

FABIAN TITUS

VERBRENNUNGSKONTROLLIERTE
ERWÄRMUNG DES BRENNRAUMS
ZUR EMISSIONSREDUKTION
WÄHREND DES KALTSTARTS

UNTERSUCHUNGEN ZU EMISSIONEN UND ZUR FLAMMENAUSBREITUNG

00:10

00:20

00:30

00:40

Fabian Titus

Verbrennungskontrollierte Erwärmung des Brennraums
zur Emissionsreduktion während des Kaltstarts

Untersuchungen zu Emissionen und zur Flammenausbreitung

Verbrennungskontrollierte Erwärmung des Brennraums zur Emissionsreduktion während des Kaltstarts

Untersuchungen zu Emissionen und zur Flammenausbreitung

von

Fabian Titus

Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie
KIT-Fakultät für Maschinenbau

Tag der mündlichen Prüfung: 22. Juni 2018

Referenten: Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher, Prof. Dr.-Ing. Peter Elsner

Impressum



Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
KIT Scientific Publishing
Straße am Forum 2
D-76131 Karlsruhe

KIT Scientific Publishing is a registered trademark
of Karlsruhe Institute of Technology.
Reprint using the book cover is not allowed.

www.ksp.kit.edu



*This document – excluding the cover, pictures and graphs – is licensed
under a Creative Commons Attribution-Share Alike 4.0 International License
(CC BY-SA 4.0): <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.en>*



*The cover page is licensed under a Creative Commons
Attribution-No Derivatives 4.0 International License (CC BY-ND 4.0):
<https://creativecommons.org/licenses/by-nd/4.0/deed.en>*

Print on Demand 2019 – Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISBN 978-3-7315-0823-6

DOI 10.5445/KSP/1000084432

Verbrennungskontrollierte Erwärmung des Brennraums zur Emissionsreduktion während des Kaltstarts

Untersuchungen zu Emissionen und zur Flammenausbreitung

**Zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)**

von der KIT-Fakultät für Maschinenbau des
Karlsruher Instituts für Technologie (KIT)
angenommene

Dissertation

von
Dipl.-Ing. Fabian Titus
aus Heidelberg

Tag der mündlichen Prüfung:

22. Juni 2018

Hauptreferent:

Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher

Korreferent:

Prof. Dr.-Ing. Peter Elsner

Vorwort des Autors

Die hier vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit bei der MOT GmbH in Karlsruhe. Für die Anstellung in dem Unternehmen, das stets entgegengebrachte Vertrauen, den wissenschaftlichen Diskurs sowie die Übernahme des Referats möchte ich ganz herzlich Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher danken. Auch gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Elsner für die Übernahme des Korreferats. Ebenfalls möchte ich mich bedanken bei Herrn Dr.-Ing. Bernhard Kehrwald und Herrn Dr.-Ing. Peter Berlet für die Bereitstellung jeglicher Mittel, die ich für meine praktischen Versuche benötigt habe. Diese wurden dankenswerterweise abteilig vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) im Rahmen des Verbundprojekts Hochdruck-Benzindirekteinspritzung gefördert.

Herzlich bedanken möchte ich mich ebenfalls bei meinen Kollegen der MOT GmbH und der IAVF GmbH. Herr Dr.-Ing. Hans-Joachim Weimar gilt meine Bewunderung für die akribische Korrektur und die wertvollen Kommentare zu dieser Arbeit. Herrn Dr.-Ing. Max Magar möchte ich für den wissenschaftlichen Input und die Bereitstellung benötigter Freiheiten danken. Des Weiteren verdanke ich ihm, insbesondere in Kombination mit Herrn Marcus Werner, viele unterhaltsame Abende abseits des Büros. Danke!

Den Herren Fabian Rauber und Michael Gellert verdanke ich zahlreiche unterhaltsame Gespräche in unserem gemeinsamen Büro sowie eine stets beispielhafte und zuverlässige Zusammenarbeit in den gemeinsamen Projekten. Florian Sobek und Justus Weßling konnten mich während meiner Arbeit immer in Bereichen unterstützen, deren Bearbeitung mir alleine niemals geglückt wäre. Herr Christoph Schramm beeindruckt nicht nur durch seine äußerst gewissenhafte Arbeit, sondern auch durch sein feines Gespür für Zynismus. Diese Kombination war bei sowohl inhaltlicher als auch menschlicher Zusammenarbeit immer herzlichst willkommen.

Herr Dr.-Ing. Kai W. Beck nahm mich zu Beginn meiner Zeit im Unternehmen an die wissenschaftliche Hand und konnte durch sein weitreichendes Wissen meine Interessen und Arbeitsweisen schärfen. Ebenso möchte ich allen Studenten danken, die mich bei der Bearbeitung dieser Arbeit wertvoll unterstützten.

Vielen herzlichen Dank ebenso an die Herren Francesco Pulvirenti, Stefano Paltrinieri und Ruggero Cevolani der Ferrari S.p.A. für die stets exzellente Zusammenarbeit in den gemeinsamen Projekten sowie den daraus resultierenden wissenschaftlichen Veröffentlichungen.

Ganz besonders möchte ich mich bei meiner Familie bedanken. Sie haben es mir möglich gemacht, mit einer enormen Sicherheit im Rücken meinen Weg gehen zu dürfen. Meine Geschwister Sina und Sascha stehen immer bei Bedarf parat und unterstützen mich von vollem Herzen. Meine Eltern Anette und Werner haben mich die essentiellen Dinge im Leben gelehrt,

derer es bedarf, um ein glückliches Leben auch abseits der Arbeit führen zu können. Das durch sie Gelernte darf ich nicht zuletzt mit meiner Freundin Hanna erleben. Ihr gilt mein Dank für die Ablenkung, die Unterstützung und einfach für ihr wunderbares Dasein in allen Situationen.

Karlsruhe, im Juli 2018

Fabian Titus

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	iii
Abkürzungsverzeichnis	ix
Formelzeichen	xi
1 Einleitung	1
2 Methoden zur Visualisierung der innermotorischen Verbrennung	3
2.1 Lichtleitertechniken	3
2.1.1 Flammentomografie	5
2.1.2 Lichtleiterzündkerze	6
2.1.3 Einzellichtleiter	8
2.2 Bildgebende Techniken	9
2.2.1 Motoren mit Transparentkomponenten	9
2.2.2 Endoskopie am Verbrennungsmotor	12
2.2.3 Dreidimensionale Flammenendoskopie	13
3 Erweiterte dreidimensionale Flammenauswertung	17
3.1 Messtechnik	17
3.2 Rekonstruktion der Flamme im Brennraum	21
3.2.1 Implementierung der Brennraumgeometrie	21
3.2.2 Auswertung der planaren, monoendoskopischen Bildaufnahmen	22
3.2.3 Auswertung der Lichtleiterzündkerzenmessungen	26
3.2.4 Bestimmung der Lage des Flammenkerns zu Beginn der Verbrennung	31
3.2.5 Bestimmung der Ausbreitung der initialen Flamme	31
3.3 Simulation der Flammenausbreitung	38
3.3.1 Simulation der Einspritzung und Wandfilmbildung	38
3.3.2 Simulation der Verbrennung	41
3.4 Vergleich von Experiment und Simulation	42
4 Alternative Kaltstartstrategien bei Ottomotoren	45
4.1 Emissionen während des Kaltstarts	46
4.2 Antagonistische Verbrennung	49
5 Versuchsumgebung	53
5.1 Versuchsmotor	54
5.2 Prüfstand	55
5.3 Indizierung	55
5.4 Optische Messtechniken	56
5.5 Emissionsmessung	58

6	Resultate der antagonistischen Verbrennung	59
6.1	Stationäre Untersuchungen	59
6.1.1	Variation des Zündzeitpunkts.....	60
6.1.2	Variation der Ventilspreizungen	62
6.1.3	Variation der Frequenz.....	68
6.1.4	Emissionen der antagonistischen Verbrennung während der Katalysatorheizphase	70
6.1.5	Einfluss einer antagonistischen Verbrennung auf den Folgezyklus während der Katalysatorheizphase	72
6.2	Instationäre Untersuchungen	75
6.2.1	Variation der Katalysatorheizzeit und der Last	77
6.2.2	Variation der Motorstarttemperatur.....	81
6.2.3	Vergleich mit Magerkatalysatorheizern.....	83
6.2.4	Rußleuchten	86
6.2.5	Flammenausbreitung.....	92
7	Zusammenfassung und Ausblick.....	101
8	Literaturverzeichnis.....	105
	Veröffentlichungen	121

Abbildungsverzeichnis

Anzahl der Motorstarts in Abhängigkeit verschiedener CO ₂ -Reduktions-Technologien. [40]	2
Funktionsweise eines Lichtleiters. [82]	4
Anwendung der Flammentomografie in einem Gasmotor mit gasgespülter Vorkammer.....	6
Lichtleiterzündkerze mit 80 Kanälen (li.) sowie Intensitätsplot einer Vorentflammung über Grad Kurbelwinkel, Sonden 1-72 (re.). [146]	7
Anordnung der Lichtleitersonden in einer Ebene sowie die Lage der Ebenen (li.). Ergebnis des Versuchsaufbaus bei einer fremdgezündeten Flammenausbreitung (re.). [129].....	8
Ausbreitung einer Druckwelle als Folge einer klopfenden Verbrennung. [70]	10
Bestimmung des Flammenvolumens nach Aleiferis et al. [4]	11
Quasi 4D-Analyse der initialen Flamme nach Peterson et al. [97].....	11
Bestimmung eines Flammenradiusäquivalents nach Salazar et al. [109]	13
Planares Flammenbild (li.) und zugehörige, in den dreidimensionalen Raum übertragene Konturpunkte mit Sichtpyramide (re.). [56]	13
Flammenvolumenwachstum bei unterschiedlichen Strömungsbedingungen im Brennraum nach Han et al. [55]	14
Einfluss der Anzahl der verwendeten Kameras auf die Genauigkeit der Volumenschnittmethode nach Han et al. [55]	15
Bildaufnahmen und zugehörige Voxeldarstellung einer Vorentflammung nach Han et al. [54]	15
Zündorte bei frühem und spätem Einspritzzeitpunkt bei einem HCCI-Brennverfahren nach Han et al. [54]	16
Emissionsspektrum einer vorgemischten, ottomotorischen Verbrennung. [18]	18
Lichtleiterzündkerze mit sechs Kanälen, rechts sind die Beobachtungsvolumina der Sonden angedeutet.	19

Position des Endoskops im Brennraum (li.) sowie der Blick durch das Endoskop (re.)	20
Darstellung des Zylinderdachs aus Blickrichtung des Kolbens mit Höhenprofil bezogen auf die z_B -Achse mit Nulllage im Zylinderdeck. [85]	22
Endoskop-Koordinatensystem, dargestellt im Zylinderdach.	23
Rückstand des Fokuspunkts eines Endoskops.	24
Prinzip des Lochkammermodells. [65].....	24
Aufstellen des Sichtstrahls des Flammenschwerpunkts am Beispiel der Bildaufnahme zum Start der Verbrennung.	25
Beispiel der Spline-Auswertung der initialen Flamme anhand der Signale einer Lichtleiterzündkerze nach Bianco, der Vergleich zum Flammenbild erfolgte durch Ault et al. [7]	27
Beispielhafter normierter Intensitätsverlauf eines Sondensignals einer Lichtleiterzündkerze unter Vollastbedingungen. Markiert sind Merkmale der automatisierten Auswertung.	28
Resultat der Lichtleiterzündkerzenauswertung im Koordinatensystem der Lichtleiterzündkerze.....	30
Vorgehen zur Bestimmung der Ausbreitung der initialen Flamme.	32
Tangenten an eine sich radial um SOC_{xyz} ausbreitende Flamme.....	32
3D-Flammenkonturpunkte im Brennraum-Koordinatensystem, b) und d) zeigen die Korrektur durch die Brennraumrestriktion.	33
Interpolation der Flammenhülle über erweiterten Wertebereich.....	34
Punkte der Interpolation sowie zugehörige konvexe Flammenhülle.	35
Bereiche der Flammenrekonstruktion, die aufgrund von Okklusion nicht einsehbar sind.	36
Erklärung der großskaligen Geschwindigkeiten in einer Flammenfront nach Peterson et al. [97].	37
Beispiel der Geschwindigkeitsdarstellung einer Flammenausbreitung.	37
Rechengitter für die CFD-Simulation. [135]	38

Vergleich der Einspritzstrahlgeometrie aus Durchlichtmessungen an der Druckkammer (li.) und der Simulationsergebnisse (re.) aus Seiten- (oben) und Frontansicht (unten). [135]	39
Experimentell und simulativ gewonnene Information der Sprayeindringtiefe L_s , normiert dargestellt. [135].....	40
Ergebnisse der CFD-Simulation (li.) und experimentelle Aufnahmen des Rußeigenleuchtens (re.). [135]	41
Vergleich der Ergebnisse der Rekonstruktion der Flamme basierend auf experimentellen Messungen, gemittelt über 200 Einzelzyklen, mit der Summe der Anteile der Spezies OH, O sowie H, bestimmt mit der CFD-Simulation.	43
Kumulierte organische Partikelemissionen je gefahrener Meile im FTP-75 Kalt- und Warm-Zyklus für verschiedene Ottomotorkonzepte nach Chan et al. [24]	46
Kumulierte Partikelemissionen nach Kaltstart verschiedener Motorkonzepte bei ca. -8°C , gemittelt über mehrere Fahrzeuge nach Badshah et al. [8].....	47
HC- und CO-Emissionen während des Kaltstarts eines Ottomotors mit und ohne Vorheizung der Verbrennungsluft. [91]	48
Einfluss des Zylinderdruckverlaufs auf die Oberflächentemperatur im Zylinderkopf während des Kaltstarts eines Ottomotors. [133].....	50
Schematischer Messstellenplan. [133].....	53
Modifizierter Zündungspfad. [133].....	55
Messtechniksetup zur Flammvisualisierung. [133]	57
Sichtbereich der optischen Aufnahmen. Das Gitter auf Höhe des Zylinderdecks besitzt eine Netzgröße von $10 \times 10 \text{ mm}^2$. [133].....	57
Verhalten der Verbrennung bei erweitertem Zündhaken bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1$, VSE = 120°KWnLWOT , VSA = 90°KWvLWOT und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25^\circ\text{C}$	60
Motorverhalten bei erweitertem Zündhaken bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1$, VSE = 120°KWnLWOT , VSA = 90°KWvLWOT und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25^\circ\text{C}$	61
Charakterisierung des Abgasverhaltens vor Katalysatoreintritt bei erweitertem Zündhaken bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1$, VSE = 120°KWnLWOT , VSA = 90°KWvLWOT und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25^\circ\text{C}$	62

Verhalten der Verbrennung bei Variation der Einlasspreizung bei VSA = 90 °KWvLWOT, $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1$ und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ °C}$	63
Motorverhalten bei Variation der Einlasspreizung bei VSA = 90 °KWvLWOT, $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1$ und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ °C}$	64
Charakterisierung des Abgasverhaltens vor Katalysatoreintritt bei Variation der Einlasspreizung bei VSA = 90 °KWvLWOT, $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1$ und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ °C}$	65
Verhalten der Verbrennung bei Variation der Auslasspreizung bei VSE = 120 °KWnLWOT, $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1$ und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ °C}$	66
Motorverhalten bei Variation der Auslasspreizung bei VSE = 120 °KWnLWOT, $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1$ und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ °C}$	66
Charakterisierung des Abgasverhaltens vor Katalysatoreintritt bei Variation der Auslasspreizung bei VSE = 120 °KWnLWOT, $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1$ und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ °C}$	67
Verhalten der Verbrennung bei Variation der Frequenz der antagonistischen Verbrennung bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi},0} = 2,0 \text{ bar}$, $\lambda = 1$, VSE = 120 °KWnLWOT, VSA = 90 °KWnLWOT und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ °C}$. [133]	68
Motorverhalten bei Variation der Frequenz der antagonistischen Verbrennung bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi},0} = 2,0 \text{ bar}$, $\lambda = 1$, VSE = 120 °KWnLWOT, VSA = 90 °KWnLWOT und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ °C}$	69
Charakterisierung des Abgasverhaltens vor Katalysatoreintritt bei Variation der Frequenz der antagonistischen Verbrennung bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi},0} = 2,0 \text{ bar}$, $\lambda = 1$, VSE = 120 °KWnLWOT, VSA = 90 °KWnLWOT und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ °C}$. [133]	69
Schnelle Messung der $\text{HC}_{\text{Cl},\text{f}}$ -Emissionen einer antagonistischen Verbrennung bei unterschiedlichen Frequenzen der antagonistischen Verbrennung.	70
Partikelgrößenverteilung während des Katalysatorheizbetriebs mit antagonistischen Verbrennungsanteilen mit einer Frequenz $v_{\text{AV}} = 1/81$. [133]	71
Luft-Kraftstoff-Verhältnis λ während des Katalysatorheizbetriebs mit antagonistischen Verbrennungsanteilen mit einer Frequenz $v_{\text{AV}} = 1/81$. [133]	72
Zylinderdruckverlauf einer antagonistischen Verbrennung und der sich anschließenden Arbeitszyklen während des Katalysatorheizbetriebs bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi},0} = 2,0 \text{ bar}$, $v_{\text{AV}} = 1/9$, $\lambda = 1$, VSE = 120 °KWnLWOT, VSA = 90 °KWnLWOT und kaltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ °C}$	73

Ausschnitt des Zylinderdruckverlaufs der sich an eine antagonistische Verbrennung anschließenden Arbeitszyklen während des Katalysatorheizbetriebs bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi,0} = 2,0 \text{ bar}$, $v_{AV} = 1/9$, $\lambda = 1$, $VSE = 120 \text{ °KWnLWOT}$, $VSA = 90 \text{ °KWnLWOT}$ und kaltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ °C}$.	74
Druckverlauf nach Auslassventil nach einer antagonistischen Verbrennung und der sich anschließenden Arbeitszyklen während des Katalysatorheizbetriebs bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi,0} = 2,0 \text{ bar}$, $v_{AV} = 1/9$, $\lambda = 1$, $VSE = 120 \text{ °KWnLWOT}$, $VSA = 90 \text{ °KWnLWOT}$ und kaltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ °C}$.	75
Vorgehen bei Untersuchungen aus dem Motorstillstand. Nach dem Motorstart erfolgt eine Phase des Katalysatorheizens mit anschließendem Lastsprung. [133]	76
Partikelemissionen während eines $t_{KH} = 15 \text{ s}$ Katalysatorheizvorgangs mit und ohne antagonistischer Verbrennung mit anschließendem Lastsprung auf $Md_{\text{Last}} = 215 \text{ Nm}$ bei $T_{\text{Motor}} = 25 \text{ °C}$ Starttemperatur.	77
Vergleich der Resultate des Katalysatorheizbetriebs mit und ohne antagonistischen Verbrennungsanteilen bei unterschiedlich langen Betriebszeiten.	78
Differenzkennfelder der Kohlenwasserstoffemissionen vor und nach Katalysator zwischen dem Katalysatorheizbetrieb mit $v_{AV} = 1/9$ und ohne antagonistischer Verbrennung mit anschließendem Lastsprung.	79
Differenzkennfeld der Partikelemissionen und Stickoxide nach Katalysator des Manövers Katalysatorheizen mit anschließendem Lastsprung.	80
Differenzkennfeld der Partikelemissionen verschiedener Größenbereiche vor Katalysator.	81
Integrale Partikelemissionen nach $t_{KH} = 15 \text{ s}$ und anschließendem Sprung auf 30 Sekunden Last bei unterschiedlicher Motortemperatur während des Motorstarts im regulären Katalysatorheizbetrieb	82
Differenzkennfeld der Kohlenwasserstoffemissionen vor und nach Katalysator.	83
Katalysatorheizen mit $v_{AV} = 1/9$ und ohne Anteile antagonistischer Verbrennungen sowie Magerkatalysatorheizen. Dargestellt sind die Resultate von $t_{KH} = 15 \text{ s}$ Katalysatorheizbetrieb. [133]	84
Katalysatorheizen $t_{KH} = 15 \text{ s}$ mit anschließendem Lastsprung auf $Md_{\text{Last}} \approx 215 \text{ Nm}$ für $t_{\text{Last}} = 30 \text{ s}$ mit und ohne antagonistischen Verbrennungen während des Katalysatorheizbetriebs sowie Magerkatalysatorheizen.	85

Aufnahmen des Rußeigenleuchtens im Katalysatorheizbetrieb während der Expansion einer antagonistischen Verbrennung (li.), des ersten Zyklus nach der antagonistischen Verbrennung (m.) sowie des zweiten Zyklus (re.). [133].....	87
Aufnahmen des Rußeigenleuchtens während einer Verbrennung $t = 0,54$ s nach einem Lastsprung auf $Md_{Last} \approx 215$ Nm.....	88
Aufnahmen des Rußeigenleuchtens während einer Verbrennung ca. $t = 13,15$ s nach einem Lastsprung auf $Md_{Last} \approx 215$ Nm.....	89
Kumulierte Intensität über das gesamte Bild der Aufnahmen des Rußeigenleuchtens nach einem Lastsprung auf $Md_{Last} \approx 215$ Nm.....	90
Zeitlicher Verlauf der Integrale der kumulierten Intensität der Aufnahmen des Rußeigenleuchtens für verschiedene Zeitbereiche der Verbrennung nach einem Lastsprung auf $Md_{Last} \approx 215$ Nm.....	91
Vergleich der Partikelemissionen und der Intensität des Rußeigenleuchtens im Zeitraum der Kameraaufnahmen nach einem Lastsprung auf $Md_{Last} \approx 215$ Nm.....	92
Konturplot der Flammenausbreitung bei antagonistischer Verbrennung sowie die zugehörige Auswertung der Lichtleiterzündkerzensignale.....	93
Konturplot der Flammenausbreitung bei Verbrennung während des Katalysatorheizbetriebs sowie die zugehörige Auswertung der Lichtleiterzündkerzensignale.....	94
Vergleich der rekonstruierten Flammenausbreitung bei antagonistischer Verbrennung (li.) und bei Verbrennung während des regulären Katalysatorheizbetriebs (re.). [133].....	95
Geschwindigkeit s_f der Flammenfront bei antagonistischer Verbrennung zu zwei verschiedenen Zeitpunkten während der Verbrennung.....	97
Geschwindigkeit s_f der Flammenfront bei Verbrennung im regulären Katalysatorheizbetrieb zu zwei verschiedenen Zeitpunkten während der Verbrennung.....	98
Darstellung des Flammenvolumens, des Flammenvolumens in Bezug auf das Brennraumvolumen, des Heizverlaufs und des Summenheizverlaufs für die antagonistische Verbrennung (li.) und die Verbrennung beim regulären Katalysatorheizbetrieb (re.).....	99
Vergleich zwischen dem Quotienten Flammenvolumen zu Brennraumvolumen für die antagonistische Verbrennung, eine reguläre Verbrennung im Katalysatorheizbetrieb sowie eine reguläre Verbrennung nach Beretta et al. [14].....	100

Abkürzungsverzeichnis

Kürzel	Beschreibung
A3DFE	Advanced 3D Flame Evaluation
ALK	Ansaugluftkonditionierung
AMA	Abgasmessanlage
APC	AVL Particle Counter
AV	Antagonistische Verbrennung
BDE	Benzindirekteinspritzung
BV	Brennraumvolumen
CAD	Crank Angle Degree (s. KW)
CCD	Charge-Coupled Device
CFD	Computational Fluid Dynamics
CLD/CLA	Chemieluminiszenzdetektor / -analysator
CMD	Count Median Diameter, Median der Partikelgrößen
CMOS	Complementary Metal-Oxide-Semiconductor
CO	Kohlenstoffmonoxid
COV	Kovarianz
DCMC	Discrete/Continuous Multi-Component
DPF	Diesel Particulate Filter
ECFM-3Z	Extended Coherent Flame Model - 3 Zones
FID/FIA	Flammen Ionisationsdetektor / -analysator
FSD	Flame Surface Density
FV	Flammenvolumen
HC	Kohlenwasserstoffe
HCCI	Homogeneous-Charge Compression-Ignition
KH	Katalysatorheizbetrieb
KW	Kurbelwinkel
LIF	Laser Induzierte Fluoreszenz
LLZK	Lichtleiterzündkerze
$m_{p,s}, n_{p,s}$	Winkelsegmente für die Interpolation im Polarkoordinatensystem
NDIR	Nicht-dispersiver Infrarotdetektor
NEFZ	Neuer europäischer Fahrzyklus

NIST	National Institute of Standards and Technology
nLWOT	nach oberem Totpunkt des Ladungswechsels
NO _x	Stickoxide
nZOT	nach oberem Totpunkt zum Zündzeitpunkt
OH	Hydroxyl-Radikal
OPF	Ottopartikelfilter
OT	Oberer Totpunkt
PEMS	Portable Emissions Measurement System
PIV	Particle Image Velocimetry
PN	Particle Number
RANS	Reynold-Averaged-Navier-Stoker
RDE	Real Driving Emissions
RNG	Renormierungsgruppen
SNR	Signal Noise Ratio
SOC _t	Start of Combustion, zeitlich
SOC _{xyz}	Start of Combustion, örtlich
SRE	Saugrohreinspritzung
STL	Stereolitographie
VA	Ventil Auslass
VE	Ventil Einlass
vLWOT	vor oberem Totpunkt des Ladungswechsels
VSA	Ventilspreizung Auslass
VSE	Ventilspreizung Einlass
vZOT	vor oberem Totpunkt zum Zündzeitpunkt
WLTP	Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure
x _B , y _B , z _B	Koordinatenachsen des Brennraum-Koordinatensystems
x _E , y _E , z _E	Koordinatenachsen des Endoskop-Koordinatensystems
x _Z , y _Z , z _Z	Koordinatenachsen des Zündkerzen-Koordinatensystems
ZZP	Zündzeitpunkt
α _p , β _p , r _p	Winkel und Radius im Polarkoordinatensystem

Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
AQ_{05-90}	°KW	Brenndauer zwischen 5 % und 90 % Massenumsatz
AQ_{50}	°KWnZOT	50 % Massenumsatz nach schneller Heizverlaufsrechnung
B_Z	-	Flächenschwerpunkt der Lichtleiterzündkerzenauswertung
$D_{Ex;Ey;Ez}$	-	Drehmatrizen zum Transformieren vom Endoskop-Koordinatensystem ins Brennraum-Koordinatensystem
F_{actker}	-	Korrekturparameter
f_Z	-	Richtungsvektor des Flammenkernschwerpunkts der Lichtleiterzündkerzenauswertung
K_F	-	Koordinaten eines unkorrigierten Flammenkonturpunkts im Brennraumkoordinatensystem
K'_F	-	Koordinaten eines korrigierten Flammenkonturpunkts im Brennraumkoordinatensystem
Md	Nm	Drehmoment
$m_{p,S}, n_{p,S}$	-	Winkelsegmente für die Interpolation im Polarkoordinatensystem
n_i	-	Brechungsindex des Mediums i
P_F	-	Ortsvektor fiktiver Punkt zur Erstellung der Sichtstrahlen
p_{mi}	bar	Indizierter Mitteldruck
px_{max}	px	Maximaler Abstand Bildzentrum zu Bildrand
$px_{xE,yE}$	px	Pixelabstand des zu transformierenden Punkts zu Bildzentrum
Q	-	Summenbrennverlauf
R_F	m	Radiale Flammenausdehnung
r_F	-	Vektor der radialen Flammenausbreitung
R_k	m	Initialer Flammenkernradius
R_{klimit}	m	Korrekturparameter
R_S	m	Teilkreisdurchmesser der LLZK-Sonden
s_E	-	Richtungsvektor des Sichtstrahls des Endoskops

s_F	$m s^{-1}$	Absolute Flammengeschwindigkeit
s_L	$m s^{-1}$	Laminare Flammengeschwindigkeit
s_T	$m s^{-1}$	Turbulente Flammengeschwindigkeit
T_b	K	Temperatur im Verbrannten
T_E	-	Translatorische Verschiebung Endoskop-Koordinatensystem bzgl. Brennraum-Koordinatensystem, Fokuspunkt des Endoskops
$t_{LL,i}$	°KWnZOT	Ankunft Flamme an LLZK-Sonde i
T_u	K	Temperatur im Unverbrannten
t_{ZZP}	°KWnZOT	Zündzeitpunkt
w_{Endo}	°	Sichtwinkel Endoskop
z_F	m	Abstand entlang z_E -Achse zwischen fiktiver Objekt-ebene zur Brennebene
δ_L	m	Laminare Flammendicke
δ_T	m	Turbulente Flammendicke
Δt_{LLZK}	°KW	Durchschnittliche Zeit zwischen $t_{LL,i}$ und t_{ZZP}
θ	-	Grenzwinkel der Totalreflektion
$\lambda, \mu, \varepsilon$	-	Skalare in Geradengleichungen
v_{AV}	-	Anteil antagonistischer Verbrennungen

1 Einleitung

Durch die Neugestaltung der Abgaszertifizierung von leichten Kraftfahrzeugen mit Verbrennungsmotoren ergeben sich für deren Entwickler neue Herausforderungen. Neben dem mit Euro 6c in 2017 neu eingeführten Zertifizierungstestzyklus WLTP (Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure) muss die Einhaltung der Emissionen auch im Realbetrieb des Fahrzeugs auf der Straße sichergestellt werden. Das erfordert, dass der Motor auch bei hohen Lasten und dies bereits während des Kaltstarts niedrigste Emissionswerte erzielt. Hinzu kommen erweiterte Randbedingungen in Bezug auf die Umgebungstemperaturen, bei denen eine Überprüfung der Emissionen nach dem RDE-Verfahren durchgeführt werden kann. Insbesondere kalte Brennraumtemperaturen wirken sich maßgeblich auf die Entstehung von u.a. Kohlenwasserstoff- und Partikelemissionen aus. Es gilt daher einen Ansatzpunkt zu finden, um die Auswirkung der Brennraumtemperatur während eines Testzyklus oder der Überprüfung auf der Straße zu reduzieren.

Der Großteil der neu zugelassenen Kraftfahrzeuge mit Ottomotoren in Europa ist mit Benzindirekteinspritzung ausgestattet. Seit langem hat dieses Brennverfahren den Übertrag aus der Forschung in den Serienmotor vollzogen und befindet sich in einem weit entwickelten Zustand. Es gilt nun also nicht mehr, das Brennverfahren in seinen Grundzügen zu erforschen, sondern es in einem Serienmotor zu optimieren. Hierzu sind die nötigen Werkzeuge bereitzustellen. Optische Messtechnik ist ein zentrales Werkzeug, das den visuell denkenden Mensch unterstützen kann. Jedoch ist optische Messtechnik und insbesondere die bildgebende Messtechnik an den schwer zugänglichen Serienmotoren nur bedingt einsetzbar. Um die Eigenschaften des Motors nicht zu sehr zu verfälschen, wird oft auf endoskopische Untersuchungen zurückgegriffen. Neben den endoskopischen Messverfahren bieten sich aufgrund ihrer geringen Baugröße Lichtleiter an, um punktuell optische Informationen aus dem Brennraum eines Serienmotors zu gewinnen und so Aussagen über die Flammenausbreitung zu treffen. Eine Übersicht von möglichen Messverfahren und deren Auswertungsmethoden ist in Abschnitt 2 dieser Arbeit - Methoden zur Visualisierung der innermotorischen Verbrennung - gegeben.

Die Informationen über die Flammenausbreitung, die aus planaren Aufnahmen mittels Endoskopen gewonnen werden können, sind in einem ersten Schritt nur qualitativ. Um insbesondere die immer stärker aufkommende Simulation der Verbrennung messtechnisch zu validieren, sind qualitative Aussagen nur bedingt hilfreich. Es stellt sich die Frage, wie ein Maximum an Informationen, auch quantitativ, aus einer solchen Aufnahme generiert werden kann. Es wird daher ein Ansatz vorgestellt, mit dessen Hilfe es möglich ist, die Flammenausbreitung im Verlauf eines Arbeitsspiels anhand von endoskopischen Aufnahmen dreidimensional zu rekonstruieren. Dies ermöglicht eine quantitative Aussage über das Flammenvolumen und die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flammenfront. Das Vorgehen wird in Abschnitt 3 - Erweiterte dreidimensionale Flammenauswertung - vorgestellt und den Ergebnissen der Simulation einer Verbrennung in der hohen Last gegenübergestellt.

Ein wesentlich anderes Flammenausbreitungsverhalten und andere Mechanismen der Emissionentstehung ergeben sich für Motoren während des Kaltstarts und bei kalten Brennraumwänden. Für den Verbrennungsmotor als Teil des Antriebskonzepts von leichten Kraftfahrzeugen ergeben sich vermehrt Situationen, in denen die Brennraumwände auch während des Fahrzeugbetriebs auskühlen. Darunter fallen unter anderem die verbrauchssenkenden Maßnahmen des Start-Stop-Betriebs, des erweiterten Start-Stop-Betriebs bei sich bewegendem Fahrzeug (Segeln) sowie die Nutzung einer zweiten Antriebsquelle, wie es in einem Hybridfahrzeug der Fall ist. Abbildung 1.1 zeigt die starke Zunahme an Motorstarts in Abhängigkeit der Technologien. Mit jedem Motorstart ist das Szenario abgekühlter Brennraumwände einhergehend.

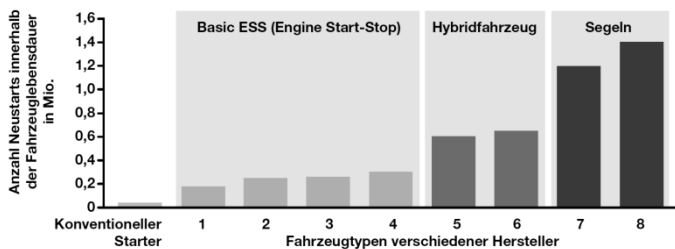


Abbildung 1.1: Anzahl der Motorstarts in Abhängigkeit verschiedener CO₂-Reduktions-Technologien. [40]

In Abschnitt 4 - Alternative Kaltstartstrategien bei Ottomotor - wird daher eine Betriebsstrategie vorgestellt, die gezielt auf die Brennraumerwärmung während des Kaltstarts eingeht. Die vorgestellte Strategie der „antagonistischen Verbrennung“ wurde an einem Serienottomotor mit Direkteinspritzung während des Katalysatorheizbetriebs untersucht. Sie wird mit zwei Betriebsstrategien nach dem Stand der aktuellen Technik verglichen. Da die Brennraumwandtemperatur auf die Entstehung von Emissionen Einfluss nimmt, werden die Untersuchungen bei unterschiedlichen Motorstarttemperaturen durchgeführt. Neben der Auswirkung auf die Emissionen wird auch das Flammenausbreitungsverhalten mit der vorgestellten erweiterten Flammenauswertung untersucht. Die gewonnenen Erkenntnisse sind in Abschnitt 6 - Resultate der antagonistischen Verbrennung - zusammengefasst.

2 Methoden zur Visualisierung der innermotorischen Verbrennung

Der Wunsch, eine Verbrennung in einem Motor zu visualisieren, kam nach Spicher et al. [123] bereits in den Anfängen der Motorenentwicklung auf. So soll bereits um 1860 der belgische Erfinder und Motorenentwickler Jean-Joseph Étienne Lenoir diese Idee in Umlauf gebracht haben. Es dauerte jedoch bis nach seinem Tod, bis Otto Mader 1925 in einer Veröffentlichung [86] die ersten Bildaufnahmen einer innermotorischen Verbrennung und den zugehörigen Versuchsaufbau präsentierte. Bereits früh konnten mit mechanisch angetriebenen Filmtrommeln sehr hohe Bildaufnahmezeiten erreicht werden. 1948 stellte Theodore Male eine auf Schlierenmesstechnik basierende Arbeit über Verbrennungs- und Klopfphänomene vor. Dabei präsentierte er Aufnahmen, die mit einer Bildrate von 500.000 Bildern pro Sekunde erstellt wurden [88]. Mittlerweile sind die Filmtrommeln in der breiten Anwendung digitaler Kameras gewichen, die zumeist mit CCD- oder CMOS-Kamerachips ausgestattet sind.

Neben den Filmaufnahmen wurden auch weitere auf Lichtemissionen basierende Verfahren entwickelt, um das Verhalten der Flamme während einer Verbrennung örtlich und zeitlich zu beschreiben, wie beispielsweise die Lichtleitertechnik. Im Folgenden sollen Verfahren vorgestellt werden, die sich in erster Linie dadurch kennzeichnen, dass sie bestrebt sind, eine qualitative oder quantitative geometrische Information über den Verbrennungsprozess zu generieren. Diese Verfahren basieren auf der Flammeneigenstrahlung mit dem Fokus auf der Chemielumineszenz.

2.1 Lichtleitertechniken

Lichtleiter sind ein flexibles und sehr kompaktes Übertragungsmedium für elektromagnetische Strahlung. Je nach Ausführung können sie Strahlung vom ultravioletten bis hin zum infraroten Bereich des Spektrums übertragen, was die Strahlung von einer perfekt vorgemischten otto-motorischen Verbrennung bis hin zu einer diffusiven, rußenden Verbrennung abdeckt. Rein von ihrem kompakten Aufbau her eignen sie sich sehr gut für den Einsatz an schwer zugänglichen Bauteilgeometrien, wie es für den Zugang zum Brennraum eines Verbrennungsmotors erforderlich ist. Die Lichtleitertechnik hat viele Anwendungen; die Messung der Kraftstoffkonzentration mittels Infrarotabsorption [15, 58, 71], die Bestimmung der Dicke des Ölfilms an der Zylinderwand oder der Kraftstoffanlagerungen im Saugrohr [43, 141] sowie die Bauteiltemperaturmessung basierend auf Pyrometrie [22, 94, 143] seien an dieser Stelle als kurzer Exkurs erwähnt.

Das theoretische Funktionsprinzip einer Lichtleiterfaser ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Die Faser besteht aus zwei wesentlichen Komponenten, die die Übertragung von elektromagnetischer Strahlung ermöglichen. Diese sind der optisch dichtere Faserkern mit dem Brechungsindex n_1 sowie der optisch dünnere Fasermantel mit dem Brechungsindex n_2 . Strahlung kann an dem Übergang von zwei Materialien unterschiedlicher optischer Dichte gebrochen oder reflektiert werden. Die jeweiligen Anteile gebrochener und reflektierter Strahlung sind abhängig von den Brechungsindizes der beteiligten Materialien sowie vom Einfallswinkel der Strahlung auf den Materialübergang. Ab einem Grenzwinkel θ wird das Licht vollständig an der Grenzfläche des Materialübergangs reflektiert, es kommt zur Totalreflexion. Die in den Lichtleiter einfallende Strahlung mit einem Winkel kleiner als dem Grenzwinkel gegenüber dem Lot der Eintrittsfläche wird im Lichtleiter durch Totalreflektion vom Eintritt bis zum Austritt geleitet. [82]

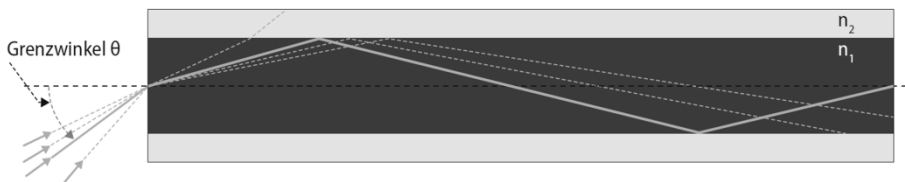


Abbildung 2.1: Funktionsweise eines Lichtleiters. [82]

Zur Bewertung der Flammenausbreitung werden ebenfalls Lichtleiter eingesetzt. Die Art der Applikation sowie die möglichen Aussagen über die Flammenausbreitung werden durch die Implementierung restringiert. Es besteht ein Zusammenhang zwischen dem Aufwand, den man bei der Applikation der Lichtleiter erbringen muss und dem möglichen Informationsgewinn. Eine schnell zu implementierende Technik stellt die Lichtleiterzündkerze (LLZK) dar; der Wissensertrag bezüglich der Flammenausbreitung beschränkt sich auf Aussagen über den initialen Flammenkern. Steigend in der Komplexität und Aussagefähigkeit sind die Applikation von Lichtleitern in der Zylinderkopfdichtung bis hin zu Einzelsonden im Brennraumdach, in der Zylinderlaufbahn und im Kolben.

Lichtleitermesstechnik zur Bewertung der Flammenausbreitung findet bereits früh in der jüngeren Geschichte der Flammvisualisierung Anwendung. Zur Detektion der mittels der Lichtleiter transportierten Lichtemission werden je nach Anwendung und somit variierendem Emissionsspektrum Fotomultiplier oder Fotodioden eingesetzt. Ihr großer Vorteil, der mit der Weiterentwicklung von digitalen Kameras abnimmt, ist die hohe Sensitivität sowie die schnelle Ansprechzeit. Dies ermöglicht, eine Vielzahl aufeinanderfolgender Arbeitszyklen zeitlich hochaufgelöst aufzuzeichnen. Aus diesen Gründen findet sich die Lichtleitermesstechnik häufig im Zusammenhang mit klopfender Verbrennung, bei der eine schnelle Ansprechzeit der Technik gefordert ist, sowie bei der Analyse zyklischer Schwankungen, bei der es erforderlich ist, eine Vielzahl von Arbeitszyklen aufzuzeichnen.

2.1.1 Flammentomografie

Ein Ansatz, um den Brennraum in einem Serienmotor nur wenig zu beeinflussen und dennoch eine räumliche Auflösung der Flammenausbreitung wiedergeben zu können, wurde von Philipp et al. [99] vorgestellt. Das Prinzip beruht auf einer Vielzahl von Lichtleitern, die in die Zylinderkopfdichtung eines Motors eingebracht werden. Die Lichtleiter werden parallel zum Flammendeck verbaut und in Gruppen von bis zu fünf Stück hinter Mikrolinsen positioniert, um der großen Apertur der Lichtleiter entgegen zu wirken und eine optisch scharf abgegrenzte Beobachtungsebene aufzuspannen. Die Beobachtungsebene weist in Abhängigkeit der Linsen und der Größe des Brennraums eine Unschärfe von ca. 4 mm in orthogonaler Richtung zur Zylinderkopfdichtung auf. Die Messauflösung innerhalb der beobachteten Ebene ist ebenfalls abhängig von der Größe des Brennraums und der Anzahl der eingebrachten Lichtleiter. So lässt sich beispielsweise bei 96 Lichtleitern und einer Zylinderbohrung von 82,5 mm eine Gitterauflösung von $7,2 \times 7,2 \text{ mm}^2$ erreichen. Die Auswertung der gemessenen Strahlungsintensitäten entlang der Sichtstrahlen der einzelnen Lichtleiter erfolgt nach dem Prinzip der tomografischen Bildrekonstruktion, bei der die Flammenstrahlung selbst als Strahlungsquelle fungiert. Somit lässt sich die Flammenausbreitung innerhalb des Brennraums rekonstruieren.

Eine Übersicht über den Aufbau und die Verteilung der Sonden in der Zylinderkopfdichtung zeigt Abbildung 2.2. Desweiteren sind in der Abbildung jene Diagramme zu sehen, die nach tomografischen Berechnungen zu erhalten sind und die in der Brennverfahrensentwicklung herangezogen werden.

Durch die weitreichende Abdeckung des Brennraums mit Sondeninformationen lassen sich auch zu einem späten Zeitpunkt der Verbrennung Zündherde lokalisieren, aus denen eine Detonation hervorgehen kann, wie man sie bei klopfenden Verbrennungen beobachtet. Des Weiteren werden Fotomultipliermodule zur Detektion der Strahlungsintensitäten eingesetzt. Fotomultiplier weisen sehr kurze Detektionszeiten auf. Die von einer Detonation ausgehenden Druckwellen weisen eine wesentlich höhere Geschwindigkeit auf, als die Flammenfront bei einer Deflagration. Die druckwelleninduzierten Änderungen der Strahlungsintensität sind im oszillierenden Signal der Lichtleitersonden wiederzufinden. Somit lassen sich durch die Anfangsreaktionen und die folgende Ausbreitungsrichtung die Klopfherde ausmachen. [99]

Das System wurde in der Vergangenheit aufgrund seiner guten Adaptionmöglichkeiten an Motoren verschiedenster Bauformen eingesetzt, mitunter an Motoren aus dem Automobilsektor [21, 114] oder auch an Großgasmotoren [76, 145].

Zu bedenken bleibt, dass die Flammentomografie beruhend auf Sensorik in der Zylinderkopfdichtung eine quasi-planare Methode ist. Insbesondere bei Brennraumformen mit ausgeprägter Dachform fehlen Informationen über die Flammenausbreitung zu Zeitpunkten, zu denen der Flammenkern noch nicht weit genug entwickelt ist, um bis in das Flammendeck zu ragen. Der zeitlichen und örtlichen Entwicklung des Flammenkerns wird in der Literatur jedoch ein wesentlicher Einfluss auf die sich anschließende Verbrennung zugesprochen. [80]

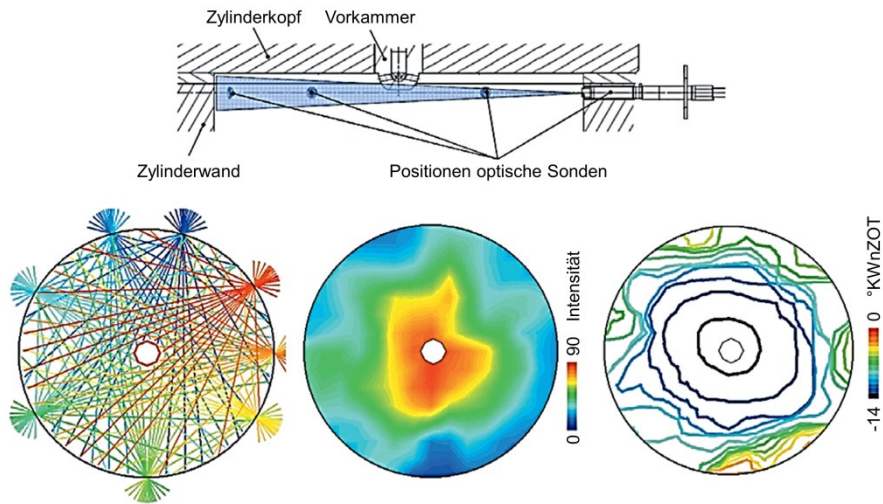


Abbildung 2.2: Anwendung der Flammentomografie in einem Gasmotor mit gasespülter Vorkammer. Oben: Einbausituation der optischen Sonden exemplarisch am Querschnitt einer einzelnen Sonde. Unten-links: Sichtstrahlen der Sonden. Unten-Mitte: Tomogramm zu einem Einzelmoment der Verbrennung. Unten-rechts: Konturendarstellung der Verbrennung zu verschiedenen Zeitpunkten einer Verbrennung. [145]

2.1.2 Lichtleiterzündkerze

Eine Zündkerze mit Lichtleitern auszustatten stellt eine gute Möglichkeit dar, ohne beeinträchtigende Veränderung des Brennraums optische Analysen der Verbrennung durchzuführen. Die Lichtleiter werden im Material der Zündkerze parallel zum Gewinde eingebracht und gegen Brennraumdruck und -temperatur durch transparente Gläser oder Keramiken geschützt; zumeist werden zylindrische Quarzglas- oder Saphirstäbchen verwendet. Durch die Abmaße eines plangeschliffenen Glases bzw. einer Keramik lässt sich ein Blendeneffekt erzielen, um den Gesichtsfeldwinkel der einzelnen Sonden zu beeinflussen. Alternativ werden auch hier Linsenschliffe für ein erweitertes Beobachtungsvolumen verwendet. Je nach Anwendung variiert die Anzahl der Sonden. Außerdem wird die Sondenkonstruktion dem Ziel der Untersuchung angepasst, wobei die Blickrichtung der Sonden eine zentrale Rolle spielt.

In einer einfachen und oft angewendeten Ausführung für die Bestimmung des initialen Flammkernverhaltens verfügt die modifizierte Zündkerze über sechs bis zwölf Sonden, die in Axialrichtung der Zündkerze auf einem Teilkreis angeordnet sind. Die Auswertung erfolgt in unterschiedlicher Komplexität von linearer Interpolation [132] bis hin zu elliptischen [74], komplexeren [137, 142] oder splineförmigen [7, 17] Approximationen beziehungsweise Interpolationen. Eine splineförmige Interpolation des Flammkerns findet in dieser Arbeit Anwendung und wird in Abschnitt 3.2.3 näher beschrieben. Neben der Beschreibung von Form, Größe

und Lage des Flammenkerns lässt sich mithilfe eines solchen Aufbaus auch die Richtung von Klopforten bestimmen [104, 124, 137].

Einen komplexeren Aufbau zeigt ein System der Firma AVL List GmbH mit 80 einzelnen Kanälen in einer Zündkerze, wie er von Winklhofer et al. in [147] beschrieben wird, siehe Abbildung 2.3. Die Vielzahl der Kanäle wird durch das Einschleifen von Mikrolinsen in die brennraumabdichtenden transparenten Körper erzielt. Ein Großteil der Sonden (72) weist eine Blickrichtung in radialer Richtung auf. Dadurch lassen sich Strahlung emittierende Reaktionen fern der Zündkerze vor der eigentlichen Zündung detektieren. Insbesondere bei einer Vorentflammung können so Zeitpunkt und Ursprungsrichtung der Vorentflammung zeitlich hochaufgelöst bestimmt werden. Für die Detektion von Vorentflammungen mithilfe einer Lichtleiterzündkerze und einer bildgebenden Messtechnik sei zusätzlich auf Spicher et al. [127] verwiesen.

Eine weitere Anwendung ist die Flammenspektroskopie mittels einer einzelnen Sonde, eingebracht in die Zündkerze [69]. Mithilfe der Analyse der Intensität einzelner Wellenlängenbereiche wird unter anderem auf die Gemischzusammensetzung im Observationsvolumen rückgeschlossen.

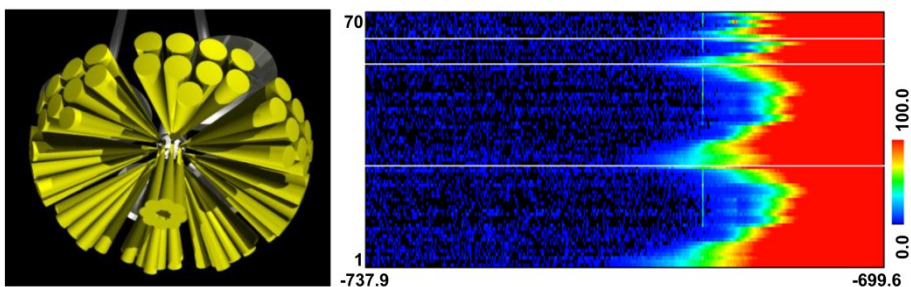


Abbildung 2.3: Lichtleiterzündkerze mit 80 Kanälen (li.) sowie Intensitätsplot einer Vorentflammung über Grad Kurbelwinkel, Sonden 1-72 (re.). [146]

Die Lichtleiterzündkerze ist ein Instrument, das ohne Modifikation des Versuchsträgers eingesetzt werden kann. Neben der Flammenausbreitung selbst lassen sich weitere Phänomene wie Klopfen, Vorentflammung, Flammenspektroskopie oder auch Rußeigenleuchten untersuchen. Aufgrund der Simplität des Instruments kommt die Lichtleiterzündkerze sowohl in Forschungsmotoren als auch in Serienmotoren zum Einsatz. Sie erweist sich als robust genug für Untersuchungen unter extremen Bedingungen (Klopfen und Vorentflammung) und als integrativ genug, um neben Anwendungen am Motorenprüfstand ebenso im Fahrzeug eingesetzt zu werden [90]. Bezogen auf die Flammenausbreitung weisen jedoch alle Lichtleiterzündkerzenaufbauten die Schwäche auf, dass sie nur den initialen Flammenkern bewerten können, nicht jedoch den weiteren räumlichen Verlauf der Verbrennung.

2.1.3 Einzellichtleiter

Die Applikation von Einzellichtleitern im Brennraum erfolgt mit unterschiedlicher Komplexität und unterschiedlichem Informationsgewinn. In weniger komplexen Ausführungen erfolgt die Einbringung von Lichtleitern mit einer Gesamtsondenanzahl von weniger als zwanzig Sonden. Diese sind beispielsweise gleichmäßig über das Brennraumdach eines kleinvolumigen Zweitaktmotors verteilt [11] oder über den Zylinderkopf eines Viertaktmotors [108]. Hierdurch lassen sich Flammenkonturen in einer nicht bekannten Ebenentiefe bestimmen. Beide Untersuchungen konnten an Serienmotoren durchgeführt werden. Einen ähnlichen Informationsgewinn, jedoch mit einer höheren räumlichen Auflösung erreichen Spicher et al. [122] an einem Motor mit Glaskolbenumbau. Die Information der Flammenausbreitung wird durch ein Quarzglasfenster im Kolbenboden und einen Umlenkspiegel auf ein Feld mit einer Vielzahl von Lichtleitern geleitet. Auch die Anordnung von Lichtleitern in einer Linie entlang einer Symmetrieebene des Zylinderkopfes wird vorgestellt. Dabei wird die Aussagekraft über die räumliche Ausbreitung der Flamme einschränkt [148]. Ein Vorteil gegenüber der vorgestellten Flammotomographie besteht darin, dass die Flammenausbreitung bereits vor Erreichen der Kopfdichtungsebene detektiert werden kann.

Ernst et al. [44] stellen eine Anordnung der Lichtleiter vor, die der Flammotomographie ähnelt. Die Anzahl der Einzelsonden ist geringer, dafür werden zwei Ebenen parallel zum Kolbenboden aufgespannt. Eine der Ebenen befindet sich im Zylinderkopf selbst, wodurch der anfängliche Flammenkern besser beschrieben werden kann. Eine zweite Ebene wird im Zylinderrohr eingebracht, was eine bessere Beurteilung des weiteren Verlaufs der Verbrennung zulässt.

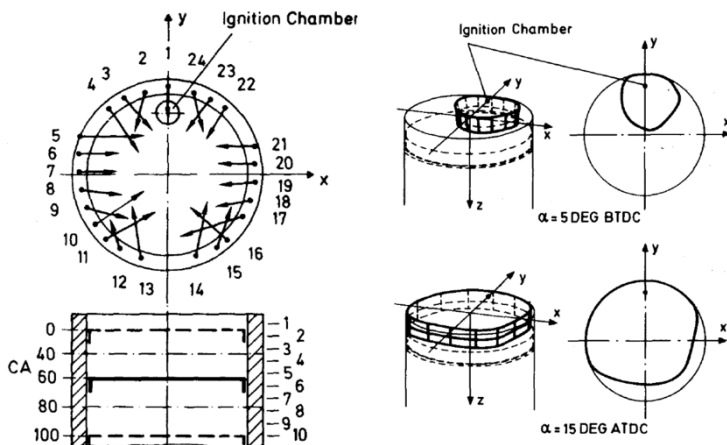


Abbildung 2.4: Anordnung der Lichtleitersonden in einer Ebene sowie die Lage der Ebenen (li.). Ergebnis des Versuchsaufbaus bei einer fremdgezündeten Flammenausbreitung (re.). [129]

Weiter stellt Spicher in [121, 129] eine Methode vor, bei der 240 einzelne Sonden in 10 verschiedenen Ebenen im Zylinderrohr verbaut werden. Da der Motor ein scheibenförmiges Brennraumdach besitzt, wird die Verbrennung von dem initialen Flammenkern bis hin zum Ausbrand erfasst. Die Flammenform innerhalb der zehn Ebenen wird mittels kubischer Splines angenähert. Aufgrund der Anordnung der Lichtleiter kann mit diesem Vorgehen neben den Flammenkonturen auch das Flammenvolumen bestimmt werden. Abbildung 2.4 zeigt die Anordnung der Lichtleiter sowie das Ergebnis, welches sich anhand der aufbereiteten Daten erzielen lässt. Weitere Arbeiten, die ebenfalls mit der sogenannten „multi-optical fiber technique“ durchgeführt wurden, untersuchen neben der Flammenausbreitung auch das Klopfverhalten der Motoren [125, 126, 128].

Beim Einsatz der Lichtleiter im Brennraum zeigt sich, dass eine Vielzahl von Sonden in verschiedenen Ebenen das aussagekräftigste Ergebnis bietet, auch wenn der Aufwand stark ansteigt. Die Methode nach Spicher stellt bereits in einem frühen Stadium der optischen Untersuchungen eine Möglichkeit dar, an einem seriennahen Verbrennungsmotor zeitlich hochaufgelöste dreidimensionale Rekonstruktionen der Flamme durchzuführen.

2.2 Bildgebende Techniken

Die bildgebenden Techniken zur Beschreibung der Verbrennung in einem Motor liefern detaillierte Ergebnisse. Ein Zielkonflikt, der sich bei Bildaufnahmen ergibt, ist die gewünscht hohe Qualität der Aufnahmen und damit einhergehend die hohe Informationsdichte, die jedoch nur mit erhöhtem Umbaufwand eines Motors erzielt werden kann. Für bestmögliche Aufnahmen werden Motoren mit großflächigen Transparentkomponenten ausgestattet, die jedoch das Betriebsverhalten eines Motors beeinflussen.

Eine Aufnahmetechnik mit nur geringem Einfluss auf das Betriebsverhalten eines Motors ist beispielsweise die Endoskopie. Endoskope reduzieren dafür im Gegenzug die optische Auflösung und erhöhen die effektive Blendenzahl, was sich insbesondere bei Hochgeschwindigkeitsaufnahmen negativ auswirkt, da hier eine kurze Belichtungszeit erforderlich ist.

2.2.1 Motoren mit Transparentkomponenten

Motoren mit Transparentkomponenten eignen sich sehr gut für optische Untersuchungen. Bei diesen in der Forschung eingesetzten Motoren werden unterschiedlich große Bereiche des Brennraums durch Glas oder Transparentkeramiken ersetzt. Häufigste Form der Modifikationen ist der Umbau des Zylinderrohrs (Glasringmotor) und des Kolbens. Durch die Verwendung des transparenten Materials ergeben sich Einschränkungen für die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf einen Vollmotor. Aufgrund der veränderten Materialpaarungen müssen größere Spaltmaße für die unterschiedliche thermische Ausdehnung berücksichtigt werden, was sich u.a. auf das Verdichtungsverhältnis auswirken kann. Die umgebauten Motoren sind weiterhin zumeist in Last und Drehzahl beschränkt, wodurch der Betriebsbereich stark eingeschränkt

werden kann. Die thermodynamischen Randbedingungen werden derart verändert, dass sich Druckverläufe teilweise signifikant verändern können [68]. Eine Übersicht über optisch zugängliche Motoren und über den Aufbau eines solchen Motors sowie ein breites Spektrum an einsetzbarer Messtechnik gibt Bensing [12].

Da an optisch zugänglichen Motoren Objektive zur Bildprojektion auf den Kamerachip genutzt werden können, ist die Lichtausbeute besonders hoch. Objektive unterscheiden sich gegenüber Endoskopen in der effektiven Blendenzahl je nach Ausführung um den Faktor zehn bis zwanzig. Dies ermöglicht sehr kurze Belichtungszeiten, was insbesondere für irreguläre Verbrennungen wie eine durch Vorentflammung provozierte klopfende Verbrennung erforderlich ist. Untersuchungen zu Vorentflammungen an einem optisch zugänglichen Motor wurden beispielsweise von Dingle et al. [34] vorgestellt. Kawahara et al. [70] ist es gelungen, die Ausbreitung einer Druckwelle während einer klopfenden Verbrennung zu visualisieren. Dafür wird eine Aufnahmerate von 250.000 Bildern pro Sekunde realisiert, Abbildung 2.5.

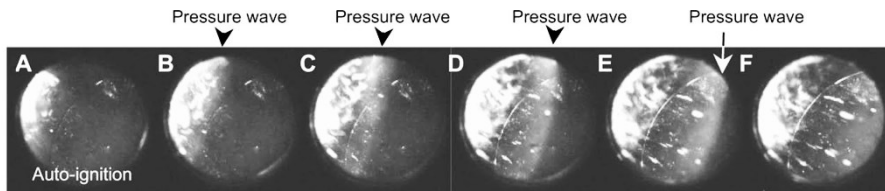


Abbildung 2.5: Ausbreitung einer Druckwelle als Folge einer klopfenden Verbrennung. [70]

Neben der einfachen Visualisierung der Chemilumineszenz einer Verbrennung, wie beispielsweise von Oh et al. in [93] vorgestellt, werden auch an optisch zugänglichen Motoren Methoden vorgestellt, um unter anderem auf das Flammenvolumen und die Volumenwachstumsraten rückschließen zu können. In Arbeiten an einem optischen Motor mit Quarzglasring und Quarzglaseinsatz im Kolben bestimmen Beretta et al. [13, 14] das Flammenvolumen, indem sie Kreise in die durch den Kolben sichtbare Flammenfront einpassen. Das Flammenvolumen wird als Sphäre bestimmt. Der Mittelpunkt des eingepassten Kreises definiert die ersten zwei Koordinaten des Zentrums der Flammensphäre. Die fehlende dritte Koordinate wird durch die vordefinierte Höhe des Zündkerzenspaltes vorgegeben. Eine physikalische Interpretation der Ergebnisse von Beretta et al. gibt Keck in [72].

Aleiferis et al. [3, 4] bestimmen das Flammenvolumen, indem sie synchrone Aufnahmen der Flamme aus zwei Richtungen verwenden. Sie verwenden die Silhouette der Flamme aus Blickrichtung des Kolbens und kombinieren diese mit den Aufnahmen durch einen Glasring, der sich vom Zylinderrohr bis ins Brennraumdach hinein erstreckt. In einer zu den beiden Blickrichtungen parallelen Ebene erfolgt eine Splineinterpolation. Somit lässt sich das Volumen bestimmen, Abbildung 2.6. Der erwartete Fehler bei dieser Methode wird in Abhängigkeit der Kolbenstellung mit 16-11 % angegeben, mit kleiner werdendem Fehler für im Zyklus spätere Aufnahmen. Der Ansatz orientiert sich an den Ergebnissen von Pischinger und Heywood [101].

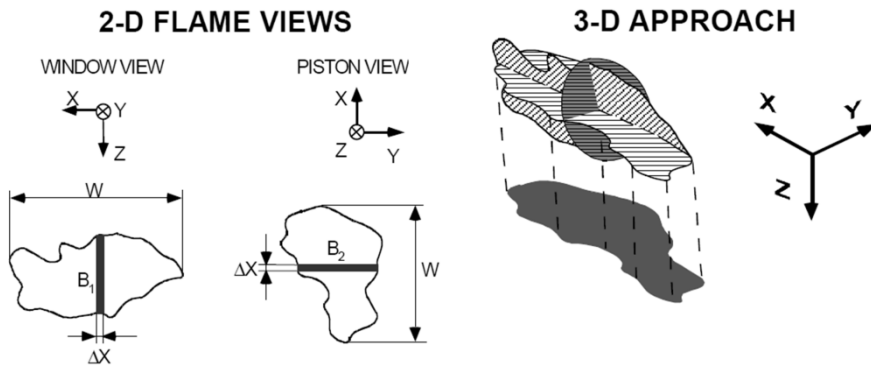


Abbildung 2.6: Bestimmung des Flammenvolumens nach Aleiferis et al. [4]

Die gute Zugänglichkeit und die sich damit ergebenden messtechnischen Möglichkeiten an optischen Motoren demonstrieren die Arbeiten von Peterson et al. [97, 98]. Simultane Aufnahmen der Ladungsströmung mittels Particle Image Velocimetry (PIV) und der Flammenfront unter Nutzung von Laser induzierter Fluoreszenz der OH-Radikale (OH-LIF) in jeweils zwei parallelen Ebenen lässt detailliert auf die Flammenfrontgeschwindigkeit schließen. Für nähere Informationen zu PIV und LIF sei an dieser Stelle auf Zhao [150] verwiesen.

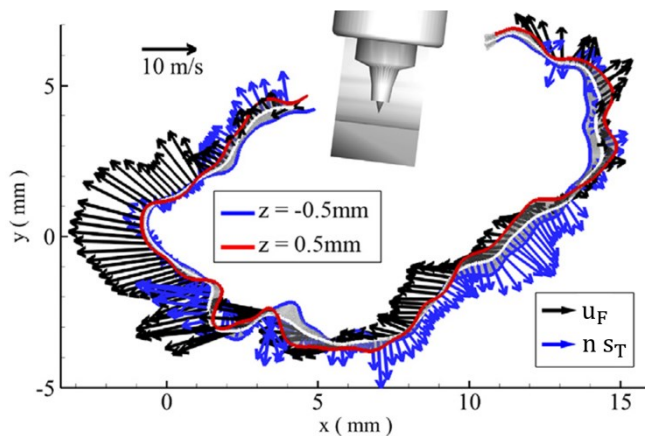


Abbildung 2.7: Quasi 4D-Analyse der initialen Flamme nach Peterson et al. [97]

Die Methode ermöglicht des Weiteren die Unterscheidung zwischen Transport- ($n s_T$) und Flammengeschwindigkeit (u_F , Definition der Größen s. Abschnitt 3.2.5). So lassen sich beispielsweise Phänomene wie negative Geschwindigkeiten der Flamme nachweisen, wie es in Abbildung 2.7 am rechten unteren Rand der Flammenfront zu erkennen ist. Zusätzlich wird

simultan die Chemilumineszenz der Flamme aufgenommen. Ihre Technik bezeichnen sie als „quasi 4D-Analyse“.

2.2.2 Endoskopie am Verbrennungsmotor

Um den Einfluss auf das Brennraumsystem möglichst gering zu halten und dennoch Bildinformationen der Verbrennung zu erhalten, wird in der Motorenforschung und -entwicklung die Endoskopie verwendet. Anwendung finden starre Endoskope mit Achromaten oder Stabliniensystemen, Glasfaser-Endoskope oder speziell ausgelegte Relaisoptiken. Im Regelfall werden für den endoskopischen Zugang und je nach Messtechnik für eine Beleuchtungstechnik Durchbrüche in den Brennraum gefertigt, in die Hülsen mit Schutzfenstern eingebracht werden können. Die Hülse schützt das Endoskop vor dem Brennraumdruck, Kühlkreisläufe in der Hülse senken zumeist die Temperatur. Vereinzelt sind auch Sonderaufbauten in der Literatur zu finden, wie beispielsweise ein Zündkerzenkörperumbau mit integrierter Beleuchtung und integriertem Endoskop [117]. Da die Zugänge den Brennraum nur wenig verändern, bleiben die Voraussetzungen für das Betreiben des Motors nahezu unverändert. Sowohl Last- als auch Drehzahl-limitationen können in der Regel vermieden werden. So findet die Endoskopie beispielsweise auch in der Entwicklung von Formel 1 Motoren Anwendung [29].

Da endoskopische Aufnahmen der Flamme an Serienmotoren möglich sind, werden diese unter anderem für das Verständnis anfänglich nicht nachvollziehbarer Verbrennungssphänomene eingesetzt. Ein gegenwärtiger Entwicklungsschwerpunkt bei Ottomotoren mit Aufladung ist die Vorentflammung. In diversen Arbeiten, die mit Endoskopie die Ursachen von Vorentflammungen untersuchten, konnten bislang die weit verbreitetsten Hypothesen aufgestellt werden. [31, 36, 87, 96]

Die Auswertung der Flammengeometrie bei endoskopischen Aufnahmen mit einem optischen Zugang fällt systembedingt zumeist rudimentär aus. Übliche Kriterien sind die am Gesamtbeobachtungssichtfeld durch die Flamme verdeckten Anteile oder auch die Bestimmung eines Flammenradiusäquivalents innerhalb einer festgelegten Ebene; diese befindet sich in der Regel in der Brennraummitte [49, 116].

Eine anschauliche Darstellung des Flammenradiusäquivalents geben Salazar et al. in [109], einer Arbeit, die an einem optisch zugänglichen Motor unter Verwendung von Schlierenaufnahmen durchgeführt wurde, Abbildung 2.8. Die Größen dienen eindrücklich der Beschreibung der Flammenausbreitung und decken im direkten Vergleich zwischen den Arbeitszyklen Schwankungen auf. Eine absolute Aussage über das Flammenvolumen oder die Ausdehnung im Raum sind nicht möglich. Als Grundlage zum Abgleich mit Verbrennungssimulationen dienen diese Methoden nur eingeschränkt.

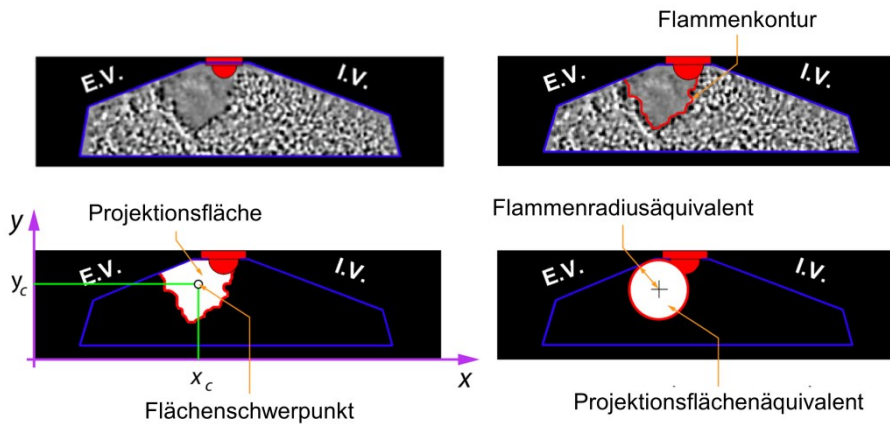


Abbildung 2.8: Bestimmung eines Flammenradiusäquivalents nach Salazar et al. [109]

2.2.3 Dreidimensionale Flammenendoskopie

Einen Ansatz zur dreidimensionalen Rekonstruktion der Flamme anhand von endoskopischen Aufnahmen stellt Han in seinen Arbeiten [55, 56] vor. Die Aufnahme der Flamme erfolgt synchron mittels drei Glasfaser-Endoskopen; das jeweils übertragene Bild wird von drei einzelnen, auf Fotomultiplierteknik basierenden Kamerasystemen aufgezeichnet. Zur Rekonstruktion der Flammengeometrie findet eine Volumenschnittmethode Anwendung, die auf einem Shape-from-Silhouette-Ansatz basiert.

Dazu wird aus jedem einzelnen Bild die Flammenkontur gewonnen und zu den Konturpunkten Sichtstrahlen aufgestellt. Die Menge der Sichtstrahlen beschreibt eine Sichtpyramide, deren Spitze im Fokuspunkt des jeweiligen Endoskops liegt, Abbildung 2.9. Die von den Endoskopspitzen ausgehenden Sichtpyramiden werden im Anschluss geschnitten und das von den Schnittflächen umfasste Volumen als Ort des Flammenvolumens interpretiert.

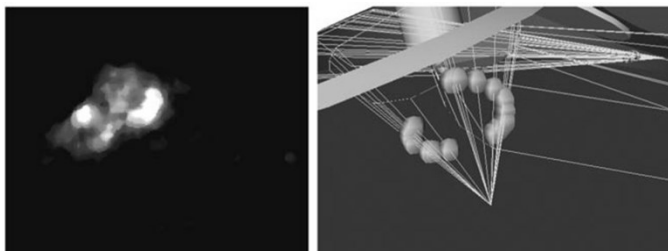


Abbildung 2.9: Planares Flammenbild (li.) und zugehörige, in den dreidimensionalen Raum übertragene Konturpunkte mit Sichtpyramide (re.). [56]

Anhand des so bestimmten Volumens können grundlegende Informationen über das Verhalten der Flamme ausgearbeitet werden, wie z.B. Schwerpunktlage der Flamme, Flammenvolumen und Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme. Die eingesetzte Messtechnik ist sowohl hoch sensitiv als auch mit einer Aufnahme rate von bis zu 200 kHz besonders schnell, sodass Flammenausbreitungen während eines einzelnen Zyklus bewertet werden können.

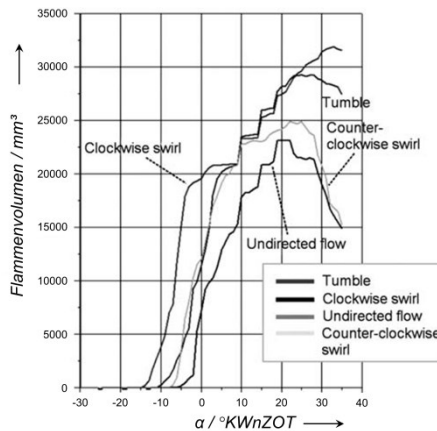


Abbildung 2.10: Flammenvolumenwachstum bei unterschiedlichen Strömungsbedingungen im Brennraum nach Han et al. [55]

Abbildung 2.10 zeigt ein Beispiel des Einflusses unterschiedlicher Brennraumströmungen auf das Flammenvolumenwachstum. Nach einer anfänglich schnellen Zunahme des Flammenvolumens verringert sich kurz darauf die Wachstumsrate, hier nähert sich das bestimmte Volumen dem Beobachtungsvolumen an. Dieses wird anhand der Endoskoppositionen sowie durch die Brennraumbegrenzungen limitiert. Ein weiteres Ansteigen des Flammenvolumens erfolgt mit der Abwärtsbewegung des Kolbens und somit einer Vergrößerung des Beobachtungsvolumens. [55]

Die von Han vorgestellte Methode liefert sehr gute und aussagekräftige Resultate. Ein Problem besteht jedoch darin, dass die Genauigkeit von der Anzahl und den Positionen der genutzten Endoskopzugänge abhängt, was Abbildung 2.11 sehr gut veranschaulicht. Han fordert eine Mindestanzahl von drei Endoskopen, die im Idealfall auf dem Umfang gleichverteilt angebracht werden [55]. Diese Forderung stellt ein Problem insbesondere bei Mehrzylindermotoren dar, bei denen je nach Kompaktheit des Motors und der Motorperipherie bereits ein bis zwei Zugänge schwer zu realisieren sind.

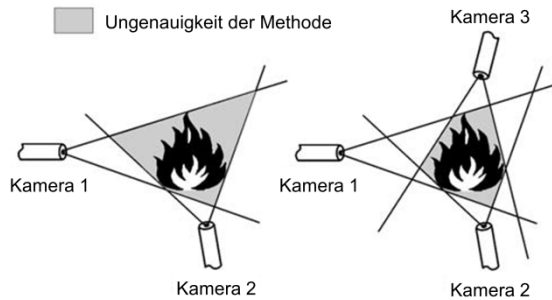


Abbildung 2.11: Einfluss der Anzahl der verwendeten Kameras auf die Genauigkeit der Volumenschneidmethode nach Han et al. [55]

In weiteren Veröffentlichungen stellt Han eine Weiterentwicklung seiner Methode vor [53, 54]. Die Berechnung des Flammenvolumens erfolgt hierbei basierend auf einem voxelbasierten Rückprojektionsverfahren. Bei dieser Methode wird der Brennraum zunächst in eine Vielzahl einzelner Voxel unterteilt; dies sind Volumenelemente mit fixer und bekannter geometrischer Lage. Es erfolgt eine Zuweisung der Voxel zu den einzelnen Pixeln der jeweiligen Bildaufnahmen. Überschreitet die Helligkeitsintensität eines einzelnen Pixels einen definierten Schwellenwert, werden die zugeordneten Voxel mit den weiteren Bildaufnahmen verglichen. Sind auch in den weiteren Bildaufnahmen die Voxel aktiviert, wird der gemeinsamen Menge der aktivierten Voxel das Flammenvolumen zugeschrieben. Ein großer Vorteil dieser Methode ist, dass mehrfache, nicht zusammenhängende Flammenvolumina beschrieben werden können, was zum Beispiel im Hinblick auf Vorentflammungen von Vorteil ist, bei denen sich ein weiterer Flammenkern vor oder parallel zur Hauptverbrennung entwickeln kann. Ein Beispiel der voxelbasierten Auswertungsmethodik einer Vorentflammung ist in Abbildung 2.12 dargestellt.

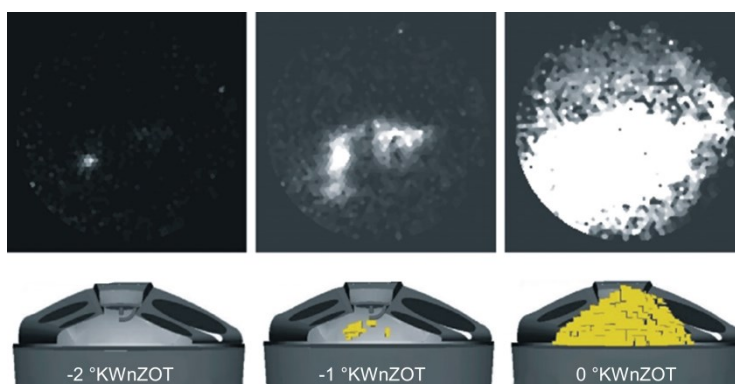


Abbildung 2.12: Bildaufnahmen und zugehörige Voxelrekonstruktion einer Vorentflammung nach Han et al. [54]

Auch bei HCCI-Brennverfahren können sich mehrere Flammenkerne in verschiedenen Bereichen des Brennraums bilden. Die ausgewerteten Zündorte bei einer Variation des Einspritzzeitpunkts bei einem HCCI-Brennverfahren sind in Abbildung 2.13 gegeben. Je nach Position der eingebrachten Endoskope können manche Bereiche des Brennraums, die von Interesse sind, nur von zwei der in seinen Arbeiten verwendeten drei Endoskopen eingesehen werden. Mittels des voxelbasierten Rückprojektionsverfahrens können diese gesondert unter dem Zugeständnis geringerer Messgenauigkeit mit nur zwei Bildaufnahmen ausgewertet werden.

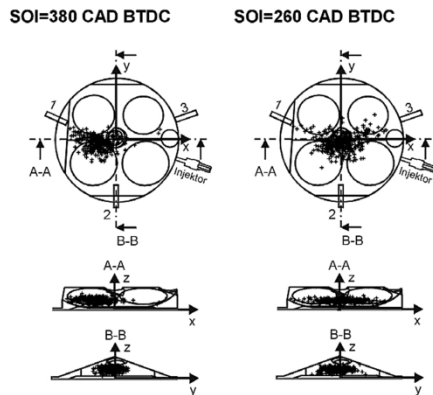


Abbildung 2.13: Zündorte bei frühem und spätem Einspritzzeitpunkt bei einem HCCI-Brennverfahren nach Han et al. [54]

3 Erweiterte dreidimensionale Flammenauswertung

Zur Auswertung der Flammenaufnahmen wurde im Kontext dieser Arbeit ein Ansatz zur räumlichen Rekonstruktion der initialen Flamme aus monoendoskopischen Aufnahmen in Kombinationen mit den Signalen einer Lichtleiterzündkerze entwickelt, wie er vereinfacht in [134–136] bereits beschrieben wurde. Es wird ein Vergleich der erweiterten dreidimensionalen Flammenauswertung (advanced three-dimensional flame evaluation, A3DFE) mit den Ergebnissen einer dreidimensionalen Simulation der Verbrennung durchgeführt. Die Eckdaten des untersuchten Ottomotors mit Direkteinspritzung, an dem dieser Vergleich durchgeführt wird, sind Tabelle 1 zu entnehmen.

Tabelle 1: Kenndaten des Versuchsträgers zum Abgleich der erweiterten dreidimensionalen Auswertungsmethode gegenüber einer 3D-CFD Simulation der Verbrennung

Zylinderanordnung/-anzahl	V/8
Gesamthubvolumen	3855 cm ³
Bohrung/Hub	> 1
Verdichtungsverhältnis	9,4:1
Injektor	Mehrlochinjektor
Injektoreinbauposition	seitlich

3.1 Messtechnik

Die vorgestellte Auswertungsmethode basiert auf der Kombination von planaren, monoendoskopischen Aufnahmen einer Flamme und den Signalen, die mithilfe einer Lichtleiterzündkerze erfasst werden. Beide Messtechniken werden zeitsynchron und kurbelwinkelzugehörig aufgenommen.

Sowohl die monoendoskopischen Aufnahmen als auch die Lichtleiterzündkerze erfassen die bei der Verbrennung entstehende optische elektromagnetische Strahlung [121]. Bei der vorgemischten, ottomotorischen Verbrennung wird Strahlung im ultravioletten bis sichtbaren Spektrum emittiert. Es bilden sich unter anderem scharfe Spektralbanden aus, welche unterschiedlichen, bei der Verbrennung entstehenden Radikalen zugeordnet werden können. So

emittiert das Hydroxyl-Radikal OH Strahlung bei einer Wellenlänge von 306 nm, CH bei 431 nm, C_2 bei 473 nm und 516 nm und beispielsweise das aus Kraftstoffadditiven stammende Natrium bei 589 nm [18]. Abbildung 3.1 zeigt den zeitlichen Verlauf eines Emissionsspektrums während einer vorgemischten, ottomotorischen Verbrennung. Gut zu erkennen sind die früh einsetzenden Strahlungsbanden von OH, CH und C_2 . Unter anderem werden diese Spezies in grundlegenden Untersuchungen zur Flammenfrontausbreitung mittels Laser induzierter Fluoreszenz detektiert [59, 81, 118].

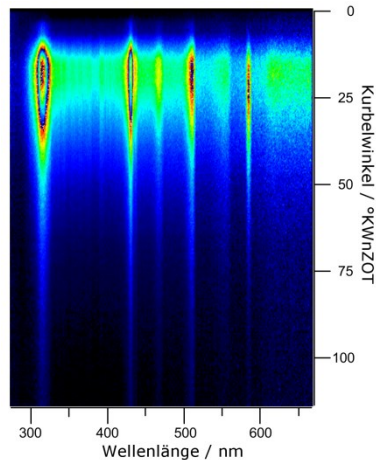


Abbildung 3.1: Emissionsspektrum einer vorgemischten, ottomotorischen Verbrennung. [18]

Ikeda et al. [63] zeigen in ihrer Arbeit das Emissionsspektrum einer vorgemischten, fremdgezündeten Verbrennung; hier ist zu erkennen, dass Lichtemissionen im sichtbaren Wellenlängenbereich detektiert werden, bevor die Strahlung der Hydroxyl-Radikale auftritt. Die räumlichen Unterschiede in der Flammenfront zwischen den Reaktionszonen der unterschiedlichen Radikale und der durch Temperatur angeregten Strahlung im unmittelbaren räumlichen Anschluss an die vorderste Flammenfront werden als sehr klein betrachtet. So bestimmen beispielsweise Trunk et al. [139] innerhalb einer vorgemischten turbulenten Flamme den räumlichen Unterschied zwischen dem maximal auftretenden Gradienten des OH-Anteils innerhalb der Flammenfront und der maximalen Wärmefreisetzung zu ca. 20 μm . Peterson et al. [97], die die Auflösung ihrer Messapparaturen je nach Messtechnik mit maximal 80 μm angeben, verzichten auf eine Unterscheidung zwischen erster Reaktionszone und dem weiteren Verlauf der Flammenfront und sehen ihre Messungen als örtlich gefilterte Geschwindigkeiten an. List et al. [84] beschreiben als Kennzeichen der turbulenten Flamme, wie sie in der motorischen Verbrennung auftritt, eine verschwommene, nicht mehr scharf abgegrenzte Kontur der Flamme.

Heywood gibt in einer seiner Veröffentlichungen [62] charakteristische Kennzahlen für die Flammenfrontgeometrie einer Verbrennung in einem Ottomotor bei einer Drehzahl von 1500 min^{-1} und einem Luftverhältnis von $\lambda = 1$ an:

- laminare Flammendicke δ_L : ca. 0,02 mm
- laminare Flammgeschwindigkeit s_L : ca. 0,5 m s^{-1}
- turbulente Flammendicke δ_T : ca. 0,8 mm
- turbulente Flammgeschwindigkeit s_T : > 2,0 m s^{-1}

Die in dieser Arbeit eingesetzte Messmethode versucht das ganzheitliche initiale Flammenverhalten im Brennraum eines Verbrennungsmotors zu charakterisieren. Hierfür werden räumliche Ausschnitte des Brennraums aufgezeichnet, die eine maximale Ausdehnung von über 60 mm aufweisen. Bei einer verwendeten Messtechnik mit einer maximalen Auflösung von ca. 1000 Pixeln liegt somit die örtliche Auflösung bei Werten größer als 60 μm . Die Methode eignet sich somit nicht, die kleinen Skalen der turbulenten Verbrennung aufzulösen, sondern versteht sich als Beschreibung der mittleren Ausbreitung der Flammenfront. In weiteren Versuchen wird zugunsten der besseren Transmission bei der Endoskopie und aufgrund der nicht vorhandenen, beziehungsweise nicht auflösbaren örtlichen Unterschiede, auf den Wellenlängenbereich der OH-Strahlung verzichtet.

Um die motorischen Randbedingungen für die optischen Untersuchungen der Verbrennung möglichst wenig zu beeinflussen, wird eine Lichtleiterzündkerze basierend auf der Serienzündkerze des zu untersuchenden Motors aufgebaut. Abbildung 3.2 zeigt die Lichtleiterzündkerze, wie sie für die Untersuchungen zum Abgleich mit der Simulation verwendet wird. Sie hat sechs Einzelsonden, welche ein breites Spektrum der während der Verbrennung durch Chemilumineszenz emittierten Strahlung transmittieren können, was vorteilhaft für die Signalintensität ist [7, 122]. Die durch die einzelnen Sonden eingefangene Strahlung wird mittels Fotomultipliern in eine äquivalente Spannung gewandelt und der Kurbelwellenstellung mithilfe eines Winkelmarkengebers und eines Indiziergeräts zugeordnet und mit einer zeitlichen Auflösung von einem Megahertz digitalisiert.



Abbildung 3.2: Lichtleiterzündkerze mit sechs Kanälen, rechts sind die Beobachtungsvolumina der Sonden angedeutet.

Die monoendoskopischen Aufnahmen zum Abgleich mit der Simulation erfolgen anhand eines auf Fotomultipliern basierenden Kamerasystems, wie es beispielsweise von Han und anderen [53, 55, 56, 87, 95, 96, 112] verwendet wurde. Die Bildinformation wird mittels eines gerichteten Lichtleiterendoskops aus dem Brennraum auf ein Fotomultiplierarray projiziert; die Bildrekonstruktion erfolgt aus den mit zwölf Bit Datentiefe abgetasteten Spannungssignalen. Die Aufzeichnungsrate der Bildaufnahmen für die Vergleichsmessungen wurde zu einem Bild pro Grad Kurbelwinkel gewählt.

Der endoskopische Zugang ist in einem der beiden auf Riemenseite liegenden Randzylinder. Aus Blickrichtung des Endoskops befinden sich in der linken Brennraumhälfte die Einlassventile (VE), mittig zwischen den beiden Ventilen ist der Mehrlochinjektor. In der rechten Brennraumhälfte sind die Auslassventile (VA) angeordnet. In der Brennraummitte befindet sich die Lichtleiterzündkerze. Abbildung 3.3 zeigt links die Einbausituation schematisch, rechts ist der Blick durch das Glasfaserendoskop gegeben. Die Konturen der Ventile und der Zündkerze sind markiert. Zur besseren Orientierung ist ein Gitter in Höhe des Flammendecks mit einer Gitterauflösung von $10 \times 10 \text{ mm}^2$ eingezeichnet.

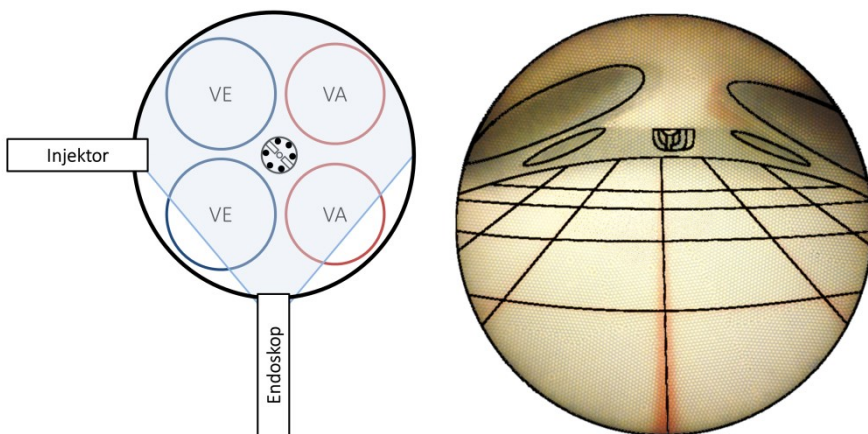


Abbildung 3.3: Position des Endoskops im Brennraum (li.) sowie der Blick durch das Endoskop (re.). Zu sehen sind die Einlassventile (VE) in der in Blickrichtung linken Brennraumhälfte, die Auslassventile (VA) rechts sowie die zentral angeordnete Lichtleiterzündkerze.

3.2 Rekonstruktion der Flamme im Brennraum

Die Beschreibung der Rekonstruktion der initialen Flammenausbreitung erfolgte bereits grundlegend in [135] und wurde in [134, 136] weiterentwickelt. Einzelne Bausteine der Auswertung werden detailliert in [85] beschrieben. Im Folgenden wird eine detaillierte Beschreibung der Auswertungsmethode gegeben.

Das grundlegende Vorgehen zur dreidimensionalen Rekonstruktion der initialen Flammenausbreitung basiert auf der Kombination von planaren, monoendoskopischen Bildaufnahmen einerseits und Messungen mittels einer Lichtleiterzündkerze andererseits. Die Auswertung erfolgt im Wesentlichen in zwei Schritten. Zunächst wird der Ursprung der Flamme, also die Lage des Flammenkerns, mithilfe der örtlichen Informationen der Lichtleiterzündkerze und der planaren Aufnahmen bestimmt. Ausgehend vom initialen Flammenkern wird die Verbrennung unter Nutzung der Bildaufnahmen und der Annahme einer radialen Ausbreitung der Flammenfront rekonstruiert.

Für die Rekonstruktion wurde eine in Matlab® geschriebene Routine entwickelt. Neben der reinen Auswertung der Signale der Lichtleiterzündkerze und der Flammenbildaufnahmen wird auch die sich im Arbeitszyklus ändernde Geometrie des Brennraums als Randbedingung berücksichtigt. In diesem Abschnitt werden folgende Bestandteile der Routine präsentiert:

- Implementierung der Brennraumgeometrie
- Auswertung der planaren, monoendoskopischen Bildaufnahmen
- Auswertung der Lichtleiterzündkerzenmessungen
- Bestimmung der Lage des Flammenkerns zu Beginn der Verbrennung
- Bestimmung der Ausbreitung der initialen Flamme

3.2.1 Implementierung der Brennraumgeometrie

Eine detaillierte Beschreibung der Implementierung der Brennraumgeometrie erfolgt in der Ausarbeitung von Luttenberger [85]. Die hierzu erstellten Routinen ermöglichen den Import von CAD-Daten in stereolitografischer Form (STL-Dateien). Für das weitere Vorgehen werden geometrische Daten der Brennraumberandung benötigt. Hierzu zählen die Geometrie des Zylinderkopfes, des Kolbens sowie des Zylinders. Die geometrische Anordnung der Bauteile zueinander kann innerhalb der Routine vorgenommen werden. Darüber hinaus wird die Lage des Kolbens entlang der drehsymmetrischen Achse des Zylinders zum Zeitpunkt „oberer Totpunkt“ (OT) anhand des Kompressionsvolumens bestimmt. Für die weiteren Berechnungen erfolgt eine Neupositionierung des Kolbens zu den zugehörigen Bildaufnahmen entsprechend der Kurbelwellenstellung.

Des Weiteren ist die Angabe der Position und Ausrichtung der angewendeten Messtechnik erforderlich. Hierzu zählen die Lichtleiterzündkerze mit Angabe der Sondenpositionen inner-

halb der Zündkerze sowie der Zugangspunkt des Endoskops mit Angabe des Gesichtsfeldwinkels.

Die Berechnungen der verschiedenen Operationen erfolgen in eigenen Koordinatensystemen für Brennraumgeometrie, Lichtleiterzündkerze und Endoskop. Für die finale Darstellung erfolgt eine Überführung der Ergebnisse in ein zylinderfestes Koordinatensystem mit Ursprung auf der drehsymmetrischen Zylinderachse in Höhe des Zylinderdecks. Dabei weist die y_B -Achse in Kurbelwellenrichtung, die x_B -Achse liegt orthogonal hierzu im Zylinderdeck. Die z_B -Achse folgt der Orientierung der Zylinderachse mit positiver Richtung wegweisend von der Kurbelwelle. Abbildung 3.4 zeigt exemplarisch ein Zylinderdach aus Blickrichtung des Kolbens nach Integration in das zylinderfeste Koordinatensystem mit Angabe des Höhenprofils.

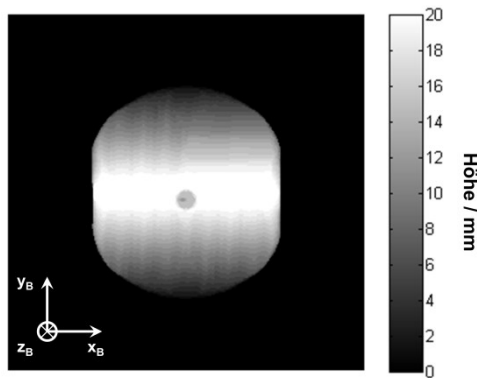


Abbildung 3.4: Darstellung des Zylinderdachs aus Blickrichtung des Kolbens mit Höhenprofil bezogen auf die z_B -Achse mit Nulllage im Zylinderdeck. [85]

3.2.2 Auswertung der planaren, monoendoskopischen Bildaufnahmen

Die grundlegende Information, die aus den planaren Bildaufnahmen gewonnen werden soll, ist die Kontur der Flamme. Um diese bestimmen zu können, müssen die Bildaufnahmen aufbereitet werden. Dazu wird zunächst eine Histogrammspreizung der zulässigen Helligkeitswerte definiert. Es werden Werte kleiner 0,5 % der maximal zulässigen Helligkeit des Kamerasystems nicht berücksichtigt. Das Dunkelrauschen des Kamerasystems beträgt bis zu ein Prozent des Maximums, weshalb nicht alle Störeinflüsse des Rauschens durch die Histogrammspreizung ausgeschlossen werden können. Eine engere Histogrammspreizung zu wählen ist jedoch nicht möglich, um einen Informationsverlust der Flammenkontur zu vermeiden. Um etwaiges bestehendes Rauschen zu unterdrücken, wird das Bild im Weiteren mit einem 3×3 Medianfilter bearbeitet.

Die starke radiale Verzeichnung des Bildes, die sich durch die Nutzung eines Endoskops mit großem Gesichtsfeldwinkel ergibt, wird über ein Polynom 3. Ordnung korrigiert. Die Parameter

hierfür werden durch eine Kalibrierung anhand eines $2,5 \times 2,5 \text{ mm}^2$ Schachbrettmusters unter Nutzung der Matlab® Camera Calibrator App bestimmt. Die Aufnahme der Schachbrettbilder erfolgt mit dem kompletten optischen Setup, wie es später im Motor eingesetzt wird.

Die Kontur des Flammenbildes wird anhand eines binarisierten Bildes bestimmt. Die Binarisierung des Bildes erfolgt mittels eines dynamisch gewählten Schwellenwerts. Hierfür wird das Bild auf die Gradienten in der Intensität des Flammenbildes in x_E - sowie in y_E -Richtung untersucht. An den Pixeln mit einem Gradienten größer als dem 0,99-Perzentil sämtlicher Gradienten, getrennt ausgewertet für die Gradienten in x_E - und y_E -Richtung, wird die Helligkeit ausgelesen. Die Helligkeitswerte werden gemittelt und mit einem frei parametrierbaren, multiplikativen Faktor versehen. Das Ergebnis wird als Schwellenwert definiert, der überschritten sein muss, damit ein Pixel als zur Flammenkontur gehörig gewertet wird. Dieses Vorgehen wurde verglichen mit einem nichtlinearen Diffusionsfilter, wie er beispielsweise von Goschütz [49] sowie Hartung [59] verwendet wurde. Die Entscheidung zugunsten des Gradientenkriteriums wurde aufgrund der deutlich geringeren Berechnungszeiten und der besseren Handhabbarkeit der Parametrierung getroffen. In dem binarisierten Bild wird eine Kantendetektion durchgeführt. Die darauf gewonnene Kontur der Flamme wird für die weiteren Berechnungen benötigt. Ebenso wird der Schwerpunkt des planaren Flammenbildes anhand des binarisierten Bildes bestimmt. Für die weitere Rekonstruktion der Flamme werden die relevanten Punkte der Bildaufnahmen als Sichtstrahlen unbekannter Länge aufgefasst und in das brennraumfeste Koordinatensystem transformiert. Relevante Punkte sind beispielsweise der Flächenschwerpunkt des Flammenbildes beim Start der Verbrennung oder auch die Einzelpunkte der Flammenkontur zu jeder Einzelaufnahme der Flammenausbreitung. Grundlage zur Erstellung der Sichtstrahlen ist ein Lochkameramodell, wie es beispielsweise in [19, 45, 47, 64, 65] beschrieben wird. Das gewählte Vorgehen nutzt geometrische Informationen über die Position des Endoskops sowie die Eigenschaften des optischen Aufbaus. Der Fokuspunkt der plankonkaven Abschlussoptik des Endoskops dient als Ursprung des Endoskop-Koordinatensystems. Das Koordinatensystem wird so gelegt, dass die z_E -Achse in Richtung der Längsachse des Endoskops und somit im Zentrum der Bildaufnahmen liegt. Die x_E -Achse weist parallel zum Zylinderdeck, die y_E -Achse komplettiert das rechtshändige, kartesische Koordinatensystem, siehe Abbildung 3.5.

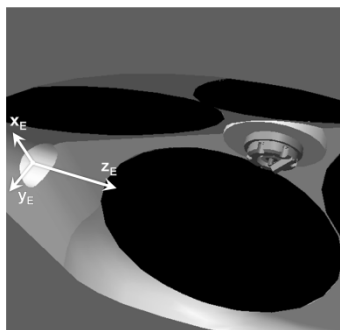


Abbildung 3.5: Endoskop-Koordinatensystem, dargestellt im Zylinderdach.

Für die Positionierung des Koordinatensystems in Bezug auf das Brennraum-Koordinatensystem wird auf die aus Konstruktionsdaten bekannte Lage der Endoskopspitze sowie die Winkelausrichtung des Endoskops zurückgegriffen. Weiterhin zu berücksichtigen ist der Rückstand des Fokuspunkts hinter der Endoskopspitze, siehe Abbildung 3.6.

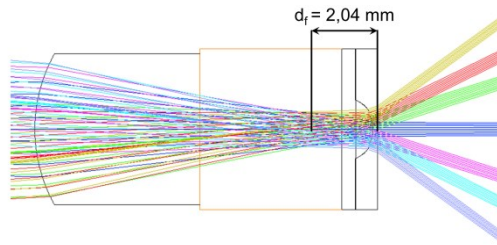


Abbildung 3.6: Rückstand des Fokuspunkts eines Endoskops.

Im Modell der Lochkamera liegt der Ursprung des Endoskop-Koordinatensystems in der Brennebene mittig in der Lochblende, siehe Abbildung 3.7. Die Bildaufnahme wird als eine fiktive Objektebene mit einem frei zu wählenden Abstand z betrachtet. Die Aufnahmen mittels Endoskop werden in der Form abgebildet, dass das gesamte Blickfeld des Endoskops auf dem Bild dargestellt ist. Das Zentrum der von der radialen Distorsion entstörten kreisrunden Abbildung wird per Definition auf die z_E -Achse gelegt.

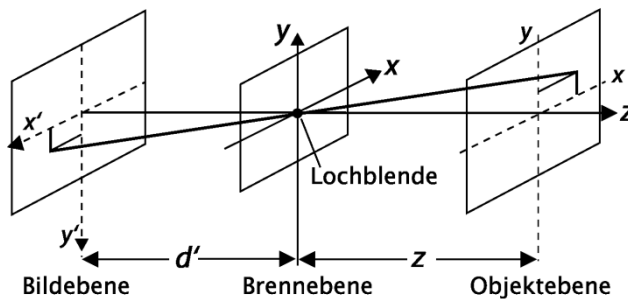


Abbildung 3.7: Prinzip des Lochkameramodells. [65]

Der Pixelabstand px_{\max} der Außenkontur zum Bildzentrum der kreisförmigen Abbildung wird dem maximalen Sichtwinkel w_{Endo} des optischen Aufbaus zugewiesen. Der Abstand zwischen Bildzentrum und Außenkontur wird linear von Pixel in Winkel umgerechnet, anteilig an jeweiligen Maximalwerten von px_{\max} und w_{Endo} . Die Winkel werden in Anteilen entsprechend der Pixel-Abstände entlang der x_E und y_E -Achse aufgestellt. Mithilfe der Winkel lässt sich ein fiktiver

Punkt P_F in einer fiktiven Objektebene mit einem Abstand z_F zur Brennebene bestimmen, Abbildung 3.8 und Formel (3-1).

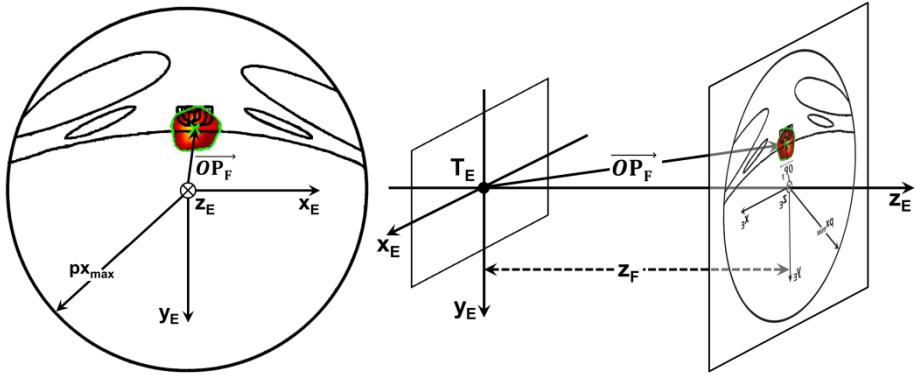


Abbildung 3.8: Aufstellen des Sichtstrahls des Flammenschwerpunkts am Beispiel der Bildaufnahme zum Start der Verbrennung.

$$P_F = z_F \cdot \begin{bmatrix} \tan\left(\frac{px_{x_E} \cdot w_{Endo}}{px_{max} \cdot 2}\right) \\ \tan\left(\frac{px_{y_E} \cdot w_{Endo}}{px_{max} \cdot 2}\right) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3-1)$$

mit:	P_F	Punkt auf fiktiver Objektebene (-)
	z_F	Abstand Brennebene zur fiktiven Objektebene (m)
	px_{x_E, y_E}	Pixelabstand des zu transformierenden Punkts zum Bildzentrum (px)
	w_{Endo}	Gesichtsfeldwinkel Endoskop (°)
	px_{max}	Abstand Bildzentrum zu Bildrand (px)

Für das Erstellen der Sichtstrahlen wird der fiktive Punkt P_F unter Anwendung der Euler-Winkel und einer translatorischen Verschiebung in das brennraumfeste Koordinatensystem transferiert. Die Transformation folgt dem Vorgehen nach DIN ISO 8855 [2]. Dafür wird das Koordinatensystem zunächst um die z_E -Achse um den Winkel ψ gedreht. Die zweite Drehung erfolgt um die neu positionierte y_E' -Achse mit dem Winkel θ . Die dritte Drehung erfolgt um die bereits zweimal verdrehte x_E'' -Achse mit dem Winkel ϕ . Diese Reihenfolge der Verdrehung wird auch als z, y', x'' -Konvention bezeichnet. Die einzelnen zur Drehung benötigten Matrizen sind in [103] beschrieben und hier korrigiert aufgeführt.

$$D_{E,z} = \begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3-2)$$

$$D_{E,y} = \begin{bmatrix} \cos \theta & 0 & \sin \theta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta & 0 & \cos \theta \end{bmatrix} \quad (3-3)$$

$$D_{E,x} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \phi & -\sin \phi \\ 0 & \sin \phi & \cos \phi \end{bmatrix} \quad (3-4)$$

mit: $D_{E,z}$ Drehmatrix um z_E-Achse (-)
 $D_{E,y}$ Drehmatrix um y_E-Achse (-)
 $D_{E,x}$ Drehmatrix um x_E-Achse (-)

T_E beschreibt die Lage des Koordinatenursprungs des Endoskop-Koordinatensystems im Brennraum-Koordinatensystem und ist gleichermaßen die Lage des Fokuspunkts des Endoskops. Die Transformation des fiktiven Punkts erfolgt über die dreifache Drehung und die translatorische Verschiebung.

$$P_{F(x_B, y_B, z_B)} = T_E + D_{E,z} \cdot D_{E,y} \cdot D_{E,x} \cdot P_{F(x_E, y_E, z_E)} \quad (3-5)$$

mit: T_E Translatorische Verschiebung Endoskop-Koordinatensystem bzgl. Brennraumkoordinatensystem (-)

Die Sichtstrahlen werden mit Stützpunkt im Fokuspunkt des Endoskops durch den transformierten fiktiven Punkt aufgestellt. Für die weiteren Berechnungen sind die so aufgestellten Sichtstrahlen von Interesse.

$$s_E = P_{F(x_B, y_B, z_B)} - T_E \quad (3-6)$$

mit: s_E Richtungsvektor des Sichtstrahls (-)

3.2.3 Auswertung der Lichtleiterzündkerzenmessungen

Für die Interpretation der Signale der Lichtleiterzündkerzenmessungen gibt es in der Literatur diverse vorgeschlagene Ansätze. So bestimmen Witze et al. [149] beispielsweise in früheren Arbeiten den Flammenkern mithilfe der Ankunftszeiten der Flamme an den einzelnen Sonden der Lichtleiterzündkerze als einen Kreis. In einer späteren Arbeit wird als geometrische Annä-

herung für die Flammenkernform ebenfalls von Kerstein und Witze [74] eine Ellipse vorgeschlagen. Die Weiterentwicklung mit einer Spline-Rekonstruktion der Flammenfront durch Bianco et al. [17] wird von Ault und Witze [7] detailliert untersucht und mit Bildaufnahmen einer Hochgeschwindigkeitskamera verifiziert. Abbildung 3.9 zeigt beispielhaft den Abgleich zwischen einer Hochgeschwindigkeitskameraaufnahme des initialen Flammenkerns und der Spline-Auswertung. Das Vorgehen wird in weiteren Veröffentlichungen verwendet, u.a. in [48, 57]. Diese Methode findet in dieser Arbeit Anwendung und wird im Folgenden umrissen.

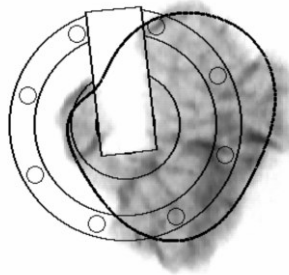


Abbildung 3.9: Beispiel der Spline-Auswertung der initialen Flamme anhand der Signale einer Lichtleiterzündkerze nach Bianco, der Vergleich zum Flammenbild erfolgte durch Ault et al. [7]

Bevor die Methode nach Bianco et al. Anwendung finden kann, muss zunächst eine zuverlässige automatisierte Detektion der Flammenankunft an den jeweiligen Sonden der Lichtleiterzündkerze erfolgen. Es zeigen sich folgende die Auswertung störende Einflüsse:

- Signalrauschen
- Strahlungsemissionen des Zündfunken
- Geometrische Ungenauigkeit der optischen Sonde aufgrund der Lichtleiterapertur
- Ungleiches Verhältnis der Signalintensität unter den einzelnen Sonden
- Ungleiches Verhältnis der Signalintensität im Verlaufe einer Verbrennung aufgrund unterschiedlicher Lichtemissionsursprünge

Ein Grund für ein verrauschtes Signal einer optischen Sonde ist oftmals das Rauschen der Fotomultipliertubes bei zu hoher Verstärkung. Insbesondere nach Tiefpassfilterung erweist sich ein solches Signal als phasenverschoben im Vergleich mit wenig verrauschten Signalen. Es ergibt sich in der Regel eine zu späte Detektion der Flammenankunft an der jeweiligen Sonde. Die Signale werden deshalb auf ihr Signal-Rausch-Verhältnis (signal noise ratio, SNR) geprüft. Zu stark rauschende Signalverläufe werden nicht berücksichtigt.

Die verhältnismäßig starken Lichtemissionen, die beim Durchbruch des Zündfunken emittiert werden, stehen im Konflikt mit der automatisierten Auswertung. Eine Tiefpassfilterung des gesamten Signalverlaufes in einer Form, bei der die Zündfunken nicht weiter bei der Auswer-

tung des Flammenverhaltens stören würden, führt zu einer schlechteren Übereinstimmung zwischen dem gefilterten und dem originalen Signal. Es kann zu einer zu späten Detektion der Flammenankunft kommen. Die Detektion der Flammenankunft mit einer zeitlichen Differenz zum Zündfunken beginnen zu lassen, zeigt sich als nicht möglich. Insbesondere unter Vollastbedingungen kann es zu einem mehrfachen Abbrechen des Zündfunken kommen und in Folge zu erneuten Funkendurchbrüchen mit starker Lichtemission. Die Wiederdurchbrüche können bis in den Zeitraum der Flammenausbreitung andauern. Deshalb erfolgt bei der Signalaufbereitung eine Detektion der Zündfunken anhand des charakteristisch steilen Anstiegs. Im Bereich eines detektierten Funkens wird das Signal auf das Niveau eines sehr stark gefilterten Verlaufs des Signals gesetzt. Diese nivellierten Signalausschnitte ersetzen die entsprechenden Zeitausschnitte im originalen Signal. Das Signal kann im Weiteren bei höheren Grenzfrequenzen gefiltert werden, womit das überarbeitete Signal sehr gut dem ursprünglichen folgt. Abbildung 3.10 zeigt den typischen Verlauf eines Sondersignals unter Vollast. Gut zu erkennen sind die mehrfachen Funkendurchbrüche; ebenso ist das aufbereitete Signal dargestellt.

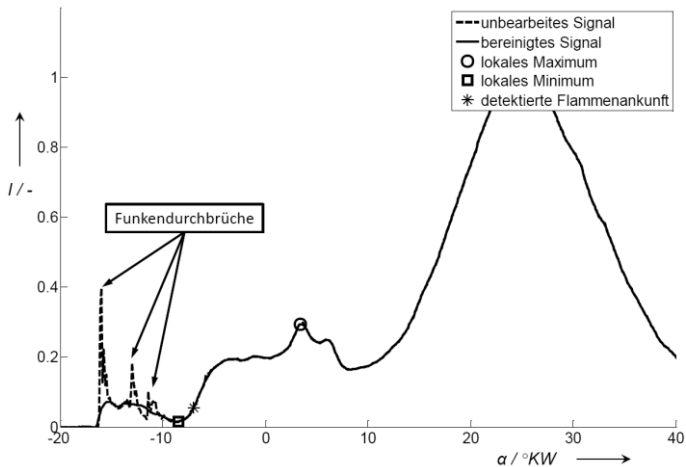


Abbildung 3.10: Beispielhafter normierter Intensitätsverlauf eines Sondersignals einer Lichtleiterzündkerze unter Vollastbedingungen. Markiert sind Merkmale der automatisierten Auswertung.

Die Sonden der Lichtleiterzündkerze weisen einen Gesichtsfeldwinkel von ca. 6° auf. Somit stellen sie keinen scharf abgegrenzten Beobachtungsraum auf. Die Flamme ruft bereits ein leichtes Signal hervor, wenn sie in den Randbereich des Beobachtungsbereichs einer Sonde eintritt. Ault et al. [7] bezeichnen dies als „front porch“. Dieses Phänomen ist in Abbildung 3.10 als zunächst schwacher Anstieg des Signals nach dem markierten lokalen Minimum zu erkennen. Dieser schwache Anstieg ist bei Flammenausbreitungsrichtung entgegen der Strömungsrichtung ausgeprägter, da hier die Flammenfrontgeschwindigkeit langsamer und somit die Aufenthaltszeit im unscharfen Bereich der Sonde höher ist. Die Flamme sollte zu diesem Zeitpunkt nicht detektiert werden, um die geometrische Ungenauigkeit der Sonde zu umge-

hen. Die Signale der unterschiedlichen Sonden einer Lichtleiterzündkerze haben für gewöhnlich nicht die gleiche Amplitude. Dies ist hauptsächlich auf die unvermeidbare Verschmutzung der Sonden während des Betriebs zurückzuführen. Um eine vergleichbare Signalqualität zu erreichen, werden Signale auf ihren jeweiligen zyklischen Maximalwert normiert.

Das Signalverhalten der Sonden zeigt vor der maximalen Ausprägung der Lichtintensität einen zweiten, weniger starken Anstieg. Zimmermann [152] führt dies auf das Verbrennungsverhalten eines Ottomotors mit Direkteinspritzung zurück. Die schwächere, zeitlich frühere Ausprägung ordnet er dabei in erster Linie dem Flammenkern zu, der sich innerhalb einer gut homogenisierten Gemischwolke ausbreitet. Die intensivere Strahlung führt er auf Bereiche schlechterer Homogenisierung zurück, die im weiteren Verlauf der Verbrennung Strahlung emittiert. Bei der Analyse der zugehörigen Druckdaten ist jedoch eine Korrelation mit dem Zylinderdruck und dem maximalen Ausschlag des Sondersignals feststellbar, sodass der Verlauf eher der Temperaturstrahlung im Zylinder folgt. Die Verhältnisse der Maxima der einzelnen Verbrennungsabschnitte können in einem sehr unterschiedlichen Verhältnis zueinander stehen. Da die Messtechnik in erster Linie für die Bestimmung der Flammenkernform herangezogen wird, wird die Detektion der Flammenankunft im Signalbereich des ersten Verbrennungsabschnittes durchgeführt. Hierzu werden innerhalb eines zeitlichen Bereichs um den zeitlichen Start der Verbrennung (Start of Combustion, SOC_t) die lokalen Maxima und Minima individuell für jedes Sondersignal bestimmt. Der Start der Verbrennung wird mittels eines Gradientenkriteriums bestimmt, welches auf das Flammenwachstum angewendet wird. Das Flammenwachstum wird aus den synchron aufgenommenen Kamerabildern gewonnen. Die Flammenankunft an den Einzelsonden der Lichtleiterzündkerze wird anhand eines Schwellenwertkriteriums definiert. Der Schwellenwert ist dabei ein prozentualer Anteil der durchschnittlichen Differenz zwischen lokalen Maxima und Minima, gemittelt über alle ausgewerteten Sondersignale. Mit den detektierten Flammenankunftszeiten $t_{LL,i}$ der einzelnen Sonden erfolgt die Spline-Auswertung nach Bianco et al. [17]. Zunächst wird hierbei die durchschnittlich verstrichene Zeit zwischen Zündzeitpunkt und der Flammenankunft an den Lichtleitern 1 bis n bestimmt.

$$\Delta t_{LLZK} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (t_{LL,i} - t_{ZZP}) \quad (3-7)$$

mit: Δt_{LLZK} Durchschnittliche Zeit zwischen $t_{LL,i}$ und t_{ZZP} (°KW)
 $t_{LL,i}$ Ankunft Flamme an LLZK-Sonde i (°KWnZOT)
 t_{ZZP} Zündzeitpunkt (°KWnZOT)

Unter der Annahme einer gleich schnellen Flammenfrontausbreitung während der Flammenkernbildung entlang der jeweiligen Richtungen θ_i zwischen der Längsachse der Zündkerze und den einzelnen Sondenpositionen kann eine Flammenkontur zum durch die Bildaufnahmen bestimmten zeitlichen Start der Verbrennung $t_a = SOC_t$ bestimmt werden. Es unterscheidet sich die Bestimmung des Auswertzeitpunkts von dem Vorgehen nach Bianco et al., die hier den

durchschnittlichen Flammenankunftszeitpunkt mit $t_a = t_{ZSP} + \Delta t_{LLZK}$ als Auswertzeitpunkt wählen.

$$R_F(\theta_i, t_a) = \frac{R_S}{(t_{LL,i} - t_{ZSP})} \cdot \Delta t \quad (3-8)$$

mit: $R_F(\theta_i, t_a)$ Flammenausdehnung in Richtung θ_i der LLZK-Sonde i zum Zeitpunkt t_a (m)
 R_S Teilkreisdurchmesser der Sonden (m)
 Δt $\begin{cases} \Delta t_{LLZK} (^{\circ}KW), \text{ nach Bianco et al.} \\ SOC_t - t_{ZSP} (^{\circ}KW), \text{ f\u00fcr A3DFE} \end{cases}$

Die f\u00fcr die Sonden individuell bestimmten Flammenausdehnungen werden mittels eines kubischen Splines miteinander verbunden; der Spline stellt die Flammenkontur in einer zur Z\u00fcndkerzenl\u00e4ngsachse orthogonalen Ebene unbekanntem Abstands dar, Abbildung 3.11. F\u00fcr das weitere Vorgehen bei der Rekonstruktion der Flamme ist der Fl\u00e4chenschwerpunkt des Splines von Interesse. Das Zentrum des Flammenkerns wird im Weiteren im Zusammenhang mit den Bildaufnahmen so bestimmt, dass es auf der Achse liegt, welche durch den Fl\u00e4chenschwerpunkt des Splines verl\u00e4uft und orthogonal zu der Ebene ist, die durch die x_z - und y_z -Achse des Z\u00fcndkerzenkoordinatensystems aufgespannt wird. Eine Transformation eines in Richtung der Achse verlaufenden Richtungsvektors f_z in das Brennraum-Koordinatensystem erfolgt analog zum Vorgehen beim Aufstellen der Endoskopsichtstrahlen, siehe Abschnitt 3.2.2.

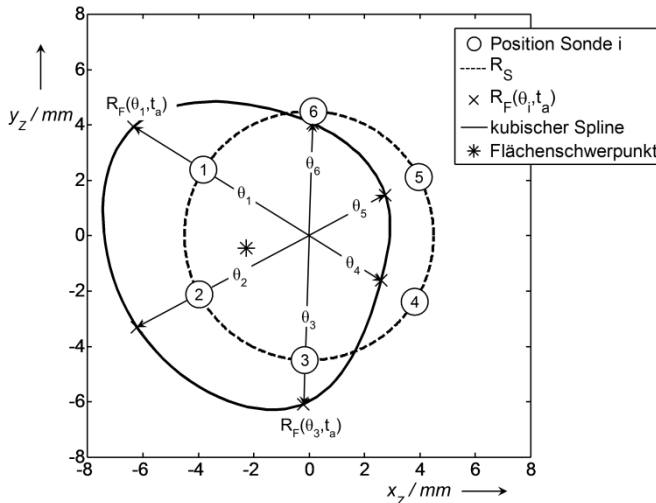


Abbildung 3.11: Resultat der Lichtleiterz\u00fcndkerzenauswertung im Koordinatensystem der Lichtleiterz\u00fcndkerze.

3.2.4 Bestimmung der Lage des Flammenkerns zu Beginn der Verbrennung

Der örtliche Startpunkt der Verbrennung (SOC_{xyz}) ist von zentraler Bedeutung für die weitere Vorgehensweise bei der Rekonstruktion der Flamme. Er dient als Zentrum des Flammenrekonstruktionsmodells, das auf radialer Ausbreitung ausgehend von diesem Punkt basiert. Zur Bestimmung von SOC_{xyz} werden die Bildinformation zum Zeitpunkt des Starts der Verbrennung SOC_t und das zyklische Resultat der Auswertung der Lichtleiterzündkerzenmessungen verwendet. Mithilfe der planaren Bildinformation wird, wie in Abschnitt 3.2.2 beschrieben, ein Richtungsvektor s_E aufgestellt, der den Flächenschwerpunkt der bestimmten Flammenkontur zum Zeitpunkt SOC_t als Sichtstrahl beschreibt. Aus der Auswertung der Lichtleiterzündkerzenmessung resultiert der Vektor f_z .

Es werden die Punkte des minimalen Abstands auf den zwei windschiefen Geraden mit den Richtungsvektoren s_E und f_z bestimmt. Hierzu werden die Skalare λ , μ und ε berechnet mit den Stützvektoren T_E , dem Fokuspunkt des Endoskops und B_z , dem Flächenschwerpunkt der Splineauswertung der Lichtleiterzündkerzenmessung in der x_z - y_z -Ebene, jeweils transformiert in das Brennraum-Koordinatensystem.

$$\begin{pmatrix} s_{E1} & -f_{z1} \\ s_{E2} & -f_{z2} \\ s_{E3} & -f_{z3} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \lambda \\ \mu \\ \varepsilon \end{pmatrix} = T_E - B_z \quad (3-9)$$

mit: $\lambda, \mu, \varepsilon$ Skalare der windschiefen Geraden (-)
 f_z Richtungsvektor der Auswertung der Lichtleiterzündkerzenmessungen (-)
 B_z Flächenschwerpunkt der Auswertung der Lichtleiterzündkerzenmessungen (-)

Mit den Skalaren lassen sich die Punkte mit minimalem Abstand auf den Geraden der beiden Auswertungsmethoden bestimmen. Der Mittelpunkt der beiden Punkte minimalen Abstands wird für die weiteren Berechnungen als SOC_{xyz} definiert und konstant gehalten.

3.2.5 Bestimmung der Ausbreitung der initialen Flamme

Das Vorgehen zur Bestimmung der initialen Flammenausbreitung kann ausgehend von der zuvor bestimmten Lage des Flammenkerns in fünf Schritten zusammengefasst werden. Die Schritte sind in Abbildung 3.12 aufgeführt und werden in diesem Abschnitt näher erläutert.

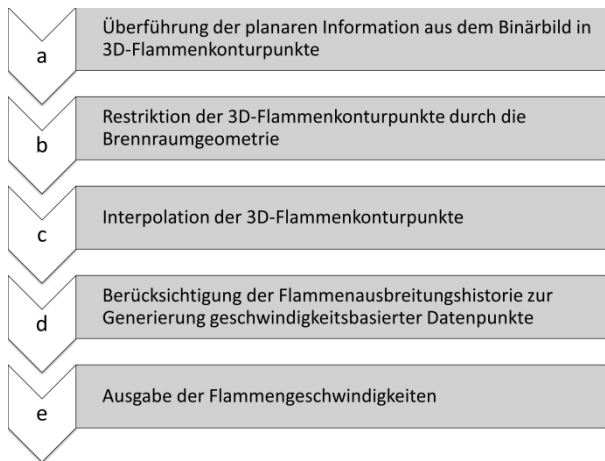


Abbildung 3.12: Vorgehen zur Bestimmung der Ausbreitung der initialen Flamme.

a Überführung der planaren Information aus Binärbild in 3D-Flammenkonturpunkte

Die Bestimmung der Ausbreitung der initialen Flamme basiert auf der Idee einer radialen Ausbreitung der Flamme um die Lage des Flammenkerns SOC_{xyz} , der zu Beginn der Verbrennung bestimmt wurde. Diesem Gedanken folgend müssen die Geraden mit den Richtungsvektoren $s_{E,n}$, wie sie mithilfe der planaren Bildaufnahmen für die Konturpunkte bestimmt wurden (siehe Abschnitt 3.2.2), einen Kreis um SOC_{xyz} mit dem Abstand $r_{F,n}$ tangieren. Die Konturpunkte der Flamme, oder geometrisch ausgedrückt die Berührungspunkte der Tangenten an den Kreis, werden mit $K_{F,n}$ bezeichnet, Abbildung 3.13.

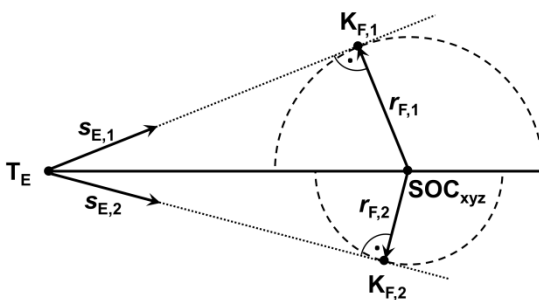


Abbildung 3.13: Tangenten an eine sich radial um SOC_{xyz} ausbreitende Flamme.

Zur Bestimmung der Konturpunkte wird zunächst der jeweilig zugehörige Radius der Flamme bestimmt. Mit bekanntem Radius und dem bekannten Abstand zwischen T_E und SOC_{xyz} kann unter Zuhilfenahme des pythagoreischen Satzes der Abstand zwischen T_E und $K_{F,n}$ bestimmt

werden. Über den Abstand lässt sich der Skalar λ der Geradengleichung $K_{F,n}T_E$ festlegen, somit ist die Position von $K_{F,n}$ im Brennraumkoordinatensystem eindeutig bestimmt. Diese Berechnung wird für jeden Konturpunkt zu jeder Bildaufnahme durchgeführt.

$$|r_F| = \frac{|s_E \times (SOC_{xyz} - T_E)|}{|s_E|} \quad (3-10)$$

$$|K_{F,n} - T_E| = \sqrt{|(SOC_{xyz} - T_E)|^2 - |r_F|^2} \quad (3-11)$$

$$\lambda = \frac{|K_{F,n} - T_E|}{|s_E|} \quad (3-12)$$

mit: r_F Vektor der radialen Flammenausbreitung (-)
 $K_{F,n}$ Flammenkonturpunkt (-)

b Restriktion der 3D-Flammenkonturpunkte an Brennraumgeometrie

Es besteht relativ früh im Verlauf der Flammenausbreitung die Möglichkeit, dass die im dreidimensionalen Raum mit dem vorgestellten Ansatz bestimmten Flammenkonturpunkte außerhalb des Brennraums liegen. Ist dies der Fall, werden die jeweiligen Konturpunkte entlang der Sichtgeraden des Endoskops in Richtung des Fokuspunkts T_E verschoben, bis sie sich innerhalb der Brennraumkontur befinden, Abbildung 3.14.

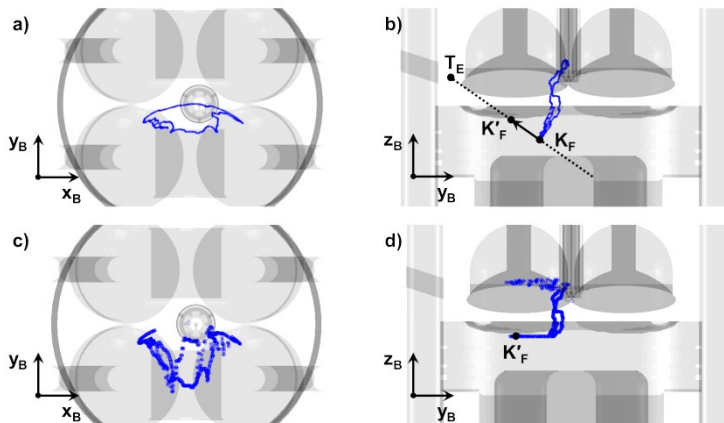


Abbildung 3.14: 3D-Flammenkonturpunkte im Brennraum-Koordinatensystem, b) und d) zeigen die Korrektur durch die Brennraumrestriktion.

c Interpolation der 3D-Flammenkonturpunkte

Da die Flammenkontur auf der Schattenseite aufgrund von Okklusion nicht bestimmt werden kann, werden die berechneten Konturpunkte an einer Ebene gespiegelt, die durch Parallelität zur x_B - z_B -Ebene und den Punkt des Starts der Verbrennung SOC_{xyz} definiert wird. Diese notwendige Annahme beschränkt die Methode auf die Anwendung für Brennverfahren mit Tumbleströmung, deren Walzenachse in etwa orthogonal zur Bildebene verläuft. In dem präsentierten Beispiel entspricht das einem Tumble um eine Achse parallel zur y_B -Achse. Zu der Problematik der Okklusion sei auf Jähne [64] verwiesen.

Bezieht man die gespiegelten Konturpunkte ein, kann eine Flammenhülle durch Interpolation erstellt werden. Das Vorgehen orientiert sich an Luttenberger [85]. Das angepasste Vorgehen wird im Folgenden vorgestellt. Die Interpolation der Flammenhülle erfolgt in Polarkoordinaten. Dabei wird der Ursprung des Koordinatensystems in den Startpunkt der Verbrennung SOC_{xyz} gelegt, von dem ausgehend die Radien der Konturpunkte bestimmt wurden. Eine Kugel - die spätere Flammenkontur kann am ehesten mit dieser geometrischen Form beschrieben werden - wird im Polarkoordinatensystem eindeutig über zwei Winkel, α_p und β_p , und einen zugehörigen Radius r_p bestimmt. Zur Beschreibung einer Kugel ist ein Wertebereich $-\pi < \alpha_p < \pi$ sowie $-\pi/2 < \beta_p < \pi/2$ zu definieren. Um eine Stetigkeit der Flammenkontur zu gewährleisten, wird die Interpolation jedoch in einem erweiterten Wertebereich $-3\pi < \alpha_p < 3\pi$ sowie $-3/2\pi < \beta_p < 3/2\pi$ durchgeführt. Der erweiterte Wertebereich wird mit den Informationen der Flammenkonturpunkte und der gespiegelten Flammenkonturpunkte gefüllt. Dabei ist die Orientierung der Koordinaten bei der Erweiterung des Wertebereichs zu berücksichtigen. Die Darstellung der Interpolation erfolgt über Winkelsegmente mit einer Ausdehnung von 6° . Somit ergeben sich 180 Winkelsegmente $m_{p,S}$ für die Interpolation über α_p und 90 Segmente $n_{p,S}$ für β_p , Abbildung 3.15. Zusätzlich zeigt die Abbildung die Orientierung und Lage der Ordinaten und Abszissen bei der Erweiterung des Wertebereichs.

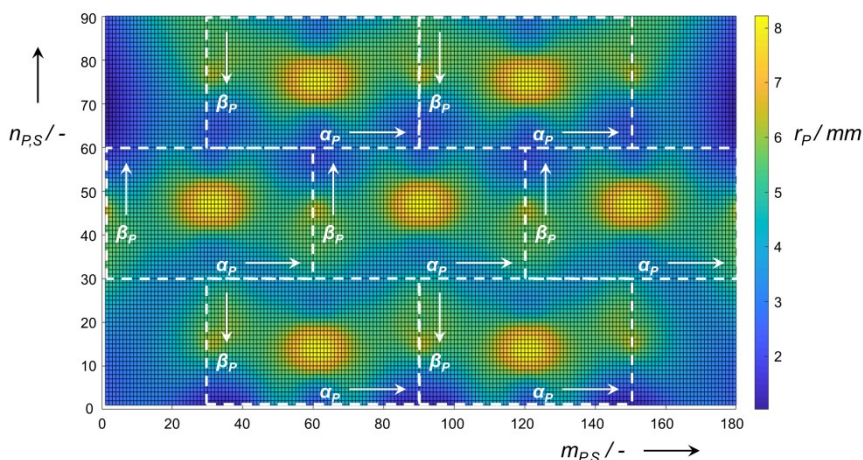


Abbildung 3.15: Interpolation der Flammenhülle über erweiterten Wertebereich.

Der Wertebereich der Interpolation, der die Flammenkontur eindeutig beschreibt, wird aus dem erweiterten Wertebereich extrahiert und mit einer Winkelauflösung von 3° in das kartesische Brennraum-Koordinatensystem rücktransformiert. In Abbildung 3.15 ist dies der Wertebereich des in der Mitte der Interpolationsebene angedeuteten Koordinatensystems. Durch die Interpolation können Punkte der Flammenhülle wiederum außerhalb der Brennraumkontur liegen. Diese Punkte werden an die Brennraumkontur angepasst. Abschließend wird eine konvexe Hülle um die Punktelcke gelegt, Abbildung 3.16.

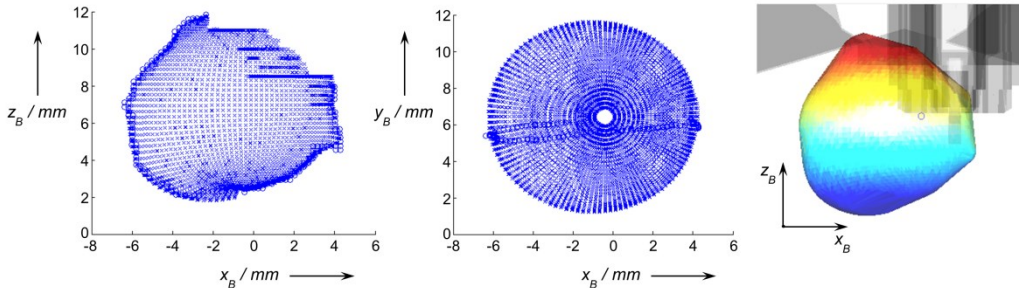


Abbildung 3.16: Punkte der Interpolation sowie zugehörige konvexe Flammenhülle.

d Berücksichtigung der Flammenausbreitungshistorie zur Generierung geschwindigkeitsbasierter Datenpunkte

Bei fortschreitender Flammenausbreitung kommt es zu einem immer größer werdenden, nicht einsehbar Bereich der Flamme, Abbildung 3.17. Hierdurch fehlen Informationen zur Erstellung von Stützpunkten, die für die Interpolation benötigt werden. Deshalb werden ab der Bildaufnahme nach Start der Verbrennung SOC_t neben der rein geometrischen Interpolation Geschwindigkeitsvektoren der Flamme erstellt, ab der dritten Bildaufnahme zusätzlich Beschleunigungsvektoren. Diese werden zur Erstellung von Stützpunkten in dem durch Okklusion verschatteten Bereich verwendet und um die rein geometrisch bestimmten Punkte zu verifizieren und gegebenenfalls zu korrigieren.

Da die Flammenkontur bei der Transformation in das Polarkoordinatensystem auf das vorgegebene Rechengitter mit 3° Auflösung approximiert wird, liegen die Konturpunkte bereits in regelmäßigen, gleichbleibenden Winkelabständen vor. So lässt sich zu gleichen Winkelkoordinaten der Flammenradius aufeinander folgender Flammenkonturen miteinander vergleichen und hieraus die gesuchte Geschwindigkeit und Beschleunigung berechnen.

Für den Fall, dass noch keine Bestimmung von Beschleunigungsvektoren möglich ist, werden zunächst die Flammenkonturpunkte des zu betrachtenden Bildes mit dem Index n wie oben beschrieben geometrisch bestimmt. Die Konturpunkte werden mit den Konturpunkten des vorangegangenen Bildes $n-1$ verglichen und die jeweiligen Geschwindigkeitsvektoren aufge-

stellt. Die Geschwindigkeitsvektoren werden nach gleichem Vorgehen wie bei der Interpolation der Radien r_p in einem Polarkoordinatensystem über den gesamten Kugelbereich interpoliert.

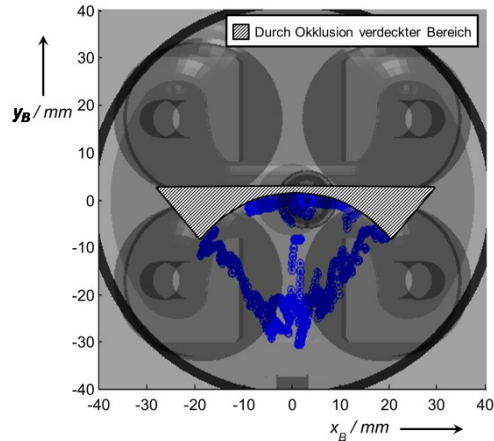


Abbildung 3.17: Bereiche der Flammenrekonstruktion, die aufgrund von Okklusion nicht einsehbar sind.

Mithilfe der bestimmten Geschwindigkeitsvektoren lässt sich die im Zeitfenster zwischen Bild n und Bild $n-1$ zurückgelegte Strecke zu jeder Winkelkoordinate bestimmen. Die Strecke wird zu den Flammenkonturpunkten des Bildes $n-1$ addiert, um somit die Flammenkonturpunkte des Bildes n zu erhalten. Wenn ab dem dritten Bild nach SOC_t die Beschleunigungsvektoren bestimmt werden können, werden diese zur Bestimmung der Flammenkontur des aktuellen Bildes berücksichtigt. Die Beschleunigungsvektoren werden ähnlich wie die Geschwindigkeitsvektoren bestimmt. Es werden jedoch die beiden Flammenkonturen berücksichtigt, die der aktuell auszuwertenden Bildaufnahme vorangehen. Es wird im Bereich der Beschleunigungsvektoren interpoliert, anschließend erfolgt eine Korrektur der Flammengeschwindigkeit. Mit der über die Beschleunigung korrigierten Flammengeschwindigkeit können nun wieder die Strecken zwischen der Flammenkontur des Bildes $n-1$ und des aktuellen Bildes n bestimmt werden. Das Resultat sind die Flammenkonturpunkte des aktuellen Bildes n .

Wie bei der geometrischen Interpolation beschrieben, werden die mithilfe der Geschwindigkeits- und gegebenenfalls Beschleunigungsvektoren bestimmten Flammenkonturpunkte in das kartesische Brennraumkoordinatensystem rücktransformiert, an die Brennraumkontur angepasst und abschließend mit einer konvexen Hülle umschlossen. Mit Hilfe der konvexen Hülle lassen sich Informationen über die Flamme wie beispielsweise das Volumen bestimmen.

e Ausgabe der Flammengeschwindigkeiten

Neben dem Volumen lässt sich auch die Flammengeschwindigkeit wie oben beschrieben bestimmen. Die Geschwindigkeit wird als gefilterte absolute Geschwindigkeit s_f bestimmt,

Abbildung 3.18. Die absolute Flammengeschwindigkeit setzt sich zusammen aus der Geschwindigkeit der fortschreitenden Flamme in Richtung des noch unverbrannten Gemischs und der Transportgeschwindigkeit der Flammenfront aufgrund von Brennrauminnenströmungen.

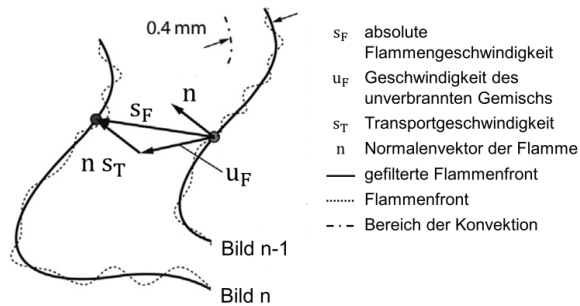


Abbildung 3.18: Erklärung der großskaligen Geschwindigkeiten in einer Flammenfront nach Peterson et al. [97].

Die Angaben für die Geschwindigkeit der Flamme zur Bildaufnahme n werden grafisch als Vektoren dargestellt. Die Stützpunkte der Vektoren sind die zur entsprechenden Winkelkoordinate zugehörigen Flammenkonturpunkte der vorangegangenen Bildaufnahme $n-1$. Die Geschwindigkeit kann für sämtliche Punkte auf der Flammenhülle grafisch dargestellt werden. Zu einer besseren Übersichtlichkeit führt das Auslassen einiger Stützstellen in der Darstellung. Des Weiteren können die Geschwindigkeiten in allen durch die Flammenhülle laufenden Ebenen angegeben werden. Die Flammengeschwindigkeiten werden in der Einheit m s^{-1} angegeben, Abbildung 3.19.

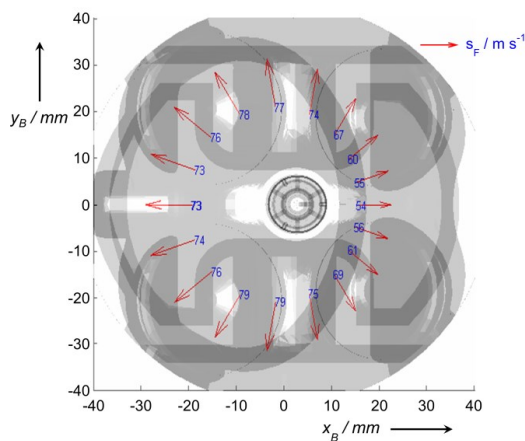


Abbildung 3.19: Beispiel der Geschwindigkeitsdarstellung einer Flammenausbreitung.

3.3 Simulation der Flammenausbreitung

Die Daten der erweiterten dreidimensionalen Flammenauswertung werden im weiteren Verlauf mit den Ergebnissen einer 3D-CFD-Simulation abgeglichen. Das Vorgehen bei der Berechnung der Verbrennung ist in [135] beschrieben und wird im Folgenden zusammengefasst.

Die vorgestellten Berechnungen werden mithilfe der Software Star-CD® v4.22 von CD-adapco® durchgeführt. Die Berechnungen erfolgen exemplarisch für einen der acht Zylinder. Der Brennraum inklusive der Ein- und Auslasskanäle wird als geometrische Randbedingung für die Simulation verwendet. Die Kanäle werden bis hin zu den Anflanschnpunkten des Einlasstrakts respektive des Abgaskrümmers berücksichtigt. Durch die gegebene Symmetrie des betrachteten Bereichs ist die Simulation einer Hälfte des Brennraums ausreichend. Für den Kolben in unterer Totpunktstellung ergeben sich 830.000 Zellen zur Berechnung, siehe Abbildung 3.20. Die Anfangs- und Randbedingungen der Simulation entstammen einem Motormodell, das anhand der Simulationssoftware GT-Power von Gamma Technologies, LLC erstellt wurde. Die Berechnung wird in zwei Schritten vorgestellt. Zunächst erfolgt die Beschreibung der Einspritzung und Wandfilmbildung, anschließend die Beschreibung der Simulation der Verbrennung, basierend auf den Ergebnissen der Gemischaufbereitung.

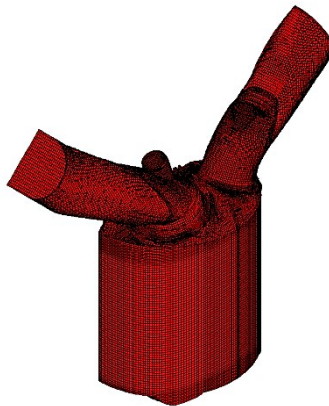


Abbildung 3.20: Rechengitter für die CFD-Simulation. [135]

3.3.1 Simulation der Einspritzung und Wandfilmbildung

Um die turbulente Strömung bei den Berechnungen in Betracht zu ziehen, wird ein k - ϵ -Modell mit Renormierungsgruppen (RNG) verwendet, welches es ermöglicht, feinere Skalen im RANS-Ansatz zu modellieren. Die Einspritzung berücksichtigt die Bauform des Mehrlochinjektors, basierend auf der Mehrphasenströmungsbeschreibung nach Lagrange. Um den Trop-

fenzerfall nachstellen zu können, wurden Untersuchungen des Injektorsprays in einer Druckkammer unter motorgleichen thermodynamischen Bedingungen durchgeführt, Abbildung 3.21.

Die Anfangsgeometrie der Kraftstofftropfen am Düsenaustritt wird mittels der blob-Methode nach Künsberg-Sarre et al. [78] bestimmt. Dabei wird der effektive Düsenlochdurchmesser berücksichtigt, der auf Grund von Einschnürungen, bedingt durch Kavitation, abweichend vom geometrischen Durchmesser ist. Die numerische Beschreibung des Tropfenzerfalls folgt einer Rosin-Rammler-Verteilung. [10]

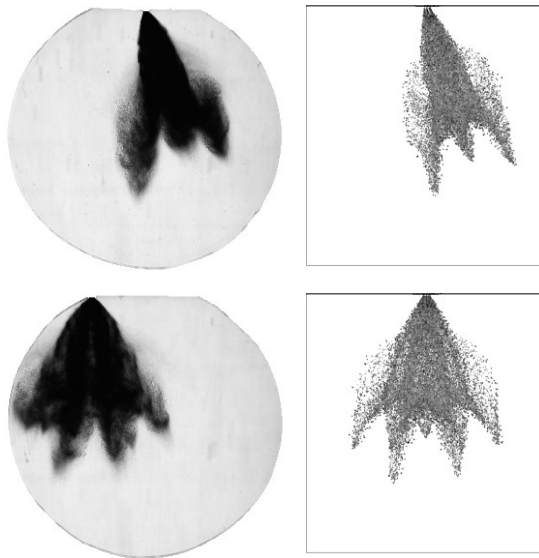


Abbildung 3.21: Vergleich der Einspritzstrahlgeometrie aus Durchlichtmessungen an der Druckkammer (li.) und der Simulationsergebnisse (re.) aus Seiten- (oben) und Frontansicht (unten). [135]

Abbildung 3.22 zeigt den Vergleich der ermittelten Sprayeindringtiefe aus dem Experiment an der Druckkammer und den Ergebnissen der Simulation. Dargestellt ist der Verlauf in den ersten $t = 2$ ms nach Einspritzbeginn. Nach dieser Zeit ist kein weiterer Vergleich möglich, da das Spray den einsehbaren Bereich der Druckkammer überschreitet. Es ist eine gute Übereinstimmung festzustellen.

Neben der Interaktion zwischen Spray und Brennraumströmung ist für die Gemischaufbereitung das Zusammenspiel zwischen Kraftstoff und geometrischen Brennraumabgrenzungen maßgebend. Es erfolgt ebenfalls eine Simulation der Kraftstoffanlagerung an die Brennraumwände und deren Verdampfung aufgrund aufgeheizter Bauteile sowie der Bildung einer Flüssigphase. Hierfür wurden die thermischen Randbedingungen experimentell untersucht.

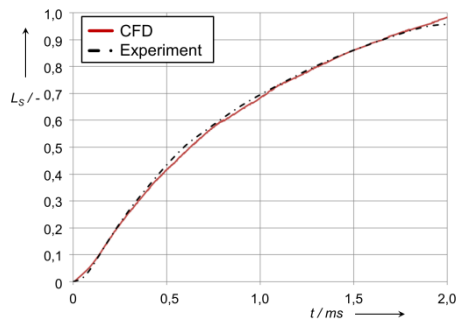


Abbildung 3.22: Experimentell und simulativ gewonnene Information der Sprayeindringtiefe L_s , normiert dargestellt. [135]

Die Eigenschaften des Kraftstoffes haben Auswirkungen auf die Benetzung der Bauteile und auf das Verdampfen des Kraftstoffes. Berücksichtigt werden sieben verschiedene Kraftstoffkomponenten, deren Eigenschaften der Datenbank des National Institute of Standards and Technology (NIST) entnommen sind und deren Beschreibung anhand eines diskret/kontinuierlichen Mehrkomponentenmodells (discrete/continuous multi-component model, DCMC) erfolgt. Für die Beschreibung der Tropfen-Wand-Interaktion wird auf das Modell nach Bai-Gosman zurückgegriffen [9], welches durch die Erweiterungen nach Senda ergänzt wird [52]. Um die Art des Verdampfungsverhaltens richtig beschreiben zu können, werden die Nukiyama- und Leidenfrost-Temperatur entsprechend dem Vorgehen von Habchi et al. bestimmt [51, 52].

Abbildung 3.23 zeigt Ergebnisse der CFD-Simulation für einen Teillastpunkt. Dargestellt ist die Verteilung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses zum Zündzeitpunkt. Verglichen werden diese Ergebnisse mit endoskopischen Aufnahmen des Rußeigenleuchtens zu einem späten Zeitpunkt der Verbrennung. In dieser Phase der Verbrennung überleuchtet die intensivere Strahlung des aufgeheizten Rußes die Eigenstrahlung der Verbrennung [89]. Für eine bessere Orientierung ist den Abbildungen die Schnittlinie der Symmetrieebene des Kolbens mit der brennraumzugewandten Kolbenoberfläche hinzugefügt. Die fetten Bereiche, welche dem Simulationsplot zu entnehmen sind, stammen von den einzelnen Einspritzkeulen des seitlich sitzenden Injektors. Die dargestellten Ergebnisse entstammen einem Versuch mit ungünstigem Einspritztiming, sodass das Spray in nahezu rechtem Winkel auf das angedeutete auslassseitige (rechte) Ende der Kolbenmulde trifft. Spray und Kolben interagieren ungünstig, es kommt zu einer erhöhten Wandfilmbildung. Die mit den Ziffern eins bis drei markierten fetten Zonen lassen sich einzelnen Keulen des Sprays zuordnen. In den Bereichen des Kraftstoffüberschusses kommt es während der Verbrennung zur Bildung von Ruß, welcher aufgeheizt zu einem grauen Strahler wird. Gegen Ende der Verbrennung sind noch immer die einzelnen überfetteten Bereiche in der Kolbenmulde anhand des Rußeigenleuchtens zu erkennen. Die Ergebnisse der Simulation stehen in sehr guter Übereinstimmung mit den experimentellen Aufnahmen.

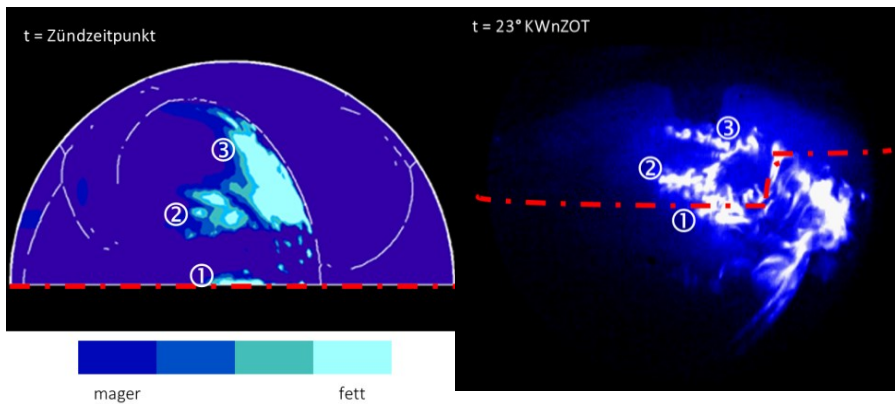


Abbildung 3.23: Ergebnisse der CFD-Simulation (li.) und experimentelle Aufnahmen des Rußeigenleuchtens (re.). [135]

3.3.2 Simulation der Verbrennung

Im Anschluss an die Simulation des Wandfilms und der Gemischverteilung im Brennraum erfolgt die Simulation der Verbrennung unter Anwendung des Extended Coherent Flame Models für 3 Zonen (ECFM-3Z) [26]. Die drei Zonen berücksichtigen dabei je eine

- Zone mit unvermishtem Kraftstoff,
- Zone mit Gemisch,
- Zone mit reiner Luft und Restgas bzw. rückgeführtem Abgas.

Das Zündverhalten wird ausschließlich in der Zone mit Gemisch anhand eines zweistufigen Modells dargestellt. Das Modell berücksichtigt eine Brennverzugszeit und bestimmt einen initialen Flammenkernradius R_k zu Beginn der Verbrennung [1].

$$R_k = \min \left[15 \cdot F_{actker} \cdot \delta_L \cdot \frac{T_b}{T_u}, R_{klimit} \right] \quad (3-13)$$

mit:	R_k	initialer Flammenkernradius (m)
	F_{actker}	Korrekturparameter (-)
	δ_L	laminare Flammendicke (m)
	T_b	Temperatur im Verbrannten (K)
	T_u	Temperatur im Unverbrannten (K)
	R_{klimit}	Korrekturparameter (m)

Basierend auf dem initialen Flammenkern wird im Bereich der Zone mit Gemisch das ECFM [27] angewendet, welches auf der Flame-Surface-Density-Gleichung (FSD) aufbaut. Es wird die

Flammenfrontfaltung durch turbulente Wirbel berücksichtigt, wodurch lokal die Eigenschaften von Frischgemisch und verbranntem Gas beschrieben werden können, auch wenn starke Schichtungsgradienten des Kraftstoffes vorliegen. Die Nutzung von FSD-Gleichungen wurde in der Vergangenheit bereits erfolgreich bei Ottomotoren umgesetzt und auch validiert [37, 38, 60, 75, 79].

Das ECFM-3Z berücksichtigt Radikalbildung und -dissoziation. Einige kohlenstofffreie Verbindungen werden dabei als im Gleichgewicht befindlich angenommen, unter anderem das Gleichgewicht des Hydroxyl-Radikals (OH) zu seinen elementaren Bestandteilen Wasserstoff und Sauerstoff. Für Vergleiche zwischen Simulation und experimentell bestimmter Flammenausbreitung wird die Flammenfront auf die numerischen Ergebnisse der Iso-Oberfläche der OH-Radikalbildung referenziert. Der Vergleich zwischen Simulation und Experiment wird in Abschnitt 3.4 vorgestellt.

3.4 Vergleich von Experiment und Simulation

Für den Vergleich von Experiment und Simulation wird die Rekonstruktion der Flamme über 200 Einzelzyklen gemittelt. Verglichen wird die Draufsicht auf die Rekonstruktion der Flamme mit den Isolinen der Summe der Anteile von OH, O und H, wie sie bei den CFD-Rechnungen bestimmt wurden. Die Isolinen sind in der Höhe des Flammendecks dargestellt. Die Bereiche mit keinem Anteil an einer der drei Spezies sind mit blau gekennzeichnet. Der Vergleich wird an einem Volllastpunkt des Versuchsmotors bei hoher Drehzahl durchgeführt. Die Abbildungen sind zur jeweils gleichen Stellung der Kurbelwelle dargestellt. Zur besseren Orientierung ist ein Gitter mit einem Gitterabstand von zehn Millimetern über die Abbildungen gelegt, Abbildung 3.24.

Während die Simulation die Flamme zu Beginn der Verbrennung bei -6° KWnZOT leicht größer bestimmt, ist die Übereinstimmung der Lage des Flammenkernschwerpunkts mit Verschiebung in negative x_B -Richtung sehr gut. Beide Methoden bestimmen eine schnellere Ausbreitung der Flamme in negativer x_B -Richtung im Vergleich zur positiven x_B -Richtung. Auch die absolute Flammenausdehnung ist zu einem frühen Zeitpunkt der Verbrennung nahezu identisch.

Zu größeren Abweichungen kommt es durch den nicht vermeidbaren Fehler aufgrund von Okklusion in der späteren Phase der Verbrennung bei 8° KWnZOT. Die Simulation zeigt, dass sich die Flamme, bedingt durch Quetschströmungen entlang der x_B -Achse, in der x_B - z_B -Ebene langsamer ausbreitet. Dieser Bereich ist mit der Position des Endoskops nicht einsehbar.

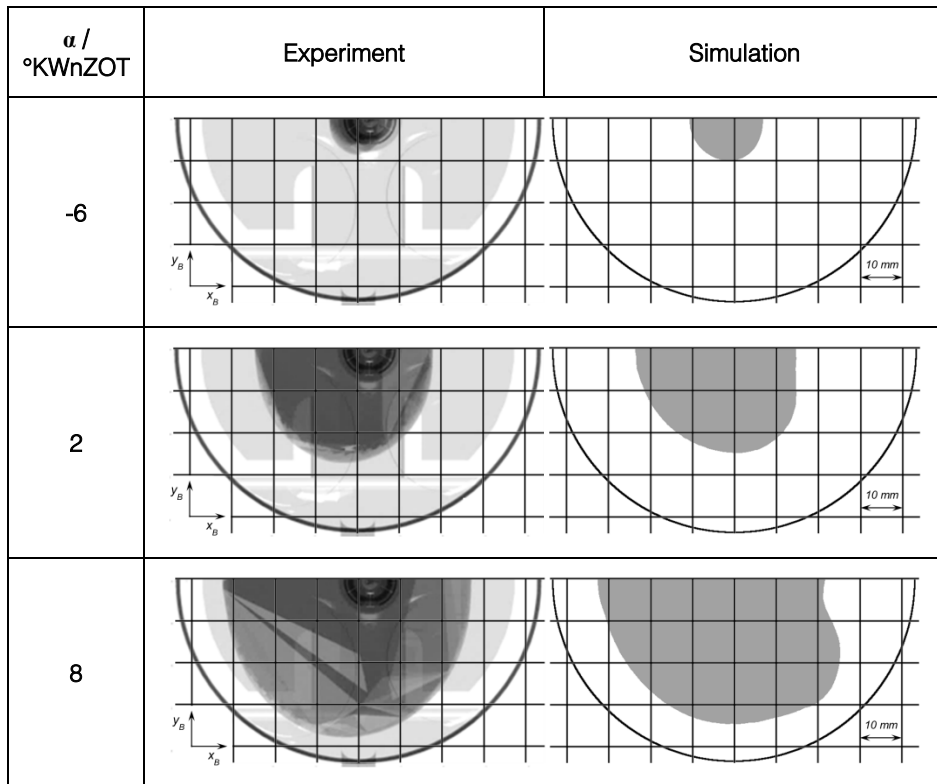


Abbildung 3.24: Vergleich der Ergebnisse der Rekonstruktion der Flamme basierend auf experimentellen Messungen, gemittelt über 200 Einzelzyklen, mit der Summe der Anteile der Spezies OH, O sowie H, bestimmt mit der CFD-Simulation.

4 Alternative Kaltstartstrategien bei Ottomotoren

Folgt man dem Gesetzestext der Europäischen Kommission [32], so umfasst der Kaltstart die ersten fünf Minuten nach dem Start des Verbrennungsmotors beziehungsweise die Zeit bis erstmalig eine Kühlmitteltemperatur von 70 °C erreicht wird. Ein erheblicher Anteil der Emissionen während eines Testzyklus zur Typengenehmigung eines Fahrzeugs entsteht jedoch schon in einer wesentlich kleineren Zeitspanne. Insbesondere der nicht betriebswarme Motor und eine kalte Abgasnachbehandlungsanlage bedingen hohe Emissionen.

Der Kaltstart eines Ottomotors steht in vielerlei Hinsicht aktuell im Fokus der Entwicklung. Vorangetrieben wird diese durch die 2014 eingeführte und 2017 verschärfte Limitierung der Partikelemissionen sowie durch den Einsatz des Motors im Antriebsstrang-Konzept eines Hybridmotors. Im Zusammenhang mit einem hybriden Antrieb werden Motoren je nach Nutzerverhalten und Betriebsstrategie oft ausgeschaltet und kühlen aus. Wird der Motor bei Bedarf wieder in Betrieb genommen, führt dies zu erhöhten Emissionen. Einen noch höheren Anteil an Motorneustarts sehen Eckl et al. bei der CO₂-Reduktionstechnologie Segeln, bei der der Motor während des Fahrzeugbetriebs, sobald keine Last gefordert ist, gestoppt wird [40]. Bei den Motorneustarts sind insbesondere die Kohlenwasserstoffemissionen, Kohlenstoffmonoxidemissionen sowie die Partikelemissionen zu nennen. Um die Emissionen niedrig zu halten, werden Betriebsstrategien entwickelt, die den Motor und insbesondere die Abgasnachbehandlung, in erster Linie den Drei-Wege-Katalysator, auf Temperatur halten und somit hohe Konvertierungsraten erzielen [77].

Des Weiteren hat die geforderte Motorlast während des Kaltstarts einen signifikanten Einfluss auf die Emissionen. Seit Einführung des WLTP-Testzyklus im September 2017 steigen die Anforderungen an die Motorlast sowohl im betriebswarmen als auch im kalten Motorzustand. Bereits zwölf Sekunden nach Motorstart erfolgt die erste Anforderung auf eine positive Drehmomentenabgabe an den Motor [33]. Die gleichzeitig mit dem WLTP eingeführte Überprüfung der RDE (Real Driving Emissions) quantifiziert die Zeit bis zur ersten Lastaufschaltung nicht, fordert jedoch, dass „lange Leerlaufzeiten [...] nach der ersten Zündung des Verbrennungsmotors zu Beginn der Emissionsprüfung zu vermeiden“ sind [32]. Da es keine vorgeschriebenen Fahrprofile für die RDE-Überprüfung gibt, können unmittelbar nach Motorstart hohe Lastanforderungen an den Motor bis hin zur Vollast gestellt werden, was im gesteigerten Maße eine Herausforderung zur Einhaltung der Grenzwerte darstellt. Auch sind die Randbedingungen für eine Überprüfung mittels des RDE-Verfahrens erweitert worden. So müssen die gegebenen Emissionsgrenzwerte, korrigiert um einen Konformitätsfaktor von 2,1 (inkl. Messunsicherheit der mobilen Abgasmessanlagen, Portable Emissions Measurement System, PEMS), in einem Temperaturbereich von 0 °C bis 30 °C bei Höhenlagen bis 700 m eingehalten werden [33]. Unter Zugeständnis eines erhöhten Konformitätsfaktors sind Überprüfungen bei bis zu -7 °C

Umgebungstemperatur abzusichern. Vor diesem Hintergrund sind neben den direkten Emissionen der Nulllast bzw. Teillast direkt nach dem Motorstart auch die sich anschließenden hohen Lasten zu berücksichtigen, wenn die Qualität einer Kaltstartstrategie bewertet werden soll. Die Konditionierung des Brennraums während der ersten Sekunden nach Motorstart kann die Emissionen bei hohen Lastanforderungen im kalten Motorzustand maßgeblich beeinflussen. Die folgenden Abschnitte behandeln die Emissionsursachen während eines Kaltstarts sowie die Möglichkeit, den Brennraum während des Kaltstarts und für die sich gegebenenfalls anschließende gesteigerte Last zu konditionieren.

4.1 Emissionen während des Kaltstarts

Während des Kaltstarts gilt neben den gasförmigen Emissionen auch den Partikelemissionen ein besonderes Augenmerk. Abbildung 4.1 zeigt das Verhalten verschiedener Motorkonzepte bezüglich der Partikelemissionen. Der Grafik sind die Partikelemissionen von Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung (BDE) mit und ohne Ottopartikelfilter (OPF) zu entnehmen. Des Weiteren ist ein Vergleich mit einem Motor mit Saugrohreinspritzung (SRE) gegeben. Die dargestellten Ergebnisse von Chan et al. [24] beziehen sich auf Messungen im FTP-75-Testzyklus, der eine Testphase mit kaltem Motor und mit vorher warmgefahrenen Motor vorsieht. Der Einfluss der Motortemperatur zum Start des Tests ist deutlich zu erkennen. Die Unterschiede lassen sich zum einen auf die schlechte Gemischaufbereitung aufgrund kalter Luft und kalten Kraftstoffs zurückführen. Ebenso erhöhen sich Reibung und Verbrennungsverluste aufgrund niedriger Medien- und Bauteiltemperaturen. Außerdem führen niedrige Temperaturen des Katalysators zu einer schlechten Abgasnachbehandlung [73]. Auch ist zu erkennen, dass neben der Motortemperatur die Umgebungstemperatur Einfluss auf die Emissionen nimmt. So sind die Partikelemissionen von Fahrzeugen ohne Partikelfilter bei kälteren Temperaturen höher. Der Einfluss zwischen kalter und warmer Motortemperatur ist jedoch größer.

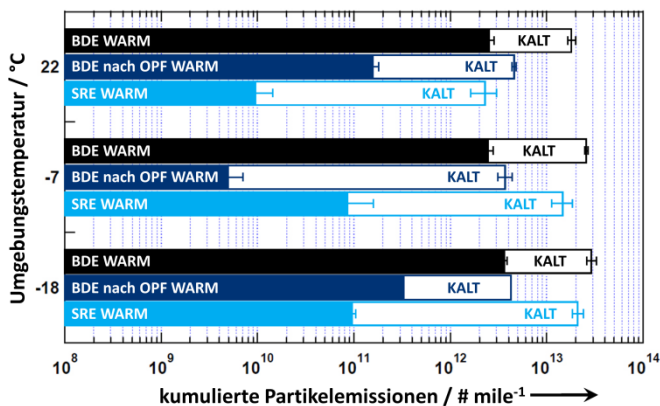


Abbildung 4.1: Kumulierte organische Partikelemissionen je gefahrener Meile im FTP-75 Kalt- und Warm-Zyklus für verschiedene Ottomotorkonzepte nach Chan et al. [24]

Abbildung 4.2 zeigt die kumulierten Partikelemissionen für verschiedene Motorkonzepte während eines Kaltstarts, wie sie von Badshah et al. [8] untersucht wurden. Die gezeigten Kurven fassen dabei mehrere Fahrzeuge eines Motorkonzepttyps zusammen. Die Kurven zeigen, dass bereits das reine Starten der Motoren ohne anschließende Lastaufbringung bei niedrigen Temperaturen zur Überschreitung des Grenzwertes führt, wie er für neue Typenzulassungen nach Euro 6c gefordert ist [131]. Die für die Untersuchung herangezogenen Fahrzeuge zielen nicht auf eine Typenzulassung nach Euro 6c ab, die Modelljahre der Fahrzeuge sind 2010 oder neuer.

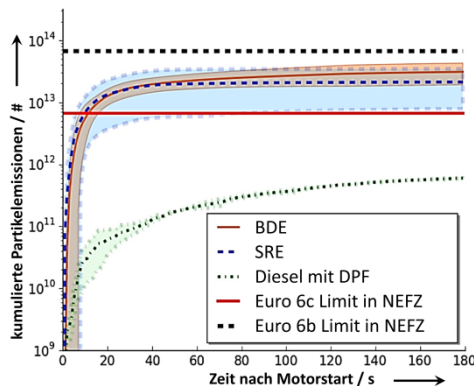


Abbildung 4.2: Kumulierte Partikelemissionen nach Kaltstart verschiedener Motorkonzepte bei ca. -8°C , gemittelt über mehrere Fahrzeuge nach Badshah et al. [8]

Es gibt zahlreiche Ansätze, zumindest die gasförmigen Emissionen während des Kaltstarts zu reduzieren. Eine Übersicht der angemeldeten Patente mit dem Fokus auf ein emissionsarmes Erhitzen einer katalytischen Abgasstrecke über die Konfiguration geben Puertolas et al. [102]. Im Kontext der hybriden Anwendung eines Motors zeigen Ebner et al. [39] die Relevanz des Kaltstarts. Auch sind zahlreiche Maßnahmen zur innermotorischen Steuerung und Ursache der Rohemissionen oder des Aufheizpotenzials von Katalysatoren untersucht worden [23, 41, 42, 73, 105, 107, 113, 138]. Im Detail gibt es Untersuchungen von Wiemer zu den ersten wenigen Verbrennungszyklen während des Kaltstarts [144]. Die genannten Arbeiten zielen auf eine Evolution der bekannten Maßnahmen ab.

Im Folgenden sollen innovative, unkonventionelle Maßnahmen vorgestellt werden, die auf die Verbesserung der Gemischaufbereitung auf Grund von Erhitzung der beteiligten Medien Luft und Kraftstoff abzielen. Ein Ansatz zur Erhitzung des Kraftstoffs ist, die Spitze eines Injektors über einen Widerstand elektrisch zu beheizen. Der Fokus vieler Untersuchungen liegt dabei auf der Verwendung schwer zu verdampfender Kraftstoffe, wie beispielsweise Kraftstoffe mit hohem Ethanol-Anteil. Die Nachteile dieses Verfahrens sind die Aufwendungen für einen angepassten Injektor und einer Ansteuerungselektronik. Auch die lange Zeit, die ein solcher

Injektor zum Vorheizen benötigt, könnte die Kundenakzeptanz beeinflussen [5, 25, 28, 46, 66, 67, 111, 119, 120, 151].

Eine Patentanmeldung, die die Vorheizzeit zwar nicht reduzieren kann, aber auf die vorhandene Injektortechnik zurückgreift, wurde von der Robert Bosch GmbH [6] vorgestellt. Dabei werden die in einem Injektor mit Magnetventil vorhandenen Spulenwicklungen zum Erhitzen des gesamten Bauteils gezielt angesteuert. Das Aufheizen der Luft hat ebenfalls einen positiven Einfluss auf die Laufruhe eines Motors, die Emissionen und den Kraftstoffverbrauch. Dies zeigen Arbeiten, in denen die Verbrennungsluft durch einen externen Zuheizer erwärmt wird [83, 110]. Nach Ni et al. [91] können die Kohlenwasserstoffemissionen (hydrocarbons, HC) durch die wärmere Luft bei Umgebungstemperaturen von ca. 5° C um über 50 % reduziert werden. Ebenso werden die Kohlenstoffmonoxidemissionen (CO) deutlich gesenkt, Abbildung 4.3.

Eine weitere Möglichkeit zur Luftvorheizung ist die Nutzung der Abgasenthalpie, wie es beispielsweise im Patent von Ulrey et al. [140] vorgeschlagen wird. Mit Hilfe eines Luft-Luft-Wärmetauschers wird die Energie dem Abgastrakt entzogen und dem Einlass zugeführt. Es ist anzunehmen, dass sich die fehlende Wärme jedoch auf das Aufheizen des Katalysators auswirkt.

Ein weiterer Vorschlag zur Konditionierung der Verbrennungsluft wird im Patent von Bubeck et al. [20] vorgestellt. Dazu wird die Verlustwärme bei der Kompression und anschließenden Expansion von Luft ausgenutzt. Hierfür wird vor dem ersten Verbrennungszyklus Luft aus dem Einlasskanal angesaugt und bei geschlossenen Ventilen komprimiert und anschließend wieder in den Einlass zurückgeschoben. Dieser Vorgang wird bei Bedarf mehrfach wiederholt. Das System benötigt jedoch zwingend deaktivierbare Auslassventile. Einen ähnlichen Ansatz stellen Heyse et al. [61] vor, mit dem Unterschied, dass sie vorsehen, die Luft für die Kompression aus dem Auslasskanal anzusaugen.

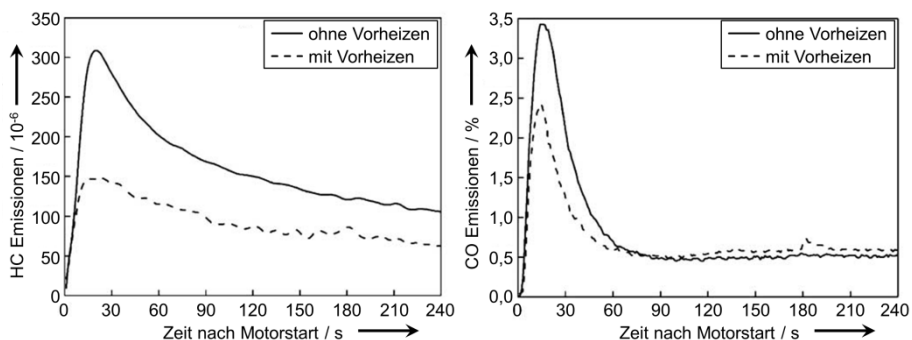


Abbildung 4.3: HC- und CO-Emissionen während des Kaltstarts eines Ottomotors mit und ohne Vorheizung der Verbrennungsluft. [91]

Neben dem Einfluss der Temperatur von Kraftstoff und Luft hat auch die Bauteiltemperatur einen erheblichen Einfluss auf das Motorverhalten während eines Kaltstartvorgangs und der anschließenden Erwärmungsphase eines Motors. Neben der schlechteren Aufbereitung des Gemischs führen kalte Brennraumwandungen zu Kraftstoffanlagerungen, was eine rußende und unvollständige Verbrennung begünstigt [41]. Des Weiteren finden Rodriguez et al. [106] in ihrer Arbeit heraus, dass der Einfluss des Aufheizens der Brennraumwände durch eine größere Wärmefreisetzung in einem vorangegangenen Arbeitszyklus einen signifikanten Einfluss auf den darauffolgenden Zyklus hat. Sie beschreiben, dass durch das Aufheizen des Brennraums der zur Verbrennung aufbereitete Anteil des verdampften Kraftstoffs um den Faktor vier höher ist, als man es durch gezieltes Anfetten mittels Mehreinbringung von Kraftstoff realisieren kann.

Als Folge der dargestellten Einflussfaktoren auf die Verbrennung bei einem nicht betriebswarmen Motor wird im Folgenden eine neue Betriebsstrategie für Ottomotoren vorgestellt. Die Strategie setzt gezielt bei den bekannten Problematiken der Brennraumwandtemperatur und den thermodynamischen Bedingungen im Brennraum an. Nach Bertsch ist eine schnelle Erwärmung des Motors zwingend erforderlich, um insbesondere den Ausstoß von Partikelemissionen reduzieren zu können [16].

4.2 Antagonistische Verbrennung

Die „antagonistische Verbrennung“ stellt eine Maßnahme dar, die auf die Erwärmung des Brennraums abzielt. Insbesondere während der Motorbetriebsart zum Heizen des Katalysators wird durch eine gewünscht späte Verbrennung dem Abgassystem viel Energie zugeführt. Der daraus resultierende schlechte mechanische Wirkungsgrad der Verbrennung wird durch eine Spätverstellung der Zündung erreicht. Während der Verbrennung überschreitet der Verbrennungsdruck in der unteren Teillast nicht den Kompressionsdruck.

Eine Untersuchung zur Bestimmung der Oberflächentemperatur eines Zylinderkopfes hat gezeigt, dass eine einzelne Verbrennung mit gesteigertem Verbrennungsdruck die untersuchte Temperatur nachhaltig erhöhen kann. Abbildung 4.4 zeigt im Vordergrund den Verlauf des Zylinderdrucks und der Oberflächentemperatur des Zylinderkopfs von drei aufeinanderfolgenden Arbeitsspielen. Dargestellt sind aufeinanderfolgend ein Zyklus mit repräsentativem Druckverlauf beim Katalysatorheizbetrieb ①, ein Zyklus mit Verbrennungsaussetzer ② und in Folge ein Zyklus mit gesteigertem Verbrennungsdruck ③. Es ist zu erkennen, dass sich das Oberflächentemperaturniveau des Zylinderkopfs bei dem nicht verbrennenden, aber auch bei dem spät umsetzenden Arbeitsspiel nur unmerklich verändert. Im Gegensatz dazu steht das Arbeitsspiel mit erhöhtem Zylinderspitzenruck. Ein Sprung der Oberflächentemperatur des Zylinderkopfs von über zwanzig Kelvin ist zu erkennen. Die Temperatur sinkt nach der Verbrennung wieder, bleibt jedoch auf einem höheren Niveau als zuvor. Dies ist auch im Messschrieb über der Zeit bei ca. 2 s zu erkennen. Hier ist sowohl die maximale Temperaturdifferenz über einen Zyklus dargestellt als auch die über einen Zyklus gemittelte Oberflächentemperatur. Der

gemittelten Temperatur ist zu entnehmen, dass der einzelne Zyklus mit hohem Verbrennungsdruck nachhaltig die Brennraumboberflächentemperatur anhebt.

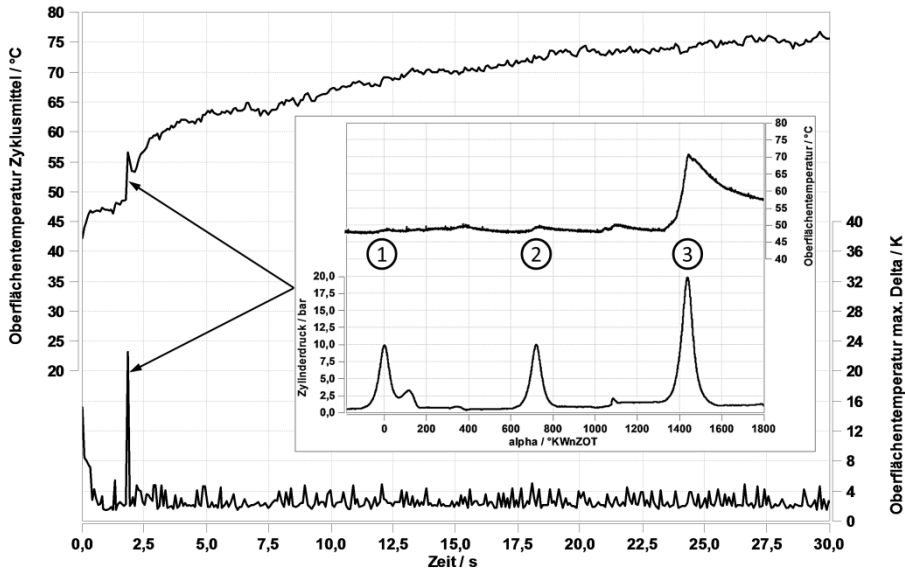


Abbildung 4.4: Einfluss des Zylinderdruckverlaufs auf die Oberflächentemperatur im Zylinderkopf während des Kaltstarts eines Ottomotors. [133]

Die Strategie der antagonistischen Verbrennung sieht vor, sich diesen Effekt zu Nutze zu machen. Dafür wird in regelmäßigen Abständen auf den verschiedenen Zylindern eines Ottomotors die Zündung auf einen im Vergleich zum Katalysatorheizbetrieb wesentlich früheren Zeitpunkt verschoben. Durch diese Verschiebung gelingt es, den Brennraum zu konditionieren. Die einhergehenden positiven Effekte sind beispielsweise von Ogris et al. beschrieben [92]. Ein weiterer Vorteil der erhöhten Brennraumtemperaturen und der gesteigerten Zylinderdrücke ist die Vermeidung von Rußablagerungen [50]. Bei richtiger Parametrierung der sehr frühen Verbrennung kann der Wirkungsgrad gleich einer Verbrennung bei Spätverstellung des Zündfunken verschlechtert werden. Dadurch kann zwischen einer sehr frühen und sehr späten Verbrennung von einem auf den nächsten Arbeitszyklus gewechselt werden, ohne dass der Motor ungewollte Beschleunigungen der Kurbelwelle erfährt. Die Verbrennungen wirken entgegengesetzt, sprich antagonistisch.

Durch höhere Brennraumwandtemperaturen steigt die Gastemperatur während der Einbringung des Kraftstoffs und im Kompressionstakt an, was eine verbesserte Gemischaufbereitung bedeutet. Des Weiteren verringern höhere Brennraumwandtemperaturen den Effekt des Flame-Quenchings. Beide Effekte führen zu verringerten Emissionen im Kaltstart. Eine Variation der Zündwinkelvorzüge und der Häufigkeit der Vorzüge und deren Effekt auf die

Partikelemissionen, die gasförmigen Emissionen sowie die Motorlaufruhe im Katalysatorheizbetrieb wird in Abschnitt 6 vorgestellt. Des Weiteren wird der Einfluss der Konditionierung des Brennraums mithilfe von antagonistischen Verbrennungsanteilen auf eine sich an den Heizbetrieb anschließende Lastaufschaltung untersucht.

Das Vorgehen birgt gleichermaßen Potenzial für Ottomotoren mit Direkteinspritzung, Saugrohreinspritzung sowie Vergasertechnik. Eine Beschränkung auf das Vier-Takt-Verfahren wird nicht erwartet. Es gibt keine wesentlichen Anforderungen an den Motor, die nicht dem Stand der Technik entsprechen.

5 Versuchsumgebung

Die Untersuchungen zu der vorgestellten Kaltstartstrategie, basierend auf der antagonistischen Verbrennung, erfolgten an einem Ottomotor, der zum Zeitpunkt der Untersuchungen Serienreife erreicht hatte. Der Einfluss der Strategie auf das Brennverhalten und auf die Emissionen wird untersucht. Die Verbrennung wird außerdem mit optischen Messtechniken analysiert und die erweiterte dreidimensionale Flammenauswertung findet Einsatz. Für die Versuche am Motorprüfstand wird auf eine Vielzahl von Messgeräten zurückgegriffen.

In Abbildung 5.1 sind die Positionen der wichtigsten Messstellen angegeben. Die Erläuterung zu den jeweiligen Messstellen sowie die verwendeten Sensoren und Messgeräte sind in den folgenden Abschnitten zusammengetragen.

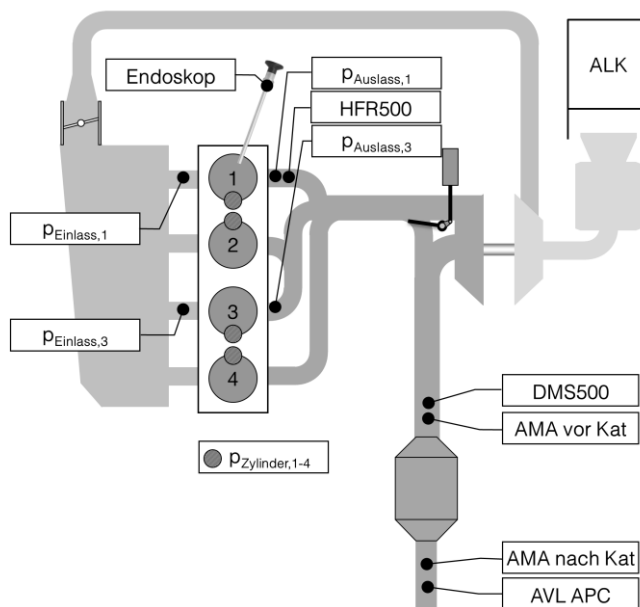


Abbildung 5.1: Schematischer Messstellenplan. [133]

5.1 Versuchsmotor

Die Untersuchungen erfolgen an einem 4-Zylinder-Serienmotor mit ottomotorischer Verbrennung, Direkteinspritzung und Turboaufladung. Um die Rahmenbedingungen für die antagonistische Verbrennung bereitzustellen, wird ein Motor mit umfangreichen Verstellmöglichkeiten gewählt. Die Steuerzeiten lassen sich sowohl für den Einlass als auch für den Auslass variieren. Darüber hinaus ist der Maximalhub der Einlassventile stufenlos in einem vorgegeben Bereich verstellbar. Sowohl Zündkerze als auch Injektor sind zentral im Brennraum quer angeordnet. Die zentralen Kenndaten des Motors sind Tabelle 2 zu entnehmen.

Tabelle 2: Kenndaten des Versuchsträgers für die thermodynamischen und optischen Untersuchungen während des Kaltstarts.

Zylinderanordnung/-anzahl	R/4
Bohrung/Hub	82 mm/94,6 mm
Verdichtungsverhältnis	10,2:1
Injektor	Mehrlochdüse, Magnetventil
Injektoreinbauposition	Zentral
Ventile je Zylinder	4

Das Seriensteuergerät des Motors mit elektronischem Tastkopf, eine DME 8.4.1 von der Robert Bosch GmbH, wird mit INCA (v7.1.9/2) über ein Schnittstellenmodul Etas ES593 gesteuert. Neben diesem Steuergerät ist ein weiteres frei programmierbares Steuergerät mit der Kurbelwelle und der Nockenwelle des Motors synchronisiert. Dieses ermöglicht die zeitliche Steuerung eines zweiten Zündfunken.

Bei diesem Steuergerät handelt es sich um eine MS3 Pro, gesteuert über Tunerstudio MS Ultra v3.0.28 der Firma EFI Analytics. Zwischen Seriensteuergerät und Zündspulen wird eine zusätzliche Elektronik eingebracht, die je nach Vorgabe entweder den Zündfunken des Seriensteuergeräts oder des Zusatzsteuergeräts an die Zündspule weiterleitet. Eine Prinzipskizze des Zündpfades ist in Abbildung 5.2 gegeben.

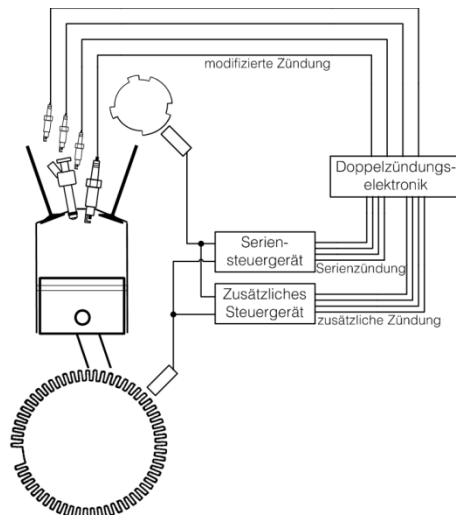


Abbildung 5.2: Modifizierter Zündungspfad. [133]

5.2 Prüfstand

Die Motordrehzahl wird über eine Kupplung trennbar von einem asynchron laufenden Elektromotor geregelt. Der Elektromotor kann sowohl negatives als auch positives Drehmoment generieren. Das Drehmoment wird mittels einer Drehmomentmesswelle der Firma GIF des Typs F1 mit einer Genauigkeit von $\pm 0,1$ Nm erfasst. Die Prüfstandsteuerung erfolgt mit dem System ITS4 der Firma IAVF. Der Kraftstoffverbrauch wird mit einer Kraftstoffverbrauchsmessanlage KVM 6.0 200 des gleichen Anbieters bestimmt. Die Ansaugluft wird frei anblasend über eine Luftkonditioniereinheit bereitgestellt (Ansaugluftkonditionierung, ALK), die Luftfeuchte wird überwacht und beträgt ca. $5\text{-}8\text{ g kg}^{-1}$ trockener Luft. Die Temperatur der Ansaugluft ist für alle Untersuchungen konstant bei $T = 23\text{ °C}$. Dies gilt auch für Versuche bei niedriger Kühlwasser- und Öltemperatur. Wasser und Öl lassen sich bei Bedarf über eine Kühlanlage, Plattenwärmeübertrager und externe Volumenstrompumpen auch bei Motorstillstand konditionieren.

5.3 Indizierung

Alle vier Zylinder sind mit piezoelektrischen Hochdrucksensoren des Typs 6041AU20 der Firma Kistler ausgestattet. Die Ladung der Sensoren wird mit Ladungsverstärkern des Typs 5064 (Kistler) aufbereitet. Des Weiteren werden die Auslass- und Einlassdrücke mit piezoresistiven Drucksensoren an den Zylindern 1 und 3 gemessen. Auslasseitig finden Sensoren des Typs 4049A (Kistler) Anwendung, auf der Einlassseite wird der Typ 4005B (Kistler) verwendet. Die piezoresistiven Sensoren sind an Verstärker des Typs 4665B (Kistler) angeschlossen. Die zu den

gemessenen Drücken korrespondierenden Analogspannungen werden mit zwei Indimodulen 622 Gigabit der Firma AVL der Kurbelwellenstellung zugeordnet aufgezeichnet. Zur Steuerung der Indimodule wird die AVL-Software Indicom 2.3a verwendet. Des Weiteren werden die Ausgangsspannungen der Fotomultiplier mit der Indizierung mitgeloggt. Die Ladeströme der Stabzündspulen von Zylinder 1 und 3 sowie der Strom der Ansteuerung des Injektors von Zylinder 1 werden mit Strommesszangen CP35 der Firma GMC-I PROSyS erfasst und mit der Indizierung aufgezeichnet.

5.4 Optische Messtechniken

Für die Untersuchungen wird eine auf der Serienzündkerze basierende Lichtleiterzündkerze verwendet, ähnlich der Lichtleiterzündkerze, wie sie in Abschnitt 3.1 vorgestellt wurde. Bei der hier verwendeten Kerze werden acht Bohrungen parallel zur Mittelelektrode eingebracht. Die Quarzglasfasern werden von Saphirstäbchen mit einem Durchmesser von $\varnothing 0,8$ mm und einer Länge von 8 mm geschützt. Sie übertragen elektromagnetische Strahlung vom ultravioletten bis nahen infraroten Wellenlängen an separate Fotomultiplier, die in einem PMV32-Rack der Firma Smetec zusammengefasst sind. Die zu der Intensität der Strahlung korrespondierende Spannung wird mit dem in Abschnitt 5.3 vorgestellten Indiziergerät mit einer zeitlichen Auflösung von $0,1 \text{ }^{\circ}\text{KW}$ aufgezeichnet.

Für endoskopische Aufnahmen der Verbrennung verfügt der Zylinderkopf des untersuchten Motors über optische Zugänge. Die Bildinformation wird mit einem starren Stablinsenendoskop mit Linsendurchmessern von $\varnothing 6,0$ mm der Firma Schölly übertragen. Das Endoskop ist für den sichtbaren Wellenlängenbereich ausgelegt. Es wird in einer mit Druckluft gekühlte Schutzhülse in den Zylinderkopf eingebracht. Das Frontglas der Hülse ist aus Saphir gefertigt. Für die Flammvisualisierung wird die Bildinformation mittels eines Highspeed-Bildverstärkers HiCatt18 der Firma LambertInstruments verstärkt. Die hier eintretenden Photonen lösen aus einer GENIII GaAsP Fotokathode mit einer Quanteneffizienz von bis zu 51,3 % (bei 500 nm) Elektronen aus, die in einer Multi Channel Plate (MCP) vervielfältigt werden und aus einem P46 Phosphor-Schirm wiederum Photonen bei einer Wellenlänge von 530 nm auslösen. Die hier im Vergleich zum Bildverstärkereintritt vervielfältigten Photonen werden mittels einer Koppeloptik an eine Hochgeschwindigkeitskamera der Firma Photron, Model Fastcam SAZ, geleitet. Dieser Aufbau ermöglicht Aufnahmezeiten von 67,2 kHz bei einer Bildauflösung von $512 \times 512 \text{ px}^2$. Die gesamte Messkette wird auf einer Halterung aufgebaut, die starr an Motorblock und Zylinderkopf verschraubt ist. Der Aufbau der Messtechnik, wie sie am Prüfstand eingesetzt wird, ist in Abbildung 5.3 dargestellt.

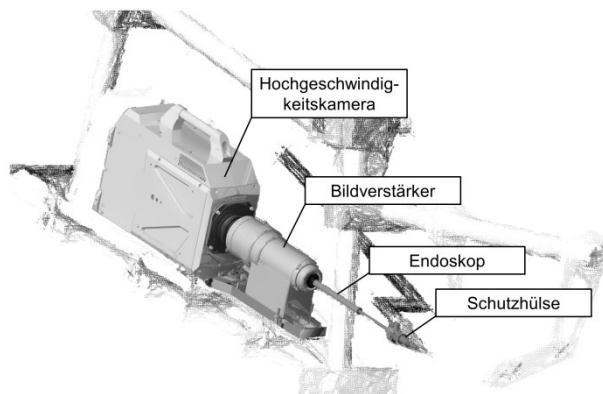


Abbildung 5.3: Messtechniksetup zur Flammvisualisierung. [133]

Um das Rußeigenleuchten innerhalb des Brennraums aufzunehmen, wird der annähernd gleiche Aufbau verwendet. Es wird jedoch zugunsten der besseren Bildqualität auf den Bildverstärker verzichtet. So sind Aufnahmen bei einer Auflösung von $1024 \times 1024 \text{ px}^2$ mit einer Bildwiederholungsrate von bis zu 20 kHz möglich. Abbildung 5.4 zeigt das Sichtfeld, das sich bei den Aufnahmen mit der Hochgeschwindigkeitskamera ergibt. Zur Orientierung ist auf Höhe des Zylinderdecks ein Gitter mit einer Netzgröße von $10 \times 10 \text{ mm}^2$ angebracht. Die Mittelachsen in der Ebene des Gitters sind durch stärkere Linien gekennzeichnet. In Blickrichtung links befinden sich die Auslassventile, auf der rechten Seite ist das weiter von der Endoskopspitze entfernte Einlassventil zu erkennen. Die Zündkerze ist mit leichtem Versatz in Richtung der Auslassventile zentrisch im Brennraum zu erkennen. Rechts daneben, jedoch nicht im Bild ersichtlich, befindet sich der Mehrlochinjektor. Bei den im Weiteren gezeigten Aufnahmen zur Flammenausbreitung ist die Masseelektrode der mit Lichtleitern bestückten Zündkerze anders orientiert als hier im Bild dargestellt.



Abbildung 5.4: Sichtbereich der optischen Aufnahmen. Das Gitter auf Höhe des Zylinderdecks besitzt eine Netzgröße von $10 \times 10 \text{ mm}^2$. [133]

5.5 Emissionsmessung

Die Abgasemissionen werden bei den Versuchen durch eine Vielzahl an Analysegeräten charakterisiert. Es werden sowohl Partikelanzahlkonzentrationen als auch deren Größenverteilung ermittelt. Zusätzlich werden gasförmige Emissionen erfasst.

Die Partikelanzahl wird nach dem Katalysator mit einem AVL APC 489 Advanced bestimmt. Der Kondensationspartikelzähler erfüllt den Standard für Zertifizierungsmessungen, bei denen alle Partikel mit einer Größe von über 23 nm relevant sind. Zusätzlich wird die Anzahl und auch die Größenverteilung der Partikel mit einem differenziellen Mobilitätsspektrometer DMS500 der Firma Cambustion bestimmt. Die Entnahmestelle ist hierbei nach Turbolader und vor Eintritt in den motornahen Katalysator. Es werden Partikel mit Größen von 5 nm bis 1000 nm in 38 Größenabstufungen erfasst.

Unmittelbar hinter dem Auslass von Zylinder 1 werden mittels eines schnellen Flammenionisationsdetektors (FID) des Typs HFR500 der Firma Cambustion die gesamten Kohlenwasserstoffemissionen kurbelwinkelaufgelöst gemessen und mit der Indizierung aufgezeichnet. Vor und nach Katalysator leitet je ein Probenahmesystem Abgasproben an jeweils eine Abgasmessanlage (AMA) vom Typ Mexa 7170D der Firma Horiba. Somit ist eine simultane Erfassung von Emissionen vor und nach Katalysator möglich. Die Abgasmessanlagen sind mit je einem FID FIA-226 zur Messung der gesamten Kohlenwasserstoffe ausgestattet. Je ein Chemilumineszenzdetektor (CLD) CLA-757 analysiert das Abgas auf Bestandteile von NO, NO₂ und NO_x. Nicht-dispersive Infrarotdetektoren (NDIR) AIA 722 und AIA 721A quantifizieren die Anteile von CO und CO₂ im Abgas. Der Sauerstoffanteil wird mithilfe eines magnetopneumatischen Analysators MPA 720 bestimmt. Alle genannten Analysatoren sind Produkte der Firma Horiba.

6 Resultate der antagonistischen Verbrennung

Zur Charakterisierung der antagonistischen Verbrennung wurden Untersuchungen sowohl im stationären als auch im instationären Motorbetrieb durchgeführt. Die stationären Untersuchungen dienen dabei dem Grundverständnis des Brennverhaltens bei Zündungen weit vor dem oberen Verbrennungstotpunkt. Gleichzeitig lassen sich hierbei im Katalysatorheizbetrieb zeiteffizient Applikationsparameter für die sich anschließenden dynamischen Untersuchungen bestimmen. Bei den stationären Untersuchungen kann jedoch trotz einer Zwangskühlung des Motors der Zustand kalter Brennraumwände nicht ausreichend gut berücksichtigt werden, weshalb die dynamischen Untersuchungen, beginnend mit kaltem und stehendem Motor, durchgeführt wurden. Ein Teil der Resultate wurde bereits von Titus et al. [133] vorgestellt.

6.1 Stationäre Untersuchungen

Bei den stationären Untersuchungen wurde der Motor mit einer konstanten Drehzahl betrieben, wie sie im weiteren Verlauf auch bei den dynamischen Untersuchungen während des Katalysatorheizbetriebs eingestellt wurde. Da die Untersuchungen der antagonistischen Verbrennung während des Katalysatorheizbetriebs erfolgten, wurde eine erhöhte Leerlaufdrehzahl $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ gewählt. Die Ziellast für den Heizbetrieb war über die vier Zylinder gemittelt $p_{mi,0} = 2,0 \text{ bar}$.

Da die zur Verfügung stehende Hardware zur Applikation eines zweiten Zündfunken nicht die Möglichkeit geboten hat, auch für Einzelzyklen auf die Einspritzstrategie zu reagieren, war die Applikation einer zündungsgekoppelten Einspritzung nicht möglich. Diese würde im Falle einer antagonistischen Verbrennung erst während der Verbrennung abgesetzt werden und die Emissionen stark verschlechtern. Eine zündungsgekoppelte Einspritzung wäre jedoch bei dem untersuchten Motor nötig gewesen, um bei dem gewählten Zündzeitpunkt ZZP = -20 KWvZOT einen adäquaten Motorlauf bei magerem Gemisch zu realisieren. Daher fanden die Untersuchungen bei homogenem Einspritzzeitpunkt mit Einfacheinspritzung und einem stöchiometrischen Gemisch mit dem Zielwert $\lambda = 1,0$ statt. Das Brennraumluftverhältnis λ wurde über die motoreigene Regelung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses basierend auf der Messtechnik des Serienmotors konstant gehalten. Der Motor wurde während des stationären Betriebs auf eine Kühlwassertemperatur von 25 °C über den motoreigenen, elektrisch gesteuerten Thermostaten geregelt. Die externe Ölkonditionierung befand sich im Kühlkreislauf der Kühlwasserkonditionierung und konnte nicht gesondert geregelt werden. Daher ergab sich eine Temperatur des Öls in der Ölwanne, die ca. 2-3 °C wärmer war als die des Kühlwassers. Die Öltemperatur im Hauptkanal entsprach ca. der Öltemperatur in der Ölwanne.

Die in den folgenden Abschnitten dargestellten Ergebnisse sind im Falle von zeitbasierten Messgrößen der jeweilige Mittelwert über 120 s. Die mittels Indizierung erfassten Messgrößen sind aus 300 Einzelzyklen berechnet.

6.1.1 Variation des Zündzeitpunkts

Bei der Variation des Zündzeitpunkts wird der Motor durch den Elektromotor bei der Katalysatorheizdrehzahl eingeregelt. Die Last wird bei dem Katalysatorheizzündzeitpunkt $ZZP = -20$ °KWvZOT mittels der Ventilhubverstellung auf einen über alle Zylinder gemittelten indizierten Mitteldruck $p_{mi,0} = 2,0$ bar eingestellt. Im Weiteren werden alle Applikationsparameter konstant gehalten, nur der Zündzeitpunkt wird verstellt. Bei diesen Untersuchungen werden alle Zündungen auf allen vier Zylindern verstellt, was einem Anteil von $v_{AV} = 1$ an vorverstellten Zündungen entspricht. Das Verhalten der Verbrennung bei der Variation des Zündzeitpunkts ist in Abbildung 6.1 zusammengefasst. Die zentrale Information, die den Ergebnissen zu entnehmen ist, ist der Verlauf des motorgemittelten indizierten Mitteldrucks $p_{mi,0}$, dargestellt im linken Koordinatensystem. Demnach ist es möglich, eine Verbrennung soweit vor den oberen Totpunkt zu verlagern, dass die Verbrennung wieder einen ebenso schlechten mechanischen Wirkungsgrad erreicht, wie er bei einer Verbrennung in der Katalysatorheizphase realisiert wird. Der indizierte Mitteldruck befindet sich somit wieder auf dem gleichen Niveau. Hier ist dies der Fall bei einem Zündzeitpunkt $ZZP = 88$ °KWvZOT. Es ist daher während des Katalysatorheizbetriebs möglich, von einem auf den nächsten Zyklus den Zündzeitpunkt nach sehr früh zu verstellen, ohne dass der Motor eine nach außen durch erhöhte Vibrationen oder Rotationsbeschleunigung der Kurbelwelle bemerkbare Anomalität zeigt. Die über die vier Zylinder gemittelte Schwerpunktlage der Verbrennung $AQ_{50,0}$ verlagert sich im Falle der frühen Zündung deutlich vor den oberen Totpunkt, die Änderung zeigt kein zur Änderung des Zündzeitpunkts linear korrelierendes Verhalten. Die Brenndauer $AQ_{05-90,0}$ nimmt bei Frühverstellung der Zündung nach einem Minimum bei ca. $ZZP = 40$ °KWvZOT wieder um ca. 10 °KW zu, ist jedoch im Vergleich zur Verbrennung bei Katalysatorheizzündzeitpunkt ca. 20 °KW kürzer.

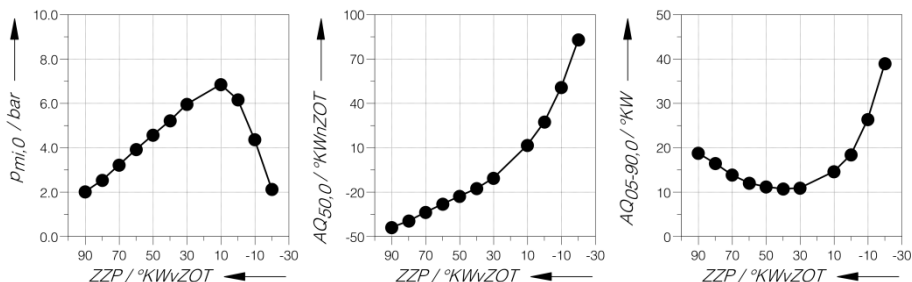


Abbildung 6.1: Verhalten der Verbrennung bei erweiterterem Zündhaken bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1$, $VSE = 120$ °KWvLWOT, $VSA = 90$ °KWvLWOT und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25$ °C. Der Motor wurde bei $ZZP = -20$ °KWvZOT auf $p_{mi,0} = 2,0$ bar parametrieret. [133]

Der indizierte Mitteldruck und das effektive Drehmoment zeigen das gleiche Verhalten, wie es Abbildung 6.2 zu entnehmen ist. Damit ist auch am Kurbelwellenflansch keine plötzliche Drehmomenterhöhung durch eine Verstellung des Zündzeitpunkts zu erwarten. Dieses Verhalten spiegelt sich auch im Verlauf des effektiven Kraftstoffverbrauchs b_{eff} wider. Die Verstellung des Zündzeitpunkts beeinflusst den Luftaufwand. Die angesaugte Luft ist im Falle einer sehr frühen Verbrennung deutlich geringer, was auf einen geänderten Ladungswechsel als Folge sich ändernder thermodynamischer Bedingungen im Brennraum zum Zeitpunkt des Öffnens der Auslassventile zurückzuführen ist.

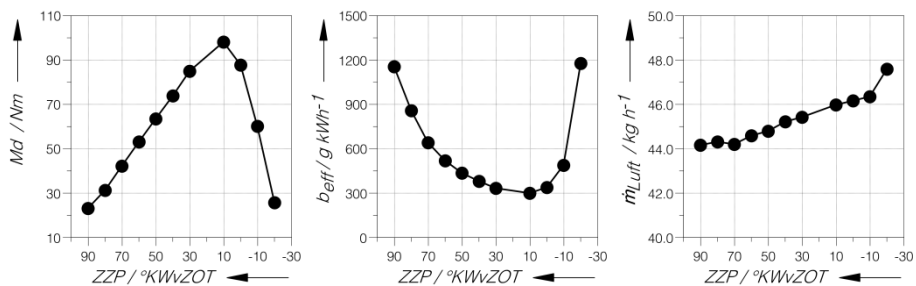


Abbildung 6.2: Motorverhalten bei erweitertem Zündhaken bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1$, VSE = 120°KWnLWOT , VSA = 90°KWvLWOT und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25^\circ \text{C}$. Der Motor wurde bei $\text{ZZP} = -20^\circ \text{KWvZOT}$ auf $p_{\text{mi},0} = 2,0 \text{ bar}$ parametrisiert.

Die Auswirkungen der Verstellung des Zündzeitpunkts auf das Abgasverhalten ist in Abbildung 6.3 zusammengefasst. Der Abgasenthalpiestrom h_{Abgas} , der mit dem Temperaturniveau vor dem Katalysatoreintritt berechnet wird, nimmt bei Frühverstellung des Zündzeitpunkts deutlich ab, bleibt jedoch ab einem Zündzeitpunkt $\text{ZZP} = 30^\circ \text{KWvZOT}$ auf einem konstanten Niveau. Da bei weiterer Frühverstellung des Zündzeitpunkts das effektive Drehmoment weiter abfällt, der Energieanteil im Abgas jedoch konstant bleibt, ist hier ein Anhaltspunkt zu sehen, dass zumindest ein Anteil der im Abgas fehlenden thermischen Energie zur Aufwärmung der Brennraumwandungen genutzt wird.

Die Partikelanzahlkonzentration im Abgas erhöht sich von sehr später bis sehr früher Verbrennung um den Faktor drei bis vier, gemessen mit dem AVL APC nach dem Katalysator. Bei Zündungen nahe dem oberen Totpunkt fallen diese Emissionen stärker aus. Eine weniger drastische Erhöhung ergibt sich bei der Messung der Rohemissionen der Kohlenwasserstoffe und des Kohlenstoffmonoxids. Da der Kraftstoff nicht oder nicht vollständig während der Verbrennung oxidiert werden kann, wird ein ansteigender Anteil von Restsauerstoff im Abgas gemessen. Dieser kann bei sich erwärmendem Katalysator die kohlenstoffbasierten Emissionen nachoxidieren, was zu einer zusätzlichen Erwärmung führt.

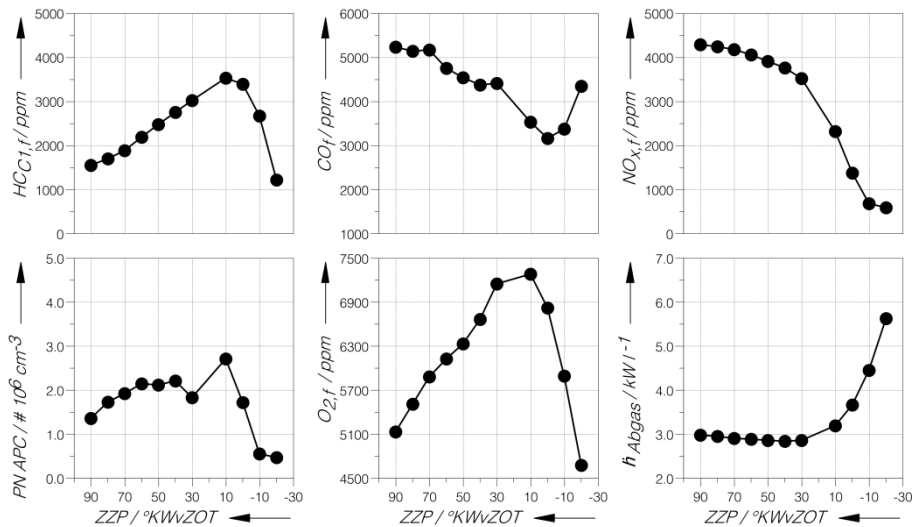


Abbildung 6.3: Charakterisierung des Abgasverhaltens vor Katalysatoreintritt bei erweitertem Zündhaken bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1$, VSE = 120 °KWnLWOT , VSA = 90 °KWvLWOT und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ °C}$. Der Motor wurde bei ZZP = -20 °KWvZOT auf $p_{\text{mi},0} = 2,0 \text{ bar}$ parametrisiert. [133]

Deutlich steigt jedoch der Anteil der NO_x -Emissionen an. Aufgrund höherer Brennraumdrücke während der Verbrennung und einer gesteigerten Umsatzrate erhöht sich die Gastemperatur im Zylinder, was die Bildung von Stickoxiden begünstigt. Durch die fortschreitende Kompression während der Verbrennung bei sehr frühen Zündzeitpunkten wird des Weiteren die Gastemperatur auf einem hohen Niveau gehalten, was einen zeitlich größeren Rahmen für die Bildung der Stickoxide bietet. Da die Verbrennung bei sehr frühen Zündzeitpunkten vollständig vor dem oberen Totpunkt stattfindet, fällt mit der einsetzenden Expansion die Gastemperatur stärker ab, als dies bei einer regulären oder gar späten Verbrennung der Fall ist. Dadurch werden die Rückreaktionen der Stickoxide eingefroren und ihr Anteil verharrt auf einem hohen Niveau. Der Anstieg um annähernd den Faktor zehn fällt deutlich auf.

6.1.2 Variation der Ventilspreizungen

Die Variation der Ventilspreizungen¹ dient der Identifizierung potenzieller Ladungswechselstrategien, bei denen die antagonistische Verbrennung umsetzbar ist. In einer ersten Versuchsreihe wurde die Einlassspreizung bei konstanter Auslassspreizung variiert. Nachfolgend wurde das Verhalten bei veränderlicher Auslassspreizung und konstanter Einlassspreizung untersucht. Die Versuche wurden bei der Katalysatorheizdrehzahl $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt.

¹ Ventilspreizung ist definiert als Lage des maximalen Hubs der Ventile im Bezug zu dem oberen Totpunkt bei Ladungswechsel.

Das Versuchsprozedere sah vor, zunächst bei dem Zündzeitpunkt des Katalysatorheizbetrieb ZZP = -20 °KWvZOT bei konstantem Drosselklappenwinkel und angegebenen Ventilsteuerzeiten die Leistung mittels Ventilhubverstellung auf einen motorgemittelten indizierten Mitteldruck $p_{mi,0} = 2,0$ bar einzustellen. Anschließend wurde die Parametrierung des Motors konstant gehalten und der Zündzeitpunkt soweit nach früh verstellt, bis wieder der gleiche indizierte Mitteldruck erzielt wurde. Dies war jedoch nicht bei allen Spreizungskombinationen möglich, da der Motor an die Brenngrenze stieß. Ist dies der Fall, ist der früheste mögliche Zündwinkel untersucht worden, bei dem es maximal zu einer Aussetzerrate von 1 % kam.

Einlassspreizung

Die Untersuchungen der Variationsreihe der Einlassspreizung wurden bei einer konstanten Ventilspreizung der Auslassventile $VSA = 90$ °KWvLWOT durchgeführt. Die Einlassspreizung wurde in einem Bereich von $VSE = 120$ °KWnLWOT bis $VSE = 80$ °KWnLWOT in einer Schrittweite von 10 °KW variiert.

Die Auswirkungen der Verstellung der Einlassventile auf die Verbrennung sind in Abbildung 6.4 dargestellt. Im Hinblick auf einen harmonischen Motorlauf weisen nur drei der fünf untersuchten Spreizungen das Potenzial für eine antagonistische Verbrennung auf. Bei $VSE = 90$ bzw. 100 °KWnLWOT ergeben sich indizierte Mitteldrücke deutlich größer als die geforderten $p_{mi,0} = 2,0$ bar. Ein alternierendes Springen von einem sehr frühen Zündzeitpunkt zu einem sehr späten Zündzeitpunkt und umgekehrt würde zu einem stark unrunder Motorlauf führen. Eine Ventilspreizung der Einlassventile $VSE = 80$ °KWnLWOT führt zu einer äußerst verschleppten Verbrennung, was ein Zündzeitpunkt $ZZP = 124$ °KWvZOT sowie eine im Vergleich stark erhöhte Brenndauer $AQ_{05-90,0}$ erkennen lässt.

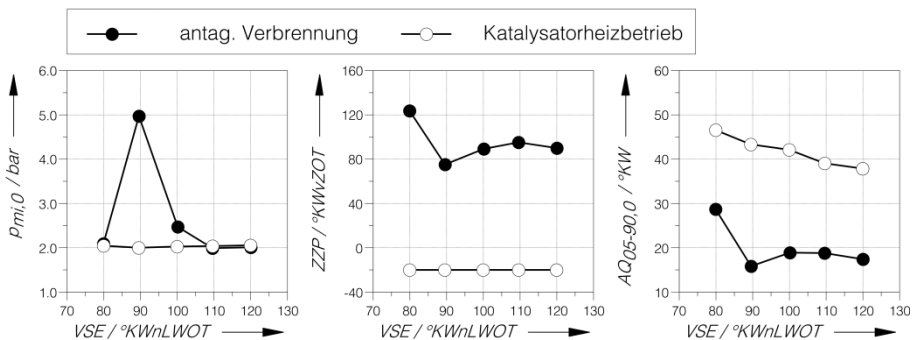


Abbildung 6.4: Verhalten der Verbrennung bei Variation der Einlassspreizung bei $VSA = 90$ °KWvLWOT, $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1$ und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25$ °C. Dargestellt sind die Resultate der antagonistischen Verbrennung zugehörig zu je einem parametrisierten Katalysatorheizbetriebspunkt mit $ZZP = -20$ °KWvZOT und $p_{mi,0} = 2,0$ bar.

Es ergeben sich unterschiedliche Luftmassenströme \dot{m}_{Luft} bei sowohl frühem als auch spätem Zündzeitpunkt. Diese resultieren aus unterschiedlich hohen mechanischen Wirkungsgraden der Verbrennung bei den Einstellpunkten bei spätem Zündzeitpunkt, siehe Abbildung 6.5.

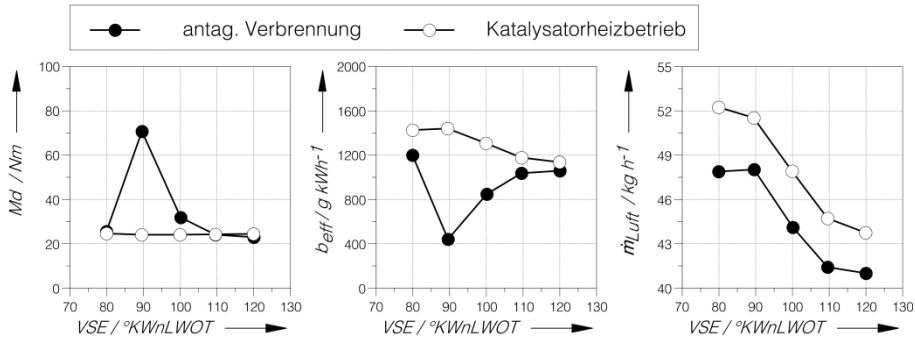


Abbildung 6.5: Motorverhalten bei Variation der Einlassspreizung bei VSA = 90 °KWvLWOT, $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1$ und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ °C}$. Dargestellt sind die Resultate der antagonistischen Verbrennung zugehörig zu je einem parametrisierten Katalysatorheizbetriebspunkt mit ZVP = -20 °KWvZOT und $p_{\text{mi},0} = 2,0 \text{ bar}$.

Signifikant und problematisch für eine alternierende antagonistische Verbrennung sind die unterschiedlichen Massenstromniveaus, die sich bei früher und später Zündung ergeben. Durch den Niveauunterschied von ca. 5-10 % muss die Kraftstoffdosierung bei wechselnder antagonistischer und regulärer Katalysatorheizverbrennung vorgesteuert angepasst werden. Die an dem untersuchten Motor verwendete Regelung des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses kann dieser Anforderung nicht folgen. Durch den gesenkten Luftmassenstrom bei konstantem Luftverhältnis λ und konstantem abgegebenen Drehmoment M_d ergeben sich leichte Vorteile im effektiven Kraftstoffverbrauch b_{eff} bei früher Verbrennung.

Die gasförmigen Emissionen wurden vor Eintritt in den Katalysator bestimmt und als Konzentrationen in feuchtem Abgas in Abbildung 6.6 angegeben. Gesteigerte Kohlenwasserstoffemissionen weisen auf eine zunehmend unvollständige Verbrennung hin, wie sie im Falle kleiner Ventilspreizungen verstärkt auftritt. Einhergehend ist ein erhöhter Restsauerstoffanteil im Abgas. Bei der antagonistischen Verbrennung verharren die Stickoxidemissionen auf einem konstant hohen Niveau. Trotz des hohen Abgasenthalpiestroms, den diese Verbrennung ermöglicht, wird diese Spreizung nicht für die antagonistische Verbrennung in Betracht gezogen.

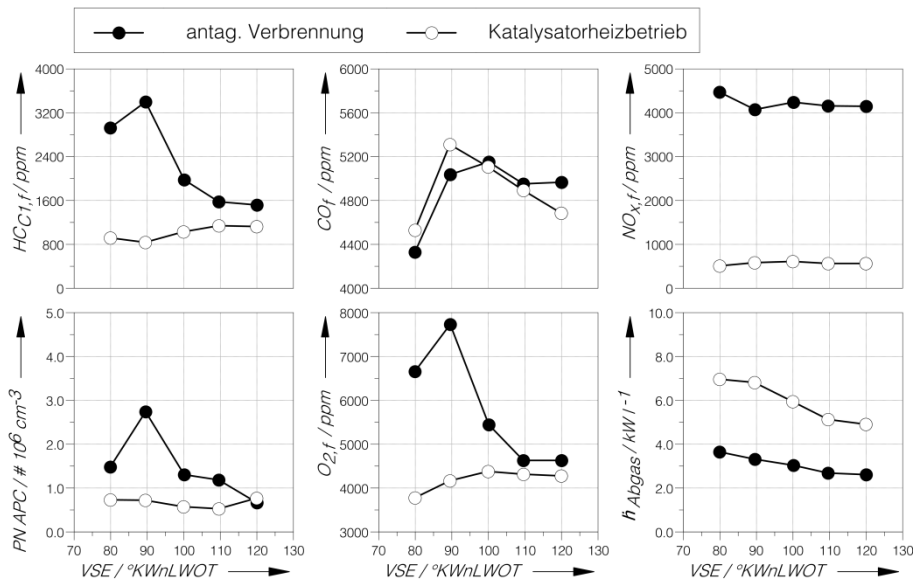


Abbildung 6.6: Charakterisierung des Abgasverhaltens vor Katalysatoreintritt bei Variation der Einlassspreizung bei VSA = 90 °KWvLWOT, $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1$ und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ °C}$. Dargestellt sind die Resultate der antagonistischen Verbrennung zugehörig zu je einem parametrisierten Katalysatorheizbetriebspunkt mit ZSP = -20 °KWvZOT und $p_{\text{mi},0} = 2,0 \text{ bar}$.

Somit lassen sich bei dem untersuchten Motor lediglich große Einlassspreizungen realisieren. Die Charakterisierung der Verbrennung unterscheidet sich zwischen VSE = 110 °KWnLWOT und VSE = 120 °KWnLWOT in kleinen Skalen. Die Vorteile der größeren Ventilspreizung sind die um ca. 40 % reduzierten Partikelemissionen sowie eine um ca. drei Prozentpunkte (nicht dargestellt) geringere Kovarianz des indizierten Mitteldrucks. Verzichtet wird dahingegen auf einen leicht gesteigerten Abgasenthalpiestrom.

Auslassspreizung

Für die Untersuchungen der Auslassspreizung wurde basierend auf den Resultaten der Einlassspreizungsvariation ein Spreizungswert VSE = 120 °KWnLWOT gewählt. Die Auslassspreizung wurde in einem Bereich von VSA = 120 °KWvLWOT bis VSA = 80 °KWvLWOT in einer Schrittweite von 10 °KW variiert. Das Vorgehen während der Versuche wurde beibehalten.

In Abbildung 6.7 ist das Verhalten der antagonistischen Verbrennung und der Verbrennung im Katalysatorheizbetrieb dargestellt. Die Verbrennung bei spätem Zündzeitpunkt wurde wiederum auf einen motorgemittelten indizierten Mitteldruck $p_{\text{mi},0} = 2,0 \text{ bar}$ eingestellt. Im Vergleich zur Einlassspreizung bietet die Auslassspreizung einen breiteren Spielraum zur Applikation der antagonistischen Verbrennung. Auslassspreizungen von VSA = 90-120 °KWvLWOT sind darstellbar. Da die Brenndauer für kleinere Auslassspreizungswerte zunimmt, muss die antagonistische Verbrennung stetig früher gezündet werden. Für

eine Auslassventilspreizung $VSA = 80 \text{ }^\circ\text{KWvLWOT}$ und kleiner kann das Gemisch nicht mehr ausreichend fröh stabil entflammt werden. Der indizierte Mitteldruck an der Brenngrenze steigt somit an.

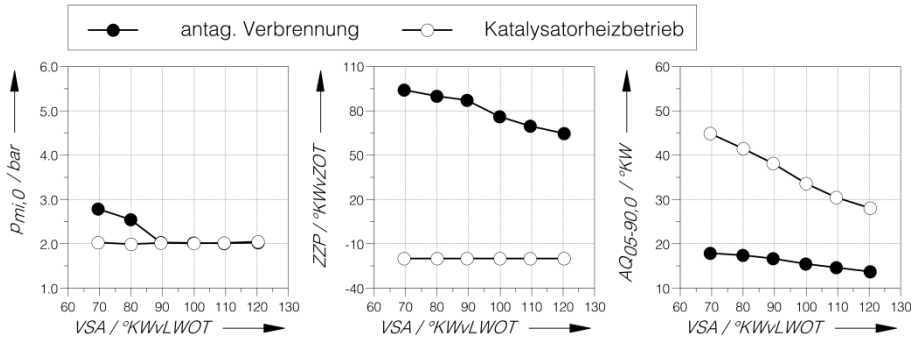


Abbildung 6.7: Verhalten der Verbrennung bei Variation der Auslassspreizung bei $VSE = 120 \text{ }^\circ\text{KWnLWOT}$, $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1$ und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. Dargestellt sind die Resultate der antagonistischen Verbrennung zugehörig zu je einem parametrisierten Katalysatorheizbetriebspunkt mit $ZZP = -20 \text{ }^\circ\text{KWvZOT}$ und $p_{mi,0} = 2,0 \text{ bar}$.

Das Erreichen der Brenngrenze wirkt sich wiederum auf das minimal zu erzielende Drehmoment M_d bei kleinen Spreizungen der Auslassventile aus, siehe Abbildung 6.8. Einhergehend ist der plötzliche Abfall des effektiven Kraftstoffverbrauchs. Auch bei der Variation der Auslassspreizung ist ein merklicher Unterschied der zugeführten Verbrennungsluft zwischen einem späten und einem frühen Zündzeitpunkt auszumachen. Wie bereits bei der Variation der Einlassspreizung festgestellt wurde, beträgt dieser auch bei der Variation der Auslassspreizung ca. 5-10 %.

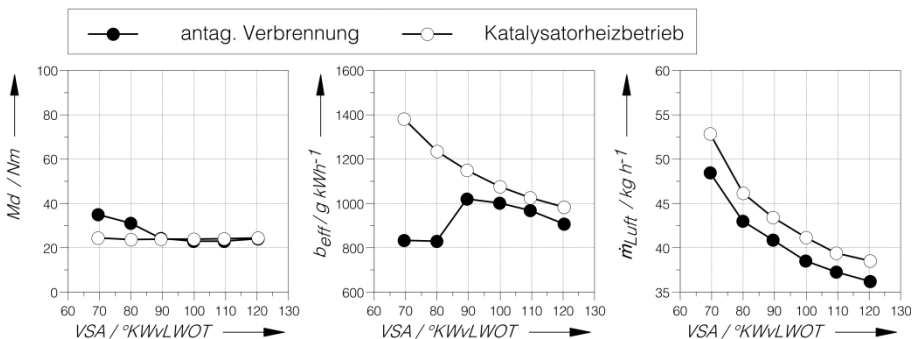


Abbildung 6.8: Motorverhalten bei Variation der Auslassspreizung bei $VSE = 120 \text{ }^\circ\text{KWnLWOT}$, $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1$ und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$. Dargestellt sind die Resultate der antagonistischen Verbrennung zugehörig zu je einem parametrisierten Katalysatorheizbetriebspunkt mit $ZZP = -20 \text{ }^\circ\text{KWvZOT}$ und $p_{mi,0} = 2,0 \text{ bar}$.

Unter Berücksichtigung des einzustellenden Zündzeitpunkts und der NO_x -Emissionen ist für ein späteres Öffnen der Auslassventile (kleinere Einstellwerte VSA) der Restgasgehalt im Zylinder für die Folgeverbrennung als gesteigert zu betrachten, siehe Abbildung 6.9. Die Brenndauer steigt um ca. 10°KW bei einer Verstellung von $\text{VSA} = 120^\circ\text{KWvLWOT}$ auf $\text{VSA} = 90^\circ\text{KWvLWOT}$ im Falle der antagonistischen Verbrennung. Die einhergehende, gewünschte Verschlechterung des mechanischen Wirkungsgrads begünstigt eine höhere Füllung, was sowohl bei dem frühen Zündzeitpunkt der antagonistischen Verbrennung als auch bei spätem Zündzeitpunkt zu einem gesteigerten Abgasenthalpiestrom führt.

Die Konzentrationen der Partikel, der Kohlenwasserstoffe und der Stickoxide im Abgas nehmen bei späterer Auslassventilöffnung ab. Dahingegen nehmen die Kohlenstoffmonoxidemissionen in dem Bereich der möglichen Applikation der antagonistischen Verbrennung zu. Der Restsauerstoffanteil im Abgas verharrt für diesen Bereich auf einem konstanten Niveau. Für die weiteren Untersuchungen wird daher eine Steuerzeit der Auslassventile $\text{VSA} = 90^\circ\text{KWvLWOT}$ gewählt.

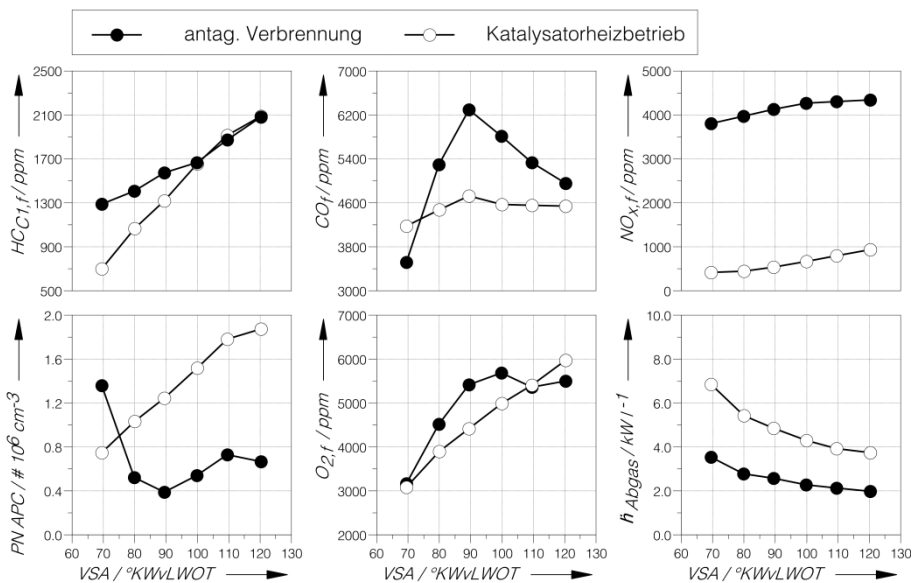


Abbildung 6.9: Charakterisierung des Abgasverhaltens vor Katalysatoreintritt bei Variation der Auslassspreizung bei $\text{VSE} = 120^\circ\text{KWnLWOT}$, $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1$ und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25^\circ\text{C}$. Dargestellt sind die Resultate der antagonistischen Verbrennung zugehörig zu je einem parametrisierten Katalysatorheizbetriebspunkt mit $\text{ZVP} = -20^\circ\text{KWvZOT}$ und $p_{\text{mi},0} = 2,0 \text{ bar}$.

6.1.3 Variation der Frequenz

Ein Ansatzpunkt der antagonistischen Verbrennung ist es, bei kalten Brennraumwänden Energie in die Erwärmung des Brennraums zu leiten. Sie steht somit in Konkurrenz zur Katalysatorheizverbrennung, da im kalten Motorzustand auch zumeist der Katalysator kalt ist und aufgeheizt werden soll. Um hier einen Kompromiss zu bieten, besteht die Möglichkeit, die antagonistische Verbrennung nur in einem Anteil der Arbeitsspiele zu nutzen.

Der Einfluss der Frequenz v_{AV} , mit der die antagonistische Verbrennung appliziert wurde, auf die Verbrennung ist in Abbildung 6.10 zusammengefasst. Dabei bedeutet $v_{AV} = 0$, dass keine antagonistische Verbrennung eingestellt wurde. Für die Untersuchungen wurden die in den vorangegangenen Abschnitten ermittelten Parameter appliziert und konstant gehalten. Der einzige geänderte Einstellparameter war die Frequenz der antagonistischen Verbrennung.

Ab einer Frequenz größer als $v_{AV} = 0,02$ nimmt bei konstanter Applikation der indizierte Mitteldruck leicht ab. Für eine konstante Leistung des Motors müsste der Zündwinkel folglich mit steigender Frequenz der antagonistischen Verbrennung angepasst und leicht nach später verschoben werden. Dies ist bedingt durch einen veränderten Ladungswechsel, bei dem insbesondere der Zylinderdruck beim Öffnen der Auslassventile stark abgesenkt ist. Damit einhergehend ist der stetig mit der Erhöhung der Frequenz abfallende Druck im Auslasstrakt. Mit gesteigerten Anteilen früher Verbrennungen und damit auch Wechseln zwischen früher und später Verbrennung verschlechtert sich die Laufruhe des Motors. Die Ursachen hierfür werden in Abschnitt 6.1.5 näher erläutert.

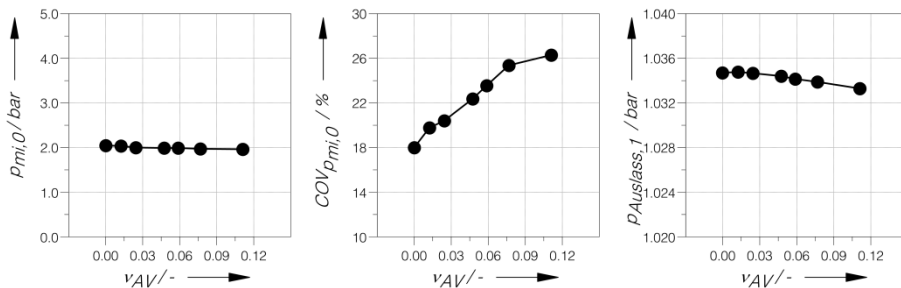


Abbildung 6.10: Verhalten der Verbrennung bei Variation der Frequenz der antagonistischen Verbrennung bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi,0} = 2,0 \text{ bar}$, $\lambda = 1$, $VSE = 120 \text{ °KWnLWOT}$, $VSA = 90 \text{ °KWnLWOT}$ und gekühltem Motor $T_{Kühlwasser} = 25 \text{ °C}$. [133]

Mit dem Abfall des indizierten Mitteldrucks ab $v_{AV} = 0,02$ sinkt auch das effektive Drehmoment, was sich auf den effektiven Kraftstoffverbrauch b_{eff} auswirkt, siehe Abbildung 6.11. Die Luftmassenbestimmung des Motors erfasst nur leichte Änderungen der angesaugten Luftmasse mit steigenden Anteilen antagonistischer Verbrennungen.

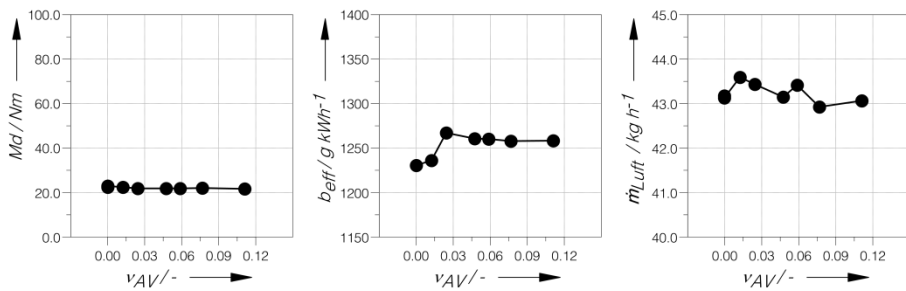


Abbildung 6.11: Motorverhalten bei Variation der Frequenz der antagonistischen Verbrennung bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi,0} = 2,0 \text{ bar}$, $\lambda = 1$, VSE = 120 °KWnLWOT, VSA = 90 °KWnLWOT und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ °C}$.

Durch eine Erhöhung des Anteils antagonistischer Verbrennungen ergeben sich erhöhte Stickoxidemissionen, wie es in Abbildung 6.12 ersichtlich ist. Da die antagonistische Verbrennung zeitlich schneller und bei höherem Druck abläuft, steigt auch die Temperatur der Verbrennung. Dies begünstigt die Bildung von Stickoxiden.

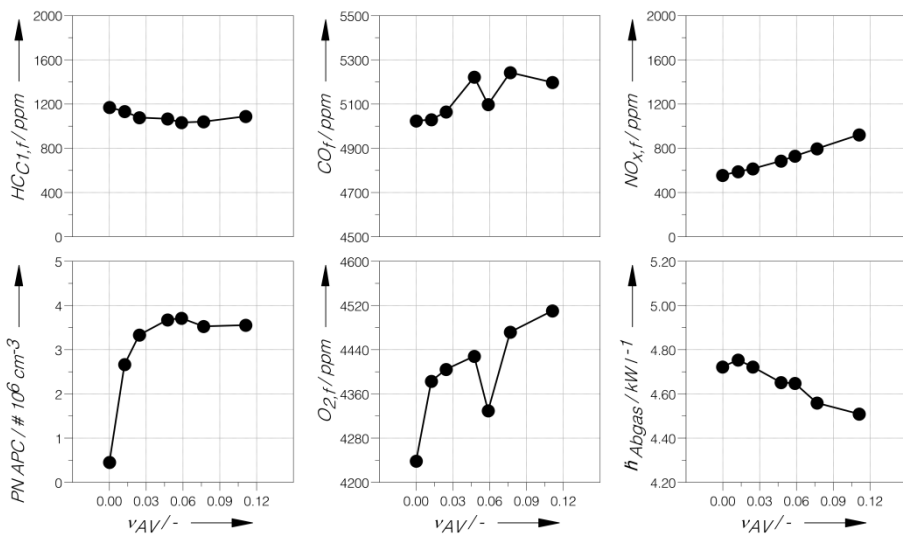


Abbildung 6.12: Charakterisierung des Abgasverhaltens vor Katalysatoreintritt bei Variation der Frequenz der antagonistischen Verbrennung bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi,0} = 2,0 \text{ bar}$, $\lambda = 1$, VSE = 120 °KWnLWOT, VSA = 90 °KWnLWOT und gekühltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ °C}$. [133]

Die Kohlenstoffmonoxidemissionen und der Restsauerstoffgehalt im Abgas steigen leicht an. Der Abgasenthalpiestrom nimmt annähernd linear mit steigendem Anteil der antagonistischen Verbrennung ab. Eine antagonistische Verbrennung leistet ca. 50 % der Heizenergie einer

regulären Katalysatorheizverbrennung. Besonders auffällig zeigt sich das Verhalten der Partikelemissionen. Bereits ab einem Anteil von einer antagonistischen Verbrennung auf 81 Verbrennungen ($v_{AV} \approx 0,012$), erhöhen sich die Emissionen schlagartig. Die Emissionen befinden sich auf einem doppelt so hohem Niveau, als es der Fall bei $v_{AV} = 1$ ist (s. Abschnitt 6.1.1). Ebenso verhalten sich die Kohlenwasserstoffemissionen nicht linear mit zunehmender Frequenz. Die Kombination dieser Phänomene deutet darauf hin, dass die Emissionen nicht ausschließlich durch die verlagerte Verbrennung selbst beeinflusst werden.

6.1.4 Emissionen der antagonistischen Verbrennung während der Katalysatorheizphase

Zur genaueren Analyse des nicht linearen Verhaltens der Kohlenwasserstoffemissionen in Abhängigkeit der Frequenz der antagonistischen Verbrennung wurden die Emissionen mit einem schnellen FID (HFR500) unmittelbar nach den Auslassventilen von Zylinder 1 gemessen, siehe Abbildung 6.13. In Zyklus 2 ist die antagonistische Verbrennung dargestellt. Es ist je ein Auszug einer Sequenz mit unterschiedlichen Anteilen der frühen Verbrennung abgebildet. Nach dem Öffnen der Auslassventile und Verstreichen der Verzugszeit des HFR500, die bei der untersuchten Drehzahl ca. 33°KW beträgt, steigen die Kohlenwasserstoffemissionen bei 190°KWnZOT (2) an. In dem untersuchten Fall, bei dem nur eine von 81 Verbrennungen früh gezündet wird, ist der Anstieg der $\text{HC}_{\text{C1,F}}$ -Emissionen mit ca. plus 440 ppm deutlich stärker ausgeprägt, als bei einer antagonistischen Verbrennung mit einer Frequenz $v_{AV} = 1/9$.

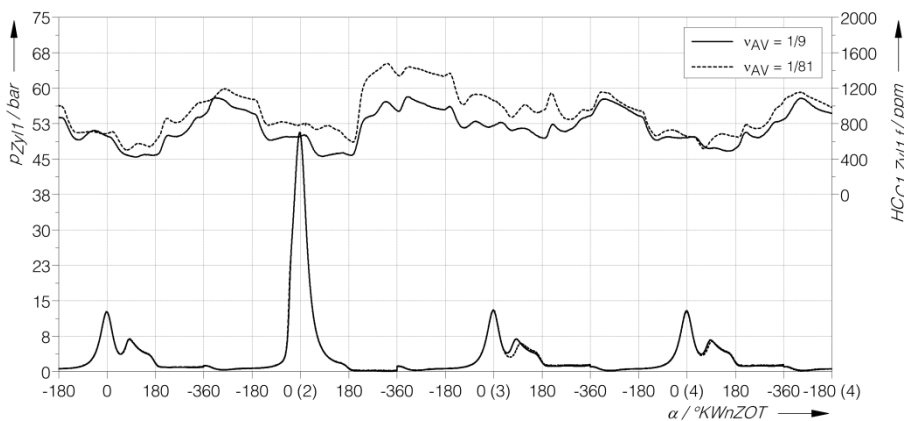


Abbildung 6.13: Schnelle Messung der $\text{HC}_{\text{C1,F}}$ -Emissionen einer antagonistischen Verbrennung bei unterschiedlichen Frequenzen der antagonistischen Verbrennung.

Betrachtet man die Partikelkonzentration und die Größenverteilung der Partikel im Abgas, siehe Abbildung 6.14, so ist der Einfluss einer antagonistischen Verbrennung deutlich zu erkennen. Für das abgebildete Partikelspektrum wurden die Partikelemissionen während des

stationären Katalysatorheizbetriebs und einem Anteil der antagonistischen Verbrennungen $v_{AV} = 1/81$ mit einem DMS500 nach Turbolader-Turbine und vor Eintritt in den Katalysator mit zehn Hertz gemessen und aufgezeichnet. Bei der angegebenen Frequenz je Zylinder, der Katalysatorheizrundzahl und vier Zylindern erfolgt alle ca. zwei Sekunden eine antagonistische Verbrennung. Dieses Zeitmuster ist deutlich in dem Partikelspektrum wiederzufinden. Durch die antagonistischen Verbrennungen ändert sich kurzfristig sowohl die Partikelkonzentration als auch die Partikelgrößenverteilung. Die Gesamtanzahl der Partikelemissionen mit einer Größe zwischen 5 und 1000 nm steigt durch die frühe Verbrennung um den Faktor zehn bis zwanzig an. Unter der Annahme einer bimodalen Verteilung der Partikelemissionen liegt der Median der Partikeldurchmesser (count median diameter, CMD) im Falle der regulären Katalysatorheizverbrennung bei spätem Zündzeitpunkt für den Nukleationsmodus bei ca. 14 nm und für den Agglomerationsmodus bei ca. 45 nm. Durch die Frühverstellung verändert sich das Partikelverhalten. Es kommt zu einer trimodal ausgeprägten Verteilung mit Maxima bei ca. 6 nm, 23 nm sowie 75 nm (2). Unmittelbar vor der starken Umverteilung des Partikelspektrums ist eine Reduktion der Partikel im Größenbereich von ca. 110-130 nm festzustellen, so z.B. bei $t = 1,3-1,4$ s (1). Die zeitliche Auflösung des differentiellen Partikelspektrometers ist nicht ausreichend, um die Veränderung der Emissionen einem spezifischen Zyklus zuordnen zu können. Die Vermutung liegt jedoch nahe, dass die antagonistische Verbrennung in den Zeitbereich fällt, in dem Partikel des Größenbereichs 110-130 nm weniger stark emittiert werden und der starke Anstieg der Emissionen dem Folgezyklus oder den Folgezyklen zuzuordnen ist. Im weiteren Verlauf unmittelbar nach der trimodalen Partikelverteilung, siehe beispielsweise $t = 1,9-2,0$ s (3), ist eine starke Reduktion der sehr kleinen Partikel im Bereich 5-7 nm zu erkennen sowie ein Rückgang der Partikelgrößen 10-25 nm.

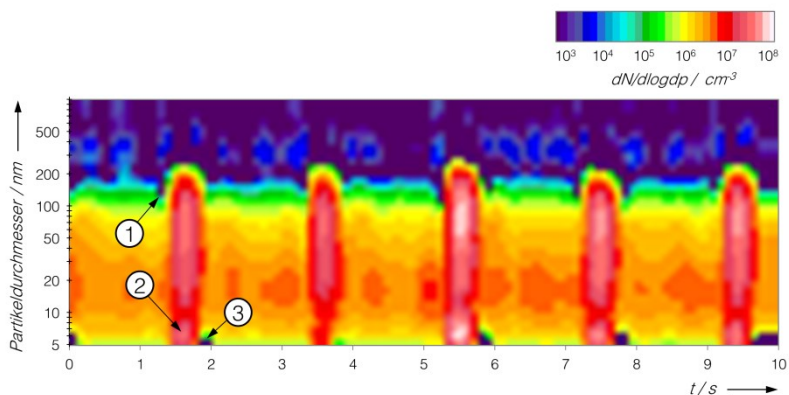


Abbildung 6.14: Partikelgrößenverteilung während des Katalysatorheizbetriebs mit antagonistischen Verbrennungsanteilen mit einer Frequenz $v_{AV} = 1/81$. [133]

Die Erhöhung der Partikelemissionen bei weit vorgezogenem Zündzeitpunkt oder im unmittelbaren Anschluss ist einem erhöhten Anteil von nicht homogenisiertem Kraftstoff zuzuschreiben.

ben. Insbesondere der große Anteil kleiner Partikel kann nach Seong et al. [115] dieser Ursache zugeordnet sein. Berücksichtigt man die vorgestellten Ergebnisse zu den Partikelemissionen und den Kohlenwasserstoffemissionen, so ist eine mögliche Erklärung, dass die antagonistische Verbrennung ebenfalls sich im Brennraum während des Katalysatorheizbetriebs anlagernde Fluide und Partikelagglomerate ablöst. Diese bleiben im regulären Betrieb von einer späten Verbrennung unberührt, werden jedoch von der frühen Verbrennung und dem gesteigerten Verbrennungsspitzenruck abgetragen. Sie werden im Arbeitstakt der antagonistischen Verbrennung sowie in den sich anschließenden Zyklen mit dem Ausschubtakt in den Abgastrakt befördert. Da die antagonistische Verbrennung jedoch auch den Ladungswechsel beeinflusst, ist ebenfalls eine unterstöchiometrische Verbrennung der Folgezyklen eine mögliche Erklärung. Abbildung 6.15 zeigt den Verlauf des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses λ , der im Abgas mit der motoreigenen Lambdasonde gemessen wurde. Es ist das gleiche Zeitmuster wie zuvor zu erkennen. Es sind zyklisch auftretende Werte zu erkennen, die bis zu über 10 % von einem stöchiometrischen Verhältnis abweichen. Im Anschluss an den kurzzeitigen unterstöchiometrischen Verlauf übersteuert der Lambdaregler und es ergibt sich ein überstöchiometrischer Betrieb. Die reduzierten Emissionen bei $t = 1,9-2,0$ s können ein Resultat der mageren Verbrennung sein, insbesondere das Fehlen sehr kleiner Partikelemissionen deutet darauf hin. Zur Interpretation des Verlaufs des Signals der Lambdasonde gilt zu berücksichtigen, dass die abweichende antagonistische Verbrennung von nur einem der vier Zylinder herrührt und somit der Lambdawert des Zylinders tiefer ausfallen sollte, als das mit den weiteren drei Zylindern vermischte Abgas erkennen lässt.

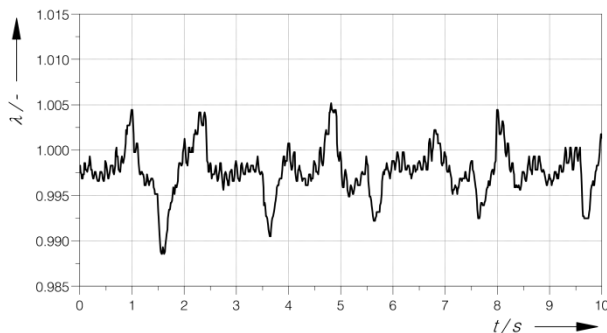


Abbildung 6.15: Luft-Kraftstoff-Verhältnis λ während des Katalysatorheizbetriebs mit antagonistischen Verbrennungsanteilen mit einer Frequenz $\nu_{AV} = 1/81$. [133]

6.1.5 Einfluss einer antagonistischen Verbrennung auf den Folgezyklus während der Katalysatorheizphase

Wie in Abschnitt 6.1.4 bereits angesprochen, wirkt sich die antagonistische Verbrennung auf den Ladungswechsel und somit auf den sich anschließenden Arbeitszyklus aus. Abbildung 6.16 zeigt die Zylinderdruckverläufe einer antagonistischen Verbrennung sowie der sich anschlie-

ßenden Verbrennungen in einem einzelnen Zylinder. Dabei ist jeder Zylinderdruckverlauf das arithmetische Mittel aus 33 Einzelzyklen. Zu erkennen ist die deutlich früher gelagerte Verbrennung mit stark erhöhtem Zylinderdruck im Falle der antagonistischen Verbrennung. Auffällig ist, dass die anschließende Verbrennung über das normale Maß einer Katalysatorheizverbrennung hinaus verschleppt ist und in Folge einen geringeren Verbrennungsspitzenwert aufbaut.

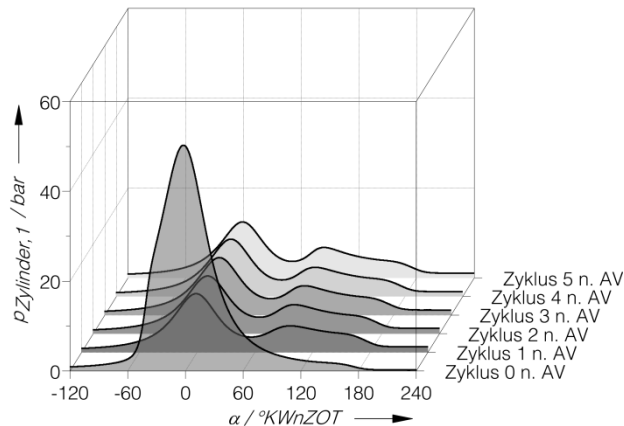


Abbildung 6.16: Zylinderdruckverlauf einer antagonistischen Verbrennung und der sich anschließenden Arbeitszyklen während des Katalysatorheizbetriebs bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{m,0} = 2,0 \text{ bar}$, $v_{AV} = 1/9$, $\lambda = 1$, $VSE = 120 \text{ }^\circ\text{KWnLWOT}$, $VSA = 90 \text{ }^\circ\text{KWnLWOT}$ und kaltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

Abbildung 6.17 zeigt einen Detailausschnitt der Zylinderdruckverläufe in Abbildung 6.16. Im linken Graphen sind die mittleren Zylinderdruckverläufe der 5 Zyklen im Anschluss an eine antagonistische Verbrennung dargestellt. In der chronologischen Reihenfolge der Zyklen ist ein Anstieg der Maximaldrücke während der Verbrennung um 0,9 bar festzustellen. Des Weiteren verschiebt sich die Lage des Maximaldrucks um $12 \text{ }^\circ\text{KW}$ in Richtung des oberen Totpunkts. Dabei ist die Amplitude sowie die Lage der Druckerhöhung in Folge der Verbrennung der Zyklen 2 bis 4 nach antagonistischer Verbrennung auf ähnlichem Niveau. Ein umgekehrtes Verhalten ist bei den Kompressionsdruckmaxima festzustellen. Hier zeigt sich der Maximaldruck der 1. Verbrennung nach antagonistischer Verbrennung als am höchsten, der Druck der 5. Verbrennung als am niedrigsten. Das geänderte Verhalten der 5. Verbrennung gegenüber der Verbrennungen 2-4 nach antagonistischer Verbrennung kann das Resultat eines Quereinflusses der antagonistischen Verbrennung in Zylinder 4 sein. Zylinder 1 und 4 leiten in dem Twin-Scroll-Lader-Konzept des Versuchsmotors ihre Abgase in dieselbe Abgasflut ein. Der Zündreihenfolge des Motors und der Gleichverteilung der antagonistischen Verbrennungen nach dem Zündmuster geschuldet, zündet dieser Zylinder $360 \text{ }^\circ\text{KW}$ vor der 5. Verbrennung auf Zylinder 1 vorgezogen.

Der rechte Graph gibt neben den mittleren Verläufen die Standardabweichung des Zylinderdrucks in Abhängigkeit des Kurbelwinkels für den 1. und 5. Zyklus nach einer antagonistischen Verbrennung an. Auch unter Berücksichtigung der zyklischen Schwankungen in Form der Standardabweichung kommt es annähernd zu keiner Überschneidung der Zylinderdruckverläufe während der Verbrennungsphase. Der Druck des 1. Arbeitszyklus nach einer antagonistischen Verbrennung bleibt bis zu einer späten Phase der Verbrennung auf einem niedrigeren Niveau.

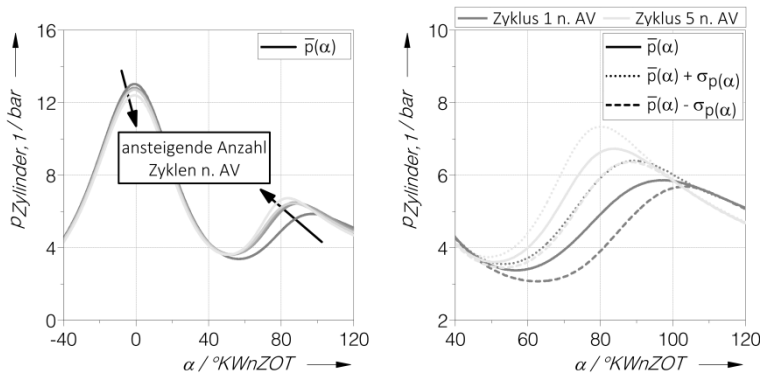


Abbildung 6.17: Ausschnitt des Zylinderdruckverlaufs der sich an eine antagonistische Verbrennung anschließenden Arbeitszyklen während des Katalysatorheizbetriebs bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi,0} = 2,0 \text{ bar}$, $v_{AV} = 1/9$, $\lambda = 1$, $VSE = 120 \text{ °KWnLWOT}$, $VSA = 90 \text{ °KWnLWOT}$ und kaltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ °C}$.

In Abbildung 6.18 sind die zu den Zylinderdruckverläufen zugehörigen mittleren Auslassdruckverläufe dargestellt. Hier ist zu sehen, dass durch die Senkung des Zylinderdrucks zum Zeitpunkt „Auslassventile öffnen“ ebenfalls der Druck im Auslasstrakt während des Ausschietbetaktes gesenkt ist. Dies bewirkt eine schlechtere Ausspülung des Restgases aus dem Zylinder. Somit ist von einem höheren Restgasgehalt für den Folgezyklus auszugehen. Dieser kann eine verschleppte Entflammung sowie ein verlangsamtes Durchbrandverhalten bewirken, siehe Bertsch [16].

Des Weiteren ist die Lambda-Regelung des Motors nicht auf die Regelung von Einzelzyklen ausgelegt. Durch eine schlechtere Ausspülung des Brennraums gelangt weniger Frischluft im Folgezyklus in den Zylinder. Die Lambda-Regelung sieht für den Einzelzyklus jedoch keine Reduktion der eingebrachten Kraftstoffmasse vor. Folglich kommt es zu einer leicht fetten Verbrennung, was sich in den Emissionen niederschlägt. Um diesen negativen Folgen des gestörten Ladungswechsels entgegenzutreten, könnte eine Motorsteuerung vorgesteuert auf den Folgezyklus einer antagonistischen Verbrennung reagieren. Zielführend sollte ein leichtes Vorziehen des Zündzeitpunkts sein, um der Verschleppung der Verbrennung entgegen zu wirken. Eine zündungsnahen Einspritzung kann hier ebenfalls einen stabilisierenden Einfluss haben. Des Weiteren wäre es möglich, die eingebrachte Kraftstoffmasse dem reduzierten Liefergrad entsprechend zu reduzieren.

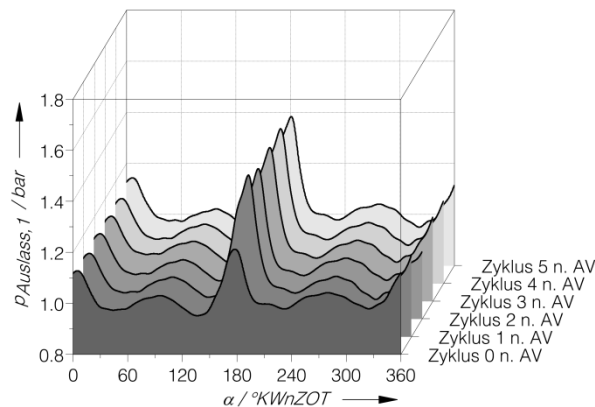


Abbildung 6.18: Druckverlauf nach Auslassventil nach einer antagonistischen Verbrennung und der sich anschließenden Arbeitszyklen während des Katalysatorheizbetriebs bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{mi},0} = 2,0 \text{ bar}$, $v_{\text{AV}} = 1/9$, $\lambda = 1$, $\text{VSE} = 120 \text{ }^\circ\text{KWnLWOT}$, $\text{VSA} = 90 \text{ }^\circ\text{KWnLWOT}$ und kaltem Motor $T_{\text{Kühlwasser}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$.

6.2 Instationäre Untersuchungen

Da die stationären Untersuchungen zum Kaltbetrieb eines Motors trotz Zwangskonditionierung der Motorfluide nur eingeschränkt aussagekräftig sind, wurden im Weiteren Versuche beginnend mit stehendem Motor durchgeführt. Das Versuchsprozedere sah vor, verschieden lange Katalysatorheizzeiten in Kombination mit unterschiedlichen Lastsprüngen im unmittelbaren Anschluss zu untersuchen. Dies ermöglicht, eine Aussage über die Wirkung der Betriebsstrategie mit antagonistischen Verbrennungsanteilen auf den weiteren Motorbetrieb treffen zu können. Bereits vor Motorstart wurde die Lambdasonde des Motors vorgeheizt, um direkt nach Motorstart auf eine funktionierende Lambdaeegelung zurückgreifen zu können, was die Versuche reproduzierbarer gemacht hat. Der Motor wurde ausgekuppelt von dem ihn bremsenden Elektromotor gestartet. Innerhalb der ersten zwei Sekunden nach Motorstart wurde die Kupplung geschlossen, der Motor auf die Zieldrehzahl $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ geregelt und die Applikationsparameter entsprechend der Ergebnisse der stationären Untersuchungen eingestellt. Durch die fixen Applikationsparameter und das fallende Reibmoment sowie eine effizientere Verbrennung bei sich aufwärmendem Motor steigt das abgegebene Drehmoment innerhalb der ersten Sekunden nach Motorstart leicht an, Abbildung 6.19. Vor dem Schließen der Kupplung ist kein Drehmoment bei der Prüfstandskonfiguration messbar. Die Zeitspanne, in der der Katalysator durch eine spät gelagerte Verbrennung geheizt wird, wurde variiert und wird im Folgenden als t_{KH} bezeichnet. Die Katalysatorheizzeit wurde sowohl mit als auch ohne antagonistische Verbrennung untersucht. In Abschnitt 6.2.3 wird zusätzlich ein Vergleich zu einem Magerbrennverfahren während des Katalysatorheizbetriebs vorgestellt.

Im Anschluss an den Katalysatorheizbetrieb wurde ein Drehzahl- und Lastsprung durchgeführt. Dafür wurde zunächst die Applikation des Katalysatorheizens gelöst und der Motor mittels seiner Serienapplikation betrieben. Der anschließende Drehzahl- und Lastsprung war bei allen Untersu-

chungen konstant von der Katalysatorheizdrehzahl $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ auf $n = 2000 \text{ min}^{-1}$. Nach Erreichen der Zieldrehzahl wurden verschiedene Sätze von relevanten Applikationsparametern gesetzt, die zuvor im warmen Motorbetrieb getestet wurden. Die Applikationen führten im warmen Motorbetrieb zu Drehmomenten zwischen $M_d = 32\text{-}255 \text{ Nm}$. In Abhängigkeit der Katalysatorheizzeit konnte dieses Drehmoment nach dem Kaltstart leicht variieren. Die Lastphase wurde in allen Fällen mit regulärem Zündsystem betrieben, eine antagonistische Verbrennung kam hier nicht mehr zum Einsatz. Die Angabe des Wertes $M_{d, \text{Last}}$, der die Höhe des Lastsprungs beschreibt, erfolgt nach dem maximal während des Untersuchungszeitraums erreichten Drehmoments, siehe Abbildung 6.19. Die benötigte Zeit zwischen Beendigung des Katalysatorheizbetriebs und fertig eingeregelter Applikationsparameter der Last betrug ca. 2,2 Sekunden.

Für die Erstellung der Resultate wurden die unterschiedlichen Messsysteme anhand des Verlaufs des Drehzahlsignals im Nachgang synchronisiert. Gesondert wurden der Kraftstoffverbrauch sowie die Abgasmesstechniken zeitlich korrigiert, bei denen der erste Messwert außerhalb des Messrauschens dem Zeitpunkt des „ersten Drehzahnanstiegs größer als Anlasserdrehzahl“ zugeordnet wurde. Der Auswertungsbereich zur Beschreibung des Motorverhaltens während des Katalysatorheizbetriebs beginnt zwei Sekunden nach dem Kriterium „Motordrehzahl ist größer als Anlasserdrehzahl“. Der Bereich der Auswertung ist zwei Sekunden kürzer als die jeweils angegebene Katalysatorheizzeit. Für die Beschreibung des Verhaltens während des kombinierten Vorgangs Katalysatorheizen und Lastsprung wurde zusätzlich die Übergangszeit bis zum Erreichen des eingeregelten Lastsprungs und anschließend dreißig Sekunden Beharrungszustand in der Last bewertet. Diese Zeitspanne ist in Abbildung 6.19 mit t_{gesamt} gekennzeichnet.

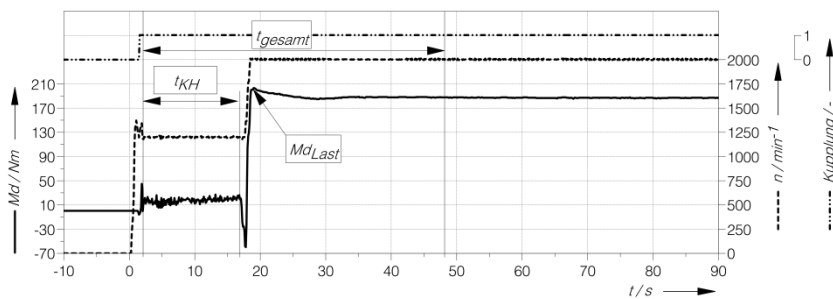


Abbildung 6.19: Vorgehen bei Untersuchungen aus dem Motorstillstand. Nach dem Motorstart erfolgt eine Phase des Katalysatorheizens mit anschließendem Lastsprung. [133]

Nach einem Versuch wurde der Motor solange im Stillstand belassen, bis die Kühlwassertemperatur und Öltemperatur durch die externe Konditionierung einen vorgegebenen Sollwert in Abhängigkeit der im Folgeversuch zu untersuchenden Motortemperatur unterschritten haben. Zusätzlich musste die Bedingung erfüllt sein, dass die Kerntemperatur des Monolithen des Katalysators kälter als 150 °C war. Waren alle Bedingungen erfüllt, wurde der nächste Versuch

automatisiert gestartet. Nach sechs Starts wurde der Motor für 60 Minuten warmgefahren, um sich eintragenden Kraftstoff aus dem Öl auszudampfen.

6.2.1 Variation der Katalysatorheizzeit und der Last

Die Rohemissionen eines Motors sind stark abhängig von den im Brennraum vorherrschenden thermodynamischen Randbedingungen. Neben den Temperaturen von Kraftstoff und Verbrennungsluft hat auch die Temperatur von Brennraumdach, Zylinderlaufbahn und Kolben einen Einfluss auf die Emissionen. Besonders Verbrennungen bei höheren Lasten neigen im kalten Motorzustand zu stark erhöhten Emissionen. Waren die benötigten Lasten für das Typisierungsverfahren von Fahrzeugen anhand des NEFZ in sehr niedrigen Bereichen [68], insbesondere in der Nachstartphase während des Stadtfahrzyklus, bestehen jetzt durch die neue Abgasgesetzgebung im Rahmen der RDE neue Herausforderungen. Höhere Lasten können zeitnah nach Motorstart angefordert werden und tragen maßgeblich zu den Gesamtemissionen eines Prüfzyklus bei. In Abbildung 6.20 ist das Verhalten der Partikelemissionen während eines Motorstarts mit anschließender Katalysatorheizphase von $t_{KH} = 15$ s dargestellt. Die dargestellten Partikelemissionen wurden mit einem Kondensationspartikelzähler (AVL APC) nach Katalysator gemessen. Im Anschluss an das Katalysatorheizen bei $t = 17$ s steigert der Motor auf Anforderung sowohl das abgegebene Drehmoment ($Md_{Last} = 215$ Nm) als auch die Drehzahl ($n = 2000$ min^{-1}). Ein deutlicher Anstieg der Partikelemissionen ist festzustellen, der im weiteren Warmlauf des Motors stark rückgängig ist. Den vertikalen Achsen der Abbildung sind je zwei Zeitverläufe zugeordnet. Bei einem der beiden Verläufe wurden während des Katalysatorheizbetriebs die antagonistischen Verbrennungen mit einer Frequenz $v_{AV} = 1/9$ je Zylinder gezündet. Der zweite Verlauf basiert auf den identischen Applikationsparametern, jedoch ohne antagonistische Verbrennungsanteile. Die deckungsgleichen Kurven der Drehmoment- und Drehzahlverläufe zeigen die sehr gute Vergleichbarkeit der beiden Verfahren.

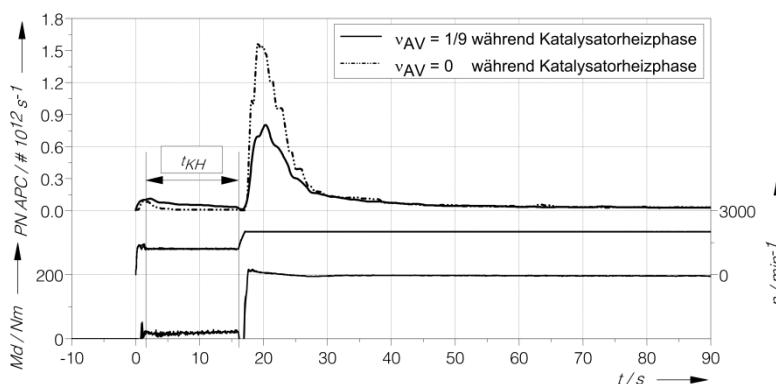


Abbildung 6.20: Partikelemissionen während eines $t_{KH} = 15$ s Katalysatorheizvorgangs mit und ohne antagonistischer Verbrennung mit anschließendem Lastsprung auf $Md_{Last} = 215$ Nm bei $T_{Motor} = 25$ °C Starttemperatur. Die Frequenz der antagonistischen Verbrennung während der Katalysatorheizphase ist $v_{AV} = 1/9$. [133]

Wie sich bereits in den stationären Untersuchungen gezeigt hat, nehmen die Partikelemissionen mit antagonistischen Verbrennungsanteilen während der Katalysatorheizphase zu. Auch flacht der Verlauf der Emissionen im Vergleich zu dem Katalysatorheizen ohne antagonistische Verbrennungen langsamer ab. Einhergehend mit dem Übergang in die gesteigerte Last bei $t = 17$ s bleiben die Emissionen im Falle der Brennumkonditionierung mit antagonistischer Verbrennung während des Katalysatorheizens auf einem wesentlich geringeren Niveau. Der Spitzenausstoß kann halbiert werden. Über den gesamten Manöververlauf betrachtet führt die Strategie mit antagonistischen Verbrennungen während der Katalysatorheizphase zu einer Reduzierung der Partikelemissionen. In Abbildung 6.21 werden die Ergebnisse der Untersuchungen zu unterschiedlich langen Katalysatorheizzeiten mit und ohne antagonistischer Verbrennung gegenübergestellt. Die Ergebnisse zeigen die Integrale (Emissionen, Abgasenthalpiestrom) bzw. Mittelwerte ($COV_{pmi,0}$) der jeweiligen Größen über den Zeitraum $t = 2$ s nach Motorstart bis zu dem angegebenen Zeitpunkt t_{KH} . Deutliche Unterschiede zwischen den beiden Strategien sind bei den Partikelemissionen, gemessen mit dem differenziellen Mobilitätsspektrometer (DMS500) vor Katalysator, und den Stickoxidemissionen zu erkennen. Die antagonistische Verbrennung bedingt einen um den Faktor fünf höheren Partikelaustritt, die Stickoxide steigen ca. um 50 %. Das ist weniger, als anhand der stationären Untersuchungen zu erwarten war.

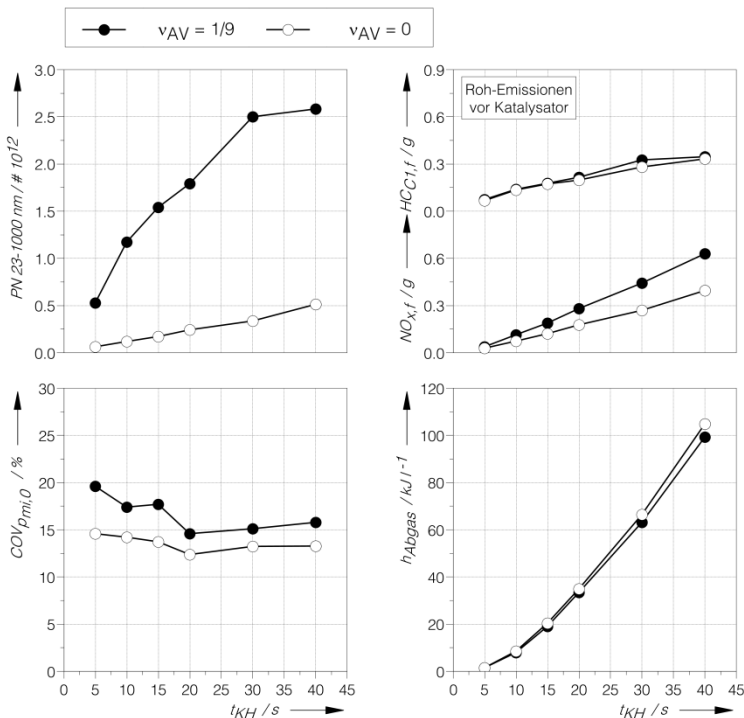


Abbildung 6.21: Vergleich der Resultate des Katalysatorheizbetriebs mit und ohne antagonistischen Verbrennungsanteilen bei unterschiedlich langen Betriebszeiten.

Im Vergleich der beiden Strategien ergeben sich Kohlenwasserstoffemissionen auf einem sehr ähnlichen Niveau. Sowohl die HC-Emissionen als auch die Partikelemissionen steigen nicht linear über der Katalysatorheizzeit, was der Erwärmung des Brennraums und der damit einhergehend verbesserten Gemischaufbereitung und Verbrennung geschuldet ist. Die Verbrennungsschwankungen nehmen über die Laufzeit ab, befinden sich im Falle der mit antagonistischen Verbrennungen unterstützten Strategie auf einem leicht erhöhten Niveau. Bedingt durch die vorgezogenen Verbrennungen bleibt ein Teil der sonst zur Verfügung stehenden Energie des Abgases im Brennraum. Der Katalysatorheizenergie bleibt somit leicht unter dem Vergleichsniveau.

Der Katalysatorheizbetrieb sollte nicht als eigenständiger Motorbetrieb betrachtet werden. Im Kontext der Anforderungen, die an einen Motor gestellt werden können, muss auch das Betriebsverhalten nach Beendigung der Katalysatorheizphase berücksichtigt werden. Abbildung 6.22 zeigt das Verhalten der Kohlenwasserstoffemissionen vor und nach Katalysator für verschieden lange Katalysatorheizzeiten, wie auf der x-Achse angegeben, gefolgt von unterschiedlich großen Lastsprüngen, siehe y-Achse. Das aufgespannte Differenzkennfeld zeigt die Unterschiede der integralen Kohlenwasserstoffemissionen während des gesamten Manövers, bei dem im Katalysatorheizbetrieb im einen Fall eine Frequenz von $v_{AV} = 1/9$ antagonistischer Verbrennungen appliziert wurde und die Referenz im anderen Fall ohne sprunghafte Verstellung der Zündung vermessen wurde. Positive Vorzeichen bedeuten mehr Emissionen als Ergebnis des Manövers im Falle der Strategie mit antagonistischer Verbrennung, negative Vorzeichen entsprechen weniger Emissionen bei der Strategie mit antagonistischer Verbrennung während des Katalysatorheizens.

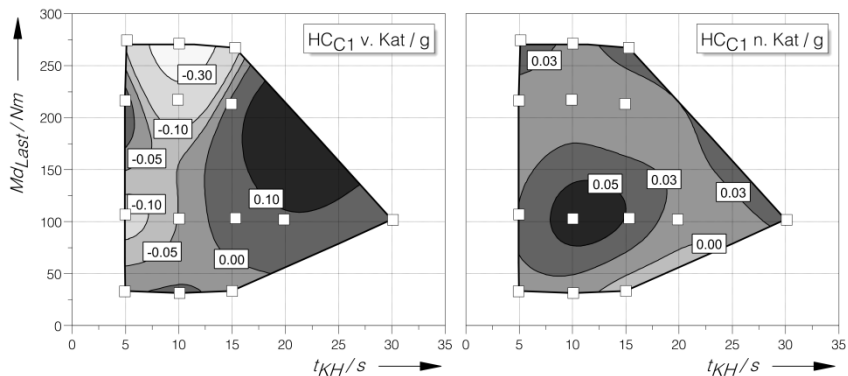


Abbildung 6.22: Differenzkennfelder der Kohlenwasserstoffemissionen vor und nach Katalysator zwischen dem Katalysatorheizbetrieb mit $v_{AV} = 1/9$ und ohne antagonistischer Verbrennung mit anschließendem Lastsprung. Der reguläre Katalysatorheizbetrieb dient als Referenz. [133]

Das linke Differenzkennfeld gibt die Differenzen der integralen Kohlenwasserstoff-Rohemission an, gemessen vor Eintritt in den Katalysator. Bezogen auf die Katalysatorheizzeit lässt sich

sagen, dass Zeiten größer als $t_{KH} = 15$ s im Falle der antagonistischen Verbrennung so viele Emissionen während des Katalysatorheizens verursachen, dass der Benefit, der sich in der anschließenden Last ähnlich der Partikelemissionen ergibt, diese nicht mehr aufwiegen kann. Besonders große Vorteile in Bezug auf die Rohemissionen ergeben sich bei Katalysatorheizzeiten zwischen fünf und zehn Sekunden mit anschließendem Sprung auf hohe Lasten. Hier werden die Kohlenwasserstoffemissionen um bis zu 300 mg (ca. 9 %) reduziert, bei einem Manöver, das im Falle einer Heizzeit von $t_{KH} = 10$ s, einer Übergangszeit und sich anschließenden 30 s Lastphase lediglich 43 s andauert. Zusätzlich wird der durchschnittliche effektive Kraftstoffverbrauch um ca. 13 % gesenkt.

Aufgrund der geringeren Katalysatorheizleistung im Falle antagonistischer Verbrennungsanteile können die Vorteile, die sich bei den Rohemissionen ergeben, nicht auf die Emissionen nach Katalysator übertragen werden. Hier ergibt sich in weiten Bereichen ein neutrales Verhalten, wie das rechte Kennfeld in Abbildung 6.22 zeigt.

In Abbildung 6.23 sind nach gleichem Schema die Emissionen der Partikelanzahl und der Stickoxide, beide nach Katalysator gemessen, dargestellt. Bei den Partikelemissionen zeigt sich ein ähnliches Bild wie zuvor bei den Kohlenwasserstoffemissionen. Bei ca. $t_{KH} = 10$ -15 s und einem Sprung in hohe Lasten ergeben sich Vorteile in Größenordnungen von bis zu 30 % Emissionsreduktion. Die Stickoxide nach Katalysator, die auf eine gesteigerte Verbrennungstemperatur reagieren, steigen bei hohen Lasten und durch die antagonistische Verbrennung während des Katalysatorheizens an.

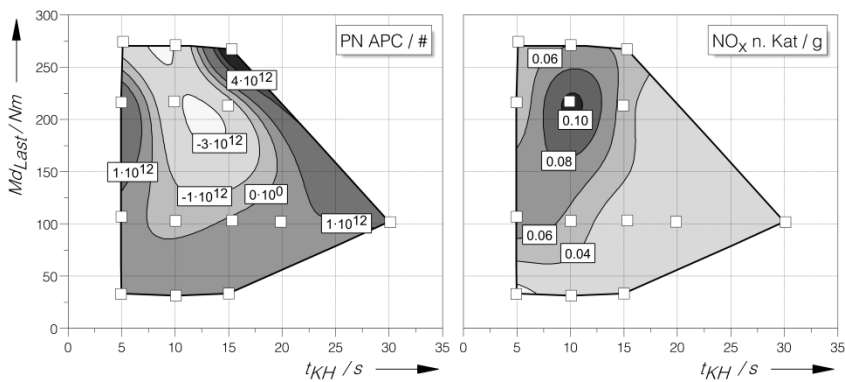


Abbildung 6.23: Differenzkennfeld der Partikelemissionen und Stickoxide nach Katalysator des Manövers Katalysatorheizen mit anschließendem Lastsprung. Gezeigt ist der Vergleich zwischen regulärem Katalysatorheizen und einem mit $v_{AV} = 1/9$ antagonistischer Verbrennungen unterstütztem Heizbetrieb. [133]

Die integrierten Emissionen größerer, zertifizierungsrelevanter und kleinerer Partikel verhalten sich im Differenzkennfeld über Katalysatorheizzeit und maximalem Drehmoment des Lastsprungs ähnlich. Die in Abbildung 6.24 dargestellten Emissionen wurden mit dem DMS500 unmittelbar vor Katalysatoreintritt gemessen. Insbesondere bei mittleren Katalysatorheizzeiten

im Bereich $t_{KH} = 10\text{-}15\text{ s}$ und folgenden Lasten $Md_{Last} > 125\text{ Nm}$ ergeben sich große Einsparungspotenziale. Für beide Größenbereiche der untersuchten Partikelemissionen ergeben sich Einsparungen im Bestpunkt von über 30 %.

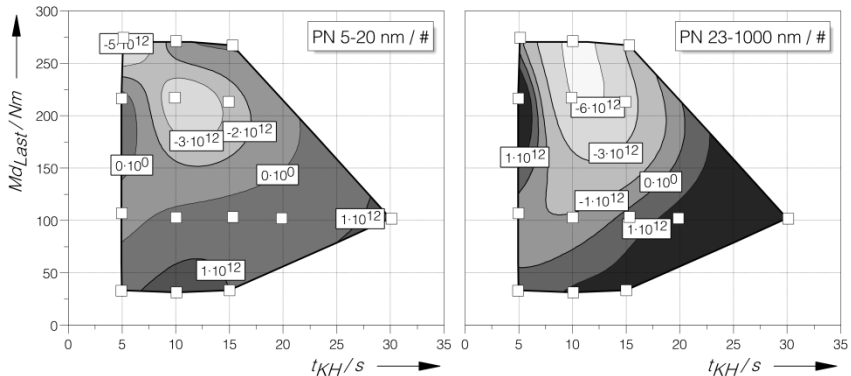


Abbildung 6.24: Differenzkennfeld der Partikelemissionen verschiedener Größenbereiche vor Katalysator. Gezeigt ist der Vergleich zwischen regulärem Katalysatorheizen und einem mit $v_{Av} = 1/9$ antagonistischer Verbrennungen unterstütztem Heizbetrieb.

6.2.2 Variation der Motorstarttemperatur

Wie in Abschnitt 4.1 vorgestellt, sind die Emissionen während des Motorstarts und des Warmlaufs von den Temperaturen der Ansauglufttemperatur, des Kraftstoffs und der Fluide Motoröl und Kühlwasser abhängig. Daher wurden Untersuchungen bei unterschiedlichen Motortemperaturen T_{Motor} durchgeführt. Die Motortemperatur ist eine vom Motorsteuergerät bestimmte Größe und deckt sich annähernd mit der Kühlwassertemperatur an der Messstelle Austritt des Kühlwassers aus dem Motor.

Um den Motor im Stillstand kühlen zu können, wurde der Kühlwasserthermostat vollständig geöffnet und das Kühlwasser durch eine externe Wasserpumpe durch Plattenwärmeübertrager gefördert, wo es auf Zieltemperatur konditioniert wurde. Das Motoröl wurde durch eine separate Pumpe und einen im Kühlkreislauf des Kühlwassers befindlichen Plattenwärmeübertrager konditioniert. Die Motoröltemperatur, gemessen im Ölsumpf, ist bei Motorstart ca. 2 °C wärmer als die angegebene Motortemperatur. Die Temperaturen von Ansaugluft und Kraftstoff wurden konstant für alle Versuche auf $22\text{ °C} \pm 2\text{ °C}$ konditioniert.

Abbildung 6.25 zeigt die integrierten Partikelemissionen während des Manövers Katalysatorheizen über $t_{KH} = 15\text{ s}$ mit anschließendem Sprung auf unterschiedlich hohe Lasten Md_{Last} . Die Untersuchungen wurden bei unterschiedlichen Motortemperaturen durchgeführt. Die angegebene Temperatur T_{Motor} ist die Temperatur, die zum Zeitpunkt des Motorstarts gemessen

wurde. Das linke Kennfeld zeigt die integrierten Partikelemissionen des Manövers bei regulärem Katalysatorheizen.

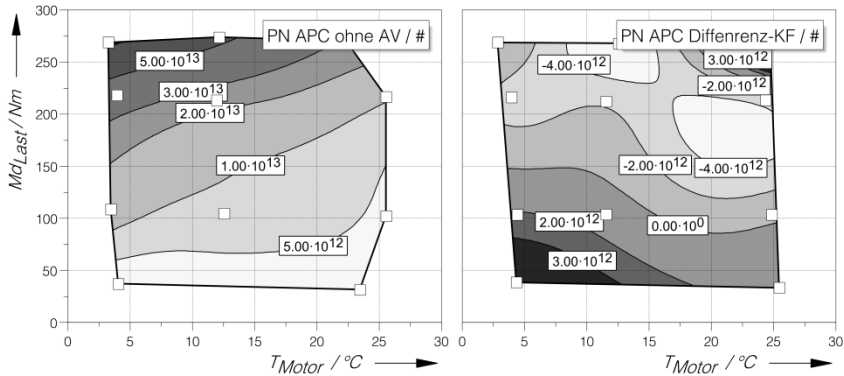


Abbildung 6.25: Integrale Partikelemissionen nach $t_{KH} = 15$ s und anschließendem Sprung auf 30 Sekunden Last bei unterschiedlicher Motortemperatur während des Motorstarts im regulären Katalysatorheizebetrieb(li.). Das Differenzkennfeld zeigt den Vergleich des linken Kennfelds mit zugehörigem Katalysatorheizen mit antagonistischen Verbrennungsanteilen mit einer Frequenz $v_{AV} = 1/9$. [133]

Die zuvor bereits beschriebene Abhängigkeit der Partikelemissionen von der Höhe des Lastsprungs ist auch hier deutlich zu erkennen. Des Weiteren stellt sich eine Abhängigkeit von der Motorstarttemperatur heraus. Im Fall eines Lastsprungs auf $Md_{Last} \approx 270$ Nm ergeben sich über den gesamten gemessenen Zeitraum ein Mehr an Partikelemissionen vom Faktor 2,5 bei einer Änderung der Motortemperatur von $T_{Motor} \approx 23$ °C auf $T_{Motor} \approx 3$ °C.

Das rechte Kennfeld ist ein Differenzkennfeld zwischen dem linken Partikelemissionskennfeld und dem gleichen Manöver mit Anteilen $v_{AV} = 1/9$ an antagonistischen Verbrennungen während der Katalysatorheizzeit $t_{KH} = 15$ s. Die antagonistische Verbrennung reduziert die Partikelemissionen in weiten Teilen des aufgespannten Kennfelds. Das Potenzial verschiebt sich in Richtung höherer Lasten. Bei niedrigen Lastsprüngen und kalten Temperaturen fallen die Mehremissionen der Katalysatorheizphase deutlicher ins Gewicht und steigern somit die Emissionen des gesamten Manövers.

Das Verhalten der Kohlenwasserstoffemissionen während des Manövers bei unterschiedlichen Motorstarttemperaturen ist in Abbildung 6.26 dargestellt. Die Rohemissionen können durch die antagonistische Verbrennung in annähernd dem gesamten Kennfeld deutlich reduziert werden. Bei mittleren Lasten können ebenfalls die Emissionen nach Katalysator reduziert werden, für kleine Lasten erhöhen sich die Emissionen leicht.

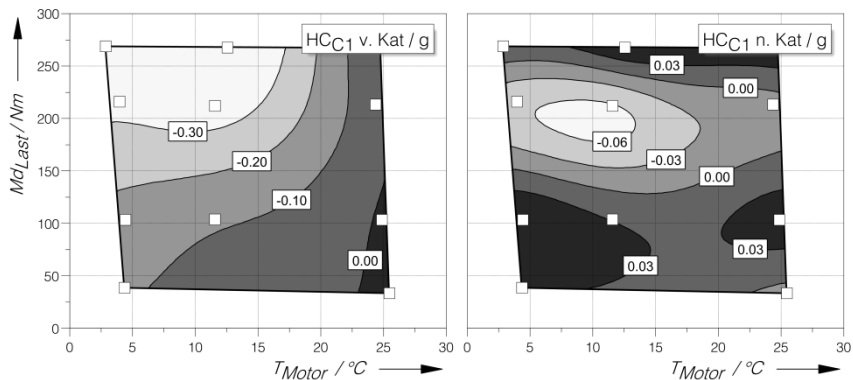


Abbildung 6.26: Differenzkennfeld der Kohlenwasserstoffemissionen vor und nach Katalysator. Gezeigt ist der Vergleich zwischen regulärem Katalysatorheizen und einem mit $v_{AV} = 1/9$ antagonistischer Verbrennungen unterstützten Heizbetrieb für eine Katalysatorheizzeit $t_{KH} = 15$ s bei unterschiedlichen Motorstarttemperaturen T_{Motor} und Lastsprüngen Md_{Last} . [133]

6.2.3 Vergleich mit Magerkatalysatorheizen

Ein gängiges Vorgehen zur Reduktion der Emissionen während des Katalysatorheizens ist der Magerbetrieb. Wie in Abschnitt 6.1 beschrieben wurde, war der Magerbetrieb mit antagonistischer Verbrennung aufgrund der verwendeten Motorsteuerung nicht möglich. Abbildung 6.27 zeigt den Vergleich zwischen einem Magerkatalysatorheizbetrieb mit $\lambda = 1,05$ und den bereits zuvor betrachteten Heizstrategien mit $v_{AV} = 0$ und $v_{AV} = 1/9$ Anteilen antagonistischer Verbrennungen bei $\lambda = 1,0$.

Für das Magerkatalysatorheizen wurde auf eine eigene Applikation zurückgegriffen, die ebenfalls auf einen indizierten Mitteldruck $p_{mi,0} = 2,0$ bar im stationären Betrieb ausgelegt wurde. Neben geänderten Steuerzeiten wurde auch die Strategie der Kraftstoffeinspritzung angepasst. Um die Verbrennung zu stabilisieren wurden 5 % der insgesamt eingebrachten Kraftstoffmasse unmittelbar vor dem Zündzeitpunkt in den Brennraum eingebracht. Der Zündzeitpunkt wurde konstant bei $ZZP = -20$ °KWvZOT belassen.

In Abbildung 6.27 sind die Resultate von $t_{KH} = 15$ s Katalysatorheizbetrieb der drei vorgestellten Strategien im Vergleich dargestellt. Mithilfe des Magerbetriebs können die Partikelemissionen während der Katalysatorheizphase reduziert werden. Insbesondere bei Betrieb mit antagonistischer Verbrennung sind diese deutlich gesteigert. Bei allen Strategien zeigt sich, dass ca. die Hälfte aller gemessenen Partikel nicht typisierungsrelevante Durchmesser kleiner als 23 nm aufzeigen.

Trotz des mageren Motorbetriebs kann im Falle des Katalysatorheizens mit Luftüberschuss die mittlere Kovarianz des indizierten Mitteldrucks gesenkt und einhergehend die Laufruhe des Motors gesteigert werden. Hier ist die zündungsnahe Einspritzung der treibende Faktor. Des Weiteren zeigte sich in den Versuchen, dass bei Verwendung der im stationären Betrieb

ermittelten Betriebsparameter im Motorstart der indizierte Mitteldruck im Falle der mageren Verbrennung die ersten Sekunden nach Motorstart um ca. 30 % höher lag. Das höhere Niveau der indizierten Leistung führt zu einer niedrigeren Varianz, ähnliches Verhalten beobachtete bereits Schumann beim Übertrag stationärer Katalysatorheizparameter auf den Motorstart [113].

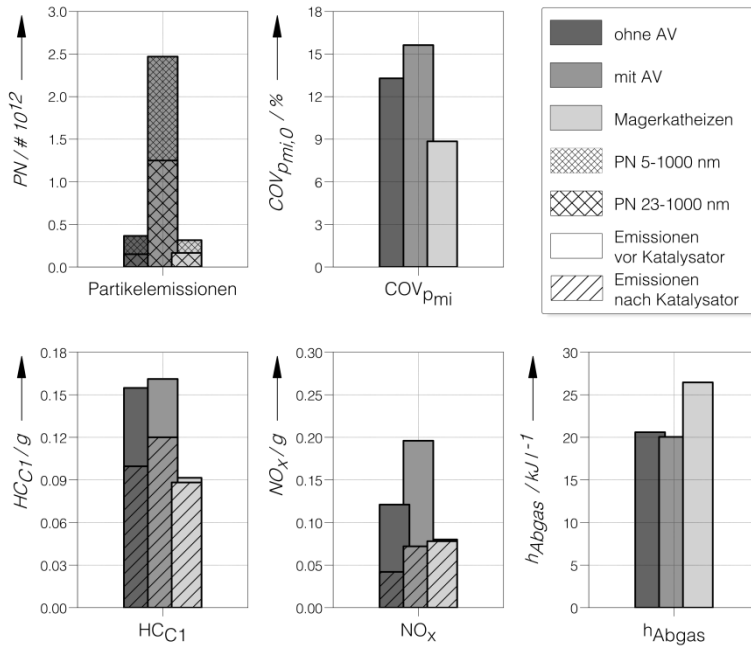


Abbildung 6.27: Katalysatorheizen mit $v_{AV} = 1/9$ und ohne Anteile antagonistischer Verbrennungen sowie Magerkatalysatorheizen. Dargestellt sind die Resultate von $t_{KH} = 15$ s Katalysatorheizbetrieb. [133]

Die Kohlenwasserstoffemissionen können durch den Magerbetrieb um 25 % gesenkt werden. Unter Verwendung der antagonistischen Verbrennung liegen die Emissionen im Vergleich auf dem höchsten Niveau.

Die Stickoxidemissionen können aufgrund des Luftüberschusses bei magerer Verbrennung nur unzureichend konvertiert werden. Die Emissionen nach Katalysator liegen auf dem höchsten Niveau. Die Strategie mit Anteilen an Frühzündungen ist in Bezug auf die Emissionen nach Katalysator trotz wesentlich höherer Rohemissionen ein Kompromiss zwischen dem regulären stöchiometrischen Katalysatorheizen und dem Magerbetrieb. Aufgrund der geänderten Steuerzeiten und des gesteigerten Luftdurchsatzes ist die Katalysatorheizarbeit im Falle der mageren Verbrennung deutlich gesteigert.

Abbildung 6.28 zeigt die summierten Ergebnisse der Katalysatorheizzeit $t_{KH} = 15$ s, wie in Abbildung 6.27 vorgestellt, mit anschließendem Lastsprung auf $Md_{Last} \approx 215$ Nm für $t_{Last} = 30$ s. Es zeigt sich, dass die Vorteile, die sich bei den Emissionen im Falle des Magerkonzepts während des Katalysatorheizens ergeben, während der Last nur bedingt beibehalten werden können.

Insbesondere wandelt sich das Verhalten der Partikelemissionen. Während der Lastphase werden im Falle eines zuvor mit antagonistischer Verbrennung konditioniertem Brennraum deutlich weniger Partikel emittiert. Der Anteil kleiner Partikel ist bei allen Strategien rückgängig, im Falle der antagonistischen Verbrennung ist die stärkste Reduktion zu verzeichnen.

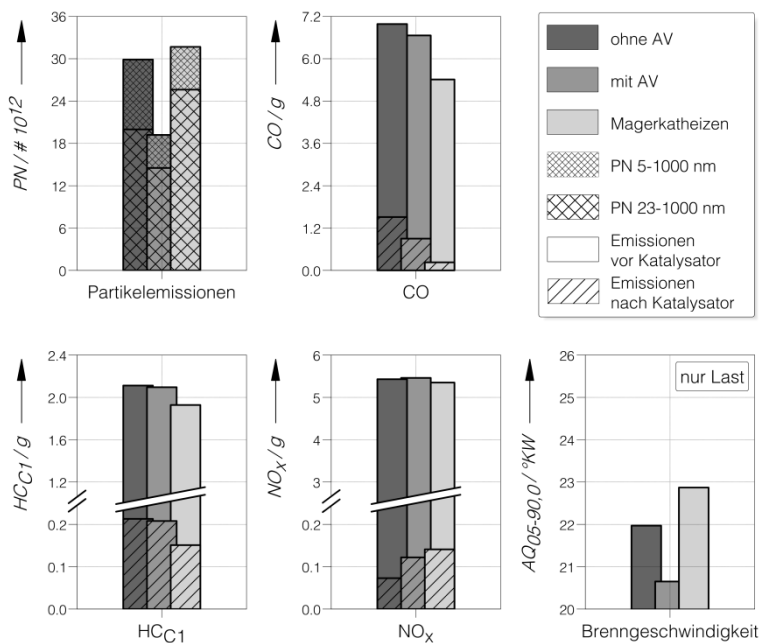


Abbildung 6.28: Katalysatorheizen $t_{KH} = 15$ s mit anschließendem Lastsprung auf $Md_{Last} \approx 215$ Nm für $t_{Last} = 30$ s mit und ohne antagonistischen Verbrennungen während des Katalysatorheizbetriebs sowie Magerkatalysatorheizen. Die Anteile der Frühzündungen im Fall der antagonistischen Verbrennungsstrategie beträgt $v_{AV} = 1/9$. [133]

Es zeigt sich der Nachteil der sehr einseitig auf die Katalysatorheizarbeit ausgelegten Magerverbrennung. Der Brennraum findet hier die schlechteste Vorbereitung auf den sich an das Katalysatorheizen anschließenden Lastsprung. Berücksichtigt man die Partikel mit Durchmessern zwischen 23 und 1000 nm, so steigen die Emissionen gegenüber der regulären stöchiometrischen Strategie um 28 %. Im Vergleich zu der mit antagonistischen Anteilen unterstützten Katalysatorheizstrategie ist es ein Plus von ca. 57%. Bei den gasförmigen Emissionen zeigt sich

die durch antagonistische Verbrennungen unterstützte Strategie als Mittelweg zwischen dem stöchiometrischen und dem mageren Konzept.

Die Kohlenstoffmonoxidemissionen des Gesamtmanövers werden durch den Magerbetrieb während des Katalysatorheizens erheblich gesenkt, auch die Verbrennung mit antagonistischen Anteilen zeigt eine deutliche Reduktion auf. Die Kohlenwasserstoffemissionen nach Katalysator steigen nach der Phase des Katalysatorheizens weniger stark im Falle der antagonistischen Verbrennungsstrategie verglichen mit dem regulären stöchiometrischen Katalysatorheizen. In Summe ergibt sich eine leichte Reduktion der Emissionen. Dies ist bedingt durch die verbesserten Rohemissionen. Trotz einer deutlich höheren Katalysatorheizarbeit der mageren Verbrennungsstrategie bleiben die Vorteile in Bezug auf die HC-Emissionen nach Katalysator auch nach dem Lastsprung auf einem ähnlichen Niveau.

Die Stickoxide nach Katalysator steigen bei allen drei Strategien um einen ähnlichen Wert nach dem Lastsprung an. Im Falle der mageren Verbrennung, bei der sich während des Katalysatorheizens Sauerstoff in den Katalysator einlagert, ist dieser Zuwachs um ca. 25 % höher.

Während der Lastphase steigt die mittlere Brenngeschwindigkeit, sodass sich die Brenndauer $AQ_{05-90,0}$ des Motors verkürzt, für den Fall, dass der Brennraum während der Katalysatorheizphase mithilfe von antagonistischen Verbrennungen konditioniert wurde. Die magere Strategie führt in der Last zu den langsamsten Brenngeschwindigkeiten. Der Unterschied ist größer als ein Grad Kurbelwinkel.

6.2.4 Rußeigenleuchten

Da auch bei einer homogenen Betriebsstrategie lokale Gemischinhomogenitäten bei Ottomotoren auftreten können, bilden sich während der Verbrennung Bereiche mit erhöhtem Rußanteil. Bei hohen Temperaturen strahlt der Ruß entsprechend einem grauen Strahler auch bei Wellenlängen des sichtbaren Bereichs. Diese Strahlung ist im Vergleich zu der Eigenstrahlung einer homogenen Verbrennung sehr intensiv und kann mithilfe einer Hochgeschwindigkeitskamera visualisiert werden. Dadurch lassen sich örtliche Bereiche mit hohen Rußanteilen im Brennraum auflösen.

Abbildung 6.29 zeigt Aufnahmen des Rußeigenleuchtens während des Expansionstakts von drei Verbrennungen während der Katalysatorheizphase mit antagonistischen Verbrennungsanteilen. In den beiden Zyklen nach der antagonistischen Verbrennung ist ein starkes Rußeigenleuchten im unteren rechten Bildbereich zu erkennen. Das Leuchten kann der Oberfläche des Kolbens zugeordnet werden. Ursächlich hierfür ist nicht verdampfter Kraftstoff, der das zu erkennende Pool-Fire bildet. Während der Expansion der antagonistischen Verbrennung ist das Pool-Fire zur gleichen Kurbelwellenstellung bereits stärker abgeklungen. Ein auffälliger Unterschied zwischen den beiden Zyklen nach der antagonistischen Verbrennung findet sich in der Gasphase. Während in der Verbrennung des zweiten Zyklus nach antagonistischer Verbrennung (re.) annähernd kein Eigenleuchten im Gasvolumen wahrgenommen werden kann,

scheint in der mittleren Aufnahme des unmittelbar anschließenden Zyklus die gesamte Gasphase von Rußeigenleuchten einer diffusiven Verbrennung geprägt zu sein.

Das bestärkt die These, dass eine Überdosierung des Kraftstoffs für diesen Zyklus erfolgt ist. Das unterstöchiometrische Gemisch bildet in der Gasphase selbst Ruß und trägt somit erheblich zu einer Verschlechterung der gemessenen Partikelanzahlemissionen während des Katalysatorheizbetriebs mit antagonistischen Verbrennungsanteilen bei. In der Gasphase der antagonistischen Verbrennung sind ebenfalls flächige Rußbereiche zu erkennen. Diese erklären sich aufgrund der verkürzten Gemischaufbereitungszeit bei weit vorgezogener Verbrennung.



Abbildung 6.29: Aufnahmen des Rußeigenleuchtens im Katalysatorheizbetrieb während der Expansion einer antagonistischen Verbrennung (li.), des ersten Zyklus nach der antagonistischen Verbrennung (m.) sowie des zweiten Zyklus (re.). [133]

Abbildung 6.30 zeigt Aufnahmen des Rußeigenleuchtens einer Verbrennung $t = 0,54$ s nach einem Lastsprung vom Katalysatorheizbetrieb mit $v = 1/9$ antagonistischen Verbrennungsanteilen auf $Md_{\text{Last}} \approx 215$ Nm. Im zeitlichen Verlauf ist zunächst der Zündfunke zu erkennen, im Anschluss die Verbrennung. Ab dem vierten Bild bei $\alpha = 16,6$ °KWnZOT dominiert das Rußeigenleuchten die Aufnahme. Anders als während der Katalysatorheizphase bildet sich das Pool-Fire nicht auf der rechten Bildseite unterhalb der Einlassventile, sondern unterhalb der Auslassventile in der linken Bildhälfte. Neben dem Pool-Fire ist das „Tip Wetting“, dessen Folge z.B. bei einer Kurbelwellenstellung $\alpha = 49,4$ °KWnZOT im oberen rechten Bildbereich zu sehen ist, eine maßgebliche Ursache für die Partikelemissionen. Als Tip Wetting wird sich ansammelnder Kraftstoff an der Düsen Spitze oder in den Spritzlöchern des Injektors bezeichnet, der bis zu Beginn der Verbrennung nicht verdampfen konnte. Insbesondere durch gesteigerte Ablagerungen in den Spritzlöchern kommt es laut Steimle et al. zu einer vermehrten Anlagerung von Kraftstoff [130]. Der Kraftstoff wird im Verlauf der Verbrennung von der Injektorspitze abgelöst und verbrennt diffusiv [30].

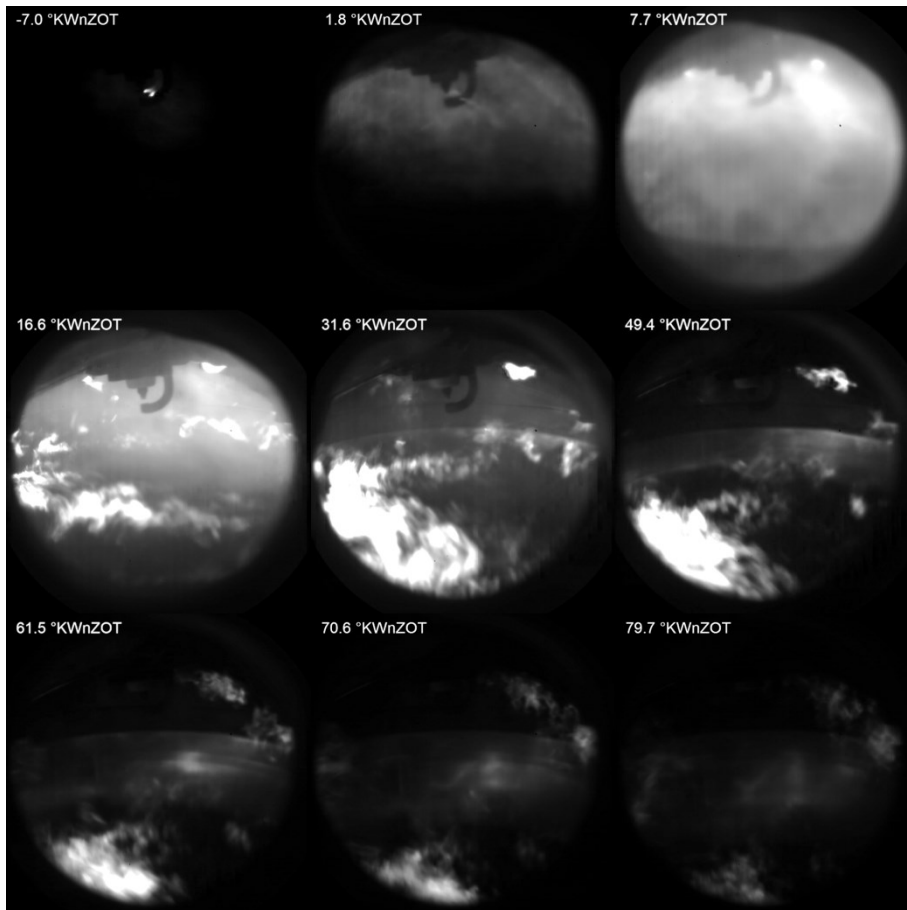


Abbildung 6.30: Aufnahmen des Rußeigenleuchtens während einer Verbrennung $t = 0,54$ s nach einem Lastsprung auf $M_{\text{last}} \approx 215$ Nm. Zuvor wurde der kalt gestartete Motor im Katalysatorheizen für $t_{\text{KH}} = 15$ s mit antagonistischen Verbrennungsanteilen betrieben.

Ab $\alpha = 61,5$ °KWnZOT nimmt die Intensität der Strahlung von Pool-Fire und Tip Wetting ab. Eine Reduktion der Strahlung kann dabei zwei Ursachen haben. Zum einen sinkt die Strahlung ab, wenn Rußpartikel oxidieren und sich dadurch ihr Durchmesser verkleinert oder die Partikel vollständig oxidiert werden. Eine weitere Möglichkeit ist, dass die Rußpartikel während der Expansionsphase auskühlen und somit nicht mehr im sichtbaren Wellenlängenbereich thermische Strahlung emittieren. Insbesondere, wenn zu einem späten Zeitpunkt der Verbrennung noch ein intensives Rußeigenleuchten zu sehen ist, ist die Wahrscheinlichkeit hoch, dass der Ruß aufgrund der fallenden Brennraumtemperaturen nicht mehr nachoxidiert werden kann.

Das Verhalten des Rußeigenleuchtens ändert sich maßgeblich über den Zeitraum, in dem sich der Motor in der gesteigerten Last befindet. Abbildung 6.31 zeigt Aufnahmen einer

Verbrennung $t = 12,61$ s nach der oben gezeigten Verbrennung unmittelbar nach Lastsprung. Zu erkennen ist, dass die Verbrennung selbst weniger leuchtstark vorstättengeht. Das Pool-Fire, das sich auf der linken Bildseite bildet, ist deutlich rückgängig und nicht viel stärker wahrzunehmen als das Tip Wetting. Zu einem späten Zeitpunkt des Expansionstaktes ist somit kaum Rußeigenleuchten zu vernehmen, was durch den erwärmten Brennraum, insbesondere den Kolben, zu erklären ist.

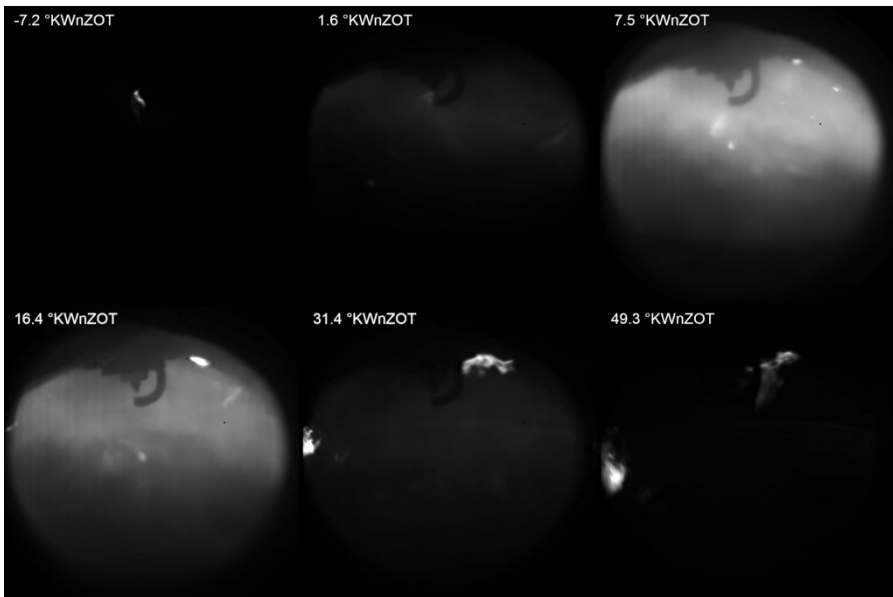


Abbildung 6.31: Aufnahmen des Rußeigenleuchtens während einer Verbrennung ca. $t = 13,15$ s nach einem Lastsprung auf $M_{d,last} \approx 215$ Nm. Zuvor wurde der kalt gestartete Motor im Katalysatorheizen für $t_{KH} = 15$ s mit antagonistischen Verbrennungsanteilen betrieben.

Um das Rußeigenleuchten über mehrere Verbrennungszyklen bewerten und vergleichen zu können, sind in Abbildung 6.32 die kumulierten Intensitäten der Aufnahmen dargestellt. Hierfür wurden aus jeder einzelnen Aufnahme die Helligkeitswerte aller Pixel aufsummiert. So ergibt sich ein Helligkeitsverlauf über ein Arbeitsspiel. 220 aufeinanderfolgende Arbeitsspiele unmittelbar nach Lastaufschaltung sind in einer Kurvenschar dargestellt, wobei Zyklus 220 der zuletzt aufgenommene Zyklus ist, bei dem der Brennraum bereits am wärmsten war. Es sind die Kurvenverläufe für die Lastphase in Anschluss an die drei bereits betrachteten Strategien während des Katalysatorheizens dargestellt. Im Vergleich der beiden Strategien mit Katalysatorheizbetrieb mit stöchiometrischem Gemisch zeigt sich, dass im Falle des konditionierten Brennraums im Bereich $\alpha = -30$ °KWnZOT bis $\alpha = 50$ °KWnZOT die Intensität der frühen Zyklen höher ist und ihre Maxima früher liegen, verglichen mit der Lastphase im Anschluss an das reguläre Katalysatorheizen. Für die Last nach dem Magerkatalysatorheizbetrieb ist ein deutlich intensiveres Rußeigenleuchten zu verzeichnen.

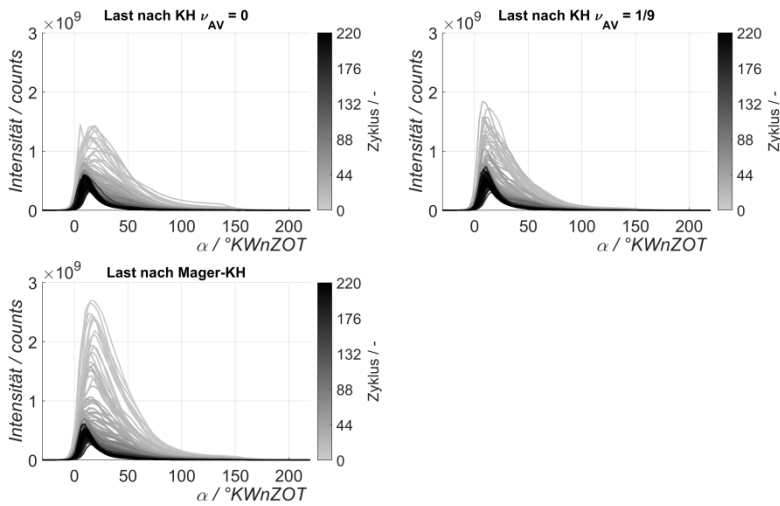


Abbildung 6.32: Kumulierte Intensität über das gesamte Bild der Aufnahmen des Rußeigenleuchtens nach einem Lastsprung auf $M_{\text{last}} \approx 215 \text{ Nm}$. Zuvor wurde der kalt gestartete Motor im Katalysatorheizen für $t_{\text{KH}} = 15 \text{ s}$ ohne bzw. mit $\nu_{\text{AV}} = 1/9$ antagonistischen Verbrennungsanteilen und bei magerem Gemisch betrieben.

In Abbildung 6.33 sind verschiedene Zeitbereiche der Intensitätsverläufe des Rußeigenleuchtens eines Zyklus integriert dargestellt und über die Anzahl der Zyklen unmittelbar nach dem Lastsprung aufgetragen. Zuvor wurde der Motor im Katalysatorheizbetrieb mit den drei vorgestellten Strategien betrieben. Die Verläufe der Integrale über den gesamten Aufnahmebereich, oben links dargestellt, befinden sich für die beiden Strategien mit stöchiometrischem Gemisch während des Katalysatorheizens auf ähnlichem Niveau. Das Rußeigenleuchten während der Lastphase im Anschluss an das Magerkatalysatorheizen befindet sich auf einem deutlich höheren Niveau. Das Gesamtniveau der Intensitätsverläufe des Rußeigenleuchtens ist für sämtliche Integrale der unterschiedlichen Zeitbereiche und für alle Strategien über die steigende Anzahl der Zyklen und einem einhergehend wärmer werdenden Brennraum deutlich rückgängig. Der Bereich von $\alpha = 101\text{-}263 \text{ °KWnZOT}$ beinhaltet, wie bereits diskutiert, die Intensität des in Bezug auf Partikelemissionen kritischsten Rußeigenleuchtens.

Im Vergleich der beiden Integralkurven der Strategien mit stöchiometrischem Gemisch während der Katalysatorheizphase ist das Niveau der Kurve der nicht konditionierten Lastphase bis zu über 25 % oberhalb der konditionierten Lastphase innerhalb der ersten 50 Zyklen. Nach ca. 75 Arbeitsspielen befindet sich das Niveau der Integrale der Intensitäten auf einem ähnlichen Niveau. Bis das Rußeigenleuchten der Strategie mit magerem Gemisch auf ein vergleichbares Niveau abfällt, benötigt es ca. 150 Arbeitsspiele.

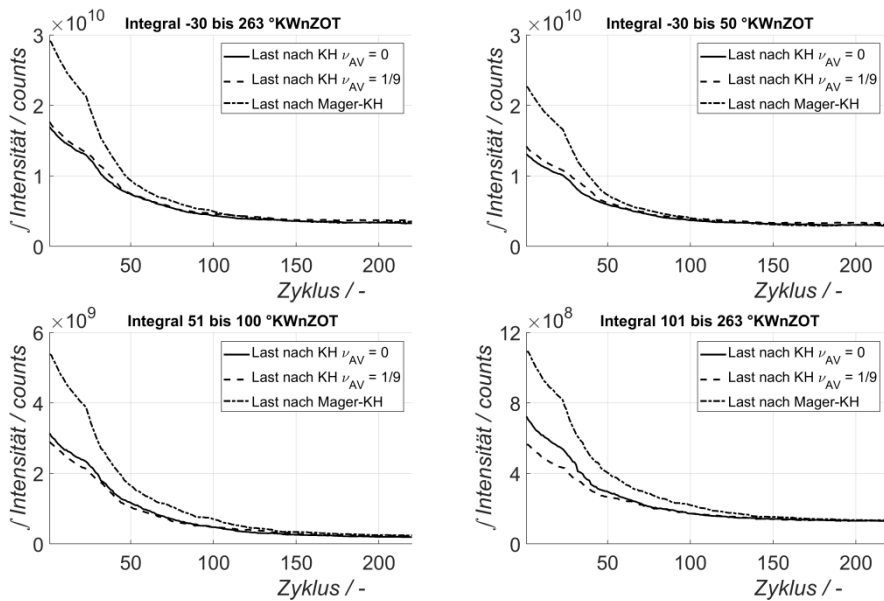


Abbildung 6.33: Zeitlicher Verlauf der Integrale der kumulierten Intensität der Aufnahmen des Rußeigenleuchtens für verschiedene Zeitbereiche der Verbrennung nach einem Lastsprung auf $M_{d_{\text{Last}}} \approx 215 \text{ Nm}$. Zuvor wurde der kalt gestartete Motor im Katalysatorheiz für $t_{\text{KH}} = 15 \text{ s}$ mit drei verschiedenen Katalysatorheizstrategien betrieben.

Die Befunde der Auswertung des Rußeigenleuchtens decken sich qualitativ mit den Ergebnissen der Partikelemissionsmessung, siehe Abbildung 6.34. Dargestellt ist auf der rechten Achse wie zuvor das Integral der Intensität des Rußeigenleuchtens im Verbrennungsabschnitt zwischen $\alpha = 101\text{-}263 \text{ °KWnZOT}$. Die linke Achse zeigt die Partikelemissionen, die parallel zu den Kameraaufnahmen gemessen wurden. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung der beiden Methoden zum Beschreiben der Partikelemissionen sowohl in Bezug auf den zeitlichen Verlauf als auch das Ausmaß der Emissionen. Beide Verfahren bestätigen, dass ein mit antagonistischen Verbrennungsanteilen während des Katalysatorheizbetriebs konditionierter Motor in der Last die Verbrennung mit den geringsten Partikelemissionen aufzeigt. Das Magerkatalysatorheiz führt in der Lastphase zu den höchsten Emissionen.

Die dargestellten Kurven der unterschiedlichen Bewertungsmethoden und der verschiedenen Verfahren nähern sich zu ähnlichen Zeitpunkten an. So ist das Niveau der Partikelemissionen der Strategie ohne antagonistische Verbrennungen während der vorgeschalteten Katalysatorheizphase nach ca. $t = 3,5 \text{ s}$ auf dem gleichen Niveau mit den Emissionen der Strategie mit antagonistischen Verbrennungsanteilen. Die Auswertung der Kameraaufnahmen zeigt diesen Zeitpunkt leicht früher bei ca. $t = 3,0 \text{ s}$. Im Fall der Strategie mit Magerkatalysatorheiz ist dieser Moment sowohl im Falle der Intensität des Rußeigenleuchtens als auch bei der Messung der Partikelemissionen bei $t = 7,5 \text{ s}$ festzustellen.

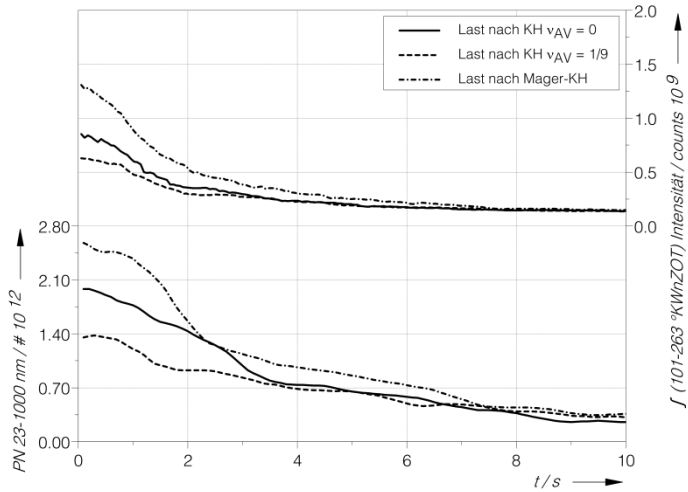


Abbildung 6.34: Vergleich der Partikelemissionen und der Intensität des Rußeigenleuchtens im Zeitraum der Kameraaufnahmen nach einem Lastsprung auf $Md_{\text{Last}} \approx 215 \text{ Nm}$. Zuvor wurde der kalt gestartete Motor im Katalysatorheizen für $t_{\text{KH}} = 15 \text{ s}$ stöchiometrisch mit oder ohne antagonistischen Verbrennungsanteilen oder mit magerer Strategie betrieben.

6.2.5 Flammenausbreitung

Die Ausbreitung der Flamme bei einer antagonistischen Verbrennung findet zu einem sehr viel früheren Zeitpunkt im Arbeitsspiel statt, verglichen mit einer regulären Verbrennung während des Katalysatorheizbetriebs bei spätem Zündzeitpunkt. Die Ergebnisse im stationären Betrieb haben eine wesentlich kürzere Brenndauer $AQ_{05-90,0}$ im Falle einer sehr frühen Verbrennung aufgezeigt, siehe Abbildung 6.1 in Abschnitt 6.1.1. In diesem Abschnitt wird anhand der Aufnahmen der Flammenausbreitung mittels einer Hochgeschwindigkeitskamera, verstärkt durch einen Hochgeschwindigkeitsbildverstärker, und einer Lichtleiterzündkerze das Verhalten des Verbrennungsfortschritts weiter analysiert. Bei den Untersuchungen wurde der Motor wiederum kalt gestartet und im Anschluss im Katalysatorheizen bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ betrieben. Die Aufnahmen begannen zwei Sekunden nach Motorstart und dauerten 115 Arbeitsspiele lang. Der Motor befand sich zu Beginn der Aufnahmen bereits im Katalysatorheizbetrieb.

Um statistische Aussagen über das Verhalten der Flamme treffen zu können, wird im Weiteren die Flammenaufenthaltswahrscheinlichkeit anhand der Aufnahmen ausgewertet. Dafür werden die Aufnahmen der Einzelzyklen wie in Abschnitt 3.2.2 beschrieben binarisiert. Die Aufnahmen bei gleicher Kurbelwinkelstellung aus den verschiedenen Einzelzyklen werden übereinandergelagt und daraus im Anschluss die Aufenthaltswahrscheinlichkeit der Flamme bestimmt. Für die Auswertung wird im Folgenden die Kontur der Flamme bei einer Aufenthaltswahrscheinlichkeit von 50 % ausgewertet.

In Abbildung 6.35 ist die Kontur der Flamme bei 50 % Aufenthaltswahrscheinlichkeit von 13 Einzelzyklen anhand der planaren Aufnahmen dargestellt. Die 13 ausgewerteten Zyklen von antagonistischen Verbrennungen sind dabei aus der Sequenz der 115 aufgenommenen Zyklen bei einer Frequenz der antagonistischen Verbrennung $v_{AV} = 1/9$ extrahiert. Neben den Flammenkonturen sind ebenfalls die Flächenschwerpunkte der Konturen durch Kreuze angegeben, die mit einer Linie verbunden sind. Zur Unterstützung des Verständnisses der Flammenausbreitung wurde über dieselben Zyklen eine gemittelte Auswertung der Lichtleiterzündkerzensignale zum Beginn der Verbrennung durchgeführt. Die Zeit zwischen Zündzeitpunkt (ZZP = -88 °KWnZOT) und dem ersten merklichen Wachstum der Flamme beträgt ca. $9,3 \text{ °KW}$. Die Flamme zeigt ein für geringe Drehzahlen stark ausgeprägtes asymmetrisches Ausbreitungsverhalten. Bereits zu Beginn der Flammenausbreitung bei ca. $\alpha = -78,7 \text{ °KWnZOT}$ ist ein leichter Drift des Flammenkerns in Richtung der Einlassventile (rechts) zu erkennen. Die einseitige Flammenausbreitung verstärkt sich weiter im Verlauf der Verbrennung bis $\alpha = -61,1 \text{ °KWnZOT}$ und verlässt zu diesem Zeitpunkt bereits teilweise den Sichtbereich des Endoskops. Die Auswertung der über die Lichtleiterzündkerze ermittelten Signale zu Beginn der Flammenausbreitung bestätigt den in den Bildaufnahmen festgestellten Trend der Flammenausbreitung in Richtung der Einlassventile, hier positive x_B -Werte. Eine zumindest ebenso stark ausgeprägte Tendenz der Flammenausbreitung zeigt sich in Richtung negativer y_B -Werte. Das entspricht einer Bewegung der Flamme ausgehend von der Zündkerze in Richtung des Endoskops.

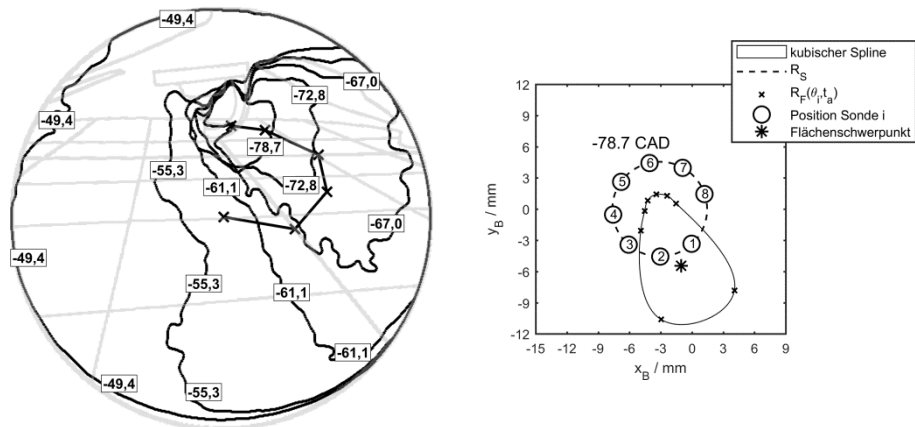


Abbildung 6.35: Konturplot der Flammenausbreitung bei antagonistischer Verbrennung sowie die zugehörige Auswertung der Lichtleiterzündkerzensignale. Die Angaben des Konturplots sind in $^{\circ}\text{KW}$ nach ZOT.

Durch Kombination der planaren Flammenbilder und der über die Lichtleiterzündkerze ermittelten Signale lässt sich in der Flammenausbreitung der zu diesem Zeitpunkt der Kompression vorherrschende Drall im Brennraum erkennen. Der Drall wird durch asymmetrische Hübe der Einlassventile erzeugt. Das dabei höher hebende Ventil befindet sich in Richtung negativer y_B -Werte auf Seite der Einlassventile bei positiven x_B -Werten. Die sich ergebende Drallorientierung deckt sich mit der Ausbreitung der Flamme. Untersuchungen zum Zerfall der Ladungsbe-

wegung bei geringer Drehzahl im Abschlussbericht des Sonderforschungsbereiches 224 zeigen, dass der Drall bis hin zum oberen Totpunkt bestehen bleiben kann [100]. Im weiteren Verlauf der Flammenausbreitung ist dem Konturplot ein Wachstum der Flamme in die linke Richtung zu entnehmen. Die scheinbar beschleunigte Flammenausbreitung ist dabei kritisch zu betrachten, da die Flamme zu diesem Zeitpunkt dem Endoskop bereits sehr nahe ist und eine Änderung der Konturfläche somit größer erscheint als die tatsächliche Änderung des Flammenvolumens.

Im Vergleich zur antagonistischen Verbrennung ist in Abbildung 6.36 der Konturplot der Flammenaufenthaltswahrscheinlichkeit 50 % der regulären Katalysatorheizverbrennung bei spätem Zündzeitpunkt, berechnet aus 115 Einzelzyklen, dargestellt. Die hierfür verwendeten Aufnahmen entstammen einem Versuch mit $v_{AV} = 0$ antagonistischen Verbrennungen. Mit angegeben ist die Auswertung der Lichtleiterzündkerze. Die Zeit zwischen dem Zündfunken zum Zeitpunkt $ZZP = 20^\circ \text{KWnZOT}$ und dem ersten merklichen Wachstum der Flamme beträgt $10,6^\circ \text{KW}$ und ist somit geringfügig länger als im Falle der antagonistischen Verbrennung. Die Verbrennung zeigt ein wesentlich gleichmäßigeres und zentrisches Ausbreitungsverhalten mit einem kleinen Offset in Richtung der Auslassventile. Sowohl die Auswertung der Lichtleiterzündkerzensignale als auch die Auswertung der planaren Bildaufnahmen bestätigen dies. Der Drall ist nach dem oberen Totpunkt zerfallen und beeinflusst die Verbrennung nicht mehr merklich. Die Flamme wird aufgrund der Kolbenabwärtsbewegung zunächst vom Zylinderdach fern gehalten und nach unten beschleunigt.

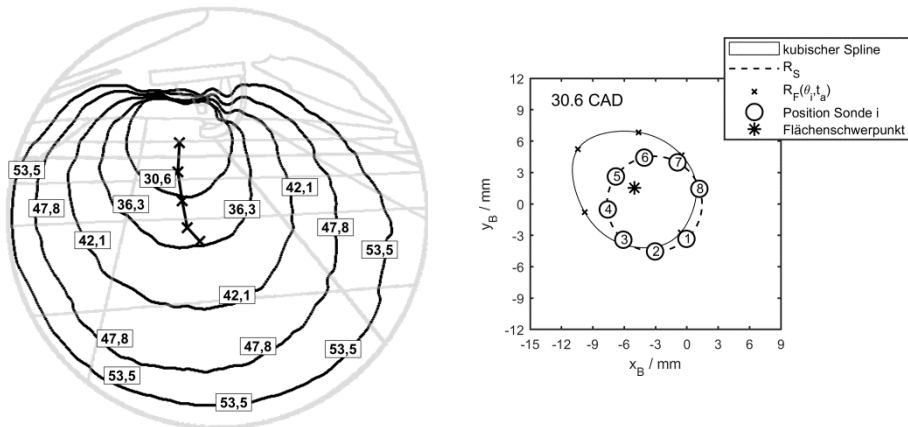


Abbildung 6.36: Konturplot der Flammenausbreitung bei Verbrennung während des Katalysatorheizbetriebs sowie die zugehörige Auswertung der Lichtleiterzündkerzensignale. Die Angaben des Konturplots sind in $^\circ \text{KW}$ nach ZOT.

Für ein tiefergehendes Verständnis der Flammenausbreitung sind in Abbildung 6.37 die Resultate der in Abschnitt 3 vorgestellten A3DFE-Methode dargestellt. In der linken Spalte ist die Rekonstruktion der Ausbreitung bei antagonistischer Verbrennung zu sehen, in der rechten die

Rekonstruktion der regulären Katalysatorheizverbrennung. Das Flammenvolumen ist im geschnittenen Brennraum dargestellt.

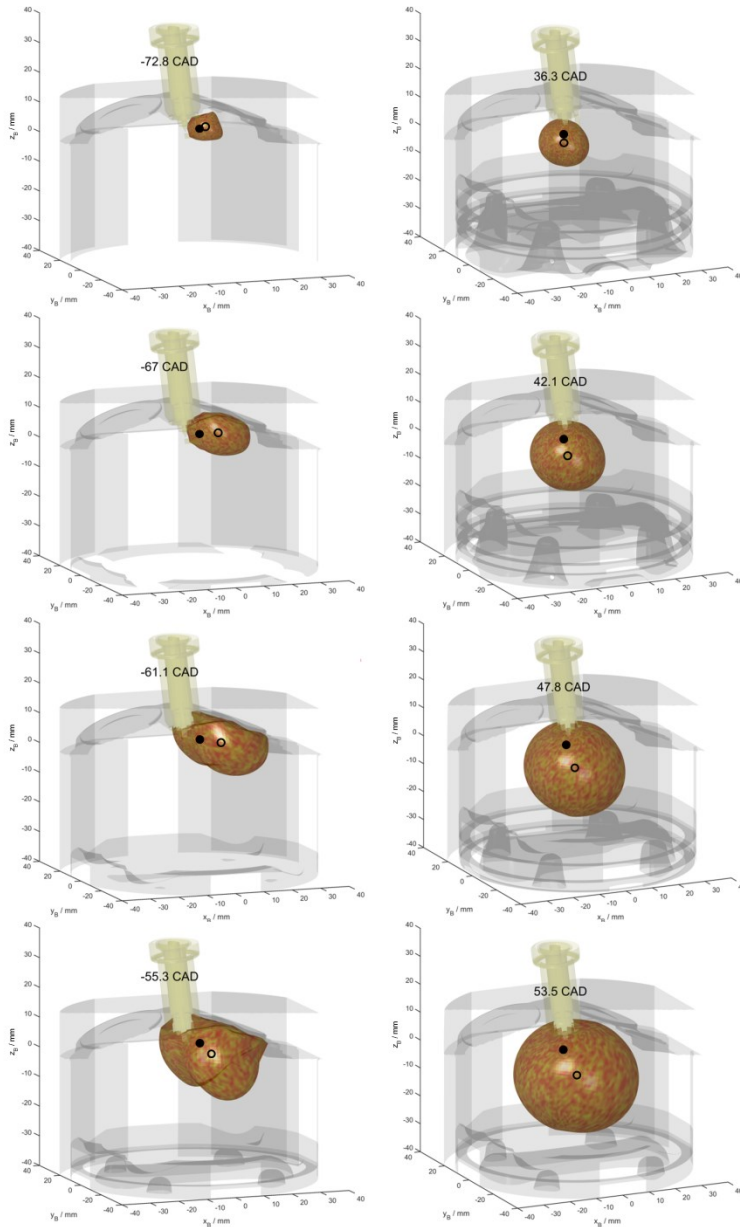


Abbildung 6.37: Vergleich der rekonstruierten Flammenausbreitung bei antagonistischer Verbrennung (li.) und bei Verbrennung während des regulären Katalysatorheizbetriebs (re.). [133]

Das Koordinatensystem folgt der Definition in Abschnitt 3. Die jeweils im Brennraumdach links angedeuteten Ventile (negative x_B -Richtung) stellen die Auslassseite dar, die rechten die Einlassventile. Zentral im Brennraum befindet sich die Zündkerze. Die Kurbelwellenstellung ist in Crank Angle Degree (CAD) im jeweiligen Bild angegeben. Der gefüllte Kreis symbolisiert den örtlichen Ursprung der Verbrennung SOC_{xyz} , der offene Kreis zeigt den Schwerpunkt des gegenwärtigen Flammenvolumens. Da die antagonistische Verbrennung vor dem oberen Totpunkt stattfindet, bewegt sich der Kolben im Verlaufe der Bilder aufwärts, sprich in positiver z_B -Richtung. Im Falle der Verbrennung nach dem oberen Totpunkt ist der Kolben schon deutlich in der Abwärtsbewegung.

In der dreidimensionalen Darstellung der Flamme ist im Fall der antagonistischen Verbrennung sehr gut zu erkennen, wie der Flammenkern zu Beginn der Verbrennung in Richtung der Einlassventile und in Richtung des Zylinderdachs gedrückt wird. Des Weiteren folgt bereits der Flammenkern der Drallströmung und wandert in Richtung negativer y_B -Werte. Die Ausbreitung der Flamme erfolgt im weiteren Verlauf entlang des Brennraumdachs und touchiert die Einlassventile und auch den Injektor.

Nach dem zweiten Bild der linken Spalte verlässt die Flamme teilweise den Beobachtungsbereich des Endoskops (s. Abbildung 6.35), weshalb die Auswertung ab diesem Moment eingeschränkt aussagekräftig ist. Die Auswertung in Richtung negativer x_B -Werte ist jedoch weiterhin möglich. Hier ist ab einer Kurbelwellenstellung $\alpha = -61,1^\circ \text{KWnZOT}$ ein leichtes Einknicken der Flamme in der Brennraummitte zu beobachten. Die Flamme beginnt nun nierenförmig im Bereich negativer y_B -Werte in Richtung der Auslassventile zu brennen.

Wie es bereits den planaren Bildauswertungen zu entnehmen war, erfolgt die reguläre Katalysatorheizverbrennung zentral im Brennraum. Das Flammenwachstum entspricht dabei eher einer sphärischen Form, die sich etwas stärker in Richtung des Kolbens als in Richtung der Zylinderlaufbahn ausdehnt. Die Flamme ist während der dargestellten ca. 17°KW nicht im Kontakt mit dem Brennraumdach. Zu erkennen ist auch, dass die Flamme bei einem Kurbelwinkel $\alpha = 53,5^\circ \text{KWnZOT}$ kurz vor dem Auftreffen auf den Kolben ist.

Anhand der A3DFE ist es möglich, die Geschwindigkeit der Flamme zu bestimmen. Diese Auswertung wurde für die antagonistische Verbrennung durchgeführt und ist für zwei Momente der initialen Flammenausbreitung in Abbildung 6.38 dargestellt. Die Geschwindigkeiten sind über drei aufeinanderfolgende Aufnahmen beziehungsweise $0,9^\circ \text{KW}$ gemittelt. Da die Flamme den Sichtbereich des Endoskops bei dem Kurbelwinkel $\alpha = -56,2^\circ \text{KWnZOT}$ im Bereich größerer positiver x_B -Werte verlassen hat, sind die Geschwindigkeiten hier nur für die sich in Richtung negativer x_B -Werte ausbreitende Flamme angegeben.

Die linke Darstellung in Abbildung 6.38 zeigt die absoluten Geschwindigkeiten der Flammenfront s_F bei einem sehr kleinen Flammenvolumen (FV) im Vergleich zum gegenwärtigen Brennraumvolumen (BV). Der Anteil beträgt $FV BV^{-1} = 1,5\%$. Im Bereich der Zündkerze breitet sich die Flammenfront bedingt durch die Strömung nicht in Richtung negativer x_B -Werte aus, ein Phänomen, das Peterson et al. bereits näher untersucht haben [97]. Die Flammenfront, die sich durch die Drallströmung getragen ausbreitet, erreicht Geschwindigkeiten $s_F = 13\text{-}18 \text{ m s}^{-1}$.

Die höchsten Geschwindigkeiten werden ausgehend von der Zündkerze in Richtung des höher hebenden Einlassventils festgestellt.

Zu einem ca. 12 °KW späteren Zeitpunkt ändert sich die Ausbreitungsrichtung der Flamme, Abbildung 6.38 rechts. Es ergeben sich verstärkt Geschwindigkeitskomponenten in negative x_B -Richtung. Die Geschwindigkeiten betragen ca. $s_F = 12\text{-}14\text{ m s}^{-1}$ im Abstand von ca. 20 mm zur Zylinderachse. Weiter im Zentrum des Brennraums in einer Distanz von ca. 8-12 mm von der Brennraummitte sind die Geschwindigkeiten geringer und betragen $s_F = 6\text{-}9\text{ m s}^{-1}$.

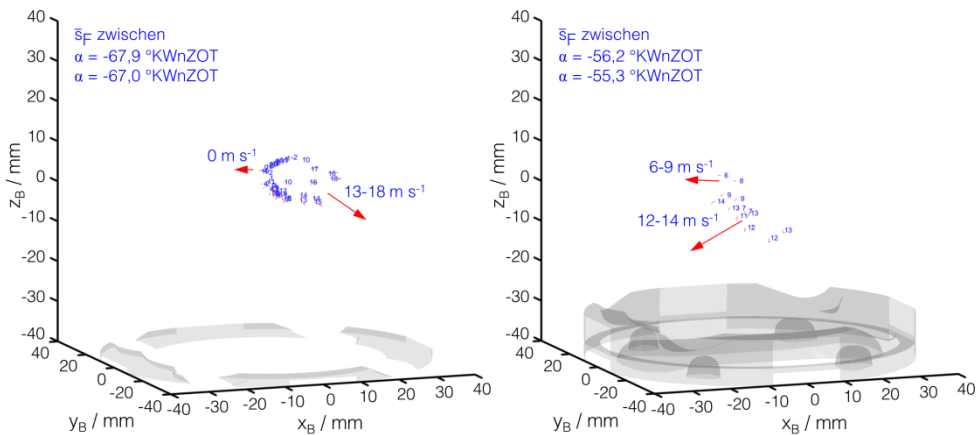


Abbildung 6.38: Geschwindigkeit s_F der Flammenfront bei antagonistischer Verbrennung zu zwei verschiedenen Zeitpunkten während der Verbrennung.

Die absolute Geschwindigkeit der Flammenfront s_F der Verbrennung während des regulären Katalysatorheizbetriebs ist für zwei unterschiedliche Zeitpunkte der Verbrennung in Abbildung 6.39 dargestellt. Die linke Abbildung zeigt die Geschwindigkeiten in einem frühen Stadium der Verbrennung. Die Flamme breitet sich mit ähnlicher Geschwindigkeit $s_F = 4\text{-}6\text{ m s}^{-1}$ in Richtung der Ein- und Auslassventile aus. Durch den in negative z_B -Richtung beschleunigten Kolben schreitet das Flammenwachstum zunächst schneller in diese Richtung fort. Die Flammengeschwindigkeit beträgt $s_F = 9\text{-}10\text{ m s}^{-1}$.

Im weiteren Verlauf, siehe Abbildung 6.39 rechts, verlangsamt sich die Verbrennung in Richtung der Auslassventile, wohingegen die Verbrennung in Richtung der Einlassventile auf einem konstanten Niveau beharrt. Zu dem Zeitpunkt $\alpha = 53,5\text{ °KWnZOT}$ erreicht die Flamme annähernd die Kolbenoberfläche. Dies macht sich in der Geschwindigkeit der Flamme bemerkbar; sie fällt auf das Niveau der Kolbengeschwindigkeit, die bei dieser Kurbelwellenstellung und der untersuchten Drehzahl bei ca. 5 m s^{-1} liegt.

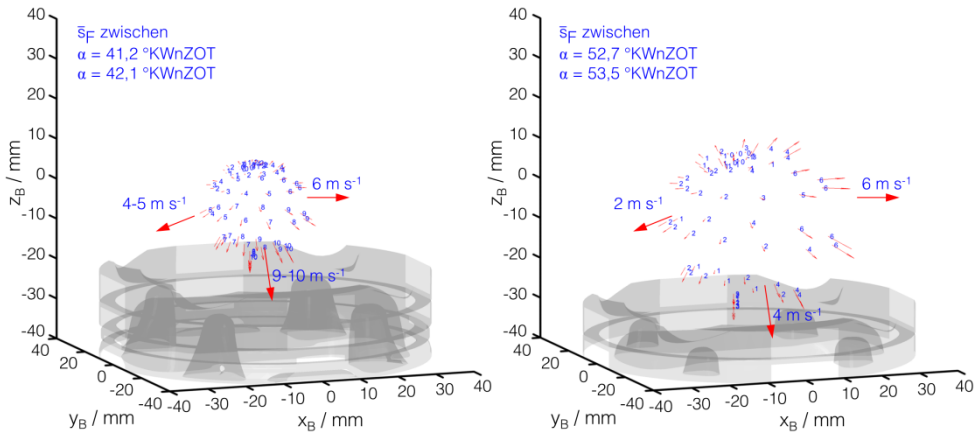


Abbildung 6.39: Geschwindigkeit s_f der Flammenfront bei Verbrennung im regulären Katalysatorheizbetrieb zu zwei verschiedenen Zeitpunkten während der Verbrennung.

Die in diesem Abschnitt untersuchten Flammenausbreitungen werden in Abbildung 6.40 dem Heizverlauf sowie dem Summenheizverlauf gegenübergestellt. In der linken Abbildung ist diese Gegenüberstellung für die antagonistische Verbrennung dargestellt, in der rechten für den Fall einer Verbrennung im regulären Katalysatorheizbetrieb. Bei einem Vergleich sind die unterschiedlichen y -Achsenkalierung der Heizverlaufsberechnungen zu beachten. Der Verlauf des Quotienten Flammenvolumen zu Brennraumvolumen ist für die Auswertung der antagonistischen Verbrennung unter Berücksichtigung zweier Punkte kritisch zu betrachten. Zum einen ist während der Verbrennung eine starke Drallströmung im Brennraum zu erkennen. Die erweiterte dreidimensionale Flammenauswertung stützt sich jedoch auf eine Symmetrie der Flammenausbreitung. Es kommt somit zu einer Überschätzung des Volumens. Zum anderen verlässt die Flamme aufgrund ihrer stark asymmetrisch ausgeprägten Form bereits frühzeitig den Beobachtungsbereich des Endoskops in Richtung der Einlassventile. Dies wird teilweise durch die Stützstellengenerierung basierend auf der Geschwindigkeitshistorie kompensiert. Jedoch ist eine Veränderung der Wachstumsrate bei $\alpha = -63$ °KWnZOT festzustellen. Dieser Fehler führt eher zu einer Unterschätzung des Flammenvolumens.

Für beide Verbrennungen ist festzustellen, dass der Heizverlauf dQ den ersten Anstieg im Bereich der ersten Flammenvolumenzunahme zeigt. Der Verlauf der Flammenvolumenzunahme zeigt sich jedoch im Verhältnis zum Heizverlauf, im Folgenden diskutiert anhand des Summenheizverlaufs, unterschiedlich. Die Zunahme des Flammenvolumenquotienten erfolgt im Falle der antagonistischen Verbrennung innerhalb der ersten 20 % langsamer. Die Zeitspanne $FV \cdot BV^{-1} = 0,01-0,18$ beträgt im Falle der antagonistischen Verbrennung $18,8$ °KW, im Falle der regulären Verbrennung sind dies $5,2$ °KW. Der Kurbelwellenstellung beim Erreichen des Wertes $FV \cdot BV^{-1} = 0,18$ ist im Falle der antagonistischen Verbrennung $\alpha = -49,6$ °KWnZOT, im Falle der regulären Verbrennung $\alpha = 50,4$ °KWnZOT. Bis zu diesem Zeitpunkt ist das Brennraumvolumen der früh gelagerten Verbrennung größer als im Falle der spät gelagerten Verbrennung.

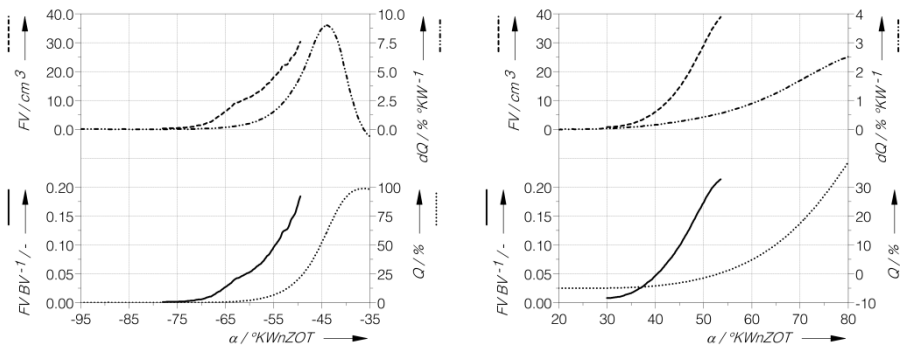


Abbildung 6.40: Darstellung des Flammenvolumens, des Flammenvolumens in Bezug auf das Brennraumvolumen, des Heizverlaufs und des Summenheizverlaufs für die antagonistische Verbrennung (li.) und die Verbrennung beim regulären Katalysatorheizbetrieb (re.).

Die Differenz der Summenheizverläufe der beiden Strategien beträgt zu diesem Zeitpunkt über 22 %. Während im Falle der späten Verbrennung der Summenheizverlauf noch nicht den Nulldurchgang vollzogen hat, ist im Falle der sehr frühen Verbrennung bereits 21,3 % des maximalen Energieeintrags durch die Verbrennung erfolgt. Dies hat mehrere Gründe. Der Summenheizverlauf der späten Verbrennung ist bei Beginn der Verbrennung aufgrund von Wandwärmeverlusten, die insbesondere während der späten Phase der Kompression abgeführt werden, mit $Q = -5 \%$ deutlich im negativen Bereich. Des Weiteren wirkt die Kompression durch den aufwärtslaufenden Kolben während der sehr frühen Verbrennung selbstverstärkend auf die Temperaturerhöhung, die durch die einsetzende Verbrennung entsteht. Damit einhergehend ist eine Druckerhöhung sowohl aufgrund der thermodynamischen Zustandsänderung im Brennraum als auch durch die mechanisch verrichtete Kompressionsarbeit bei gleichzeitig großer Volumenänderung des Brennraums. All diese Effekte führen entsprechend der Heizverlaufsberechnung zu einem schnellen Umsetzen der Verbrennung. Im Falle der späten Verbrennung ist dieser Effekt durch die Dekompression als Folge der Kolbenabwärtsbewegung ins Gegenteil verkehrt. Diese großen Unterschiede im Summenbrennverlauf sind so jedoch nicht in der Ausbreitung der initialen Flamme wiederzufinden, insbesondere, wenn man das absolute Flammenvolumen berücksichtigt.

In Abbildung 6.41 ist der Summenheizverlauf über dem Quotienten aus Flammenvolumen und Brennraumvolumen für drei unterschiedlich gelagerte Verbrennungen aufgetragen. Die Ergebnisse der regulären Verbrennung, wie sie von Beretta et al. [14] vorgestellt wurden, basieren auf ähnlichen thermodynamischen Randbedingungen. Die Motordrehzahl liegt bei ca. $n = 1000\text{-}1200 \text{ min}^{-1}$, der Kompressionsdruck unterscheidet sich um ca. 1-2 bar von den hier vorgestellten Untersuchungen. Der Zündzeitpunkt ist mit $\text{ZZP} = -30 \text{ }^{\circ}\text{KWnZOT}$ angegeben und liegt somit in der Mitte zwischen denen der antagonistischen Verbrennung ($\text{ZZP} = -88 \text{ }^{\circ}\text{KWnZOT}$) und der regulären Katalysatorheizverbrennung ($\text{ZZP} = 20 \text{ }^{\circ}\text{KWnZOT}$). Für eine bessere Vergleichbarkeit wurde der Summenheizverlauf der regulären Katalysatorheizverbrennung um ein Offset von 0,05 korrigiert.

Der Abbildung ist zu entnehmen, dass der Flammenvolumenquotient sich für die verschieden gelagerten Verbrennungen deutlich anders gegenüber dem Summenheizverlauf verhält. Bei der sehr frühen Verbrennung besteht bereits in der Phase der initialen Flammenausbreitung ein annähernd linearer Zusammenhang zwischen Flammenausbreitung und Summenheizverlauf. Je später die Verbrennung im Arbeitsspiel stattfindet, umso größere Flammenvolumina werden bei kleineren Summenheizverläufen erreicht.

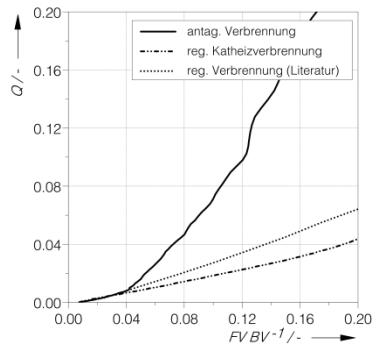


Abbildung 6.41: Vergleich zwischen dem Quotienten Flammenvolumen zu Brennraumvolumen für die antagonistische Verbrennung, eine reguläre Verbrennung im Katalysatorheizbetrieb sowie eine reguläre Verbrennung nach Beretta et al. [14].

7 Zusammenfassung und Ausblick

Bedingt durch neue Herausforderungen, denen sich Verbrennungsmotoren als Haupt- oder Teilantrieb von leichten Kraftfahrzeugen stellen müssen, ergeben sich daran angepasste Entwicklungsschwerpunkte. Die Herausforderungen sind durch die Gesetzgebung, aber auch durch den Wandel der Antriebsstrangkonzeppte definiert. Mit Einführung der neuen Abgaszertifizierung auf Basis des Testzyklus WLTP und der Überprüfung mittels RDE müssen niedrigste Emissionen auch bei hoher Last und dies unmittelbar nach dem Kaltstart eines Motors eingehalten werden. Die hier noch kalten Brennraumwände wirken sich stark negativ auf die Rohemissionen aus, was insbesondere bei noch kalter Abgasnachbehandlungsanlage stark ins Gewicht fällt. Des Weiteren vervielfacht sich die Anzahl der Kaltstarts aufgrund von Anforderungen des Antriebsstrangkonzeppts, so beispielsweise durch CO₂-senkende Maßnahmen wie das Segeln oder beim Einsatz eines Motors in einem Hybridfahrzeug. Auch die Deaktivierung einzelner Zylinder führt zu einem Auskühlen des Brennraums. Als verbrennungsmotorische Antriebsquelle wird in Hybridfahrzeugen in der Regel ein Ottomotor eingesetzt, der über Benzindirekteinspritzung verfügt. Das zugehörige Brennverfahren ist in weiten Teilen erforscht und muss an den individuellen Motor angepasst werden. Hierzu kann die optische Messtechnik einen erheblichen Beitrag leisten. Insbesondere bildgebende Verfahren dienen dem Verständnis der Verbrennungsprozesse sowie der Ursachenfindung von Mechanismen der Emissionsentstehung im Brennraum des Motors.

Mit Hilfe der entwickelten und vorgestellten erweiterten dreidimensionalen Flammenauswertung (A3DFE) ist es möglich, monoendoskopische Aufnahmen in Verbindung mit einer Lichtleiterzündkerze für das räumliche Verständnis der Flammenausbreitung zu nutzen. Die Auswertungsmethodik ermöglicht eine Volumenberechnung der Flamme. Des Weiteren lässt sich aus dem zweidimensionalen Bild die absolute Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme bestimmen. Dies ermöglicht, Simulationsmodelle der Flammenausbreitung an einem Serienmotor zu verifizieren und an die von Forschungsmotoren unterschiedlichen thermodynamischen Randbedingungen anzupassen. Der erfolgreiche Vergleich wurde in Abschnitt 3.4 dieser Arbeit vorgestellt. Ein großer Vorteil der endoskopischen Aufnahmen besteht darin, dass es für die Untersuchungen keine Einschränkungen des Motors in Bezug auf Drehzahl oder Last gibt. Mit einem am Serienmotor optimierten Flammenausbreitungsmodell lassen sich kostensparend anschließende Designanpassungen des Motors durchführen und eine zeitliche Verkürzung von Entwicklungszyklen erzielen.

Der Einfluss der Motortemperatur auf die Emissionen wird in der Literatur vielfach erwähnt [8, 16, 24, 35, 83, 91, 110]. Dieser Einfluss wurde näher untersucht und in den Kontext des Katalysatorheizens mit anschließender Lastaufschaltung gebracht. Die Resultate der Untersuchungen zeigen, dass eine Betriebsstrategie während des Katalysatorheizbetriebs im Zusammenhang mit dem weiteren Anforderungsprofil an den Motor gesehen werden muss. So emittiert beispielsweise eine magere Verbrennung während des Katalysatorheizens weniger Schadstoff-

fe, konditioniert den Brennraum jedoch mangelhaft für eine sich anschließende hohe Last. Insbesondere im Kontext der RDE-Überprüfung der Emissionen eines leichten Kraftfahrzeugs ist die Lastanforderung an den Motor nicht präzisierbar und der Motor sollte für gegebenenfalls hohe Lastaufschaltungen möglichst schnell konditioniert sein.

Daher wurde im Rahmen der vorliegenden Arbeit ein Ansatz zur Konditionierung des Brennraums vorgestellt und im Katalysatorheizbetrieb untersucht. Die „antagonistische Verbrennung“ hat zum Ziel, hohe Temperaturen und Drücke im Brennraum auch bei niedrigen Lastanforderungen zu ermöglichen. Dies wird durch eine extrem frühe Verbrennung realisiert. Eine Verbrennung während des regulären Katalysatorheizbetriebs findet im Gegensatz dazu weit nach dem oberen Totpunkt statt und hat zum Ziel, einen Großteil der durch den Kraftstoff eingebrachten Energie in Form von Wärme aus dem Brennraum in den Abgastrakt zu leiten. Da sowohl die frühe Verbrennung selbst als auch ihr Zweck sich gegensätzlich zu einer nach spät verlagerten Verbrennung verhält, wird diese als sich antagonistisch verhaltend bezeichnet.

Da die Konditionierung des Brennraums in Konkurrenz zur Aufheizung des Katalysators steht, wurde die Möglichkeit untersucht, die antagonistische Verbrennung in einem Anteil der Arbeitszyklen zu applizieren. Es wurde gezeigt, dass es in einem Verbrennungszyklus zwei mögliche Zündzeitpunkte zur Erzielung der gleichen mechanischen Arbeit gibt. Hierfür wird der Schwerpunkt der antagonistischen Verbrennung so weit vor den oberen Totpunkt verlagert, dass der mechanische Wirkungsgrad der Verbrennung wieder jenem bei einer späten Verbrennung entspricht. So kann beliebig zwischen dem frühen und dem späten zusammengehörigen Zündzeitpunkt umgeschaltet werden. Dadurch kann die Konditionierung des Brennraums oder des Abgastrakts in den Vordergrund gestellt werden, ohne die Laufruhe des Motors signifikant zu verschlechtern.

Die positiven Auswirkungen eines konditionierten Brennraums auf die Emissionen wurden untersucht und vorgestellt. Es zeigt sich, dass insbesondere im Fall eines Lastsprungs in kurzem zeitlichen Abstand zum Kaltstart eines Motors stark erhöhte Emissionen produziert werden. Die Unterstützung der Katalysatorheizphase durch einen Anteil $v_{AV} = 1/9$ antagonistischer Verbrennungen über einen Zeitraum von $t_{KH} = 5-15$ Sekunden konnte die kohlenstoffbasierten Emissionen in Folge des Lastsprungs signifikant reduzieren. So können die Kohlenwasserstoffrohmissionen bei einem ca. $t_{gesamt} = 43$ s andauernden Manöver, bestehend aus $t_{KH} = 10$ s Katalysatorheizbetrieb und nachfolgend $t_{last} = 30$ s Lastphase inklusive der transienten Übergangszeiten um 300 mg reduziert werden. Dies entspricht einer Reduktion von ca. 9 %. Die Anzahl der Partikelemissionen wird im gleichen Manöver um $3 \cdot 10^{12}$ gesenkt, was ca. 30 % entspricht. Zusätzlich wird der mittlere effektive Kraftstoffverbrauch um ca. 13 % gesenkt. Aufgrund der im Brennraum einbehaltenen Wärme sinkt der Abgasenthalpiestrom während des Katalysatorheizbetriebs. Als Annäherung kann der Rückgang des Enthalpiestroms über den Anteil der Frühzündungen geteilt durch zwei angenähert werden. Dies entspricht im Fall von einer antagonistischen Verbrennung auf neun Verbrennungen ca. 5,5 %.

Das Verhalten einer sehr frühen Verbrennung wurde mittels der erweiterten dreidimensionalen Flammenauswertung A3DFE untersucht und einer späten Verbrennung während des

Katalysatorheizbetriebs gegenübergestellt. Es zeigt sich, dass insbesondere die sehr frühe Verbrennung stark von der induzierten Ladungsbewegung getragen wird.

Die Untersuchungen haben ergeben, dass eine Motorsteuerungssoftware für die optimierte Anwendung der antagonistischen Verbrennung in mehreren Punkten angepasst werden muss. Dazu zählen:

- Der Zündzeitpunkt und die Frequenz der antagonistischen Verbrennung müssen frei parametrierbar sein.
- Bei dem Zyklus nach der antagonistischen Verbrennung auf gleichem Zylinder sollte der Zündzeitpunkt variabel und separat gesteuert werden können. Dieses Arbeitsspiel kann durch einen veränderten Ladungswechsel und in Folge einer geänderten Luftfüllung sowie eines geänderten Restgasgehalts verschleppt ablaufen. Mit einem variablen Zündzeitpunkt kann der verschleppten Verbrennung entgegengetreten werden.
- Einspritzzeitpunkte und Einspritzstrategien sollten für die antagonistische Verbrennung und die darauf folgende Verbrennung separat steuerbar sein.
- Die Kraftstoffdosierung sollte für die antagonistische Verbrennung und die darauf folgende Verbrennung separat steuerbar sein. Durch den geänderten Ladungswechsel kann es andernfalls zu einem nicht stöchiometrischen Gemisch kommen, welches mit erhöhten Emissionen einhergeht.
- Wenn möglich können für eine sehr frühe Verbrennung und die darauf folgende Verbrennung die Liefergrade angepasst werden durch z.B. zyklusgenaue Ventilhubverstellung oder Einzeldrosselklappenregelung. So ist das Maß der Frühverstellung der Zündung zu regeln und deren Auswirkungen auf den Folgezyklus zu reduzieren.

Mit den erweiterten Verstellmöglichkeiten wäre auch die Untersuchung eines Magerkatalysatorheizbetriebs mit Unterstützung der Brennraumkonditionierung durch antagonistische Verbrennungen möglich. Die Kombination verspricht einen sehr guten Kompromiss zwischen einem effektiven, emissionsarmen Katalysatorheizen und der Konditionierung des Brennraums.

Neben dem Katalysatorheizbetrieb gibt es weitere Motorbetriebsfälle, in denen die antagonistische Verbrennung erfolgversprechende Ansatzpunkte aufzeigt. Darunter fallen:

- *Motornachstart*
Um den Motor nach dem Motorstart auf die Nachstartzieldrehzahl zu regeln, könnte dies durch eine Frühverstellung der Zündung erfolgen, anstatt wie üblich diese zu späteren Zeitpunkten zu verstellen.
- *Leerlauf*
Während des Leerlaufs eines Motors kühlt der Brennraum ab. Neben der Spätverstellung zum Vorhalten einer schnellen Regelung der Drehzahl über den Zündzeitpunkt könnte dies auch um den antagonistischen Zündzeitpunkt alternierend geregelt werden.

- *Momentenreserve*

Während des Betriebs eines Motors im Fahrzeug gibt es Anforderungen an diesen, eine sofortige Erhöhung des zu generierenden Drehmoments bereitzustellen. Dies wird als Momentenreserve bezeichnet und durch die Spätverstellung des Zündzeitpunkts umgesetzt. Auch hier besteht die Möglichkeit, die Reserve durch eine Verstellung des Zündzeitpunkts auf einen sehr frühen Zeitpunkt zu generieren.

Neben einer Untersuchung der vorgeschlagenen Anwendungsgebiete der antagonistischen Verbrennung sollten auch deren langfristige Auswirkungen untersucht werden. So wird von Grössl der positive Effekt von frühen Zündungen auf die Versottung des Motors vorgestellt [50]. Eine Untersuchung des Versottungsverhaltens bei regelmäßiger Applikation der antagonistischen Verbrennung könnte Potenzial für eine Emissionsstabilität über die Lebensdauer eines Motors bedeuten. Durch einen reineren Brennraum wird beispielsweise auch eine der im Fokus der Forschung stehenden Ursachen der Vorentflammung, nämlich sich von Brennraumwänden ablösende Partikel, reduziert [87, 95, 96].

8 Literaturverzeichnis

- [1] STAR-CD : *Methodology* : CD-adapco
- [2] Norm DIN ISO 8855 (DIN ISO 8855:2013-11). 2013-11-01. *Straßenfahrzeuge Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten*
- [3] ALEIFERIS, P. G. ; TAYLOR, A. ; ISHII, K. ; URATA, Y.: *The nature of early flame development in a lean-burn stratified-charge spark-ignition engine*. In: *Combustion and Flame* 136 (2004), Nr. 3, S. 283–302. - DOI: [10.1016/j.combustflame.2003.08.011](https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2003.08.011)
- [4] ALEIFERIS, P. G. ; TAYLOR, A. M. K. P. ; WHITELAW, J. H. ; ISHII, K. ; URATA, Y.: *Cyclic Variations of Initial Flame Kernel Growth in a Honda VTEC-E Lean-Burn Spark-Ignition Engine* (2000). - DOI: [10.4271/2000-01-1207](https://doi.org/10.4271/2000-01-1207)
- [5] ALEIFERIS, P. G. ; VAN ROMUNDE, Z. R.: *An analysis of spray development with iso-octane, n-pentane, gasoline, ethanol and n-butanol from a multi-hole injector under hot fuel conditions*. In: *Fuel* 105 (2013), S. 143–168. - DOI: [10.1016/j.fuel.2012.07.044](https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.07.044)
- [6] ARNDT, S. ; BRENNER, U. ; SIEBER, U.: *Verfahren und Vorrichtung zur Verbesserung des Kaltstartverhaltens einer Verbrennungskraftmaschine*. Robert Bosch GmbH, Deutschland. 20.02.2003. Deutschland. Veröffentlichungsnr. DE10136049A1
- [7] AULT, J. R. ; WITZE, P. O.: *Evaluation and Optimization of Measurements of Flame Kernel Growth and Motion Using a Fiber-Optic Spark Plug Probe*. Warrendale, PA : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1998. - DOI: [10.4271/981427](https://doi.org/10.4271/981427)
- [8] BADSHAH, H. ; KITTELSON, D. ; NORTHROP, W.: *Particle Emissions from Light-Duty Vehicles during Cold-Cold Start*. In: *SAE International Journal of Engines* 9 (2016), Nr. 3. - DOI: [10.4271/2016-01-0997](https://doi.org/10.4271/2016-01-0997)
- [9] BAI, C. ; GOSMAN, A. D.: *Mathematical Modelling of Wall Films Formed by Impinging Sprays*. Warrendale, PA : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1996. - DOI: [10.4271/960626](https://doi.org/10.4271/960626)
- [10] BAUMGARTEN, C.: *Mixture formation in internal combustion engines*. Berlin : Springer, 2006. – ISBN: 3-540-30835-0
- [11] BECK, K. ; SCHREER, K. ; BERNHARDT, S. ; SPICHER, U. ; ROSSKAMP, H. ; GEGG, T.: *Application of Multifiber Optics in Handheld Power Tools with High Speed Two-Stroke Gasoline Engines*. In: *SAE 2006 Small Engine Technology Conference & Exposition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2006 (SAE Technical Paper Series). - DOI: [10.4271/2006-32-0060](https://doi.org/10.4271/2006-32-0060)

- [12] BENSING, D.: *Aufbau eines optisch zugänglichen Einzylinder-Viertaktmotors und charakterisierende Messungen*. Duisburg, Universität Duisburg-Essen, Maschinenbau. Dissertation. 2013-12-10. URL <http://duepublico.uni-duisburg-essen.de/servlets/DocumentServlet?id=33092> – Überprüfungsdatum 29.09.16
- [13] BERETTA, G. P. ; RASHIDI, M. ; KECK, J. C.: Thermodynamic Analysis of Turbulent Combustion in a Spark Ignition Engine. : Experimental Evidence. Paper WSS/CI 80/20. In: *1980 Spring Meeting*, 1980
- [14] BERETTA, G. P. ; RASHIDI, M. ; KECK, J. C.: *Turbulent flame propagation and combustion in spark ignition engines*. In: *Combustion and Flame* 52 (1983), S. 217–245. - DOI: 10.1016/0010-2180(83)90135-9
- [15] BERG, T. ; THIELE, O. ; SEEFELDT, S. ; VANHAELST, R.: *Bestimmung der innermotorischen Gemischbildung durch optisches Indizieren*. In: *Motortechnische Zeitschrift* 74 (2013), Sonderdruck 06
- [16] BERTSCH, M.: *Experimental Investigations on Particle Number Emissions from GDI Engines*. Berlin : Logos-Verlag, 2016 (Forschungsberichte aus dem Institut für Kolbenmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie (KIT) 2/2016). – ISBN: 978-3-8325-4403-4
- [17] BIANCO, Y. ; CHENG, W. K. ; HEYWOOD, J. B.: The Effects of Initial Flame Kernel Conditions on Flame Development in SI Engine. In: *International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1991 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/912402
- [18] BLOCK, B.: *Untersuchung von Möglichkeiten und Grenzen optischer Meßtechniken zur Temperaturbestimmung in Verbrennungsmotoren*. Hannover, Universität Hannover, Fachbereich Physik. Dissertation. 1997. URL <http://edok01.tib.uni-hannover.de/edoks/e002/238010406.pdf>
- [19] BRADSKI, G. R. ; KAEHLER, A.: *Learning OpenCV : Computer vision with the OpenCV library*. 1st ed. Sebastopol, CA : O'Reilly, 2008. – ISBN: 9780596516130
- [20] BUBECK, G. ; LEHMANN, H. G. ; MATT, M. ; WALLER, W.: *Verfahren zum Start eines Viertakt-Verbrennungsmotors*. DaimlerChrysler AG, Deutschland. 16.01.2003. Deutschland. Veröffentlichungsnr. DE10132671A1
- [21] BUDACK, R. ; KUHN, M. ; WASTL, P. ; ADAM, S. ; SCHLADT, T. ; WURMS, R.: Systematische Entwicklung eines aufgeladenen Brennverfahrens mit Hilfe der VisioTomo-Technik. In: ZIEGLER, P. (Hrsg.): *5. internationales Symposium für Verbrennungsdagnostik*. Mainz-Kastel : AVL Deutschland, 2002, S. 21–32
- [22] BUONO, D. ; IARROBINO, E. ; SENATORE, A.: *Optical Piston Temperature Measurement in an Internal Combustion Engine*. In: *SAE International Journal of Engines* 4 (2011), Nr. 1, S. 482–497. - DOI: 10.4271/2011-01-0407

- [23] CARABIAS, J. L. H.: *Abgasnachoxidation durch Sekundärlufteinblasung zum schnellen Aufheizen des Katalysators im Kaltstart*. Berlin : Logos-Verlag, 2004 (Forschungsberichte aus dem Institut für Kolbenmaschinen der Universität Karlsruhe (TH) 7/2004). – ISBN: 9783832509002
- [24] CHAN, T. W. ; MELOCHE, E. ; KUBSH, J. ; BREZNY, R. ; ROSENBLATT, D. ; RIDEOUT, G.: *Impact of Ambient Temperature on Gaseous and Particle Emissions from a Direct Injection Gasoline Vehicle and its Implications on Particle Filtration*. In: *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 6 (2013), Nr. 2, S. 350–371. - DOI: 10.4271/2013-01-0527
- [25] CHENG, Q. ; XU, M. ; ZHANG, Z. ; XIE, N.: *Investigation on the spray characteristics of standard gasoline, n-pentane, iso-octane and ethnaol with a novel heated tip SIDI injector*. In: *Applied Thermal Engineering* 110 (2017), S. 539–552. - DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.07.201
- [26] COLIN, O. ; BENKENIDA, A.: *The 3-Zones Extended Coherent Flame Model (Ecfm3z) for Computing Premixed/Diffusion Combustion*. In: *Oil & Gas Science and Technology* 59 (2004), Nr. 6, S. 593–609. - DOI: 10.2516/ogst:2004043
- [27] COLIN, O. ; BENKENIDA, A. ; ANGELBERGER, C.: *3d Modeling of Mixing, Ignition and Combustion Phenomena in Highly Stratified Gasoline Engines*. In: *Oil & Gas Science and Technology* 58 (2003), Nr. 1, S. 47–62. - DOI: 10.2516/ogst:2003004
- [28] COLLI, G. B. ; CASTEJON, D. ; SALVETTI, A. ; VOLPATO, O.: *Heated Injector Cold Start System for Flex-Fuel Motorcycles*. In: *SAE Brasil 2010 Congress and Exhibit* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2010 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/2010-36-0156
- [29] CORRIGAN, D. J. ; PASCOLINI, E. ; ZECCHETTI, D. ; TITUS, F.: *Ignition System Development for High Speed High Load Lean Boosted Engines : Entwicklung eines Zündsystems für magere verstärkte Motoren hoher Drehzahl und hoher Last*. In: GÜNTHER, M. (Hrsg.): *Ignition Systems for Gasoline Engines*. Meckenheim : Druck Center Meckenheim GmbH, 2016
- [30] DAGEFÖRDE, H.: *Untersuchung innermotorischer Einflussgrößen auf die Partikelemission eines Ottomotors mit Direkteinspritzung*. Berlin : Logos-Verlag, 2015 (Forschungsberichte aus dem Institut für Kolbenmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie (KIT) 1/2015). – ISBN: 3832540547
- [31] DAHNZ, C. ; HAN, K.-M. ; SPICHER, U. ; MAGAR, M. ; SCHIESSL, R. ; MAAS, U.: *Investigations on Pre-Ignition in Highly Supercharged SI Engines*. In: *SAE International Journal of Engines* 3 (2010), Nr. 1, S. 214–224. - DOI: 10.4271/2010-01-0355
- [32] DIE EUROPÄISCHE KOMMISSION: *Verordnung (EU) 2016/427 der Kommission vom 10. März 2016 zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 6)*

- [33] DIE EUROPÄISCHE KOMMISSION: *Verordnung (EU) 2017/1151 der Kommission vom 1. Juni 2017 zur Ergänzung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Fahrzeugreparatur- und -wartungsinformationen, zur Änderung der Richtlinie 2007/46/EG des Europäischen Parlaments und des Rates, der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission sowie der Verordnung (EU) Nr. 1230/2012 der Kommission und zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission*
- [34] DINGLE, S. F. ; CAIRNS, A. ; ZHAO, H. ; WILLIAMS, J. ; WILLIAMS, O. ; ALI, R.: Lubricant Induced Pre-Ignition in an Optical SI Engine. In: *SAE 2014 World Congress & Exhibition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2014 (SAE Technical Paper Series). - DOI: [10.4271/2014-01-1222](https://doi.org/10.4271/2014-01-1222)
- [35] DISCH, C. ; PFEIL, J. ; KUBACH, H. ; KOCH, T. ; SPICHER, U. ; THIELE, O.: *Experimental Investigations of a DISI Engine in Transient Operation with Regard to Particle and Gaseous Engine-out Emissions*. In: *SAE International Journal of Engines* 9 (2016), Nr. 1. - DOI: [10.4271/2015-01-1990](https://doi.org/10.4271/2015-01-1990)
- [36] DÖHLER, A. ; PRITZE, S.: A contribution to better understanding the pre-ignition phenomenon in highly charged internal combustion engines with direct fuel injection. In: KRATZSCH, M.; GÜNTHER, M. (Hrsg.): *Knocking in Gasoline Engines*, 2013, S. 41–61
- [37] DUCLOS, J. M. ; BRUNEAUX, G. ; BARITAUD, T. A.: 3D Modelling of Combustion and Pollutants in a 4-Valve SI Engine; Effect of Fuel and Residuals Distribution and Spark Location. In: *1996 SAE International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exhibition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1996 (SAE Technical Paper Series). - DOI: [10.4271/961964](https://doi.org/10.4271/961964)
- [38] DUCLOS, J. M. ; ZOLVER, M.: 3D Modeling of Intake, Injection and Combustion in a DI-SI Engine under Homogeneous and Stratified Operating. In: *The Fourth International Symposium*, 1998, S. 335–340
- [39] EBNER, A. ; WINKLER, F. ; ABART, M. ; LUZ, R. ; KIRCHBERGER, R. ; SCHMIDT, S. ; EICHLSEDER, H.: Study of Possible Range Extender Concepts with Respect to Future Emission Limits. In: *SAE 2010 Small Engine Technology Conference & Exposition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2010 (SAE Technical Paper Series). - DOI: [10.4271/2010-32-0129](https://doi.org/10.4271/2010-32-0129)
- [40] ECKL, T. ; KIRCHNER, E.: The Long Path from Discomfort to Customer Acceptance : Start-Stopp: Yesterday, Today and Tomorrow. In: Schaeffler Technologies AG & CO. KG (Hrsg.): *Solving the Powertrain Puzzle*, 2014, S. 346–359
- [41] EFTHYMIU, P. ; DAVY, M. H. ; GARNER, C. P. ; HARGRAVE, G. K. ; RIMMER, J. E. ; RICHARDSON, D.: *Insights into Cold-Start DISI Combustion in an Optical Engine Operating at -7°C*. In: *SAE International Journal of Engines* 6 (2013), Nr. 2, S. 1059–1074. - DOI: [10.4271/2013-01-1309](https://doi.org/10.4271/2013-01-1309)

- [42] EFTHYMIU, P. ; GARNER, C. P. ; HARGRAVE, G. K. ; RICHARDSON, D.: An Optical Analysis of a DISI Engine Cold Start-Up Strategy. In: *JSAE/SAE 2015 International Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2015 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/2015-01-1877
- [43] ELSÄSSER, A.: *Kraftstoffaufbereitung in Verbrennungskraftmaschinen : Grundlagen der Strömung schubspannungsgetriebener Wandfilme*. 1. Aufl. Göttingen : Cuvillier, 1998 (Forschungsberichte aus dem Institut für Thermische Strömungsmaschinen / Universität Karlsruhe (TH) Bd. 1). – ISBN: 9783897123298
- [44] ERNST, R. ; MÜNZINGER, S. ; HANULA, B. ; SCHNITZLER, T. ; GEISER, F.: *Das Phänomen Glühzündung Ursachen, Entstehung und Vermeidung*. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 63 (2002), Nr. 11, S. 916–924. - DOI: 10.1007/BF03226660
- [45] FAUGERAS, O.: *Three-dimensional computer vision : A geometric viewpoint*. Cambridge, Mass : MIT Press, 1993 (Artificial intelligence). – ISBN: 0262061589
- [46] FEDOR, W. ; KAZOUR, J. ; HALLER, J. ; DAUER, K. ; KABASIN, D.: GDi Cold Start Emission Reduction with Heated Fuel. In: *SAE 2016 World Congress and Exhibition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2016 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/2016-01-0825
- [47] FORSYTH, D. ; PONCE, J.: *Computer vision : A modern approach*. 2nd ed. Boston : Pearson, 2012. – ISBN: 9780273764144
- [48] GEISER, F. ; WYTRYKUS, F. ; SPICHER, U.: Combustion Control with the Optical Fibre Fitted Production Spark Plug. In: *SAE 1998 International Congress & Exposition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1998 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/980139
- [49] GOSCHÜTZ, M. ; SCHULZ, C. ; KAISER, S. A.: *Endoscopic Imaging of Early Flame Propagation in a Near-Production Engine*. In: *SAE International Journal of Engines* 7 (2014), Nr. 1, S. 351–365. - DOI: 10.4271/2014-01-1178
- [50] GRÖSSL, R.: *Method for Operating a Spark-Ignition Internal Combustion Engine*. AVL LIST GmbH, International. 12.10.2006. International. Veröffentlichungsnr. WO 2006/105562 A1. IPC F02P 5/15
- [51] HABCHI, C.: *A Comprehensive Model for Liquid Film Boiling in Internal Combustion Engines*. In: *Oil & Gas Science and Technology – Revue de l'Institut Français du Pétrole* 65 (2010), Nr. 2, S. 331–343. - DOI: 10.2516/ogst/2009062
- [52] HABCHI, C. ; FOUCART, H. ; BARITAUD, T.: *Influence of the Wall Temperature on the Mixture Preparation in Di Gasoline Engines*. In: *Oil & Gas Science and Technology* 54 (1999), Nr. 2, S. 211–222. - DOI: 10.2516/ogst:1999017

- [53] HAN, K.-M.: *Lichtleiterbasierte Methoden zur optischen Analyse von räumlichen Verbrennungsprozessen und Verbrennungsanomalien in Ottomotoren*. Berlin : Logos-Verlag, 2010 (Forschungsberichte aus dem Institut für Kolbenmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie (KIT) 3/2010). – ISBN: 978-3-8325-2491-3
- [54] HAN, K.-M. ; SAUTER, W. ; SPICHER, U.: 3D-Visualisierung der ottomotorischen Verbrennung: Praxisbeispiele zu Flammenausbreitung, Verbrennungsanomalien und kontrollierter Selbstzündung : 3D visualization of spark-ignition combustion: practical examples of flame propagation, abnormal combustion and controlled compression ignition. In: ZIEGLER, P. (Hrsg.): *8. internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik : 10./11. Juni 2008, Kurhaus Baden-Baden = Proceedings*. Mainz-Kastel : AVL Deutschland, 2008, S. 128–143, – ISBN: 978-3-00-022057-9
- [55] HAN, K.-M. ; VELJI, A. ; SPICHER, U.: A New Approach for Three-Dimensional High-Speed Combustion Diagnostics in Internal Combustion Engines. In: *Powertrain & Fluid Systems Conference and Exhibition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2006 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/2006-01-3315
- [56] HAN, K.-M. ; VELJI, A. ; SPICHER, U.: *3D-Lichtleitermesstechnik zur räumlichen Flammenanalyse in Verbrennungsmotoren*. In: *Motortechnische Zeitschrift* 2007 (2007), Nr. 04, S. 294–301
- [57] HAN, S.-B.: *A study of cycle-to-cycle variations with dwell angle in spark ignition engines*. In: *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B* 21 (1997), Nr. 12, S. 1701–1709
- [58] HANABUSA, H. ; KONDO, T. ; HASHIMOTO, K. ; FURUTANI, M.: Study on Cyclic Variations of Laminar Flame Speed in Homogeneous Lean Charge Spark Ignition Combustion. In: *SAE 2016 International Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2016 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/2016-01-2173
- [59] HARTUNG, G. ; HULT, J. ; BALACHANDRAN, R. ; MACKLEY, M. R. ; KAMINSKI, C. F.: *Flame front tracking in turbulent lean premixed flames using stereo PIV and time-sequenced planar LIF of OH*. In: *Applied Physics B* 96 (2009), Nr. 4, S. 843–862. - DOI: 10.1007/s00340-009-3647-0
- [60] HENRIOT, S. ; BOUYSSOUNNOUSE, D. ; BARITAUD, T.: Port Fuel Injection and Combustion Simulation of a Racing Engine. In: *2003 JSAE/SAE International Spring Fuels and Lubricants Meeting* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2003 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/2003-01-1845
- [61] HEYSE, J.: *Verfahren und Vorrichtung zum Verbessern des Kaltstartverhaltens eines Verbrennungsmotors*. Robert Bosch GmbH, Deutschland. 11.03.2010. Deutschland. Veröffentlichungsnr. DE102008041600A1
- [62] HEYWOOD, J. B.: *Combustion and its Modeling in Spark-Ignition Engines*. 3rd International Symposium. Comodia, 1994

- [63] IKEDA, Y. ; NISHIYAMA, A. ; KAWAHARA, N. ; TOMITA, E. ; ARIMOTO, S. ; TAKEUCHI, A.: In-spark-plug Sensor for Analyzing the Initial Flame and Its Structure in an SI Engine. In: *SAE 2005 World Congress & Exhibition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2005 (SAE Technical Paper Series). - DOI: [10.4271/2005-01-0644](https://doi.org/10.4271/2005-01-0644)
- [64] JÄHNE, B.: *Digital image processing*. 6., rev. and extended ed. Berlin : Springer, 2005. – ISBN: 978-3-540-24999-3
- [65] JÄHNE, B.: *Digitale Bildverarbeitung*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2012. – ISBN: 978-3-642-04951-4. - DOI: [10.1007/978-3-642-04952-1](https://doi.org/10.1007/978-3-642-04952-1)
- [66] KABASIN, D. ; HOYER, K. ; KAZOUR, J. ; LAMERS, R. ; HURTER, T.: *Heated Injectors for Ethanol Cold Starts*. In: *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 2 (2009), Nr. 1, S. 172–179. - DOI: [10.4271/2009-01-0615](https://doi.org/10.4271/2009-01-0615)
- [67] KABASIN, D. F. ; JOSEPH, Y. ; FEDOR, W. ; GEIGER, S. ; HURTER, T.: *Emission Reduction with Heated Injectors*. In: *SAE International Journal of Engines* 3 (2010), Nr. 1, S. 982–995. - DOI: [10.4271/2010-01-1265](https://doi.org/10.4271/2010-01-1265)
- [68] KALLMEYER, F.: *Methoden zur Untersuchung der lokalen Gemischzusammensetzung im DI-Ottomotor*. Duisburg, Universität Duisburg-Essen, Ingenieurwissenschaften. Dissertation. 2009
- [69] KAWAHARA, N. ; INOUE, A. ; TOMITA, E.: In-Cylinder Observations of Chemiluminescence in Turbulent Premixed Flames Using a Spark Plug Sensor with an Optical Fiber. In: *SAE/KSAE 2013 International Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2013 (SAE Technical Paper Series). - DOI: [10.4271/2013-01-2578](https://doi.org/10.4271/2013-01-2578)
- [70] KAWAHARA, N. ; TOMITA, E.: *Visualization of auto-ignition and pressure wave during knocking in a hydrogen spark-ignition engine*. In: *International Journal of Hydrogen Energy* 34 (2009), Nr. 7, S. 3156–3163. - DOI: [10.1016/j.ijhydene.2009.01.091](https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.01.091)
- [71] KAWAHARA, N. ; TOMITA, E. ; NISHIYAMA, A. ; HAYASHI, K.: In-Situ Fuel Concentration Measurement near Spark Plug by 3.392 mm Infrared Absorption Method - Pressure and Temperature Dependence of the Gasoline Molar Absorption Coefficient. In: *SAE 2006 World Congress & Exhibition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2006 (SAE Technical Paper Series). - DOI: [10.4271/2006-01-0182](https://doi.org/10.4271/2006-01-0182)
- [72] KECK, J. C.: *Turbulent flame structure and speed in spark-ignition engines*. In: *Symposium (International) on Combustion* 19 (1982), Nr. 1, S. 1451–1466. - DOI: [10.1016/S0082-0784\(82\)80322-6](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(82)80322-6)
- [73] KENDLBACHER, C.: *Verringerung der Schadstoffemissionen im Warmlauf durch Verbesserung der Gemischbildung bei Ottomotoren*. Düsseldorf : VDI Verlag, 1994. – ISBN: 9783183213122

- [74] KERSTEIN, A. R. ; WITZE, P. O.: Flame-Kernel Model for Analysis of Fiber-Optic Instrumented Spark Plug Data. In: *International Congress & Exposition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1990 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/900022
- [75] KLEEMANN, A. P. ; MENEGAZZI, P. ; HENRIOT, S. ; MARCHAL, A.: Numerical Study on Knock for an SI Engine by Thermally Coupling Combustion Chamber and Cooling Circuit Simulations. In: *SAE 2003 World Congress & Exhibition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2003 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/2003-01-0563
- [76] KOGLER, G. ; WIMMER, A. ; JAUK, T.: Optische Analyse der Flammenausbreitung und Detektion von Verbrennungsanomalien bei Großgasmotoren. In: EICHLSEDER, H. (Hrsg.): *10. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors : 22. und 23. September 2005*. Graz : Techn. Univ. Graz, 2005 (Mitteilungen des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, H. 86), S. 531–545, – ISBN: 3-902465-24-7
- [77] KUM, D. ; PENG, H. ; BUCKNOR, N. K.: *Optimal Energy and Catalyst Temperature Management of Plug-in Hybrid Electric Vehicles for Minimum Fuel Consumption and Tail-Pipe Emissions*. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 21 (2013), Nr. 1, S. 14–26. - DOI: 10.1109/TCST.2011.2171344
- [78] KÜNSBERG-SARRE, C. v. ; KONG, S.-C. ; REITZ, R. D.: Modeling the Effects of Injector Nozzle Geometry on Diesel Sprays. In: *International Congress & Exposition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1999 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/1999-01-0912
- [79] LAFOSSAS, F.-A. ; CASTAGNE, M. ; DUMAS, J. P. ; HENRIOT, S.: Development and Validation of a Knock Model in Spark Ignition Engines Using a CFD code. In: *SAE Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2002 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/2002-01-2701
- [80] LEE, K.-H. ; FOSTER, D. E.: *Cycle-by-Cycle Variations in Combustion and Mixture Concentration in the Vicinity of Spark Plug Gap*. Warrendale, PA : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1995. - DOI: 10.4271/950814
- [81] LEIPERTZ, A. ; BRAEUER, A. ; KIEFER, J. ; DREIZLER, A. ; HEEGER, C.: Laser-Induced Fluorescence. In: LACKNER, M.; WINTER, F.; AGARWAL, A. K. (Hrsg.): *Handbook of Combustion*. Weinheim, Germany : Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2010, – ISBN: 3527628142. - DOI: 10.1002/9783527628148.hoc028
- [82] LEONI FIBER OPTICS GMBH: *Fiber Optics : Licht schalten, Licht transportieren, Licht verteilen*. Neuhaus-Schierschnitz, April 2013
- [83] LI, T. ; DENG, K. ; PENG, H. ; WU, C.: *Effect of partial-heating of the intake port on the mixture preparation and combustion of the first cranking cycle during the cold-start stage of port fuel injection engine*. In: *Experimental Thermal and Fluid Science* 49 (2013), S. 14–21. - DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2013.03.001

- [84] LIST, H.; EICHLSEDER, H. (Mitarb.); KLÜTING, M. (Mitarb.); PLOCK, W. (Mitarb.): *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*. Wien : Springer-Verlag, 2008. – ISBN: 978-3-211-25774-6
- [85] LUTTENBERGER, B.: *Ansatz zur dreidimensionalen Interpretation der Flammenausbreitungsgeschwindigkeit in einem fremdgezündeten Verbrennungsmotor unter Verwendung monoendoskopischer Aufnahmen in Verbindung mit den Signalen einer Lichtleiterzündkerze*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Institut für Angewandte Materialien (IAM). Diplomarbeit. 2016-09-03
- [86] MADER, O.: *Weiterentwicklung des Junkers-Doppelkolbenmotors in den Junkerswerken*. Dessau : VDI-Verlag, 1925 (Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure 69)
- [87] MAGAR, M. ; SPICHER, U. ; PALAVEEV, S. ; GOHL, M. ; MÜLLER, G. ; LENSCH-FRANZEN, C. ; HADLER, J.: *Experimental Studies on the Occurrence of Low-Speed Pre-Ignition in Turbocharged GDI Engines*. In: *SAE International Journal of Engines* 8 (2015), Nr. 2, S. 495–504. - DOI: 10.4271/2015-01-0753
- [88] MALE, T.: *Photographs at 500,000 frames per second of combustion and detonation in a reciprocating engine*. In: *Symposium on Combustion and Flame, and Explosion Phenomena* 3 (1948), Nr. 1, S. 721–726. - DOI: 10.1016/S1062-2896(49)80100-0
- [89] MERKER, G. P. ; SCHWARZ, C. ; TEICHMANN, R.: *Combustion Engines Development*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2012. – ISBN: 978-3-642-02951-6. - DOI: 10.1007/978-3-642-14094-5
- [90] MURR, F. ; WINKLHOFER, E. ; FRIEDL, H.: *Combustion Analysis for In - Vehicle Application*. In: *SAE 2013 Symposium on International Automotive Technology 2013* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2013 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/2013-26-0115
- [91] NI, P. ; WANG, X. ; WEI, S.: *Effects of intake air temperature on SI engine emissions during a cold start*. In: *International Journal of Sustainable Energy* 33 (2011), Nr. 2, S. 243–250. - DOI: 10.1080/14786451.2011.622764
- [92] OGRIS, M. ; VIDMAR, K. ; HIRSCH, A. ; BANDEL, W.: *Method for Operating a Spark-Ignited Combustion Engine*. AVL LIST GmbH, International. 14.04.2011. International. Veröffentlichungsnr. WO 2011/042402 A2. IPC F02P 5/15
- [93] OH, H. ; BAE, C.: *Effects of the injection timing on spray and combustion characteristics in a spray-guided DISI engine under lean-stratified operation*. In: *Fuel* 107 (2013), S. 225–235. - DOI: 10.1016/j.fuel.2013.01.019
- [94] OTANI, H. ; FUKASAWA, M. ; HASEGAWA, J. ; IIDA, K.: *Monitoring Piston Temperature of Two-stroke Cycle Engines in Testing Operation*. 2007-32-0028. In: *SAE/JSAE 2007 Small Engine Technology Conference & Exhibition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2007 (SAE Technical Paper Series).

- [95] PALAVEEV, S. ; DAHNZ, C.: Selbstzündungsphänomene in Ottomotoren mit Direkteinspritzung. In: SPICHER, U. (Hrsg.): *Direkteinspritzung im Ottomotor VII : Forschungsergebnisse und aktueller Entwicklungsstand bei der Benzin-Direkteinspritzung*. Renningen : expert-Verl., 2010 (Haus der Technik Fachbuch, 111), S. 80–90, – ISBN: 3816929656
- [96] PALAVEEV, S. ; MAGAR, M. ; KUBACH, H. ; SCHIESSL, R. ; SPICHER, U. ; MAAS, U.: *Premature Flame Initiation in a Turbocharged DISI Engine - Numerical and Experimental Investigations*. In: *SAE International Journal of Engines* 6 (2013), Nr. 1, S. 54–66. - DOI: 10.4271/2013-01-0252
- [97] PETERSON, B. ; BAUM, E. ; BÖHM, B. ; DREIZLER, A.: *Early flame propagation in a spark-ignition engine measured with quasi 4D-diagnostics*. In: *Proceedings of the Combustion Institute* 35 (2015), Nr. 3, S. 3829–3837. - DOI: 10.1016/j.proci.2014.05.131
- [98] PETERSON, B. ; REUSS, D. L. ; SICK, V.: *On the ignition and flame development in a spray-guided direct-injection spark-ignition engine*. In: *Combustion and Flame* 161 (2014), Nr. 1, S. 240–255. - DOI: 10.1016/j.combustflame.2013.08.019
- [99] PHILIPP, H. ; PLIMON, A. ; FERNITZ, G. ; HIRSCH, A. ; FRAIDL, G. ; WINKLHOFER, E.: A Tomographic Camera System for Combustion Diagnostics in SI Engines. In: *International Congress & Exposition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1995 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/950681
- [100] PISCHINGER, F. (Hrsg.): *Abschlussbericht Sonderforschungsbereich 224 „Motorische Verbrennung“*. Aachen, Januar 2001
- [101] PISCHINGER, S. ; HEYWOOD, J. B.: How Heat Losses to the Spark Plug Electrodes Affect Flame Kernel Development in an SI-Engine. In: *SAE 1990 International Congress & Exposition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1990 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/900021
- [102] PUERTOLAS, B. ; V. NAVARRO, M. ; M. LOPEZ, J. ; MURILLO, R. ; M. MASTRAL, A. ; GARCIA, T.: *Recent Solutions for the Abatement of Hydrocarbon Emissions During the Cold Start of Light Vehicles*. In: *Recent Patents on Chemical Engineering* 4 (2011), Nr. 1, S. 36–52. - DOI: 10.2174/2211334711104010036
- [103] RÄDE, L. ; WESTERGREN, B. ; VACHENAUER, P.: *Springers mathematische Formeln : Taschenbuch für Ingenieure, Naturwissenschaftler, Informatiker, Wirtschaftswissenschaftler*. 3., durchges. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York, Barcelona, Hongkong, London, Mailand, Paris, Singapur, Tokio : Springer, 2000 (Studentlitteratur). – ISBN: 978-3-540-67505-1
- [104] REDECKER, J. ; SABELBERG, I. ; GEGG, T. ; KÖLMEL, A. ; BECK, K. W. ; SPICHER, U.: Klopfuntersuchungen an einem kleinvolumigen Zweitakt-Ottomotor mit Kraftstoff-Einspritzung : Knocking investigations in a small-volume two-stroke engine with fuel injection. In: *Beiträge / 11. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik : 1. und 2. Juli 2014, Kurhaus Baden-Baden*. Mainz-Kastel : AVL Deutschland GmbH, 2014, S. 199–211, – ISBN: 978-3-00-039632-8

- [105] RODRIGUEZ, J. F. ; CHENG, W. K.: *Effect of Operation Strategy on First Cycle CO, HC, and PM/PN Emissions in a GDI Engine*. In: *SAE International Journal of Engines* 8 (2015), Nr. 3. - DOI: 10.4271/2015-01-0887
- [106] RODRIGUEZ, J. F. ; CHENG, W. K.: *Cycle-by-Cycle Analysis of Cold Crank-Start in a GDI Engine*. In: *SAE International Journal of Engines* 9 (2016), Nr. 2. - DOI: 10.4271/2016-01-0824
- [107] RODRIGUEZ, J. F. ; CHENG, W. K.: *Reduction of Cold-Start Emissions through Valve Timing in a GDI Engine*. In: *SAE International Journal of Engines* 9 (2016), Nr. 2. - DOI: 10.4271/2016-01-0827
- [108] ROTHE, M. ; HEIDENREICH, T. ; SPICHER, U. ; SCHUBERT, A.: *Knock Behavior of SI-Engines: Thermodynamic Analysis of Knock Onset Locations and Knock Intensities*. In: *SAE 2006 World Congress & Exhibition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2006 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/2006-01-0225
- [109] SALAZAR, V. ; KAISER, S.: *Influence of the Flow Field on Flame Propagation in a Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engine*. In: *SAE International Journal of Engines* 4 (2011), Nr. 2, S. 2376–2394. - DOI: 10.4271/2011-24-0098
- [110] SALES, L. C. M. ; SODRÉ, J. R.: *Cold start emissions of an ethanol-fuelled engine with heated intake air and fuel*. In: *Fuel* 95 (2012), S. 122–125. - DOI: 10.1016/j.fuel.2011.11.067
- [111] SAMENFINK, W. ; ALBRODT, H. ; FRANK, M. ; GESK, M. ; MELSHEIMER, A. ; THURSO, J. ; MATT, M.: *Strategies to Reduce HC-Emissions During the Cold Starting of a Port Fuel Injected Gasoline Engine*. In: *SAE 2003 World Congress & Exhibition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2003 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/2003-01-0627
- [112] SAUTER, W. ; NAUWERCK, A. ; HAN, K.-M. ; PFEIL, J. ; VELJI, A. ; SPICHER, U.: *High-Speed Visualization of Combustion in Modern Gasoline Engines*. In: *Journal of Physics: Conference Series* 45 (2006), S. 120–132. - DOI: 10.1088/1742-6596/45/1/016
- [113] SCHUMANN, F.: *Experimentelle Grundlagenuntersuchungen zum Katalysatorheizbetrieb mit strahlgeführter Benzin-Direkteinspritzung und Einspritzdrücken bis 800 bar*. Berlin : Logos-Verlag, 2014 (Forschungsberichte aus dem Institut für Kolbenmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie (KIT) 1/2014). – ISBN: 3832537767
- [114] SCHÜNEMANN, E. ; LUTTERMANN, C. ; KLÜTING, M.: *Einsatz optischer Messtechniken in der Brennverfahrensentwicklung der BMW VALVETRONIC-Motoren*. In: ZIEGLER, P. (Hrsg.): *5. internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik*. Mainz-Kastel : AVL Deutschland, 2002, S. 195–203
- [115] SEONG, H. ; LEE, K. ; CHOI, S.: *Effects of Engine Operating Parameters on Morphology of Particulates from a Gasoline Direct Injection (GDI) Engine*. In: *SAE/KSAE 2013 International Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2013 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/2013-01-2574

- [116] SHAWAL, S. ; GOSCHUTZ, M. ; SCHILD, M. ; KAISER, S. ; NEUROHR, M. ; PFEIL, J. ; KOCH, T.: *High-Speed Imaging of Early Flame Growth in Spark-Ignited Engines Using Different Imaging Systems via Endoscopic and Full Optical Access*. In: *SAE International Journal of Engines* 9 (2016), Nr. 2. - DOI: [10.4271/2016-01-0644](https://doi.org/10.4271/2016-01-0644)
- [117] SHEPHEARD, B. ; WILLIAMS, P. A. ; HALE, T. ; EVANS, R.: Development and Evaluation of a Novel Optical Interface for Spark Ignition Engine Research. In: *SAE 2002 World Congress & Exhibition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2002 (SAE Technical Paper Series). - DOI: [10.4271/2002-01-0742](https://doi.org/10.4271/2002-01-0742)
- [118] SHIMURA, M. ; UEDA, T. ; CHOI, G.-M. ; TANAHASHI, M. ; MIYAUCHI, T.: *Simultaneous dual-plane CH PLIF, single-plane OH PLIF and dual-plane stereoscopic PIV measurements in methane-air turbulent premixed flames*. In: *Proceedings of the Combustion Institute* 33 (2011), Nr. 1, S. 775–782. - DOI: [10.1016/j.proci.2010.05.026](https://doi.org/10.1016/j.proci.2010.05.026)
- [119] SHORT, J. C. ; JOSEPH, Y. ; CAVOTTA, M.: Thermal Modeling for Heated Tip Injectors. In: *SAE 2010 World Congress & Exhibition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2010 (SAE Technical Paper Series). - DOI: [10.4271/2010-01-1264](https://doi.org/10.4271/2010-01-1264)
- [120] SPEGAR, T. D. ; BURKE, D. ; LAVAN, L.: Delphi's Heated Injector Technology: The Efficient Solution for Fast Ethanol Cold Starts and Reduced Emissions. In: *SAE 2012 World Congress & Exhibition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2012 (SAE Technical Paper Series). - DOI: [10.4271/2012-01-0418](https://doi.org/10.4271/2012-01-0418)
- [121] SPICHER, U.: *Untersuchungen über die räumliche Ausbreitung und das Erlöschen der Flamme bei der ottomotorischen Verbrennung*. Aachen, RWTH Aachen. Dissertation. Dezember 1982
- [122] SPICHER, U. ; BÄCKER, H.: *Correlation of Flame Propagation and In-Cylinder Pressure in a Spark Ignited Engine*. Warrendale, PA : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1990. - DOI: [10.4271/902126](https://doi.org/10.4271/902126)
- [123] SPICHER, U. ; DAHNZ, C. ; HAN, K.-M.: Die Geschichte der Visualisierung. In: ZIEGLER, P. (Hrsg.): *8. internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik : 10./11. Juni 2008, Kurhaus Baden-Baden = Proceedings*. Mainz-Kastel : AVL Deutschland, 2008, S. 23–39, – ISBN: 978-3-00-022057-9
- [124] SPICHER, U. ; KÖLMEL, A. ; KUBACH, H. ; TÖPFER, G.: Combustion in Spark Ignition Engines with Direct Injection. In: *SAE 2000 World Congress* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2000 (SAE Technical Paper Series). - DOI: [10.4271/2000-01-0649](https://doi.org/10.4271/2000-01-0649)
- [125] SPICHER, U. ; KREBS, R.: Optical Fiber Technique as a Tool to Improve Combustion Efficiency. In: *SAE 1990 International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1990 (SAE Technical Paper Series). - DOI: [10.4271/902138](https://doi.org/10.4271/902138)

- [126] SPICHER, U. ; KRÖGER, H. ; GANSER, J.: Detection of Knocking Combustion Using Simultaneously High-Speed Schlieren Cinematography and Multi Optical Fiber Technique. In: *SAE 1991 International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1991 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/912312
- [127] SPICHER, U. ; MAGAR, M. ; GOHL, M. ; LENSCH-FRANZEN, C. ; HADLER, J.: Investigations into the influence of engine oil on pre-ignition : Untersuchungen zur Rolle des Motoröls bei der Entstehung von Vorentflammung. In: LIEBL, J.; BEIDL, C. (Hrsg.): *Internationaler Motorenkongress 2015*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015, S. 119–138, – ISBN: 978-3-658-08860-6, - DOI: 10.1007/978-3-658-08861-3
- [128] SPICHER, U. ; SCHMITZ, G. ; KOLLMEIER, H.-P.: Application of a New Optical Fiber Technique for Flame Propagation Diagnostics in IC Engines. In: *1988 SAE International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exhibition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1988 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/881637
- [129] SPICHER, U. ; VELJI, A.: *Measurements of spatial flame propagation and flow velocities in a spark ignition engine*. In: *Symposium (International) on Combustion 20* (1985), Nr. 1, S. 19–27. - DOI: 10.1016/S0082-0784(85)80483-5
- [130] STEIMLE, F. ; KULZER, A. ; RICHTER, H. ; SCHWARZENTHAL, D. ; ROMBERG, C.: Systematic Analysis and Particle Emission Reduction of Homogeneous Direct Injection SI Engines. In: *SAE 2013 World Congress & Exhibition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2013 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/2013-01-0248
- [131] THE EUROPEAN COMMISSION: *Commission Regulation (EU) No 459/2012 of 29 May 2012 amending Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council and Commission Regulation (EC) No 692/2008 as regards emissions from light passenger and commercial vehicles Euro 6*. URL <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2012:142:FULL:EN:PDF> – Überprüfungsdatum 15.11.16
- [132] THOMAS, S. ; GARG, D. ; KUMAR, A. ; SHARMA, S.: *Effect of Compression and Air Fuel Ratio on the Flame Kernel Development*. Warrendale, PA : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2015. - DOI: 10.4271/2015-26-0020
- [133] TITUS, F. ; BERLET, P. ; SOBEK, F. ; WEßLING, J.: *Emission Reduction during Cold Start by Combustion Controlled Increase of In-Cylinder Temperatures*. In: *SAE 2018 Powertrains Fuels & Lubricants Meeting* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2018 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/2018-01-1740
- [134] TITUS, F. ; MAGAR, M. ; REICHLING, N. ; KEHRWALD, B.: *Optische Analytik im Brennraum, in der Abgasnachbehandlung und für die Mechanikentwicklung*. In: *Motortechnische Zeitschrift* 77 (2016), Nr. 9, S. 54–59. - DOI: 10.1007/s35146-016-0094-4

- [135] TITUS, F. ; SPICHER, U. ; HADLER, J. ; PULVIRENTI, F. ; CEVOLANI, R. ; PALTRINIERI, S.: Investigations on Combustion with Endoscopic High-Speed Visualization in a Boosted 8-Cylinder High-Power Engine with Direct Injection, 99-1. In: EICHLSEDER, H.; WIMMER, A. (Hrsg.): *15. Tagung - Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors : 15th Symposium The Working Process of the Internal Combustion Engine*, 24. und 25. September 2015. Graz : Verlag der Technischen Universität Graz, 2015 (99 I + II), S. 182–197, – ISBN: 978-3-85125-425-9
- [136] TITUS, F. ; SPICHER, U. ; PULVIRENTI, F. ; PALTRINIERI, S. ; CEVOLANI, R. ; HADLER, J.: Investigation of flame development applying optical metrology in a highly boosted SIDI performance engine for the sports car market. In: LIEBL, J.; BEIDL, C. (Hrsg.): *Internationaler Motorenkongress 2016*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016 (Proceedings), S. 373–387, – ISBN: 978-3-658-12917-0, - DOI: 10.1007/978-3-658-12918-7. - DOI: 10.1007/978-3-658-12918-7_24
- [137] TÖPFER, G. ; REISSING, J. ; WEIMAR, H.-J. ; SPICHER, U.: Optical Investigation of Knocking Location on S.I.-Engines with Direct-Injection. In: *SAE 2000 World Congress : SAE International*, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2000 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/2000-01-0252
- [138] TRIBULOWSKI, J.: *Untersuchungen zur Gemischbildung und Verbrennung an einem Ottomotor mit Saugrohreinjection im Kaltstart und Warmlauf*. Berlin : Logos-Verlag, 2003 (Forschungsberichte aus dem Institut für Kolbenmaschinen der Universität Karlsruhe (TH) 3/2003). – ISBN: 9783832504496
- [139] TRUNK, P. J. ; BOXX, I. ; HEEGER, C. ; MEIER, W. ; BÖHM, B. ; DREIZLER, A.: *Premixed flame propagation in turbulent flow by means of stereoscopic PIV and dual-plane OH-PLIF at sustained kHz repetition rates*. In: *Proceedings of the Combustion Institute* 34 (2013), Nr. 2, S. 3565–3572. - DOI: 10.1016/j.proci.2012.06.025
- [140] ULREY, J. N. ; PURSIFULL, R. D. ; LEONE, T. G.: *Exhaust heat recovery for engine heating and exhaust cooling: Exhaust heat recovery for engine heating and exhaust cooling*. Google Patents, 2014. URL <https://www.google.com/patents/US8661815>
- [141] WEIMAR, H.-J.: *Entwicklung eines laser-optischen Messsystems zur kurbelwinkelaufgelösten Bestimmung der Ölfilmdicke zwischen Kolbenring und Zylinderwand in einem Ottomotor*. Berlin : Logos-Verlag, 2002 (Forschungsberichte aus dem Institut für Kolbenmaschinen der Universität Karlsruhe (TH) 5/2002). – ISBN: 9783832502034
- [142] WEIMAR, H.-J. ; TÖPFER, G. ; SPICHER, U.: Optical Investigations on a Mitsubishi GDI-Engine in the Driving Mode. In: *SAE 1999 International Congress & Exposition : SAE International*, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1999 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/1999-01-0504
- [143] WEßLING, J. ; TITUS, F. ; RAUBER, F. ; BECK, K. W. ; GEGG, T. ; SEIDEL, T. ; SCHUMANN, F.: Optical Analysis in Alcohol-Blended Fuels on the Mixture Preparation and Combustion Behaviour of Small Two-Stroke SI Engines. JSAE 20179078 / SAE 2017-32-0078. In: *SAE/JSAE 2017 Small Engine Technology Conference & Exhibition : SAE International*, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2017 (SAE Technical Paper Series).

- [144] WIEMER, S.: *Untersuchungen zum Start- und Warmlaufverhalten eines Ottomotors mit Direkteinspritzung*. Berlin : Logos-Verlag, 2008 (Forschungsberichte aus dem Institut für Kolbenmaschinen der Universität Karlsruhe (TH) 9/2008). – ISBN: 3832521321
- [145] WIMMER, A. ; JAUK, T. ; WINTER, H. ; ZELENKA, J. ; SCHNEBL, E.: Flammentomographie zur Bewertung des Verbrennungs- und Klopfverhaltens eines hocheffizienten Großgasmotors. In: *Beiträge / 11. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik : 1. und 2. Juli 2014, Kurhaus Baden-Baden*. Mainz-Kastel : AVL Deutschland GmbH, 2014, S. 7–17, – ISBN: 978-3-00-039632-8
- [146] WINKLHOFER, E.: *Optical Techniques in Gasoline Engine Performance and Emissions Development : TC GDI engines: analysis and development techniques to solve pre-ignition and soot formation issues*. Gaydon, 06.2014. URL <https://www.avl.com/documents/10138/1379144/Optical+Techniques+in+Gasoline+Engine+Performance+and+Emissions.pdf> – Überprüfungsdatum 26.10.16
- [147] WINKLHOFER, E. ; HIRSCH, A. ; KAPUS, P. ; KORTSCHAK, M. ; PHILIPP, H.: TC GDI Engines at Very High Power Density — Irregular Combustion and Thermal Risk. In: *9th International Conference on Engines and Vehicles* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2009 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/2009-24-0056
- [148] WITZE, P. O. ; FOSTER, D. E. ; KROEGER, H.: *Linear fiber-optic array for measuring the transient propagation of a premixed-charged flame*. In: *Symposium (International) on Combustion 22* (1989), Nr. 1, S. 1897–1905. - DOI: 10.1016/S0082-0784(89)80204-8
- [149] WITZE, P. O. ; HALL, M. J. ; WALLACE, J. S.: Fiber-Optic Instrumented Spark Plug for Measuring Early Flame Development in Spark Ignition Engines. In: *1988 SAE International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exhibition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1988 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/881638
- [150] ZHAO, H.: *Laser diagnostics and optical measurement techniques in internal combustion engines*. Warrendale, PA : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2012. – ISBN: 0768057825
- [151] ZIMMERMANN, F. ; BRIGHT, J. ; REN, W.-M. ; IMOEHL, B.: An Internally Heated Tip Injector to Reduce HC Emissions During Cold-Start. In: *SAE 1999 International Congress & Exposition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1999 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/1999-01-0792
- [152] ZIMMERMANN, F. P.: *New approaches for optical and microoptical diagnostics in IC engines : Neue Ansätze zur optischen und mikrooptischen Diagnostik in Verbrennungsmotoren*. Heidelberg, Ruprecht-Karls-Universität, Naturwissenschaftlich-Mathematischen Gesamtfakultät. Dissertation. 2006-11-24. URL urn:nbn:de:bsz:16-opus-70139 – Überprüfungsdatum 22.09.16

Veröffentlichungen

- [1] CORRIGAN, D. J. ; PASCOLINI, E. ; ZECCHETTI, D. ; TITUS, F.: Ignition System Development for High Speed High Load Lean Boosted Engines. In: GÜNTHER, M.; SENS, M. (Hrsg.): *Ignition Systems for Gasoline Engines*. Cham : Springer International Publishing, 2017, S. 217–242, - DOI: 10.1007/978-3-319-45504-4_13
- [2] TITUS, F. ; BERLET, P. ; SOBEK, F. ; WEßLING, J.: *Emission Reduction during Cold Start by Combustion Controlled Increase of In-Cylinder Temperatures*. In: *SAE 2018 Powertrains Fuels & Lubricants Meeting* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2018 (SAE Technical Paper Series). - DOI: 10.4271/2018-01-1740
- [3] TITUS, F. ; MAGAR, M. ; REICHLING, N. ; KEHRWALD, B.: *Optische Analytik im Brennraum, in der Abgasnachbehandlung und für die Mechanikentwicklung*. In: *Motortechnische Zeitschrift* 77 (2016), Nr. 9, S. 54–59. - DOI: 10.1007/s35146-016-0094-4
- [4] TITUS, F. ; SPICHER, U. ; HADLER, J. ; PULVIRENTI, F. ; CEVOLANI, R. ; PALTRINIERI, S.: Investigations on Combustion with Endoscopic High-Speed Visualization in a Boosted 8-Cylinder High-Power Engine with Direct Injection, 99-1. In: EICHLSEDER, H.; WIMMER, A. (Hrsg.): *15. Tagung - Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors : 15th Symposium The Working Process of the Internal Combustion Engine, 24. und 25. September 2015*. Graz : Verlag der Technischen Universität Graz, 2015 (99 I + II), S. 182–197, – ISBN: 978-3-85125-425-9
- [5] TITUS, F. ; SPICHER, U. ; PULVIRENTI, F. ; PALTRINIERI, S. ; CEVOLANI, R. ; HADLER, J.: Investigation of flame development applying optical metrology in a highly boosted SIDI performance engine for the sports car market. In: LIEBL, J.; BEIDL, C. (Hrsg.): *Internationaler Motorenkongress 2016*. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016 (Proceedings), S. 373–387, - DOI: 10.1007/978-3-658-12918-7_24
- [6] WEßLING, J. ; TITUS, F. ; RAUBER, F. ; BECK, K. W. ; GEGG, T. ; SEIDEL, T. ; SCHUMANN, F.: Optical Analysis in Alcohol-Blended Fuels on the Mixture Preparation and Combustion Behaviour of Small Two-Stroke SI Engines. JSAE 20179078 / SAE 2017-32-0078. In: *SAE/JSAE 2017 Small Engine Technology Conference & Exhibition* : SAE International, 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2017 (SAE Technical Paper Series).

Ein signifikanter Anteil der Emissionen, die ein Fahrzeug mit Verbrennungsmotor ausstößt, entsteht während des Kaltstarts. Neben einer Verschärfung der Grenzwerte für die Partikelemissionen mit Einführung der Euro 6c-Norm für Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung ist die Überprüfung der Emissionen in realitätsnahen Straßentests mit der Euro 6d TEMP Norm obligatorisch. Da es bei den „Real Driving Emission“ (RDE) Überprüfungen keine vorgeschriebenen Fahrmanforderungen an das zu untersuchende Fahrzeug gibt, besteht die Möglichkeit, dass unmittelbar nach Motorstart eine hohe Lastanforderung an den Motor gestellt wird. Der noch kalte Brennraum wirkt sich dabei stark auf die Emissionen aus und fördert insbesondere die Entstehung von Kohlenwasserstoff- und Partikelemissionen. Es gilt daher im Kaltstart nicht ausschließlich die Aufheizung des Katalysators durch die Verbrennung zu bewerten, sondern auch die Konditionierung des Brennraums selbst.

Diese Arbeit untersucht den Einfluss von verschiedenen Katalysatorheizstrategien auf die Emissionen während des Heizbetriebs, aber auch bei sich unmittelbar anschließender Lastaufschaltung. Des Weiteren wird der Einfluss der Motortemperatur bei Motorstart untersucht. Neben einem stöchiometrischen und einem mageren Katalysatorheizbetrieb wird ein weiteres Brennverfahren vorgestellt, das auf die Erwärmung des Brennraums abzielt, ohne das Katalysatorheizen signifikant zu vernachlässigen. Die Untersuchungen finden an einem Ottomotor mit Direkteinspritzung auf einem Motorprüfstand statt. Es werden sowohl die gasförmigen Emissionen, als auch die Partikelemissionen bewertet. Des Weiteren werden die Partikelemissionen anhand von Hochgeschwindigkeitskameraaufnahmen des Rußleuchten im Brennraum näher untersucht. Zur Bewertung der Flammenausbreitung werden Hochgeschwindigkeitskameraaufnahmen mit den Signalen einer Lichtleiterzündkerze kombiniert.

ISBN 978-3-7315-0823-6



9 783731 508236 >

Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier