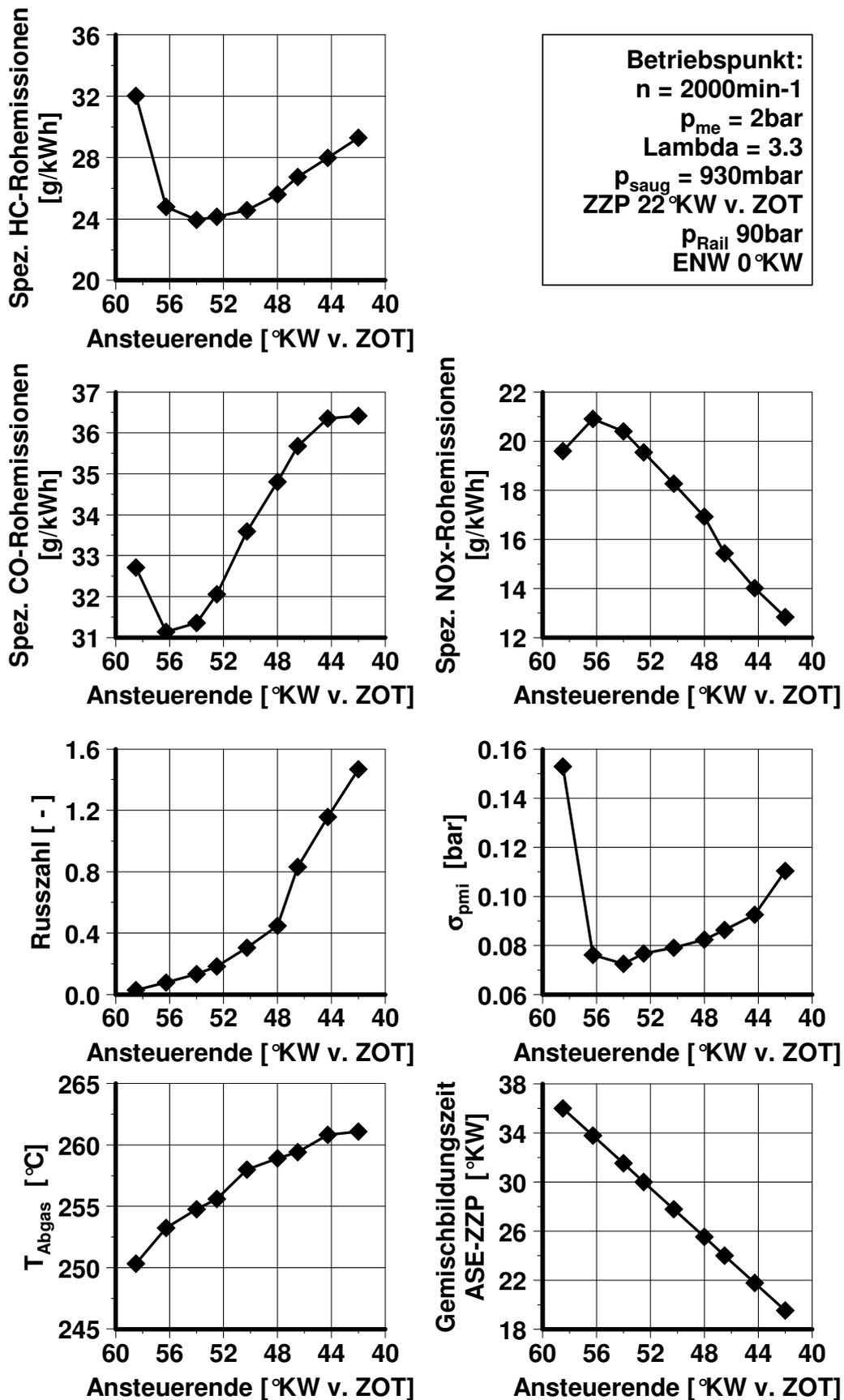


Abbildung 4.4.26: Einfluss des Ansteuerendes der Drallinjektoren auf die spezifischen HC-, CO- und NO_x-Rohemissionen, die Rußemissionen, die Standardabweichung σ_{pmi} , die Abgastemperatur und die Gemischbildungszeit ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $p_{rail} = 90 \text{ bar}$; $\varphi_{ZPP} = 22 \text{ °KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,3$)

Die innere Kühlung durch den spät eingespritzten Kraftstoff und die durch unzureichende Gemischaufbereitung entstehenden, angereicherten Gemischzonen führen zu einer Reduzierung der spezifischen NO_x -Rohemissionen.

Die unzureichende Gemischbildung wird durch die Erhöhung des Zylinder-Innendrucks zum Einspritzzeitpunkt noch verstärkt, weil die Gemischwolke trotz leichten Anstiegs der Zylinder-Innentemperaturen schlechter aufbereitet wird. Der Lufteintrag in die Gemischwolke verschlechtert sich sowohl durch die ansteigende Arbeitsgasdichte als auch durch den geringeren Lufteintrag seitens des Tumbles. Durch den steigenden Kraftstoffanteil im Abgas erhöht sich auch die Abgastemperatur von $T_{\text{Abgas}} = 250^\circ\text{C}$ bei einem ASE von $\varphi_{\text{ASE}} = 58^\circ\text{KW v. ZOT}$ auf $T_{\text{Abgas}} = 261^\circ\text{C}$ bei $\varphi_{\text{ASE}} = 42^\circ\text{KW v. ZOT}$. Durch die Verbrennung unterstöchiometrischen Gemischs erhöht sich außerdem die Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks. Der Liefergrad ändert sich mit Variation des Ansteuerendes nicht.

Eine Entflammung stark angereicherten Gemischs spiegelt sich auch in den Rußemissionen wider, welche unterhalb eines ASEs von $\varphi_{\text{ASE}} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$ deutlich über den akzeptablen Werten liegen. Nahezu der gesamte Kraftstoff wird entflammt, jedoch ist durch den zunehmenden Zylinder-Innendruck im Zylinder und den fehlenden Lufteintrag in das Spray nicht ausreichend Durchmischung mit der Luft zustande gekommen, um den Kraftstoff vollständig zu verbrennen.

Eine Speicherung von Kraftstoffanteilen im Bereich der Zündkerze verläuft weitgehend gleich, wie die GEV-Messungen (Abbildung 4.4.21) belegen. Bei den betrachteten ASEs kommt es nach der Verbrennung zu keiner Erhöhung der zwischengespeicherten Kraftstoffanteile am Brennraumdach. Bei einem ASE von $\varphi_{\text{ASE}} = 58^\circ\text{KW v. ZOT}$ wird bei $\varphi = 50^\circ\text{KW v. ZOT}$ ein stärkerer Anstieg der HC-Konzentration beobachtet, der aus dem durch die Verwehungen der Gemischwolke stammenden luftgeführten Anteil herrührt.

Abbildung 4.4.27 zeigt die Ergebnisse einer Variation des Ansteuerendes mit der bereits erwähnten PMT-SIS-Technik. Es ist deutlich die hellere Flamme bei spätem ASE zu erkennen. Der Anteil der Diffusionsverbrennung an der gesamten Verbrennung steigt erheblich an. Die Flamme folgt dem sich nach unten bewegenden Kolben ($\varphi = 38 - 58^\circ\text{KW n. ZOT}$). Eine Folge der angereicherten Verbrennung sind die stark erhöhten Rußemissionen.

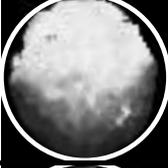
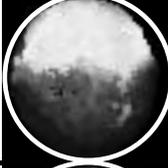
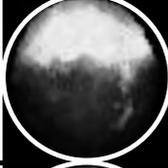
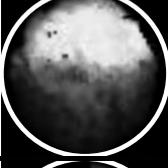
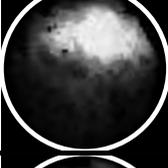
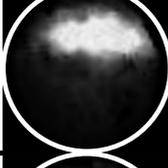
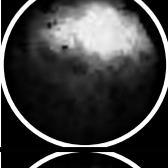
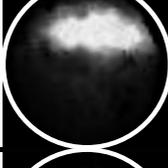
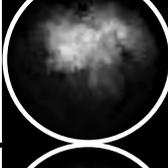
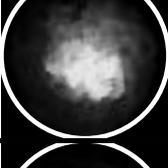
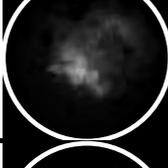
φ	φ_{ASE} 50°KW v. ZOT	φ_{ASE} 54°KW v. ZOT	φ_{ASE} 58°KW v. ZOT
12°KW v. ZOT			
2°KW v. ZOT			
8°KW n. ZOT			
18°KW n. ZOT			
28°KW n. ZOT			
38°KW n. ZOT			
48°KW n. ZOT			
58°KW n. ZOT			

Abbildung 4.4.27: Einfluss des Ansteuerendes der Drallinjektoren auf die Verbrennung, ermittelt durch PMT-SIS-System (Blickrichtung: getriebeseitig in Richtung Zylinder 3; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,3$)

Mit Hilfe der GEV-Messtechnik wird untersucht, aus welchen Bereichen des Brennraums die HC-Emissionen stammen. In **Abbildung 4.4.28** ist die durch eine frühere Einspritzung zwischen $\varphi = 70^\circ\text{KW v. ZOT}$ und $\varphi = 30^\circ\text{KW v. ZOT}$ größere Aufweitung des Strahls bei frühen ASEs im Bereich der Einspritzdüse erkennbar. Der mit spätem ASE zunehmende Zylinderdruck und die abnehmende Interaktion des Sprays mit dem Kolben hält den Einspritzstrahl kompakter. Die stärkere Strahl-Kolbenwand-Interaktion bei späten ASEs führt an dieser Messstelle zu einem angereicherten Gemisch. Auf der Auslassseite haben die detektierten Gemischanteile durch die auf die Auslassseite getragenen angereicherten

Kraftstoffwolken mit zunehmender Spätverstellung des ASEs tendenziell eine höhere HC-Konzentration (**Abbildung 4.4.29**). Nach Durchqueren der Flammenfront verlaufen die HC-Konzentrationen nahezu gleich.

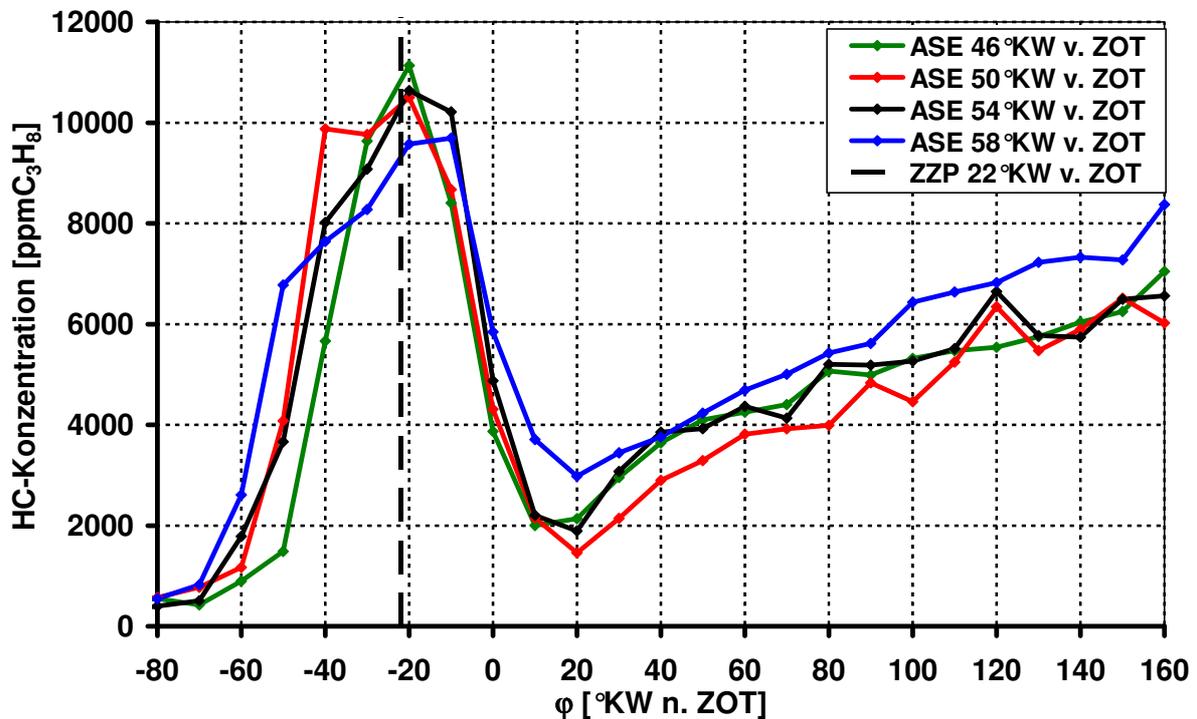


Abbildung 4.4.28: Einfluss des Ansteuerendes der Drallinjektoren auf die HC-Konzentration, ermittelt mit GEV (Messstelle: Einlassseite Düsenausparung; Zylinder 3; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$; $p_{\text{Rail}} = 90\text{bar}$)

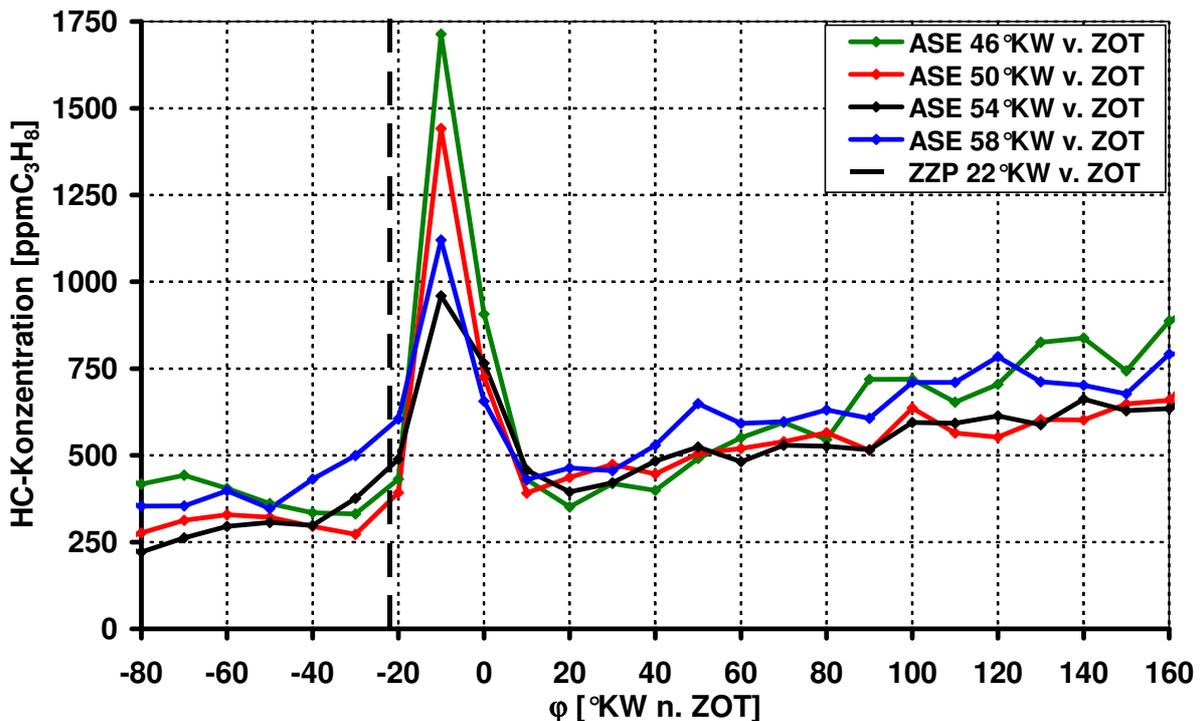


Abbildung 4.4.29: Einfluss des Ansteuerendes der Drallinjektoren auf die HC-Konzentration, ermittelt mit GEV (Messstelle: Auslassseite zwischen den Ventilen; Zylinder 3; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$; $p_{\text{Rail}} = 90\text{bar}$)

Frühes Ansteuerende der Drallinjektoren

Wird die Gemischbildungszeit durch Frühverlegung des Ansteuerendes der Drallinjektoren verlängert, so ist im betrachteten Betriebspunkt ohne ENW-Frühverstellung und externer AGR ab $\varphi_{ASE} = 56^\circ \text{KW v. ZOT}$ die Gemischbildung bereits weit fortgeschritten. Es kommt zu dem bekannten Overmixing-Effekt, d.h. die durch die Kraftstoffmulde und die Tumbleströmung zur Zündkerze geführte Gemischwolke ist sehr abgemagert. Die Entflammung des abgemagerten Gemischs (Abbildung 4.4.21: $\lambda_{ZZP} = 1,77$) wird erschwert. Es kommt zu einer starken Laufunruhe des Motors und die HC-Rohemissionen steigen wieder an (Abbildung 4.4.26). Bei zu langer Gemischbildungszeit kommt es zur Bildung von Gemischinseln. Mit Hilfe der LIF-Messtechnik werden diese Gemischinseln detektiert. In **Abbildung 4.4.30** ist der Einfluss des Ansteuerendes der Drallinjektoren in einem optisch zugänglichen Motor mittels LIF-Messtechnik zum gleichen Zeitpunkt im Zyklus bei $48^\circ \text{KW v. ZOT}$ dargestellt. Die Anregung der Kraftstoff-Moleküle durch den Laser und die Blickrichtung liegen beide auf der Einlassseite. Das Saugrohr wird mittels eines Adapterflansches um 180° gedreht.

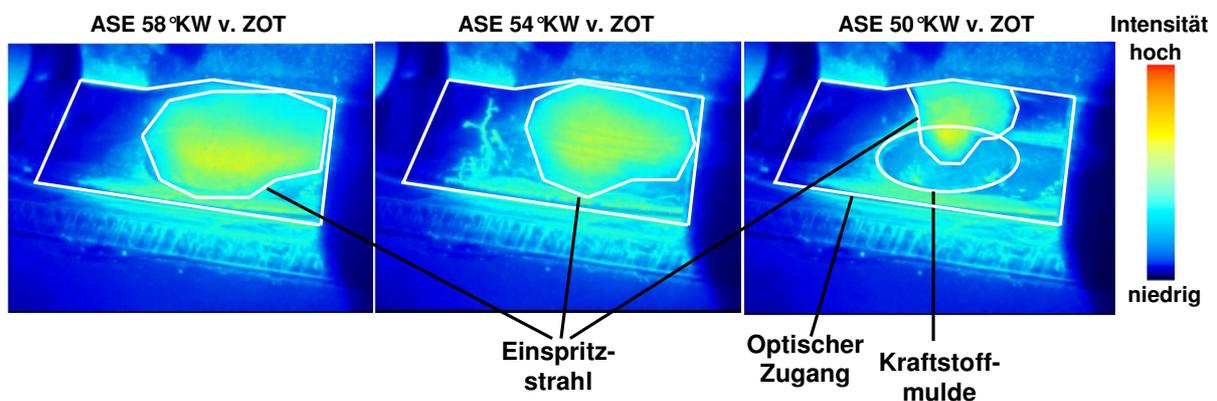


Abbildung 4.4.30: Einfluss des Ansteuerendes der Drallinjektoren auf die Ausbreitung des Kraftstoffstrahls bei $\varphi = 48^\circ \text{KW v. ZOT}$, HC-Konzentrationsverteilung ermittelt durch LIF (Blickrichtung von der Einlassseite in Richtung Kolbenoberfläche; $n = 2000 \text{min}^{-1}$; $p_{me} = 0,5 \text{bar}$; $p_{rail} = 90 \text{bar}$) [bloc2002a]

Es ist der durch die frühere Einspritzung weiter in den Brennraum penetrierte Einspritzstrahl bei einem ASE von $\varphi_{ASE} = 58^\circ \text{KW v. ZOT}$ zu erkennen. Die Strahlbreite nimmt zu und die Gemischaufbereitung wird schneller. Das hat neben einer geringeren Benetzung der Kolbenmulde auch einen Mehranteil am Flame-Quenching-Effekt zur Folge. Tendenziell liegt die HC-Konzentration bei frühem ASE nach der Verbrennung sowohl in der Düsenausparung des Injektors (Abbildung 4.4.28) als auch zwischen den Auslassventilen höher als bei späteren ASEs (Abbildung 4.4.29). Zu gleichen Zeitpunkten des Arbeitsspiels führt ein Frühverlegen des Ansteuerendes dazu, dass der Strahl nicht mehr vollständig von der Kraftstoffmulde erfasst wird. Ein Teil des eingespritzten Kraftstoffs trifft Bereiche außerhalb der Mulde und nimmt dort aufgrund hoher Lambdawerte nicht an der Verbrennung teil.

Im Expansionshub wird der dort zwischengespeicherte Kraftstoff dann als HC-Rohemission wieder ausgeschoben. Andererseits ist die Kraftstoffwolke schon sehr weit aufbereitet, wenn sie die Kolbenoberfläche trifft. Die Dauer der direkten Benetzung ist gering und somit findet weniger Wandbenetzung mit flüssigem Kraftstoff statt. Es kommt zur Bildung von Gemischinseln und zu einer lokalen Abmagerung der Gemischwolke. Dabei gelangt nicht die gesamte Masse des

eingespritzten Kraftstoffs in die Kraftstoffmulde, wie LIF-Untersuchungen am optischen Motor mit Blickrichtung von der Stirnseite des Motors belegen (**Abbildung 4.4.31**).

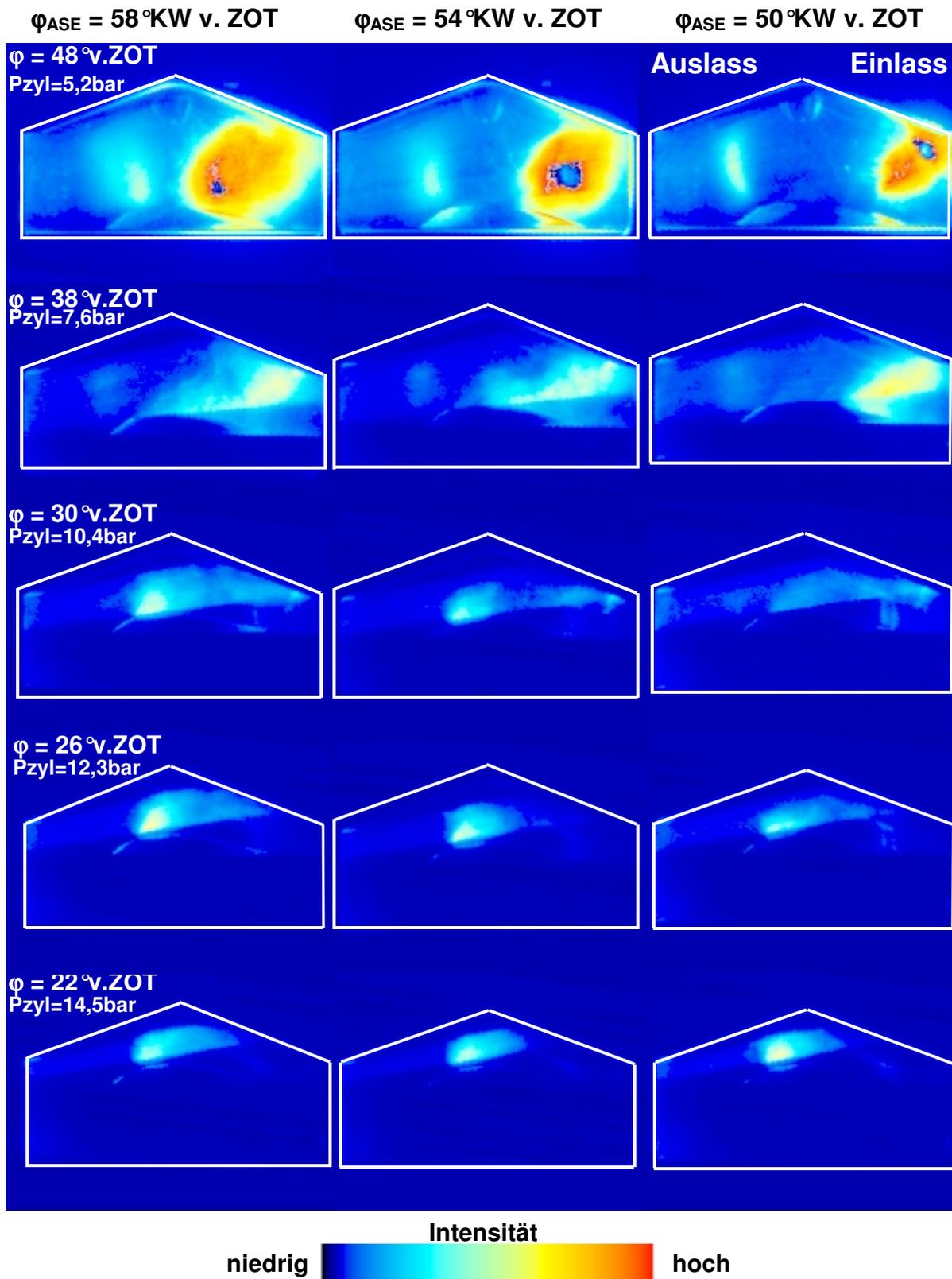


Abbildung 4.4.31: Einfluss des Ansteuerendes der Drallinjektoren auf die Ausbreitung des Kraftstoffstrahls; Blickrichtung von der Stirnseite bei Zylinder 4 in Richtung Zündkerze, HC-Konzentrationsverteilung ermittelt durch LIF ($n = 2000 \text{min}^{-1}$; $p_{me} = 0,5 \text{bar}$; $p_{rail} = 90 \text{bar}$) [bloc2002a]

Bei $\varphi = 38^\circ\text{KW v. ZOT}$ nimmt der Einspritzstrahl bei einem Ansteuerende von $\varphi_{\text{ASE}} = 58^\circ\text{KW v. ZOT}$ ein größeres Volumen ein. Zum Zeitpunkt $\varphi = 30^\circ\text{KW v. ZOT}$ kommt der Einspritzstrahl bei frühem ASE bereits aus der Mulde in Richtung Zündkerze und kann wesentlich länger von der Tumbleströmung erfasst werden. Ein höherer Abtrag von Kraftstoffanteilen ist die Folge. Bei spätem ASE ist der Einspritzstrahl noch nicht zu erkennen. 4°KW vor dem Zündzeitpunkt ist die HC-Konzentration bei frühem ASE wesentlich höher als bei spätem ASE. Zum Zündzeitpunkt kehrt sich das Verhältnis um. Die Gemischwolke bei $\varphi_{\text{ASE}} = 58^\circ\text{KW v. ZOT}$ ist magerer, und bei spätem ASE kommt erst zu diesem Zeitpunkt der Einspritzstrahl aus der Kraftstoffmulde zur Zündkerze (s. Abbildung 4.4.31).

Diese Ergebnisse aus der Analyse der LIF-Messungen bei frühen Ansteuerenden der Injektoren können mittels Videostroboskopie-Technik an demselben optischen Motor bestätigt werden.

Abdampfuntersuchungen mit dem schnellen FFID ergeben bei einer Variation des Ansteuerendes, dass sich die Menge der stationär zwischengespeicherten Kohlenwasserstoffe auf dem Kolben und im übrigen Brennraum zwischen $\varphi_{\text{ASE}} = 52^\circ\text{KW v. ZOT}$ und $\varphi_{\text{ASE}} = 58^\circ\text{KW v. ZOT}$ kaum verändert (**Abbildung 4.4.32**), d.h. der Anstieg der gesamten HC-Rohemissionen bei $\varphi_{\text{ASE}} = 56^\circ\text{KW v. ZOT}$ und $\varphi_{\text{ASE}} = 58^\circ\text{KW v. ZOT}$ entsteht nicht durch Zunahme der zwischengespeicherten Kohlenwasserstoffe, sondern durch Flame-Quenching-Effekte.

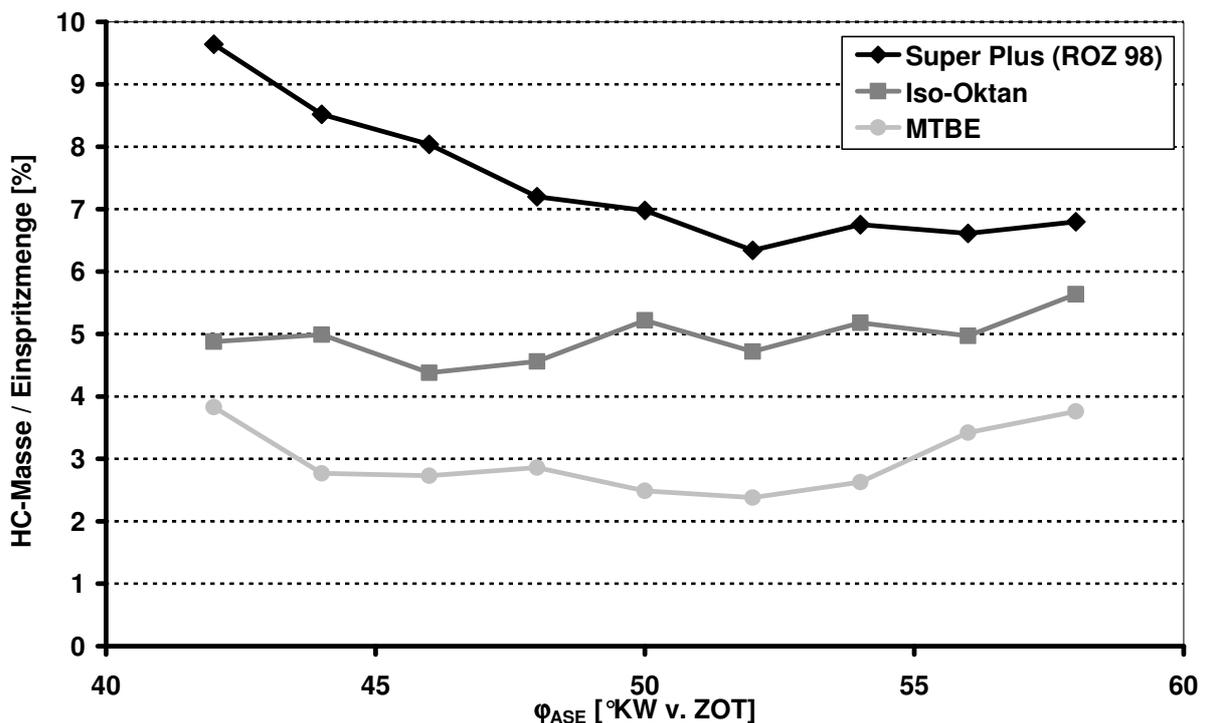


Abbildung 4.4.32: Einfluss des Ansteuerendes der Drallinjektoren auf die durch einen negativen Lastsprung hervorgerufene emittierte HC-Masse bezogen auf eine Einspritzmenge (Zylinder 3; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{\text{me}} = 2\text{bar}$; $p_{\text{rail}} = 90\text{bar}$)

Der Kraftstoff trifft bei Frühverstellung des Einspritzzeitpunkts später und besser verdampft auf der Kraftstoffmulde auf. Es ist demzufolge weniger Kraftstoff für eine Einspeicherung vorhanden, wie bei Super Plus zu erkennen ist. Bei Verwendung von iso-Oktan ist nahezu keine Veränderung der abdampfenden Kraftstoffmasse zu verzeichnen. Lediglich zu frühen Ansteuerenden ist ein geringfügiger Anstieg zu

erkennen. Bei MTBE ist sowohl zu frühen als auch zu späten Ansteuerenden hin ein deutlicher Anstieg zu erkennen.

In **Abbildung 4.4.33** ist zu erkennen, dass mit zunehmender Flüchtigkeit des Kraftstoffs die spezifischen HC-Rohemissionen grundsätzlich zunehmen.

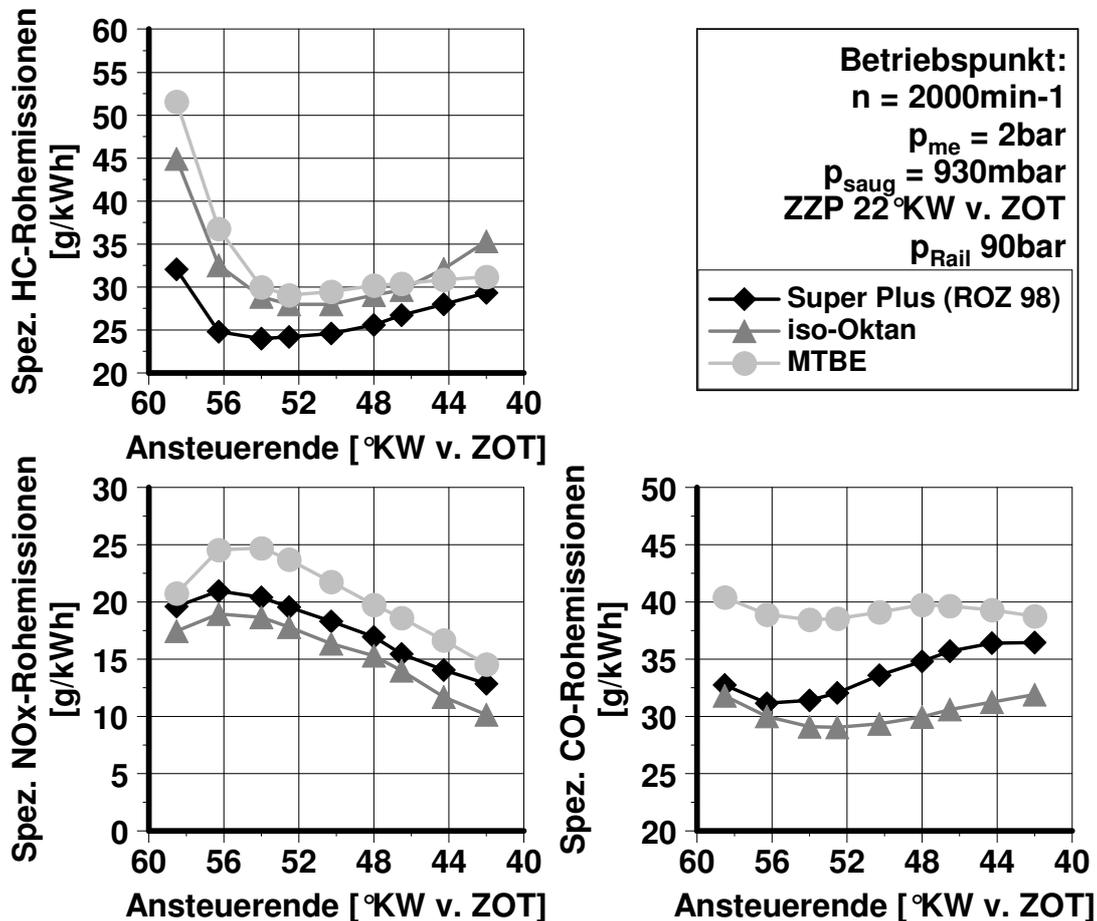


Abbildung 4.4.33: Einfluss des Kraftstoffs (iso-Oktan, MTBE) bei Variation des Ansteuerendes der Drallinjektoren auf die spezifischen HC-, NO_x- und CO-Rohemissionen ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $p_{rail} = 90 \text{ bar}$; $\phi_{ZZP} = 22^\circ \text{KW v. ZOT}$)

Fazit

Im Betrieb mit Ladungsschichtung spielt die Gemischbildungsdauer eine entscheidende Rolle. Die Tendenzen bei der Variation des Ansteuerendes mit konstantem Zündzeitpunkt sind in **Tabelle 4.4.1** dargestellt.

Bei spätem Ansteuerende steht der Kolben beim Einspritzvorgang schon sehr nahe beim ZOT. Die Gemischbildungsdauer ist kurz und es kommt zum Undermixing. Der Zylinder-Innendruck zum Zeitpunkt des ASEs steigt mit Spätverstellung des ASEs, und die Gemischaufbereitung des Einspritzstrahls verläuft unter ungünstigen Randbedingungen. Dies hat eine angereicherte Gemischwolke an der Zündkerze zum Zündzeitpunkt und damit eine unterstöchiometrische, unvollständige Verbrennung mit erhöhten HC-, CO- und Ruß-Rohemissionen zur Folge.

Bei Frühverlegung des Ansteuerendes kommt es durch die längere Gemischbildungsdauer zum Overmixing-Effekt. Der Kraftstoff gelangt bei geringem Druck in den Zylinder. Der Kolben steht noch weiter unten, und die Luftströmung kann stark mit dem Einspritzstrahl interagieren. Die Kraftstoffwolke wird dadurch mehr verweht.

Untersuchungen mittels PIV-Messtechnik an dem optisch zugänglichen Motor zeigen, dass das Ansteuerende der Drallinjektoren nahezu keinen Einfluss auf das Strömungsverhalten des Tumbles hat.

Table 4.4.1: Einfluss des Ansteuerendes der Drallinjektoren auf ausgewählte Parameter

Auswirkungen auf:	ASE "früh"	ASE "spät"
p_{Zyl}	↓	↑
T_{Zyl}	↓	↑
Gemischbildungsdauer	↑	↓
HC-Rohemissionen	↑	↑
Wandbenetzung	↑	↑
Flame-Quenching	↑	---

Um an der Zündkerze ein zündfähiges Gemisch zur Verfügung zu haben, ist die Art der Kraftstoff-Führung und die dabei erfolgende Gemischbildung davon abhängig, wie die Wolke über die Kolbenoberfläche zur Kerze geführt wird. Im Bereich des Kolbens kommt es bei bestimmten Betriebspunkten zu einer Wandanlagerung des eingespritzten Kraftstoffs, der gar nicht oder nur teilweise an der Gemischbildung teilnimmt. Das führt in der Ausschubphase zu erhöhten HC-Rohemissionen.

4.4.3 Einfluss der Kraftstofftemperatur

Neben den Parametern Raildruck und Ansteuerende der Injektoren kann durch verschiedene Kraftstofftemperaturen Einfluss auf das Strahlbild und das Gemischbildungsverhalten des Einspritzstrahls genommen werden. Die Kraftstofftemperatur hat großen Einfluss auf die Injektortemperatur und damit auf das Spraybild des Strahls. Durch höhere Temperaturen kann eine schnellere Verdampfung des Kraftstoffs und damit eine schnellere Gemischaufbereitung erreicht werden. Der Kraftstoff wird über eine Kraftstoffheizung erwärmt.

Dabei kann die Temperatur nur in einem kleinen Temperaturbereich erhöht werden, da bei den vorhandenen Druckverhältnissen schon sehr schnell eine Dampfblasenbildung auftritt. **Abbildung 4.4.34** zeigt die Abhängigkeit der HC-, CO- und NO_x-Rohemissionen von der Kraftstofftemperatur.

Die Verdampfung des Kraftstoffs wird schon bevor er in das Kraftstoffrail gelangt durch den hohen Energieeintrag gefördert. Der Temperaturanstieg im Kraftstoffrail und die sich daraus ergebende Einspritzung wärmeren Kraftstoffs führen zu einer schnelleren Verdampfung im Zylinder und damit auch zu weniger Wandbenetzung auf der Kolbenoberfläche. Diese Mechanismen haben zwar einerseits einen ausgeprägten Flame-Quenching-Effekt zur Folge, andererseits aber auch eine deutlich überwiegende Reduzierung der Wandbenetzung, da der Kraftstoff früher verdampft ist. Dies führt zu einer Absenkung der HC-Rohemissionen um 26% [spic1999b].

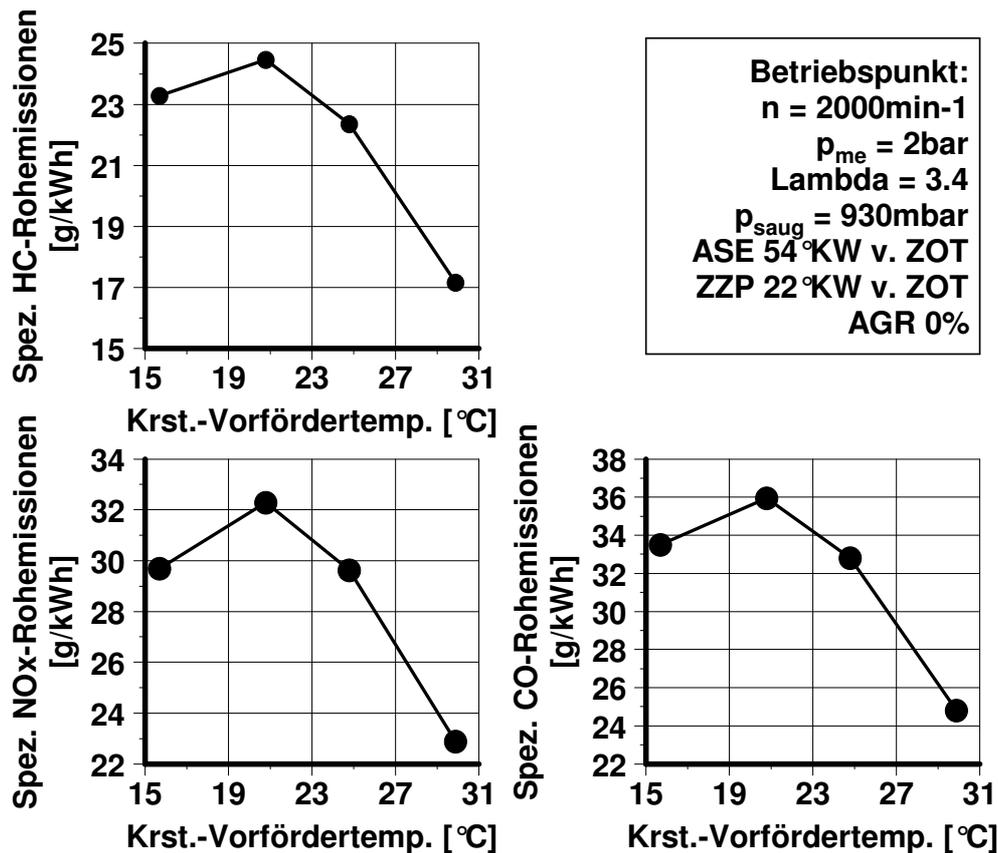


Abbildung 4.4.34: Einfluss der Kraftstoffvorfördertemperatur auf die spezifischen HC-, NO_x- und CO-Rohemissionen ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{ bar}$; $p_{rail} = 90 \text{ bar}$; $\varphi_{ZZP} = 22^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ \text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{global} = 3,3$)

4.4.4 Topografie von Bauteiloberflächen

Im Rahmen der vorangegangenen Untersuchungen zur Wandbenetzung werden im Folgenden unterschiedliche Bauteiloberflächen und Materialien und deren Einfluss auf die HC-Rohemissionen untersucht.

Grundsätzlich sind verschiedene Möglichkeiten vorhanden, die Topografie von Bauteiloberflächen zu verändern, um Einfluss auf das Brennverfahren und die Emissionen zu nehmen [obri2000a, suck2001a]. In **Abbildung 4.4.35** sind Lösungsmöglichkeiten und Einflussparameter für ablagerungsfreie und kraftstoffein-speicherungsreduzierende Bauteiloberflächen dargestellt. Dabei geht es vorrangig um die Kolbenoberfläche, da diese stark mit Kraftstoff beaufschlagt wird. In einem Motor mit endoskopischem Zugang kann in einigen Betriebspunkten eine rußende Verbrennung beobachtet werden, die auf eine hohe HC-Konzentration im Bereich der Kraftstoffmulde hindeutet (Abbildung 4.2.11).

Grundsätzlich führen verschiedene Mechanismen zu Ablagerungen auf Bauteiloberflächen, die von Guthrie [guth2001a] wie folgt zusammengefasst werden:

- Chemie der an der Ablagerungsbildung beteiligten Elemente,
- Verweildauer der Ablagerungssubstanzen auf den Oberflächen,
- Kraftstoffart,
- Motoröltyp und -qualität,
- Motorapplikation und
- Oberflächentemperatur.

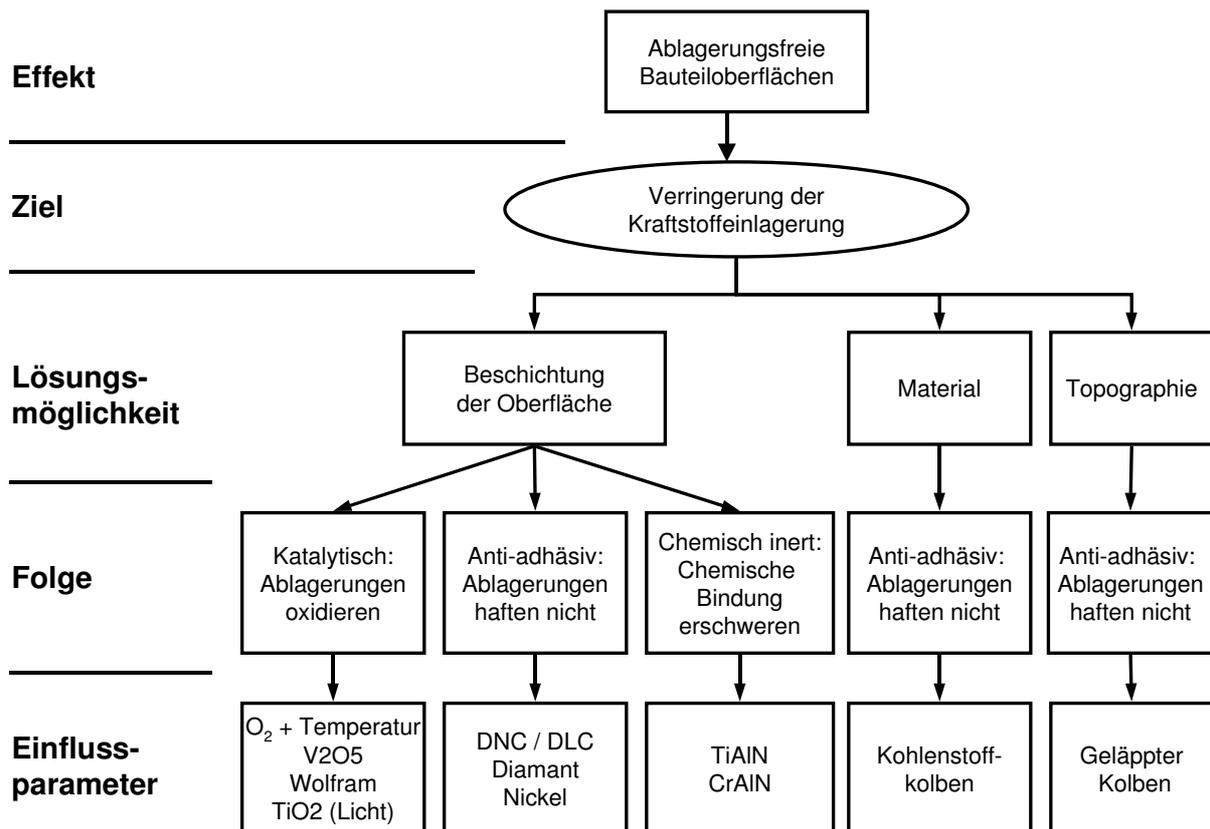


Abbildung 4.4.35: Einflussparameter auf Wandbenetzung auf ablagerungsfreien Oberflächen

Die Wirkung von Oberflächenveränderungen lässt sich in verschiedene Bereiche aufteilen (s. Abbildung 4.4.35). Durch eine katalytische Beschichtung können Ablagerungen und Kohlenwasserstoffe bei vorhandenem Sauerstoff und ausreichender Temperatur oxidiert werden. Eine Beschichtung mit chemisch inerten Materialien führt dazu, dass keine chemischen Bindungen mit der Oberfläche eingegangen werden und somit die Ablagerungen reduziert werden, die zu einer Einspeicherung von Kraftstoffanteilen führen würden.

Eine anti-adhäsive Oberfläche bewirkt, dass sich der Kohlenstoff nicht anlagern kann [hay1995a, assa1991a]. Zusätzlich kann bei der Verwendung eines Kohlenstoffkolbens die Oberflächentemperatur deutlich angehoben werden und so eine zusätzliche Verdampfung der sich anlagernden Kraftstoffanteile erreicht werden. Eine weitere Möglichkeit, die Oberflächentemperaturen anzuheben, stellen isolierende Beschichtungen dar. Dabei steigt bei isolierender Beschichtung der Wandwärmeverlust an und die Verdampfungsbedingungen für den sich anlagernden Kraftstoff werden verbessert. Diese Versuche sind unter anderem von Woschni et al. [wosc1987b], Assanis et al. [assa1990a] und Furuhashi et al. [furu1987a] an Dieselmotoren durchgeführt worden. Bei keramischen Zirkonbeschichtungen wird dabei oft ein Anstieg der Verbrennungsdauer festgestellt.

Der Anstieg der Verbrennungsdauer führt zu einem Anstieg des Kraftstoffverbrauchs durch eine Reduzierung der Kraftstoffmenge, die nahe des o.T. verbrennt.

Der grundlegende Unterschied zwischen einer porösen Metalloberfläche und einer Oberfläche mit poröser Keramikbeschichtung ist dann die höhere Oberflächentemperatur der Keramik.

Einfluss einer katalytischen Beschichtung der Kolbenoberfläche

Die Wirkung der verschiedenen Oberflächen auf die HC-Rohemissionen wird im Folgenden näher untersucht. Durch eine katalytisch beschichtete Oberfläche erfolgt bei ausreichender Temperatur und Sauerstoff eine Umsetzung der angelagerten Kohlenstoff- und Kraftstoffpartikel. Die Folge ist eine ablagerungsfreie Bauteiloberfläche [hask1972a, hu1995a]. Probleme werden für den Betrieb mit höheren Drehzahlen aufgrund der zu kurzen Wirkdauer gesehen.

Es stehen für eine katalytische Beschichtung von Bauteiloberflächen verschiedene Materialien zur Verfügung, wie z.B. V_2O_5 , TiO_2 , WO_3 und V_2O_5/Ni . Nickel dient dabei zur Vermeidung einer Diffusion von Aluminium aus dem Kolben in die V_2O_5 -Beschichtung beim Vorgang des Beschichtens.

Versuche mit dem Versuchsmotor ergeben, dass die Temperatur für eine katalytische Reaktion mindestens $T = 300^\circ\text{C}$ bis $T = 330^\circ\text{C}$ betragen muss. Da die Temperatur im Betrieb mit Ladungsschichtung mit $T_{\text{Kolben}} = 140^\circ\text{C}$ bis $T_{\text{Kolben}} = 160^\circ\text{C}$ deutlich darunter liegt, ist keine Reaktion zu erwarten. Am Motorprüfstand ergeben Versuche mit $V_2O_5/Pt/Ni$ -beschichteten Kolben eine Verschlechterung der spezifischen HC-Rohemissionen (**Abbildung 4.4.36**). Platin dient als Katalysator für die Hauptreaktion.

Der Grund für die Erhöhung der spezifischen HC-Rohemissionen liegt in der anderen Struktur der Ablagerungen begründet, die durch die Beschichtung entsteht.

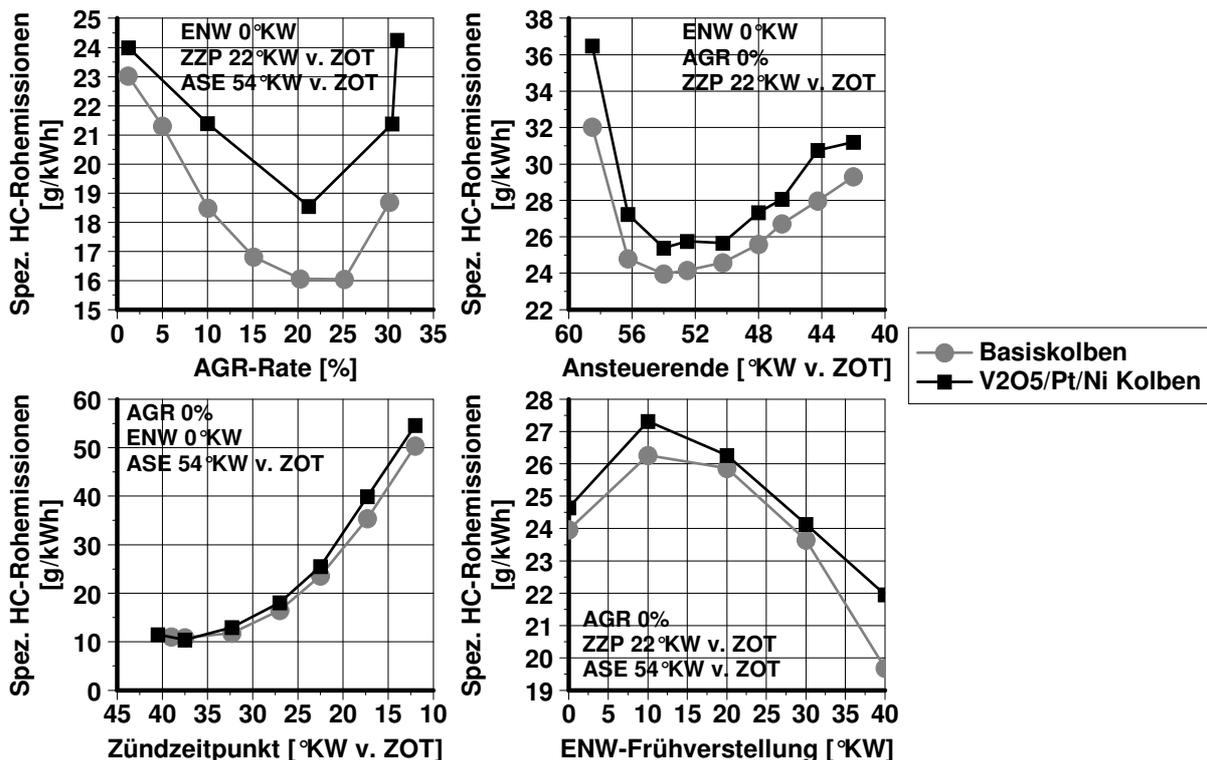


Abbildung 4.4.36: Einfluss einer $V_2O_5/Pt/Ni$ -beschichteten Kolbenoberfläche auf die spezifischen HC-Rohemissionen bei Variation von Abgasrückführrate, Ansteuerende, Zündzeitpunkt und ENW-Frühverstellung nach 50h Laufzeit ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rait} = 90\text{bar}$)

Abbildung 4.4.37 zeigt eine Rasterelektronenmikroskop-(REM)-Aufnahme der Kolbenoberflächen des Basiskolbens (**a**) und des beschichteten Kolbens (**b**) bei einer Vergrößerung von 20:1. Es ist die Änderung der Struktur der Kohlenstoffagglomerate auf der Oberfläche zu erkennen, die zu einer erhöhten Einspeicherung

von Kraftstoffanteilen führt, welche nach der Verbrennung vermehrt wieder abdampfen und zu einem Anstieg der HC-Rohemissionen führen. Die erhöhte Einspeicherkapazität begründet sich durch die größer gewordenen Zwischenräume der Oberfläche beim $V_2O_5/Pt/Ni$ -beschichteten Kolben.

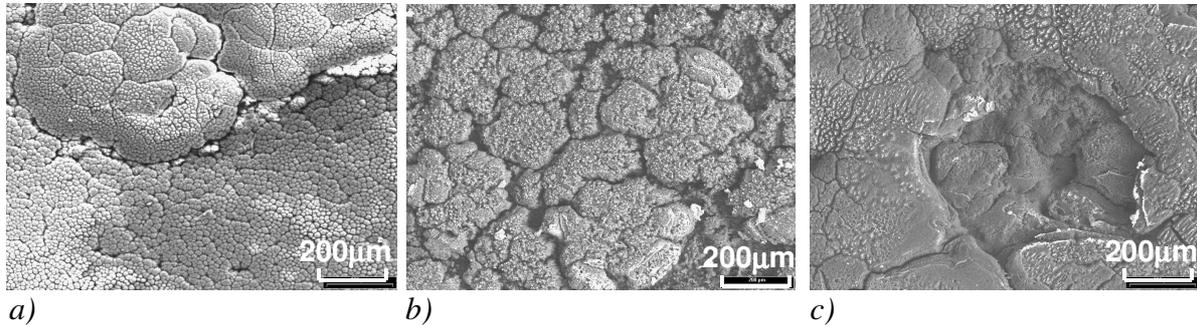


Abbildung 4.4.37: Vergleich der unbeschichteten (a), der $V_2O_5/Pt/Ni$ -beschichteten (b) und der $TiAlN$ -beschichteten (c) Kolbenoberfläche in der Mitte der Kraftstoffmulde nach ca. 50h Laufzeit im Betrieb mit Ladungsschichtung mittels Rasterelektronenmikroskop

Einfluss einer chemisch inerten Beschichtung der Kolbenoberfläche

Eine weitere Möglichkeit, die Topografie einer Bauteiloberfläche und damit die Rohemissionen zu beeinflussen, ist die Beschichtung mit chemisch inerten Materialien. Eine Beschichtung der Kolbenoberfläche mit chemisch inerten Materialien führt zu einer Vermeidung der Ablagerungen durch Ausbleiben von chemischen Reaktionen an der Oberfläche. Die chemischen Elemente des Beschichtungswerkstoffs gehen mit den aus der Verbrennung entstehenden Produkten und den Kraftstoffanteilen kaum chemische Bindungen ein. Für derartige Beschichtungen eignen sich vor allem Titan, Chrom, Aluminium und Molybdän in Form von $TiAlN$, $CrAlN$, Al_2O_3 und MoS_2 . Die Ergebnisse aus REM-Aufnahmen der Kolbenoberfläche zeigen bei einer Beschichtung mit $TiAlN$ zwar eine Veränderung der Oberflächenstruktur der Verbrennungsrückstände im Vergleich zum Basiskolben (**Abbildung 4.4.37c**)), jedoch sind in den Ergebnissen mit dem Versuchsmotor bei Verwendung der beschichteten Kolben im Betrieb mit Ladungsschichtung im Gegensatz zum Homogenbetrieb [suck2001a] nahezu keine Veränderungen der HC-Rohemissionen erkennbar.

Die Ergebnisse zeigen erneut, dass grundsätzlich der Einfluss der Wandbenetzung bei den HC-Rohemissionen eine untergeordnete Rolle spielt.

Einfluss einer anti-adhäsiven Oberflächenbeschichtung

Bei den anti-adhäsiven Oberflächen wird versucht, die Anhaftung des Kraftstoffs in der Bauteiloberfläche durch Veränderung der Oberflächenspannung zu verringern und somit die HC-Rohemissionen zu senken. Dies ist zum einen über eine Beschichtung mit einem Material zu erreichen, welches amorphe Oberflächenstrukturen ausbildet. Zum anderen kann die Porosität der Oberfläche selbst verändert werden.

Über eine Reduzierung der mittleren Oberflächenrauigkeit in der Kraftstoffmulde des Versuchskolbens von $R_a = 0,6\mu m$ auf $R_a = 0,3\mu m$ wird eine sehr glatte Oberfläche geschaffen, auf der Ablagerungen schlecht haften. Die Ergebnisse des Versuchs-

motors im Hinblick auf die HC-Rohemissionen sind in **Abbildung 4.4.38** dargestellt. Eine amorphe Struktur weist im Vergleich zur kristallinen Oberfläche von metallischen Oberflächen sehr kleine Zwischenräume zwischen den einzelnen Molekülen auf.

Es wird deutlich, dass eine Oberflächenrauigkeit von $R_a = 0,6\mu\text{m}$ offensichtlich nötig ist, um eine stabile Gemischbildung zu erzeugen. Eine Oberfläche mit geringer Rauigkeit führt zu einer Änderung der Kraftstoff-Wand-Interaktion und zur Erhöhung der HC-Rohemissionen im Betrieb mit Ladungsschichtung.

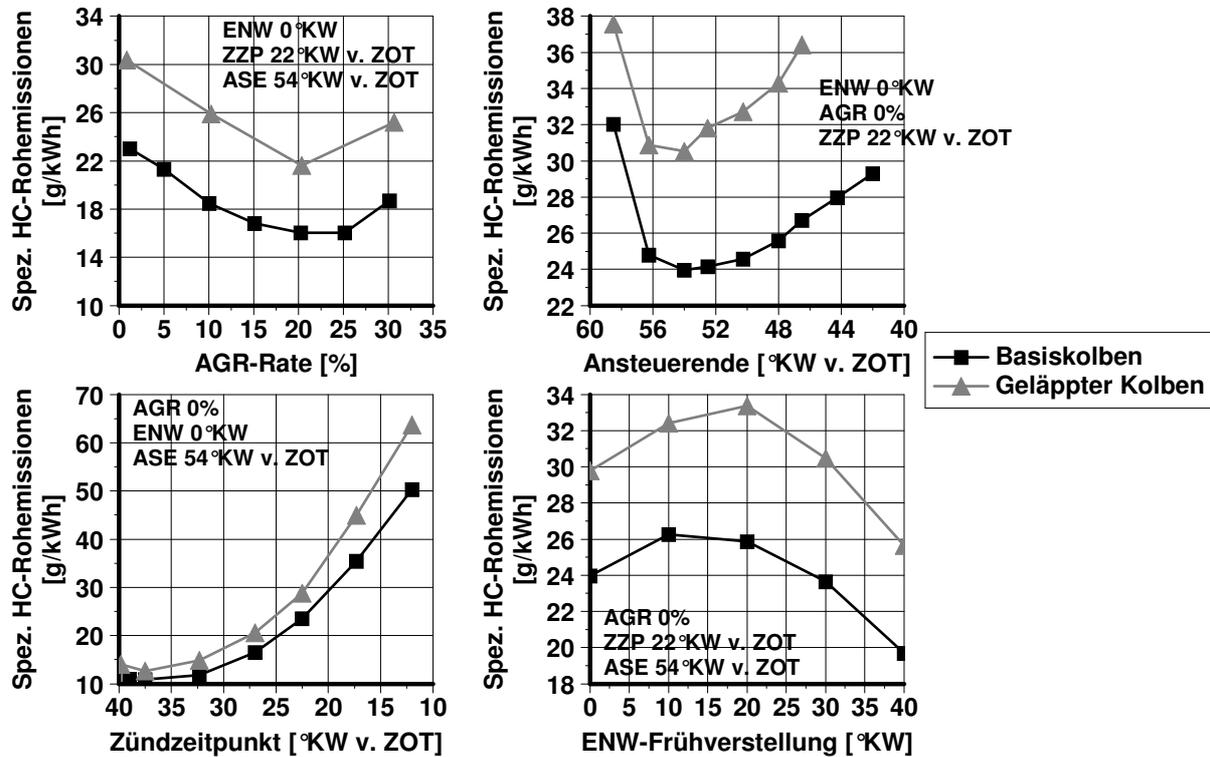


Abbildung 4.4.38: Einfluss der Kolbenoberflächen-Rauigkeit auf die spezifischen HC-Rohemissionen bei Variation von Abgasrückführrate, Ansteuerende, Zündzeitpunkt und ENW-Frühverstellung ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\lambda_{global} = 3,3$ (außer AGR-Variation))

Einfluss eines Kohlenstoffkolbens

Auch die Oberfläche von Kohlenstoffkolben gehört zu den anti-adhäsiven Oberflächen, da eine Anlagerung der Verbrennungsprodukte auf der Kolbenoberfläche durch eine Sättigung des Untergrunds mit Kohlenstoff verhindert wird [koch1993a, seab2000a]. Ein weiterer Vorteil des Kohlenstoffkolbens ist eine Verringerung des Gewichts um ca. 30% [feli1999a; lang1997a] durch die Reduzierung der Dichte im Vergleich zu Aluminium. Daraus folgt eine Absenkung des Kraftstoffverbrauchs um 3% [koch1993a].

Kohlenstoff hat eine geringere Wärmeausdehnung durch einen geringeren Wärmeausdehnungskoeffizienten. Dadurch können bei Kohlenstoffkolben der Bauraum des Feuerstegs und die Schadvolumina verkleinert werden. Es folgt eine Reduzierung der Blow-By-Gase um 50% [haag1995a] und durch die mögliche kleinere Ausführung des Feuerstegs die oben aufgezeigte Absenkung der HC-Rohemissionen. Der Kohlenstoff hat weiterhin bessere tribologische Eigenschaften, und der Ölverbrauch wird um ca. 55% reduziert [koch1993a; klum1985a].

Bei einer Temperatur von 300°C haben Kohlenstoff und Aluminium annähernd gleiche Zugfestigkeitswerte von $R_m \approx 100\text{MPa}$, wobei die Zugfestigkeit beim Kohlenstoffkolben mit zunehmender Temperatur zunimmt, beim Aluminium jedoch abnimmt. Die HC-Emissionen können bei stationärer Teillast um 15% abgesenkt werden. Vor allem im Kaltstart des Motors zeigt der Kohlenstoffkolben erhebliche Emissionsvorteile (HC-Emissionen -42%) durch die schnelle Aufwärmgeschwindigkeit [haag1998a]. Eine Simulation der Kolbentemperaturen von Bäumel [bäum2001a] zeigt bei einer Drehzahl von $n = 5500\text{min}^{-1}$ und Vollast einen Temperaturanstieg des Kohlenstoffkolbens im Vergleich zum Aluminiumkolben von ca. 115K.

Der Versuchsmotor zeigt im Homogenbetrieb bei Verwendung des Kohlenstoffkolbens eine Verringerung der spezifischen HC-Rohemissionen von 30% bei $n = 2000\text{min}^{-1}$, $p_{me} = 1,7\text{bar}$ und bei $n = 4000\text{min}^{-1}$, $p_{me} = 7\text{bar}$.

Im Betrieb mit Ladungsschichtung bei $n = 2000\text{min}^{-1}$ und einem effektiven Mitteldruck von $p_{me} = 2\text{bar}$ ist der Einfluss des Kohlenstoffkolbens etwas kleiner. Dennoch ist die Erscheinung der geringeren HC-Rohemission in **Abbildung 4.4.39** zu erkennen.

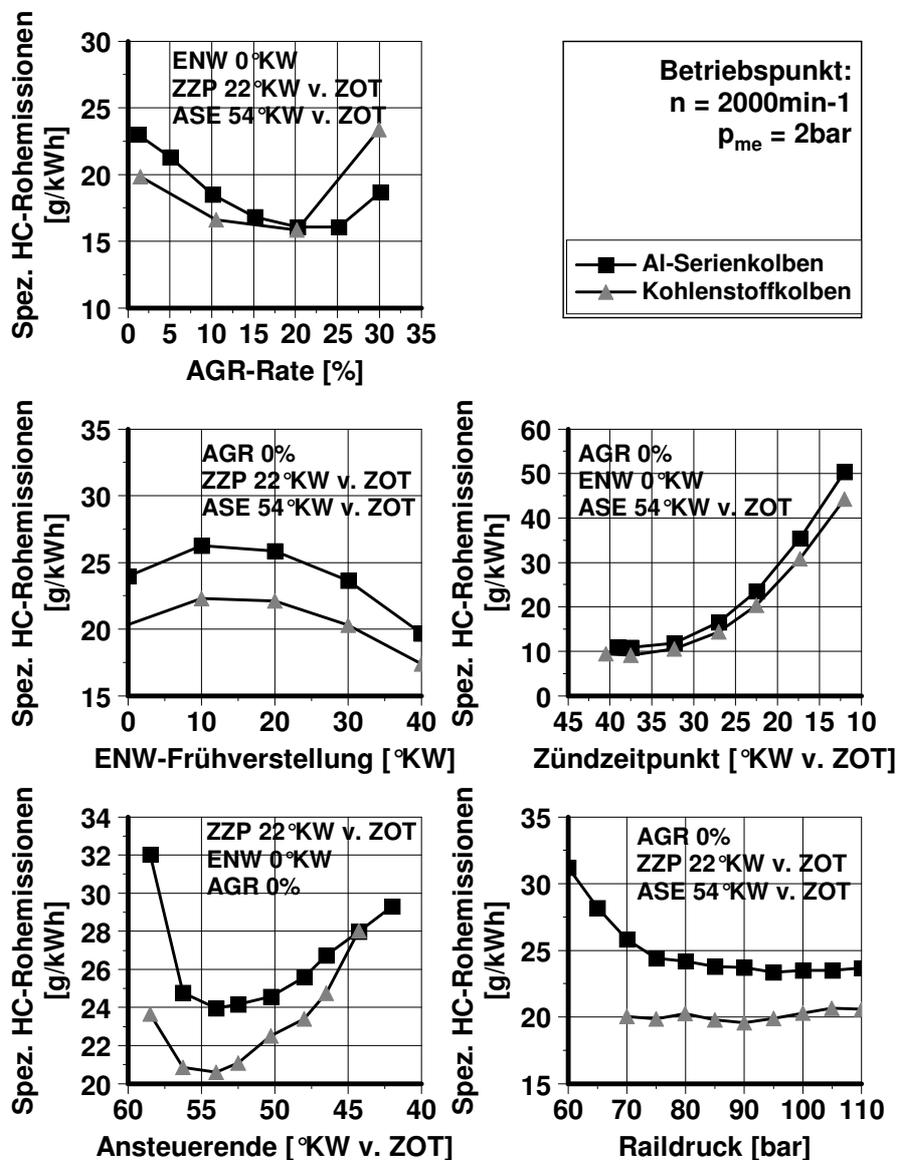


Abbildung 4.4.39: Einfluss des Kolbenwerkstoffs auf die spezifischen HC-Rohemissionen in Abhängigkeit von Abgasrückführrate, ENW-Früherstellung, Zündzeitpunkt, Ansteuerende und Raildruck ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{Rail} = 90\text{bar}$ (außer Raildruck-Variation); $p_{Saug} = 930\text{bar}$; $\lambda_{global} = 3,3$ (außer AGR-Variation))

Nahezu bei allen Variationen sinken die HC-Rohemissionen. Lediglich die maximale AGR-Verträglichkeit fällt mit dem Kohlenstoffkolben ab (AGR-Variation), was an den steigenden HC-Rohemissionen ab einer AGR-Rate von 20% zu erkennen ist. Der Anstieg der HC-Rohemissionen liegt in dem Anstieg der Standardabweichung bei einer AGR-Rate von 30% begründet (Basiskolben: $\sigma_{pmi} = 0,135\text{bar}$; Kohlenstoffkolben: $\sigma_{pmi} = 0,39\text{bar}$).

Eine Einlagerung der Kraftstoffanteile soll bei Verwendung eines Kohlenstoffkolbens verhindert werden, und es stellen sich sowohl im Homogenbetrieb als auch im Betrieb mit Ladungsschichtung geringere HC-Rohemissionen ein. Weiterhin liegt die Temperatur des Kohlenstoffkolbens durch seine geringere Wärmeleitfähigkeit höher, und es findet eine bessere Verdampfung des sich anlagernden Kraftstoffs statt.

Der Kohlenstoffkolben des Versuchsmotors weist eine Gewichtsreduzierung von 5,3% auf. Im Teillastbereich des Kennfelds mit Ladungsschichtung ist daher kaum eine Reduzierung des effektiven Kraftstoffverbrauchs zu erwarten.

Der geringfügige Anstieg der spezifischen CO-Rohemissionen bei in Richtung ZOT verlagerten Zündzeitpunkten, der in **Abbildung 4.4.40** dargestellt ist, liegt an der geringeren Einspeicherfähigkeit der Ablagerungen auf dem Kolben.

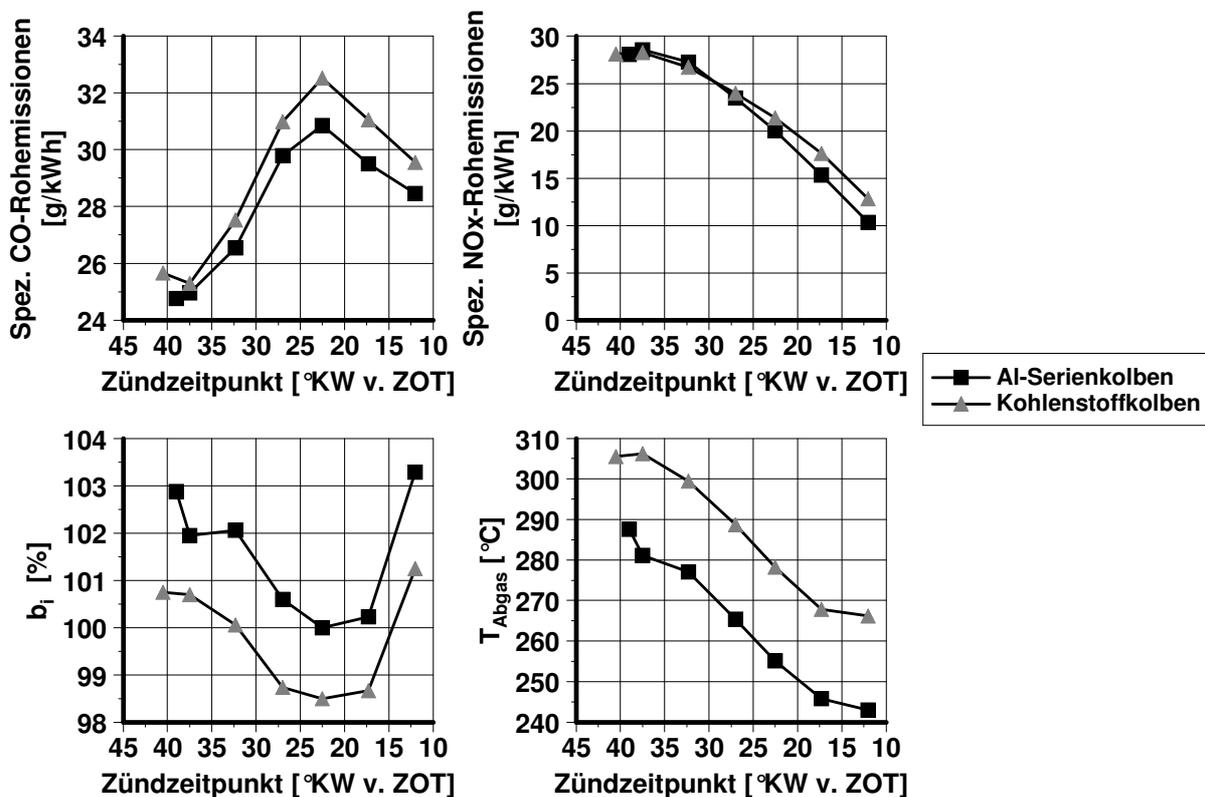


Abbildung 4.4.40: Einfluss des Kolbenwerkstoffs auf die spezifischen CO- und NO_x-Rohemissionen, den indizierten Kraftstoffverbrauch und die Abgastemperatur bei Variation des Zündzeitpunkts im Vergleich ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{rail} = 90\text{bar}$; $\varphi_{ASE} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $p_{Saug} = 930\text{bar}$; $\lambda_{global} = 3,3$)

Der zusätzliche Kraftstoff vom Kolbenboden kann nicht vollständig aufbereitet werden und verbrennt nicht vollständig. Der Rest des Kraftstoffs wird sehr gut aufbereitet. Das führt neben erhöhten Abgastemperaturen auch zu einer Erhöhung der spezifischen NO_x-Rohemissionen. Die besseren Gemischbildungs- und Verbrennungsbedingungen führen zu einer Reduzierung des spezifischen indizierten Kraftstoffverbrauchs um 1,5...2%.

Der Kohlenstoffkolben bietet ein hohes Potenzial, die HC-Rohemissionen durch Anhebung der Prozesstemperatur zu verringern. Eine damit einhergehende Reduzierung des indizierten Kraftstoffverbrauchs ist ein weiterer Vorteil im Betrieb mit Ladungsschichtung. Der geringfügige Anstieg der CO- und NO_x-Rohemissionen wirkt der Verbesserung entgegen. Durch die höheren Temperaturen des Kohlenstoffkolbens ist mit einer ansteigenden Klopfneigung zu rechnen.

4.4.5 Zusammenfassung der Ergebnisse zur Wandbenetzung

Das Brennverfahren basiert auf der bereits erwähnten kombinierten Wand-Luftführung, und daraus resultiert eine starke Benetzung der Kolbenoberfläche während der Kompressionshubeinspritzung im Betrieb mit Ladungsschichtung. Durch die Wandführung wird der Kraftstoff in Richtung Zündkerze befördert und benetzt je nach Ansteuerende, Raildruck und Zündzeitpunkt die Kolbenoberfläche und das Brennraumdach unterschiedlich stark. **Abbildung 4.4.41** zeigt die spezifischen HC-Rohemissionen über Ansteuerende und Zündzeitpunkt.

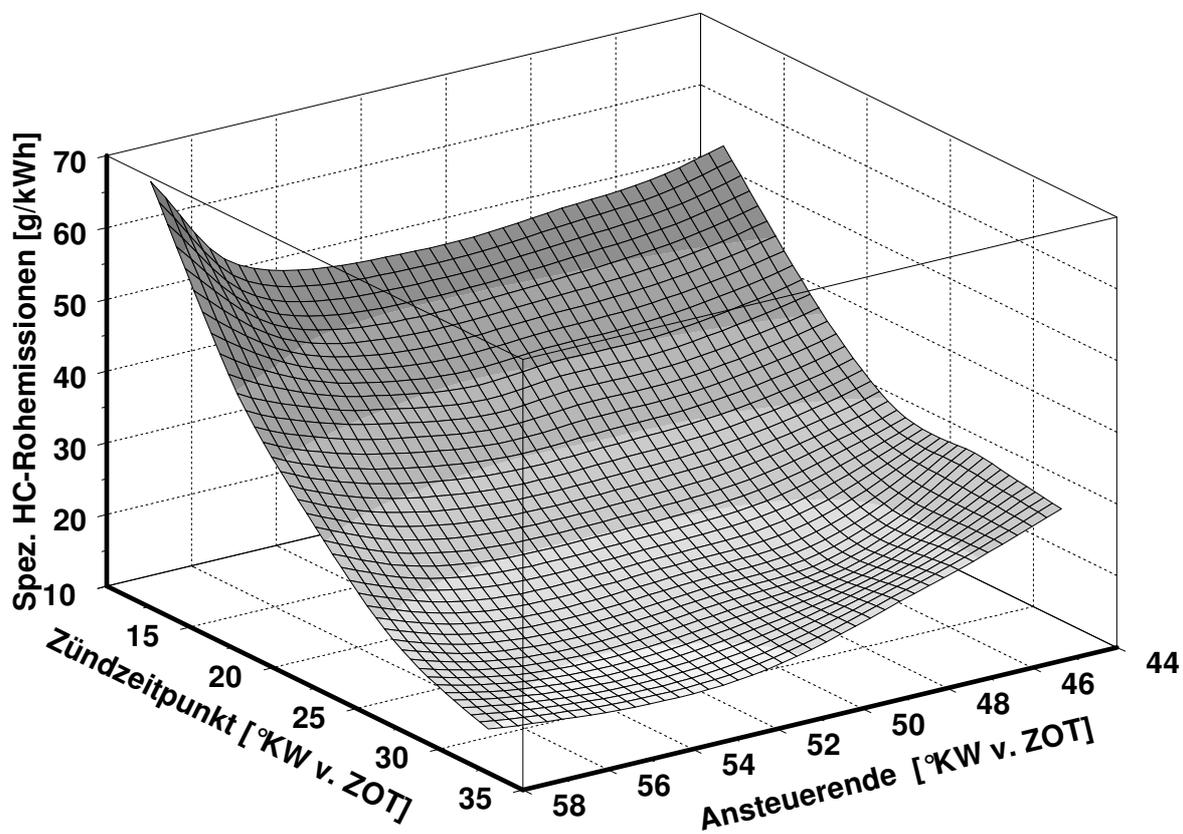


Abbildung 4.4.41 Einfluss von Ansteuerende der Drallinjektoren und Zündzeitpunkt auf die spezifischen HC-Rohemissionen ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{Rail} = 90\text{bar}$; $p_{Saug} = 930\text{mbar}$)

Es ist deutlich der erhebliche Einfluss des Zündzeitpunkts auf die HC-Rohemissionen erkennbar. Der geringere Einfluss des Ansteuerendes, der bei späten Zündzeitpunkten und frühen Ansteuerenden zu starkem Overmixing führt, kehrt sich bei späten Zündzeitpunkten durch einen ausgeprägten Undermixing-Effekt um.

Eine Zusammenfassung der in Kapitel 4.4 betrachteten Abhängigkeiten ist in **Abbildung 4.4.42** dargestellt.

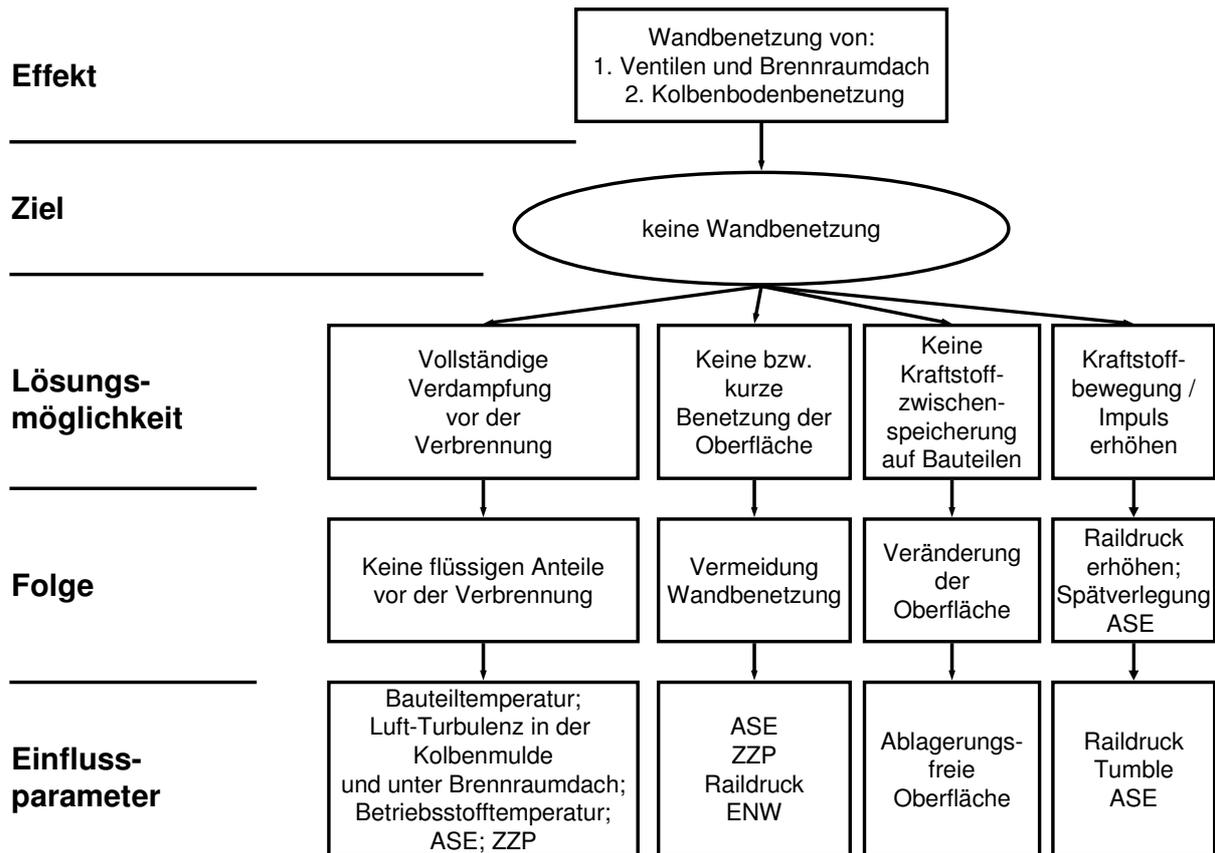


Abbildung 4.4.42: Einflussparameter auf die Wandbenetzung der Brennraum begrenzenden Bauteile

Ziel der Untersuchungen war die Verringerung der Wandbenetzung bei gleich bleibender Leistung und Reduzierung der Rohemissionen.

Wie schon beim Flame-Quenching spielt die Gemischbildung eine entscheidende Rolle bei der Wandbenetzung der Brennraumoberflächen, vor allem des Kolbens. Dazu wurden die oben erwähnten Parameter variiert. Es stellte sich heraus, dass der Raildruck und der zum Zeitpunkt der Einspritzung vorliegende Zylinder-Innendruck in den betrachteten Grenzen einen relativ kleinen Einfluss hat. Bei Variation des Ansteuerendes konnten die Effekte von Over- und Undermixing festgestellt werden, die hinreichend analysiert werden. Die Wandbenetzung spielt bei Betrieb mit Ladungsschichtung im Vergleich zum Flame-Quenching eine untergeordnete Rolle.

Mit verschiedenen Oberflächentopografien kann Einfluss auf die Emissionen des Versuchsmotors genommen werden. Dabei sind nicht immer Reduzierungen der ausgewählten Emissionen zu erreichen. Den größten Vorteil im Hinblick auf die HC-Rohemissionsreduzierung zeigte die Verwendung des Kohlenstoffkolbens, der aber aufgrund derzeitiger Festigkeits- und Herstellungsprobleme noch keine Serienreife besitzt.

4.5 Zusammenfassung der experimentellen Untersuchungsergebnisse

Abbildung 4.5.1 zeigt die Veränderung der HC-Rohemissionen durch Betriebsparameter bei $n = 2000\text{min}^{-1}$ und $p_{me} = 2\text{bar}$. Bereits mit der Optimierung des Zündzeitpunkts kann eine Reduzierung der spezifischen HC-Rohemissionen von über 50% erreicht werden. Der Grund für diesen hohen Anteil an der Gesamtreduzierung liegt in der Tatsache, dass durch eine Frühverstellung des Zündzeitpunkts der Flame-Quenching-Effekt erheblich reduziert wird.

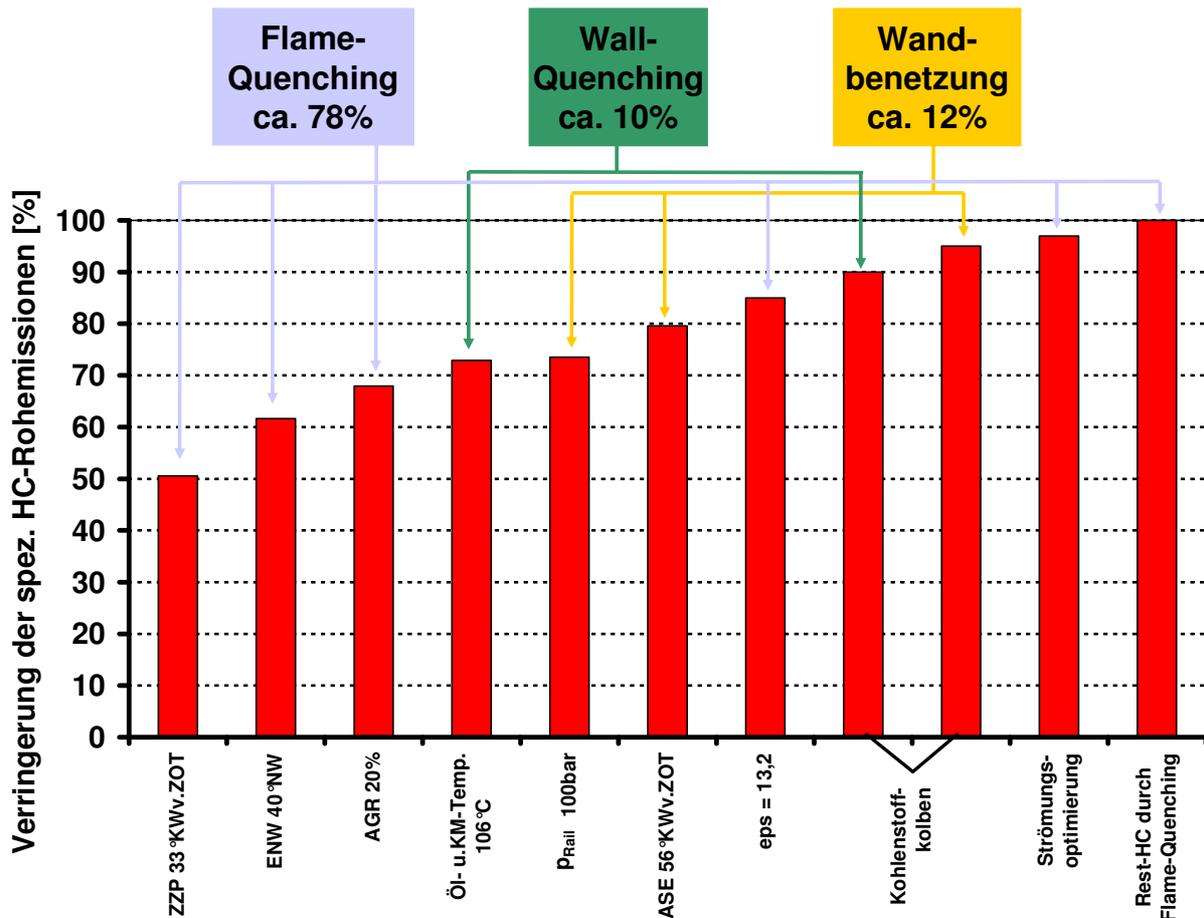


Abbildung 4.5.1: Prozentuale Verringerung der spezifischen HC-Rohemissionen im Betrieb mit Ladungsschichtung und Zuordnung zu einzelnen HC-Quellen (Bezugsbasis: Abbildung 4.1.1 (242%); $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$)

Die Untersuchungen haben ergeben, dass beim wandgeführten Brennverfahren entgegen bisheriger Vermutungen nicht die Wandbenetzung der Kolbenoberfläche den Hauptanteil der HC-Rohemissionen verursacht, sondern vor allem Flame-Quenching-Effekte. Aufgrund anderer begrenzender Größen wie Verbrennungsstabilität und Anstieg anderer Abgaskomponenten, wie z.B. NO_x , CO und Ruß, sind ein Teil der Parametervariationen, wie z.B. Frühverstellung des Zündzeitpunkts und ENW-Frühverstellung nicht in die Serie übertragbar.

5 Simulationsuntersuchungen

Im folgenden Kapitel folgt die theoretische Untersuchung der HC-Rohemissionen mittels eines phänomenologischen Simulationsmodells, um eine qualitative und quantitative Beurteilung der HC-Rohemissionen durchführen zu können.

Um die in Kapitel 4 erzielten Ergebnisse auch theoretisch überprüfen zu können und die HC-Rohemissionen betriebspunktabhängig im gesamten Kennfeld mit Ladungsschichtung berechnen zu können, wird das in Kapitel 2.4.3 erläuterte Modell an den Betrieb mit Ladungsschichtung angepasst. Dazu werden zunächst die einzelnen empirischen Gleichungen zur Bestimmung der folgenden Größen aufgestellt (**Anhang I**):

- Druck im Zylinder bei 70°KW n. ZOT ($p_{\varphi=70^\circ\text{KWn.ZOT}}$),
- Temperatur im Zylinder bei 70°KW n. ZOT ($T_{\varphi=70^\circ\text{KWn.ZOT}}$),
- Druck im Zylinder für den Zeitpunkt "Einlass schließt" (p_i),
- Einspritzmenge eines Zylinders pro Zyklus,
- Maximaldruck im Zylinder (p_{max}),
- Kolbenbodentemperatur,
- Druck im Zylinder zum Zündzeitpunkt (p_{ZylZZP}),
- Temperatur der Verbrennungsluft zum Zündzeitpunkt (T_{LZZP}),
- maximale Energieumsatzrate $\left(\frac{dX_v}{d\varphi}\right)_{\text{max}}$ aus dem Brennverlauf,
- Dauer der Entflammung (e_{Phase}) und
- maximaler Energieumsatz (X_{vmax}) aus dem Summenbrennverlauf.

Folgende Annahmen werden getroffen:

- Die Verbrennungsgase sind ideale Gase.
- Die Temperaturen in den Spalträumen T_{Spalt} sind gleich den Kühlwassertemperaturen $T_{\text{Kühl}}$.
- Die zyklischen Schwankungen des Brennverfahrens werden nicht berücksichtigt.
- Blow-By-Gase und andere Leckagequellen (z.B. Ventilleckage) werden im Modell nicht berücksichtigt.

Die bei der theoretischen Untersuchung mittels des phänomenologischen HC-Modells verwendeten Gleichungen werden in Anhang I erläutert.

5.1 Restgasmodell

Das von Fox et al. [fox1993a] entwickelte und von Hamrin [hamr1995a] verwendete Restgasmodell wird auf den vorhanden Fall der Benzin-Direkteinspritzung angepasst. Dabei wird mittels schnell getakteter Gasentnahme eine Restgasanalyse, wie in Kapitel 3.4.2 beschrieben, im Zylinder im Bereich der Zündkerze durchgeführt. Das Restgasmodell wird aufgrund der vorangegangenen Untersuchung wie folgt programmiert:

$$x_r = 5,987 * \frac{\text{OF}}{n} * \left(\frac{p_i}{p_e}\right)^{-0,87} * \sqrt{|p_e - p_i|} + 0,17 * \frac{\Phi * \left(\frac{p_i}{p_e}\right)^{-0,74}}{r_c} + (0,968 * x_{\text{AGR}} - 0,3 * x_{\text{AGR}}^2) \quad (5.1.1)$$

mit

$$OF = \frac{1,45}{B} * \left(30 + 2,3 * \left(\frac{\Delta\Theta}{[^\circ\text{KW}]} \right) + 0,00338 * \left(\frac{\Delta\Theta}{[^\circ\text{KW}]} \right)^3 \right) * \frac{L_{V,\max} * D_V}{B^2} \quad (5.1.2)$$

In **Abbildung 5.1.1** sind die experimentell und theoretisch ermittelten Zusammenhänge zwischen den einzelnen Variablen und dem vorhandenen Restgasanteil dargestellt.

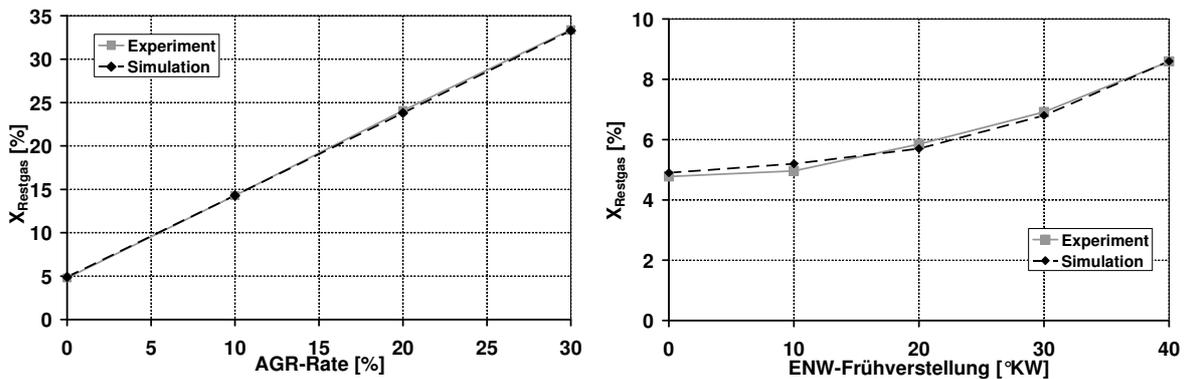


Abbildung 5.1.1: Einfluss der externen AGR-Rate (links) und der ENW-Frühverstellung (rechts) auf den Restgasanteil im Zylinder aus Experiment und Berechnung ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$)

Grundsätzlich sind im Zylinder im Standardbetriebspunkt ohne zusätzliche innere oder externe Zugabe von Restgas etwa 4,9% Restgas vorhanden. Sie entstehen durch die in der Grundstellung der Einlassnockenwelle vorhandene Überschneidung zwischen Einlass- und Auslassnockenwelle und die vorhandenen Schadräume.

Der Anstieg des Restgasanteils nimmt mit zunehmender externer AGR-Rate linear zu. Durch externe AGR nimmt der Anteil des durch Ventilüberschneidung in Grundstellung der Einlassnockenwelle entstehenden Restgasanteils durch höhere In-Zylinder- und Verbrennungslufttemperaturen ab und liegt bei einer AGR-Rate von 30% nur noch bei ca. 3,4%.

Eine Frühverstellung der ENW hat im Betrieb mit Ladungsschichtung bei nahezu vollständig geöffneter Drosselklappe keinen großen Einfluss auf den Restgasanteil. Die Erhöhung liegt nur bei ca. 3,6% bei einer maximalen Frühverstellung der Einlassnockenwelle um 40°KW.

Ein Einfluss des Ansteuerendes der Injektoren, des Raildrucks und des Luftverhältnisses ist nicht festzustellen. Bei der Variation des Zündzeitpunkts nimmt der Restgasanteil mit Spätverstellung des Zündzeitpunkts geringfügig ab.

5.2 Modell für die Flammenoberflächen-Faktoren

Die Größen f_{FFBDFQ} und f_{FFBDWB} beschreiben die Zusammenhänge zwischen der Flammenoberfläche (FF) und der Brenndauer (BD) für die HC-Quellen, die durch Flame-Quenching (FQ) und durch Wandbenetzung (WB) entstehen. Um einen Bezug zur Brenngeschwindigkeit und somit zur freiwerdenden, kinetischen Energie der Flamme herzustellen, wird der Faktor f_{PMT} über:

$$f_{FFBDFQ} : f_{FFBDWB} = \frac{1}{c_{FFBD}} * \frac{f_{PMT}}{H_u} \quad (5.2.1)$$

mit dem unteren Heizwert des verwendeten Kraftstoffs in Bezug gesetzt. Der Quotient aus f_{PMT} und dem unteren Heizwert H_u ergibt Abhängigkeiten zu den variierten Parametern.

Faktor f_{PMT}

Für die Bestimmung der Größen f_{FFBDFQ} und f_{FFBDWB} wird u.a. der Faktor f_{PMT} benötigt. Der Faktor f_{PMT} wird experimentell für alle untersuchten Parameter bestimmt. Er stellt einen Zusammenhang zwischen der Flammenoberfläche und der Brenndauer her. Zur Berechnung des experimentellen Faktors f_{PMT} , der zur Validierung der simulierten Faktoren f_{FFBDFQ} und f_{FFBDWB} dient, werden Größen der PMT-Messungen verwendet (s. Kapitel 3.2.4). Der experimentell ermittelte Faktor ergibt sich wie folgt:

$$f_{PMT} = C_{PMT} * \frac{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} A_{Flamme}}{(\varphi_{Brenndauer})^2} \quad (5.2.2)$$

Das Integral der Flammenoberfläche A_{Flamme} beschreibt das Flächenintegral über dem °KW-Bereich der detektierten Verbrennung.

Es entsteht die in **Abbildung 5.2.1** für die externe AGR-Rate und das Ansteuerende der Drallinjektoren dargestellte Abhängigkeit des Faktors f_{PMT} . Es ist erkennbar, dass mit zunehmender AGR-Rate die Flammenhelligkeit der OH-Strahlung (Filter: UG-11) fällt und die Flammenhelligkeit ohne Filter (gesamte Flammenstrahlung) steigt. Dies deutet auf eine stärker werdende Diffusionsverbrennung mit steigender AGR-Rate hin. Ähnliches ist bei einer Spätverstellung des Ansteuerendes zu beobachten. Bei der Variation der Einlassnockenwelle ist sowohl mit als auch ohne Filter kaum ein Einfluss auf die Flammenhelligkeit und die detektierte Strahlung zu erkennen.

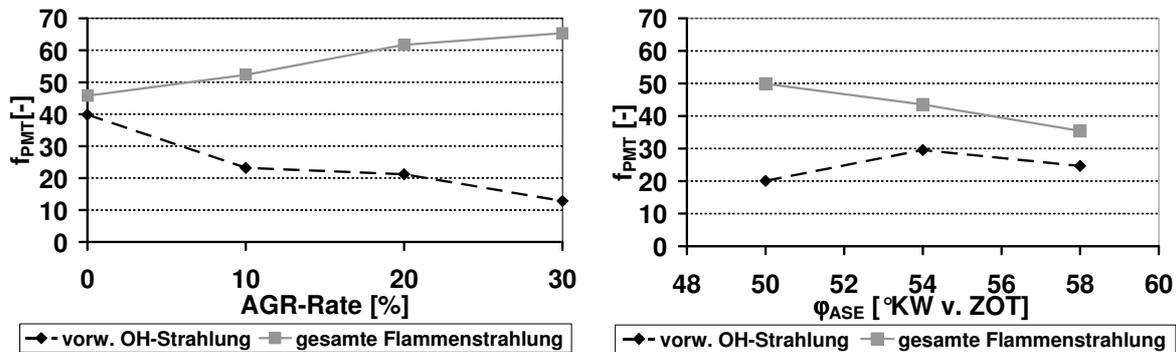


Abbildung 5.2.1: Experimentell ermittelter Einfluss der externen AGR-Rate und des Ansteuerendes der Drallinjektoren auf den Faktor f_{PMT} mit Filterung der OH-Strahlung (UG-11-Filter) und ohne Filter (gesamte Flammenstrahlung) ($n = 2000 \text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{bar}$; $p_{Rail} = 90 \text{bar}$)

In **Abbildung 5.2.2** sind die Faktoren f_{FFBDFQ} für die HC-Quellen aus Flame-Quenching-Effekten und f_{FFBDWB} für die HC-Quellen aus Wandbenetzungseffekten aus Experiment und Simulation für die beiden vorherigen Fälle dargestellt.

Die Verläufe korrelieren sehr gut mit den HC-Rohemissionen in den entsprechenden Betriebspunkten. Mit zunehmender externer AGR-Rate steigt der Faktor f_{FFBDFQ} bis etwa 20% AGR an und fällt dann wieder ab. Die HC-Rohemissionen verhalten sich

umgekehrt proportional (s. Abb. 4.2 31). Das deutet darauf hin, dass sich die Verbrennung mit zunehmender AGR-Rate verbessert und bei zu hohen AGR-Raten Verbrennungsaussetzer zu einem Anstieg der HC-Rohemissionen führen (s. Kap. 4.2.3).

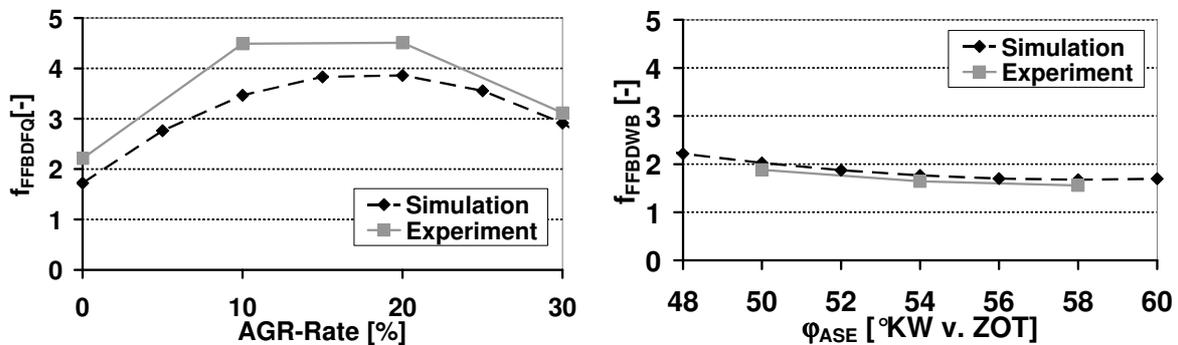


Abbildung 5.2.2: Einfluss der externen AGR-Rate und des Ansteuerendes der Injektoren auf die Faktoren f_{FFBDFO} und f_{FFBDWB} bei Detektion der OH-Strahlung (UG-11-Filter; $n = 2000 \text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{bar}$; $p_{Rail} = 90 \text{bar}$)

5.3 Modell für die HC-Quellen durch Flame- und Wall-Quenching-Effekte

Die Basisgleichungen für die Berechnung der für die Simulation der HC-Quellen benötigten Größen sind in Anhang I aufgeführt. Die Gleichungen bestehen aus einem Basisterm für den Zusammenhang mit dem effektiven Mitteldruck, aus einem Term für die Abhängigkeit der Drehzahl und aus den Faktoren für die normierten Abhängigkeiten des jeweiligen Parameters (z. B. Zündzeitpunkt, externe AGR-Rate, Einlassnockenwellen-Frühverstellung, Luftverhältnis, etc.).

Die Quellen der HC-Rohemissionen sind im Modell durch zwei Teile wiedergegeben. Der erste Teil gibt die Flame-Quenching- und Wall-Quenching-Effekte wieder, und der zweite Teil umfasst die Effekte durch Wandbenetzung. Die HC-Rohemissionen werden als prozentualer Anteil des HC-Rohemissionsdurchsatzes zum Kraftstoffdurchsatz berechnet und ergeben somit einen Emissionsindex für die variierten Betriebsparameter.

Der Anteil der HC-Rohemissionen S_{FQ} , der aus Flame-Quenching-Effekten entsteht, ergibt sich zu:

$$S_{FQ} = \frac{m_{HC,FQ}}{m_{\text{Einspritzung}}} = \left(\frac{\eta_i \cdot H_u}{p_{mi} \cdot V_h} \right) * \left(\frac{(p_{\varphi=70^\circ \text{KWn.ZOT}} \cdot V_{\text{Endgas}} \cdot M_{C_3H_8})}{(\mathcal{R} \cdot T_{\varphi=70^\circ \text{KWn.ZOT}})} \right) * f_{\text{Kerze}} * f_{\text{Restgas}} * f_{\text{ZZP}} * f_{\text{Lambda}} * f_{\text{TKM}} * f_{\text{ENW}} * f_{\text{AGR}} * f_{\text{GEMDAUER}} * \frac{1}{f_{FFBDFO}} * \frac{1}{m_f} \quad (5.3.1)$$

mit

$$m_{\text{Einspritzung}} = \frac{p_{mi} \cdot V_h}{\eta_i \cdot H_u} \quad (5.3.2)$$

mit $\eta_i = 0,33$ (für $\eta_i = 0,32 \dots 0,34$ liegt der Fehler bei der Berechnung der Gesamt-HC-Rohemissionen bei +/- 0,7%);

V_{Endgas} Endgasvolumen besteht aus 25% des vorhandenen Volumens bei $\phi = 70^\circ \text{KW n. ZOT}$ (hier: $V_{\text{Endgas}} = 0,64 \cdot 10^{-4} \text{cm}^3$).

Korrekturfaktor f_{Kerze} für horizontalen Kerzenversatz aus der Zylindermitte:

$$f_{\text{Kerze}} = 1 - 0,429 \cdot \frac{2 \cdot x_{\text{Kerze}}}{B} \quad (5.3.3)$$

mit x_{Kerze} Horizontaler Kerzenversatz aus der Zylindermitte
 B Bohrungsdurchmesser.

Anteil der Verbrennungsluft ohne Restgas f_{Restgas} :

$$f_{\text{Restgas}} = 1 - x_r - x_{\text{AGR}} \quad (5.3.4)$$

Die im Folgenden aufgeführten Korrekturfaktoren f_{ZZP} , f_{Lambda} , f_{TKM} , f_{ENW} , f_{AGR} und f_{GEMDAUER} für die Variation der einzelnen Betriebsparameter werden mittels iterativem Verfahren ermittelt. Sie führen zu den jeweiligen Abhängigkeiten der HC-Rohemissionen von den Betriebsparametern.

Der Korrekturfaktor f_{ZZP} für die Variation des Zündzeitpunkts berücksichtigt den Zusammenhang zwischen Flame-Quenching und dem Zündzeitpunkt:

$$f_{\text{ZZP}} = 26,5 - 5 \cdot \left(\frac{\frac{\phi_{\text{ZZP}}}{[\text{°KW v. ZOT}] - 22,5}}{22,5} \right) + 20 \cdot \left(\frac{\frac{\phi_{\text{ZZP}}}{[\text{°KW v. ZOT}] - 22,5}}{22,5} \right)^2 + 15 \cdot \left(\frac{\frac{\phi_{\text{ZZP}}}{[\text{°KW v. ZOT}] - 22,5}}{22,5} \right)^3 \quad (5.3.5)$$

Der Korrekturfaktor f_{Lambda} für die Variation des Luftverhältnisses berücksichtigt den Zusammenhang zwischen Flame-Quenching und dem Luftverhältnis:

$$f_{\text{Lambda}} = 1 + 1 \cdot \left(\frac{\lambda_{\text{Global}} - 3,4}{3,4} \right) - 2,5 \cdot \left(\frac{\lambda_{\text{Global}} - 3,4}{3,4} \right)^2 + 25 \cdot \left(\frac{\lambda_{\text{Global}} - 3,4}{3,4} \right)^3 \quad (5.3.6)$$

Der Korrekturfaktor f_{ENW} für die Variation der Einlassnockenwellen-Frühverstellung berücksichtigt den Zusammenhang zwischen Flame-Quenching und der ENW-Frühverstellung:

$$f_{\text{ENW}} = 1 + 0,21 * \left(\frac{\frac{\Delta\Theta}{[\text{°KW}]}}{6} - 6 \right) - 0,021 * \left(\frac{\frac{\Delta\Theta}{[\text{°KW}]}}{6} - 6 \right)^2 \quad (5.3.7)$$

Der Korrekturfaktor f_{AGR} für die Variation der externen AGR-Rate berücksichtigt den Zusammenhang zwischen Flame-Quenching und der AGR-Rate:

$$f_{\text{AGR}} = 1 + 22 * (x_{\text{AGR}}) - 170 * (x_{\text{AGR}})^2 + 495 * (x_{\text{AGR}})^3 \quad (5.3.8)$$

Der Korrekturfaktor f_{GEMDAUER} für die Variation der Gemischbildungsdauer berücksichtigt den Zusammenhang zwischen Flame-Quenching und der Drehzahl:

$$f_{\text{GEMDAUER}} = 1 + 0,5 * \left(\frac{\frac{n}{[\text{min}^{-1}]} - 2000}{2000} \right) + 0,6 * \left(\frac{\frac{n}{[\text{min}^{-1}]} - 2000}{2000} \right)^2 + 2,4 * \left(\frac{\frac{n}{[\text{min}^{-1}]} - 2000}{2000} \right)^3 \quad (5.3.9)$$

Der Korrekturfaktor f_{TKM} für die Variation der Kühlmitteltemperatur berücksichtigt den Zusammenhang zwischen Wall-Quenching und der Kühlmitteltemperatur:

$$f_{\text{TKM}} = 1 - 1,5 * \left(\frac{\frac{T_{\text{Kühl}}}{[\text{K}]} - 365}{365} \right) - 20 * \left(\frac{\frac{T_{\text{Kühl}}}{[\text{K}]} - 365}{365} \right)^2 + 37 * \left(\frac{\frac{T_{\text{Kühl}}}{[\text{K}]} - 365}{365} \right)^3 \quad (5.3.10)$$

Im Folgenden wird das HC-Modell für Effekte durch Wandbenetzung erläutert.

5.4 Modell für die HC-Quellen durch Wandbenetzungseffekte

Der Anteil der HC-Rohemissionen S_{WB} , der aus Wandbenetzungseffekten entsteht, ergibt sich zu:

$$S_{\text{WB}} = \frac{m_{\text{HC,WB}}}{m_{\text{Einspritzung}}} = \left(\frac{(\eta_i * H_u)}{(\rho_{\text{mi}} * V_h)} \right) * \alpha_{\text{abs}} * A_{\text{abl}} * t_{\text{GZ}} * f_{\text{ASE}} * f_{\text{RAIL}} * f_{\text{GEMDAUER}} * \frac{1}{f_{\text{FFBDWB}}} * \frac{1}{m_f} \quad (5.4.1)$$

mit der Dampfmassenstromdichte α_{abs} :

$$\alpha_{\text{abs}} = \beta_{\text{Krst}} * \frac{M_{\text{Krst}} * 2}{\mathfrak{R} * (T_{\text{Kolben}} + T_{\text{VL}})} * (p_{\text{F,fl}} - p_{\text{F,gasf}}) \quad (5.4.2)$$

mit

T_{VL} Massenmitteltemperatur der Verbrennungsluft
 $p_{F,fl}$ Dampfdruck für flüssigen Kraftstoff
 $p_{F,gasf}$ Partialdruck für verdampften Kraftstoff
 und dem Stoffübergangskoeffizienten β_{Krst} :

$$\beta_{Krst} = \frac{Sh * D_{Krst}}{L_K} \quad (5.4.3)$$

Bei Verwendung des Stoffübergangs statt des Wärmeübergangs wird statt der Nußelt-Zahl Nu die Sherwood-Zahl Sh und statt der Prandl-Zahl Pr die Schmidt-Zahl Sc angewendet.

Nach dem VDI-Wärmeatlas [vere1998a] gilt für die Stoffübertragung an überströmten Einzelkörpern:

Für eine laminare Strömung mit $Re < 100000$ berechnet sich die Sherwood-Zahl zu:

$$Sh_{lam} = 0,664 * \sqrt[3]{Sc} * \sqrt[2]{Re} \quad (5.4.4)$$

Für eine turbulente Strömung mit $Re > 100000$ berechnet sich die Sherwood-Zahl zu:

$$Sh_{turb} = \frac{0,037 * Re^{0,8} * Sc}{1 + 2,443 * Re^{-0,1} * (Sc^{2/3} - 1)} \quad (5.4.5)$$

mit

$$Re = \frac{u_L * L_K}{\eta_L} \quad (5.4.6)$$

$$Sc = \frac{\eta_L}{D_{Krst}} \quad (5.4.7)$$

Im Modell wird anhand der Reynolds-Zahl entschieden, welche Strömung für den vorliegenden Betriebspunkt vorliegt.

Für den Diffusionskoeffizienten von Kraftstoff D_{Krst} gilt nach Fuller-Schettler-Giddings aus [vere1998a; klei2001a; n.n.2002b]:

$$D_{Krst} = \frac{10^{-3} * T_L^{1,75} * \left(\frac{M_{Krst} + M_L}{M_{Krst} * M_L} \right)^{0,5} * 1,013}{\left(\frac{p_i}{p_e} \right) * \left(\sqrt[3]{V_{Krst}} + \sqrt[3]{V_L} \right)^2} \quad (5.4.8)$$

mit dem atomaren Diffusionsvolumen V_{Krst} des verwendeten Kraftstoffs:

$$V_{Krst} = C * 15,9 + H * 2,31 + O * 6,11 \quad (5.4.9)$$

$$V_L = 19,7$$

Diffusionsvolumen Luft.

Für die zwischenspeicherungsrelevante Oberfläche A_{abl} des Brennraums gilt in Abhängigkeit des Ansteuerendes der Drallinjektoren und des Zündzeitpunkts:

$$A_{abl} = 0,000804 * \left(\frac{1}{e^{\frac{\varphi_{ASE}}{54^{\circ KW}}}} \right) + 0,000707 * \left(\frac{1}{e^{\frac{\varphi_{ZZP}}{22,5^{\circ KW}}}} \right) + 0,35 \quad (5.4.10)$$

Der Korrekturfaktor f_{ASE} für die Variation des Ansteuerendes der Drallinjektoren berücksichtigt den Zusammenhang zwischen der Wandbenetzung und dem Ansteuerende:

$$f_{ASE} = 16 + 30 * \left(\frac{\frac{\varphi_{ASE}}{[^{\circ}KW \text{ v. ZOT}] - 54}}{54} \right) + 700 * \left(\frac{\frac{\varphi_{ASE}}{[^{\circ}KW \text{ v. ZOT}] - 54}}{54} \right)^2 \quad (5.4.11)$$

Der Korrekturfaktor f_{RAIL} für die Variation des Raildrucks berücksichtigt den Zusammenhang zwischen der Wandbenetzung und dem Raildruck:

$$f_{RAIL} = 1 + 0,3 * \left(\frac{\frac{p_{Rail}}{[MPa]} - 9}{9} \right) + 3,9 * \left(\frac{\frac{p_{Rail}}{[MPa]} - 9}{9} \right)^2 - 8 * \left(\frac{\frac{p_{Rail}}{[MPa]} - 9}{9} \right)^3 \quad (5.4.12)$$

5.5 Berechnung der Gesamt-HC-Rohemissionen

Die Berechnung der Gesamt-HC-Rohemissionen erfolgt nach folgender Gleichung:

$$HC_{gesamt} = C_1 * S_{FQ} + C_2 * S_{WB} \quad (5.5.1)$$

mit C_1 ... Kalibrierkonstante für HC-Quellen durch Flame- und Wall-Quenching (empirisch ermittelt, hier: $C_1 = 1,24$)

C_2 ... Kalibrierkonstante für HC-Quellen durch Wandbenetzung (empirisch ermittelt, hier: $C_2 = 0,65$).

5.6 Ergebnisse der Simulationsuntersuchungen

Im Folgenden sind die Ergebnisse der theoretischen Untersuchungen dargestellt. Die theoretisch ermittelten Ergebnisse werden mit experimentellen Motorprüfstandsversuchen abgeglichen.

In den **Abbildungen 5.6.1 bis 5.6.3** sind die Einflüsse von Drehzahl und Zündzeitpunkt auf die HC-Rohemissionen aus Experiment und Simulation dargestellt. Zusätzlich wird der Anteil der HC-Quellen durch Flame- und Wall-Quenching und der HC-Quellen durch Wandbenetzung an den Gesamt-HC-Rohemissionen dargestellt. Es ist zu erkennen, dass mit zunehmender Drehzahl bei gleichem, effektivem Mitteldruck die HC-Rohemissionen ansteigen. Dabei ist bei kleinen Drehzahlen der Anteil an den Gesamt-HC-Rohemissionen zwischen HC-Quellen durch Flame- und Wall-Quenching und HC-Quellen durch Wandbenetzung etwa gleich. Bei hohen Drehzahlen überwiegt der Anteil, der durch Flame- und Wall-Quenching entsteht.

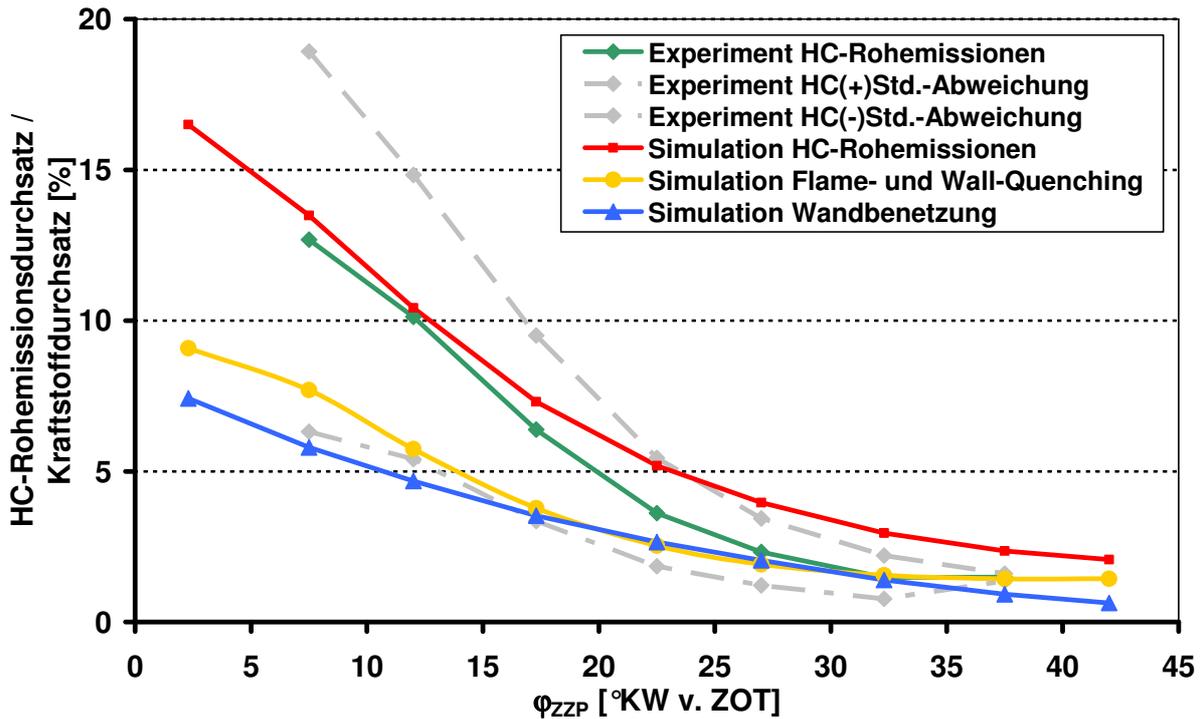


Abbildung 5.6.1: Einfluss des Zündzeitpunkts auf den Quotienten aus HC-Rohemissionsdurchsatz und Kraftstoffdurchsatz aus Simulation und Experiment ($n = 1000 \text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{bar}$; $p_{Rail} = 90 \text{bar}$)

Bei niedrigen Drehzahlen treten die Wandbenetzungseffekte deutlicher hervor und bei höheren Drehzahlen die Flame- und Wall-Quenching-Effekte.

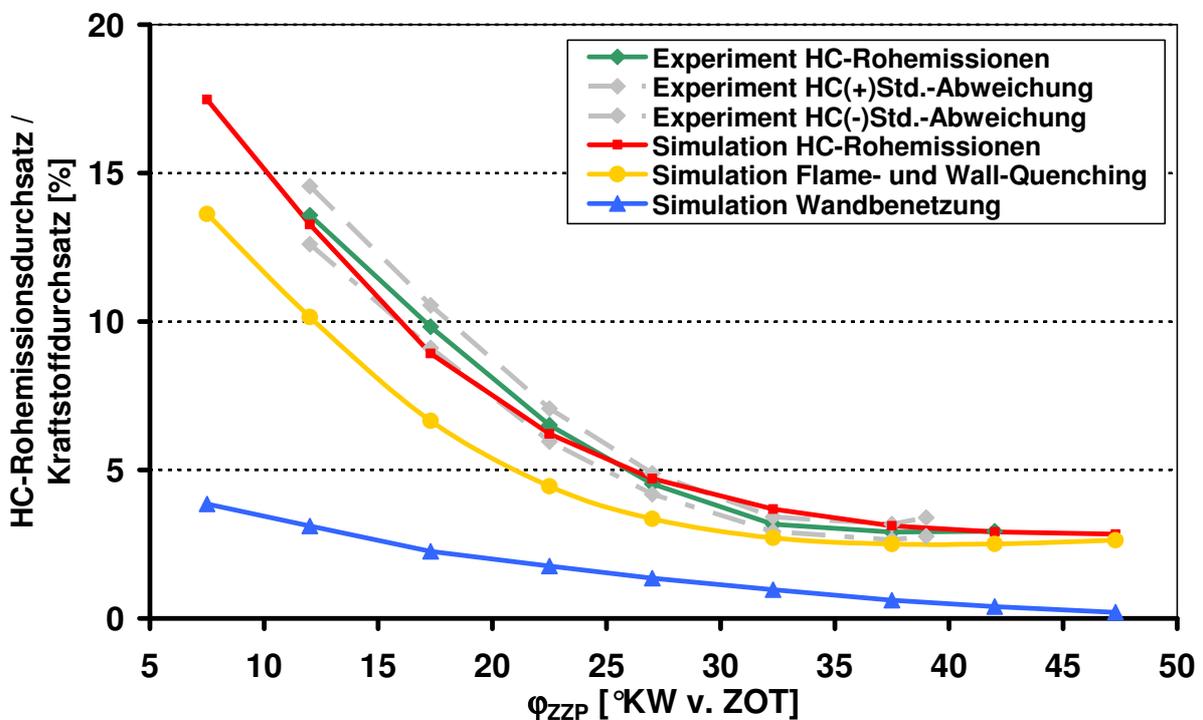


Abbildung 5.6.2: Einfluss des Zündzeitpunkts auf den Quotienten aus HC-Rohemissionsdurchsatz und Kraftstoffdurchsatz aus Simulation und Experiment ($n = 2000 \text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2 \text{bar}$; $p_{Rail} = 90 \text{bar}$)

Die erhöhten HC-Rohemissionen bei hohen Drehzahlen werden bereits in Kapitel 4.2.7 eingehend untersucht. Die Simulation bestätigt die experimentell gewonnenen Ergebnisse, dass mit zunehmender Drehzahl die Strömungsintensität im Brennraum und durch ausgeprägtes Flame-Quenching die HC-Rohemissionen ansteigen. Grundsätzlich nimmt der Anteil der HC-Quellen durch Wandbenetzung mit Frühverstellung des Zündzeitpunkts ab, da sowohl die zu benetzende Fläche als auch die Einwirkzeit des flüssigen Kraftstoffs auf die Brennraum-Oberflächen abnehmen. Der Anteil der HC-Quellen durch Flame- und Wall-Quenching-Effekte fällt mit der Frühverstellung des Zündzeitpunkts bis $\varphi_{ZZP} = 32^\circ\text{KW v. ZOT}$, da die Gemischwolke noch wesentlich kompakter an der Zündkerze vorhanden ist (siehe Kapitel 4.2.1).

In den Abbildungen 5.6.1 bis 5.6.3 sind außerdem die Standardabweichungen der Mittelwerte der experimentellen Untersuchungen dargestellt. In den überwiegenden Betriebspunkten liegen die simulierten HC-Rohemissionen innerhalb der Standardabweichung. Dies zeigt, dass die gewählten Ansätze gut die Erscheinungen der Experimente wiedergeben. Lediglich in den Grenzbereichen, in denen die Stabilität des Brennverfahrens eingeschränkt ist, differieren die Ergebnisse der Simulation von den experimentell ermittelten Daten.

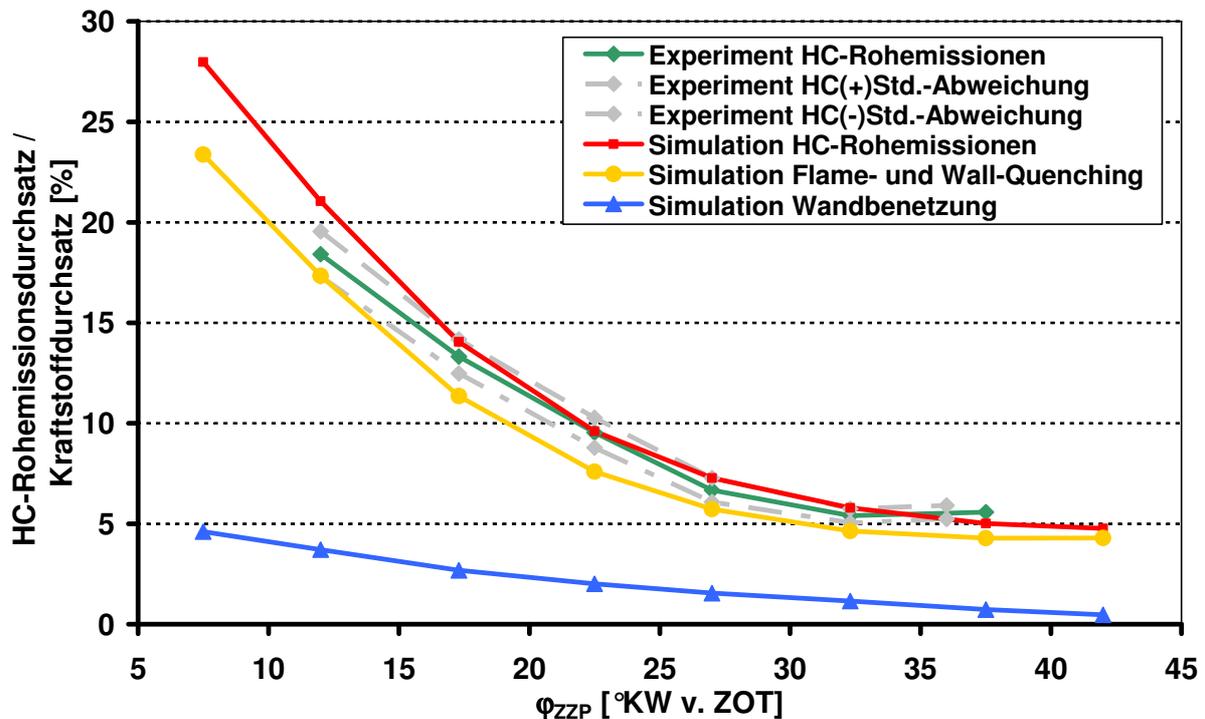


Abbildung 5.6.3: Einfluss des Zündzeitpunkts auf den Quotienten aus HC-Rohemissionsdurchsatz und Kraftstoffdurchsatz aus Simulation und Experiment ($n = 3000\text{min}^{-1}$; $p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{Rail} = 90\text{bar}$)

Ähnlich wie bei der Variation des Zündzeitpunkts ist auch bei der Variation der externen AGR-Rate die Tendenz zu erkennen, dass mit steigender Drehzahl die HC-Rohemissionen zunehmen (**Abbildung 5.6.4**).

Jedoch ist erkennbar, dass sich mit steigender AGR-Rate die HC-Rohemissionen bei allen Drehzahlen annähern. Bei 20% AGR ist nur noch ein sehr geringer Unterschied zwischen den experimentell ermittelten und den modellierten Ergebnissen feststellbar. Bei höheren Drehzahlen wird die Differenz der HC-Rohemissionen zwischen Simulation und Experiment aufgrund der oben erwähnten Gründe wieder größer. Die Simulation gibt das Verhalten der HC-Rohemissionen bei Variation der AGR-Rate

sehr gut wieder. Vor allem die bei höheren Drehzahlen erkennbare geringere AGR-Verträglichkeit wird deutlich.

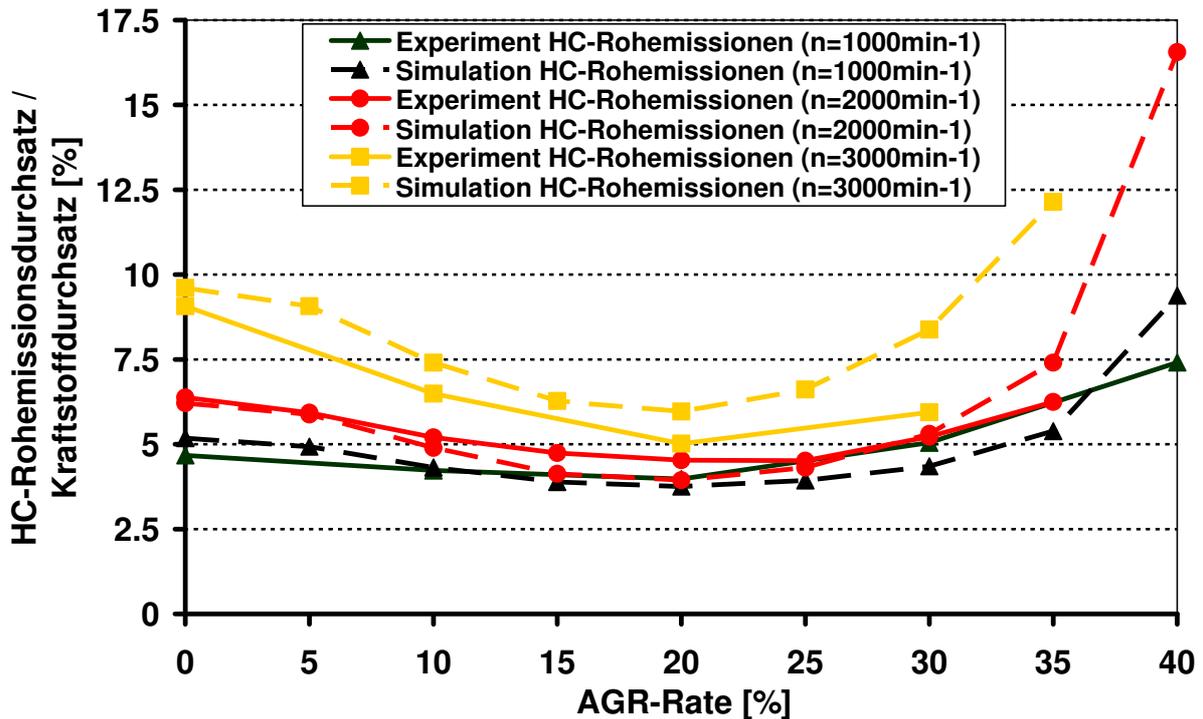


Abbildung 5.6.4: Einfluss der Drehzahl und der externen AGR-Rate auf den Quotienten aus HC-Rohemissionsdurchsatz und Kraftstoffdurchsatz aus Simulation und Experiment ($p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{Rail} = 90\text{bar}$)

Der Einfluss der Kühlmitteltemperatur zeigt bei der Variation der Drehzahl ein ähnliches Verhalten (Abbildung 5.6.5).

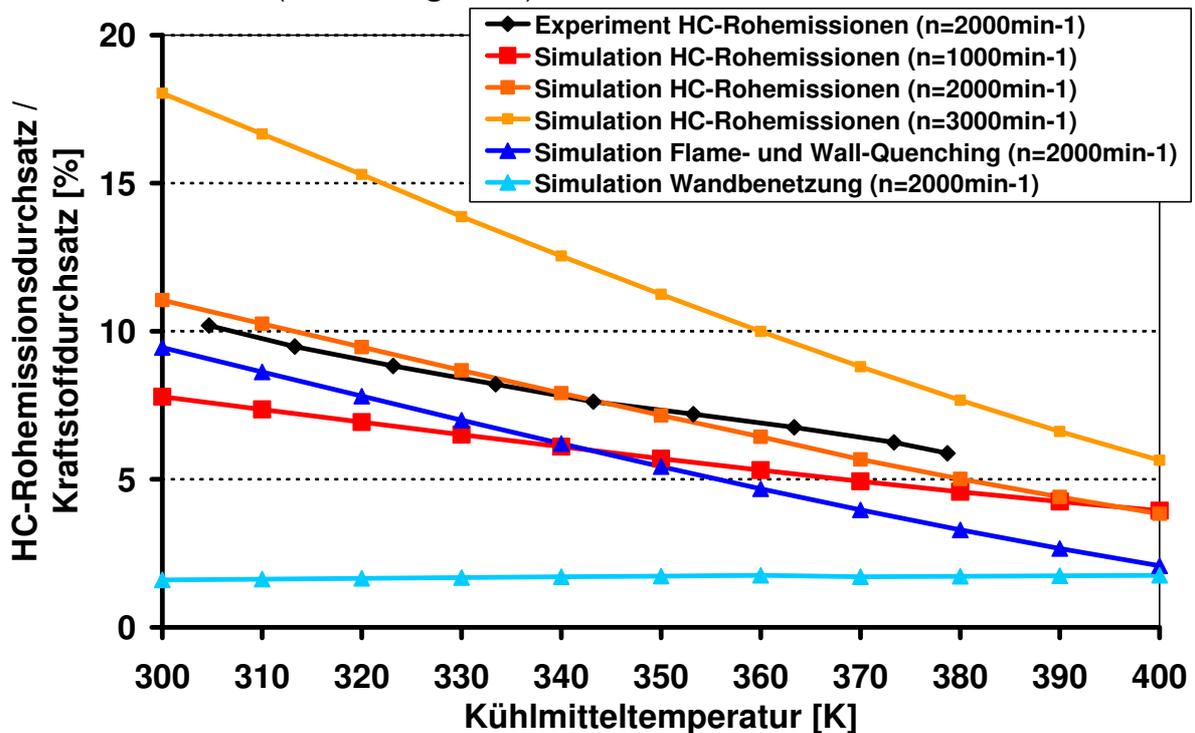


Abbildung 5.6.5: Einfluss der Kühlmitteltemperatur auf den Quotienten aus HC-Rohemissionsdurchsatz und Kraftstoffdurchsatz aus Simulation und Experiment ($p_{me} = 2\text{bar}$; $p_{Rail} = 90\text{bar}$)

Bei höheren Drehzahlen ist der Temperatureinfluss größer, da durch den Wall-Quenching-Effekt in der Wandgrenzschicht mehr Kraftstoff zwischengespeichert wird. Höhere Kühlmitteltemperaturen führen somit zu einer Verbesserung des Brennverhaltens in Richtung Zylinderwand. Der Unterschied der HC-Rohemissionen in Abhängigkeit von der Drehzahl wird geringer.

Bei der Variation der ENW-Frühverstellung (**Abbildungen 5.6.6**) zeigt sich, dass der Verlauf der HC-Rohemissionen durch Wandbenetzung unabhängig von der ENW-Frühverstellung ist.

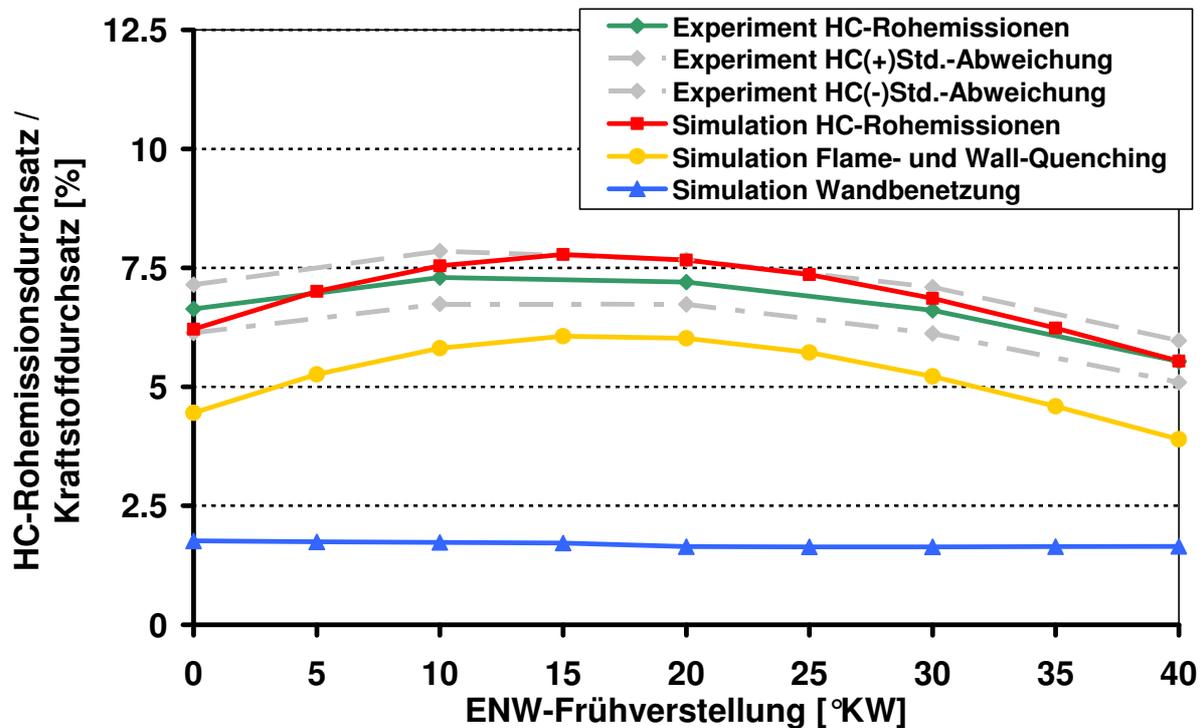


Abbildung 5.6.6: Einfluss der ENW-Frühverstellung auf den Quotienten aus HC-Rohemissionsdurchsatz und Kraftstoffdurchsatz aus Simulation und Experiment ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{\text{Rail}} = 90\text{bar}$; $p_{\text{me}} = 2\text{bar}$)

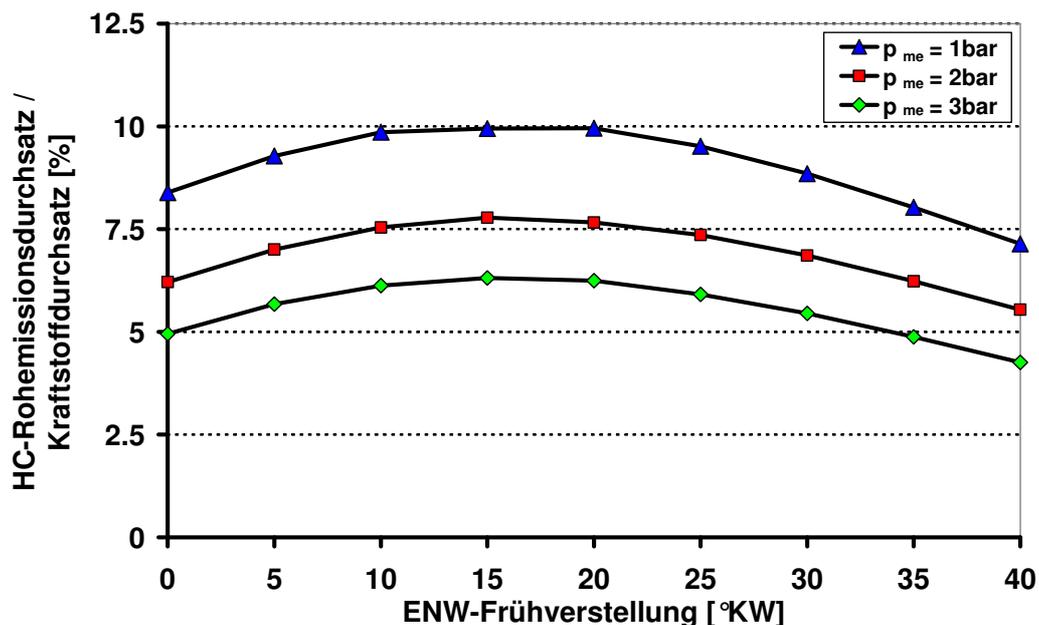


Abbildung 5.6.7: Einfluss der ENW-Frühverstellung in Abhängigkeit vom effektiven Mitteldruck auf den Quotienten aus HC-Rohemissionsdurchsatz und Kraftstoffdurchsatz (Simulation; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{\text{Rail}} = 90\text{bar}$)

Die Tumbleströmung und andere in Kapitel 4.2.2 erwähnte Effekte führen zu einem sehr ähnlichen Verlauf der HC-Quellen durch Flame- und Wall-Quenching-Effekte im Vergleich zu den Gesamt-HC-Rohemissionen. Die HC-Rohemissionen werden demnach überwiegend durch Flame-Quenching-Effekte bestimmt. Mit zunehmendem effektivem Mitteldruck nimmt der prozentuale Anteil der HC-Rohemissionen an dem eingespritzten Kraftstoff deutlich ab (**Abbildung 5.6.7**). Dies ist auch in den Experimenten am Versuchsmotor wieder zu finden (**Abbildung 5.6.8**). Ein Grund dafür ist die bessere Verbrennung auf einem höheren Energieniveau bei höheren effektiven Mitteldrücken. Begrenzt wird der Bereich hoher effektiver Mitteldrücke im Betrieb mit Ladungsschichtung durch die Stabilität des Brennverfahrens und durch die starke Kraftstoffanreicherung. Dadurch kommt es auch zu einer Erhöhung der CO- und Ruß-Rohemissionen.

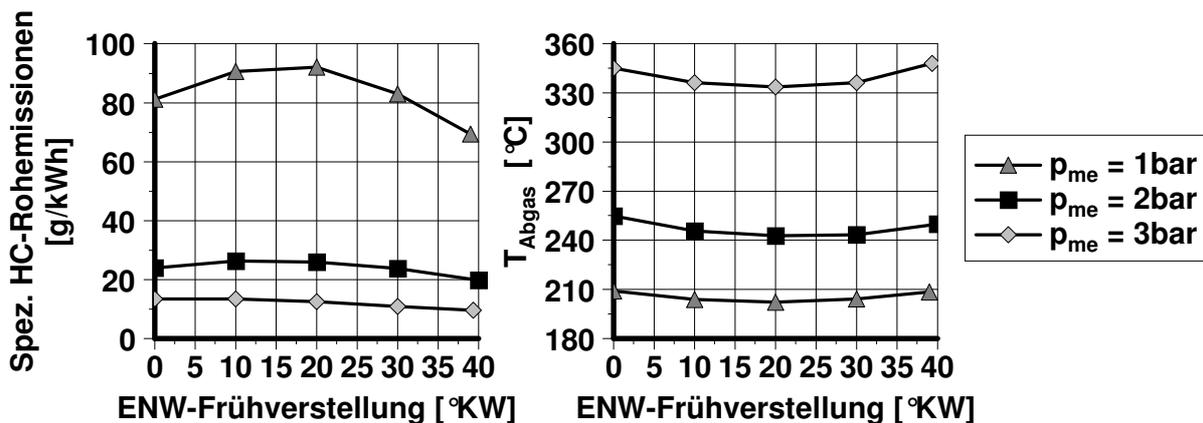


Abbildung 5.6.8: Einfluss des effektiven Mitteldrucks und der ENW-Frühverstellung auf die spezifischen HC-Rohemissionen und die Abgastemperatur (*Experiment*; $n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{\text{rail}} = 90\text{bar}$; $\varphi_{\text{ASE}} = 54^\circ\text{KW v. ZOT}$; $\lambda_{\text{global}} = 3,4$; $\varphi_{\text{ZZP}} = 22^\circ\text{KW v. ZOT}$)

Die Simulation der HC-Rohemissionen hat gezeigt, dass die gewählten Ansätze zur Modellierung der HC-Rohemissionen die experimentellen Daten gut wiedergeben. Zusätzlich zu den Gesamt-HC-Rohemissionen kann eine quantitative Trennung zwischen HC-Quellen durch Flame- und Wall-Quenching und durch Wandbenetzungseffekte vorgenommen werden, die jeweils eindeutige Abhängigkeiten von effektivem Mitteldruck, Drehzahl und anderen Betriebsparametern zeigen. In **Tabelle 5.1** sind die Einflüsse qualitativ zusammengefasst.

Table 5.1: Einfluss ausgewählter Parameter auf die HC-Rohemissionen (Simulation, ↑: HCs steigen an; ↓: HCs sinken ab)

		Gesamte HC-Rohemissionen	HCs durch Flame- und Wall-Quenching	HCs durch Wandbenetzung
ENW	früh	↓	↓	—
ASE	früh	↑	↑	↑
	spät	↑	—	↑
AGR-Rate	hoch	↓	↓	—
$T_{\text{Kühl}}$	niedrig	↑	↑	—
	hoch	↓	↓	—
Lambda	klein	↓	↓	—
	groß	↑	↑	↓
ZZP	früh	↓	↓	↓
	spät	↑	↑	↑
Raildruck	niedrig	↑	—	↑
	hoch	—	—	—
Drehzahl	niedrig	↓	↓	↑
	hoch	↑	↑	↓
Last	niedrig	↑	↑	↑
	hoch	↓	—	↓

6 Zusammenfassung und Ausblick

Zu Untersuchungen der HC-Rohemissionsentstehung von Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung und Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung im Homogenbetrieb liegen umfangreiche Publikationen vor. Die Entstehungsmechanismen der HC-Rohemissionen sind größtenteils bekannt. Der Betrieb mit Ladungsschichtung im Teillastbereich eines Motors mit Benzin-Direkteinspritzung stellt jedoch ein vom Ablauf her anderes Verfahren dar. Einer der Hauptgründe für die hohen HC-Rohemissionen bei diesem Verfahren ist die Ladungsschichtung mit hohen Lambdagradienten zwischen einzelnen Gemischwolken im Brennraum. Ein sich ausbildender Kraftstofffilm auf der Kolbenoberfläche, eine Grenzschicht zwischen Flammenfront und Brennraumwänden und niedrige Abgastemperaturen sind weitere Gründe für hohe HC-Rohemissionen. Die Klärung der Ursachen für die erhöhten HC-Rohemissionen beim FSI-Verfahren sind das Ziel der Arbeit. Die HC-Quellen werden sowohl qualitativ als auch quantitativ ermittelt und den folgenden Effekten zugeordnet (Abbildung 4.5.1):

- Flame-Quenching: ca. 78%;
- Wandbenetzung von Brennraumoberflächen: ca. 12% und
- Wall-Quenching: ca. 10%.

Das Verhältnis der verschiedenen HC-Quellen zueinander ist in allen untersuchten Betriebspunkten im Kennfeld mit Ladungsschichtung ähnlich. Der Schwerpunkt der durchgeführten Untersuchungen lag in der experimentellen Analyse der erwähnten Quellen. Es wurden neben der Variation von Betriebsparametern auch konstruktive Änderungen hinsichtlich Strömung und Verdichtung vorgenommen. Um die Einflüsse von Oberflächen auf die Menge der HC-Rohemissionen zu untersuchen, wurde die Topographie der Kolbenoberfläche verändert. Durch die verschiedenen Maßnahmen konnte das Potenzial der Reduzierung von HC-Rohemissionen aufgezeigt werden. Die Ergebnisse zur Simulation der HC-Rohemissionen mittels eines phänomenologischen HC-Modells haben gezeigt, dass sich mit den verwendeten Modellen die Verläufe der HC-Rohemissionen als prozentualer Vergleich zwischen Rohemissionsdurchsatz und Kraftstoffdurchsatz im Kennfeld mit Ladungsschichtung sehr gut wiedergeben lassen. Mit dem Anstieg der Drehzahl wurde eine Zunahme des Flame-Quenching und die Abnahme einer Wandbenetzung festgestellt. Dies zeigt den starken Einfluss der Strömung bei ansteigender Drehzahl. Für weitere Variationen des Zündzeitpunkts, des Ansteuerendes, des Raildrucks, der Einlassnockenwellen-Frühverstellung, der externen AGR-Rate, des Luftverhältnisses und der Kühlmitteltemperatur ist in Tabelle 5.1 eine getrennte qualitative Bewertung der Flame-Quenching-, Wall-Quenching- und Wandbenetzungseffekte vorgenommen worden.

Flame-Quenching

Im Folgenden werden anhand von einigen Beispielen die verschiedenen HC-Quellen aufgezeigt. Flame-Quenching bezeichnet die Bildung von Gemischinseln mit hohen Lambdagradienten und das daraus resultierende partielle Löschen der Flamme und schlechte Durchbrennverhalten und ist einer der Hauptgründe für die hohen spezifischen HC-Rohemissionen. Eine CFD-Simulation belegt, dass die Gemischwolke bei frühen Zündzeitpunkten noch sehr kompakt ist und am äußersten Rand gezündet wird (Abbildung 4.2.4). Zusätzlich wird eine Einspeicherung von Kraftstoffanteilen (Wandbenetzung) im Bereich der Zündkerze verringert. Messungen mit der schnell getakteten Gasentnahme (Abbildung 4.2.3) neben der Zündkerze zeigten, dass das Luftverhältnis des Gemischs bei $\varphi_{ZZP} = 12^\circ\text{KW}$ v. ZOT an der Messstelle schon bis

auf $\lambda = 1,76$ angestiegen ist. Die Frühverstellung der Einlassnockenwelle trägt ebenfalls zu einer Reduzierung der spezifischen HC-Rohemissionen bei. Im Gegensatz zum Homogenbetrieb, bei dem die innere Abgasrückführung der vorherrschende HC-Reduzierungseffekt ist, ist im Betrieb mit Ladungsschichtung die In-Zylinder-Strömung von entscheidender Bedeutung für die HC-Rohemissionen. Die Reduzierung der Strömung führte zu einer kompakteren Gemischwolke an der Zündkerze und zu einer Reduzierung des Flame-Quenching-Effekts. Eine ähnliche Wirkung konnte auch mit der Variation des Einlassquerschnitts und mit der Anhebung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses (Reduzierung der spezifischen HC-Rohemissionen um 4-5%) erreicht werden. Im Gegensatz zum Homogenbetrieb wurde im Betrieb mit Ladungsschichtung durch externe Abgasrückführung (AGR) eine erhebliche Reduzierung der spezifischen HC-Rohemissionen erreicht. Die Energieumsetzung nahm bis zu bestimmten AGR-Raten (bei $n = 2000\text{min}^{-1}$ und $p_{\text{me}} = 2\text{bar}$: ca. 25% AGR) zu. Die Reduzierung der HC-Rohemissionen kommt zum einen durch die Reduzierung des Luftliefergrads zustande und zum anderen durch eine nochmalige Verbrennung der zurückgeführten Kohlenwasserstoffe, welche sich im Abgas befinden. Mit zunehmender AGR-Rate wird ein Großteil der Zylinderladung in der helleren Diffusionsflamme umgesetzt. Der Anteil der Umsetzung von OH-Radikalen nimmt erheblich ab (Abbildung 4.2.35). Dies wurde an einem optisch zugänglichen Motor (PMT-SIS-Kamera) im ultravioletten Wellenlängenbereich ($\lambda = 307\text{nm}$) gemessen. Die Messungen zeigten, dass bei Anhebung der externen AGR-Rate die Umsetzung der OH-Radikale abfällt, jedoch die Diffusionsverbrennung an Intensität zunimmt. Dies hatte einen geringfügigen Abfall der HC-Konzentration im Abgas durch Reduzierung des Flame-Quenching-Effekts zur Folge. Mit Hilfe von Lichtwellenleitern, die in die Zündkerzen integriert werden, wurde die frühe Entflammungsphase untersucht und die These der hohen Zündverzugszeit mit zunehmender externer AGR-Rate experimentell gestützt (Abbildung 4.2.34).

Die Variation des Einlasskanalquerschnitts durch Verlegung des im Strömungskanal liegenden Tumbleblechs wurde mit Hilfe von stationären Strömungsversuchen mittels PIV-Messungen untersucht. Es zeigte sich, dass die Strömung mit kleinen Kanalverschlüssen (40%) sehr ungeordnet ist und mit zunehmendem Kanalverschluss geordneter und intensiver wird (Abbildung 4.2.47). Im Motorbetrieb stellte sich heraus, dass in den betrachteten Betriebspunkten ein Kanalverschluss von 45% optimal für die Reduzierung der HC-Rohemissionen ist. In diesem Punkt bildet sich eine In-Zylinder-Strömung aus, die die Gemischwolke sehr kompakt an die Zündkerze führt. Bei kleinerem Kanalverschluss führt die ungeordnete Struktur und bei großen Kanalverschlüssen die stärker werdende Strömung zu starken Laufunruhen und hohen Rohemissionen.

Wall-Quenching

Ein Kolben aus Kohlenstoff führte u.a. durch die höheren Oberflächentemperaturen und die dadurch verbesserte Verbrennung zu einer Reduzierung der HC-Rohemissionen um bis zu 20% im Betrieb mit Ladungsschichtung und ca. 30% im Homogenbetrieb. Die im Homogenbetrieb für die Reduzierung der HC-Rohemissionen wirksame Methode der Kolbenoberflächenbeschichtung hat im Betrieb mit Ladungsschichtung keine grundlegende Verringerung der HC-Rohemissionen zur Folge, da weder der Flame-Quenching-Effekt noch die Wandbenetzung dadurch beeinflusst werden konnten.

Wandbenetzung

Um den zweiten bedeutenden Aspekt der Gesamt-HC-Rohemissionen, die Wandbenetzung, zu analysieren, wurden der Einfluss des Ansteuerendes der Drallinjektoren, des Raildrucks und der Kraftstofftemperatur analysiert. Zusätzlich zu diesen Parametern wurde der Einfluss von verschiedenen Kolbenoberflächentopografien wie Beschichtungen, Materialien und Oberflächenbeschaffenheiten untersucht.

Durch die Variation des Ansteuerendes der Drallinjektoren konnte die Wandbenetzung verändert werden. Bei einer Spätverstellung des Ansteuerendes kam es durch die Kolbenstellung zu einer stärkeren Wechselwirkung zwischen Kolbenoberfläche und Einspritzstrahl, da die Gemischaufbereitung noch nicht hinreichend stattgefunden hatte. Abbildung 4.4.21 zeigt, dass durch die stärkere Wandbenetzung mit zunehmender Spätverstellung das Gemisch an der Zündkerze angereichert wurde. Es kam zu dem so genannten Undermixing-Effekt und zu erhöhten HC-, CO-, und Rußemissionen. Bei einer Frühverstellung des elektrischen Ansteuerendes kam es bei konstantem Zündzeitpunkt zu einem so genannten Overmixing-Effekt, der zwar zu weniger Benetzung der Oberflächen führte, jedoch durch ausgeprägtes Flame-Quenching zur Bildung von Gemischinseln führte. Die HC-Rohemissionen stiegen ebenfalls an. Sowohl Experiment als auch die Simulation der HC-Rohemissionen zeigten, dass eine Verringerung des Raildrucks zu einer stärkeren Wandbenetzung führt. PDA-Messungen am Einspritzstrahl bestätigten eine starke Spray-Wand-Interaktion, die Einfluss auf die Weberzahl und auf das Verhalten des Strahls nach dem Auftreffen hatte.

Ausblick

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass es möglich ist, bei einem Motor mit Benzin-Direkteinspritzung die HC-Rohemissionen mit geeigneten Maßnahmen um über 85% zu senken. Jedoch sind der HC-Reduzierung in der Serie durch andere motorische Kenngrößen, wie z. B. Stabilität und andere Rohemissionen, Grenzen gesetzt. Dennoch ist es nötig, weitere Schritte zur Absenkung der entstehenden HC-Rohemissionen einzuleiten. Eine Verbesserung sowohl im stationären als auch im transienten Betrieb ist vermutlich nur über den Einsatz anderer Brennverfahren zu erreichen. Im Speziellen seien hier das strahlgeführte Brennverfahren, das HCCI-Verfahren [easl2001a] und Brennverfahren mit variablen Ventilsteuerungen angeführt. Die Brennverfahren bieten weiteres Potenzial zur Rohemissions- und Verbrauchsreduzierung, die nötig sind, um kommende Abgasgrenzvorschriften und Verbrauchsvorgaben erfüllen zu können. Die erlangten Erkenntnisse lassen darauf schließen, dass sowohl luft- als auch strahlgeführte Brennverfahren eine Reduzierung der HC-Rohemissionen nicht durch die Reduzierung des Wandkontakts erreichen. Vor allem das strahlgeführte Brennverfahren bietet durch den Einsatz moderner Zünd- und Einspritzsysteme die Möglichkeit, auf die Wandführung zu verzichten und somit eine Wandbenetzung im Betrieb mit Ladungsschichtung zu verringern. Dabei ist es wesentlich, die Gemischwolke möglichst kompakt zur Zündkerze zu bringen. Es ist eine erhebliche Reduzierung des Flame-Quenching-Effekts zu erwarten. Komplizierte Kraftstoff-Führungen wie bei wand- oder luftgeführten Brennverfahren sollten ausgeschlossen werden. Dem großen Vorteil, den der Einsatz eines Kohlenstoffkolbens gebracht hat, steht derzeit seine fehlende Serientauglichkeit entgegen. Hier sind Weiterentwicklungen nötig, um durch metallische Infiltrationen die Stabilität des Materials zu erhöhen.

Literaturverzeichnis

- [adam1978a] Adamczyk, A.A.; Lavoie, G.A.: Laminar Head-On Flame Quenching - A Theoretical Study; SAE-Paper 780969; Toronto; 1978
- [alki1995a] Alkidas, A.C.; Drews, R.J.; Miller, W.F.: Effects of Piston Crevice Geometry on the Steady-State Engine-Out Hydrocarbon Emissions; SAE-Paper 952537; 1995
- [alms1985a] Almstadt, K.: Einfluss des Gemischzustandes an der Zündkerze auf die Entflammungsphase im Ottomotor; Dissertation Technische Universität Braunschweig; Aachen; 1985
- [aman2001a] Amano, T.; Okamoto, K.: Unburned Hydrocarbons Emission Source from Engines; SAE-Paper 2001-01-3528; 2001
- [arnd2001a] Arndt, S.; Grzeszik, R.; Ortmann, R.; Raimann, J.: Nachweis und Auswirkung der Kolbenbenetzung auf den motorischen Betrieb bei wandgeführten Brennverfahren; V. Tagung Motorische Verbrennung; Haus der Technik; Seiten 429-443; Essen; 2001
- [assa1990a] Assanis, D.N.; Friedmann, F.A.; Wiese, K.L.; Zuluzec, M.J.; Rigsbee, J.M.: A Prototype Thin Film Thermocouple for Transient Heat Transfer Measurements in Ceramic-Coated Combustion Chambers; SAE-Paper 900691; 1990
- [assa1991a] Assanis, D.; Wiese, K.; Schwarz, E.; Bryzik, W.: The Effects of Ceramic Coatings on Diesel Engine Performance and Exhaust Emissions; SAE-Paper 910460; International Congress & Exposition; 25.3.1991; Detroit; 1991
- [bäum2001a] Bäumel, F.: Werkstoffgerechte Auslegung und Festigkeitsnachweis für Verbrennungsmotorkolben aus Mesophasenkohlenstoff; Dissertation TU München; München; 2001
- [bai1995a] Bai, C.; Gosman, A.D.: Development of Methodology for Spray Impingement Simulation; SAE-Paper 950283; Seiten 69-87; 1995
- [barg2001a] Bargende, M.; Burkhardt, C.; Frommelt, A.: Besonderheiten der thermodynamischen Analyse von DE-Ottomotoren; MTZ Motortechnische Zeitschrift 62 (2001) 1; Seiten 56-68; Vieweg-Verlag; Wiesbaden; 2001
- [barg2002a] Bargende, M.; Spicher, U.; Köhler, U.; Schwarz, F.; Manz, P.: Entwicklung eines allgemeingültigen Restgasmodells für Verbrennungsmotoren; FVV-Vorhaben Nr. 740, Informationstagung Motoren, Herbst 2002; Nürnberg; 2002
- [basc1977a] Bascunana, J.L.; Skibinski, J.; Weaver, E.E.: Rates of Exhaust Gas-Air Reactions; SAE-Paper 770639; Tulsa; 1977
- [bian1998a] Bian, X.; Prabhu, S.K.; Yang, W.; Miller, D.L.; Cernansky, N.P.: Tracer Fuel Injection Studies of Exhaust Port Hydrocarbon Oxidation; SAE-Paper 982559; Seiten 125-134; 1998
- [bign1998a] Bignion, E.; Spicher, U.: Investigation of the Top Land Crevice Geometry on Hydrocarbon Emissions from SI Engines; SAE-Paper 982560; 1998
- [bign2002a] Bignion, E.; Kettner, M.; Spicher, U.; Vent, G.: HC-Bildung bei hubraumkleinen Ottomotoren; FVV Vorhaben Nr. 714 Heft R515 (2002) Abschlussbericht; Frankfurt/Main; 2002
- [bloc2002a] Block, B.: Interner Bericht: LIF-Untersuchungen am 1,6l-81kW-FSI von Volkswagen; Wolfsburg; 2002
- [borr1997a] Borrmeister, J.; Hübner, W.: Einfluss der Brennraumform auf HC-Emission und den Verbrennungsablauf; MTZ Motortechnische Zeitschrift 58 (1997) 7/8; Seiten 408 - 414; Vieweg-Verlag; Wiesbaden; 1997
- [bowe1993a] Bower, S.L.; Litzinger, T.A.; Frottier, V.: The Effect of Fuel Composition and Engine Deposits on Emissions from a Spark Ignition Engine; SAE-Paper 932707; 1993
- [boye2001a] Boye, H.: Experimentelle Untersuchungen der Benzin-Direkteinspritzung unter atmosphärischen Bedingungen; Interner Bericht der Volkswagen AG; Wolfsburg; 2001
- [boye2002a] Boye, H.: Experimentelle Untersuchungen der Benzin-Direkteinspritzung unter atmosphärischen Bedingungen; Abschlussbericht Universität Magdeburg Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik; Magdeburg; 2002
- [buhr1997a] Buhr, R.: Untersuchung zur Gemischbildung und Verbrennung am Vierventil-Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung; Dissertation Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg; Magdeburg; 1997
- [cato1980a] Caton, J.A.; Heywood, J.B.: Models of Heat Transfer, Mixing and Hydrocarbon Oxidation in Exhaust Port of a Spark-Ignited Engine; SAE-Paper 800290; 1980

- [chen1993a] Cheng, W.K.; Hamrin, D.; Heywood, J.B.; Hochgreb, S.; Min, K.D.; Norris, M.: An Overview of Hydrocarbon Emissions Mechanisms in Spark-Ignition Engines; SAE-Paper 932708; SAE Transactions Vol. 102; Seiten 1207-1220; 1993
- [copl2001a] Coplin, N.: Air-Assisted Gasoline Direct Injection; ORBITAL-Vortrag; 2001
- [dani1957a] Daniel, W.A.: Flame Quenching at the Walls of an Internal Combustion Engine; 6th Sympos. Comb.; Seiten 886-894; 1957
- [diet1994a] Dietzel, B.; Kägler, S.H.; Jungen, H.: Zusammensetzung von Ottokraftstoffen aus deutschen Raffinerien; DGMK-Projekt 502; Deutsche Wissenschaftliche Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e.V.; Hamburg; 1994
- [dye1985a] Dyer, T.M.: Ursachen der HC-Emission bei der Magerverbrennung; VDI Berichte 578; Magerbetrieb beim Ottomotor; VDI Verlag; Wolfsburg; 1985
- [easl2001a] Easley, W.L.; Agarwal, A.; Lavoie, G.A.: Modeling of HCCI Combustion and Emissions Using Detailed Chemistry; SAE-Paper 2001-01-1029; 2001
- [eich2000d] Eichseder, H.; Baumann, E.; Hoss, B.; Müller, P.; Neugebauer, S.: Herausforderungen auf dem Weg zur EU IV-Emissionserfüllung bei Otto-Direkteinspritzmotoren; 21. Wiener Motorensymposium; Seiten 105-134; Wien; 2000
- [eng1998a] Eng, J.A.; Leppard, W.R.; Najt, P.M.; Dryer, F.L.: The Effect of Fuel Composition on Hydrocarbon Emissions From a Spark Ignition Engine: Iso/Octane/Toluene and n-Octane/Toluene Fuel Mixtures; SAE-paper 982557; 1998
- [erdm1998a] Erdmann, H.-D.: Emissionen im Ottomotor : Entstehungsmechanismen und motorinterne und externe Maßnahmen; Tagung : Zukünftige Abgasgesetzgebungen in Europa und USA : Technische Lösungen; Ottomotoren; Seiten 1-23; Essen; 1998
- [erns2001a] Ernst, J.: Untersuchungen zur Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe Ottomotor mit Direkteinspritzung und strahlgeführtem Brennverfahren; Dissertation Universität Karlsruhe; Karlsruhe; 2001
- [feli1999a] Felixberger, P.: Kolben aus schwarzem Gold; Süddeutsche Zeitung; Nr. 25; München; 1999
- [fett2001a] Fettes, C.; Schulze, T.; Leipertz, A.; Zellbeck, H.; Potz, D.; Teetz, C.: Wandeinflüsse auf Gemischbildung und Verbrennung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren; FVV Vorhaben Nr. 728 (2001) Abschlussbericht Wandeinflüsse II; Frankfurt am Main; 2001
- [fisc2003b] Fischer, J.; Tribulowski, J.; Velji, A.; Spicher, U.: Simultane Visualisierung von Strömung, Einspritzung und Verbrennung an einem Ottomotor mit Direkteinspritzung; Tagung Motorische Verbrennung - Aktuelle Lösungsansätze -; 18.-19.03.2003; München; 2003
- [fox1993a] Fox, J.W.; Cheng, W.K.; Heywood, J.B.: A Model for Predicting Residual Gas Fraction in Spark-Ignition Engines; SAE-Paper 931025; 1993
- [frai1997a] Fraidl, G.K.; Piock, W.F.; Wirth, M.; Die Chancen des Otto-Direkteinspritzmotors; VDI Fortschrittsberichte Reihe 12 Nr. 306; Seiten 60-83; VDI Verlag; Düsseldorf; 1997
- [frai1997c] Fraidl, G.K.; Piock, W.F.; Wirth, M.; Schöggel, P.; Direkteinspritzung bei Ottomotoren : Aktuelle Trends und zukünftige Strategien; MTZ Motortechnische Zeitschrift 58 (1997) 2; Seiten 82-85; Vieweg; Wiesbaden; 1997
- [frai1999a] Fraidl, G.K.; Piock, W.F.; Holy, G.; Unger, E.M.; Wirth, M.: Otto-Direkteinspritzung - das Verbrauchskonzept für EURO 4; VDI Fortschrittsberichte Reihe 12 Nr. 376; Seiten 33-50; 2.Tag; VDI-Verlag; Düsseldorf; 1999
- [fran1989a] Frank, R.M.; Heywood, J.B.: Combustion Characterization in a Direct-Injection Stratified-Charge Engine and Implications on Hydrocarbon Emissions; SAE-Paper 892058; International Fuel and Lubricants, Meeting and Exposition; Baltimore; 1989
- [fran1991a] Frank, R.M.; Heywood, J.B.: The Effect of Piston Temperature on Hydrocarbon Emissions from a Spark-Ignited Direct-Injection Engine; SAE-Paper 910558; 1991
- [frie1950a] Friedman, R.; Johnston, W.C.: The Wall-Quenching of Laminar Propane Flames as a Function of Pressure, Temperature and Air-Fuel Ratio ; Journal of Applied Physics, Vol. 21; 1950
- [fuer2001a] Fuerhapter, A.; Piock, W.; Leithgeob, R.: Optimierung von neuen Brennverfahren am direkteinspritzenden Ottomotor; Direkteinspritzung im Ottomotor; Tagung Haus der Technik; 27.-28.06.2001; Köln; 2001

- [furu1987a] Furuhashi, S.; Enomoto, Y.: Heat Transfer into Ceramic Combustion Wall of Internal Combustion Engines; SAE-Paper 870153; 1987
- [gagl1967a] Gagliardi, J.C.: Effect of Fuel Antiknock Compounds and Deposits on Exhaust Emissions; SAE-Paper 670128; 1967
- [gate1992a] Gatellier, B.; Trapy, J.; Herrier, D.; Quenlin, J.M.; Galliot, F.: Hydrocarbon Emissions of SI Engines as influenced by Fuel Absorption-Desorption in Oil Films; SAE-Paper 920095; 1992
- [geig1997a] Geiger, J.; Wolters, P.; Grigo, M.: Meßmethoden für die Entwicklung ottomotorischer Brennverfahren mit innerer Gemischbildung; HDT Tagung Motorische Verbrennung; Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze; Seiten 225-244; Essen; 1997
- [ghan1998a] Ghandhi, J.B.: Observation of stratified combustion in an engine and constant volume bomb; Technik; Seiten 147-165; Expert-Verlag; Renningen-Malmsheim; 1998
- [gore1997a] Gorenflo, E.: Einfluss der Luftverhältnisstreuung auf die zyklischen Schwankungen beim Ottomotor; VDI Fortschrittsberichte Reihe 12 Nr. 322; VDI Verlag; Wiesloch; 1997
- [greb1996a] Grebe, U.D.: Möglichkeiten zur ansaugseitigen Querschnittssteuerung und deren Analyse an einem Vierventil-Ottomotor; Dissertation Technische Hochschule Darmstadt; VDI-Fortschrittsbericht, VDI Reihe 12, Nr. 289; VDI-Verlag; Düsseldorf; 1996
- [greb1999b] Grebe, U.D.; Königstein, A.; Friedrich, C.; Schaffner, P.; Indra, F.: Systemvergleich zwischen Ottomotoren mit Direkteinspritzung und drosselklappenfreier Laststeuerung durch variable Ventiltriebe; VDI Fortschrittsberichte Reihe 12 Nr. 376; Seiten 93-117; Wiener Motorensymposium 2.Tag; VDI Verlag; Düsseldorf; 1999
- [gree1977a] Greeves, G.; Khan, I.M.; Wang, C.H.T.; Fenne, I.: Origins of Hydrocarbon Emissions from Diesel Engines; SAE-Paper 770259; SAE Transactions, Vol. 86; 1977
- [gree1997a] Green, R.M.; Cloutman, L.D.: Planar LIF Observation of unburned Fuel Escaping the Upper Ring-Land Crevice; SAE-Paper 970823; 1997
- [grig1997a] Grigo, M.; Schwaderlapp, M.; Wolters, P.: Luftgeführtes Gemischbildungsverfahren für einen direkteinspritzenden Ottomotor; VDI Fortschrittsberichte Reihe 12 Nr. 306; Seiten 84-104; 2.Tag; VDI Verlag; Düsseldorf; 1997
- [grig2002a] Grigo, M.; Klein, H.; Lietz, O.; Kunkel, R.; Dornhöfer, R.-F.; Erdmann, H.D.: Der neue Audi 2.0l 4V FSI-Motor; 11.Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik; 7.-9.10.2002; Aachen; 2002
- [guth2001a] Guthrie, P.W.: A Review of Fuel, Intake and Combustion System Deposit Issues Relevant to 4-Stroke Gasoline Direct Fuel Injection Engines; SAE-Paper 2001-01-1202; SAE World Congress, 5.-8.3.2001, Direct Injection SI Engine Technology 2001; SAE SP 1584; Detroit; 2001
- [haag1995a] Haag, J.; Heuer, J.; Krämer, M.; Pischinger, S.; Wunderlich, K.; Arndt, J.; Stock, M.; Coelingh, W.: Reduction of Hydrocarbon Emissions from SI-Engines by use of Carbon Pistons; SAE-Paper 952538; Toronto; 1995
- [haag1998a] Haag, J.: Mechanische und thermodynamische Eigenschaften eines Kohlenstoffkolbens aus Feinkornkohlenstoff im 4-Ventil-Ottomotor; Dissertation Universität Stuttgart; Stuttgart; 1998
- [habc1999a] Habchi, C.; Foucart, H.; Baritaud, T.: Influence of the Wall Temperature on the Mixture Preparation in DI Gasoline Engines; Oil and Gas Technology - Rev. IFP; Vol. 54, No. 2; Seiten 211-222; 1999
- [haid1997a] Haidar, H.A.; Heywood, J.B.: Combustion Chamber Deposit Effects on Hydrocarbon Emissions from a Spark-Ignition Engine; SAE-Paper 972887; 1997
- [hamr1994a] Hamrin, D.A.: Modeling of Engine-Out HC Emissions for Prototype Production Engines; Dissertation Massachusetts Institute of Technology; Massachusetts; 1994
- [hamr1995a] Hamrin, D.A.; Heywood, J.B.: Modelling of Engine-Out Hydrocarbon Emissions for Prototype Production Engines; SAE-Paper 950984; SAE International Congress & Exposition; Detroit; 1995
- [hara1997a] Harada, J.; Tomita, J.; Mizuno, H.; Mashiki, Z.; Itoh, Y.: Development of Direct Injection Gasoline Engine; SAE-Paper 970540; Detroit; 1997
- [harp1995a] Harpster, M.O.; Matas, S.E.; Fry, J.H.; Litzinger, T.A.: An Experimental Study of Fuel Composition and Combustion Chamber Deposit Effects on Emissions from a Spark Ignition Engine; SAE-Paper 950740; 1995

- [hash2000a] Hashimoto, K.; Inaba, O.; Akasaka, Y.: Effects of Fuel Properties on the Combustion and Emission of Direct-Injection Gasoline Engine; SAE-Paper 2000-01-0253; Seiten 57-72; 2000
- [hash2001a] Hashimoto, K.; Taniguchi, M.; Arai, M.; Tamura, M.: Effects of Fuel Properties on the Mixture Formation under Stratified Charge Combustion Condition of Direct-Injection Gasoline Engine; SAE-Paper 2001-01-3590; Seiten 219-225; 2001
- [hask1972a] Haskell, W.W.; Legate, C.E.: Exhaust Hydrocarbon Emissions from Gasoline Engines-Surface Phenomena; SAE-Paper 720255; 1972
- [hay1995a] Hay, N.; Barr, W.G.; French, B.A.: Effect of Ceramic Insulation on the Performance of Heat Release Pattern and Heat Transfer in a Turbocharged Diesel Engine; IMECHE C382/095; Seiten 283-291; 1995
- [hein2001a] Hein, D.; Woschni, G.; Hoppe, N.; Weberbauer, F.; Zeilinger, K.; Wirbeleit, F.; Teetz, C.: Modellierungsverfahren für den Benzin-Direkteinspritzer-Verbrennungsprozess; FVV-Vorhaben Modellbildung Otto-DI Abschlussbericht; München; 2001
- [hell1995a] Hellström, T.; Chomiak, J.: Oxidation of Hydrocarbons Released from Piston Crevices of SI Engines; SAE-Paper 952539; 1995
- [henn1984a] Henningsen, S.: Hydrocarbon Emissions from the Ignition-Delay Period in a Direct-Injection Diesel Engine; SAE-Paper 841381; Baltimore; 1984
- [henn2001a] Hennessey, R.; Fuentes, A.; Wicker, R.: Effect of Injection Timing on Piston Surface Fuel Impingement and Vaporization in Direct Injection, Spark Ignition Engines; SAE-Paper 2001-01-2025; International Spring Fuels and Lubricants Meeting and Exhibition; Seiten 173-184; Orlando; 2001
- [heyw1988a] Heywood, J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals; MacGraw Hill; 1988
- [hohe1997a] Hohenberg, G.; Analyse der Gemischbildung und Verbrennung am DI-Ottomotor; VDI Fortschrittsberichte Reihe 12 Nr. 306 1 Seiten 1-33; VDI-Verlag; Düsseldorf; 1997
- [hohl1992a] Hohlbäum, B.: Beitrag zur rechnerischen Untersuchung der Stickstoffoxid-Bildung schnelllaufender Hochleistungsdieselmotoren; Dissertation Universität Karlsruhe; Karlsruhe; 1992
- [hosh1990a] Hoshi, H.; Nakada, M.; Kato, M.; Okada, M.; Kayanuma, N.: Effects of Gasoline Composition on Exhaust Emissions and Driveability; SAE-Paper 902094; 1990
- [hu1995a] Hu, Z.; Ladommatos, N.: In-Cylinder catalysts - A Novel Approach to reduce hydrocarbon emissions from Spark-Ignition Engines; SAE-Paper 952419; 1995
- [huan2001a] Huang, Y.; Alger, T.; Matthews, R.D.; Ellzey, J.: The Effects of Fuel Volatility and Structure on HC Emissions from Piston Wetting in DISI Engines; SAE-Paper 2001-01-1205; SAE World Congress, 5.-8.3.2001; Direct Injection SI Engine Technology 2001; SAE SP 1584; Detroit; 2001
- [ishi1984a] Ishikawa, N.: Bulk and Wall Flame Quenching in Nonuniform Concentration Fields; Combustion and Flame 56 (1984); Seiten 251-259; 1984
- [ishi1987a] Ishizawa, S.; Takagi, Y.: A Study of HC-Emissions from a Spark-Ignition Engine: The Influence of Fuel Absorbed into Cylinder Lubricating Oil Film; JSME International Journal 30; Nr. 260; Seiten 310-317; 1987
- [iwam1997a] Iwamoto, Y.; Noma, K.; Nakayama, O.; Yamauchi, T.; Ando, H.: Development of Gasoline Direct Injection Engine; SAE-Paper 970541; Seiten 7-12; Detroit; 1997
- [jack1962a] 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-Paper 620486; 620486A; 1962
- [jens1999a] Jensen, T.K.; Schramm, J.; Morgen, C.: Unburned Hydrocarbon Emissions from SI Engines Using Gaseous Fuels; SAE-Paper 1999-01-0571; Seiten 83-95; 1999
- [jens2000a] Jensen, T.K.; Schramm, J.: A Three-Zone Heat Release Model for Analysis Combustion in SI Engine, Effect of Crevices and Cyclic Variation on UHC Emissions; SAE-Paper 2000-01-2802; 2000
- [jost1939a] Jost, W.; Explosions- und Verbrennungsvorgänge in Gasen; Springer; 1939
- [kais1982a] 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, Vol.28; Seiten 69-73; 1982

- [kais1994a] Kaiser, E.W.; Siegl, W.O.: High-Resolution gaschromatographic determination of the atmospheric reactivity of the engine-out hydrocarbon emissions from a spark-ignited engine; HRC-Journal of High Resolution; Vol. 17; Seiten 264-270; 1994
- [kalb1999a] Kalb, T.: Untersuchungen zum Tropfenauflauf auf feste Wände; Tagung der TU Freiburg 6.-7.5.1999; Fluidzerstäubung und Sprühvorgänge; 1999
- [karl2001a] Karlsson, R.B.; Heywood, J.B.: Piston Fuel Film Observations in an Optical Access GDI Engine; SAE-Paper 2001-01-2022; International Spring Fuels and Lubricants Meeting and Exhibition; Seiten 159-171; Orlando; 2001
- [kee2000a] Kee, R.J.; Rupley, F.M.; Meeks, E.; Miller, J.A.: CHEMKIN: A Software Package for the analysis of Gas-Phase chemical and plasma kinetics, Reaction Design; Sandia National Laboratories Report No. SAND96-8216; 2000
- [kim1985a] Kim, C.; Foster, D.E.: Aldehyde and Unburned Fuel Emission Measurements from a Methanol-Fueled Texaco Stratified Charge Engine; SAE-Paper 852120; 1985
- [kivi1992a] Kivi, J.; Niemi, A.; Nylund, N.-O.; Kytö, M.; Orre, K.: Use of MTBE and ETBE as Gasoline Reformulation Components; SAE-Paper 922379; 1992
- [klaw1995a] Klawatsch, D.: Thermodynamische Ursachen der hohen HC-Emissionen bei kleinvolumigen Ottomotoren; 5. Tagung: Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors; Technische Universität Graz; 1995
- [klaw1997a] Klawatsch, D.: Probleme kleinvolumiger Ottomotoren hoher Leistung als PKW-Antriebsaggregate und Maßnahmen zu deren Lösung; Dissertation RWTH Aachen; VDI-Berichte 12 Nr. 312; VDI-Verlag; Aachen; 1997
- [klei2001a] Klein, O.: Thermodynamische Berechnungen mit MATLAB - Entwicklung einer Programmsammlung; Dissertation TU Braunschweig; Braunschweig; 2001
- [klen1999a] Klenk, R.: Untersuchung der motorischen Eigenschaften unterschiedlicher Brennverfahren der Benzin-Direkteinspritzung; Dissertation Universität Karlsruhe; Karlsruhe; 1999
- [klum1985a] Klumpp, G.: Kolben für Otto- und Dieselmotoren; 10. Fachtagung des MAS 8.-10.3.1985; Seiten 92-98; Neckarsulm; 1985
- [koch1993a] Koch, M.: Kohlen-Pott; Auto Motor und Sport 3/1993; Seiten 36-38; 1993
- [köhl1998a] Köhler, C.; Küsell, M.; Oder, M.: Systemstruktur der Bosch Motronic MED7 für Benzin-Direkteinspritzung; Technik; Seiten 186-206; Expert-Verlag; Renningen-Malmsheim; 1998
- [kölm2000a] Kölmel, A.: Analysemethoden zur Charakterisierung der ottomotorischen Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffemissionen; Dissertation Universität Karlsruhe; Karlsruhe; 2000
- [kore1990a] Korematsu, K.: Effects of Fuel absorbed in Oil Film on unburnt Hydrocarbon Emissions from Spark Ignition Engines; Japanese Society of Mechanical Engineers, Vol. 33, No. 30; Seiten 606-614; 1990
- [kost1998a] Kostka, J.: Ottokraftstoff-Reformulierungen: Einflüsse auf die Abgasemissionen und Anforderungen an das Motormanagement von Drei-Wege-Katalysator-Fahrzeugen; Dissertation TU Berlin; Schriftreihe B: Fahrzeugtechnik - des Instituts für Strassen- und Schienenverkehr; Berlin; 1998
- [kräm1998a] Krämer, S.: Untersuchung zur Gemischbildung, Entflammung und Verbrennung bei Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung; VDI-Bericht: VDI-Reihe 12, Nr. 353; Düsseldorf; 1998
- [krau1999a] Krausgrill, C.: Messung und Bewertung der Zylinderinnenströmung am Ottomotor; Dissertation Technische Universität Darmstadt; VDI-Fortschrittsbericht, VDI Reihe 12, Nr. 379; VDI-Verlag; Düsseldorf; 1999
- [kreb1999a] Krebs, R.; Spiegel, L.; Stiebels, B.: Ottomotoren mit Direkteinspritzung von Volkswagen; 8. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorenentwicklung; Seiten 815-816; Band 2; Aachen; 1999
- [kreb2001a] Krebs, R.; Theobald, J.: Die Thermodynamik der FSI-Motoren von Volkswagen; 22. Wiener Motorensymposium; 26.4.-27.4.2001; Wien; 2001
- [kreb2001b] Krebs, R.; Stiebels, B.; Sperling, H.: Das Kraftstoffsystem des Lupo FSI von Volkswagen; Diesel- und Benzin-Direkteinspritzung HDT Fachbuchreihe; Autoren: Tschöke, H.; Leyh, B.; Seiten 151-173; 2001
- [kreb2002a] Krebs, R.; Gnegel, P.; Stellet, H.-P.; Stiebels, B.: VVT und FSI - Ein Konzeptvergleich; HDT-Tagung Variable Ventilsteuerung; 19.-20.3.2002; Essen; 2002

- [kuba2001a] Kubach, H.; Gindele, J.; Spicher, U.: Investigations of Mixture Formation and Combustion in Gasoline Direct Injection Engines; SAE-Paper 2001-01-3647; Seiten 27-36; 2001
- [kubo2001a] Kubo, M.; Sakakida, A.; Iiyama, A.: Techniques for Analyzing Swirl Injectors of Direct-Injection Gasoline Engines; SAE-Paper 2001-01-0964; SAE World Congress; 5.-8.3.2001; Direct Injection SI Engine Technology 2001; SAE SP 1584; Seiten 69-79; Detroit; 2001
- [kuo1988a] Kuo, T.-W.; Wu, K.-J.; Henningsen, S.: Effects of Fuel Overpenetration and Overmixing During Ignition-Delay Period on Hydrocarbon Emissions from a Small Open-Chamber Diesel Engine; Basic Processes in Internal Combustion Engines, ICE-Vol. 3; 1988
- [küse1999a] Küsell, M.; Moser, W.; Philipp, M.: Motronic MED7 for Gasoline Direct Injection Engines; Engine Management System and Calibration Procedures; SAE-Paper 1999-01-1284; Proc. Gas Direct Injection Aftertreatment and Exhaust Aftertreatment Modeling; Seiten 167-181; Hannover; 1999
- [kütt1984a] Küttner, K.-H.: Kolbenmaschinen; Seite 401; B.G.Teubner; Stuttgart; 1984
- [kume1996a] Kume, T.; Iwamoto, Y.; Iida, K.; Murakami, M.; Akishino, K.; Ando, H.; Combustion Control Technologies for Direct Injection SI Engines; SAE-Paper 960600; 1996
- [lanc1980a] Lancaster, D.R.: Diagnostic Investigation of Hydrocarbon Emissions from a Direct Injection Stratified Charge Engine with Early Injection; IMechE Conference on Stratified Charge Automotive Engines C397/80; Seiten 33-40; 1980
- [lang1997a] Langkabel, G.I.: Kohlenstoffkolben - schwieriger Weg zur Serienreife; Automobil-Revue Technik Werkstoffe; Nr. 33; Bern; 1997
- [lake1996a] Lake, T.H.; Sapsford, S.M.; Stokes, J.; Jackson, N.S.: Simulation and Development Experience of a Stratified Charge Gasoline Direct Injection Engine; SAE-Paper 962014; 1996
- [lavo1978a] Lavoie, G.A.: Correlations on Combustion Data for SI Engine Calculations - Laminar Flame Speed, Quench Distance and Global Reaction Rates; SAE-Paper 780229; SAE Transactions, Vol.87; 1978
- [lavo1980a] Lavoie, G.A.; LoRusso, J.A.; Adamczyk, A.A.: Hydrocarbon Emissions Modeling for Spark Ignition Engines; GM Symposium on Combustion Modeling in Reciprocating Engines; Plenum Press; 1980
- [lawr1998a] Lawrence, J.; Watson, H.C.: Hydrocarbon Emissions from a HAJI Equipped Ultra-Lean Burn SI Engine; SAE-Paper 980044; SAE International Congress and Exposition Cobo Center; Detroit; 1998
- [lee1995a] Lee, G.R.; Morley, C.: Fuel-Wall Impaction as a Mechanism for Increased Hydrocarbon Emissions from Fuel Heavy Ends; SAE-Paper 952523; 1995
- [lewi1961a] Lewis, B.; Elbe, G. van: Combustion, Flames and Explosions of Gases; 2nd. Edition; Academic-Press; 1961
- [li1999a] Li, J.; Matthews, R.D.; Stanglmeier, R.H.; Roberts, C.E.; Anderson, R.W.: Further Experiments on the Effects of In-Cylinder Wall Wetting on HC Emissions from Direct Injection Gasoline Engines; SAE-Paper 1999-01-3661; 1999
- [lipp2000a] Lippert, A.M.; Stanton, D.W.; Reitz, R.D.; Rutland, C.J.; Hallett, W.L.H.: Investigating the Effect of Spray Targeting and Impingement on Diesel Engine Cold Start; SAE-Paper 2000-01-0269; 2000
- [liu1999a] Liu, H.; Wallace, J.S.: Instantaneous In-Cylinder Hydrocarbon Concentration Measurement during the Post-Flame Period in an SI Engine; SAE-Paper 1999-01-3577; 1999
- [loru1980a] LoRusso, J.A.; Lavoie, G.A.; Kaiser, E.W.: An Electrohydraulic Gas Sampling Valve with Application to Hydrocarbon Emissions Studies; SAE-Paper 800045; 1980
- [loru1981a] LoRusso, J.A.; Kaiser, E.W.; Lavoie, G.A.: Quench Layer Contribution to Exhaust Hydrocarbons from a Spark-Ignited Engine; Combustion Science and Technology, 25; Seiten 121-125; 1981
- [loru1983a] LoRusso, J.A.; Kaiser, E.W.; Lavoie, G.A.: In-Cylinder Measurements of Wall Layer Hydrocarbons in a Spark-Ignited Engine; Comb. Sci. And Tech., Vol.33; Seiten 75-112; 1983
- [maaß2002a] Maaß, J.; Leyh, B.; Tschöke, H.: Optische Untersuchungen der Gemischbildung an einem BDE-Motor mit strahlgeführtem Brennverfahren; Tagung Diesel- und Benzin-Direkteinspritzung, 10.-11.12.2002; Seiten 160-179; Expert-Verlag; Berlin; 2002

- [mach1993a] Mach, T.J.; Sung, R.L.; Liiva, P.M.; Acker, W.P.; Swindal, J.C.; Chang, R.K.: Experimental Determination of Fuel Additive Effects on Leidenfrost Temperature and Deposit Deformation; SAE-Paper 930774; 1993
- [manz2001a] Manz, P.-W.: Indizieretechnik an Verbrennungsmotoren; Vorlesungsskript; Wolfsburg; 2001
- [mats1986a] Matsui, Y.; Sugihara, K.: Sources of Hydrocarbon Emissions from a Small Direct-Injection Diesel Engine; JSAE Review, Vol. 7; No. 3(1986); Seiten 4-11; 1986
- [matt1999a] Matthews, R.; Stovell, C.; Ng, H.; Larson, B.; Johnson, B.E.: Effect of Load on Emissions and NOx-Trap/Catalyst Efficiency for a Direct Injection Spark Ignition Engine; SAE-Paper 1999-01-1528; Emission Formation Processes in SI and Diesel Engines SP 1462; Seiten 19-32; 1999
- [meie1997a] Meier, K.: Berechnung der Verbrennung und Schadstoffbildung im Ottomotor bei großen Abgasrückführaten; Dissertation Universität Karlsruhe; Karlsruhe; 1997
- [mend1981a] Mendillo, J.V.; Heywood, J.B.: Hydrocarbon Oxidation in the Exhaust Port of a Spark Ignition Engine; SAE-Paper 810019; 1981
- [merd1999a] Merdes, N.: Numerische Bestimmung der HC-Rohemission bei einem Ottomotor; Dissertation Universität Karlsruhe; 1999
- [min1994a] Min, K.; Cheng, W.K.; Heywood, J.B.: The Effect of Crevices on the Engine-Out Hydrocarbon Emissions in SI Engines; SAE-Paper 940306; 1994
- [min1994b] Min, K.: The Effect of Crevices on the Engine-Out Hydrocarbon Emissions in SI Engines; PhD Thesis Department of Mechanical Engineering MIT; 1994
- [min1995a] Min, K.; Cheng, W.K.: Oxidation of the Piston-Crevise Hydrocarbon During the Expansion Process in a Spark Ignition Engine; Combustion Science and Technology, Vol. 106; Seiten 307-326; 1995
- [misc2003a] Mischker, K.; Denger, D.: Anforderungen an einen vollvariablen Ventiltrieb und Realisierung durch die elektrohydraulische Ventilsteuerung EHVS; 24. Wiener Motorensymposium, 15.-16.05.2003; Seiten 160-176; VDI-Fortschrittsberichte Reihe 12 Band 539; Wien; 2003
- [mose1997a] Moser, W.; Mentgen, D.; Rembold, H.; Benzin-Direkteinspritzung eine neue Herausforderung für zukünftige Motorsteuerungssysteme; Teil 1 : Einspritzsystem und Motorsteuerung; MTZ Motortechnische Zeitschrift 58 (1997) 9; Seite 458-464; Vieweg Verlag; Wiesbaden; 1997
- [mose1998a] Moser, W.; Küsell, M.; Mentgen, D.: Bosch Motronic MED7 - Motorsteuerung für Benzin - Direkteinspritzung; VDI Fortschrittsberichte Reihe 12 Nr. 348; Seiten 139-155; 2.Tag; VDI-Verlag; Düsseldorf; 1998
- [n.n.1999a] N.N.: VWLUPO FSI; http://www.volkswagen.de/technik/8_lupoFSI/verbrenn.htm und /abgas.htm; Wolfsburg; 1999
- [n.n.1999b] N.N.: Beschreibung : Gasentnahmesystem; SMETec GMBH Beschreibung Gasentnahme; Geilenkirchen; 1999
- [n.n.1999c] N.N.: HFR400 Fast FID; User Quick Guide; Cambustion Ltd.; Cambridge; 1999
- [n.n.1999d] N.N.: FSI - der Benzinmotor mit Direkteinspritzung von Volkswagen; Beschreibung des FSI; Motorpresse; Wolfsburg; 1999
- [n.n.1999e] N.N.: TESTA 123 FID : Analytische Meßsysteme; TESTA User Manual FID 123; München; 1999
- [n.n.2001b] N.N.: SIS PMT Manual; SMETec GmbH; Geilenkirchen; 2001
- [n.n.2002a] N.N.: Direkteinspritzende Brennkraftmaschine; Europäisches Patent EP 0921286B1; 2002
- [n.n.2002b] N.N.: www.engr.sjsn.edu/jennimi/CHE207/Notes/Diffusivity%201.pdf; 2002
- [nabe1993a] Naber, J.D.; Farrell, P.V.: Hydrodynamics of Droplet Impingement on a Heated Surface; SAE-Paper 930919; Detroit; 1993
- [nama1982a] Namazian, M.; Heywood, J.B.: Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Spark-Ignited Engine: Effect on Hydrocarbon Emissions, Efficiency and Power; SAE-Paper 820088; SAE Transactions 91; Detroit; 1982
- [neuß1996a] Neußer, H.-J.; Geiger, J.: Continuous Variable Tumble - A New Concept for Future Lean Burn Engines; SAE-Paper 960607; 1996

- [nief1999b] Niefer, H.-G.; Frey, J.; Krämer, S.; Karl, G.: Der Direkteinspritz-Ottomotor im Spannungsfeld zwischen Euphorie und Wirklichkeit; 3. Stuttgarter Symposium: Kraftfahrzeugwesen und Verbrennungsmotoren; Seiten 202-235; Expert-Verlag; Renningen-Malmsheim; 1999
- [noda1999a] Noda, T.; Iriya, Y.; Naitoh, K.; Mitsumoto, H.; Iiyama, A.: Effects of mixture Formation on WOT output of a direct injection gasoline engine; JSAE Review 20 (1999); Paper JSAE 9930658; Elsevier; 1999
- [obri2000a] O'Brien, C.F.: Combustion Chamber Deposit Research; <http://engine.mit.edu/obrien/index.html>; 2000
- [ogaw1992a] Ogawa, T.; Araga, T.; Okada, M.; Kato, M.; Nakada, M.: Analysis of poor Engine Response Caused by MTBE-Blended Gasoline from the Standpoint of Fuel Evaporation; SAE-Paper 920800; 1992
- [olik1975a] Olikara, C.; Borman, G.L.: A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to IC Engines; SAE-Paper 750468; 1975
- [oliv2000a] Oliveira, I.B.; Hochgreb, S.: Detailed Calculation of Heating, Evaporation and Reaction Processes of a Thin Liquid Layer of Hydrocarbon Fuel; SAE-Paper 2000-01-0959; Seiten 257-274; 2000
- [ortm2001a] Ortmann, R.; Arndt, S.; Raimann, J.; Grzeszik, R.; Würfel, G.: Methods and Analysis of Fuel Injection, Mixture Preparation and Charge Stratification in Different Direct Injected SI Engines; SAE-Paper 2001-01-0970; SAE World Congress, 5.-8.3.2001; Direct Injection SI Engine Technology 2001; SAE SP 1584; Seiten 139-146; Detroit; 2001
- [pand1970a] Panduranga, V.: Untersuchungen über den Einfluss von Druck, Temperatur und Turbulenz auf die Flammenauslöschung an Brennkammerwänden sowie ihre Bedeutung für die Reduzierung der Kohlenwasserstoffemissionen von Verbrennungsmotoren; Dissertation Rheinisch-Westphälische Technische Hochschule Aachen; Aachen; 1970
- [pand1971a] Panduranga, V.: Bombenversuche zur Ermittlung der Kohlenwasserstoff-Emission; MTZ Motortechnische Zeitschrift 32 (1971) 9; Seiten 301-306; 1971
- [pioc2001a] Piock, W.; Kapus, P.; Denger, D.: Benzindirekteinspritzung - Anwendungen und Alternativen; Stuttgarter Symposium; 20.-22.2.2001; Stuttgart; 2001
- [pisc1984a] Pischinger, F.; Knoche, K.-F.; Spicher, U.; Velji, A.: Entstehung von Kohlenwasserstoffen durch Flame-Quenching bei Verbrennungsmotoren; Kohlenwasserstoff-Emission I; FVV Vorhaben 231 und 299, Heft 351; 1984
- [pisc1989a] Pischinger, R.; Kraßnig, G.; Taucar, G.; Sams, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine; Neue Folge Band 5; Seiten 223-234; Springer Verlag; Berlin; 1989
- [pisc1990a] Pischinger, F.; Knoche, K.-F.; Spicher, U.; Roosen, P.; Spiegel, L.; Haug, M.: Untersuchung der Gemischbildung im direkteinspritzenden Viertakt- Ottomotor; FVV Vorhaben Nr. 429; Heft 480 Abschlußbericht; Aachen; 1990
- [pisc1993a] Pischinger, F.; Knoche, K.-F.; Spicher, U.; Roosen, P.; Spiegel, L.; Haug, M.: Untersuchung der Gemischbildung im direkteinspritzenden Viertakt-Ottomotor; FVV Vorhaben Nr. 486; Heft 524 Abschlußbericht; Direkteinspritzung im Ottomotor; Aachen; 1993
- [pisc2001a] Pischinger, S.; Borggräfe, J.; Wiehagen, N.; Heuer, S.: Ein Verfahren zur Analyse und Prognose des Verbrennungsgeräusches von Ottomotoren; MTZ Motortechnische Zeitschrift 62 (2001) 10; Seiten 774-781; Vieweg-Verlag; Wiesbaden; 2001
- [pisc2001b] Pischinger, S.; Grünefeld, D.; Ballauf, J.; Vogt, B.; Cramm, C.; Greis, A.: Einflüsse des Gemischzustandes auf die Entflammungsphase unter besonderer Berücksichtigung der Strömung bei DI Ottomotoren; Entflammungsverhalten des DI-Ottomotors; FVV-Vorhaben Nr. 717 Abschlussbericht; 2001
- [prok1999a] Proksch, V.; Schurath, U.: Lösungs- und Transporteigenschaften des stratosphärischen Schwefelsäureaerosols: Laboruntersuchungen an extrem dünnen Schwefelsäurefilmen; Forschungsfördrg. im Rahmen des Ozonforschungsprogramms, Antrag-Nr.: O95113; Heidelberg; 1999
- [reis1999b] Reissing, J.: Spektroskopische Untersuchungen an einem Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung; Dissertation Universität Karlsruhe; 1999
- [russ1995a] Russ, S.G.; Kaiser, E.W.; Siegl, W.O.; Podsiadlik, D.H.; Barret, K.M.: Compression Ratio and Coolant Temperature Effects on HC Emissions from a Spark-Ignition Engine; SAE-Paper 950163; 1995

- [russ1999a] Russ, S.G.; Lavoie, G.; Dai, W.: SI Engine Operation with Retarded Ignition; Part I: Cyclic Variations; SAE-Paper 1999-01-3506; 1999
- [russ1999b] Russ, S.G.; Thiel, M.; Lavoie, G.: SI Engine Operation with Retarded Ignition; Part II: HC-Emissions and Oxidation; SAE-Paper 1999-01-3507; 1999
- [saff1984a] Saffmann, M.: Parametric Studies of a Side Wall Quench Layer; Combustion and Flame 55 (1984); Seiten 141-159; 1984
- [sand2000a] Sandquist, H.; Denbratt, I.: Influence of Fuel Volatility on Cycle-Resolved Hydrocarbon Emissions from a Direct Injection Spark Ignition Engine; Direkteinspritzung im Ottomotor II: Forschungsergebnisse und aktueller Entwicklungsstand bei der Benzin-Direkteinspritzung; Seiten 61-78; Expert-Verlag; Renningen-Malmsheim; 2000
- [sand2000b] Sandquist, H.; Lindgren, R.; Denbratt, I.: Sources of Hydrocarbon Emissions from a Direct Injection Stratified Charge Spark Ignition Engine; SAE-Paper 2000-01-1906; International Spring Fuels and Lubricants Meeting and Exposition Paris, France, 19-22.6.2000; Paris; 2000
- [sand2001d] Sandquist, H.: Emission and Deposit Formation in Direct Injection Stratified Charge SI Engines; Dissertation Chalmers University of Technology; Göteborg; 2001
- [schä1991a] Schäpertöns, H.; Emmenthal, K.D.; Grabe, H.J.; Oppermann, W.; VW's Gasoline Direct Injection (GDI) Research Engine; SAE-Paper 910054; 1991
- [schä1993a] Schäfer, F.; Basshuysen, R. van: Schadstoffreduzierung und Kraftstoffverbrauch von PKW-Verbrennungsmotoren; Springer-Verlag; Wien; 1993
- [schi2002a] Schintzel, K.: Interner Bericht: GEV-Untersuchungen am 1,6l-81kW-FSI von Volkswagen; Wolfsburg; 2002
- [schm1989a] Schmidt, H.: Reduzierung der Kohlenwasserstoff-Rohemission eines Ottomotors beim Kaltstart und bei der instationären Kaltabfahrt; Dissertation Technische Universität Carolo-Wilhelmina Braunschweig; Braunschweig; 1989
- [schr1990a] Schramm, J.; Sorenson, S.C.: A Model for Hydrocarbon Emissions from SI Engines; SAE-Paper 902169; 1990
- [scus1978a] Scussel, A.J.; Simko, A.O.; Wacie, W.R.; The Ford Proco Engine Update; SAE-Paper 780699; 1978
- [seab2000a] Seabrook, J.; Fry, M.; Mathur, R.; Philby, J.: Emissions and Performance of a Carbon Fiber Reinforced Carbon Piston; SAE-Paper 2000-01-1946; International Spring Fuels and Lubricants Meeting and Exposition Paris; France; 19-22.6.2000; Paris; 2000
- [seeg1993a] Seegmiller, S.: Examination of Hydrocarbon Emission Mechanisms in a Flame Propagation Engine Model; SAE-Paper 930715; 1993
- [send1997a] Senda, J.; Kanda, T.; Al-Roub, M.; Farrell, P.V.; Fukami, T.; Fujimoto, H.: Modeling Spray Impingement Considering Fuel Film Formation on the Wall; SAE-Paper 970047; 1997
- [silv2000a] Silva, L.L.C. da; Nigro, F.E.B.: Modeling of Hydrocarbons Formation and Emission in Gas Engines; SAE-Paper 2000-01-2038; International Spring Fuels and Lubricants Meeting and Exposition Paris, France, 19-22.6.2000; 2000
- [smit1979a] Smith, O.I.; Westbrook, C.K.; Sawyer, R.F.: Lean Limit Combustion in an Expanding Chamber; Seventeenth Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute; Seiten 1305-1313; 1979
- [sodr1997a] Sodre, J.R.; Yates, D.A.: Species and Time-Resolved Measurements of Exhaust Hydrocarbons from a SI Engine; SAE-Paper 971016; Issues in Emissions Control Technology SP 1248; Seiten 189-198; 1997
- [sorn2000a] Sornek, R.J.; Dobashi, R.; Hirano, T.: Effect of Turbulence on Vaporization, Mixing, and Combustion of Liquid-Fuel Sprays; Combustion and Flame 120; Seiten 479-491; 2000
- [spic1985a] Spicher, U.; Velji, A.; Klüting, M.; Huynh, H.N.; Knoche, K.-F.; Pischinger, F.: Vorzeitiges Erlöschen der Flamme und Kohlenwasserstoff-Emission bei ottomotorischer Verbrennung; Motortechnische Zeitschrift MTZ 46 (1985) 12; Seiten 463 - 469; Vieweg-Verlag; Wiesbaden; 1985
- [spic1999b] Spicher, U.; Feng, B.; Kölmel, A.: HC-Rohemissionen beim Kaltstart in der Warmlaufphase sowie bei Last- und Drehzahlsprüngen; Forschungsbericht FZKA-BWPLUS Förderkennzeichen PEF 396003; Karlsruhe; 1999

- [stan1996a] Stanton, D.W.; Rutland, C.J.: Modeling Fuel Film Formation and Wall Interaction in Diesel Engines; SAE-Paper 960628; Seiten 29-45; 1996
- [stan2000a] Stanglmaier, R.H.; Roberts, C.E.; Li, J.; Matthews, R.D.: Fuel-Wall Impingement and Hydrocarbon Emissions from Direct-Injected Gasoline Engine; Direkteinspritzung im Ottomotor II Forschungsergebnisse und aktueller Entwicklungsstand bei der Benzin-Direkteinspritzung; Seiten 195-210; Expert-Verlag; Renningen-Malmsheim; 2000
- [ster1992a] Sterlepper, J.: HC-Emissionen und Flammenausbreitung im Feuerstegbereich beim Ottomotor; Dissertation Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen; Aachen; 1992
- [stie1999b] Stiesch, G.: Phänomenologisches Multizonen-Modell der Verbrennung und Schadstoffbildung im Dieselmotor; Dissertation TU Hannover; Hannover; 1999
- [suck2001a] Suck, G.: Untersuchung der HC-Quellen an einem Ottomotor mit Direkteinspritzung; Dissertation Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg; Magdeburg; 2001
- [thön1994a] Thöne, H.J.: Untersuchung von Einflussgrößen auf das Klopfen von Ottomotoren unter besonderer Beachtung der internen Abgasrückführung; Dissertation RWTH Aachen; Aachen; 1994
- [tomi1999a] Tomita, K.: Der neue NISSAN L4 Direkteinspritzer-Ottomotor und CVT; VDI Fortschrittsberichte Reihe 12 Nr. 376; Seiten 306-332; 1.Tag; VDI- Verlag; Düsseldorf; 1999
- [urla1989a] Urlaub, A.: Verbrennungsmotoren; Band 2: Verfahrenstheorie; Hochschultext; Springer-Verlag; Berlin; 1989
- [urla1990a] Urlaub, A.: Verbrennungsmotoren; Band 1: Grundlagen; Hochschultext; Springer-Verlag; Berlin; 1990
- [vere1998a] Verein Deutsche Ingenieure: VDI-Wärmeatlas; 8., überarb. und erw. Aufl.; Springer-Verlag; Berlin; 1998
- [wach1966a] Wachers, L.H.J.; Westerling, N.A.J.: The Heat Transfer from a Hot Wall to Impinging Water Drops in the Spheroidal State; Chemical Engineering Science, Vol. 21; Seiten 1047-1056; 1966
- [wall2002a] Wallesten, J.; Lipatnikov, A.; Chomiak, J.: Simulations of Fuel/Air Mixing, Combustion and Pollutant Formation in a Direct Injection Gasoline Engine; SAE-Paper 2002-01-0835; 2002
- [warn1997a] Warnatz, J.; Maas, U.; Dibble, R.W.: Verbrennung; Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung; Springer-Verlag; Berlin; 1997
- [weav1969a] Weaver, E.E.; Ninomiya, J.S.; Skewes, L.M.; Ruof, C.H.: Oxidation of Gaseous Hydrocarbons in Concentrations of Parts per Million in Flow Systems; Environment Science and Technology, Vol. 3; Seiten 57-66; 1969
- [weis1981a] Weiss, P.; Keck, J.C.: Fast Sampling Valve Measurements of Hydrocarbons in the Cylinder of a CFR Engine; SAE-Paper 810149; International Congress and Exposition, Cobo Hall, 23.-27.2.1981; SAE Transaction Vol. 90; Detroit; 1981
- [weis1999a] Weisweiler, W.; Schneider, M.: NO_x-Speicher-Reduktions-Katalysatoren zur NO_x-Minderung in sauerstoffreichen Abgasen; 3. Stuttgarter Symposium: Kraftfahrzeugwesen und Verbrennungsmotoren; Seiten 100-121; Expert-Verlag; Stuttgart; 1999
- [went1968a] Wentworth, J.T.: Piston and Ring Variables Affect Exhaust Hydrocarbons Emissions; SAE-Paper 680109; SAE Transactions Vol. 77 (1969); Seiten 402-416; 1968
- [went1971a] Wentworth, J.T.: Effect of Combustion Chamber Surface Temperature on Exhaust Hydrocarbon Concentration; SAE-Paper 710587; Montreal; 1971
- [went1972a] Wentworth, J.T.: More on Origins of Exhaust Hydrocarbons - Effects of Zero Oil Consumption, Deposit Location and Surface Roughness; SAE-Paper 720939; 1972
- [west1979a] Westbrook, C.K.: Fuel Motion and Pollutant Formation in Stratified Charge Combustion; SAE-Paper 790248; 1979
- [west1981a] Westbrook, C.K.; Adamczyk, A.A.; Lavoie, G.A.: A numerical Study of laminar Flame Wall Quenching; Combustion and Flame 40 (1981); Seiten 81 - 99; 1981
- [west1984a] Westbrook, C.K.: Chemical Kinetic Modeling of Hydrocarbon Combustion; Prog. Energy Combustion Science; Vol. 10; Seiten 1-57; Pergamon Press; 1984
- [west2002a] Westphal, H.: Interner Bericht: PIV-Untersuchungen am 1,6l-81kW-FSI von Volkswagen; Wolfsburg; 2002

- [wink1998b] Winklhofer, E.; Fraidl, G.K.: Optische Indizierverfahren für Otto-DI-Verbrennungssysteme - Aufwand und Nutzen; MTZ Motortechnische Zeitschrift 59 (1998) 11; Seiten 724-730; Vieweg-Verlag; Wiesbaden; 1998
- [wink2002b] Winkler, A.; Richter, V.: Unveröffentlichter Bericht; Wolfsburg; 2002
- [wirt1997a] Wirth, M.; Piock, W.; Schöggel, P.; Direkteinspritzung im Ottomotor - Brennvverfahren und Entwicklungsrichtungen; International Congress Motorische Verbrennung Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze (III. Tagung); Essen; 1997
- [wirt1998a] Wirth, M.; Piock, W.; Fraidl, G.; Schöggel, P.; Winklhofer, E.: Gasoline DI Engines: The complete System Approach by Interaction of Advanced Development Tools; SAE-Paper 980492; Direct Injection SI Engine Technology SP 1314; Seiten 85-100; 1998
- [wolt2000a] Wolters, P.; Geiger, J.; Baumgarten, H.: Tumble-Brennvverfahren für DI-Ottomotoren; MTZ Motortechnische Zeitschrift 61(2000) 11; Seiten 758-767; Vieweg-Verlag; 2000
- [wosc1987b] Woschni, G.; Spindler, W.; Kolesa, K.: Heat Insulation of Combustion Chamber Walls - A Measure to Decrease the Fuel Consumption of IC Engines?; SAE-Paper 870339; 1987
- [wruc1998a] Wruck, N.M.W.: Transientes Sieden von Tropfen beim Wandaufprall; Dissertation RWTH Aachen; Aachen; 1994
- [wu1996a] Wu, K.-C.; Hochgreb, S.: Chemical Kinetic Simulation of Exhaust Hydrocarbon Oxidation Through the Exhaust Port of a Spark Ignition Engine; Combustion and Flame 107; Seiten 383-400; 1996
- [wu1997a] Wu, K.; Hochgreb, S.: Numerical Simulation of Post-Flame Oxidation of Hydrocarbons in Spark Ignition Engines; SAE-Paper 970886; 1997
- [yang2000a] Yang, W.; Zheng, J.; Miller, D.L.; Cernansky, N.P.: Tracer Fuel Injection Studies on Exhaust Port Hydrocarbon Oxidation: Part II; SAE-Paper 2000-01-1945; Seiten 363-370; 2000
- [yosh1980a] Yoshida, M.: Einfluß der Spaltgeometrie am Feuersteg des Kolbens auf die Kohlenwasserstoffemissionen bei einem Ottomotor; Teil 1; MTZ Motortechnische Zeitschrift MTZ 41 (1980) 3; Seiten 93 - 95; Vieweg-Verlag; Wiesbaden; 1980
- [yosh1980b] Yoshida, M.: Einfluss der Spaltgeometrie am Feuersteg des Kolbens auf die Kohlenwasserstoffemissionen bei einem Ottomotor; Teil 2; MTZ Motortechnische Zeitschrift MTZ 41 (1980) 4; Seiten 163 - 171; Vieweg-Verlag; Wiesbaden; 1980
- [yu1980a] Yu, R.C.; Wong, V.W.; Shahed, S.M.: Sources of Hydrocarbon Emissions from Direct Injection Diesel Engines; SAE-Paper 800048; 1980
- [yu1983a] Yu, R.C.; Kuo, T.-W.; Shahed, S.M.; Chang, T.W.: The Effect of Mixing Rate, End of Injection and Sac Volume on Hydrocarbon Emissions from a DI Diesel Engine; SAE-Paper 831294; SAE Transactions, Vol. 92; Seiten 59-73; 1983
- [zhao1999a] Zhao, F.; Lai, M.-C.; Harrington, D.L.: Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines; Progress in Energy and Combustion Science 25(1999); Seiten 437-562; Pergamon Press / Elsevier; Detroit; 1999
- [zhao2002a] Zhao, F.; Harrington, D.L.; Lai, M.-C.: Automotive Gasoline Direct-Injection Engines; Warrendale; 2002

A: Versuchsmotor und Indizierung

Versuchsmotor

Tabelle A.1: Technische Daten des Versuchsmotors

Hubraum	1598cm ³
Zylinderzahl / -art	4 / Reihe
Ventile pro Zylinder	4
Bohrung	76,5mm
Hub	86,9mm
Pleuellänge	138mm
Schubstangenverhältnis	0,3149
Verdichtungsverhältnis ϵ	12 : 1
Durchmesser Einlassventil	29,5mm
Durchmesser Auslassventil	26,0mm
Nennleistung	81kW bei 5800min ⁻¹
Maximales Drehmoment	155Nm bei 4400min ⁻¹
Motorsteuerung	MED 7.5.11
Zündkerzen	Beru 14FG-6HQUR05

Druckindizierung und Indizierdatenauswertung

Die Druckindizierung erfolgt über die wassergekühlten Druckaufnehmer KISTLER 6061B und die dazugehörigen Ladungsverstärker der Firma KISTLER (Type 5011). Der Sitz der Druckaufnehmer befindet sich jeweils zwischen den Einlass- und Auslassventilen auf der Schwungradseite. Die Winkelmarke wird über einen optischen Winkelmarkengeber von AVL (Type 364) erzeugt.

Mittels FEV FEVIS Indiziersystem werden 100 Zyklen pro Zylinder gemessen. Die Indizierdaten werden mit dem FEVIS-System der Firma FEV Motorentechnik aufgezeichnet. Über eine interne Indizierdatenauswertung von Manz [manz2001a] werden alle relevanten Daten, wie z.B. Energieumsatz, Energieumsatzrate, 1% bis 90% Verbrennungsschwerpunktlagen, Brenndauer und Dauer der Entflammungsphase (Zündzeitpunkt bis 1% Energieumsatz) errechnet. Für die Berechnung des Energieumsatzes wird der Wärmeübergang nach Hohenberg verwendet. Die Wärmeübergänge enthalten einen Fehler, da das Modell für einen Ottomotor mit Saugrohreinspritzung ausgelegt ist, jedoch ein Motor mit Benzin-Direkteinspritzung berechnet wird.

B: Motorprüfstand

Abbildung B.1 zeigt schematisch den Aufbau des Motorprüfstands, an dem die Vollmotoruntersuchungen durchgeführt werden.

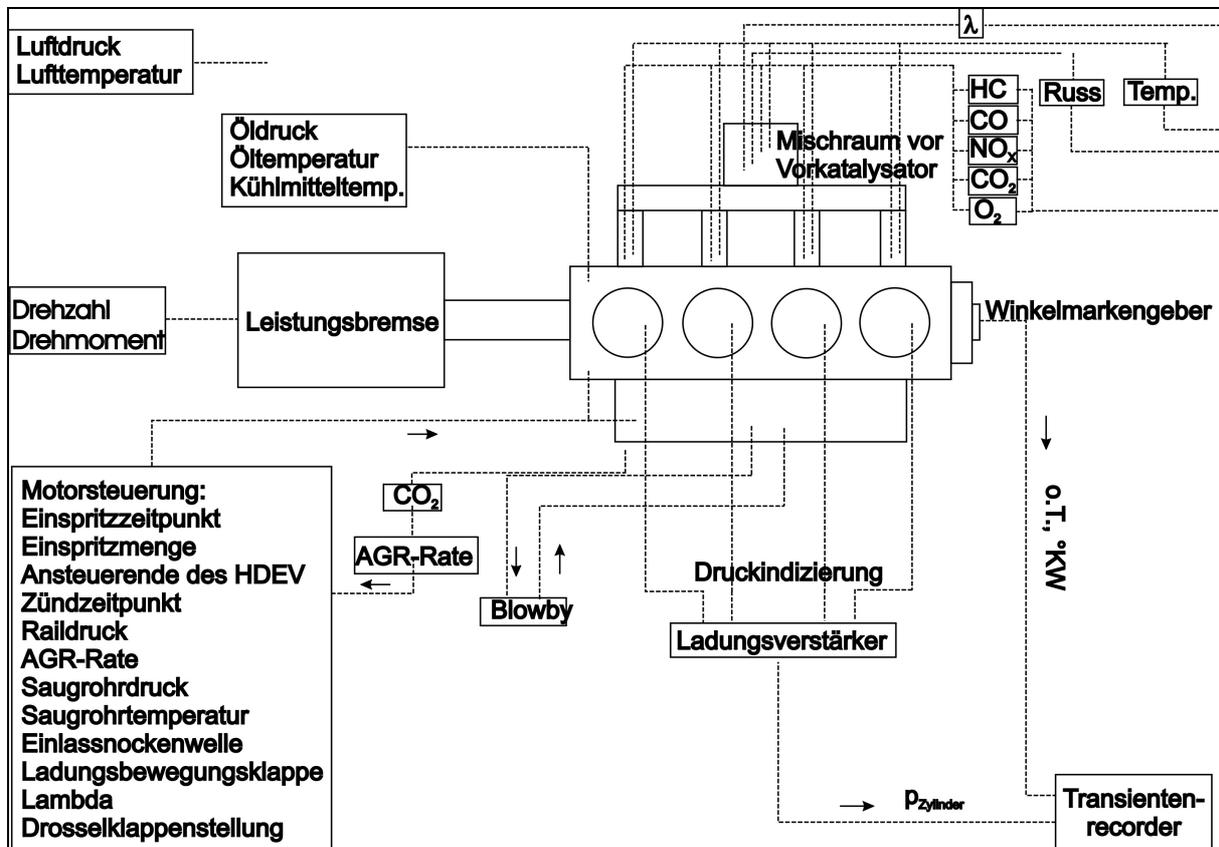


Abbildung B.1: Aufbau des Motorprüfstands und der Peripherie

Der Krümmerkatalysator war mit Einzelentnahmestellen zur Angasanalyse und Temperaturmessstellen für jeden Zylinder und einer Gesamtentnahmestelle im Sammelrohr versehen. Des Weiteren befinden sich im Sammelrohr vor dem Vorkatalysator eine weitere Temperaturmessstelle und die Entnahmeposition für das Rußmessgerät der Fa. AVL (Smokemeter AVL 415). Die Leistungsbremse kommt von der Firma SIEMENS. Die Abgasanalyse wird mit einer HORIBA MEXA durchgeführt. Dabei werden die einzelnen Abgaskomponenten mit den folgenden Messverfahren bestimmt:

HC	: Flammen-Ionisationsdetektor
NO	: Chemiluminiszenz-Detektor
CO, CO ₂	: NDIR Infrarot-Absorptionsverfahren

Die Umgebungsbedingungen im Prüfraum waren $T_{\text{Umg}} = 21\text{ °C}$, $p_{\text{Umg}} = 1013\text{ mbar}$, $T_{\text{Krst}} = 16\text{ °C}$, $T_{\text{Kühl}} = 90\text{ °C}$ und $T_{\text{Öl}} = 90\text{ °C}$.

Der verwendete Kraftstoff hat, falls nicht anders deklariert, die folgenden Spezifikationen:

Tabelle B.1: Kraftstoffspezifikationen

Bezeichnung	Super-Plus
ROZ	98.6
MOZ	88.0
C / H / O-Verhältnis	85,18 / 12,59 / 2,23
Theoretische Summenformel	$C_{7,1}H_{12,7}O_{0,08}$
Oberer Heizwert H_O	44,41 MJ/kg
Unterer Heizwert H_U	41,69 MJ/kg
Dichte bei 15 °C	770,8 kg/m ³
Aromaten	43,1 Vol.-%
Olefine	1,2- Vol.-%
Paraffine	44,7-Vol.-%
Benzol	0,7-Vol.-%
MTBE	6,9Vol.-%
Ethanol	0,1Vol.-%
Siedebeginn	34,1 °C
Sieende	201,0 °C
L_{St}	14,06 kg Luft / kg Kraftstoff

Die Sonderkraftstoffe haben die in **Tabelle B.2** dargestellten Spezifikationen.

Tabelle B.2: Kraftstoffspezifikationen [pisc1989a; kütt1984a; hash2000a; ogaw1992a]

Bezeichnung	iso-Oktan	MTBE
Chemische Bezeichnung	2-2-4-Trimethyl-Pentan	Methyl-Tertiär-Butyl-Ether
Theoretische Summenformel	C_8H_{18}	$CH_3OC(CH_3)_3$
ROZ	100	118
MOZ	100	102
Unterer Heizwert H_U	44.56 MJ/kg	26.04 MJ/kg
Dichte bei 20 °C	0.699 g/cm ³	0.740 g/cm ³
Sauerstoffgehalt	0%	18.15%
L_{St}	15.2 kg Luft/kg Krst	11.7 kg Luft/kg Krst
MTBE-Gehalt	0%	99.63% ASTM
Siedetemperatur	99.2 °C	55.2 °C

Das theoretische Luft-Kraftstoffverhältnis eines Kraftstoffs lässt sich nach Ogawa et al. [ogaw1992a] durch folgende Gleichung annähern:

$$L_{\text{theoretisch}} = \frac{32}{0,232} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \quad (\text{B.1})$$

C: Schnell getaktetes Gasentnahmesystem (GEV)

Das Gasentnahmeventil wird mit einer elektromagnetischen Betätigung über eine Stößelstange geöffnet. Dabei wird die Gasentnahmesonde vom Controller angesteuert. Zu dem eingestellten Zeitpunkt, welcher in 1 °KW-Schritten zwischen 0° und 719° variiert werden kann, wird der in der Sonde wirkende Magnet mit Spannung versorgt. Dadurch schnellt der Magnetanker nach vorne und trifft auf den Stößelfuß. Der Stößel verursacht seinerseits wieder eine Bewegung des sich am Ende befindlichen Ventils. Das Probengas strömt durch den im Zylinder vorherrschenden, erforderlichen Überdruck (Bedingung: $p_{\text{Zyl}} > p_{\text{N}_2}$) in die Mischkammer bzw. in die Kapillare. Das Gasentnahmeventil zeichnet sich durch sehr kurze Entnahmezeiten zwischen 0,8ms und 3,2ms aus. Die Verstellung der Entnahmedauer erfolgt über den Ventilhub, der zwischen 0,35mm und 3mm einstellbar ist. Die Entnahmemasse ist außer vom Ventilhub auch vom Zylinder-Innendruck beim Öffnen des Ventils abhängig.

Die minimal mögliche Entnahmefrequenz ist eine Entnahme in jedem 4. Zyklus des Versuchsmotors. Dies ist nur im stationären Motorbetrieb bei niedrigen Drehzahlen möglich. Die Begrenzungen sind durch die zur Positionierung des Beschleunigungsmagneten benötigte Zeit und durch die Verzugszeit des Ansteuersignals durch den Controller gegeben.

Um das Auskondensieren der Abgasbestandteile zu verhindern, kann die Temperatur der Probenleitungen des Gasentnahmeventils von 50°C auf über 200°C beheizt werden.

Geometrische Abmessungen

Durchmesser des Ventiltellers 4,5-6mm,
Länge des Ventilschafts 162mm,
Durchmesser des GEV-Schafts 13mm.

Vorgehensweise bei der Messung

Die Abfolge ist anhand eines beispielhaften Messpunkts ($n = 2000\text{min}^{-1}$; $p_{\text{me}} = 2\text{bar}$; $\lambda_{\text{global}} = 3,4$; Gasentnahmezeitpunkt = 510 °KW) erläutert. Zunächst werden mit dem GEV jedem 6. Motorzyklus insgesamt 50 Einzelproben bei 510 °KW entnommen und die Daten von Zylinderdruck in bar und Massendurchfluss (eingangs- und ausgangsseitig) sowie FID in Volt mit dem Auswerteprogramm COMBI mit jeweils 720 Einzelwerten je Zyklus aufgenommen. Zyklische Schwankungen spielen daher keine Rolle. Die Zylinderdruckkurve dient zur Zuordnung der Lage der Gasentnahmetaktung. Die erhaltenen 50 GEV-Taktungen ergeben nach etwa 220 bis 250 Messwerten konstante Voltsignale von FID, Eingangs- und Ausgangsmassenstrom. Der Abfall des Eingangsmassenstroms bei Ansprechbeginn der Massendurchflussmesser kommt durch den entstehenden Zylinder-Innendruck der Probenseite zustande und wird in der Berechnung berücksichtigt. Die Berechnung der HC-Konzentrationen erfolgt über eine Umrechnung der Voltsignale in Massenströme [g/h] und Konzentrationen in ppm. Die Umrechnung erfolgt durch ein Polynom, welches auch die konstanten Kalibrierfaktoren der Massendurchflussmesser berücksichtigt. Mit dem ersten in COMBI aufgenommenen Zyklus wird der Kapillarmassenstrom des FIDs bestimmt, da hier die Probenmasse gleich Null ist. Dieser wird bei der späteren Berechnung der HC-Probenmasse wieder abgezogen. Jede Messung wird dann dreimal wiederholt, um die Reproduzierbarkeit zu

gewährleisten. Aus den ermittelten drei Werten für die HC-Konzentration wird im Anschluss ein Mittelwert gebildet, der dann als HC-Konzentration für den gewählten Kurbelwinkelwert in die Kurve einfließt.

In diesen Untersuchungen wird Propan mit einer Konzentration 5518ppmC₃H₈ zur Kalibrierung des FIDs verwendet [n.n.1999e].

Bestimmung der HC-Konzentration und des Luftverhältnisses mittels schnell getakteter Gasentnahme

Die mit den Massendurchflussmessern gemessenen Werte bei der GEV-Messung werden zur Bestimmung des Probenmassenstroms herangezogen:

$$\dot{m}_{\text{Probe}} = \dot{m}_{\text{aus}} + \dot{m}_{\text{Kap}} - \dot{m}_{\text{ein}} \quad (\text{C.1})$$

mit

\dot{m}_{Probe}	...	Probenmassenstrom
\dot{m}_{aus}	...	Ausgangsmassenstrom
\dot{m}_{Kap}	...	Kapillarmassenstrom des FIDs
\dot{m}_{ein}	...	Eingangsmassenstrom.

Der Kapillarmassenstrom \dot{m}_{Kap} des FIDs ist vom N₂-Vordruck abhängig. Bei Vorversuchen ergab sich ein idealer Bereich für die Messungen zwischen 4g/h und 6 g/h. Da das FID mit einem Kalibrier gas (C₃H₈: Propan) kalibriert wird, welches repräsentativ für alle Abgaskomponenten verwendet wird, muss der Zusammenhang zum verwendeten Kraftstoff (hier C_{7,1}H_{12,5}O_{0,14}) hergestellt werden. Dies geschieht durch eine Korrektur über den Molmassenbruch (**Gl. C.2**).

$$w_{\text{Kraftstoff}} = \frac{M_{\text{C}_3\text{H}_8}}{M_{\text{C}_{7,1}\text{H}_{12,5}\text{O}_{0,14}}} \quad (\text{C.2})$$

mit

$w_{\text{Kraftstoff}}$	Molmassenbruch
$M_{\text{C}_3\text{H}_8}$	molare Masse von C ₃ H ₈ ($M_{\text{C}_3\text{H}_8} = 44,094 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$)
$M_{\text{C}_{7,1}\text{H}_{12,5}\text{O}_{0,14}}$	molare Masse von C _{7,1} H _{12,5} O _{0,14} ($M_{\text{C}_{7,1}\text{H}_{12,5}\text{O}_{0,14}} = 100,111 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$) .

Da das FID die HC-Konzentration in einem Gasgemisch aus Brennraumprobe und Stickstoff als Trägergas ermittelt, werden die in Messergebnisse durch die folgende Korrektur der Probenverdünnung nachbearbeitet.

$$c_{\text{HC}} = U_{\text{FID}} * \text{GAIN}_{\text{FID}} * \left(\frac{\dot{m}_{\text{Probe}} + \dot{m}_{\text{ein}}}{\dot{m}_{\text{Probe}}} \right) . \quad (\text{C.3})$$

Im Folgenden wird die λ -Berechnung dargestellt, mit der aus der HC-Konzentration an der Messposition das dort vorhandene Luftverhältnis bestimmt werden kann. Die Kraftstoffteilchenmenge M_{PK} der entnommenen Probe berechnet sich nach:

$$M_{\text{PK}} = \frac{c_{\text{HC}} * w_{\text{Propan/Kraftstoff}}}{N} \quad (\text{C.4})$$

$$\text{mit } N = 6,02217 \cdot 10^{23} \text{ mol}^{-1} .$$

Daraus ergibt sich die Kraftstoffmasse $m_{\text{Kraftstoff}}$ in der entnommenen Probe mit:

$$m_{\text{Kraftstoff}} = M_{\text{C}_{7,2}\text{H}_{12,6}\text{O}_{0,08}} \cdot M_{\text{PK}} . \quad (\text{C.5})$$

Die Luftteilchenmenge M_{PL} des Luftanteils der entnommenen Probe berechnet sich dementsprechend mit:

$$M_{\text{PL}} = \frac{(1.000.000 - c_{\text{HC}}) \cdot w_{\text{Luft}}}{N} \quad (\text{C.6})$$

$$\text{mit } w_{\text{Luft}} = 1 .$$

Daraus ergibt sich die Luftmasse m_{Luft} in der entnommenen Probe mit:

$$m_{\text{Luft}} = M_{\text{Luft}} \cdot M_{\text{PL}} . \quad (\text{C.7})$$

Der sich daraus ergebende Wert für λ lautet:

$$\lambda = \frac{m_{\text{Luft}}}{m_{\text{Kraftstoff}} \cdot L_{\text{St}}} \quad (\text{C.8})$$

$$\text{mit } L_{\text{St}} = 14,06 \frac{\text{kg Luft}}{\text{kg Kraftstoff}} .$$

Für ein stöchiometrisches Gemisch lässt sich eine entsprechende HC-Konzentration ermitteln.

$$\text{Aus: } \lambda = 1 = \frac{m_{\text{Luft}}}{m_{\text{Kraftstoff}} \cdot L_{\text{Stöch}}}$$

folgt mit M_{PK} und M_{PL} :

$$c_{\text{HC}} = \frac{1.000.000 \cdot M_{\text{Luft}}}{M_{\text{C}_{7,2}\text{H}_{12,6}\text{O}_{0,08}} \cdot L_{\text{Stöch}} \cdot w_{\text{Kraftstoff}} + M_{\text{Luft}}} \quad (\text{C.9})$$

eine HC-Konzentration für $\lambda = 1$ für den verwendeten Kraftstoff von:

$$c_{\text{HC}} = 44613 \text{ ppm C}_3\text{H}_8 .$$

Der Gesamtfehler der Messkette liegt bei ca. 3-4% und vergrößert sich in den Grenzbereichen.

D: Phasen-Doppler-Anemometrie (PDA)

In **Abbildung D.1** ist der prinzipielle Messaufbau der PDA dargestellt. PDA ist ein berührungsloses Messverfahren, mit welchem Partikelgrößen und -geschwindigkeiten ermittelt werden können.

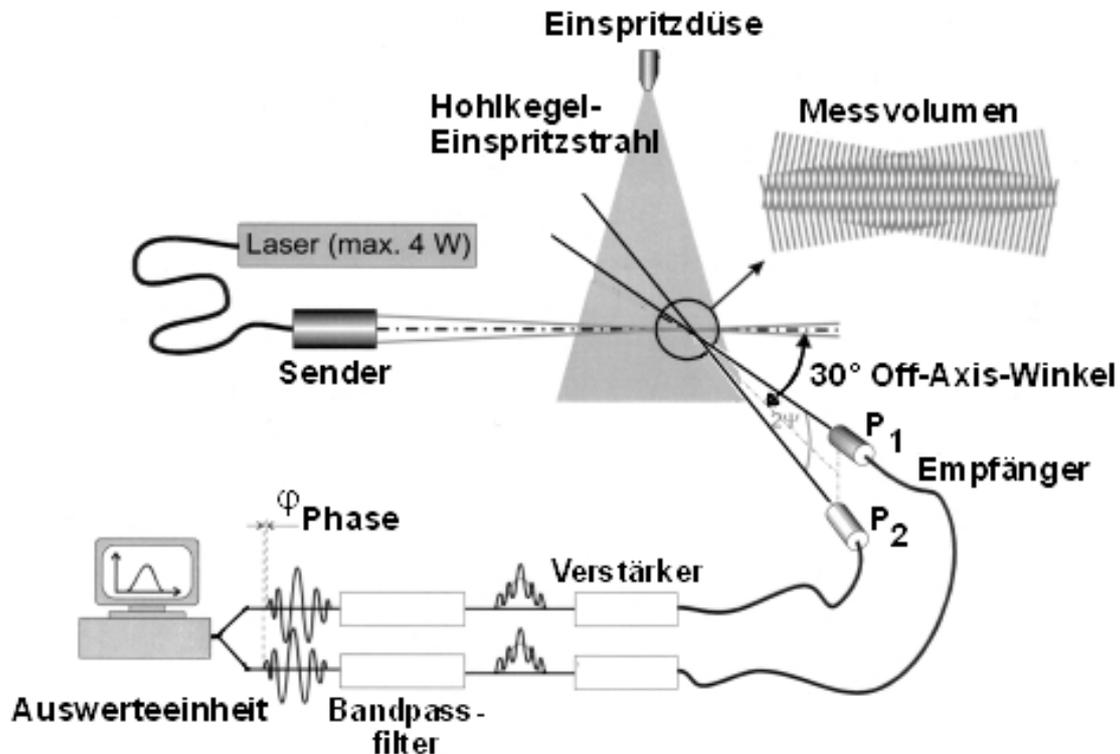


Abbildung D.1: Prinzipieller Messaufbau für Phasen-Doppler-Anemometrie (PDA) [boye2001a]

Mit den Empfängern wird der Lichtintensitätsverlauf des entstehenden Signals innerhalb eines Messvolumens gemessen. Die Anregungswellenlängen der zwei kohärenten Laserstrahlen liegen bei $\lambda_{\text{PDA-Laser}} = 514\text{nm}$ und $\lambda_{\text{PDA-Laser}} = 488,8\text{nm}$. Das Messvolumen ist ein Interferenzvolumen, welches nach dem Interferenzstreifenmodell aus Interferenzebenen bzw. -streifen besteht. Die Interferenzebenen bzw. -streifen erstrecken sich ellipsenförmig senkrecht zur Ebene, die die beiden Laserstrahlen aufspannen. Kreuzt ein Partikel das Messvolumen, so streut es mehr oder weniger Licht in den Raum. Der Empfänger detektiert das Streulicht mit einer Intensitätsmodulation, deren Frequenz proportional zu den vom Teilchen pro Zeiteinheit durchquerten Interferenzebenen ist, d.h. proportional zum Betrag der Geschwindigkeitskomponente des Teilchens senkrecht zum Streifenmuster. Dabei bietet der Vorwärts-Winkel von 150° die größte validierte Datenmenge für präzise Fluidstrom-Messungen. Allerdings steigt nach Sornek et al. [sorn2000a] auch die Menge der falsch kalkulierten Größen. Daher sind Messungen in Winkeln von 20° und 150° sinnvoll. Der zeitliche Signalverlauf des von einem Photodetektor in eine elektrische Spannung umgewandelten Streulichtsignals wird als Doppler-Burst bezeichnet. Der Doppler-Burst besteht aus einer niederfrequenten (Pedestral) und einer hochfrequenten Komponente, die nach einer Bandpassfilterung zur Geschwindigkeitsbestimmung dient.

Der Empfänger des PDA-Messsystems besteht aus zwei oder drei an ver-

schiedenen Orten im Raum positionierten Detektoren. Zwischen den empfangenen Signalen besteht eine Phasendifferenz, die in Relation zum Partikeldurchmesser steht. Die Detektoren befinden sich unter demselben Off-Axis-Winkel und sind symmetrisch zur Streuebene unter einem bestimmten Höhenwinkel angeordnet. Um den Off-Axis-Winkel festzulegen, muss sich vorher auf eine dominierende Streulichtkomponente (Reflexion oder Brechung) festgelegt werden. Das PDA-System bietet somit die Möglichkeit, einzelne sich durch das Messvolumen bewegend, kugelförmige Partikel mit Geschwindigkeit und Größe zu erfassen. Die Tropfengröße wird durch den Sauterdurchmesser d_{32} wiedergegeben, der das Verhältnis der Summe aller Tropfenvolumina zur Summe aller Tropfenoberflächen darstellt. Bei den PDA-Messungen wird angenommen, dass es sich bei den Tropfen immer um sphärische Partikel handelt.

E: Flammenionisations-Detektor (FFID)

Abbildung E.1 zeigt den Probenkopf des HFR 400. Die Bedieneinheit des HFR 400 besteht aus der Kontrolleinheit, dem Kalibrierungssystem und dem Line Heater Controller (LHC).

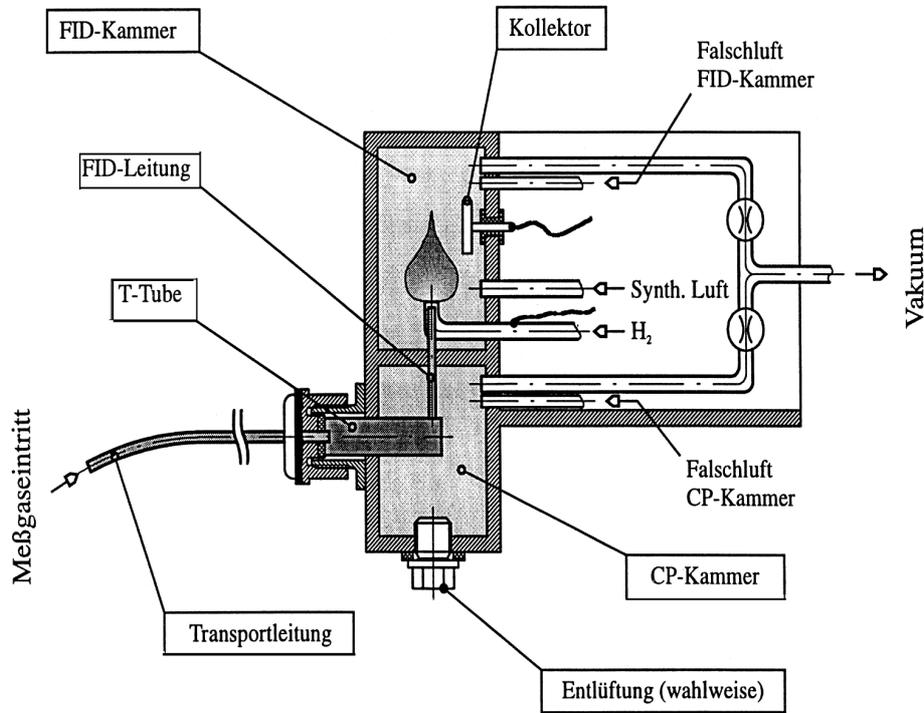


Abbildung E.1: Probenkopf des Flammenionisationsdetektors HFR 400 [n.n.1999c]

Das Abgas gelangt durch die Messkapillare über eine beheizte Transportleitung und die T-Tube in die CP-(constant pressure)-Kammer. Um die unterkritische Geschwindigkeit in der CP-Kammer zu erhalten, schließt das Transportrohr an die T-Tube an. Eine hohe Messgenauigkeit wird durch einen konstanten Massenstrom in die H_2 -Flamme und ein konstantes Druckgefälle zwischen CP- und FID-Kammer erreicht. Dazu wird eine Vakuumpumpe eingesetzt. Um eine hohe Messgeschwindigkeit und somit eine hohe zeitliche Auflösung zu erreichen, sollte die Anordnung Motor zu Messgerät sehr nah sein. Hier ist eine Transportleitungslänge von 300mm mit einem Durchmesser von 0,33mm gewählt worden. Messungenauigkeiten kommen außer durch Temperatur- und Druckschwankungen auch durch Verschmutzungen der Messkapillare zustande, da sich bei rußender Verbrennung die Transportleitung schnell zusetzt und den Volumenstrom verringert. Das Messgas gelangt an der Brennerspitze des Probenkopfs in die Wasserstoffflamme. Um die Unterschiede verschiedener Messstellen eines FFIDs im Abgastrakt zu untersuchen, werden von Finlay et al. [fin1990a] an einem Versuchsmotor (RICARDO Hydra Mark 4) die Messposition des FFIDs zwischen 3mm und 127mm hinter den Auslassventilen verändert. Die Unterschiede der HC-Messwerte kommen durch die Mischung der Abgase, chemische Reaktionen, während das Abgas durch den Trakt strömt, und eine unetige Strömung mit Umkehreffekten zustande. Zusätzlich zu diesen Erscheinungen finden Kayes et al. [kaye1996a] heraus, dass hohe Abgastemperaturen zu einer Nachoxidation führen. Weitere Funktionsweisen und Möglichkeiten für den Einsatz eines FFIDs sind umfassend dokumentiert [coll1987a; fans1998a; lamb1998a; liu1999a; peck1992a].

F: Laserinduzierte Fluoreszenz (LIF)

Bei der LIF-Technik wird durch einen Laser induziertes Licht über Spiegel als Fläche im Brennraum eingekoppelt. Das Licht wird teilweise von den im Brennraum bei der Einspritzung vorhandenen Molekülen aufgenommen und hebt sie in einen instabileren, angeregteren Zustand. Die übertragene Energie E ist direkt abhängig von der Wellenlänge λ_0 , der Lichtgeschwindigkeit c und der Planckschen Konstanten h und wird durch folgende Formel ausgedrückt [pish1990a; pish1993a]:

$$E = \frac{h \cdot c}{\lambda_0} \quad (\text{E.1})$$

Dieser angeregte Zustand steht nicht im Gleichgewicht. Bei Rückfall der Moleküle in den Gleichgewichtszustand wird Licht einer bestimmten Wellenlänge emittiert und kann durch ein geeignetes Kamerasystem detektiert werden. Der Laser ist ein Eximer-Laser mit einer Anregungswellenlänge von $\lambda_{\text{LIF}} = 248\text{nm}$. Die Untersuchungen werden mit Realkraftstoff (Super Plus ROZ98) durchgeführt.

Abbildung F.1 zeigt den mit der Kamera erfassten Bildausschnitt mit der Anordnung der Brennraum begrenzenden Teile.

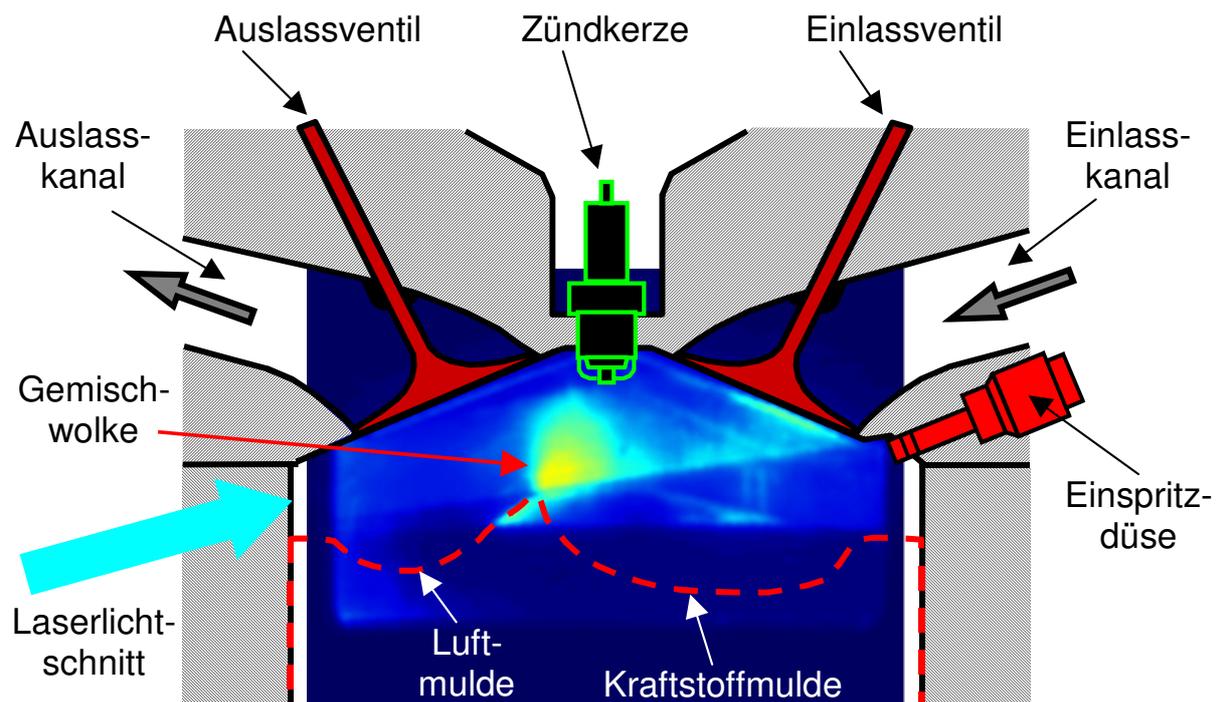


Abbildung F.1: Anordnung der motorischen Komponenten und des Lichtschnitts bei den LIF-Untersuchungen

G: Lichtwellenleiter (LWL)

Mit den Lichtwellenleiter-Messverfahren kann die räumliche Ausbreitung der Flammenfront beobachtet werden. Die optische Strahlung der Flamme wird in diesem Fall durch Lichtwellenleiter auf dem Umkreis einer Zündkerze beobachtet. Das empfangene Lichtsignal kann entweder mittels spektroskopischer Auswertung zerlegt werden oder, wie im in diesem Anwendungsfall, durch Photomultiplier erfasst werden. Die durch die Lichtwellenleiter empfangenen Lichtsignale von Zündfunken und Flamme werden in digitale Signale umgewandelt und als logische Signale durch eine Software ausgewertet. Man erhält die Kontur der Entflammung und die Flammenfortschrittsgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Zeit. **Abbildung G.1** zeigt die in der Zündkerze untergebrachten Lichtwellenleiter mit den verschiedenen Blickrichtungen.

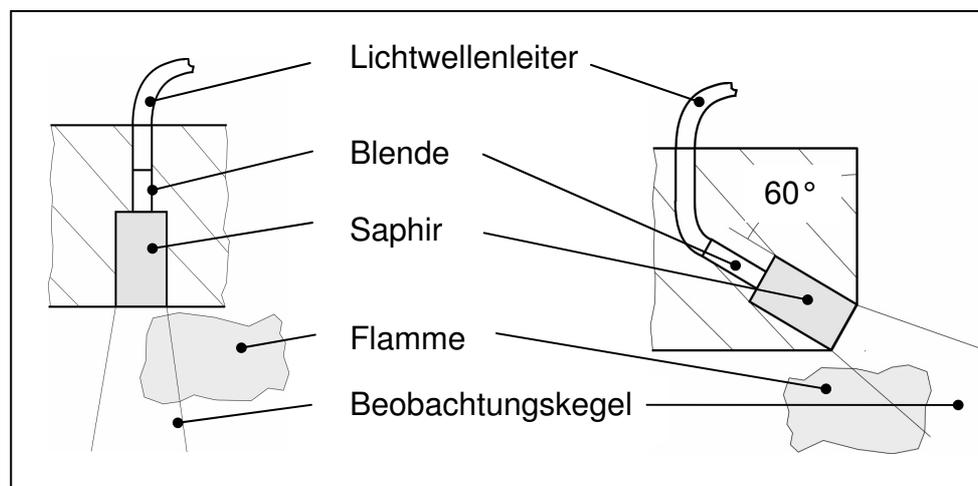


Abbildung G.1: Anordnung der verschiedenen Blickwinkel der in der Zündkerze laufenden Lichtwellenleiter bei senkrechter Blickrichtung (links) und geneigter Blickrichtung (rechts)

H: NTC-Widerstandsmessung

Messwertempfänger	NTC-Widerstand (Thermistor)
Messbereich	10-820Ω
Standard-Messbereich	16-250Ω
Netzspannung	110/220V, 50/60Hz
Trägerfrequenz	500kHz
Messstellenanzahl	10 optional 15
Spannungsausgang	5mA, entsprechend 100 Skalenteilen
Nullpunkt Konstanz	±0,1% vom Endwert
Temperatureinfluss	0,1%°C
Steuerimpuls	5V, negativ
Sekundärkreis	vom Primärkreis galvanisch getrennt
Primärkreis	von der Netzerde galvanisch getrennt, keine Erdschleifen möglich

I: Gleichungen für HC-Rohemissionsmodell

Die nötigen Gleichungen für die Gesamtberechnung der einzelnen in Kapitel 5 angegebenen Größen sind im Folgenden dargestellt.

Die Berechnung von p_i/p_e für das Restgasmodell erfolgt nach:

$$\frac{p_i}{p_e} = (0,098745 + 0,00332417 * p_{mi}) * \left(1 + 0,128 * \left(\frac{n-2000}{2000} \right) - 0,078 * \left(\frac{n-2000}{2000} \right)^2 \right) * \\ * p_{iNZP} * p_{iNAGR} * p_{iNTKM} * p_{iNENW} * p_{iNRAIL} * p_{iNASE} * p_{iNLAM} \quad (I.1)$$

mit p_{iN} : Normierte Beziehungen für den Einlassdruck bei Variation
 ZP : des Zündzeitpunkts, AGR : der AGR-Rate, TKM : der Kühlmitteltemperatur, ENW : der ENW-Frühverstellung, $RAIL$: des Raildrucks, ASE : des Ansteuerendes und LAM : des Luftverhältnisses.

Der maximale Zylinderdruck p_{max} ergibt sich zu:

$$p_{max} = (1,8276 + 0,148333 * p_{mi}) * \\ * p_{maxNZP} * p_{maxNAGR} * p_{maxNZTKM} * p_{maxNENW} * p_{maxNRAIL} * p_{maxNASE} * p_{maxNLAM} \quad (I.2)$$

mit p_{maxN} : Normierte Beziehungen für den maximalen Zylinderdruck bei Variation
 ZP : des Zündzeitpunkts, AGR : der AGR-Rate, TKM : der Kühlmitteltemperatur, ENW : der ENW-Frühverstellung, $RAIL$: des Raildrucks, ASE : des Ansteuerendes und LAM : des Luftverhältnisses.

Die Temperatur T_{70} bei 70°KW n. ZOT ergibt sich zu:

$$T_{70} = (508,741 + 1,1899 * p_{mi} - 0,00051 * p_{mi}^2) * \\ * \left(1 + 0,09 * \left(\frac{n-2000}{2000} \right) - 0,04 * \left(\frac{n-2000}{2000} \right)^2 \right) * \\ * T_{70NZP} * T_{70NAGR} * T_{70NTKM} * T_{70NENW} * T_{70NRAIL} * T_{70NASE} * T_{70NLAM} \quad (I.3)$$

mit T_{70N} : Normierte Beziehungen für die Temperatur bei $\varphi = 70^\circ\text{KW n. ZOT}$ bei Variation
 ZP : des Zündzeitpunkts, AGR : der AGR-Rate, TKM : der Kühlmitteltemperatur, ENW : der ENW-Frühverstellung, $RAIL$: des Raildrucks, ASE : des Ansteuerendes und LAM : des Luftverhältnisses.

Der Druck p_{70} bei 70°KW n. ZOT ergibt sich zu:

$$p_{70} = (0,15 + 0,017503 * p_{mi}) * \left(1 + 0,128 * \left(\frac{n-2000}{2000} \right) - 0,078 * \left(\frac{n-2000}{2000} \right)^2 \right) * \\ * p_{70NZP} * p_{70NAGR} * p_{70NTKM} * p_{70NENW} * p_{70NRAIL} * p_{70NASE} * p_{70NLAM} \quad (I.4)$$

mit $p_{\max N}$: Normierte Beziehungen für den Zylinderdruck bei $\varphi = 70^\circ \text{KW}$ n. ZOT bei Variation $_{ZZP}$: des Zündzeitpunkts, $_{AGR}$: der AGR-Rate, $_{TKM}$: der Kühlmitteltemperatur, $_{ENW}$: der ENW-Frühverstellung, $_{RAIL}$: des Raildrucks, $_{ASE}$: des Ansteuerendes und $_{LAM}$: des Luftverhältnisses.

Die Einspritzmenge pro Zyklus $m_{\text{Einspritzung}}$ berechnet sich zu:

$$m_f = (0,1745 + 0,028 * p_{mi}) * \left(1 + 0,04 * \left(\frac{n-2000}{2000} \right) + 0,25 * \left(\frac{n-2000}{2000} \right)^2 \right) * m_{f_{ZZP}} * m_{f_{AGR}} * m_{f_{TKM}} * m_{f_{ENW}} * m_{f_{RAIL}} * m_{f_{ASE}} * m_{f_{LAM}} \quad (I.5)$$

mit m_f : Normierte Beziehungen für die Einspritzmenge pro Zyklus bei Variation $_{ZZP}$: des Zündzeitpunkts, $_{AGR}$: der AGR-Rate, $_{TKM}$: der Kühlmitteltemperatur, $_{ENW}$: der ENW-Frühverstellung, $_{RAIL}$: des Raildrucks, $_{ASE}$: des Ansteuerendes und $_{LAM}$: des Luftverhältnisses.

Die maximale Energieumsetzungsrate $\left(\frac{dX_v}{d\varphi} \right)_{\max}$ berechnet sich zu:

$$\left(\frac{dX_v}{d\varphi} \right)_{\max} = (1,3 + 0,002527 * p_{mi}) * \left(1 + 0,5 * \left(\frac{n-2000}{2000} \right) + 0,6 * \left(\frac{n-2000}{2000} \right)^2 \right) * \left(\frac{dX_v}{d\varphi} \right)_{\max ZZP} * \left(\frac{dX_v}{d\varphi} \right)_{\max AGR} * \left(\frac{dX_v}{d\varphi} \right)_{\max TKM} * \left(\frac{dX_v}{d\varphi} \right)_{\max ENW} * \left(\frac{dX_v}{d\varphi} \right)_{\max RAIL} * \left(\frac{dX_v}{d\varphi} \right)_{\max ASE} * \left(\frac{dX_v}{d\varphi} \right)_{\max LAM} \quad (I.6)$$

mit $\left(\frac{dX_v}{d\varphi} \right)_{\max}$: Normierte Beziehungen für den maximalen Energieumsetzungsgradienten bei Variation $_{ZZP}$: des Zündzeitpunkts, $_{AGR}$: der AGR-Rate, $_{TKM}$: der Kühlmitteltemperatur, $_{ENW}$: der ENW-Frühverstellung, $_{RAIL}$: des Raildrucks, $_{ASE}$: des Ansteuerendes und $_{LAM}$: des Luftverhältnisses.

Der maximale Energieumsatz $X_{v\max}$ berechnet sich zu:

$$X_{v\max} = (0,644 + 0,00067 * p_{mi} - 0,0000001 * p_{mi}^2) * \left(1 - 0,08 * \left(\frac{n-2000}{2000} \right) + 0,07 * \left(\frac{n-2000}{2000} \right)^2 \right) * X_{v\max ZZP} * X_{v\max AGR} * X_{v\max TKM} * X_{v\max ENW} * X_{v\max RAIL} * X_{v\max ASE} * X_{v\max LAM} \quad (I.7)$$

mit $X_{v\max}$: Normierte Beziehungen für die maximale Energieumsetzung bei Variation $_{ZZP}$: des Zündzeitpunkts, $_{AGR}$: der AGR-Rate, $_{TKM}$: der Kühlmitteltemperatur, $_{ENW}$: der ENW-Frühverstellung, $_{RAIL}$: des Raildrucks, $_{ASE}$: des Ansteuerendes und $_{LAM}$: des Luftverhältnisses.

Die Dauer der Entflammung e_{phase} berechnet sich zu:

$$e_{\text{phase}} = (3,46 + 0,00163 * p_{\text{mi}}) * \left(1 + \left(\frac{n-2000}{2000} \right) - 0,031 * \left(\frac{n-2000}{2000} \right)^2 \right) * \\ * e_{\text{phaseZZP}} * e_{\text{phaseAGR}} * e_{\text{phaseTKM}} * e_{\text{phaseENW}} * e_{\text{phaseRAIL}} * e_{\text{phaseASE}} * e_{\text{phaseLAM}} \quad (\text{I.8})$$

mit e_{Phase} : Normierte Beziehungen für die Dauer der Entflammungsphase bei Variation $_{\text{ZZP}}$: des Zündzeitpunkts, $_{\text{AGR}}$: der AGR-Rate, $_{\text{TKM}}$: der Kühlmitteltemperatur, $_{\text{ENW}}$: der ENW-Frühverstellung, $_{\text{RAIL}}$: des Raildrucks, $_{\text{ASE}}$: des Ansteuerendes und $_{\text{LAM}}$: des Luftverhältnisses.

Die Temperatur der Verbrennungsluft zum Zündzeitpunkt T_{LZZP} berechnet sich zu:

$$T_{\text{LZZP}} = (400 + 0,968 * p_{\text{mi}}) * \left(1 + 0,085 * \left(\frac{n-2000}{2000} \right) + 0,0194 * \left(\frac{n-2000}{2000} \right)^2 \right) * \\ * T_{\text{LZZPZZP}} * T_{\text{LZZPAGR}} * T_{\text{LZZPTKM}} * T_{\text{LZZPENW}} * T_{\text{LZZPRAIL}} * T_{\text{LZZPASE}} * T_{\text{LZZPLAM}} \quad (\text{I.9})$$

mit T_{L} : Normierte Beziehungen für die Temperatur der Verbrennungsluft zum Zündzeitpunkt bei Variation $_{\text{ZZP}}$: des Zündzeitpunkts, $_{\text{AGR}}$: der AGR-Rate, $_{\text{TKM}}$: der Kühlmitteltemperatur, $_{\text{ENW}}$: der ENW-Frühverstellung, $_{\text{RAIL}}$: des Raildrucks, $_{\text{ASE}}$: des Ansteuerendes und $_{\text{LAM}}$: des Luftverhältnisses.

Der Zylinder-Innendruck zum Zündzeitpunkt p_{zyZZP} berechnet sich zu:

$$p_{\text{zyZZP}} = (0,4 + 0,0507 * p_{\text{mi}}) * \left(1 + 0,01 * \left(\frac{n-2000}{2000} \right) - 0,04 * \left(\frac{n-2000}{2000} \right)^2 \right) * \\ * p_{\text{zyZZP}} * p_{\text{zyIAGR}} * p_{\text{zyITKM}} * p_{\text{zyIENW}} * p_{\text{zyIRAIL}} * p_{\text{zyIASE}} * p_{\text{zyILAM}} \quad (\text{I.10})$$

mit p_{zyZZP} : Normierte Beziehungen für den zum Zündzeitpunkt bei Variation $_{\text{ZZP}}$: des Zündzeitpunkts, $_{\text{AGR}}$: der AGR-Rate, $_{\text{TKM}}$: der Kühlmitteltemperatur, $_{\text{ENW}}$: der ENW-Frühverstellung, $_{\text{RAIL}}$: des Raildrucks, $_{\text{ASE}}$: des Ansteuerendes und $_{\text{LAM}}$: des Luftverhältnisses.

Die Kolbenbodentemperatur T_{Kolben} berechnet sich zu:

$$T_{\text{Kolben}} = (301 + 0,466 * p_{\text{mi}}) * \left(1 + 0,068 * \left(\frac{n-2000}{2000} \right) + 0,044 * \left(\frac{n-2000}{2000} \right)^2 \right) * \\ * T_{\text{KolbenZZP}} * T_{\text{KolbenAGR}} * T_{\text{KolbenTKM}} * T_{\text{KolbenENW}} * T_{\text{KolbenRAIL}} * T_{\text{KolbenASE}} * T_{\text{KolbenLAM}} \quad (\text{I.11})$$

mit T_{Kolben} : Normierte Beziehungen für die Kolbenoberflächentemperatur zum Zündzeitpunkt bei Variation $_{\text{ZZP}}$: des Zündzeitpunkts, $_{\text{AGR}}$: der AGR-Rate, $_{\text{TKM}}$: der Kühlmitteltemperatur, $_{\text{ENW}}$: der ENW-Frühverstellung, $_{\text{RAIL}}$: des Raildrucks, $_{\text{ASE}}$: des Ansteuerendes und $_{\text{LAM}}$: des Luftverhältnisses.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name : Kay Schintzel

Anschrift : Im Landgraben 47
38162 Cremlingen-Destedt

E-Mail : kay.schintzel@volkswagen.de
K.Schintzel@gmx.net

Geburtsdatum : 11.08.1970

Nationalität : Deutsch

Familienstand : verheiratet, 1 Kind

Universität

seit August 2000 Promotion an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Institut für Maschinenmesstechnik und Kolbenmaschinen
Durchführung bei der Volkswagen AG in Wolfsburg in der Abteilung K-EFVT

1991 - 2000 Studium Maschinenbau an der Technischen Universität Braunschweig,
Institut für Verbrennungskraftmaschinen Braunschweig, Fachrichtung Verbrennungskraftmaschinen, Vertiefung Fahrzeugtechnik
Abschluss: Diplom-Ingenieur

1990 - 1991 Studium Informatik (2 Semester)

Bundeswehr

1989 - 1990 Instandsetzungskompanie 20
Husarenkaserne Braunschweig

Schulische Ausbildung

1982 - 1989 Gymnasium Ricarda - Huch - Schule
Abschluss : Abitur

1980 - 1982 Orientierungsstufe
Gesamtschule Volkmarode

1978 - 1980 Grundschule Hondelage

1976 - 1978 Grundschule Echternstraße