

Fakultät für Maschinenwesen  
Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen

## **Experimentelle Untersuchungen zu Partikelanzahlemissionen beim direkteinspritzenden Ottomotor**

**Fabian Backes**

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

**Doktor-Ingenieurs**

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Steffen Marburg

Prüfer der Dissertation:

1. Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister
2. Prof. Dr.-Ing. Michael Günthner

Die Dissertation wurde am 18.06.2020 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 17.11.2020 angenommen.



# Kurzfassung

Durch die Einführung von Grenzwerten für die emittierte Partikelanzahl von Fahrzeugen mit direkteinspritzenden Benzinmotoren, ergibt sich ein neuer Entwicklungs- und Optimierungsbedarf, um den Partikelausstoß dieser Motoren zu verringern. Die Partikelemissionen werden dabei hauptsächlich durch eine Kraftstoffbenetzung der Brennraumwände und der Injektorspitze ausgelöst. Die vorliegende Arbeit befasst sich daher mit den Ursachen von Partikelquellen beim direkteinspritzenden Ottomotor und mit der Ableitung von Maßnahmen zur Reduktion des Partikelausstoßes.

Dazu wird zunächst die Kraftstoffanlagerung an der Injektorspitze durch zeitlich und örtlich hochauflösende Messungen an einer Einspritzkammer näher betrachtet. Durch Analysen des Einspritzvorgangs werden Mechanismen, die zu einer Kraftstoffbenetzung führen, aufgezeigt und Einflüsse auf die Injektorkuppenbenetzung analysiert. Dabei wird zusätzlich ein auf Photolumineszenz basierendes Messverfahren eingesetzt, um die Kraftstoffanlagerung nach dem Ende einer Einspritzung zu visualisieren. Zudem wird auf die Folgen der Benetzung eingegangen, die während des Motorbetriebs zum Aufbau einer Verkokungsschicht und zu erhöhten Partikelanzahlemissionen führt.

Anschließend werden Optimierungsmaßnahmen des Injektordesigns aufgezeigt, die die Injektorkuppenbenetzung und damit die von der Injektorspitze ausgelösten Partikelemissionen reduzieren. Des Weiteren werden auch Einflüsse verschiedener Parameter der Motorkalibration auf die Partikelquellen und die Partikelanzahlemissionen vorgestellt.

# Abstract

With the introduction of limits for the particle number emission of vehicles with gasoline direct injection engines, new development and optimization targets are defined to reduce the particle emission of these engines. These emissions are mainly formed due to fuel wetting of the combustion chamber walls and the injector tip. Therefore, the present work deals with the sources of particle emissions of gasoline direct injection engines and with the deduction of measures to reduce these emissions.

The injector tip fuel wetting is analyzed with a high-speed and high-resolution measurement system at a spray chamber, and different wetting mechanisms and influences on these mechanisms are revealed. In addition, a developed photoluminescence-based measurement system is used to visualize the adhered fuel after end of injection. Furthermore, it is shown that the injector tip wetting results in the buildup of a coking layer on the injector tip and in an increase of the particle number emissions during engine operation.

Afterwards, optimization measures regarding the injector design in order to reduce the injector tip wetting amount and the resultant particle emissions are presented. Additionally, the influences of various parameters of the engine calibration on particle sources and particle number emissions are shown.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis</b> .....	<b>i</b>
<b>Nomenklatur</b> .....	<b>iii</b>
<b>1. Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2. Hintergründe und Ziele der Arbeit</b> .....	<b>4</b>
2.1. Partikelemissionen .....	4
2.1.1. Rußbildung .....	7
2.2. Partikelquellen beim Ottomotor.....	9
2.2.1. Kolben .....	10
2.2.2. Laufbuchse.....	11
2.2.3. Feuersteg .....	11
2.2.4. Injektor .....	12
2.2.5. Einlassventile .....	12
2.2.6. Gemisch .....	13
2.2.7. Zusammenfassung der Partikelquellen.....	13
2.3. Einspritzung und Gemischaufbereitung .....	14
2.3.1. Injektor .....	14
2.3.2. Injektor- und Düseninnenströmung.....	16
2.3.3. Kraftstoffzerstäubung und Gemischbildung .....	18
2.3.4. Phänomen Flash Boiling.....	20
2.4. Ziele der Arbeit .....	25
<b>3. Versuchsträger und Messtechnik</b> .....	<b>27</b>
3.1. Einzylinder-Forschungsmotor .....	27
3.1.1. Motor und Prüfstand .....	27
3.1.2. Optische Zugänglichkeit des Forschungsmotors.....	30
3.1.3. Partikelmessstechnik.....	33
3.2. Einspritzkammer-Prüfstand.....	34
3.2.1. Einspritzkammer.....	34
3.2.2. Peripherie .....	36
3.3. Hochgeschwindigkeits-Visualisierung .....	37
3.4. Spray-Targeting / Lichtschnittmessung.....	39
3.5. Kraftstofffilm-Visualisierung mit Photolumineszenz-Messverfahren .....	41

<b>4. Analyse der Injektorkuppenbenetzung und des Sprayverhaltens.....</b>	<b>51</b>
4.1. Injektorkuppenbenetzung.....	51
4.2. Einflüsse auf das Benetzungs- und Sprayverhalten .....	56
4.2.1. Einfluss der Kraftstofftemperatur und des Gegendrucks .....	56
4.2.2. Einfluss des Kraftstoffdrucks.....	63
4.2.3. Einfluss des Kraftstoffs .....	66
<b>5. Partikeldrift und Injektorverkokung.....</b>	<b>68</b>
5.1. Partikeldrift.....	68
5.2. Aufbau der Verkokungsschicht .....	71
5.3. Auswirkung der Verkokungsschicht .....	74
<b>6. Untersuchungen zu Einflüssen auf die Partikelemissionen .....</b>	<b>78</b>
6.1. Einflüsse durch den Motorbetriebspunkt .....	78
6.1.1. Variation der Motorlast.....	79
6.1.2. Variation der Motordrehzahl.....	83
6.2. Einflüsse des Injektordesigns.....	85
6.2.1. Volumen und Geometrie des Sacklochs .....	85
6.2.2. Variation der Stufenloch-Geometrie .....	87
6.2.3. Konische Spritzlöcher und Optimierung der Spritzloch-Einlaufströmung	91
6.2.4. Variation des maximalen Nadelhubs.....	93
6.2.5. Zusammenfassung zur Reduktion der Injektorkuppenbenetzung .....	94
6.2.6. Temperatur der Injektorspitze .....	96
6.3. Einflüsse von Parametern der Motorapplikation .....	98
6.3.1. Einspritzzeitpunkt.....	98
6.3.2. Mehrfacheinspritzung.....	103
6.3.3. Kraftstoffdruck .....	108
6.3.4. Einspritzsystem.....	112
<b>7. Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>116</b>
<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>119</b>
<b>Abbildungsverzeichnis.....</b>	<b>131</b>
<b>Tabellenverzeichnis.....</b>	<b>136</b>
<b>Projektbezogene Studienarbeiten.....</b>	<b>137</b>
<b>Publikationsliste .....</b>	<b>139</b>

## Nomenklatur

### Physikalische Größen / Kennwerte / Kennzahlen

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$\eta_l$	kg / m·s	Dynamische Viskosität Flüssigkeit
$\rho_g$	kg / m <sup>3</sup>	Dichte Gasphase
$\rho_l$	kg / m <sup>3</sup>	Dicht Flüssigkeit
$\sigma_l$	N / m	Oberflächenspannung Flüssigkeit
$D_{\text{Außen}}$	mm	Äußerer Lochdurchmesser
$D_{\text{Innen}}$	mm	Innerer Lochdurchmesser
$d_{\text{Loch}}$	mm	Spritzlochdurchmesser
$\Delta T$	°C	Überhitzungsgrad
$n$	1 / min	Drehzahl
$Oh$	-	Ohnesorge-Zahl
$p_{\text{Gegen}}$	bar	Druck in Einspritzkammer
$p_{\text{mi}}$	bar	Indizierter Mitteldruck
$p_{\text{Rail}}$	bar	Kraftstoffdruck im Rail
$p_{\text{sat}}$	bar	Sättigungsdampfdruck
$p_{\text{Zyl}}$	bar	Zylinderdruck
$Q$	l / min	Durchfluss
$R_p$	-	Druckverhältnis
$Re_l$	-	Reynolds-Zahl Flüssigkeit
$T_{\text{Kr}}$	°C	Kraftstofftemperatur
$T_{\text{sat}}$	°C	Sättigungstemperatur
$v_{\text{rel}}$	m / s	Relativgeschwindigkeit
$We_l$	-	Weber-Zahl Flüssigkeit

## Abkürzungen / Akronyme

<b>Symbol</b>	<b>Beschreibung</b>
ASB	Ansteuerbeginn (Bestromungsbeginn) des Injektors
ASD	Ansteuerdauer (Bestromungsdauer) des Injektors
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
HACA	Hydrogen Abstraction C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> (Acetylene) Addition
HS-IRO	Hochgeschwindigkeits-Bildverstärker
IARC	International Agency for Research on Cancer
KW	Kurbelwinkel
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
OH	Hydroxyl-Radikal
PAK	Polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
Pkw	Personenkraftwagen
RDE	Real Driving Emissions
UFP	Ultrafeine Partikel
VEL	Variable Valve Event & Lift Control
VTC	Valve Timing Control System
WHO	World Health Organization
WLTP	Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure
ZOT	Oberer Totpunkt Zündung

# 1. Einleitung

Die Weiterentwicklung und die Optimierung von Verbrennungsmotoren sind mehr als 100 Jahre nach deren Erfindung noch nicht abgeschlossen. So werden in der Automobilbranche auch weiterhin viel Zeit und Geld in die Entwicklung moderner Motoren investiert. Dabei stehen insbesondere der Kraftstoffverbrauch, die Motorleistung, die Schadstoffemissionen, der Fahrkomfort und auch die Kosten im Vordergrund. Die Anforderungen an diese Parameter und deren Gewichtung richten sich hier vor allem nach den Wünschen der Kunden, aber auch nach denen der Hersteller. Zusätzlich fließen Anforderungen vom Gesetzgeber ein, da zulässige Grenzwerte für Schadstoffemissionen eingehalten werden müssen und mit Einführung des CO<sub>2</sub>-Grenzwerts auch der Flottenverbrauch limitiert wird.

Hinsichtlich Schadstoffemissionen bei mit Benzin betriebenen Ottomotoren war die Einführung des Dreiwegekatalysators in Verbindung mit der elektronisch geregelten Einspritzung und der Lambdaregelung in den 1980er Jahren ein Meilenstein. Dadurch können Kohlenmonoxid, Kohlenwasserstoffe und Stickoxide quasi gleichzeitig reduziert werden [1]. Bei stöchiometrischer Betriebsweise und optimaler Motorkalibrierung können damit die gesetzlichen Vorgaben für die drei genannten gasförmigen Schadstoffkomponenten eingehalten werden.

Ein weiterer Meilenstein war die Entwicklung der Benzindirekteinspritzung. Diese ermöglicht bei Kombination mit Aufladung und variabler Nockenwellensteuerung einen um bis zu 20 % geringeren Kraftstoffverbrauch bei gleichzeitiger Steigerung des Drehmoments und der Leistung [2]. Zudem ergeben sich durch einen in einem weiten Bereich verstellbaren Einspritzzeitpunkt, durch die Möglichkeit einer Mehrfacheinspritzung und durch eine Variabilität in der räumlichen Darstellung des Kraftstoffsprays viele weitere Freiheiten in der Brennverfahrensentwicklung. So konnten zum Beispiel Schichtladedbrennverfahren realisiert werden, die durch eine Entdrosselung und einen Betrieb mit Luftüberschuss Vorteile im Kraftstoffverbrauch erreichen können. Die zusätzlich benötigten und im Vergleich zum Dreiwegekatalysator aufwändigeren Abgasnachbehandlungssysteme zur Reduktion der Stickoxidemissionen erschweren jedoch die Nutzung dieser Brennverfahren [1].

Die direkte Einbringung des Kraftstoffs in den Brennraum hat jedoch auch Nachteile, die im Vergleich zu Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung in deutlich erhöhten Parti-

kelemissionen resultieren können. So kann bei der Direkteinspritzung der Kraftstoff in der Regel erst nach dem Schließen der Auslassventile eingespritzt werden, um eine Kurzschlussströmung des Kraftstoffs zu vermeiden. Dadurch steht im Vergleich zur Saugrohreinspritzung weniger Zeit zur Verdampfung und zur Herstellung eines homogenen Luft-Kraftstoff-Gemisches zur Verfügung. Zudem kann es durch die Ausbreitung des Kraftstoffsprays im Zylinder zu Benetzungen von Brennraumwänden mit Kraftstoff kommen. Insgesamt können so sehr kraftstoffreiche Regionen im Zylinder entstehen, die aufgrund einer dort stattfindenden unterstöchiometrischen Verbrennung die Entstehung von Partikelemissionen begünstigen.

Trotz dieses Nachteils überwiegen derzeit die Vorteile der Benzindirekteinspritzung und es kann in Deutschland eine Zunahme des Marktanteils von Ottomotoren mit Direkteinspritzung beobachtet werden. In der Folge ist dadurch auch eine Zunahme der Belastung durch Feinstaub möglich. Der Gesetzgeber hat darauf mit der Einführung von Grenzwerten für die emittierte Partikelmasse und die emittierte Partikelanzahl reagiert, die nun nicht mehr nur für Fahrzeuge mit Dieselmotor sondern auch für Fahrzeuge mit direkteinspritzendem Ottomotor gelten. Eine weitere Verschärfung der Gesetzgebung wird durch die Einführung des neuen WLTP-Testverfahrens (Worldwide Harmonised Light Vehicles Test Procedure) erreicht. Dabei wird der bisher verwendete Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ) durch den deutlich dynamischeren WLTC-Fahrzyklus (Worldwide Harmonised Light Vehicles Test Cycle) ersetzt, bei dem auch höhere Fahrzeuggeschwindigkeiten und höhere abgerufene Antriebsleistungen während der Zertifizierung genutzt werden. Da die Höhe der im realen Straßenverkehr ausgestoßenen Schadstoffemissionen von den während der Zertifizierung gemessenen Emissionen abweichen kann, ist durch die Einführung des RDE-Prüfverfahrens (Real Driving Emissions) weiterhin auch eine Überprüfung der Emissionen im praktischen Fahrzeugbetrieb geplant.

Vor diesem Hintergrund werden in der Industrie und in der Forschung verstärkt die Ursachen für Partikelemissionen beim Ottomotor mit Direkteinspritzung untersucht. Durch detaillierte Analysen von innermotorischen Partikelquellen und Partikelentstehungsorten kann ein gutes Verständnis hinsichtlich der für die Partikelbildung kritischen Prozesse erarbeitet werden. Daraus können anschließend Maßnahmen für die Komponentenentwicklung, die Brennverfahrensentwicklung und die Motorapplikation abgeleitet werden, um die Partikelrohmissionen des Motors zu reduzieren. Zusätzlich können die Partikelemissionen eines Fahrzeugs auch durch den Einsatz eines Partikelfilters in der Abgasnachbehandlung weiter verringert werden. Aufgrund der zusätzlichen

Kosten und anderer Nachteile, wie beispielsweise einem erhöhten Platzbedarf, einem höheren Applikationsaufwand oder einem höheren Abgasgegendruck, steht die Reduktion der Partikelrohmissionen des Motors aber auch weiterhin im Fokus der Motoren- und der Komponentenentwicklung. Die vorliegende Arbeit soll daher einen Beitrag zum Verständnis der beim Ottomotor auftretenden Partikelquellen leisten und Einflüsse auf die Partikelrohmissionen eines Motors sowie Maßnahmen zur Reduktion dieser Emissionen aufzeigen.

## 2. Hintergründe und Ziele der Arbeit

In diesem Kapitel sollen die Hintergründe und Grundlagen für diese Arbeit vorgestellt werden. Dazu wird zunächst allgemein auf motorische Partikelemissionen eingegangen und anschließend werden die maßgeblichen Partikelquellen beim direkteinspritzenden Ottomotor aufgezeigt. Da diese Partikelquellen zum Großteil direkt von der Kraftstoffeinspritzung abhängen, werden darauf folgend notwendige Grundlagen zur Einspritzung und Gemischbildung erläutert. Zum Abschluss des Kapitels werden aus den vorgestellten Hintergründen die Ziele dieser Arbeit abgeleitet.

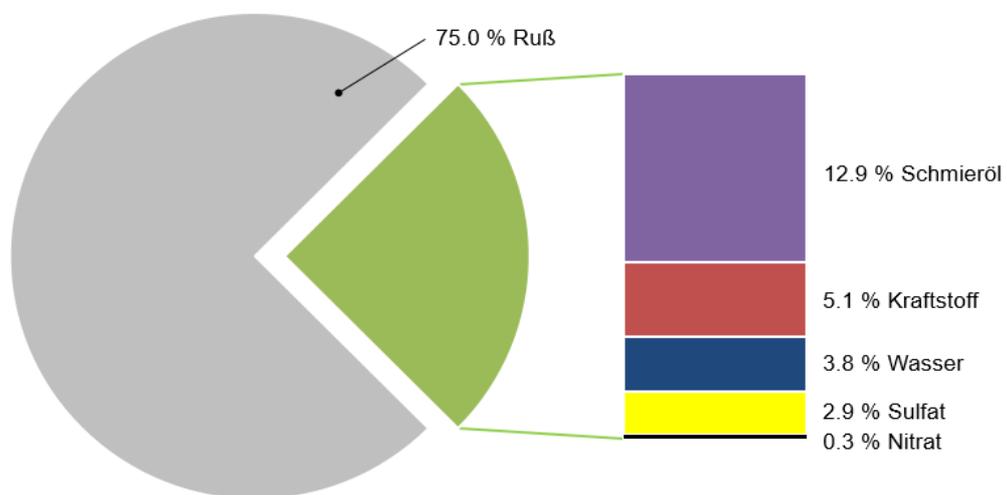
### 2.1. Partikelemissionen

Neben der durch gasförmige Schadstoffemissionen verursachten Belastung von Gesundheit und Umwelt wurde auch die Gefährdung durch Feinstaub bereits früh erkannt. Besonders im städtischen Umfeld gilt neben Industrie, Landwirtschaft und Hausfeuerungsanlagen auch der Straßenverkehr als maßgebliche Emissionsquelle für vom Menschen verursachten Feinstaub, wobei den Partikelemissionen von Verbrennungsmotoren eine bedeutende Rolle zukommt [3, 4]. Um die Gefährdung durch Feinstaub zu reduzieren, werden in der europäischen Union Grenzwerte für die zulässigen Partikelemissionen im Abgas von Fahrzeugen vorgegeben. So wurde bereits mit Einführung der Euro1-Norm im Jahr 1992 ein Grenzwert von 140 mg/km für die emittierte Partikelmasse von Pkw mit Dieselmotoren festgelegt. Für Pkw mit Ottomotoren und Benzindirekteinspritzung erfolgte die Limitierung der Partikelmasse erst sehr viel später ab Einsetzen der Euro-5-Norm, vgl. Tabelle 2-1.

Norm	Datum (Typgenehmigung Fahrzeugtyp / Fahrzeug)	Partikelmasse (PM) [mg/km]	Partikelanzahl (PN) [#/km]
Euro 5a	1. Sep. 2009 / 1. Jan. 2011	5	-
Euro 6b	1. Sep. 2014 / 1. Sep. 2015	4,5	$6 \cdot 10^{12}$
Euro 6c	1. Sep. 2017 / 1. Sep. 2018	4,5	$6 \cdot 10^{11}$

**Tabelle 2-1:** Grenzwerte für Partikelemissionen von Ottomotoren mit Direkteinspritzung (Daten aus [5])

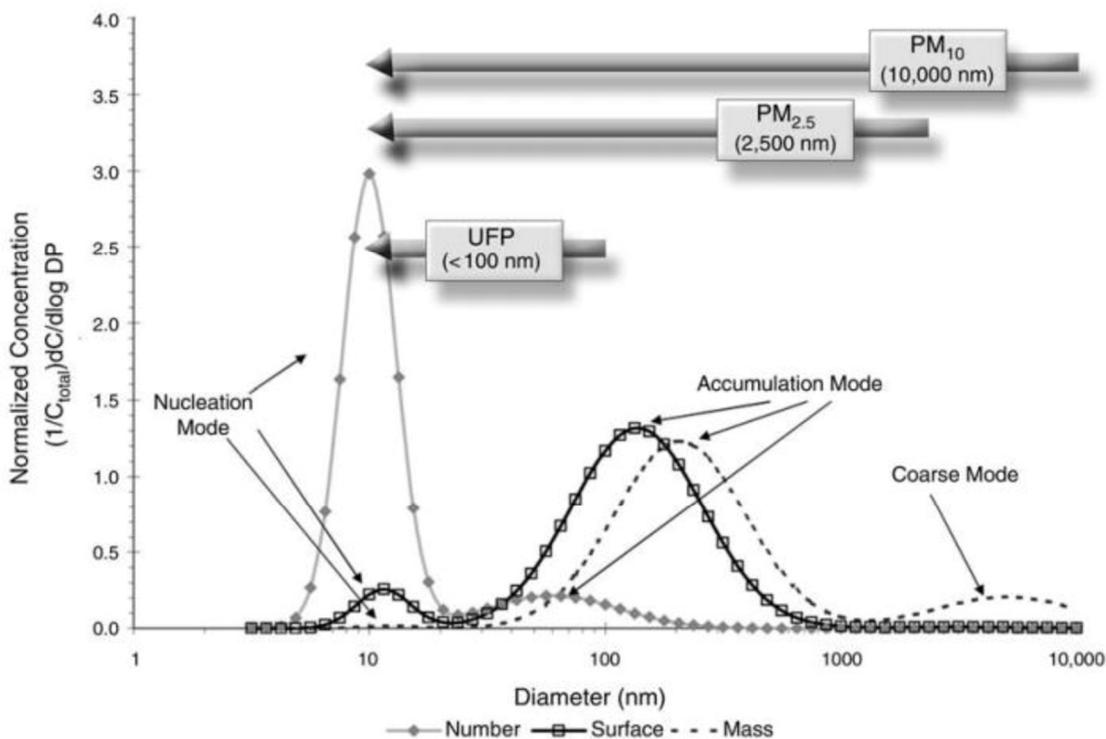
Nach der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates werden dabei als partikelförmige Schadstoffe jene „Abgasbestandteile, die bei einer Temperatur von höchstens 325 K (52 °C) mit den in dem Verfahren zur Ermittlung der durchschnittlichen Auspuffemissionen beschriebenen Filtern aus dem verdünnten Abgas abgeschieden werden“ [6], bezeichnet. Demnach ist die stoffliche Zusammensetzung bei der Ermittlung der Partikelmasse nicht relevant. Untersuchungen zeigen, dass die Partikelemissionen eines Verbrennungsmotors im Allgemeinen aus organischen und anorganischen Komponenten bestehen können [7]. Beispielhaft zeigt Abbildung 2.1 die Partikelzusammensetzung eines Dieselmotors, wobei Partikel aus Benzinmotoren im Allgemeinen eine ähnliche Zusammensetzung aufweisen [8].



**Abbildung 2.1:** Beispiel zur Zusammensetzung der Partikelemissionen (Dieselmotor, Daten aus [9])

Als Hauptbestandteil der Partikel kann Ruß, der hier als eine Aneinanderkettung von kohlenstoffhaltigen Verbindungen und nicht ausschließlich als reiner Kohlenstoff verstanden wird, identifiziert werden. An diesem können sich unter anderem auch unverbrannte oder teilverbrannte Kohlenwasserstoffe und Teile des Schmieröls anlagern [10]. Die genaue Zusammensetzung der Partikel ist dabei jedoch stark von den herrschenden Randbedingungen wie dem verwendeten Brennverfahren, dem Motorbetriebspunkt und dem Kraftstoff abhängig und kann entsprechend stark variieren [2]. Aufgrund ihrer Zusammensetzung werden die Partikelemissionen als gesundheitsschädlich angesehen und die Internationale Agentur für Krebsforschung (IARC) der Weltgesundheitsorganisation (WHO) stuft die Abgase von Dieselmotoren als krebserregend und die Abgase von Benzinmotoren als möglicherweise krebserregend ein [11].

Neben der Zusammensetzung der Partikel hat auch deren Größe einen maßgeblichen Einfluss auf deren Gefährdungspotential für den Menschen. Während größere Partikel durch körpereigene Abwehrmechanismen bekämpft werden können, können insbesondere ultrafeine Partikel mit einer Größe von unter 100 nm bis zu den Lungenbläschen und in den Blutkreislauf vordringen [12]. Daher spielen neben der von Verbrennungsmotoren emittierten Partikelmasse auch die emittierte Partikelanzahl und deren Größenverteilung eine entscheidende Rolle. Betrachtet man die in Abbildung 2.2 dargestellte exemplarische Partikelgrößenverteilung wird ersichtlich, dass insbesondere die größeren Partikel im Bereich von etwa 100 bis 400 nm zur Partikelmasse beitragen, während die ultrafeinen Partikel (UFP) kaum Einfluss haben.

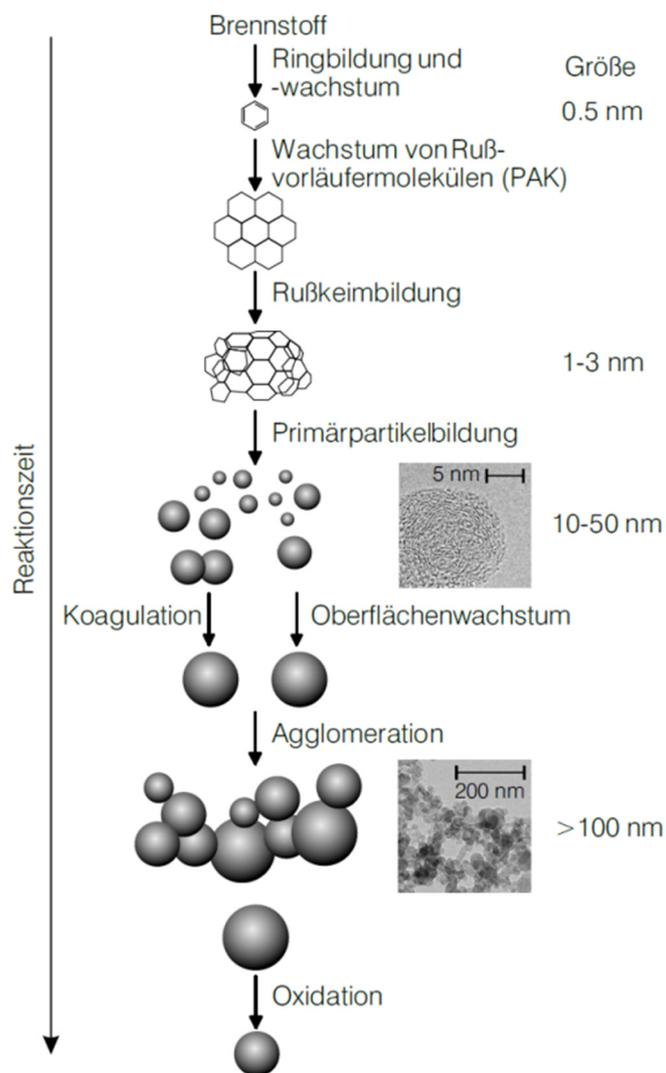


**Abbildung 2.2:** Exemplarische Größenverteilung der Partikelemissionen [13]

Für die emittierte Partikelanzahl verhält es sich jedoch genau gegenteilig. Hier zeigen die kleineren Partikel den größten Anteil. Aufgrund der bereits erwähnten Gefährdung, die von ultrafeinen Partikeln ausgeht, hat der Gesetzgeber reagiert und neben dem Grenzwert für die Partikelmasse auch einen Grenzwert für die zulässige Partikelanzahl eingeführt. Für Benzinmotoren mit Direkteinspritzung wird dieser mit Inkrafttreten der Abgasnorm Euro 6c auf  $6 \cdot 10^{11}$  Partikel pro km festgelegt, vgl. Tabelle 2-1 (weitere Informationen zum Messverfahren für die Partikelanzahlemissionen im Abschnitt 3.1.3).

### 2.1.1. Rußbildung

Wie im vorigen Abschnitt gezeigt, bestehen die mit dem Abgas emittierten Partikel zu einem Großteil aus Ruß, also kohlenstoffhaltigen Verbindungen, der während der Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemisches im Zylinder gebildet wird. Obwohl die chemischen und physikalischen Entstehungsprozesse während der Rußbildung noch nicht vollständig verstanden sind [2], kann der grundlegende Ablauf mit verschiedenen Phasen nach dem in Abbildung 2.3 dargestellten Schema erläutert werden. Die nachfolgenden Ausführungen orientieren sich dabei an [2] und [14].



**Abbildung 2.3:** Schematischer Ablauf der Rußbildung (Abbildung aus [15] nach [16] und [14])

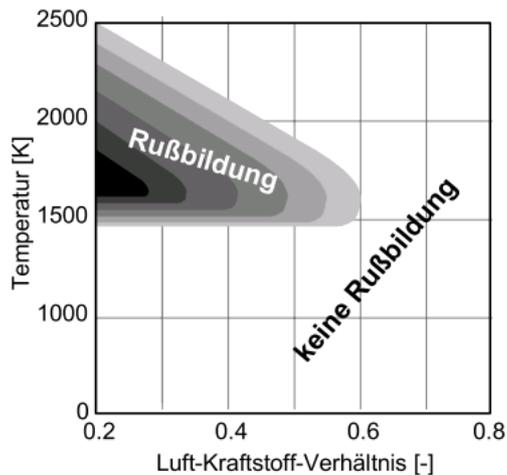
Im ersten Schritt werden die Brennstoffmoleküle zu kleineren Kohlenwasserstoffen und auch Radikalverbindungen reduziert. Aus diesen können sich über verschiedene Reaktionswege, zum Beispiel nach der Acetylen-Hypothese von Wang und Frenklach [17] oder der Ionen-Hypothese nach Miller und Melius [18], erste aromatische Ringverbindungen und insbesondere Benzolringe bilden. Durch Abspaltung von Wasserstoffatomen und Anlagerung von Acetylenmolekülen nach dem sogenannten HACA-Mechanismus oder auch durch direkten Zusammenschluss von Benzolringen entstehen daraus polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffverbindungen (PAK), die als Ruß-Vorläufermoleküle angesehen werden [17].

Diese PAK-Moleküle können nun anwachsen und sich durch Kollisionen verbinden, so dass dreidimensionale Strukturen in der Größenordnung von 1 bis 3 nm gebildet werden. Dieser Bereich der Rußpartikelentstehung wird auch als Nukleation bezeichnet. An den so gebildeten Rußkernen können sich nun weitere Moleküle aus der Gasphase oder auch PAK-Moleküle anlagern, so dass Primärpartikel mit einer Größe von etwa 10 bis 50 nm entstehen, die sich im Anschluss durch Koagulation und Oberflächenwachstum weiter vergrößern können. Im letzten Schritt der Rußbildung können sich die entstandenen Primärpartikel zu Agglomeraten zusammenschließen und es bilden sich verzweigte, kettenförmige Gebilde aus.

Für die Menge der tatsächlich im Abgas von Verbrennungsmotoren emittierten Partikel spielt neben der Rußbildung auch die Oxidation der entstandenen Rußpartikel eine Rolle. So können vor allem Sauerstoff und das Hydroxyl-Radikal (OH-Radikal) als Oxidatoren wirken, wobei die Oxidation bei höheren Temperaturen beschleunigt wird [19]. Bei Dieselmotoren können durch den bei überstöchiometrischem Betrieb vorhandenen Überschuss an Luft beziehungsweise Sauerstoff bis zu 99 % des gebildeten Rußes wieder oxidiert werden, während die Oxidation der Rußpartikel bei Benzinmotoren durch das stöchiometrische Brennverfahren deutlich geringer ausfällt [2].

In der motorischen Verbrennung haben die im Brennraum vorherrschenden Randbedingungen einen großen Einfluss auf den Ablauf der Rußbildung. So zeigen sich Abhängigkeiten von der vorliegenden Temperatur und dem Luft-Kraftstoff-Verhältnis, die anhand von Grundlagenexperimenten ermittelt wurden und die in Abbildung 2.4 dargestellt sind. Demnach wird eine Rußbildung erst ab einem stark unterstöchiometrischen Luft-Kraftstoff-Verhältnis von kleiner 0.6 erwartet und die Rußbildung tritt bei fetterem Gemisch verstärkt auf. Zudem wird eine Mindesttemperatur von etwa 1500 K benötigt, wobei bei Temperaturen zwischen 1600 und 1700 K ein Maximum der Rußbildung er-

reicht wird [20, 21]. Auch der vorliegende Druck kann einen Einfluss auf die Rußbildung ausüben. So fördert ein höherer Druck prinzipiell die Rußbildung [22, 23].

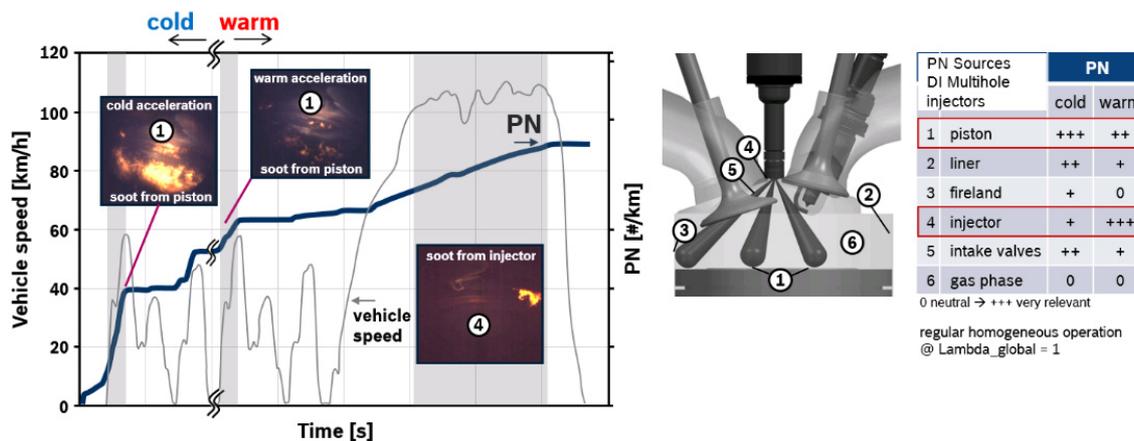


**Abbildung 2.4:** Einfluss von Temperatur und Luft-Kraftstoff-Verhältnis auf die Rußbildung [21])

## 2.2. Partikelquellen beim Ottomotor

Nach den Ausführungen im vorigen Abschnitt können bei einem mit ideal homogenem, stöchiometrischem Gemisch betriebenen Ottomotor keine Rußpartikelemissionen, die aus der Verbrennung des Kraftstoffs resultieren, erwartet werden, da die notwendigen Bedingungen für die Rußbildung hinsichtlich des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses nicht erfüllt werden. Dies spiegelt sich auch in den relativ geringen Partikelemissionen von Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung wieder, die durch die äußere Gemischbildung und die lange Gemischbildungszeit in vielen Betriebsbereichen eine sehr gute Homogenisierung aufweisen. Im Vergleich dazu kommt es bei Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung oftmals zu deutlich erhöhten Partikelemissionen [24, 25].

Durch die innere Gemischbildung bei der Direkteinspritzung ist die Wahrscheinlichkeit von Bereichen mit unterstöchiometrischem Gemisch erhöht, die durch unzureichende Vermischung mit Frischluft oder durch verbleibende Tropfen entstehen können. Zudem kann sich vermehrt Kraftstoff an Bauteilen oder an den Brennraumwänden anlagern, der dann wiederum während des Verdampfens zu unterstöchiometrischen Bereichen im Brennraum führen oder gleich in einer Diffusionsflamme verbrennen kann. Insgesamt ergeben sich durch die Direkteinspritzung verschiedene Quellen, an denen Partikel entstehen können. Eine zusammenfassende Darstellung dieser Partikelquellen und deren Einfluss auf die Partikelanzahlemissionen gibt Abbildung 2.5.



**Abbildung 2.5:** Typische Partikelquellen beim Ottomotor mit Direkteinspritzung [26]

Diese grundsätzlichen Partikelquellen werden auch in weiteren Publikationen genannt [27–31]. Es sei jedoch bereits an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass das Auftreten der gezeigten Quellen und deren Einfluss sehr stark vom zugrundeliegenden Motor-konzept, dem Einspritzkonzept und der Motorapplikation abhängen können und allge-meingültige Aussagen daher nur schwer getroffen werden können. Die Einflüsse müs-sen stets unter Beachtung der jeweils vorliegenden Randbedingungen bewertet wer-den. Zudem kann es zu Wechselwirkungen oder Zielkonflikten zwischen den verschie-denen Partikelquellen kommen und Optimierungsmaßnahmen einer Partikelquelle können negative Auswirkungen auf andere Partikelquellen haben. Daher werden die gezeigten Partikelquellen im Folgenden nur kurz erläutert und weitere Erläuterungen und Literaturreferenzen werden an geeigneten Stellen in den Diskussionen im Ergeb-nisteil eingebracht.

### 2.2.1. Kolben

Der Kolben besitzt aufgrund seiner großen Fläche und seiner geometrischen Lage in der hauptsächlichlichen Ausbreitungsrichtung des Kraftstoffsprays ein großes Risiko, dass er während der Einspritzung mit Kraftstoff benetzt wird. Wenn dieser angelagerte Kraftstoff nicht vollständig verdampft, kann er im Arbeitstakt unter Sauerstoffmangel mit einer Diffusionsflamme verbrennen. Dies wird in der Literatur oft auch als *pool fire* bezeichnet.

Die Menge an angelagertem Kraftstoff kann dabei von vielen Parametern abhängen. So zeigen sich zum Beispiel Einflüsse vom Einspritzdruck, vom Auftreffwinkel des Kraftstoffstrahls auf den Kolben und vom Abstand zwischen dem Kolben und dem In-

jektor [32]. Wieviel Kraftstoff sich letztlich am Kolben anlagern kann, hängt dabei auch vom Zustand der Kolbenoberfläche ab. So kann sich auf dem Kolben im realen Motorbetrieb eine Verkokungsschicht aufbauen, an der der Kraftstoff besser haften bleibt als auf der blanken metallenen Oberfläche eines sauberen Kolbens. Da sich die Beschaffenheit dieser Schicht im Betrieb des Motors jedoch laufend ändern kann, ist eine Abschätzung des Einflusses auf die Partikelemissionen nicht möglich. Neben der verstärkten Anlagerung kann die Schicht zusätzlich auch das spätere Abdampfen des Kraftstoffs verzögern.

Für das Abdampfen ist weiterhin die Kolbentemperatur entscheidend. Dies zeigt sich vor allem im Kaltstart und bei Lastwechseln. Beim Kaltstart und im Katalysatorheizbetrieb kann angelagerter Kraftstoff aufgrund der geringen Temperatur des Kolbens kaum verdampfen. Bei Lastwechseln hin zu höherer Last kann es durch den erhöhten Kraftstoffmasseneintrag ebenfalls zu einer verstärkten Anlagerung kommen, wobei die Verdampfungsrate aufgrund der vergleichsweise lang dauernden Kolbenerwärmung nur langsam ansteigt. Daher können sich diese Betriebsbereiche im Fahrzyklus als kritisch für die Partikelemissionen herausstellen, was auch aus den steilen Gradienten der Partikelemissionen in diesen Betriebsbereichen in dem in Abbildung 2.5 gezeigten Ausschnitt eines Fahrzyklus ersichtlich wird [29, 33].

### **2.2.2. Laufbuchse**

Auch auf der brennraumseitigen Oberfläche der Laufbuchse kann sich während der Gemischbildung flüssiger Kraftstoff anlagern. Dabei können ähnliche Einflüsse wie bei der Kolbenbenetzung auftreten, wobei der Kolben eine Benetzung der Laufbuchse verringern oder vermeiden kann, da er abhängig von seiner Position einen Teil der Laufbuchse abschirmen kann [28]. Zusätzlich kann durch die Interaktion von Einspritzstrahl und Laufbuchse auch etwas Öl, das zur Schmierung zwischen der Laufbuchse und den Kolbenringen benötigt wird, ausgelöst werden, was zu einer erhöhten Partikelbildung führen kann. Auch bei der Laufbuchse zeigt sich eine Abhängigkeit der Temperatur, so dass deren Einfluss als Partikelquelle bei warmem Motor durch bessere Bedingungen für das Abdampfen des angelagerten Kraftstoffs abnimmt.

### **2.2.3. Feuersteg**

Im Volumen des Feuerstegs kann sich einerseits direkt während der Einspritzung Kraftstoff ansammeln und andererseits kann der oberste Kolbenring bei der Bewegung

des Kolbens in den oberen Totpunkt auch Kraftstoff, der sich bei der Einspritzung auf der Oberfläche der Laufbuchse angelagert hat, von der Buchse mitreißen. Durch die Akkumulation des Kraftstoffs und durch die geschützte Lage des Feuerstegvolumens, das von der Ladungsbewegung kaum erfasst wird, kann insgesamt die Verdampfung des angesammelten Kraftstoffs erschwert werden.

### **2.2.4. Injektor**

Neben den vom Injektor induzierten Partikelemissionen durch die Kraftstoffbenetzung von Brennraumwänden, kann auch der Injektor selbst als Partikelquelle auftreten. Während der Einspritzung kann sich Kraftstoff auf der Oberfläche der Injektorspitze um die Spritzlöcher anlagern, der dann wiederum spät im Arbeitstakt unter Sauerstoffmangel verbrennt [34, 35]. Die angelagerte Kraftstoffmenge und damit die Höhe der Partikelemissionen hängt dabei maßgeblich vom Zustand der Oberfläche der Injektorspitze ab, auf der sich beim Motorbetrieb einer Verkokungsschicht aufbauen kann [36]. Als weitere Einflüsse seien an dieser Stelle allgemein Parameter des Injektordesigns und die während der Einspritzung vorliegenden thermodynamischen Randbedingungen genannt [37, 38]. Bei betriebswarmem Motor und guter Applikation kann die Injektorspitze als dominante Partikelquelle auftreten, woraus sich der in Abbildung 2.5 gezeigte große Einfluss auf die Partikelemissionen ergibt. Ausführlichere Diskussionen zum Vorgang der Kraftstoffanlagerung, zum Einfluss der Verkokungsschicht und zu weiteren Einflüssen folgen im Ergebnisteil dieser Arbeit.

### **2.2.5. Einlassventile**

Die geöffneten Einlassventile können bei einer saugsynchronen Einspritzung von den Kraftstoffstrahlen getroffen werden. Daher können sie als direkte oder als indirekte Partikelquelle wirken. Einerseits kann sich flüssiger Kraftstoff direkt am Ventilteller ablagern, der durch die Luftströmung mitgerissen und bei warmen Motor durch Verdampfung teilweise wieder reduziert werden kann. Andererseits ergibt sich durch die Ablenkung der Kraftstoffstrahlen die Gefahr einer Bauteilbenetzung der Brennraumwände oder es können großen Tropfen entstehen, die zu Inhomogenitäten im Gemisch führen können [39]. Das Ausmaß der Partikelentstehung aufgrund einer Spray-Einlassventil-Interaktion hängt dabei stark von Faktoren wie der geometrischen Sprayauslegung, dem Einspritzzeitpunkt bzw. den Steuerzeiten oder auch der Geschwindigkeit der einströmenden Luft ab [28, 30]. Eine höhere Temperatur der Ventile unterstützt wiederum das schnellere Abdampfen von angelagertem Kraftstoff.

### **2.2.6. Gemisch**

Partikelemissionen, die direkt aus dem Luft-Kraftstoff-Gemisch resultieren, können bei starken lokalen Inhomogenitäten auftreten. Diese ergeben sich zum Beispiel aus den zuvor beschriebenen Wandfilmen oder auch durch die Einspritzung, wenn eine mangelhafte Zerstäubung vorliegt oder vor der Entflammung keine ausreichend lange Zeit für die Verdampfung bereitsteht. Auch bei einem global sehr fetten Gemisch, wie es teilweise bei sehr hohen Lasten zum Bauteilschutz verwendet wird, können vermehrt Partikel entstehen. Bei ausreichender Gemischbildungszeit, einer guten Zerstäubung des Kraftstoffs und hoher Ladungsbewegung kommt dem Gemisch bei einem stöchiometrisch homogenen Brennverfahren jedoch eher eine untergeordnete Rolle hinsichtlich der Partikelemissionen zu.

### **2.2.7. Zusammenfassung der Partikelquellen**

Aus den vorigen Ausführungen wird ersichtlich, dass bei direkteinspritzenden Ottomotoren Anlagerungen von flüssigem Kraftstoff an Brennraumwänden und Bauteilen die Hauptursache für Partikelemissionen im Abgas sind. Daher muss im Betrieb sichergestellt werden, dass Wandbenetzungen durch Kraftstoff minimiert oder gänzlich verhindert werden. Durch detaillierte Analysen des Einspritzvorgangs, der Gemischbildung, der Anlagerungsprozesse und der Anlagerungsorte können hier Stellgrößen und Optimierungspotentiale hinsichtlich der Einspritzkomponenten und der Applikationsstrategie abgeleitet werden.

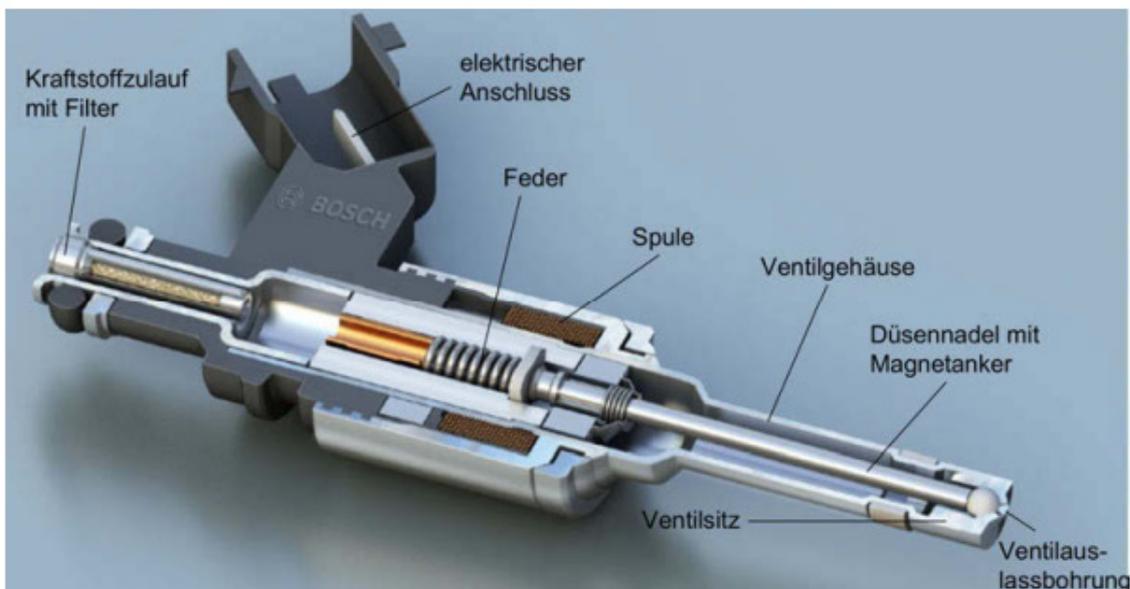
Auf langfristige Sicht ist auch der Einsatz neuer oder modifizierter Kraftstoffe zur Reduktion der Partikelemissionen denkbar. Dieser kann durch seine Zusammensetzung und seine Eigenschaften die verschiedenen Partikelquellen beeinflussen. Durch einen geringen Dampfdruck und damit eine hohe Verdampfungsneigung können Wandfilme noch vor der Verbrennung verdampft und dem Gemisch zur Homogenisierung zugeführt werden. Ein höherer Sauerstoffanteil im Kraftstoff kann zudem die Gemischbildung und die Oxidation der Kohlenwasserstoffe fördern. Beispielsweise zeigen ein verringertes Anteil an hochsiedenden Aromaten [40, 41] oder die Verwendung regenerativer oder synthetischer Ersatzkraftstoffe [42, 43] ein Potential zur Reduktion der ottomotorischen Partikelemissionen. Der Vollständigkeit halber sei noch erwähnt, dass auch von der Einspritzung bzw. vom Kraftstoff unabhängige Partikelquellen existieren können, die zum Beispiel aus eingetragener Motoröl aus dem Kurbelgehäuse oder aus dem Gleitlager des Turboladers oder aus metallischem Abrieb resultieren [44, 45].

## 2.3. Einspritzung und Gemischaufbereitung

Aufgrund der direkten Verknüpfung der Partikelemissionen von Ottomotoren mit Direkteinspritzung mit der Einbringung des Kraftstoffs in den Brennraum werden im Folgenden die Grundlagen der ottomotorischen Gemischaufbereitung kurz erläutert. Die Gemischaufbereitung wird dabei durch den Injektor, die Injektor- und Düseninnenströmung, die Kraftstoffzerstäubung, die Kraftstoffverdampfung und die Interaktion vom Kraftstoffspray mit der Ladungsbewegung geprägt. Zudem kann das Phänomen des sogenannten Flash Boilings auftreten, das einen großen Einfluss auf die Düseninnenströmung und die Kraftstoffzerstäubung haben kann.

### 2.3.1. Injektor

Der Injektor ist für die exakte Dosierung der benötigten Kraftstoffmenge und für die feine Zerstäubung des eingespritzten Kraftstoffs verantwortlich. Dazu werden in modernen Ottomotoren mit Direkteinspritzung meist Mehrlochinjektoren mit elektromagnetischem Aktuator eingesetzt, die auch in dieser Arbeit verwendet werden. Deren grundlegender Aufbau ist in Abbildung 2.6 dargestellt. Neben den Mehrlochinjektoren werden im Allgemeinen auch Injektoren mit einer Dralldüse oder einer nach außen öffnenden Düse (A-Düse) und Injektoren mit einem piezoelektrischen Aktuator verwendet [46].



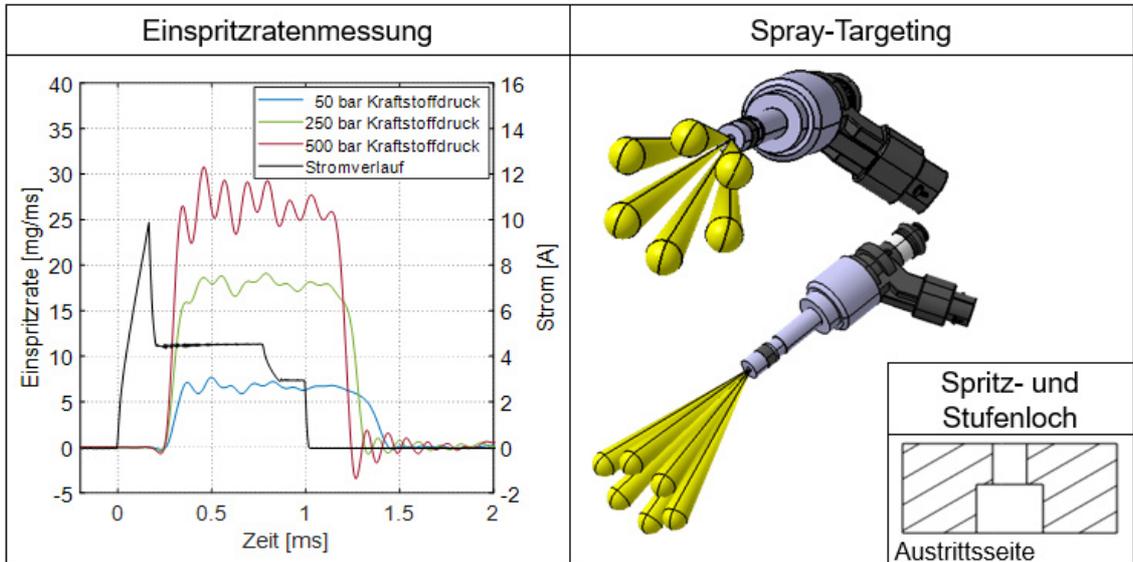
**Abbildung 2.6:** Schnittansicht eines Mehrlochinjektors [46]

Im Inneren des Injektors befindet sich eine Spule, die durch Anlegen einer Spannung und Regelung des Stromflusses ein Magnetfeld aufbaut. Dieses Magnetfeld übt eine Kraft auf die Düsennadel mit dem Magnetanker aus und in der Folge wird die Düsennadel aus dem Nadelsitz gehoben. Dadurch wird ein Querschnitt freigegeben und Kraftstoff kann aus dem Kraftstoffrail durch den Injektor und die Spritzlöcher in den Brennraum strömen. Um die Einspritzung zu beenden, wird die angelegte Spannung unterbrochen, das Magnetfeld baut sich ab und die Feder drückt die Düsennadel wieder in ihren Nadelsitz.

Das während einer Einspritzung auftretende hydraulische Verhalten eines Injektors kann mit einem Einspritzverlaufsindikator, aus dessen Messsignal der zeitliche Massenstrom durch den Injektor berechnet werden kann, bestimmt werden [47, 48]. In Abbildung 2.7 sind beispielhaft die gemessenen Einspritzverläufe für drei verschiedene Kraftstoffdrücke dargestellt. Darin zeigt sich, dass der Kraftstoffmassenstrom zeitlich etwas verzögert zum aufgeprägten Stromverlauf ansteigt, da das Magnetfeld der Spule erst aufgebaut und die Nadel gegen die Federkraft, gegen die aus dem Kraftstoffdruck angreifenden Kräfte und gegen ihre Trägheit beschleunigt werden muss. Diese Zeitdifferenz wird häufig als der hydraulische Verzug eines Injektors bezeichnet, wobei dessen zeitliche Dauer etwas vom aufgebrauchten Stromverlauf und dem herrschenden Kraftstoffdruck abhängen kann. Um den hydraulischen Verzug zu verkürzen und die Abhängigkeit vom Kraftstoffdruck zu reduzieren, wird in modernen Injektoren ein Leerhub des Ankers eingesetzt [49]. Dabei wird der Anker durch das Magnetfeld zunächst ohne die Düsennadel beschleunigt und dieser trifft nach dem Leerhub mit einem hohen Impuls auf einen Anschlag an der Düsennadel, um diese ebenfalls zu bewegen, wodurch ein schnelleres Öffnen dieser erreicht werden kann. Bei den in dieser Arbeit verwendeten Injektoren beträgt der hydraulische Verzug daher etwa  $250 \mu\text{s}$ , was bei einer Drehzahl von 2000 U/min etwa drei Grad Kurbelwinkel entspricht.

Während des Öffnens der Düsennadel wird im Nadelsitz ein kontinuierlich größer werdender Querschnitt freigegeben und der Kraftstoffmassenstrom steigt bis zum Erreichen eines annähernd konstanten Wertes stetig an. Der maximale Kraftstoffmassenstrom wird dabei vor allem durch den Kraftstoffdruck und die Querschnittsfläche der Spritzlöcher festgelegt, aber auch das Auftreten von Kavitation kann einen Einfluss haben (vgl. auch Abschnitt 2.3.2). Am Ende der Einspritzung ergibt sich wiederum eine zum Stromverlauf verzögerte Bewegung der Düsennadel und damit ein verzögertes Abfallen des Kraftstoffmassenstroms, da sich das Magnetfeld der Spule vergleichsweise langsam abbaut. Zudem ist auch hier ein Einfluss des Kraftstoffdrucks und der

dadurch an der Düsennadel angreifenden Kräfte sichtbar, die zu einem beschleunigten Schließen des Injektors mit höherem Kraftstoffdruck führen.



**Abbildung 2.7:** Beispiele der Einspritzrate und des Spray-Targetings

Neben dem hydraulischen Verhalten wird ein Mehrlochinjektor auch durch die Ausrichtung der einzelnen Kraftstoffstrahlen, das sogenannte Spray-Targeting, charakterisiert, vgl. Abbildung 2.7. Bei Mehrlochinjektoren ergeben sich sehr viele Freiheiten in der Gestaltung, da die Anzahl der Spritzlöcher, deren jeweilige räumliche Ausrichtung und auch die individuellen Durchmesser der Spritzlöcher variiert werden können. Als Auslegungskriterien können dabei allgemein eine gute Verteilung des Kraftstoffs im Brennraum mit guter Luftausnutzung, das Vermeiden einer Wandbenetzung oder die gezielte Interaktion von Kraftstoffspray und Luftbewegung im Brennraum herangezogen werden, die anhand von Simulationen und Messungen am Motor bewertet werden können. Die Düsenbohrungen werden bei aktuellen Injektoren meist zweistufig mit dem eigentlichen Spritzloch und einem etwas größeren konzentrisch angeordneten Stufenloch ausgeführt, vgl. Abbildung 2.7. Dies reduziert eine mögliche ablagerungsbedingte Durchflussreduktion beim Betrieb mit Schlechtkraftstoff [50] und verringert zudem bei gleicher Materialstärke der Düsenspitze das Längen-Durchmesser-Verhältnis des Spritzlochs, wodurch sich der Strahlaufbruch verbessern kann [51].

### 2.3.2. Injektor- und Düseninnenströmung

Während einer Einspritzung strömt der Kraftstoff vom Rail durch den Injektor in den Brennraum. Dabei befindet sich vor dem Nadelsitz ein größeres Volumen, so dass hier

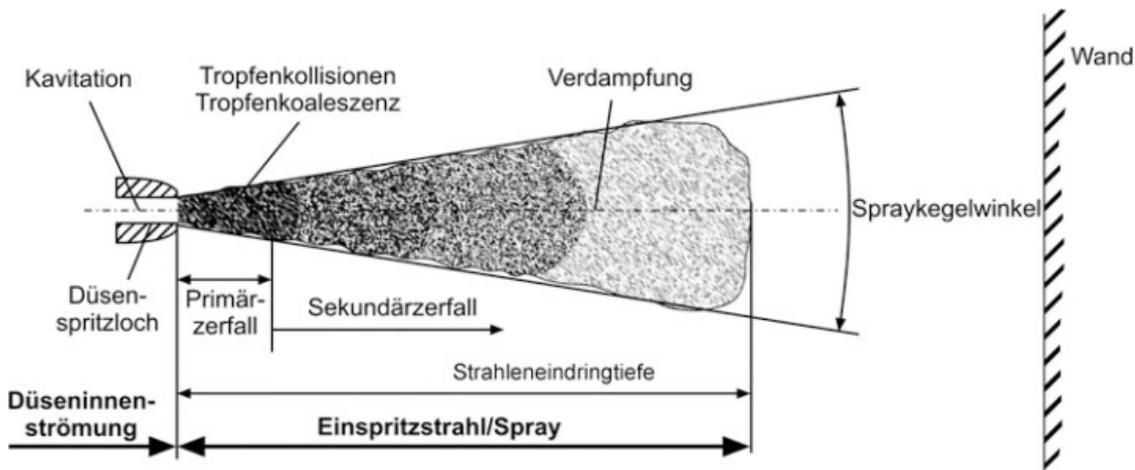
nur vergleichsweise geringe Strömungsgeschwindigkeiten auftreten. Im Nadelsitz, im Sackloch und in den Spritzlöchern wird die Strömung dann beschleunigt und es kann sich ein hochturbulentes Strömungsfeld ausbilden. Dabei kann, wie vor allem von Dieselinjektoren bekannt, auch Kavitation auftreten. Bei der Kavitation wird durch eine lokale Absenkung des statischen Drucks, die sich durch eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit ergibt, der Dampfdruck des Kraftstoffs unterschritten und es kommt zu einem Phasenübergang von flüssig zu gasförmig. Zwar fallen die Strömungsgeschwindigkeiten bei Benzininjektoren aufgrund des geringeren Kraftstoffdrucks meist niedriger als bei Dieselinjektoren aus, dafür weist Benzin einen erheblich höheren Dampfdruck als Diesel auf. Beispielsweise ist dieser bei einer Kraftstofftemperatur von 38 °C um etwa den Faktor 400 höher (als Richtwert zu verstehen, aus Literaturangaben berechnet mit Diesel 1,5 mbar [52] und Benzin 603 mbar [53]).

Die Analyse der Injektor- und Düseninnenströmung rückt auch bei Benzininjektoren verstärkt in den Fokus der Forschung und es werden vermehrt Untersuchungen anhand von Simulationen, optischen Messungen an transparenten Düsen oder auch Messungen mit Röntgenstrahlung durchgeführt. Für einen geringen Nadelhub beim Öffnen und Schließen des Injektors kann Kavitation aufgrund der starken Drosselung vor allem im Bereich des Nadelsitzes entstehen, wobei die gebildeten Dampfblasen die Spritzlöcher erreichen oder auch bereits vorher wieder kollabieren können [54–56]. Bei voll geöffneter Düsennadel bilden sich Kavitationsgebiete durch die starke Umlenkung und Beschleunigung der Strömung eher an den Einlaufkanten der Spritzlöcher aus und diese können abhängig von den herrschenden Randbedingungen als Kavitationsfilm an der Spritzlochwand bis zum Spritzlochaustritt bestehen bleiben [53, 54, 56–60]. Aber auch durch Wirbelbildung innerhalb der Strömung und im Sackloch kann es zu Kavitation kommen, bei der der Druck im Zentrum des Wirbels abfällt und sich fadenförmige Strukturen ergeben können [54–56].

Das Auftreten und das Ausmaß der Kavitation kann dabei von vielen Faktoren abhängen. So führt eine höhere Kraftstofftemperatur zu einer stärkeren Kavitation, da der Dampfdruck des Kraftstoffs mit der Temperatur steigt [60, 61]. Auch die chemische Zusammensetzung des Kraftstoffs kann sich aufgrund ihres Einflusses auf den Dampfdruck auf das Auftreten von Kavitation auswirken [57]. Ebenso spielen die interne Geometrie des Injektors und eventuell auftretende Fehler in den Oberflächen eine Rolle, da scharfe Kanten die Entstehung von Kavitation fördern können [62, 63]. Schlussendlich hat auch die Geometrie der Spritzlöcher einen Einfluss auf das Fortbestehen und das Ausmaß der Kavitation in den Spritzlöchern [38, 64, 65].

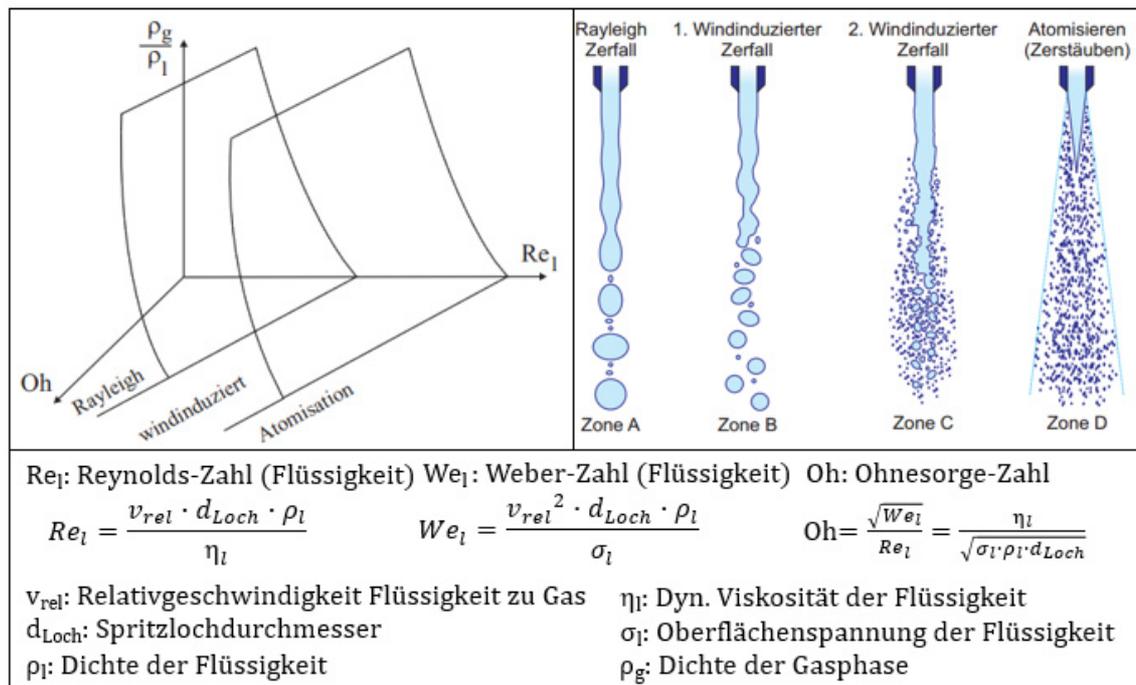
### 2.3.3. Kraftstoffzerstäubung und Gemischbildung

Nach der Düseninnenströmung folgt der Zerfall des Kraftstoffstrahls im Brennraum. Der gesamte Strahlzerfall wird dabei in der Regel, wie in Abbildung 2.8 dargestellt, in den primären und den sekundären Strahlzerfall aufgeteilt [66].



**Abbildung 2.8:** Schematische Darstellung eines Einspritzstrahls (aus [46] nach [67])

Der Primärzerfall beschreibt den ersten Zerfall des Kraftstoffstrahls in Tropfen und Ligamente. Dieser tritt kurz nach dem Austritt aus dem Spritzloch oder auch bereits im Spritzloch auf, wobei eine kavitierende Düseninnenströmung und Turbulenzen in der Strömung den Primärzerfall beschleunigen können [68]. Zur Klassifizierung des Primärzerfalls werden oft dimensionslose Kennzahlen verwendet, die in Abbildung 2.9 gezeigt sind. Darin gibt die Reynolds-Zahl das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften an, wobei eine große Reynolds-Zahl auf eine turbulente Strömung hinweist. Die Weber-Zahl beschreibt das Verhältnis von Trägheits- zur Oberflächenkraft und eine höhere Weber-Zahl zeigt eine verstärkte Zerstäubung an. Aus diesen beiden Kennzahlen wurde von Ohnesorge die nach ihm benannte Kennzahl abgeleitet und damit das sogenannte Ohnesorge-Diagramm erstellt, das eine Klassifizierung des Primärzerfalls anhand der Ohnesorge-Zahl und der Reynolds-Zahl ermöglicht [69]. Dieses Diagramm wurde von Reitz um den Einfluss der Dichte der Gasphase, in die die Flüssigkeit zerstäubt wird, erweitert [70]. In Abbildung 2.9 ist dieses erweiterte Diagramm und eine schematische Darstellung der verschiedenen Zerfallsregime dargestellt.



**Abbildung 2.9:** Erweitertes Ohnesorge-Diagramm (aus [71] nach [70]) und schematische Darstellung der Zerfallsmechanismen (aus [72])

Für die Benzindirekteinspritzung ist vor allem der Bereich der Atomisierung relevant, da sich durch die hohen verwendeten Kraftstoffdrücke auch hohe Strömungsgeschwindigkeiten ergeben [66, 68]. Dabei ergibt sich direkt am Spritzlochaustritt ein kegelförmiges Spray mit Tropfen, die einen deutlich kleineren Durchmesser als das Spritzloch aufweisen, wobei auch ein noch intakter Strahlkern bestehen kann [66]. Allerdings werden beim Öffnen und Schließen der Düsenadel und den dabei geringer ausfallenden Strömungsgeschwindigkeiten auch die anderen Zerfallsregime kurzzeitig durchlaufen. Aus Abbildung 2.9 wird außerdem deutlich, dass eine höhere Dichte der Gasphase, also ein bei gleicher Temperatur höherer Druck im Brennraum während der Einspritzung, zu einem verstärkten Primärzerfall führt.

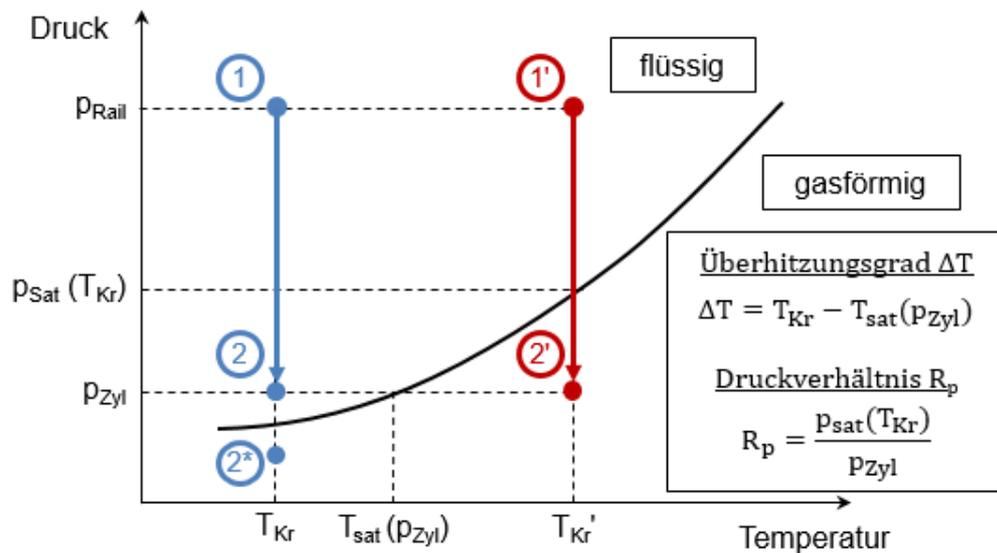
Für die beim Primärzerfall gebildeten Kraftstofftropfen erfolgt beim Sekundärzerfall ein weiterer Aufbruch in kleinere Tropfen, der durch angreifende aerodynamische Kräfte ausgelöst wird. Zur Charakterisierung wird auch hier die Weber-Zahl verwendet, wobei für die Berechnung anstelle des Spritzlochdurchmessers der Tropfendurchmesser und anstelle der Dichte der Flüssigkeit die der Gasphase genutzt wird. In Experimenten sind in Abhängigkeit der Weber-Zahl verschiedene Zerfallsmechanismen erkannt worden, wobei auch hier eine höhere Weber-Zahl wieder einen verstärkten Aufbruch anzeigt (weiterführende Ausführungen zum Beispiel in [66, 73]).

Während und nach dem Strahl- und Tropfenzerfall findet ein Phasenübergang des Kraftstoffs von flüssig zu gasförmig statt. Die dazu benötigte Energie wird dem im Brennraum befindlichen Gemisch entzogen. Daher beschleunigen eine höhere Temperatur des Gemisches und ein kleinerer Tropfendurchmesser, wodurch sich ein höheres Verhältnis der Oberfläche zum Volumen des Tropfens ergibt, den Phasenübergang [68]. Ein höherer Druck wirkt sich gegenteilig aus, da sich die Siedelinie des Kraftstoffs mit höherem Druck auch zu höheren Temperaturen verschiebt [74].

Neben der Einspritzung kann auch die Ladungsbewegung einen Einfluss auf den gesamten Prozess der Gemischbildung ausüben. So kann eine stärkere Strömung durch höhere Relativgeschwindigkeiten den Strahl- und Tropfenzerfall beschleunigen (vgl. Abbildung 2.9) und auch der Wärme- und Stoffaustausch während des Phasenübergangs kann positiv beeinflusst werden [68]. Zusätzlich sorgt die Strömungsbewegung für eine Homogenisierung des Luft-Kraftstoff-Gemisches, wobei auch hohe Kraftstoffkonzentrationen, die bei der Verdampfung von Wandfilmen in der Nähe der Wand entstehen, verweht werden.

### **2.3.4. Phänomen Flash Boiling**

Bei der Einspritzung und Gemischbildung kann bei der ottomotorischen Benzindirekteinspritzung das Phänomen Flash Boiling auftreten. Als Flash Boiling wird allgemein das schlagartige Sieden und Verdampfen, also der schnelle Phasenübergang vom flüssigen in den gasförmigen Aggregatzustand, bezeichnet, wenn eine Flüssigkeit einer Umgebung ausgesetzt wird, deren Druck geringer als der Sättigungsdampfdruck der Flüssigkeit ist. Im Unterschied zur Kavitation, bei der es nur lokal zu einer Druckabsenkung und dadurch zum Phasenübergang kommt, liegt hier der Endzustand der Strömung bei einem Druckniveau unterhalb des Sättigungsdampfdrucks [75]. Im Allgemeinen kann Flash Boiling durch eine Druckabsenkung oder eine Temperaturerhöhung erreicht werden [76]. Bei Sprayanwendungen kann das Phänomen Flash Boiling daher auftreten, da in der Regel eine Flüssigkeit über eine Düse von einem größeren zu einem kleineren Druck entspannt wird. Für die Benzindirekteinspritzung kann dieser Vorgang anhand des in Abbildung 2.10 dargestellten vereinfachten Phasendiagramms erläutert werden.



**Abbildung 2.10:** Ablauf des Flash Boilings im vereinfachten Phasendiagramm

Der Kraftstoff befindet sich vor der Einspritzung unter dem hohen Druck  $p_{\text{Rail}}$  im Kraftstoffrail. Während der Einspritzung erfährt dieser durch den Injektor und dessen Spritzlöcher eine Entspannung bis auf den im Brennraum vorliegenden Zylinderdruck  $p_{\text{Zyl}}$ . Dabei kann die Phasengrenzlinie überschritten bzw. der Sättigungsdampfdruck unterschritten werden, wodurch prinzipiell Flash Boiling auftreten kann. Dies ist maßgeblich von der Temperatur des Kraftstoffs und den herrschenden Druckrandbedingungen abhängig. Betrachtet man in Abbildung 2.10 die als isotherm angenommene Einspritzung vom Zustand 1 in den Zustand 2 kann Flash Boiling ausgeschlossen werden, da der Zustand 2 noch im Bereich der unterkühlten Flüssigkeit liegt. Erhöht man jedoch die Temperatur des Kraftstoffs im Rail (Zustand 1' und 2') oder verringert den Druck im Brennraum (Zustand 2\*) kann während der Einspritzung Flash Boiling auftreten. Aufgrund der Charakteristik der Sättigungsdampfdruckkurve kann es dabei mit zunehmender Temperatur bereits bei höheren Brennraumdrücken zu Flash Boiling kommen.

Aus dem Phasendiagramm lassen sich nach Lamanna et al. [77] zwei hinsichtlich Flash Boiling häufig verwendete Kenngrößen ableiten, deren Definitionen ebenfalls in Abbildung 2.10 dargestellt sind. Als Überhitzungsgrad  $\Delta T$  wird die Differenz der Temperatur des flüssigen Kraftstoffs und der Sättigungstemperatur beim vorliegenden Zylinderdruck bezeichnet. Das Druckverhältnis  $R_p$  beschreibt den Quotient aus dem bei der Temperatur des Kraftstoffs vorliegenden Sättigungsdampfdruck und dem Zylinderdruck. Demnach ergeben sich als notwendige Bedingungen für das Auftreten von Flash Boiling also  $\Delta T > 0$  und  $R_p > 1$ . Dabei ist zu beachten, dass das Phasendiagramm nur für Systeme im thermodynamischen Gleichgewicht gilt. Dies ist bei der Benzindi-

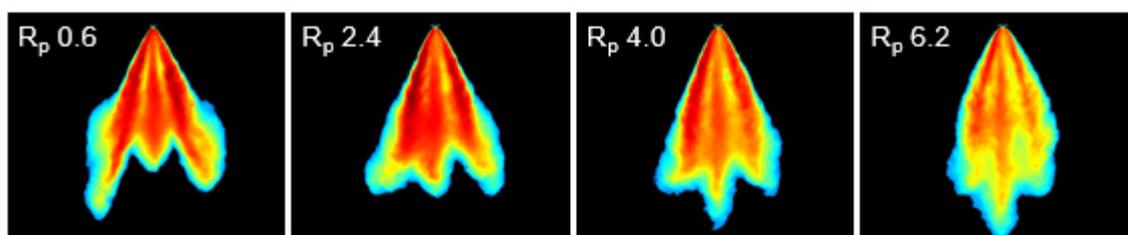
rekteinspritzung aufgrund der hochdynamischen Vorgänge jedoch nicht zwingend gegeben, so dass die Bedingungen zwar als notwendig aber nicht als hinreichend für das Auftreten von Flash Boiling zu erachten sind. Die Kennzahlen beschreiben mehr das Potential als das tatsächliche Auftreten von Flash Boiling bei den vorliegenden Randbedingungen.

Prinzipiell wird beim Flash Boiling der Kraftstoff durch den sehr schnellen Druckabfall während der Einspritzung in einen überhitzten Zustand geführt (im Englischen auch als *superheated injection* bezeichnet). Die dabei entstehende überschüssige innere Energie kann dann durch Phasenübergang mit Nukleation und anschließendem Blasenwachstum abgebaut werden [78]. Für die Nukleation können zwei Mechanismen unterschieden werden. Bei der homogenen Nukleation entstehen erste Dampfblasen an zufälligen Stellen im Inneren der Flüssigkeit, dagegen wirken bei der heterogenen Nukleation bestehende Phasengrenzen in der Flüssigkeit an zum Beispiel kleinen Partikeln oder Luftblasen als Keimstellen [79]. Für die bei der Benzindirekteinspritzung vorliegenden Randbedingungen wird die heterogene Nukleation als entscheidend angesehen, da im Kraftstoff stets Keimstellen vorliegen oder auch die Wandrauheit der Spritzlöcher und durch Kavitation gebildete Dampfblasen als Keimstellen dienen können [57, 75, 76, 80, 81]. Durch das mögliche gleichzeitige Auftreten von Kavitation und Flash Boiling ist es dabei schwierig zu unterscheiden, wodurch letztlich der Phasenübergang ausgelöst worden ist. Die Dampfblasen können anschließend abhängig von den vorliegenden Randbedingungen wie Oberflächenspannung und Überhitzungsgrad des Kraftstoffs wachsen und sich zusammenschließen. Der Phasenübergang kann bereits innerhalb der Spritzlöcher (internes Flash Boiling) oder erst außerhalb (externes Flash Boiling) im Brennraum geschehen [82]. Innerhalb der Spritzlöcher kann sich so eine Zweiphasenströmung ausbilden, deren Gasphase sich beim Austritt aus dem Spritzloch aufgrund der Druckänderung stark ausdehnt und so den Strahlaufbruch in Düsennähe verstärkt [83]. Beim reinen externen Flash Boiling setzt die Dampfblasenbildung erst außerhalb des Spritzlochs ein und der Flüssigkeitsstrahl wird durch rasches Blasenwachstum verstärkt aufgebrochen [76]. Bei der Benzindirekteinspritzung kann hier auch ein paralleles Auftreten von internem und externem Flash Boiling erwartet werden.

Als typische Folge von Flash Boiling auf das Spray von Injektoren für Benzindirekteinspritzung zeigt sich, dass der Spraykegelwinkel der einzelnen Kraftstoffstrahlen bereits direkt am Spritzlochausgang im Vergleich zu einer Einspritzung ohne Flash Boiling abhängig vom Überhitzungsgrad stark vergrößert wird, da sich die Gasphase bei Ver-

lassen des Spritzlochs ausdehnen kann [76, 84–86]. Als weitere Charakteristik verringert sich zudem der mittlere Tropfendurchmesser mit steigendem Überhitzungsgrad [87–89]. Insgesamt können sich damit vor allem für einzelne Kraftstoffstrahlen eine verbesserte Luftausnutzung und kleinere Eindringtiefen ergeben, was sich positiv auf die Gemischbildung und die Schadstoffemissionen auswirken kann.

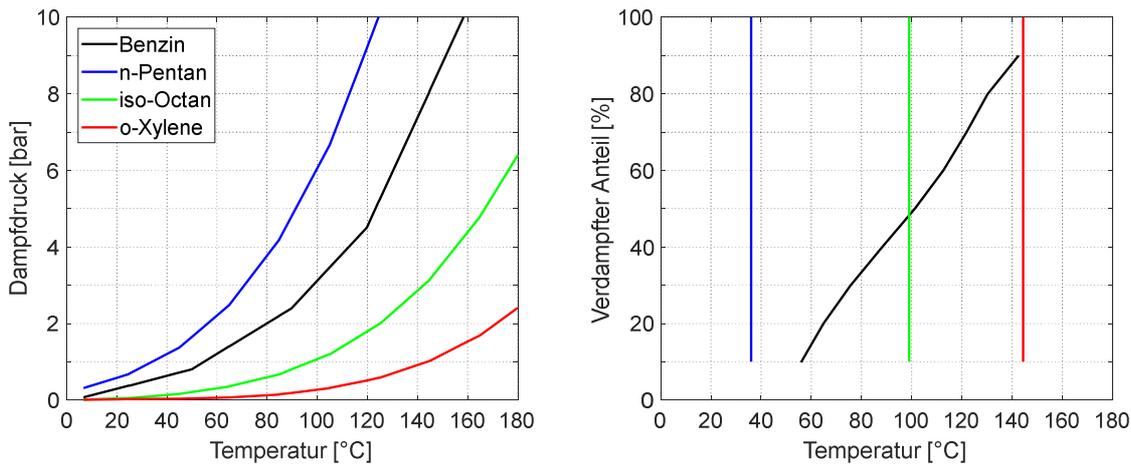
Allerdings kann es bei Mehrlochinjektoren durch die großen Spraykegelwinkel auch zu einer verstärkten Interaktion der einzelnen Spraykeulen kommen. Dies kann große Auswirkungen auf die eigentliche Auslegung des Spray-Targetings haben, da sich die Richtungen der Kraftstoffstrahlen im Raum ändern können und es zu einem Kollabieren des Sprays kommen kann [84, 90–95], wie in Abbildung 2.11 veranschaulicht. Dabei zieht sich das eigentlich weit aufgefächerte Spraybild stark zusammen, was im Gegensatz zum einzelnen Kraftstoffstrahl in einer geringeren Luftausnutzung und in höheren Eindringtiefen resultieren kann, die wiederum zu einer potentiellen Wandbenetzung führen können. Für Mehrlochinjektoren kann daher keine pauschale Aussage getroffen werden, ob sich Flash Boiling positiv oder negativ auf die Gemischbildung auswirkt. Es müssen stets die vorliegenden Randbedingungen von der Temperatur und den Druckverhältnissen bzw. deren Auswirkungen auf das Spray beachtet werden. Des Weiteren können auch das Design und die Auslegung des Injektors, zum Beispiel der Abstand der Spritzlöcher und die Ausrichtungen der einzelnen Kraftstoffstrahlen, eine entscheidende Rolle spielen [51, 65, 96].



**Abbildung 2.11:** Beispiel zur Änderung des Spray-Targetings durch das Auftreten von Flash Boiling in Abhängigkeit des Druckverhältnisses  $R_p$

Neben der Kraftstofftemperatur, dem Brennraumdruck und der Auslegung des Injektors hat auch der Kraftstoff selbst direkten Einfluss auf das Flash Boiling Verhalten [55, 97–99], da sich die Sättigungsdampfdruckkurven für verschiedene Kraftstoffe oder auch Ersatzkraftstoffe voneinander unterscheiden können. In Abbildung 2.12 sind beispielsweise die Dampfdruckkurven von normalem Benzin und von verschiedenen Reinstoffen dargestellt. Die gezeigten Reinstoffe sollen dabei verschiedene Siedebereiche von normalem Benzin repräsentieren [53], vgl. Destillationskurve in Abbildung 2.12. Aus

der Destillationskurve wird auch ersichtlich, dass für Benzin als Stoffgemisch keine richtige Siedetemperatur sondern ein Siedeverlauf definiert ist. Da es zur Bestimmung des Dampfdrucks eines Gemisches genormte Methoden gibt (zum Beispiel nach DIN EN 13016-1 oder ASTM D4953), wird als Maß für die Überhitzung bei der Benzindirekteinspritzung in der Literatur und in dieser Arbeit nicht der Überhitzungsgrad  $\Delta T$  sondern das Druckverhältnis  $R_p$  genutzt (vgl. Abbildung 2.10).



**Abbildung 2.12:** Dampfdruck- und Destillationskurven von Benzin und Reinstoffen (Daten aus [53])

Bereits bei geringen Temperaturen zeigen sich Unterschiede im jeweiligen Dampfdruck, die mit steigender Temperatur immer größer ausfallen. Weiterhin fällt auf, dass die Dampfdruckkurve von Benzin hin zu dem niedrigsiedenden Reinstoff n-Pentan verschoben ist. Da normales Benzin ein Stoffgemisch aus mehreren hundert verschiedenen Kohlenwasserstoffen ist [2], besitzt es immer auch einen Anteil an leichtflüchtigen Bestandteilen, wodurch sich der Dampfdruck vergleichsweise stark erhöhen kann [91]. Neben dem Dampfdruck können natürlich auch weitere Stoffeigenschaften wie die Viskosität oder die Oberflächenspannung des Kraftstoffs einen Einfluss auf das Flash Boiling Verhalten haben.

Betrachtet man die bei einem Ottomotor mit saugsynchroner Einspritzung vorliegenden Randbedingungen im Hinblick auf die in Abbildung 2.12 gezeigte Dampfdruckkurve von Benzin wird ersichtlich, dass Flash Boiling eine große Rolle bei der Gemischaufbereitung spielen kann. So kann die Kraftstofftemperatur von Minusgraden im Kaltstart bis zu sehr hohen Temperaturen von etwa 120 °C durch den Wärmeeintrag von der Verbrennung und die Wärmeleitung zwischen Zylinderkopf und Injektor variieren. In der unteren Teillast kann zudem der absolute Brennraumdruck bis auf unter 200 mbar fal-

len, so dass die Dampfdruckkurve von Benzin weit unterschritten wird. Nach Krämer et al. [91] können daher bis zu 99 % der Einspritzungen im Neuen Europäischen Fahrzyklus unter Flash-Boiling-Bedingungen ablaufen. Daher sollten bei Untersuchungen an Spraykammern die Randbedingungen vom Motor hinsichtlich Kraftstofftemperatur und Gegendruck bestmöglich nachgebildet werden. Zudem sollte auf den Einsatz eines Ersatzkraftstoffes verzichtet werden, um Quereinflüsse durch verschiedene Dampfdruckkurven zu vermeiden.

### 2.4. Ziele der Arbeit

Durch die Einführung eines Grenzwertes für die Partikelanzahlemissionen für Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung wird gegenwärtig ein Fokus bei der (Weiter-) Entwicklung von Ottomotoren auf die Reduktion der Partikelemissionen gelegt. Neben der Abgasnachbehandlung durch den Einsatz von Partikelfiltern stellt dabei auch die innermotorische Reduktion der Partikelemissionen ein aktuelles Forschungsthema dar. Diese Arbeit soll daher einen Beitrag zum Verständnis der beim Ottomotor auftretenden Partikelquellen leisten und Maßnahmen zur innermotorischen Reduktion der Partikelemissionen aufzeigen. Da diese Partikelemissionen maßgeblich aus einer durch die Einspritzung ausgelösten Wandbenetzung mit Kraftstoff resultieren, wird der Injektor als eine Schlüsselkomponente zur Reduktion der Partikelemissionen angesehen. Aber auch durch eine optimierte Applikation kann weiteres Potential erschlossen werden, wobei die Optimierung applikativer Stellgrößen auch von den Eigenschaften des Injektors abhängen kann. Daher ist insbesondere auch eine kombinierte Betrachtung von Maßnahmen am Injektor und in der Applikation zweckmäßig.

Da die Injektorspitze eine bedeutende Partikelquelle darstellt, sollen die Ursachen für die von der Injektorspitze direkt induzierten Partikelemissionen detailliert betrachtet werden. Dazu soll einerseits eine Analyse der Vorgänge, die zu einer Injektorkuppenbenetzung während der Einspritzung führen, erfolgen. Andererseits sollen auch Einflüsse auf das Ausmaß der Injektorkuppenbenetzung, die sich aus den vorliegenden thermodynamischen Randbedingungen, aus dem Injektordesign und aus applikativen Stellgrößen ergeben können, untersucht werden. Die Injektorkuppenbenetzung kann zudem zum Aufbau einer Verkokungsschicht auf der Oberfläche der Injektorspitze führen, deren Einfluss auf die Partikelemissionen näher betrachtet werden soll. Insgesamt sollen so Maßnahmen zur Reduktion der Injektorkuppenbenetzung und der dadurch bedingten Partikelemissionen abgeleitet und bewertet werden.

Als zweite wichtige Partikelquelle sollen die Diffusionsflammen auf dem Kolben und auf der Laufbuchse, die aus einer Kraftstoffbenetzung durch die Einspritzung resultieren, näher betrachtet werden. Diese können vor allem durch die Eindringtiefe des Kraftstoffsprays, die wiederum von den thermodynamischen Randbedingungen und dem Injektordesign abhängen kann, beeinflusst werden. Aber auch der Applikation kommt hier eine große Bedeutung zu und daher soll der Einfluss applikativer Stellgrößen auf diese Partikelquelle analysiert werden.

Um diese Ziele zu erreichen, sollen im Rahmen dieser Arbeit geeignete experimentelle Analysewerkzeuge entwickelt werden. Für Motorversuche steht dabei ein bereits vorhandener Einzylinder-Forschungsmotor zur Verfügung. Da aber reine Motorversuche über die Partikelmessung im Abgas nur die Erfassung der insgesamt emittierten Partikel erlauben und so keine Unterscheidung bzw. Trennung von unterschiedlichen Partikelquellen möglich ist, soll eine optische Zugänglichkeit in den Forschungsmotor integriert werden. Für die detaillierte Untersuchung der Injektorkuppenbenetzung und der Sprayausbreitung soll zudem eine optisch zugängliche Einspritzkammer ausgelegt und aufgebaut werden, an der die bei einer Einspritzung im Motor herrschenden Randbedingungen nachgebildet werden können. Eine sehr hohe zeitliche und örtliche Auflösung der Vorgänge bei der Einspritzung soll durch die Adaption und Weiterentwicklung eines Messsystems zur Hochgeschwindigkeits-Visualisierung und die Realisierung einer Lichtschnittmessung des Spray-Targetings ermöglicht werden. Zudem soll ein neuartiges auf Photolumineszenz basierendes Messverfahren zur Visualisierung der Injektorkuppenbenetzung nach dem Ende der Einspritzung entwickelt werden.

Der Fokus dieser Arbeit wird auf die Partikelemissionen bei betriebswarmem Motor gelegt, um eine Reduktion der Partikelemissionen in einem großen zeitlichen Bereich (im Fahrzyklus) erreichen zu können. Allerdings sollen die entwickelten Maßnahmen und Analysewerkzeuge auch bei kaltem Motorbetrieb einsetzbar sein bzw. als Grundlage dienen, um in weiterführenden Projekten auch in diesem Bereich die Partikelemissionen reduzieren zu können.

## 3. Versuchsträger und Messtechnik

Um ein tiefes Verständnis hinsichtlich der Quellen der Partikelemissionen und der Einflüsse auf diese bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung zu erlangen, sind experimentelle Untersuchungen unerlässlich. Aus diesen Untersuchungen können gezielte Maßnahmen zur Reduktion der Partikelemissionen zunächst abgeleitet und anschließend in weiteren Versuchen auch bewertet werden. Neben Versuchen an Verbrennungsmotoren liefern hierzu vor allem auch Versuche an optisch zugänglichen Einspritzkammern wichtige Erkenntnisse. Im Folgenden werden die in dieser Arbeit entwickelten und verwendeten Versuchsträger und Messtechniken vorgestellt.

### 3.1. Einzylinder-Forschungsmotor

Für die motorischen Untersuchungen dieser Arbeit wird auf einen bereits am Lehrstuhl vorhandenen Einzylinder-Forschungsmotor zurückgegriffen [100]. Dieser ist speziell für die Entwicklung von ottomotorischen Brennverfahren ausgelegt und verfügt über große Freiheiten hinsichtlich Applikationsparametern und der Verwendung verschiedener Komponenten. Neben rein thermodynamischen Untersuchungen mit Indizier- und Abgasmesstechnik sind am Forschungsmotor auch Analysen der innermotorischen Vorgänge mittels optischer Messtechnik möglich.

#### 3.1.1. Motor und Prüfstand

Bei der Auslegung des Einzylinder-Forschungsmotors diente der Serienmotor EA888 der dritten Generation von Audi als Basis [100], der über eine Turboaufladung und eine Benzindirekteinspritzung verfügt [101, 102]. Insbesondere der Bohrungsdurchmesser der Laufbuchse, die Kolbengeometrie und die brennraumseitige Geometrie des Zylinderkopfes orientieren sich an diesem Serienmotor. Der Zylinderkopf selbst ist aufgrund des Einsatzes in der Brennverfahrensentwicklung eine Eigenkonstruktion, wodurch Modifikationen für die Verwendung verschiedener Komponenten und für den bedarfsgerechten Einsatz von Messtechnik ermöglicht werden.

Der Audi-Serienmotor verfügt über eine Direkteinspritzung mit seitlicher Lage des Injektors zwischen den Einlassventilen und eine zusätzliche Multipoint-Saugrohreinspritzung. Der Zylinderkopf des Einzylinder-Forschungsmotors bietet zusätzlich die

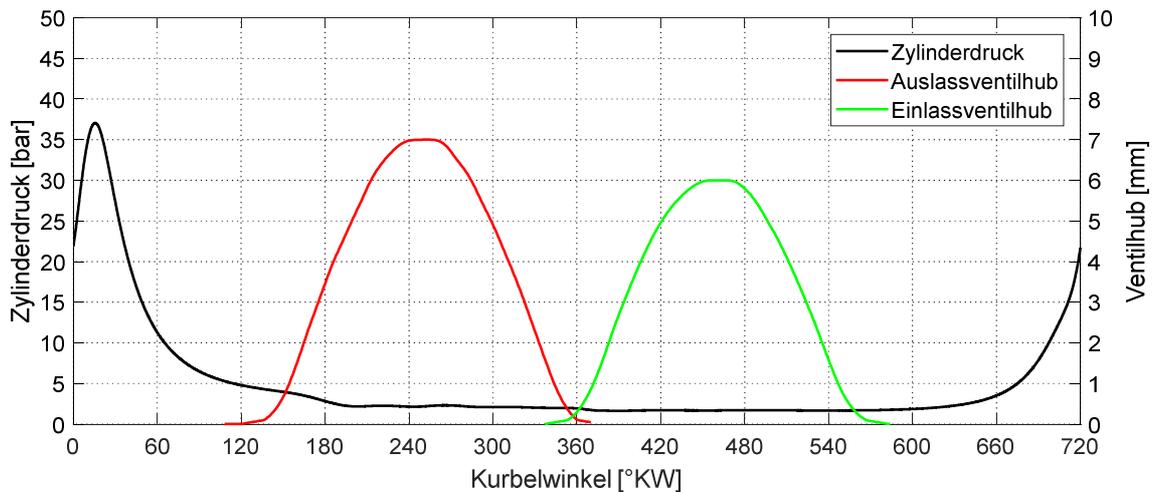
Möglichkeit einer zentralen Lage des Injektors im Dach des Brennraums. Zudem wurde das Design so ausgelegt, dass Injektoren mit unterschiedlicher äußerer Geometrie verwendet werden können. Die in dieser Arbeit verwendeten direkteinspritzenden Injektoren werden nur in seitlicher Einbaulage betrieben.

Im Vergleich zum Serienmotor ist zudem ein vollvariabler Ventiltrieb auf Einlass- und Auslassseite integriert. Dabei werden das Hitachi *Variable Valve Event & Lift Control System* (VEL) und das Hitachi *Valve Timing Control System* (VTC) genutzt [103]. Das elektromechanisch arbeitende VEL-System erlaubt eine kontinuierliche Verstellung des Ventilhubes, während das VTC-System als Flügelzellenversteller die Lage der Steuerzeiten beeinflusst. Die grundlegenden Motordaten sind in Tabelle 3-1 zusammengefasst.

Bohrung	82,5 mm
Hub	86,6 mm
Hubvolumen	463 cm <sup>3</sup>
Verdichtungsverhältnis	9,97 : 1
Verstellbereich Ventilhub Einlass / Auslass	1,6 ... 9,0 mm / 2,1 ... 10,3 mm
Verstellbereich Phase Einlass / Auslass	70° / 70°
Einspritzsystem	Saugrohreinspritzung und Direkteinspritzung (seitlich und zentral)
Maximale Drehzahl	4000 U/min
Maximale Motorlast	17 bar indizierter Mitteldruck

**Tabelle 3-1:** Spezifikation des Einzylinder-Forschungsmotors (Daten aus [104])

Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Motorversuche werden, soweit nicht anders angegeben, die in Abbildung 3.1 dargestellten Ventilhubkurven in der gezeigten Phasenlage verwendet. Der obere Totpunkt im Ladungswechsel wird auf den Wert 360 °KW festgelegt und es ergibt sich dort eine kleine positive Ventilüberschneidung. Eine saugsynchrone Einspritzung kann demnach in einem Bereich von etwa 360 bis 540 °KW erfolgen.



**Abbildung 3.1:** In Motorversuchen verwendeter Ventilhubverlauf

Da der Forschungsmotor über keine eigenen Nebenaggregate verfügt, erfolgt die gesamte Medienversorgung durch den Prüfstand. Für die Kraftstoffversorgung kommt neben einer elektrischen Kraftstoffpumpe für den Niederdruckbereich eine pneumatisch angetriebene Hochdruckpumpe zum Einsatz. Diese verdichtet den Kraftstoff zunächst auf einen Druck von bis zu 800 bar, der anschließend durch einen Druckminderer auf den gewünschten Kraftstoffdruck reduziert wird. Zur Dämpfung von Druckschwingungen im Kraftstoffsystem werden Schläuche und ein Kraftstoffrail verwendet. Das System zur Luftversorgung besteht aus einem elektrisch angetriebenen Kompressor, einem Ladeluftkühler, einem Kältetrockner zur Entfeuchtung, einem Heizer und einer Drosselklappe. Damit kann der Motor immer mit sehr ähnlich konditionierter Ansaugluft betrieben werden. Die Öl- und Kühlwasserversorgung ist durch zwei Konditioniereinheiten realisiert. Diese erlauben das Vorheizen der Medien vor dem Start des Motors und eine anschließende Regelung der jeweils gewünschten Temperatur. Falls nicht anders erwähnt, wird der Motor für die Versuche in dieser Arbeit stets vorgeheizt und geregelt bei einer Öl- und Kühlwassertemperatur von 80 °C betrieben.

Aufgrund der vielen Freiheitsgrade des Forschungsmotors werden für die Motor- und Prüfstandssteuerung sowie die Messdatenerfassung eigens am Lehrstuhl entwickelte Systeme verwendet. Für die Motorsteuerung wird ein dSpace-System verwendet, auf dem ein Simulink-Modell ausgeführt wird, das verschiedene Steuer- und Regelalgorithmen enthält. Damit können alle Aktuatoren des Motors, wie die Zündung, der Ventiltrieb und die Einspritzung, angesteuert und parametrisiert werden. Die Stromversorgung der Injektoren wird dabei von einem zusätzlichen System von National Instruments übernommen, mit dem frei programmierbare Stromverläufe vorgegeben werden kön-

nen. Die wichtigsten Regelkreise der Motorsteuerung sind eine Lambdaregelung, die den Motor bei den in dieser Arbeit durchgeführten Versuchen stets stöchiometrisch betreibt, und eine Lastregelung, die mittels Quantitätsregelung die Vorgabe eines gewünschten indizierten Mitteldrucks durch Regelung der Drosselklappenstellung umsetzt. Damit wird insgesamt auch ein automatisiertes Abfahren von zuvor definierten Versuchsprogrammen mit mehreren Betriebspunkten ermöglicht, um eine gute Vergleichbarkeit verschiedener Messungen zu gewährleisten.

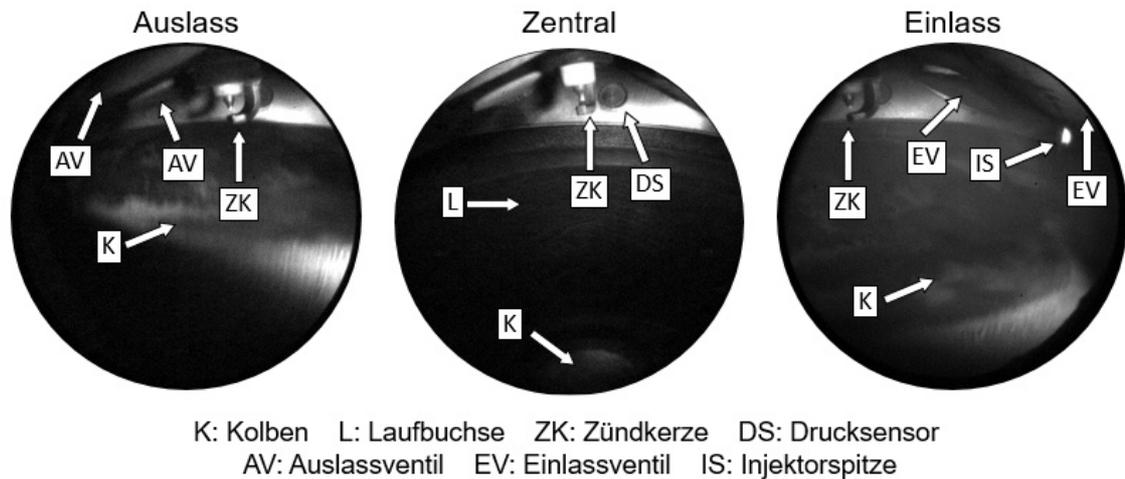
Bei der Prüfstandsautomatisierung und der Messdatenerfassung wird ein System von National Instruments eingesetzt. Die Prüfstandsautomatisierung steuert und überwacht verschiedene Komponenten, wie die Motordrehzahl, die Kühlmitteltemperatur oder den Kraftstoffdruck. Mit der Messdatenerfassung werden einerseits sich langsam ändernde Daten, wie Temperaturen und Drücke, gemessen, aufgezeichnet und dargestellt. Andererseits werden auch die eingestellten Werte der Applikationsparameter der Motorsteuerung und die Daten der Indizierung erfasst. Die Darstellung von Druckverläufen und die Berechnung des Verbrennungsschwerpunkts erlaubt zudem die manuelle Regelung des Zündzeitpunkts für einen hohen thermodynamischen Wirkungsgrad bzw. für einen Betrieb ohne klopfende Verbrennung. Alle im Rahmen dieser Arbeit verwendeten motorischen Messungen wurden bei einem Verbrennungsschwerpunkt von acht Grad Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt oder, falls dies bei höheren Lasten nicht möglich war, nahe der Klopfgrenze durchgeführt.

### **3.1.2. Optische Zugänglichkeit des Forschungsmotors**

Für den Einsatz von optischer Messtechnik bestehen am Forschungsmotor zwei verschiedene Möglichkeiten. Einerseits wurde im Rahmen dieser Arbeit die Nutzung eines endoskopischen Zugangs realisiert und andererseits kann der Forschungsmotor auch zu einem Transparentmotor mit größeren optischen Zugängen umgebaut werden (vgl. auch [100]).

Für den endoskopischen Zugang wurden zwei Bohrungen in den Zylinderkopf des Forschungsmotors integriert. Eine Bohrung dient der Aufnahme einer Beleuchtungssonde, die den Brennraum mittels einer Hochleistungs-Leuchtdiode beleuchtet. In die andere Bohrung kann ein Beobachtungsendoskop montiert werden, durch das mit einer Hochgeschwindigkeitskamera Aufnahmen des Brennraums erstellt werden können. Das Endoskop besitzt einen Öffnungswinkel von  $70^\circ$  und die Blickrichtung ist um  $30^\circ$  zur Achse des Endoskops geneigt. Dadurch werden abhängig vom relativen Verdrehwinkel

des Endoskops verschiedene Blickrichtungen im Brennraum ermöglicht. Abbildung 3.2 zeigt die sichtbaren Bereiche des Brennraums für drei Blickrichtungen mit unterschiedlichem Fokus der Beobachtung.

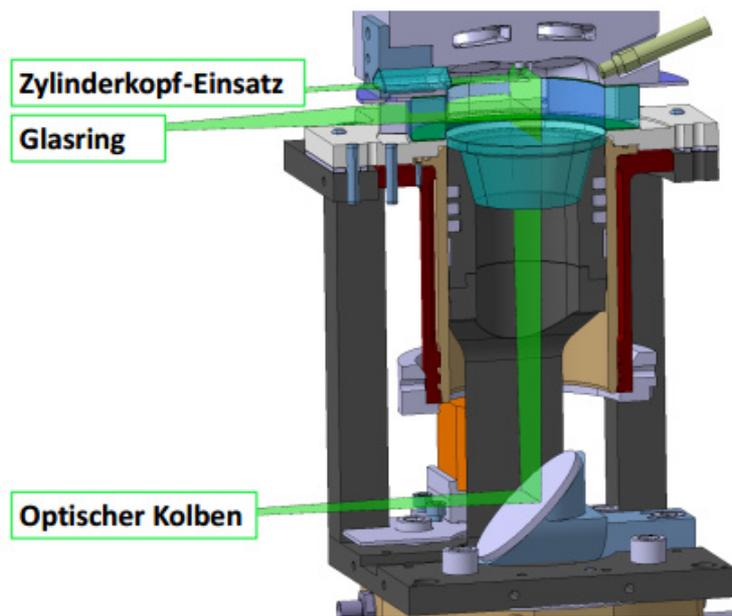


**Abbildung 3.2:** Blickrichtungen und Sichtbereiche des endoskopischen Zugangs des Forschungsmotors

Wird der Fokus auf den auslassseitigen Brennraum gelegt, sind vor allem Teile des Kolbens und der Laufbuchse, die im Brennraum gegenüber des seitlich verbauten Injektors liegen, zu sehen. Eine zentrale Betrachtung erfasst insbesondere den Kolben und annähernd das gesamte Kraftstoff-Luft-Gemisch. Die einlassseitige Ansicht zeigt ebenfalls einen Teil des Kolbens und ermöglicht die Darstellung des Bereichs um die Injektorspitze und die Einlassventile.

Mit dem endoskopischen Zugang können im gesamten Kennfeld des Motors Vorgänge im Brennraum beobachtet werden, ohne einen nennenswerten Einfluss auf die innermotorischen Vorgänge auszuüben. Insbesondere für die Partikelemissionen kritische Diffusionsflammen können sehr gut detektiert und bewertet werden. Aufgrund der hohen Intensität der Diffusionsflamme können dabei auch transiente Vorgänge durch eine Bilderserie in einem Arbeitsspiel aufgenommen werden. Da das Beobachtungsendoskop insgesamt jedoch sehr lichtschwach ist, ist die optische Auflösung begrenzt.

Für eine deutlich höhere optische Auflösung und Zugänglichkeit kann der Forschungsmotor auch in einer Variante als Transparentmotor verwendet werden. Dabei wird ein verlängerter Kolben mit Glaseinsatz, ein Glasring im oberen Bereich der Laufbuchse und ein Zylinderkopf mit einem Glaseinsatz verwendet. Dadurch ergeben sich die in Abbildung 3.3 gezeigten optischen Zugangsmöglichkeiten.



**Abbildung 3.3:** Optische Konfiguration / Zugänge des Forschungsmotors [104]

Konstruktiv bedingt ergibt sich durch ein größeres Feuerstegvolumen und die flache Geometrie des Glaskolbens ein reduziertes Verdichtungsverhältnis von 9,4 : 1 im Vergleich zur nicht optischen Variante. Zudem sind die maximale Motorlast und die maximale Drehzahl aufgrund der Festigkeit der Glasbauteile sowie in Folge des durch den schwereren Kolben stärker belasteten Pleuels geringer. Der maximal nutzbare indizierte Mitteldruck beträgt 5 bar, der maximal zulässige Zylinderdruck ist auf 35 bar beschränkt und es ist eine Maximaldrehzahl von 2000 U/min zugelassen. Weiterhin ist die kontinuierlich gefeuerte Betriebsdauer auf 90 Sekunden eingeschränkt. Insgesamt ergeben sich daraus im Vergleich zur nicht optischen Variante Unterschiede hinsichtlich Strömungsverhalten und thermodynamischem Verhalten. Der Transparentmotor wird daher vorwiegend zum Aufbau von grundlegendem Verständnis genutzt.

Sowohl beim Einsatz des endoskopischen Zugangs als auch bei der Nutzung des Transparentmotors wird eine *Phantom v2011* Hochgeschwindigkeitskamera von *Vision Research* zur Aufnahme von Bildern aus dem Brennraum eingesetzt. Da die Kamera mit einem monochromatischen Sensor ausgestattet ist, kann eine Unterscheidung einer rußfreien vorgemischten Flamme, deren Lichtemissionen besonders im blauen und ultravioletten Spektralbereich liegen, von einer rußenden Flamme, die auch Licht im gelblich-rötlichen Bereich emittiert, nicht anhand der Farbe der Flamme unterschieden werden [14, 105]. Allerdings weisen rußende Flammen oft eine deutlich höhere Strahlungsintensität als vorgemischte Flammen auf und können dadurch erkannt werden.

Zudem treten die beim Ottomotor beobachteten Rußquellen noch spät im Arbeitstakt nach der Hauptumsetzung des Kraftstoff-Luft-Gemisch auf [50], was wiederum deren Detektion ermöglicht.

Bei den optischen Messungen werden jeweils 30 bis 60 aufeinanderfolgende Arbeitsspiele aufgenommen, um den Einfluss von auftretenden Zyklenschwankungen abzudecken. Die Auswertung der Aufnahmen kann anschließend einerseits manuell erfolgen, andererseits ist auch eine Weiterverarbeitung mit Matlab möglich. Die Weiterverarbeitung erlaubt zum Beispiel die Mittelung der Aufnahmen der verschiedenen Arbeitsspiele, die Detektion von Diffusionsflammen anhand ihrer hohen Intensität und die Berechnung von deren Intensitätsverläufen und deren (auf die zweidimensionale Bildebene projizierter) räumlicher Ausdehnung.

### 3.1.3. Partikelmesstechnik

Durch die Abgasgesetzgebung werden in der Europäischen Union sowohl die emittierte Partikelmasse als auch die emittierte Partikelanzahl begrenzt (vgl. Tabelle 2-1). Vorversuche am Einzylinder-Forschungsmotor mit einem AVL Micro Soot Sensor, der die Partikelmasse mit einem photoakustischen Messprinzip bestimmt, zeigen, dass die emittierte Partikelmasse bereits bei noch nicht hinsichtlich Partikelemissionen optimierten Injektoren sehr gering ist und das Messgerät am unteren Ende seines Messbereichs arbeitet. Daher erscheint die Partikelmasse bei den aktuell geltenden Grenzwerten unkritisch und im Rahmen dieser Arbeit wird folglich nur die emittierte Partikelanzahl betrachtet.

Für die Messung der Partikelanzahlkonzentration wird ein MEXA-2300 SPCS Partikelzähler der Firma Horiba verwendet. Das Messgerät trennt zunächst Partikel größer  $2,5 \mu\text{m}$  vom Messgasstrom ab und bereitet diesen dann in zwei Verdünnungsstufen und einem Verdampfer auf. Dadurch soll einerseits Kondensation verhindert werden und andererseits sollen leicht flüchtige oder bereits kondensierte Bestandteile verdampft werden. Der aufbereitete Messgasstrom wird anschließend durch einen Kondensationspartikelzähler geleitet, der die Partikelanzahl pro Kubikzentimeter mit einer definierten Zähleffizienz misst. Die untere Grenze der Detektion liegt dabei bei einer Partikelgröße von  $23 \text{ nm}$ , bei der eine Zähleffizienz von  $50 \%$  erreicht werden muss. Für weiterführende Informationen wird auf das FVV-Vorhaben „PN-Messverfahren“ [106] und auf [107] verwiesen.

## 3.2. Einspritzkammer-Prüfstand

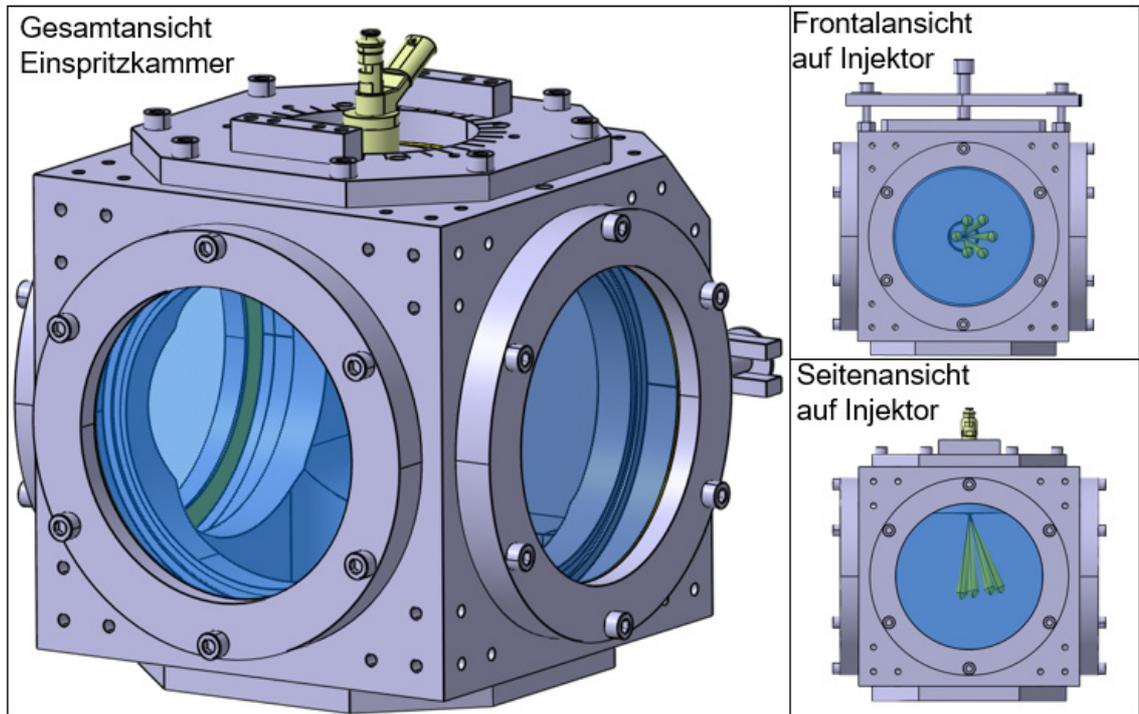
Am Einzylinder-Forschungsmotor sind zwar die Auswirkungen der Kraftstoffeinspritzung hinsichtlich Diffusionsflammen und Partikelanzahlemissionen direkt messbar, eine hochgenaue Analyse der Einspritzung ist aber aufgrund der schwierigen optischen Zugänglichkeit nicht möglich. Daher wurde ein Einspritzkammer-Prüfstand entwickelt, mit dem sehr detaillierte Untersuchungen des Einspritzverhaltens von Injektoren für die Benzindirekteinspritzung durchgeführt werden können.

### 3.2.1. Einspritzkammer

An die Auslegung der Einspritzkammer wurden verschiedene Anforderungen gestellt. Dabei sollten einerseits die am Motor für die Einspritzung auftretenden Randbedingungen an der Einspritzkammer nachgebildet werden können. Eine Analyse der Messdaten des Forschungsmotors zeigt dazu, dass beim homogenen Brennverfahren mit saugsynchroner Einspritzung der Zylinderdruck zum Einspritzzeitpunkt in Abhängigkeit von Motorlast und Motordrehzahl zwischen etwa 200 bis 1700 mbar Absolutdruck variiert. Während der Einspritzdauer, die typischerweise im Bereich zwischen 300 und 3000  $\mu\text{s}$  liegt, herrscht ein annähernd konstanter Zylinderdruck. Messungen der Injektor-Körpertemperatur zeigen, dass sich diese aufgrund eines sehr guten Wärmeaustauschs zwischen Kühlwasser, Zylinderkopf und Injektor im gesamten Motorkennfeld in der Nähe der eingestellten Solltemperatur des Kühlwassers befindet. Diese beträgt in der Regel 80 °C, sie kann aber zwischen 40 und 100 °C variiert werden. Die Zylinderinnenströmung kann aufgrund ihrer Komplexität nicht abgebildet werden. Ebenso wird auf eine Temperierung der Einspritzkammer verzichtet, da der Motor mit einer Ansauglufttemperatur von 30 °C betrieben wird und eine höhere Temperatur weniger das Einspritz- als das Verdampfungsverhalten des Kraftstoffs beeinflussen würde.

Andererseits sollte eine hohe Qualität der optischen Messungen erreicht werden. Dazu werden große optische Zugänge mit einer hohen Lichtausbeute benötigt, die die Auswahl an anwendbaren Messtechniken kaum einschränken. Zudem sind verschiedene Ansichten durch Freiheiten in der Positionierung der Messinstrumente und des Injektors hilfreich. Für die realitätsnahe Abbildung der Einspritzung soll weiterhin die Verwendung von realem Kraftstoff oder von Ersatzkraftstoffen möglich sein und es soll eine schnelle Zugänglichkeit für die Reinigung der Einspritzkammer zwischen den Messungen gewährleistet werden.

Die aus den gestellten Anforderungen umgesetzte konstruktive Lösung besteht aus einem starren Grundkörper, an den Flansche für die Aufnahme von Glasfenstern und die Aufnahme von Injektoren angeschraubt werden können. Diesen grundsätzlichen Aufbau zeigt Abbildung 3.4.



**Abbildung 3.4:** Einspritzkammer

Durch den Einsatz von drei Glasfenstern ergeben sich verschiedene Möglichkeiten zur Positionierung der Beleuchtungs- und der Messinstrumente. Die Glasfenster sind aus Quarzglas gefertigt, um auch eine Transmission im ultravioletten Farbspektrum zu gewährleisten, und sie besitzen jeweils einen Sichtbereich mit einem Durchmesser von 120 mm, so dass auch größere Strahleindringtiefen beobachtet werden können. Die Aufnahme für Injektoren besteht aus einer Grundplatte, auf der mittels Hülsen Injektoren mit unterschiedlicher Außengeometrie montiert werden können. Zudem können die Injektoren für verschiedene Ansichten frei um ihre Achse verdreht werden und die Grundplatte kann in zwei Positionen mit dem Grundkörper der Kammer verschraubt werden, so dass sowohl eine Seitenansicht als auch eine Frontalansicht der Injektoren und des Kraftstoffsprays möglich ist. Als Dichtungen werden an den Glasfenstern und an den Flanschen O-Ringe aus Fluorkautschuk eingesetzt, die eine hohe chemische Beständigkeit gegenüber Kraftstoffen aufweisen. Zwischen weiteren Bauteilen werden zudem Flachdichtungen aus Novaphit SSTC der Firma Frenzelit verwendet.

### 3.2.2. Peripherie

Der gewünschte Druck in der Einspritzkammer kann über zwei elektrisch angesteuerte Proportionalventile und einen Absolutdrucksensor auf wenige Millibar genau eingeregelt werden. Ein Proportionalventil versorgt dazu die Kammer mit unter Druck stehendem Stickstoff für den Betrieb mit Überdruck. Wird dagegen Unterdruck in der Kammer benötigt, wird ein Ejektor, der nach dem Venturi-Prinzip arbeitet, von dem zweiten Proportionalventil angesteuert. So kann ein stationärer Absolutdruck zwischen etwa 100 und 4000 mbar eingestellt werden. Der Betrieb erfolgt dabei ohne eine permanente Spülung der Einspritzkammer mit Stickstoff, da eine Spülung zwischen den Messpunkten ausreicht.

Die Temperatur des Injektors wird durch eine Heizhülse, die die Hülse zur Aufnahme der Injektoren umschließt, zwischen Raumtemperatur und maximal 120 °C eingestellt. Dazu sind in der Heizhülse zwei Heizpatronen mit jeweils maximal 40 W montiert, so dass durch Überwachung mit einem Thermoelement die gewünschte Temperatur durch die Energiezufuhr der Heizpatronen eingeregelt werden kann. Vor jeder Messung wird die geforderte Temperatur etwa zehn Minuten konstant gehalten, um die Hülse, den Injektor und den darin enthaltenen Kraftstoff gleichmäßig aufzuheizen. Durch die geringe Ansteuerfrequenz des Injektors von unter 0,1 Hz wird dabei sichergestellt, dass eine konstante Temperatur erhalten bleibt.

Bei der Kraftstoffversorgung wird eine pneumatisch angetriebene Hochdruckpumpe verwendet. Da deren Ausgangsdruck proportional zum angelegten Arbeitsdruck ist, erfolgt die Einstellung des gewünschten Kraftstoffdrucks mittels manuell bedientem Druckregler und einem Drucksensor im Hochdruckteil. Durch die intermittierende Arbeitsweise der Pumpe als Druckübersetzer, kommt es während der Messungen nur zu minimalen Druckschwingungen im Kraftstoffversorgungssystem.

Alle für den Betrieb des Einspritzkammer-Prüfstands benötigten Steuer- und Regelfunktionen sind in einem eigenentwickelten Programm in LabVIEW implementiert, das auf einem cRio-System von National Instruments basiert. In dem Programm sind Regel- und Überwachungsfunktionen für den Kammerdruck und die Temperatur des Injektors hinterlegt. Zudem ist eine Endstufe für die Bestromung des Injektors integriert, die frei programmierbare Stromverläufe und Mehrfacheinspritzungen erlaubt. Weiterhin werden auch die Steuerung und die Synchronisierung von optischen Messsystemen, Beleuchtungssystemen und der Einspritzung von diesem Programm übernommen.

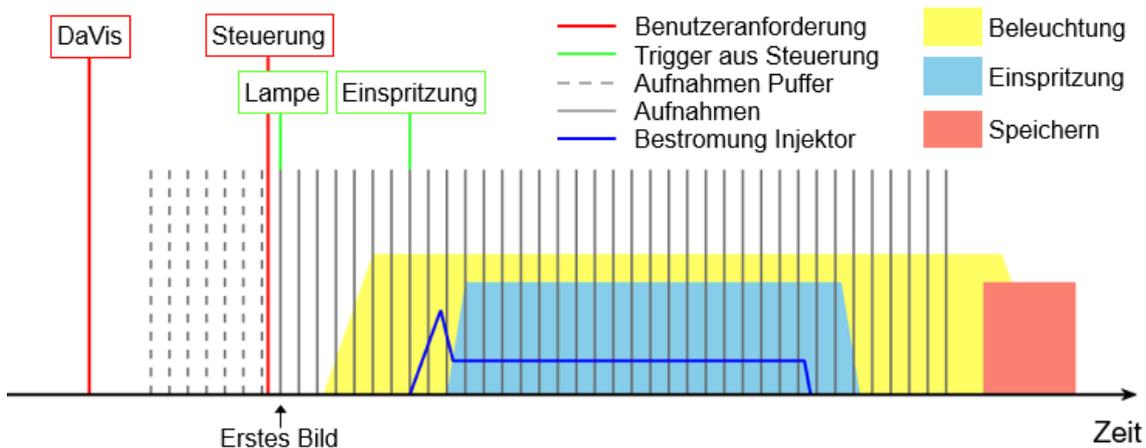
### 3.3. Hochgeschwindigkeits-Visualisierung

Für die Untersuchung des dynamischen Verhaltens einer Kraftstoffeinspritzung wird die Hochgeschwindigkeits-Visualisierung eingesetzt, um einerseits die Ausbreitung und die Geometrie des Kraftstoffsprays und andererseits die Phänomene bei der Injektorkuppenbenetzung im Düsennahbereich zu analysieren. Zur Messung des Kraftstoffsprays wird dabei an den Kraftstofftropfen elastisch gestreutes Licht (Mie-Streuung) mit einer Kamera aufgenommen. Das gleiche Prinzip wird auch bei Messungen im Düsennahbereich genutzt, wobei zusätzlich am Injektor selbst reflektiertes Licht die Visualisierung der Injektoroberfläche und der Spritzlöcher ermöglicht. Für beide Untersuchungsziele werden eine hohe Aufnahmefrequenz zur Erfassung von dynamischen Effekten und eine kurze Belichtungszeit zur Reduktion der Bewegungsunschärfe angestrebt.

Um diese Ziele zu erreichen, wird eine Hochgeschwindigkeitskamera vom Typ *Phantom v2011* der Firma *Vision Research* eingesetzt, die theoretisch eine maximale Aufnahmefrequenz von 666 kHz erreicht. Praktisch kann die nutzbare Aufnahmefrequenz jedoch durch die Größe des benötigten Bildausschnitts, der mit steigender Aufnahmefrequenz prinzipbedingt kleiner wird, und die benötigte Belichtungszeit begrenzt werden. Für die Messung des Kraftstoffsprays wird zudem ein Objektiv mit einer Festbrennweite von 50 mm und einer zur Erreichung einer hohen Schärfentiefe fest eingestellten Blende von 22 verwendet. Bei Messungen im Düsennahbereich kommt ein Fernfeldmikroskop *QM100* von *Questar* zum Einsatz, das eine sehr starke Vergrößerung bei jedoch nur sehr geringer Schärfentiefe erlaubt.

Zur Beleuchtung werden zwei Blitzlampen vor den seitlichen Fenstern der Einspritzkammer (vgl. Seitenansicht in Abbildung 3.4) verwendet, um eine gleichmäßige Ausleuchtung der Kammer zu erreichen. Durch die sehr hohe nutzbare Blitzenergie von jeweils maximal 6000 J, kann stets die kürzeste einstellbare Belichtungszeit der Kamera von einer Mikrosekunde genutzt werden. Für die Aufnahmefrequenz wird aufgrund des benötigten Bildausschnitts für die Spraymessungen 50 kHz und für die Messungen im düsen nahen Bereich 100 kHz ausgewählt.

Die Ansteuerung der Hochgeschwindigkeitskamera und das Auslesen der Messdaten von der Kamera werden von der Software *DaVis* von *LaVision* übernommen. Für die Synchronisation von Kamera, Beleuchtung und Einspritzung wird die eigenentwickelte Steuerungssoftware der Einspritzkammer verwendet. Der Ablauf bei einer Synchronisation und Messung wird in Abbildung 3.5 veranschaulicht.

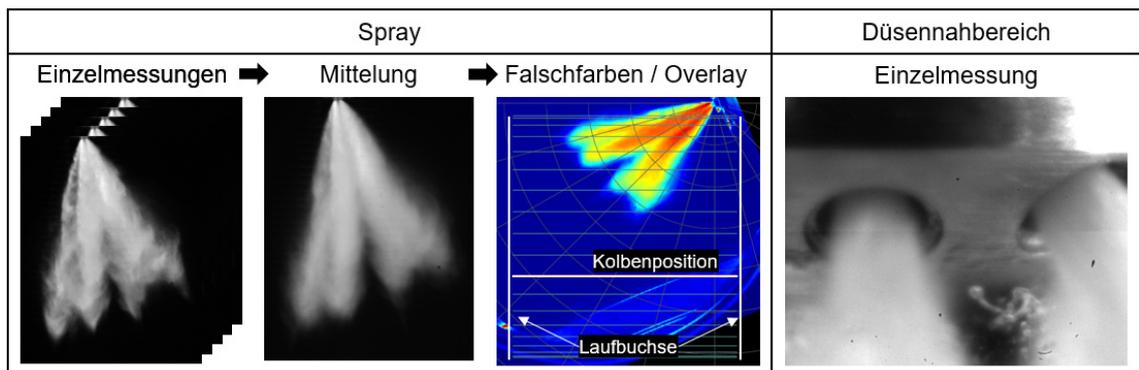


**Abbildung 3.5:** Zeitlicher Ablauf einer Synchronisation und Messung

Zunächst wird über DaVis die Hochgeschwindigkeitskamera parametrierung und gestartet. Diese nimmt nach kurzer Vorbereitungszeit Bilder in einen Pufferspeicher mit der eingestellten Aufnahmezeitpunkt auf und wartet auf die Auslösung der eigentlichen Messung durch ein Triggersignal. Die Steuerungssoftware der Einspritzkammer gibt nach Aufforderung durch den Benutzer dieses Triggersignal aus, wodurch die Kamera die Bilder ab dem nächsten Aufnahmezeitpunkt in ihren Speicher und nicht mehr in den Puffer kopiert. Der Zeitpunkt der Aufnahme des ersten Bildes wird wiederum von der Steuerungssoftware detektiert und diese steuert die Blitzlampen an. Da die Lampen eine gewisse Zeit zum Erreichen ihrer maximalen Intensität benötigen, wird die Einspritzung erst zeitlich definiert versetzt zum ersten aufgenommenen Bild ausgelöst. Nach der Aufnahme der in DaVis voreingestellten Anzahl an Bildern werden diese gespeichert und nach dem Aufladen der Blitzlampen kann die nächste Messung nach dem gleichen Schema erfolgen.

Nach dem Abschluss der Messungen folgt die weitere Auswertung. Für Aufnahmen des Kraftstoffsprays wird eine Mittelung über in der Regel fünf Einspritzungen pro Messpunkt durchgeführt. Anschließend kann das gemittelte Bild zur Erhöhung des Kontrasts in Falschfarben dargestellt werden. Über eine Matlab-Routine kann zusätzlich ein Overlay auf die Bilder aufgeprägt werden. Dieses kann zum Beispiel aus konzentrischen Kreisen um die Injektorspitze oder aus einem Gitter mit jeweils definierten und skalierten Abständen zwischen den Linien bestehen, um Aussagen zu Eindringtiefe und Spraygeometrie treffen zu können. Weiterhin ist auch das Einzeichnen von Bauteilen des Motors wie Kolben und Laufbuchse möglich. Dazu werden die Aufnahmen des Sprays entsprechend der Position des Injektors im Motor gedreht und verschoben, da die Einbaulage des Injektors an der Einspritzkammer stets senkrecht ist.

Damit können Erkenntnisse zur Interaktion von Kraftstoffspray und Motorbauteilen abgeleitet werden. Für Aufnahmen des Düsennahbereichs erfolgt dagegen nur eine manuelle Auswertung der Aufnahmen, da hier vor allem die Phänomene und das Ausmaß der Injektorkuppenbenetzung betrachtet werden und dazu keine automatisierte Verarbeitung sinnvoll möglich ist. Ebenso führt eine Darstellung in Falschfarben nicht zu einem besseren Kontrast. Die Resultate der Messungen und der Auswerteroutinen sind beispielhaft in Abbildung 3.6 dargestellt.



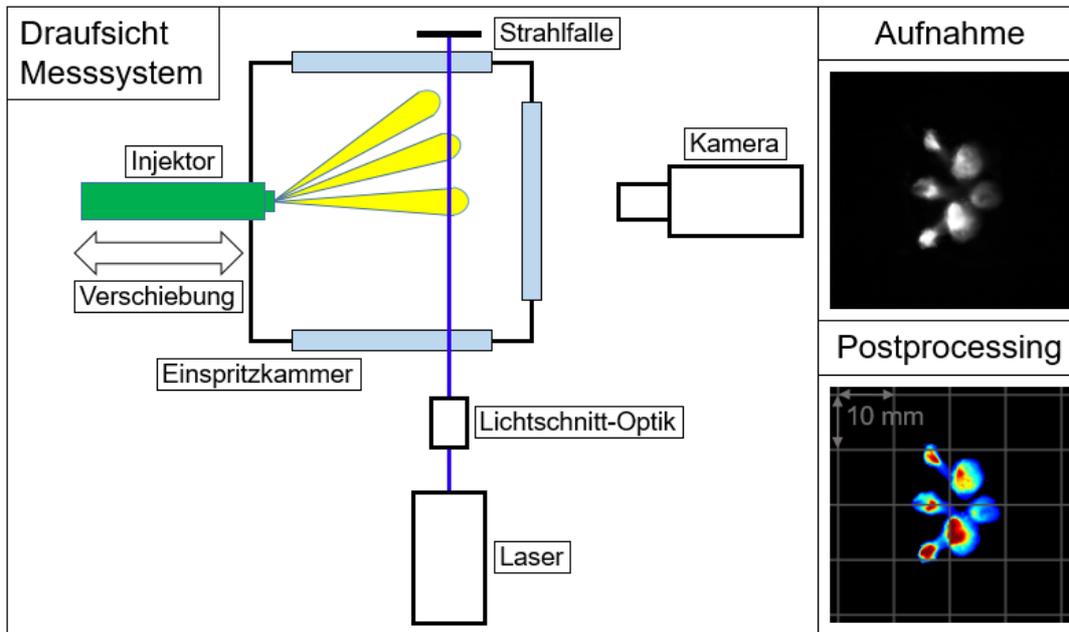
**Abbildung 3.6:** Beispiele für Aufnahmen des Kraftstoffsprays und des Düsennahbereichs an der Einspritzkammer

### 3.4. Spray-Targeting / Lichtschnittmessung

Mit der Hochgeschwindigkeits-Visualisierung des Kraftstoffsprays ist lediglich eine zweidimensionale Abbildung des dreidimensionalen Sprays möglich. Durch die teilweise Überlagerung der einzelnen Spraykeulen und die gleichzeitige Beleuchtung dieser, sind einzelne Spraykeulen teilweise nur schwierig zu erkennen. Daher können die räumliche Lage der Spraykeulen oder auch auftretende Interaktionen zwischen diesen nur schwer beurteilt werden. Daher wird ein weiteres Messverfahren entwickelt, mit dem Informationen aus verschiedenen Ebenen des Kraftstoffsprays erlangt werden können.

Auch dieses Messverfahren basiert auf der elastischen Streuung von Licht. Allerdings wird hier nicht die gesamte Einspritzkammer beleuchtet, sondern es wird aus einem Laserstrahl über ein Linsensystem eine Lichtschnittebene geformt. Diese wird, wie in Abbildung 3.7 schematisch dargestellt, durch ein Seitenfenster der Einspritzkammer eingekoppelt. Der Injektor ist dabei in horizontaler (zur Kamera koaxialer) Lage eingebaut und die Achse des Injektors steht senkrecht auf der Lichtschnittebene. Um ver-

schiedene Positionen der Messebene relativ zur Injektorspitze zu ermöglichen, kann die Einspritzkammer und damit gleichermaßen der Injektor verschoben werden. Da die Lichtschnittebene und die Kamera ortsfest positioniert sind, ist dabei keine neue Einstellung des Kamerafokus nötig.



**Abbildung 3.7:** Schematische Darstellung des Spray-Targeting-Messsystems und Beispiel der Messergebnisse

Eine Messung beginnt mit dem Einschalten des Lasers, der eine konstant leuchtende Lichtschnittebene erzeugt. Anschließend wird die Aufnahme der Kamera, mit einer Aufnahme­frequenz von 100 kHz und einer Belichtungszeit von einer Mikrosekunde, gestartet und die Einspritzung ausgelöst. Sobald die Einspritzstrahlen die Lichtschnittebene kreuzen, wird das Laserlicht an den Kraftstofftropfen elastisch gestreut und kann dann von der Kamera detektiert werden. Aufgrund der verschiedenen räumlichen Ausrichtungen der einzelnen Strahlkeulen und der damit verschiedenen Abstände zwischen der Injektorspitze und der Lichtschnittebene entlang der jeweiligen Strahlachse, können die Spraykeulen zu unterschiedlichen Zeitpunkten auf den aufgenommenen Bildern auftreten. Darüber hinaus ergeben sich von nicht senkrecht geschnittenen Strahlkeulen schräge Projektionen des Strahlquerschnitts.

Eine typische Aufnahme dieser Messtechnik ist ebenfalls in Abbildung 3.7 dargestellt, die mit einer Matlab-Routine weiterverarbeitet werden kann. Neben der Umwandlung in Falschfarben für einen höheren Kontrast kann die Aufnahme mit einem skalierten Raster überlagert werden. Dieses ermöglicht zum Beispiel die quantitative Bestimmung der

Ausdehnung des Spraybilds oder der geometrischen Lage der einzelnen Spraykeulen. Ebenso wird eine Interaktion oder Verschiebung der Strahlkeulen zum Beispiel bei einer Änderung der Randbedingungen für die Einspritzung gut ersichtlich.

### 3.5. Kraftstofffilm-Visualisierung mit Photolumineszenz-Messverfahren

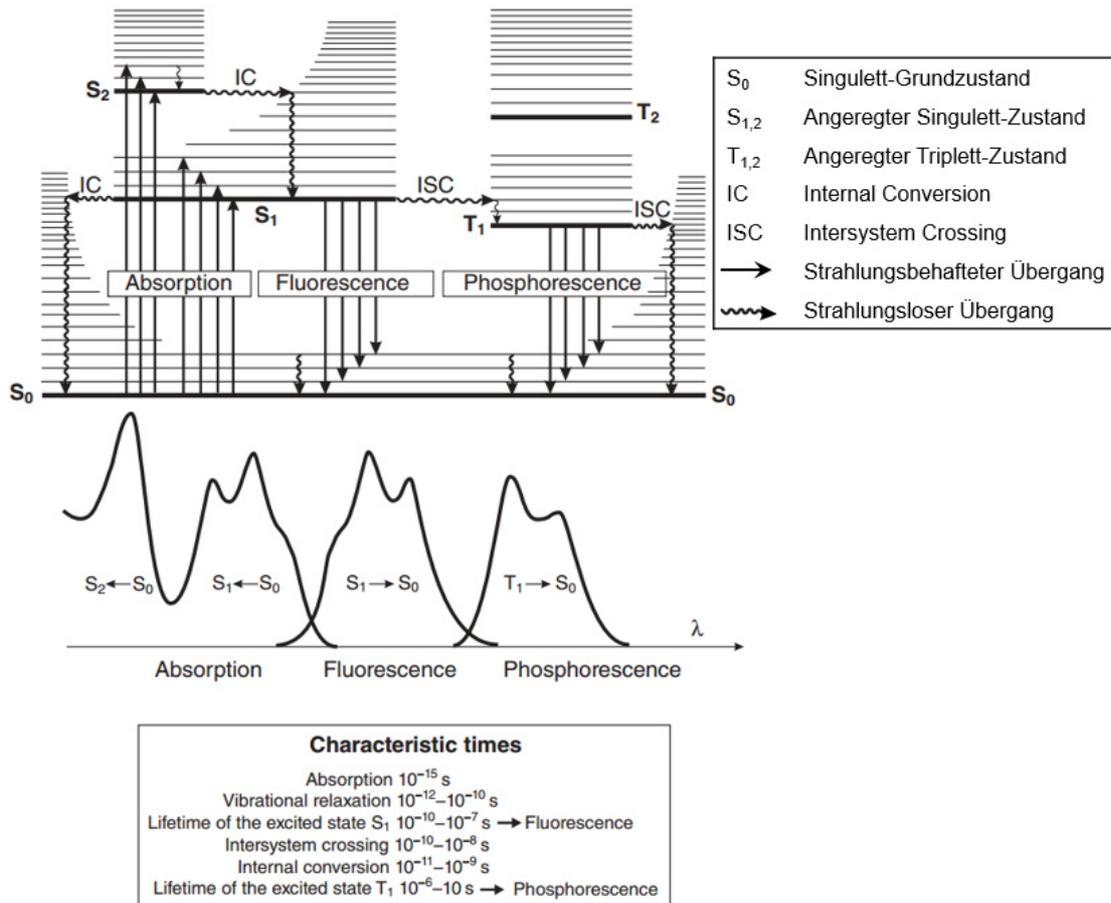
Mit der Hochgeschwindigkeits-Visualisierung können die dynamischen Vorgänge an der Injektorspitze während einer Einspritzung mit sehr hoher zeitlicher und örtlicher Auflösung erfasst werden. Allerdings ist eine Visualisierung des nach dem Ende der Einspritzung tatsächlich auf der Injektorkuppe zurückbleibenden Kraftstofffilms nur sehr begrenzt möglich, da sich dieser auf der Oberfläche ausbreitet und hochgradig transparent ist. Daher wurde ein Photolumineszenz-Messverfahren, also ein Messverfahren, dass auf der Anregung eines Stoffes durch Photonen und der Detektion der vom Stoff anschließend emittierten Photonen basiert, zur Darstellung des Kraftstofffilms entwickelt. Ähnliche Messverfahren werden zum Beispiel auch zur Bestimmung von Ölfilmschichtdicken [108] oder zur Visualisierung von Kraftstoffanlagerungen am Kolben [109] oder auf der Laufbuchse [110] verwendet, wobei hier oft nur die Fluoreszenz als Teil der gesamten Photolumineszenz detektiert wird. Als Ziele für die Entwicklung des Messverfahrens wurden definiert, dass eine hohe zeitliche und örtliche Auflösung der Kraftstoffanlagerung erreicht werden, dass die Einspritzung und die Benetzungsvorgänge nicht beeinflusst werden und dass eine einfache Handhabung gewährleistet ist. Auf eine quantitative Bestimmung der Schichtdicke wird bewusst verzichtet, da sich durch die Krümmung der Injektorkuppe und durch die Kanten der Spritz- und Stufenlöcher große ortsabhängige Unterschiede sowohl bei der Anregung des Kraftstoffs als auch bei der Detektion des Photolumineszenzsignals ergeben können, die eine solche Auswertung verfälschen würden.

#### **Photolumineszenz – Theoretischer Hintergrund**

Die folgenden Ausführungen zum theoretischen Hintergrund der Photolumineszenz orientieren sich an Valeur und Berberan-Santos [111] und an Schulz und Sick [112], auf die auch für weiterführende Hintergrundinformationen verwiesen sei.

Atome oder Moleküle von vielen Stoffen können, wie in Abbildung 3.8 schematisch gezeigt, durch die Absorption von Photonen von ihrem Grundzustand  $S_0$  in einen

elektrisch angeregten Zustand  $S_{1,2}$  überführt werden, der in der Regel nach kurzer Verweildauer wieder verlassen wird. Dies kann durch strahlungslose Prozesse (zum Beispiel durch innere Umwandlung von Schwingungs- bzw. Rotationsenergie oder durch Energieabgabe an andere Moleküle) oder durch die spontane Emission von Photonen (Photolumineszenz) geschehen. Das gesamte detektierbare Signal der Photolumineszenz setzt sich dabei aus der Fluoreszenz und der Phosphoreszenz zusammen.



**Abbildung 3.8:** Bei der Photolumineszenz auftretende Abläufe im Perrin-Jablonski-Diagramm mit Darstellung der relativen Wellenlängenbereiche und der charakteristischen Zeitskalen der auftretenden Prozesse [111]

Aus Abbildung 3.8 ist ersichtlich, dass die Absorption prinzipiell bei verschiedenen Wellenlängen der anregenden Photonen auftreten kann und dass ein Großteil der emittierten Photonen der Fluoreszenz und der Phosphoreszenz hin zu größeren Wellenlängen und damit geringerer Energie verschoben ist (Stokes-Verschiebung). Die genaue Lage und die Ausprägung der Absorptions- und Emissionsbande im Spektrum hängen dabei vom angeregten Stoff ab. Die Unterscheidung von Fluoreszenz und Phosphoreszenz wird anhand der verschiedenen zugrundeliegenden quantenmechanischen Zustands-

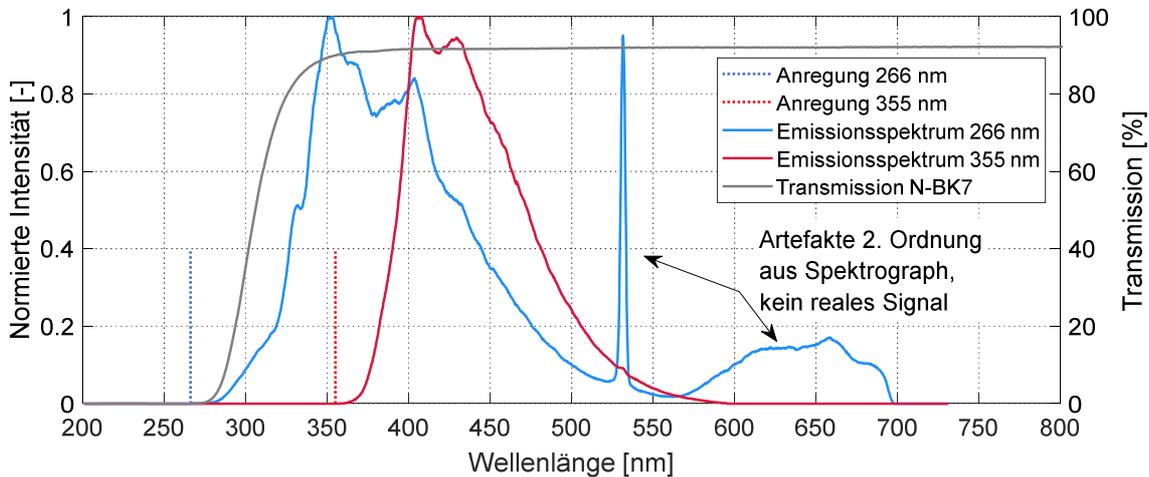
änderungen vorgenommen. Da der bei der Phosphoreszenz auftretende Triplett-Zustand  $T_1$  einerseits eine deutlich höhere Verweildauer und andererseits ein geringeres Energieniveau aufweist als der Singulett-Zustand  $S_1$  bei der Fluoreszenz, tritt die Phosphoreszenz im Vergleich zur Fluoreszenz sowohl zeitlich als auch hinsichtlich ihrer Wellenlänge verschoben auf. Insgesamt ermöglicht die Stokes-Verschiebung der Photolumineszenz eine einfache Trennung von Anregungs- und Detektionswellenlängen durch den Einsatz von optischen Filtern.

### **Messsystem – Tracer**

Für ein gut funktionierendes Photolumineszenz-Messverfahren kommt dem Photonemittierenden Stoff, der oft auch als Tracer bezeichnet wird, eine Schlüsselrolle zu. Dieser besitzt mit seinen Eigenschaften des Absorptionsquerschnitts, der als Maß für die Absorptionsfähigkeit der auf den Tracer treffenden Anregungsphotonen aufgefasst werden kann, und der Quantenausbeute, die das Verhältnis von emittierten zu absorbierten Photonen angibt, einen direkten Einfluss auf die erreichbare Intensität des Messsignals. Zudem entscheidet der Tracer auch über die Lage der nutzbaren Absorptions- und Emissionswellenlängen im Spektrum und er beeinflusst damit auch die Auswahl von Komponenten für das Anregungs- und das Detektionssystem. In der verbrennungsmotorischen Forschung werden als Tracer oftmals Ketone oder Aromaten verwendet, die einem nicht lumineszierenden Ersatzkraftstoff wie beispielsweise iso-Octan beigemischt werden. Der Vorteil dieser Tracer liegt darin, dass deren Eigenschaften bereits sehr gut erforscht sind und diese daher nach einer Kalibrierung auch eine quantitative Messung von Kenngrößen, zum Beispiel der orts aufgelösten Kraftstoffkonzentration im Zylinder, erlauben. Die Verwendung eines Ersatzkraftstoffes anstelle von Benzin kann jedoch sehr starke Auswirkungen auf die Einspritzung haben (vgl. Abschnitt 4.2.3) und daher soll für die Analyse der Injektorkuppenbenetzung in dieser Arbeit auf die Verwendung eines Ersatzkraftstoffes verzichtet werden.

Auch handelsübliches Benzin enthält als Stoffgemisch eine Vielzahl an Stoffen, die durch eine Bestrahlung mit ultraviolettem Licht zur Photolumineszenz angeregt werden können. Dabei kommt es zu einer Überlagerung der Photolumineszenzsignale vieler verschiedener Stoffe mit unterschiedlichen Eigenschaften und daher ist Benzin zwar nicht für quantitative aber für qualitative Messungen auch ohne Zugabe eines zusätzlichen Tracers nutzbar [112, 113]. Allerdings muss bei der Durchführung von Versuchen darauf geachtet werden, dass sich die Zusammensetzung des Benzins und damit das Photolumineszenzsignal von verschiedenen Chargen unterscheiden kann. Vorversu-

che mit einem Spektrografen ergaben für das in dieser Arbeit verwendete Benzin bei einer Anregung durch einen Nd:YAG-Laser mit einer Wellenlänge von 266 bzw. 355 nm das in Abbildung 3.9 dargestellte auf den jeweiligen Maximalwert normierte Emissionsspektrum.



**Abbildung 3.9:** Emissionsspektrum von Benzin bei Laseranregung (266 und 355 nm) und Transmissionskurve von Borosilikat-Kronglas Schott N-BK7 [114]

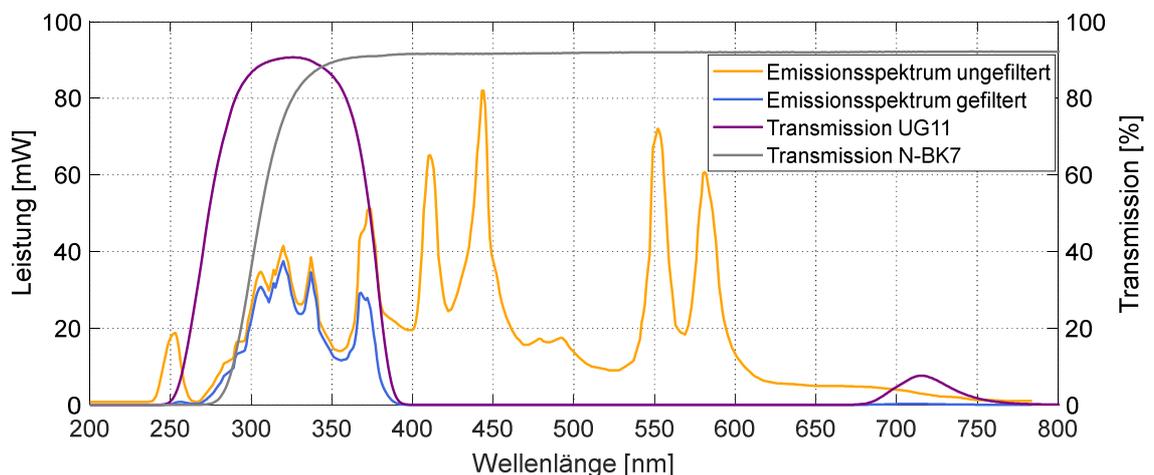
Für beide Anregungswellenlängen zeigt sich ein breitbandiges Emissionsspektrum, das (durch den jeweils auf der Detektionsseite verwendeten Langpassfilter) kurz hinter der jeweiligen Anregungswellenlänge beginnt und bei etwa 500 bis 550 nm ausläuft. Die ebenfalls eingezeichnete Transmissionskurve für das Borosilikat-Kronglas Schott N-BK7, das sehr häufig für optische Komponenten wie beispielsweise für Linsen in Kameraobjektiven eingesetzt wird, zeigt ab etwa 325 nm eine sehr hohe Transmission, so dass sich eine gute Überlagerung der Emissions- und Transmissionswellenlängen ergibt. Daher müssen bei entsprechender Anregung nicht extra für den ultravioletten Spektralbereich ausgelegte kostenintensive optische Komponenten im Detektionssystem eingesetzt werden und die Verwendung von reinem Benzin scheint zielführend.

### Messsystem – Anregung

In der verbrennungsmotorischen Anwendung werden für die Anregung der Photolumineszenz aufgrund verschiedener Vorteile sehr oft gepulste Laser wie zum Beispiel Nd:YAG-Laser eingesetzt und es wird nur das Fluoreszenzsignal detektiert (Laserinduzierte Fluoreszenz). Laser ermöglichen durch ihre sehr kurzen Pulsdauern die Erstellung von Momentaufnahmen der interessierenden Messgrößen und es gibt bereits hinsichtlich ihrer Fluoreszenz sehr gut erforschte Tracer. Zudem steht eine große Auswahl

passender optischer Komponenten zur Verfügung. Als nachteilig erweisen sich bei der Verwendung von Lasern vergleichsweise hohe Kosten, die aufwändige Handhabung und die Sicherstellung von Laserschutzmaßnahmen. Bei der hier geplanten Anwendung stellen zudem Reflektionen des Laserstrahls an der metallischen Oberfläche der Injektorkuppe eine ernste Gefahr für andere optische Komponenten dar.

Als Alternative für gepulste Laser können auch konstante Lichtquellen verwendet werden. Diese bieten den Vorteil, dass das gemessene Photolumineszenzsignal über die Belichtungsdauer des Detektors aufsummiert werden kann und dass die Handhabung aufgrund der in der Regel deutlich geringeren Energiedichte vereinfacht wird. Eine Trennung von Fluoreszenz und Phosphoreszenz aufgrund ihres zeitlich versetzten Auftretens ist dann zwar nicht mehr möglich, aber die Erfassung beider Emissionssignale kann zu einer insgesamt höheren Signalintensität führen. Für das in dieser Arbeit entwickelte Photolumineszenz-Messverfahren wurde daher eine breitbandige UV-Lichtquelle (Lumatec SUPERLITE I 05 UVC) ausgewählt, die über eine sehr hohe Leistung im ultravioletten Spektralbereich, der für die Anregung der Photolumineszenz von Benzin genutzt werden kann, verfügt. Das Ausgabespektrum und die optische Leistung der Lichtquelle, in der eine Quecksilber-Kurzbogenlampe (Osram HXP R 206 W/45C) eingesetzt wird, sind in Abbildung 3.10 dargestellt.



**Abbildung 3.10:** Spektrum und optische Leistung der Lichtquelle [115] und Transmissionskurven des optischen Filterglases Schott UG11 [116] und des Borosilikat-Kronglases Schott N-BK7 [114]

Durch das breitbandige Ausgabespektrum der Lichtquelle können theoretisch sehr viele unterschiedliche Stoffe im Benzin gleichzeitig angeregt werden, was sich entsprechend positiv auf das messbare Fluoreszenzsignal auswirken kann. Aus einem Ver-

gleich der Transmissionskurve von dem Glaswerkstoff N-BK7, die ab einer Wellenlänge von etwa 325 nm sehr hohe Werte aufweist, und der Fluoreszenz von Benzin bei Laseranregung mit 355 nm, die im Bereich von 400 bis 500 nm stark ausgeprägt ist, wird eine Anregung des Benzins bis zu einer maximalen Wellenlänge von etwa 400 nm als sinnvoll erachtet. Für die Trennung der Anregungs- von den Detektionswellenlängen wird daher auf der Anregungsseite auf einen Filter (Thorlabs FGUV11-UV) aus dem sehr gut verfügbaren Filterglas Schott UG11 zurückgegriffen. Dessen Transmissionskurve und das daraus resultierende Spektrum der Anregung sind ebenfalls in Abbildung 3.10 gezeigt. Die Anregung des Benzins erfolgt demnach im Bereich zwischen 250 und 390 nm. Zusätzlich wird von dem Filter auch ein kleiner Anteil der Lichtemission im roten Spektralbereich um 700 nm zugelassen, der bei der Auswahl der Filter auf der Detektionsseite noch unterdrückt werden muss.

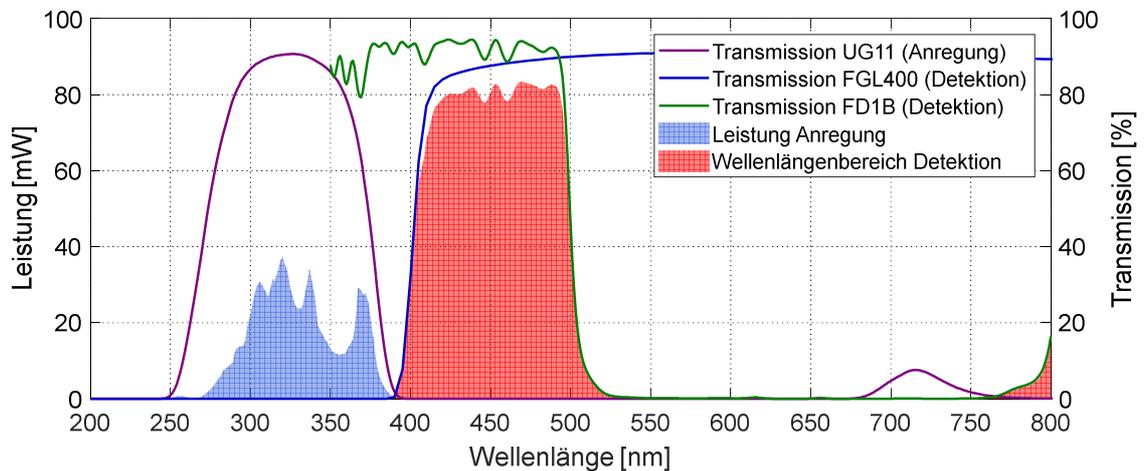
An den Austritt der Lichtquelle wird ein Flüssigkeitslichtleiter (Lumatec Serie 250) angeschlossen. Durch dessen Flexibilität ergeben sich Vorteile in der Handhabung, allerdings gibt dieser einen divergenten Lichtstrahl mit einem Öffnungswinkel von  $50^\circ$  aus. Um eine nur geringe Aufweitung des Lichtstrahls und eine entsprechend hohe Bestrahlungsintensität der Injektorspitze in einer Entfernung von etwa 15 cm, die sich durch das Kraftstoffspray und die Einspritzkammer ergibt, zu erhalten, wurde mit einer Optiksoftware (Photon Engineering FRED [117]) ein nachgeschaltetes Linsensystem ausgelegt. Dieses besteht aus einer plankonvexen Linse (Thorlabs LA4280-UV) direkt am Lichtleiteraustritt und einer bikonvexen Linse (Thorlabs LB4030-UV) in einem Abstand von 37 mm zur ersten Linse.

### **Messsystem – Detektion**

Für die Detektion des Photolumineszenzsignals wurden zwei Ansätze entwickelt. Einerseits können mit einer Hochgeschwindigkeitskamera (Vision Research Phantom v2011), einem Bildverstärker (LaVision HS-IRO) und einem Fernfeldmikroskop (Questar QM100) Aufnahmen direkt nach dem Ende der Einspritzung mit einer sehr geringen Belichtungszeit von 190  $\mu$ s und einer Aufnahme Frequenz von 5 kHz gemacht werden, die eine Visualisierung des Kraftstofffilms und seiner anschließenden Ausbreitung bereits sehr kurz nach dem Ende der Einspritzung ermöglichen. Der Einsatz des Bildverstärkers, der aufgrund der kurzen Belichtungszeit, der geringen Intensität des Fluoreszenzsignals und der geringen Lichtausbeute des Fernfeldmikroskops benötigt wird, führt allerdings zu optisch leicht verrauschten Aufnahmen. Andererseits kann eine sCMOS Kamera (LaVision Imager sCMOS) mit einem Makroobjektiv (Walimex

pro 100/2,8) verwendet werden, womit Aufnahmen mit einer Belichtungszeit von 4500  $\mu\text{s}$  und einer Frequenz von 100 Hz gemacht werden können. Damit wird eine sehr anschauliche Visualisierung der Kraftstoffanlagerung an der Injektorspitze erreicht.

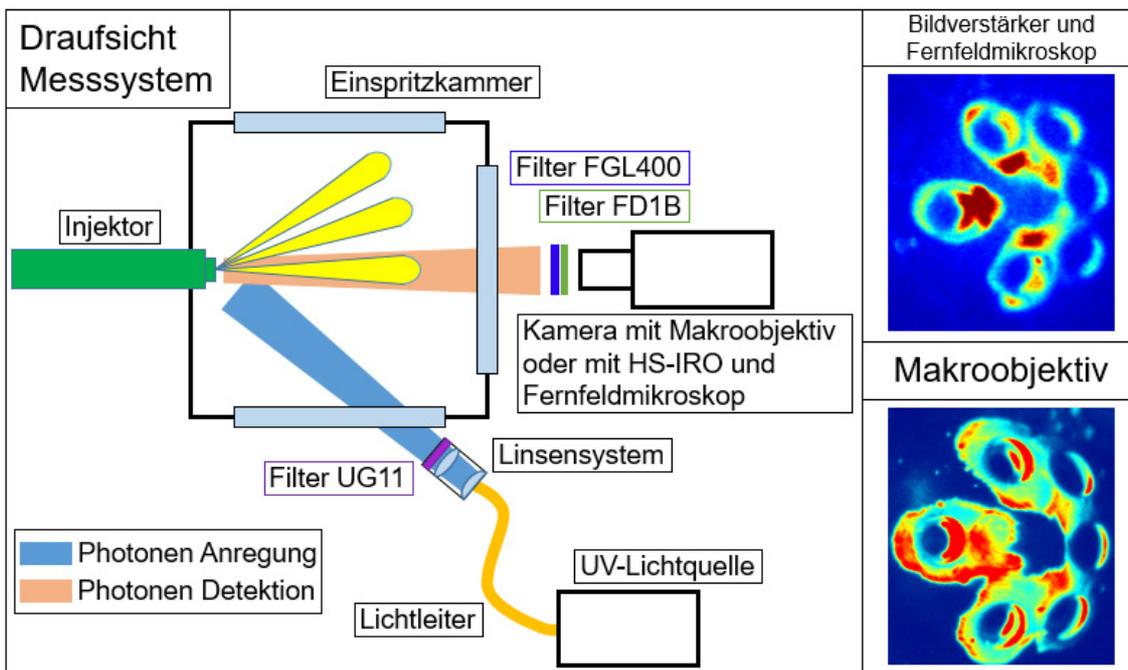
Für beide Aufnahmevarianten werden zwei optische Filter zur Unterdrückung des Anregungslichts verwendet. Ein Langpassfilter (Thorlabs FGL400) unterdrückt die kurzen Wellenlängen des ultravioletten Spektralbereichs, während ein Kurzpassfilter (Thorlabs FD1B) den zuvor erwähnten Lichtanteil im roten Spektralbereich bei etwa 700 nm unterdrückt. Daraus ergibt sich insgesamt der in Abbildung 3.11 dargestellte detektierte Wellenlängenbereich.



**Abbildung 3.11:** Spektrum und optische Leistung der Anregung, Transmissionskurven des Filterglases Schott UG11 [116], des Filters FGL400 [118] und des Filters FD1B [119] und Spektrum des gesamten Wellenlängenbereichs der Detektion

### Messsystem – Gesamter Aufbau

Der Aufbau des gesamten Messsystems und die Anordnung der zuvor beschriebenen Komponenten an der Einspritzkammer sind schematisch in Abbildung 3.12 dargestellt. Aufgrund der zur Injektorachse schrägen Ausbreitungsrichtung des Kraftstoffsprays hat sich die Anregung des Kraftstofffilms durch ein seitliches Fenster und die Detektion der Photolumineszenz durch das frontale Fenster der Einspritzkammer als vorteilhaft erwiesen. Dadurch wird die Anregungsstrahlung nur wenig vom Spray beeinträchtigt und es wird eine Aufnahme des Photolumineszenzsignals der Kraftstoffanlagerung auf der Injektorkuppe kurz nach dem Ende der Einspritzung ermöglicht.



**Abbildung 3.12:** Schematische Darstellung des Photolumineszenz-Messsystems und Beispiele der Messergebnisse

### Messsystem – Vorversuche

Bei ansonsten unveränderten Randbedingungen kann das detektierte Photolumineszenzsignal in gewissen Grenzen proportional zur Schichtdicke des angeregten Stoffes sein (vgl. [120]). Im Rahmen dieser Arbeit soll zwar keine Quantifizierung der Schichtdicke des angelagerten Kraftstoffs erfolgen, allerdings soll geprüft werden, welche Schichtdicken mit dem entwickelten Messsystem ermittelt werden können und wie sich deren genereller Einfluss auf die gemessene Signalintensität darstellt. Daher wurde ein Versuchsaufbau verwendet, bei dem sich durch Präzisionsfolien, die zwischen einem Glasfenster der Einspritzkammer und einer metallischen Gegenplatte eingeklemmt werden, verschiedene Schichtdicken von Benzin einstellen lassen. Bei einer Variation der Schichtdicke von 10 bis 70  $\mu\text{m}$  ergab sich mit steigender Dicke ein annähernd linearer Anstieg der Signalintensität. Daher kann davon ausgegangen werden, dass die auf der Injektorkuppe auftretenden Filmdicken mit dem entwickelten Messsystem visualisiert werden können und dass eine höhere Signalintensität auch bei Messungen des Kraftstofffilms an der Injektorspitze auf eine größere Schichtdicke hindeutet.

Neben der Schichtdicke können auch die Kraftstofftemperatur und der herrschende Druck einen Einfluss auf die gemessene Signalintensität haben, da die Quantenausbeute und der Absorptionsquerschnitt vieler Stoffe von diesen Parametern abhängen

und sich zusätzlich die Lage und die Ausprägung der Absorptions- und Emissionsbande im Spektrum verschieben können (vgl. [112]). Aufgrund des Stoffgemisches von Benzin sind diese Einflüsse allerdings schwierig zu untersuchen, da zum Beispiel beim Aufheizen des Kraftstoffs leicht flüchtige Bestandteile bereits verdampfen können. Diese Verdampfung kann bei der Messung des Kraftstofffilms bei Versuchen an der Einspritzkammer erst beim Austritt des Kraftstoffs aus dem Injektor und auf der Oberfläche der Injektorspitze geschehen, so dass hier der verdampfte Massenanteil am Ende der Einspritzung deutlich geringer ausfallen kann. Daher wurde nur ein Stichversuch mit einer Aufheizung von Benzin in einem geschlossenen Behälter durchgeführt, der bei einer Temperatur von 80 °C eine um fast 50 % geringere Signalintensität als bei 20 °C zeigte. Dieses Ergebnis soll allerdings lediglich als Hinweis auf mögliche Einflüsse von Kraftstofftemperatur und Gegendruck dienen. Auf eine weitere Quantifizierung der Einflüsse von Temperatur und Druck wird verzichtet. Diese Quantifizierung wird auch nicht zwingend benötigt, da mit dem Messverfahren vor allem vergleichende Untersuchungen bei hinsichtlich Kraftstofftemperatur und Gegendruck identischen Randbedingungen durchgeführt werden sollen.

### **Versuchsdurchführung und Auswertung**

Um ein eindeutiges Messergebnis hinsichtlich der Injektorkuppenbenetzung einer einzelnen Einspritzung zu erhalten, werden vor jeder Messung auf der Injektorkuppe noch vorhandene Kraftstoffreste manuell entfernt. Dabei ist es auch wichtig, dass die Injektoren über keine oder eine nur sehr geringe Leckage verfügen, die ansonsten das Messergebnis stark verfälschen würde. Eine Messung läuft nach der Reinigung ähnlich wie bei der Hochgeschwindigkeits-Visualisierung ab. Zunächst wird die Kamera in DaVis parametrieren und gestartet, anschließend übernimmt die Steuerungssoftware der Einspritzkammer die Synchronisation und die Ansteuerung der Kamera, der UV-Lampe und der Einspritzung. Dabei werden vor und nach der Einspritzung Aufnahmen der Injektorkuppe gemacht, wodurch eine Kontrolle des Zustands der Injektorkuppe vor der Einspritzung und eine eindeutige Zuordnung der aufgenommenen Kraftstoffanlagerung zu der erfolgten Einspritzung möglich sind.

Beispielhaft zeigt Abbildung 3.12 Messergebnisse des Kraftstofffilms, die für einen höheren Kontrast in Falschfarben dargestellt sind. Darin sind die einzelnen Spritz- und Stufenlöcher gut erkennbar und Teile der Oberfläche ohne eine Kraftstoffanlagerung weisen kein Messsignal auf, so dass der Kraftstofffilm gut abgegrenzt werden kann. In der Regel ist eine manuelle Auswertung ausreichend, da die Anlagerungsorte und die

unterschiedlichen Schichtdicken anschaulich erkannt und verglichen werden können. Es wurden aber auch Postprocessing-Routinen für eine quantitative Auswertung in Matlab umgesetzt. Diese Routinen berechnen einerseits die mittlere Intensität des Messsignals einer Aufnahme, die als relativ zu vergleichendes Maß für die insgesamt angelagerte Kraftstoffmenge verwendet werden kann. Andererseits wird die Anzahl der Pixel, deren Messsignal einen gewissen Schwellwert überschreitet, als Maß für die Größe der mit Kraftstoff benetzten Oberfläche der Injektorkuppe bestimmt. Wie bereits erläutert, erfolgt dabei keine Bestimmung der absoluten Schichtdicken.

## 4. Analyse der Injektorkuppenbenetzung und des Sprayverhaltens

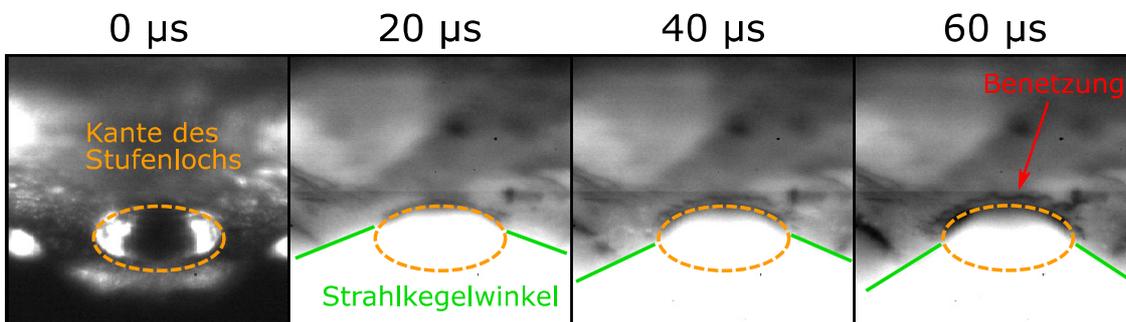
Die Kraftstoffeinspritzung hat entscheidenden Einfluss auf die emittierten Partikelemissionen von direkteinspritzenden Ottomotoren. Wie bei der Erläuterung der Hintergründe in Kapitel 2 bereits gezeigt, wirken vor allem eine Kraftstoffbenetzung der Injektorspitze oder der Brennraumwände als maßgebliche Partikelquellen. Daher werden im Folgenden zunächst die Phänomene, die zu einer Benetzung der Injektorkuppe führen, mittels Hochgeschwindigkeitsaufnahmen des Düsennahbereichs näher untersucht. Anschließend werden die Einflüsse der bei der Einspritzung vorliegenden Randbedingungen auf das Benetzungsverhalten und auf die Sprayausbildung analysiert.

### 4.1. Injektorkuppenbenetzung

Die Analyse des Einspritzvorgangs zeigt, dass eine Benetzung der Injektorkuppe mit Kraftstoff prinzipiell zu jedem Zeitpunkt während der Einspritzung, also von Einspritzbeginn bis Einspritzende, auftreten kann (vgl. auch [121]). Die Phänomene, die zur Benetzung führen, unterscheiden sich dabei für die verschiedenen Phasen der Einspritzung und werden im Folgenden näher erläutert. Die Analyse erfolgt hier mit einem gereinigten Injektor, der ein konventionelles Stufenloch-Design aufweist. Um die einzelnen Phänomene besser herausarbeiten zu können, weisen die gezeigten Versuche teils unterschiedliche thermodynamische Randbedingungen auf. Aus diesem Grund (vgl. auch Abschnitt 4.2) und da auch das Design des Injektors einen Einfluss auf die einzelnen Phänomene hat (vgl. auch Abschnitt 6.2) wird das Ausmaß der Benetzung der jeweiligen Phänomene an dieser Stelle nicht vergleichend bewertet. Die jeweils über den Einzelbildern in den folgenden Abbildungen angegebenen Zeitangaben beziehen sich auf den tatsächlichen Beginn der Einspritzung, wenn der erste Austritt von Kraftstoff aus den Spritzlöchern sichtbar ist.

Beim Einspritzbeginn hebt sich die Nadel aus dem Nadelsitz und gibt einen mit der Zeit veränderlichen Strömungsquerschnitt frei. Abhängig vom Nadelhub ergibt sich dadurch im Bereich des Nadelsitzes eine zum Nadelhub nicht lineare Drosselwirkung der Strömung zu den Spritzlöchern. Ein Vergleich mit der in Abbildung 2.7 dargestellten Einspritzrate zeigt, dass die Einspritzrate bis etwa 100  $\mu$ s nach Einspritzbeginn gedrosselt

wird. Durch die Drosselwirkung ergibt sich bei Einspritzbeginn ein nur geringer Kraftstoffdruck im Sackloch und in den Spritzlöchern und auch die Bildung von Kavitationsgebieten wird begünstigt [54–56]. Zudem ist die Verweildauer des Kraftstoffs im Spritzloch und damit die Dauer für dessen Verdampfung durch die vergleichsweise geringe Strömungsgeschwindigkeit erhöht, so dass sich insgesamt ein hohes Potential für das Auftreten von Flash Boiling ergibt. Die daraus resultierenden Folgen für das Kraftstoffspray im düsennahen Bereich zu Beginn einer Einspritzung sind in Abbildung 4.1 dargestellt.

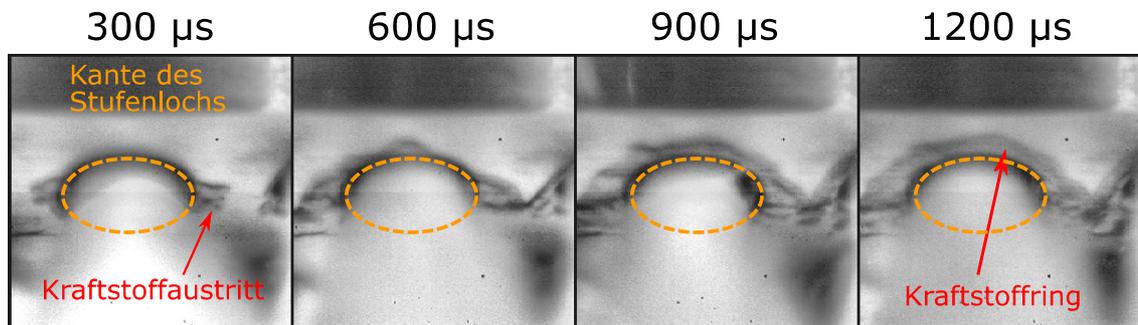


**Abbildung 4.1:** Injektorkuppenbenetzung durch einen vergrößerten Spraykegelwinkel am Beginn der Einspritzung ( $p_{\text{Rail}}=250$  bar,  $T_{\text{Kr}}=80$  °C,  $p_{\text{Gegen}}=400$  mbar,  $R_p=5$ ,  $\text{ASD}=1500$  µs)

Direkt bei Einspritzbeginn ist ein stark vergrößerter Strahlkegelwinkel zu erkennen, der sich bei weiterem Nadelhub zunächst verringert und bei Erreichen der stationären Einspritzrate einen quasi-stationären Wert annimmt. Durch Kavitation und internes Flash Boiling wird hier bereits im Spritzloch ein hoher Dampfanteil in der Strömung erreicht. Dieser Anteil dehnt sich nach dem Austritt aus dem Spritzloch aus und vergrößert so den Strahlkegelwinkel, womit das Risiko einer direkten Benetzung der Stufenlochkante beim Einspritzbeginn besteht, die sich in Abbildung 4.1 als schwarze Anlagerung um die Kante des Stufenlochs zeigt. Die Benetzung wird anschließend durch eine vom Kraftstoffstrahl auf der Oberfläche der Injektorspitze induzierte Luftströmung teilweise wieder in den Strahl beziehungsweise in das Stufenloch zurückgesogen.

Bei vollem Nadelhub und damit recht konstanter Einspritzrate kann es kontinuierlich oder auch intermittierend zur Benetzung der Injektoroberfläche kommen. Bei einem zu großen Spraykegelwinkel wird die Kante des Stufenlochs nicht nur bei Einspritzbeginn sondern während der gesamten Einspritzung getroffen. Aber auch bei keinem direkten Kontakt von Kraftstoffstahl und Stufenlochkante tritt eine Kraftstoffbenetzung der Oberfläche der Injektorspitze auf. Während der Einspritzung sammelt sich Kraftstoff im Stu-

fenloch an, der dann bei ausreichender Menge aus dem Stufenloch gedrückt wird und sich auf der Oberfläche anlagert, wie aus Abbildung 4.2 ersichtlich wird.

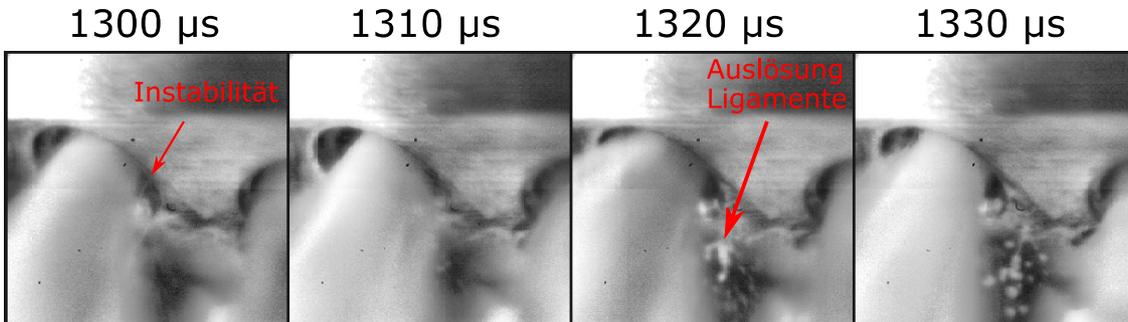


**Abbildung 4.2:** Injektorkuppenbenetzung durch Kraftstoffaustritt aus dem Stufenloch und Bildung eines Kraftstoffrings um das Stufenloch ( $p_{\text{Rail}}=350$  bar,  $T_{\text{Kr}}=80$  °C,  $p_{\text{Gegen}}=500$  mbar,  $R_p=4$ ,  $\text{ASD}=1500$  µs)

Der angelagerte Kraftstoff wird hier während der Einspritzung von der durch den Kraftstoffstrahl induzierten Luftströmung in der Nähe des Stufenlochs gehalten. Dadurch wird die weitere Ausbreitung von Kraftstoff auf der Oberfläche verhindert und es entsteht eine Art Kraftstoffring um die Kante des Stufenlochs. Während sich diese Luftströmung von der Außenseite der Injektorspitze (in Abbildung 4.2 oben) recht ungehindert bis an den Kraftstoffstrahl ausbilden kann, ist deren Ausbildung zwischen den Kraftstoffstrahlen und im Bereich zwischen den Spritzlöchern in der Mitte der Injektorspitze nur eingeschränkt möglich. Folglich ist die Ausdehnung des Kraftstoffrings an der in Abbildung 4.2 oberen Seite der Stufenlochkante geringer als an der linken und rechten Seite. Zusätzlich tritt seitlich auch eine Verbindung der Anlagerungen von benachbarten Spritzlöchern auf.

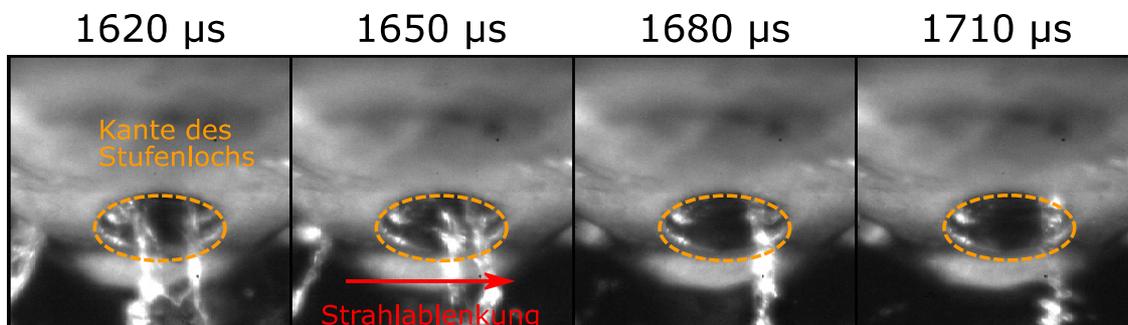
Weiterhin können Instabilitäten in der Düseninnenströmung zu einer Benetzung führen. Diese werden durch stochastisches Auftreten von Kavitation und Flash Boiling oder durch Druckpulsationen im Injektor ausgelöst. In der Folge kommt es zu einem kurzzeitig vergrößerten Spraykegelwinkel und zu einem Kontakt vom Spray mit der Kante des Stufenlochs. Neben einer verstärkten Benetzung werden dabei auch größere Tropfen oder Ligamente aus einer bereits vorhandenen Kraftstoffansammlung ausgelöst, wie Abbildung 4.3 zeigt. Diese großen Tropfen können in der Folge zu Bauteilbenetzung oder durch ihre, im Vergleich zu den fein zerstäubten Kraftstofftropfen, längere Verdampfungszeit zu Inhomogenitäten im Gemisch führen. Durch die sehr komplexe Strömung im Injektor und in den Spritzlöchern treten diese Instabilitäten und die daraus

resultierende Kraftstoffbenetzung mit unterschiedlich starker Ausprägung an den einzelnen Spritzlöchern auf.



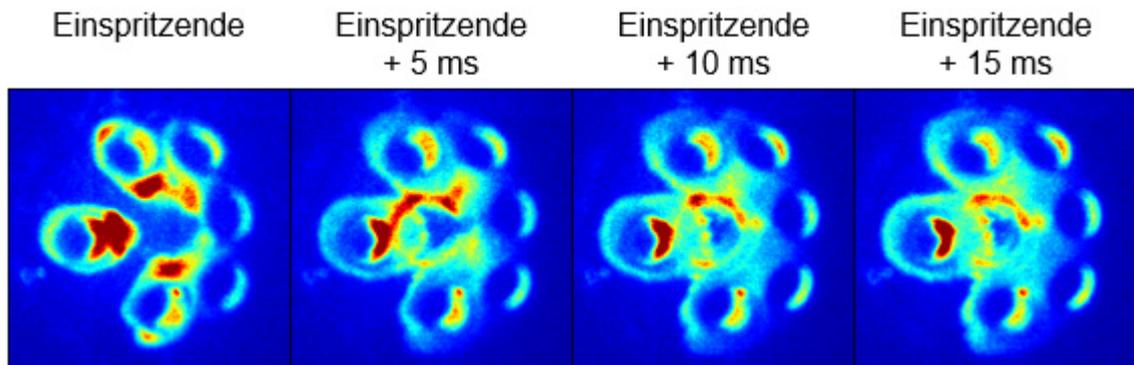
**Abbildung 4.3:** Injektorkuppenbenetzung durch Instabilität in der Strömung und Auslösung von Ligamenten ( $p_{\text{Rail}}=350$  bar,  $T_{\text{Kr}}=20$  °C,  $p_{\text{Gegen}}=500$  mbar,  $R_p=0.6$ , ASD=1500 µs)

Wie beim Einspritzbeginn steigt auch am Ende der Einspritzung das Flash-Boiling-Potential durch die Drosselung des Kraftstoffmassenstroms im Nadelsitz. In der Folge vergrößert sich wiederum der Strahlkegelwinkel und es tritt ein Kontakt von Kraftstoffstrahl und Stufenlochkante auf. Die letzten eingespritzten Massenanteile besitzen zudem eine so geringe Geschwindigkeit, dass diese nicht mehr im Bereich der Atomisierung zerfallen. Dadurch kann der noch annähernd intakte Kraftstoffstrahl wie in Abbildung 4.4 gezeigt in Richtung der Lochkante abgelenkt werden, was bei Kontakt in weiterer Kraftstoffbenetzung resultiert. Nach dem ersten Auftreffen der Nadel auf dem Nadelsitz kann es außerdem zu Nadel- oder Ankerprellen kommen, wodurch eine zusätzliche geringe Kraftstoffmenge eingespritzt wird, die mit den zuvor beschriebenen Effekten zu weiterer Benetzung führt.



**Abbildung 4.4:** Injektorkuppenbenetzung durch Strahlableitung am Ende der Einspritzung ( $p_{\text{Rail}}=250$  bar,  $T_{\text{Kr}}=20$  °C,  $p_{\text{Gegen}}=1000$  mbar,  $R_p=0.2$ , ASD=1500 µs)

Nach dem Ende der Einspritzung breitet sich der während der Einspritzung durch die Luftströmung noch an den Spritzlöchern gehaltene Kraftstoff auf der Injektorspitze aus. Zusätzlich kann auch noch im Stufenloch vorhandener Kraftstoff auf die Oberfläche ausfließen. Mittels der Hochgeschwindigkeits-Photolumineszenz-Messtechnik lassen sich die Anlagerungsorte direkt nach dem Ende der Einspritzung und auch die Ausbreitung auf der Injektorspitze visualisieren. Ein typisches Erscheinungsbild ist in Abbildung 4.5 dargestellt.



**Abbildung 4.5:** Injektorkuppenbenetzung nach dem Ende der Einspritzung  
( $p_{\text{Rail}}=250$  bar,  $T_{\text{Kr}}=80$  °C,  $p_{\text{Gegen}}=700$  mbar,  $R_p=2.9$ ,  $ASD=1250$   $\mu\text{s}$ )

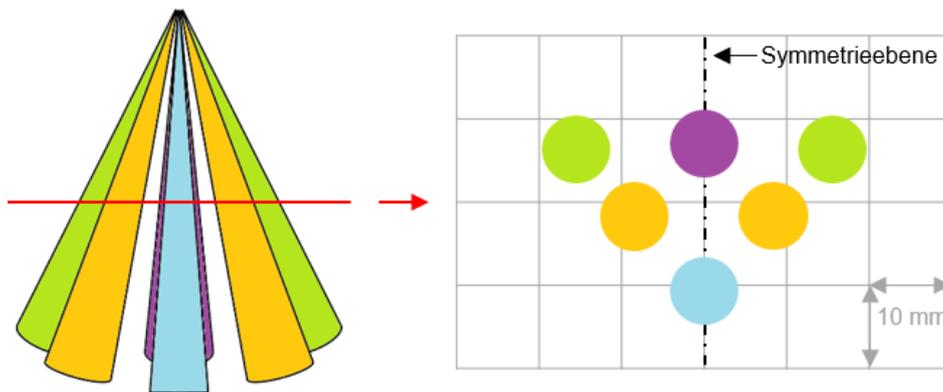
Kurz nach dem Ende der Einspritzung ist die Anlagerung des Kraftstoffs um die Kanten der Spritzlöcher erkennbar. Die Anlagerungen weisen dabei eine Vorzugsrichtung in den Bereich zwischen den Spritzlöchern in der Mitte der Injektorspitze auf, so dass sich tropfenförmige Geometrien ergeben, die sich teils überlagern und vereinigen. Die Anlagerungsorte zeigen, dass die durch das Kraftstoffspray induzierte Luftströmung den angelagerten Kraftstoff in den äußeren Bereichen in der Nähe der Spritzlochkanten hält und der Kraftstofffilm in die Mitte zwischen die Spraystrahlen gezogen wird. Bricht diese Luftströmung am Ende der Einspritzung ab, verteilt sich der Kraftstoff weiter auf der Oberfläche und die zuvor noch deutlich erkennbaren Unterschiede in der Filmdicke bauen sich ab.

Weiterhin sind Unterschiede in der angelagerten Kraftstoffmenge für die verschiedenen Spritzlöcher zu erkennen. Diese ergeben sich durch die unterschiedlichen räumlichen Ausrichtungen der Spritzlöcher, da sich so verschiedene Strömungsbedingungen ausbilden, die einen Einfluss auf das Auftreten und das Ausmaß von Kavitation und Flash Boiling in den einzelnen Spritzlöchern haben. Daher sind zusätzlich zu Maßnahmen, die alle Spritzlöcher betreffen, auch Spritzloch selektive Maßnahmen zur Reduktion der insgesamt angelagerten Kraftstoffmenge sinnvoll.

Neben der von einer Einspritzung direkt ausgelösten Benetzung wird eine Benetzung auch durch eine Leckage des Injektors ausgelöst. Da die dabei austretende Kraftstoffmenge in der Regel aber sehr gering ist, hat die Leckagemenge im normal gefeuerten Betrieb des Motors keinen Einfluss. In längeren Schub- oder Abstellphasen des Motors mit hohem anliegendem Kraftstoffdruck, zum Beispiel im Start-Stopp-Modus, kann sich durch eine Leckage jedoch eine gewisse Kraftstoffmenge ansammeln.

### 4.2. Einflüsse auf das Benetzungs- und Sprayverhalten

Die bei der Einspritzung vorliegenden Randbedingungen haben einen entscheidenden Einfluss auf die zur Injektorkuppenbenetzung führenden Phänomene und auf die Ausbildung und Ausbreitung des Kraftstoffsprays. Im Folgenden werden die Effekte einer Kraftstofftemperatur- und einer Gegendruckvariation an der Einspritzkammer gezeigt. Zudem werden der Einfluss des Kraftstoffdrucks und der Einfluss des Kraftstoffs selbst erläutert. Für die Versuche wird ein Mehrlochinjektor mit sechs Spritzlöchern und dem in Abbildung 4.6 schematisch gezeigten Spray-Targeting verwendet, wobei das Targeting, wie auch durch die Farbgebung der einzelnen Kraftstoffstrahlen angedeutet, eine Symmetrieebene besitzt. Die in orange dargestellten Spritzlöcher weisen zudem im Vergleich zu den anderen Spritzlöchern einen um ca. 50 % größeren Durchmesser auf.



**Abbildung 4.6:** Spray-Targeting des verwendeten Mehrlochinjektors

#### 4.2.1. Einfluss der Kraftstofftemperatur und des Gegendrucks

Die Kraftstofftemperatur und der Gegendruck wirken sich direkt auf die Überhitzung des Kraftstoffs während der Einspritzung aus. So führt eine Erhöhung der Kraftstofftemperatur zu einer Anhebung des Dampfdrucks (vgl. Abbildung 2.12) und damit bei gleichem Gegendruck zu einer größeren Überhitzung. Die Überhitzung kann zusätzlich

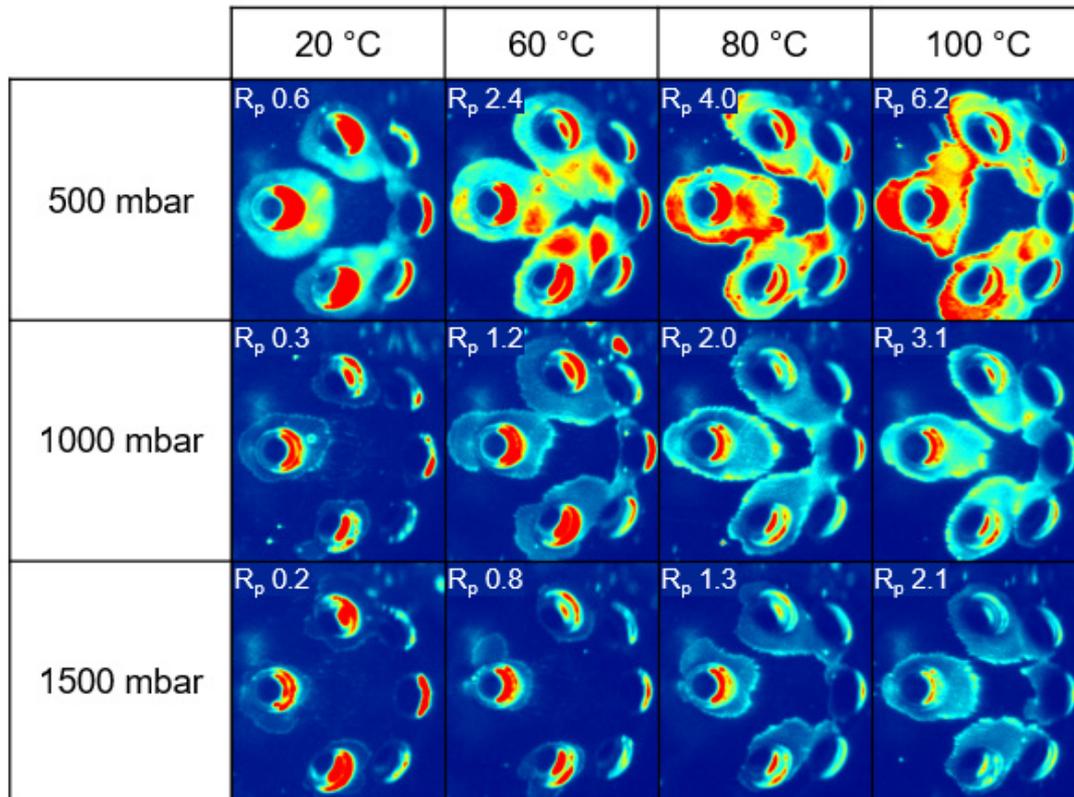
durch eine Verringerung des Gegendrucks weiter gesteigert werden, wie aus der Formel für das Druckverhältnis  $R_p$  in Abbildung 2.10 direkt hervorgeht. Aus der größeren Überhitzung ergeben sich Folgen für das Kavitations- und das Flash-Boiling-Verhalten, die wiederum die Kraftstoffbenetzung der Injektorspitze (vgl. auch [121]) und das Kraftstoffspray beeinflussen. Diese Einflüsse werden anhand einer Temperaturvariation des Kraftstoffs von minimal 20 °C bis maximal 100 °C und einer Gegendruckvariation von 500 bis 1500 mbar Absolutdruck näher erläutert.

Mit steigender Überhitzung des Kraftstoffs, also mit einem größeren Wert für das Druckverhältnis  $R_p$ , nehmen die Kavitationsneigung und das Flash-Boiling-Potential im Allgemeinen zu. Beim Einspritzbeginn zeigt sich dies durch einen vergrößerten Strahlkegelwinkel in der Nähe des Spritzlochs. Dabei ist bei einem kleinen Druckverhältnis zunächst keine Änderung zu erkennen, erst ab  $R_p \geq 1$  kommt es zu einer Aufweitung des Strahls. Die Gefahr einer Benetzung der Injektorkuppe direkt bei Einspritzbeginn ist jedoch lediglich bei sehr großen Druckverhältnissen gegeben. Beim untersuchten Injektor wurde nur bei der maximal getesteten Überhitzung mit  $R_p=6.2$  eine leichte Benetzung festgestellt. Da bei derart großen Druckverhältnissen aber auch die Benetzung während des vollen Nadelhubs besonders ausgeprägt ist, kommt der Benetzung bei Einspritzbeginn insgesamt eine eher untergeordnete Rolle zu.

Auch bei vollem Nadelhub ergibt sich bei geringer Überhitzung nur eine leichte Benetzung der Injektorkuppe. Bei einer Kraftstofftemperatur von 20 °C verbleibt nur beim geringsten Gegendruck von 500 mbar eine kleine Kraftstoffmenge auf der Oberfläche der Injektorspitze, die sich durch Instabilitäten in der Düseninnenströmung ablagert. Ab einem Druckverhältnis von etwa  $R_p \geq 2$  wird dann eine stärkere Benetzung, die sich während der Einspritzung ausbildet, sichtbar. Diese wird mit steigender Überhitzung größer und tritt zeitlich immer früher auf. Ein Vergleich von thermodynamischen Randbedingungen mit ähnlichem Druckverhältnis und damit theoretisch ähnlichem Flash-Boiling-Potential zeigt, dass ein geringerer Gegendruck im Vergleich zu einer höheren Temperatur zu einer größeren Kraftstoffanlagerung führt. Der geringere Gegendruck verstärkt hier die Interaktion von Kraftstoffstrahl und Stufenloch, so dass sich Kraftstoff im Stufenloch schneller ansammelt und dann verstärkt aus diesem austritt. Des Weiteren fällt auf, dass sich Kraftstoff um das Stufenloch nur bei geringem Gegendruck auch verstärkt an der äußeren Lochkante und nicht nur zwischen den Spritzlöchern und zur Mitte der Injektorspitze zwischen die Spritzlöcher ausbreitet. Dies wird auf eine durch die geringere Gasdichte in der Einspritzkammer schwächer ausgeprägte vom Kraftstoffstrahl induzierte Luftströmung, die den Kraftstoff am Spritzloch hält, zurückgeführt.

Am Ende der Einspritzung ist eine Ablenkung der beim Nadelschließen mit noch intaktem Strahl eingespritzten Kraftstoffmenge nur bei geringer Überhitzung bis zu einem Druckverhältnis von etwa  $R_p=2$  zu sehen. Bei einem größeren Druckverhältnis kommt es durch Flash Boiling zu einer feinen Zerstäubung des Kraftstoffs, wobei durch den vergrößerten Strahlkegelwinkel ebenfalls eine Benetzung auftreten kann.

Mit der Photolumineszenz-Messtechnik können die Auswirkungen der Kraftstofftemperatur und des Gegendrucks auf die nach dem Ende der Einspritzung auf der Injektorkuppe angelagerte Kraftstoffmenge visualisiert werden und eine abschließende Bewertung wird ermöglicht. Abbildung 4.7 zeigt dazu die Messergebnisse einer Variation der Kraftstofftemperatur von 20 bis 100 °C und einer Variation des Gegendrucks von 500 bis 1500 mbar.

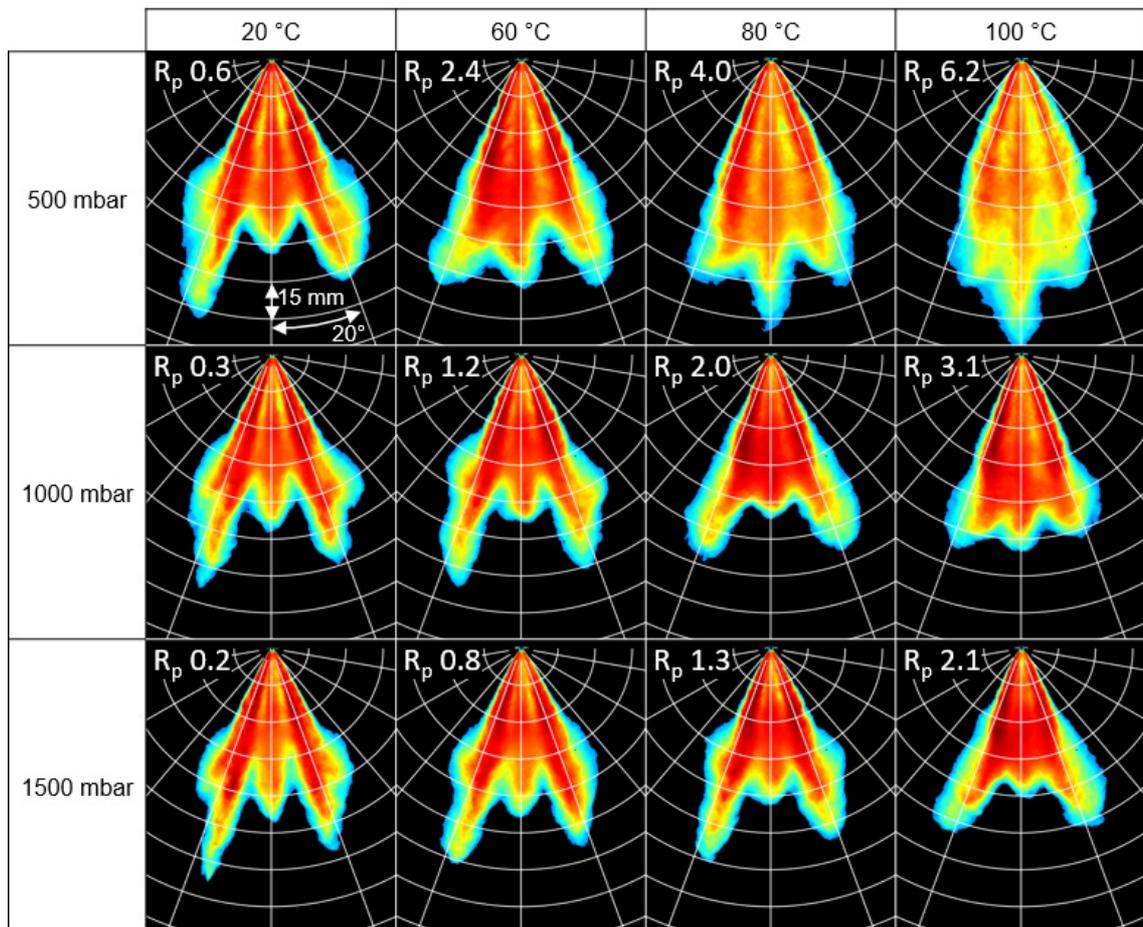


**Abbildung 4.7:** Einfluss von Kraftstofftemperatur und Gegendruck auf die Injektorkuppenbenetzung ( $p_{\text{Rail}}=350$  bar,  $T_{\text{Kr}}=\text{var.}$ ,  $p_{\text{Gegen}}=\text{var.}$ ,  $R_p=\text{var.}$ , ASD=1000  $\mu\text{s}$ )

Generell zeigt sich bei allen getesteten Randbedingungen eine Benetzung der Injektorspitze, die mit steigender Kraftstofftemperatur und sinkendem Gegendruck sehr deutlich zunimmt. Dabei wird nicht unbedingt die benetzte Fläche größer, sondern es ergibt sich auch eine größere Schichtdicke bei geringerer Fläche, wie zum Beispiel bei

500 mbar Gegendruck und 80 bzw. 100 °C Kraftstofftemperatur sichtbar ist. Gleichzeitig verschieben sich auch die Anlagerungsorte mit größerer Schichtdicke. Weiterhin zeigt sich, dass bei einem ähnlichen Druckverhältnis  $R_p$  die Benetzung der Oberfläche der Injektorspitze mit geringerem Gegendruck etwas stärker ausfällt. Dagegen wird die Benetzung innerhalb der Stufenlöcher, wie auch generell mit steigender Überhitzung, etwas reduziert. Dies wird auf die bereits beschriebenen Effekte auf den Strahlerfall beim Schließen der Düsennadel zurückgeführt.

Neben der Benetzung der Injektorspitze wird auch das Sprayverhalten von der Kraftstofftemperatur und dem Gegendruck beeinflusst. Dabei wirkt sich einerseits der bereits beschriebene vergrößerte Strahlkegelwinkel im düsen nahen Bereich und andererseits die durch Flash Boiling beschleunigte Zerstäubung und Verdampfung auf das Spraybild aus. Daraus ergeben sich große Unterschiede hinsichtlich des Spraybilds in Abhängigkeit der vorliegenden Randbedingungen, wie Abbildung 4.8 für einen Zeitpunkt eine Millisekunde nach sichtbarem Einspritzbeginn anschaulich zeigt.



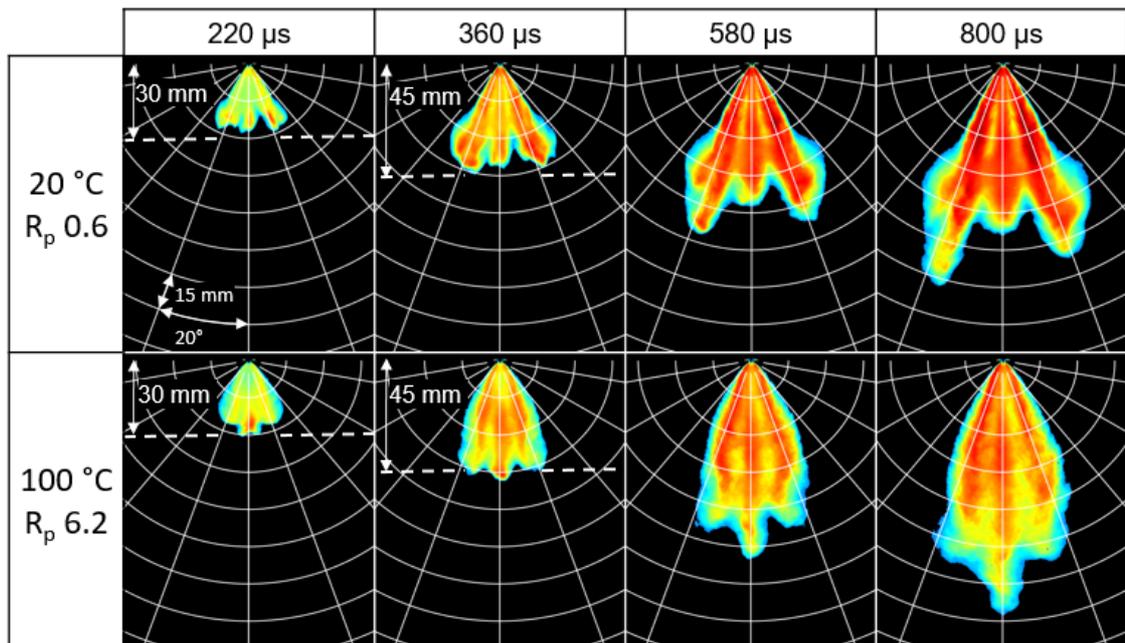
**Abbildung 4.8:** Einfluss von Kraftstofftemperatur und Gegendruck auf das Spraybild ( $p_{\text{Rail}}=350$  bar,  $T_{\text{Kr}}=\text{var.}$ ,  $p_{\text{Gegen}}=\text{var.}$ ,  $R_p=\text{var.}$ ,  $\text{ASD}=1500$   $\mu\text{s}$ )

Bei einer Kraftstofftemperatur von 20 °C und nicht vorliegender Überhitzung hat der Gegendruck keinen großen Einfluss auf die Richtung der Einspritzstrahlen. Lediglich die Eindringtiefe der Strahlen verringert sich mit größerem Gegendruck aufgrund der höheren Gasdichte und dem damit verbundenen höheren Widerstand. Die auffallend höheren Eindringtiefen der äußeren Kraftstoffstrahlen sind dabei auf die vergrößerten Spritzlochdurchmesser und den einhergehenden erhöhten Massenstrom zurückzuführen. Bei einer Erhöhung der Kraftstofftemperatur und ohne bzw. mit geringer Überhitzung ergibt sich ohne Änderung der Strahlausbreitungsrichtung eine leicht verringerte Eindringtiefe, wie bei einem konstanten Gegendruck von 1500 mbar gut sichtbar. Dies kann durch die verbesserte Verdampfung der Tropfen und den sich damit verringern- den Impuls erklärt werden.

Erst ab einem Druckverhältnis von etwa  $R_p \geq 2$  ist eine Ablenkung der einzelnen Spraystrahlen und damit eine Änderung im Spraybild erkennbar, die insbesondere bei der größten Überhitzung mit 100 °C Kraftstofftemperatur und 500 mbar Gegendruck auffällt. In Düsenähe zeigt sich zunächst eine starke Aufweitung des von den äußeren Spraykeulen insgesamt aufgespannten Spraywinkels, die aus den vergrößerten Strahl- kegelwinkeln der einzelnen Kraftstoffstrahlen resultiert. Anschließend ergibt sich, im Vergleich zu dem eher dreieckförmigen Spraybild bei nicht vorliegender Überhitzung, ein glockenförmig ausfallendes Spraybild. Dabei fällt auf, dass die äußeren Spraykeu- len ab einem Abstand von etwa 50 mm zur Injektorspitze in Richtung der Spraymitte bzw. zur Symmetrieebene des Spray-Targetings gezogen werden. Zudem zeigt sich in der Mitte des Spraybilds eine deutlich größere Penetrationslänge als bei nicht vorlie- gender oder geringer Überhitzung. Ein ähnliches Verhalten zeigt sich auch bei höheren Gegendrücken. Dieses ist aber aufgrund der geringeren Überhitzung nicht ganz so stark ausgeprägt. Insgesamt ergibt sich also in Abhängigkeit von der Überhitzung des Kraftstoffs ein vom eigentlich ausgelegten Spray-Targeting stark geändertes Spraybild. Daher kann die aus der Kraftstofftemperatur und dem bei der Einspritzung herrschen- den Gegendruck resultierende Überhitzung des Kraftstoffs auch einen Einfluss auf durch Bauteilbenetzung ausgelöste Partikelemissionen haben.

Weiterhin ist zu erkennen, dass die Intensität des vom Kraftstoffspray reflektierten Lichts bei großer Überhitzung abnimmt, was bei 500 mbar Gegendruck und 80 bzw. 100 °C Kraftstofftemperatur gut sichtbar ist. Auch die Breite der einzelnen Kraftstoff- strahlen zeigt sich hier verringert, was auf eine bessere Zerstäubung und eine schnel- lere Verdampfung des Kraftstoffs durch Flash Boiling hindeutet.

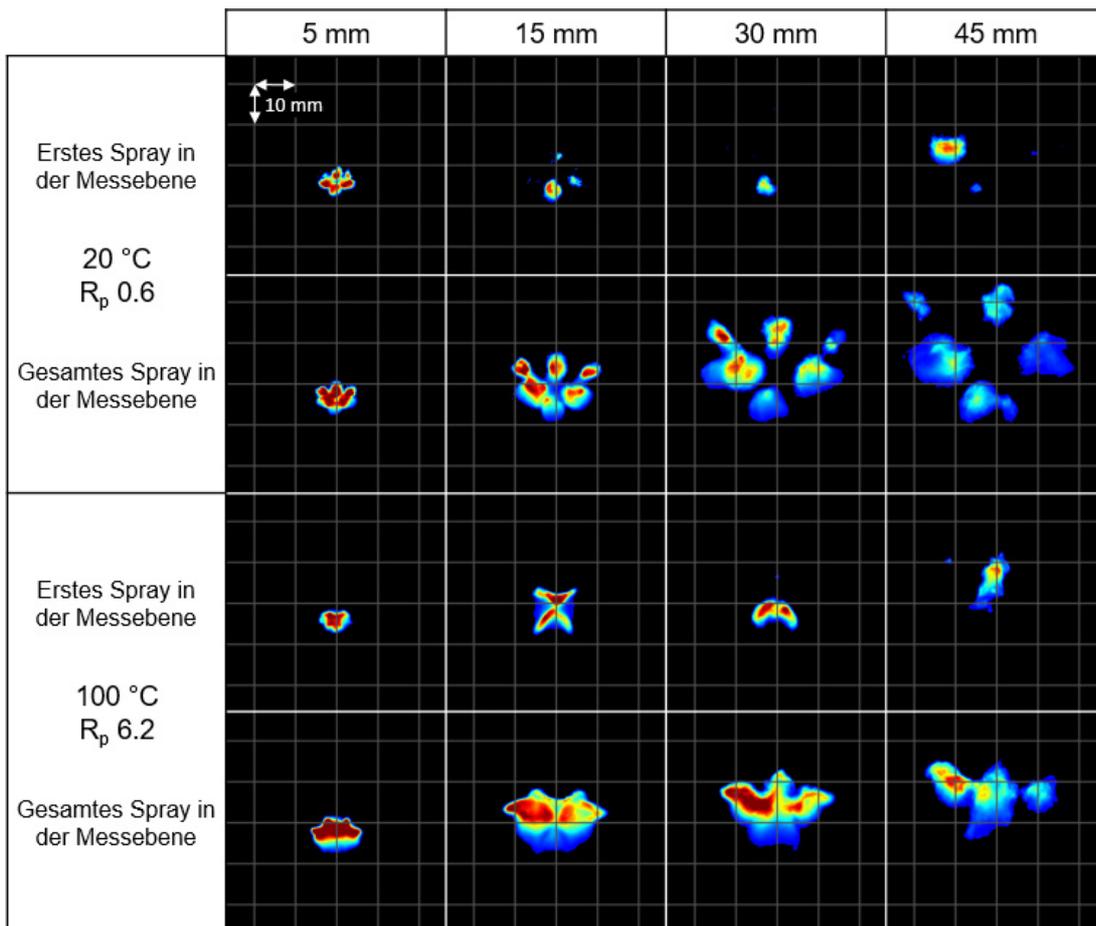
Eine detailliertere Analyse der bei großer Überhitzung auftretenden Spraykontraktion ist mit der Betrachtung des zeitlichen Verlaufs der Sprayausbreitung möglich. Dazu ist in Abbildung 4.9 die Sprayausbreitung für verschiedene Zeitpunkte nach sichtbarem Einspritzbeginn für Randbedingungen ohne vorliegende Überhitzung und Randbedingungen mit der maximal getesteten Überhitzung veranschaulicht.



**Abbildung 4.9:** Einfluss der Überhitzung auf die Sprayausbreitung  
 ( $p_{\text{Rail}}=350 \text{ bar}$ ,  $T_{\text{Kr}}=\text{var.}$ ,  $p_{\text{Gegen}}=500 \text{ mbar}$ ,  $R_p=\text{var.}$ ,  $\text{ASD}=1500 \mu\text{s}$ )

Zusätzlich stellt Abbildung 4.10 Lichtschnittmessungen des Spray-Targetings in verschiedenen Abständen von 5 bis 45 mm zur Injektorspitze bei den gleichen Randbedingungen dar. Darin zeigt die für die jeweilige Kraftstofftemperatur obere Zeile den Zeitpunkt, wenn die ersten Kraftstofftropfen bzw. -strahlen die entsprechende Messebene erreichen. Die jeweils untere Zeile ist aufgrund der verschiedenen Richtungen der Kraftstoffstrahlen im Raum dazu zeitlich etwas später aufgenommen, sobald auch die restlichen Strahlen die Messebene durchdringen, um so nahezu das gesamte Spray in der Ebene zu visualisieren.

Bereits nach sehr kurzer Einspritzdauer zeigt sich in Abbildung 4.9 bei großer Überhitzung eine Veränderung des Spraybilds mit einem in Düsennähe vergrößerten gesamten Spraywinkel und einer anschließenden Kontraktion des Sprays. Aus der Targeting-Messung in Abbildung 4.10 wird ersichtlich, dass sich die Strahlen aufgrund der vergrößerten Strahlkegelwinkel direkt am Düsenaustritt in 5 mm Entfernung überlagern und nicht mehr einzeln zu erkennen sind.



**Abbildung 4.10:** Einfluss der Überhitzung auf das Spray-Targeting in verschiedenen Messebenen ( $p_{\text{Rail}}=350$  bar,  $T_{\text{Kr}}=\text{var.}$ ,  $p_{\text{Gegen}}=500$  mbar,  $R_p=\text{var.}$ ,  $\text{ASD}=1000$   $\mu\text{s}$ )

Dabei interagieren benachbarte Strahlen so stark miteinander, dass sich neue Strahlen bilden, die zwischen denen bei nicht vorliegender Überhitzung sichtbaren Strahlen liegen [87, 122, 123]. In der Folge ergibt sich in der Messebene von 15 mm, dass die schnellste Kraftstoffausbreitung zunächst zwischen den eigentlichen Strahlachsen auftritt und sich die in Abbildung 4.10 gut erkennbare „x-förmige“ Struktur ausbildet. Dieses Verhalten ist auch in der Messebene in 30 mm Entfernung noch sichtbar.

Beim Vergleich des gesamten Sprays in der Messebene ist zudem zu erkennen, dass sich die bei nicht vorliegender Überhitzung sehr gut zu trennenden Einzelstrahlen durch die Interaktion stark vermischen. Vor allem in einer Entfernung von 30 und 45 mm zur Düsenspitze ist auch die Kontraktion des Spraybilds bei hoher Überhitzung in den Targeting-Messungen sichtbar. Die Kraftstoffstrahlen werden im Vergleich zur Messung ohne Überhitzung stark in Richtung der Mitte des Spraybilds gezogen und die vom Kraftstoff eingeschlossene Fläche fällt deutlich geringer aus. Nach Yang [93] und

Zhang [124] ist dafür ein im Vergleich zur Umgebung des Sprays geringerer Druck, der sich im Sprayzentrum ausbildet, verantwortlich. Dieser ergibt sich aus den von den Einspritzstrahlen induzierten Strömungen und der durch die Überlagerung der Kraftstoffstrahlen einhergehenden Isolierung des Sprayzentrums [75, 93, 124, 125]. Von Guo et al. wird zudem angenommen, dass auch eine Kondensation von Teilen des Kraftstoffdampfes im Sprayzentrum, die zu einer Verringerung des Partialdrucks des gasförmigen Kraftstoffs führt, den Unterdruck im Sprayzentrum und so auch das Kollabieren des Spraybildes weiter fördert [126]. Ohne Überhitzung des Kraftstoffs ist dagegen genug Raum zwischen den Spraykeulen vorhanden, so dass sich induzierte Druckunterschiede durch Strömungen der Gasphase besser ausgleichen können.

Die bei der Spraymessung in Abbildung 4.9 auffallend erhöhte Penetrationslänge in der Mitte des Spraybilds bei großer Überhitzung ist auch in der Targeting-Messung mit einer Entfernung von 45 mm zur Injektorspitze sichtbar. Der Mittelpunkt dieses Strahlkerns liegt dabei sehr zentral in der Mitte des bei nicht vorliegender Überhitzung insgesamt sichtbaren Spraybilds und resultiert aus einem teilweisen Zusammenschluss der einzelnen Kraftstoffstrahlen [51]. Daraus ergibt sich eine höhere Spraygeschwindigkeit [124] und durch das kompakte Spray mit geringerer Angriffsfläche wird zusätzlich der Widerstand der Gasphase verringert.

### **4.2.2. Einfluss des Kraftstoffdrucks**

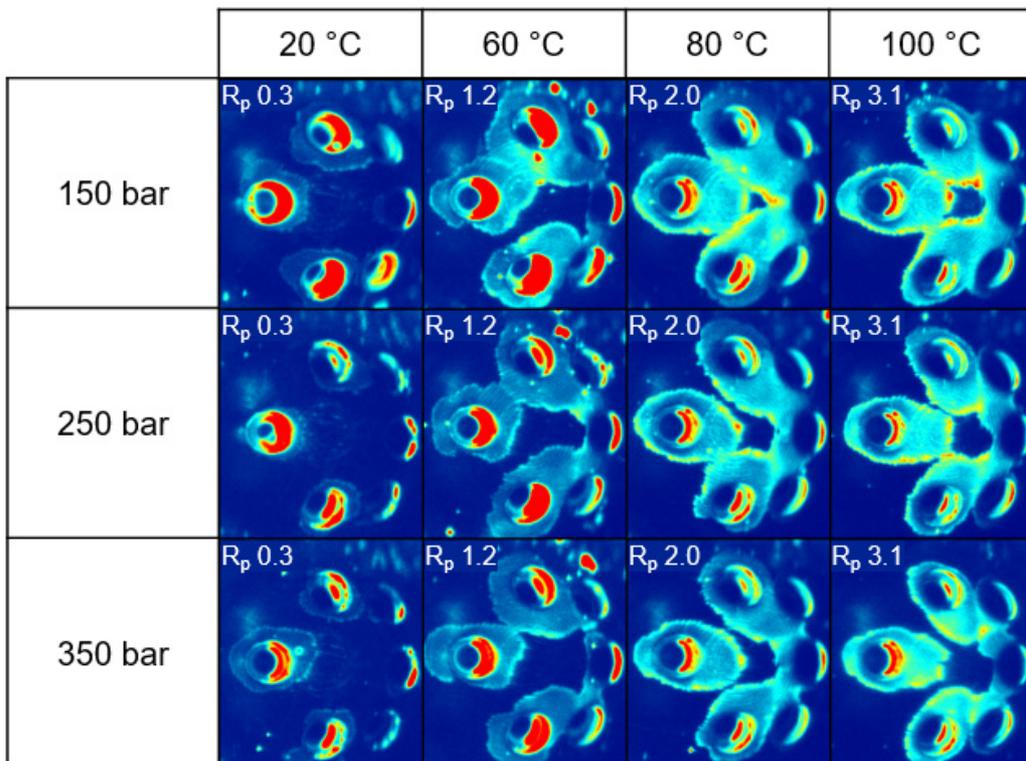
Der Kraftstoffdruck hat keine direkte Auswirkung auf die Überhitzung des Kraftstoffs, da in die Berechnung des Druckverhältnisses  $R_p$  nur der Dampfdruck des Kraftstoffs, der von seiner Temperatur abhängt, und der Gegendruck einfließen. Allerdings beeinflusst der Kraftstoffdruck das Strömungsverhalten im Injektor und in den Spritzlöchern und auch die Sprayausbreitung. Daraus ergeben sich Folgen für die Injektorkuppenbenetzung (vgl. auch [121]) und für das Spraybild, die anhand einer Variation des Kraftstoffdrucks von 150 bis 350 bar näher erläutert werden sollen.

Bei einer Kraftstofftemperatur von 20 °C und somit keiner Überhitzung fällt die Injektorkuppenbenetzung zu Beginn der Einspritzung mit einem höheren Kraftstoffdruck geringer aus, da der Kraftstoff zentraler aus dem Spritzloch strömt und auch einen geringeren Strahlkegelwinkel aufweist, wodurch insgesamt die Interaktion mit dem Stufenloch verringert wird. Am Ende der Einspritzung erfolgt mit höherem Kraftstoffdruck ein schnelleres Schließen der Düsenadel (vgl. Abbildung 2.7), wodurch ein geringerer Kraftstoffanteil mit sehr geringer Geschwindigkeit und potentieller Gefahr einer Benet-

zung eingespritzt wird. Bei vollem Hub der Düsennadel findet bei den untersuchten Kraftstoffdrücken nur eine sehr geringe Benetzung der Oberfläche der Injektorspitze ohne nennenswerte Unterschiede statt.

Bei einer Überhitzung des Kraftstoffs zeigen sich vor allem bei voll geöffneter Düsennadel Unterschiede in der angelagerten Kraftstoffmenge. So tritt mit gesteigertem Kraftstoffdruck zeitlich später und über die Dauer der Einspritzung auch weniger Kraftstoff aus dem Stufenloch auf die Oberfläche der Injektorspitze aus. Durch das höhere Druckniveau im Injektor wird hier das Flash Boiling und das Verdampfen weiter in Richtung Austritt der Spritzlöcher verschoben und durch die höhere Strömungsgeschwindigkeit steht zudem weniger Zeit für die Verdampfung des Kraftstoffs zur Verfügung. Durch die höhere Strömungsgeschwindigkeit wird zwar prinzipiell auch das Auftreten von Kavitation gefördert, allerdings erscheint deren Einfluss hier geringer auszufallen, so dass insgesamt weniger Kraftstoffdampf, der durch seine Expansion am Spritzlochaustritt die Benetzung verstärkt, in den Spritzlöchern vorliegt.

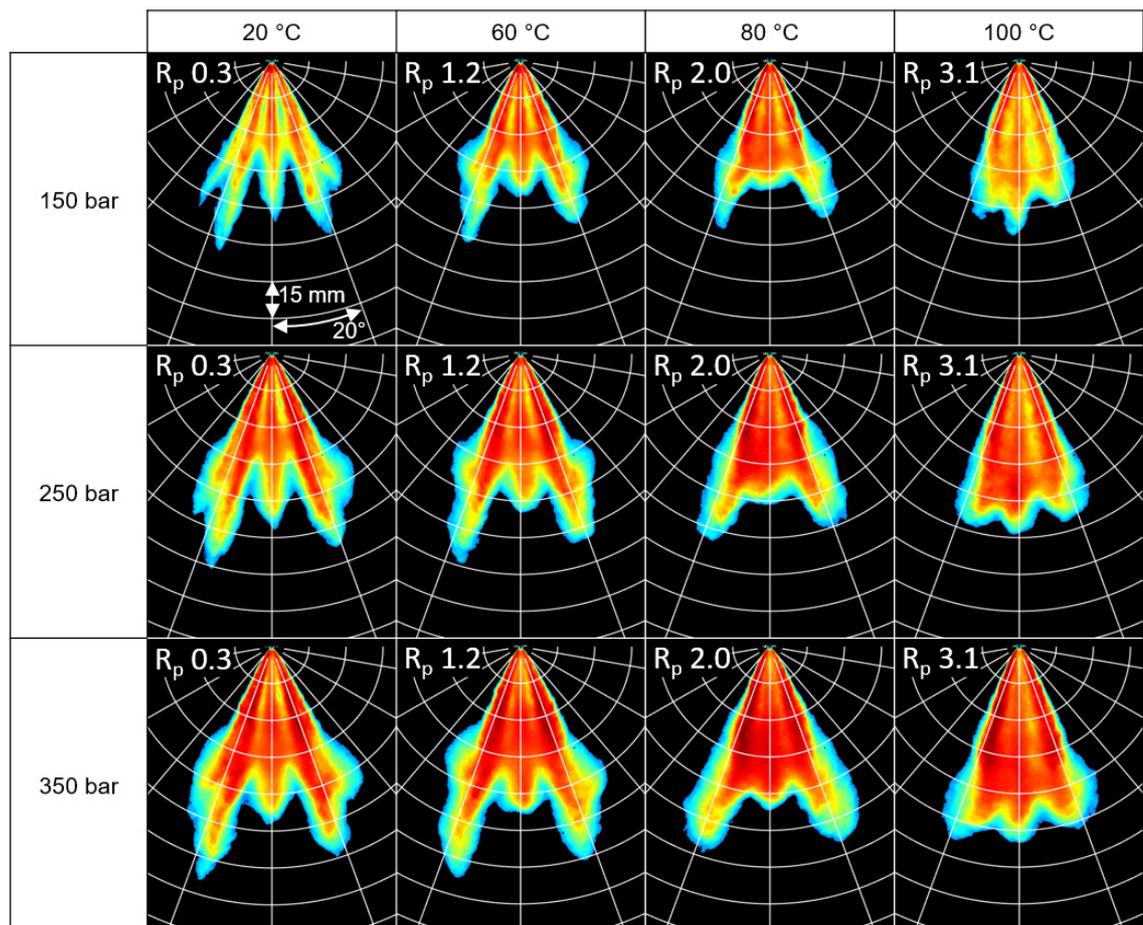
Die Unterschiede der insgesamt angelagerten Kraftstoffmenge werden, wie in Abbildung 4.11 gezeigt, wieder mit der Photolumineszenz-Messtechnik visualisiert.



**Abbildung 4.11:** Einfluss von Kraftstoffdruck und Kraftstofftemperatur auf die Injektorkuppenbenetzung ( $p_{\text{Rail}}=\text{var.}$ ,  $T_{\text{Kr}}=\text{var.}$ ,  $p_{\text{Gegen}}=1000 \text{ mbar}$ ,  $R_p=\text{var.}$ ,  $\text{ASD}=1000 \mu\text{s}$ )

Im Allgemeinen führt eine Steigerung des Kraftstoffdrucks zu einer Verringerung der Injektorkuppenbenetzung. Neben dem bereits beschriebenen geringeren Kraftstoffaustritt aus dem Stufenloch trägt dazu auch die aufgrund des höheren Impulses des Kraftstoffsprays stärker ausfallende induzierte Luftströmung bei, die den Kraftstoff besser an der Kante des Stufenlochs hält und dessen Ausbreitung einschränkt. Vor allem bei geringer Kraftstofftemperatur ist zudem eine reduzierte Benetzung der Stufenlöcher erkennbar, die aus der geringeren Benetzung beim Nadelschließen resultiert. Im Motorbetrieb wird ein etwas größerer Vorteil eines höheren Kraftstoffdrucks hinsichtlich des Ausmaßes der Injektorkuppenbenetzung erwartet, da hier, im Gegensatz zu den zuvor erläuterten Messungen an der Einspritzkammer, die Einspritzdauer mit steigendem Kraftstoffdruck abnimmt.

Der Kraftstoffdruck beeinflusst ferner auch das Spraybild, wie Abbildung 4.12 für einen Zeitpunkt eine Millisekunde nach sichtbarem Einspritzbeginn zeigt.

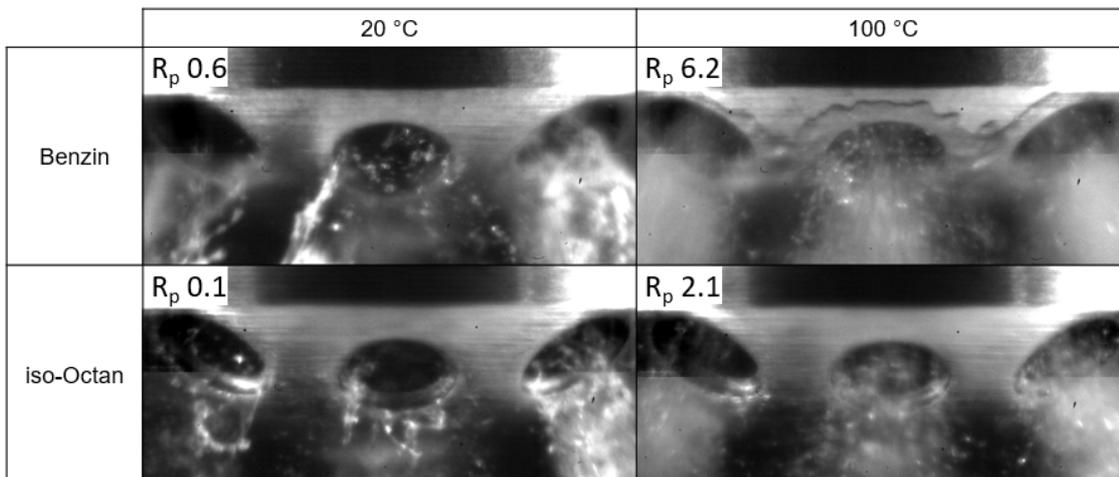


**Abbildung 4.12:** Einfluss von Kraftstoffdruck und -temperatur auf das Spraybild  
 ( $p_{\text{Rail}}=350$  bar,  $T_{\text{Kr}}=\text{var.}$ ,  $p_{\text{Gegen}}=\text{var.}$ ,  $R_p=1000$  mbar,  $\text{ASD}=1500$   $\mu\text{s}$ )

Ein gesteigerter Kraftstoffdruck führt bei allen dargestellten Kraftstofftemperaturen aufgrund des höheren Strahlimpulses zu größeren Eindringtiefen. Die erhöhte Ausbreitungsgeschwindigkeit verstärkt weiterhin den Strahl- und Tropfenzerfall, so dass sich kleinere Tropfen ergeben, was bei keiner oder geringer Überhitzung an der höheren Intensität des gestreuten Lichts [127] und an den breiter wirkenden Kraftstoffstrahlen sichtbar ist. Die Kraftstofftemperatur wirkt sich auf die Veränderung und die Kontraktion des Spraybilds bei allen Kraftstoffdrücken sehr ähnlich aus. Zwar wird das interne Flash Boiling im Spritzloch etwas reduziert, aber der Kraftstoffdruck hat auf die Überhitzung und das Flash Boiling Potential des Kraftstoffsprays keinen direkten Einfluss. Die Ablenkung der äußeren Strahlen zur Mitte des Spraybilds tritt jedoch mit höherem Kraftstoffdruck in einem größeren Abstand zur Injektorspitze auf, was auf den höheren Impuls der Tropfen und die größere Ausbreitungsgeschwindigkeit zurückgeführt wird. Dadurch wird die Luftausnutzung erhöht und insgesamt ergeben sich mit höherem Kraftstoffdruck und Flash Boiling bessere Bedingungen für die Verdampfung des Kraftstoffs [128].

#### 4.2.3. Einfluss des Kraftstoffs

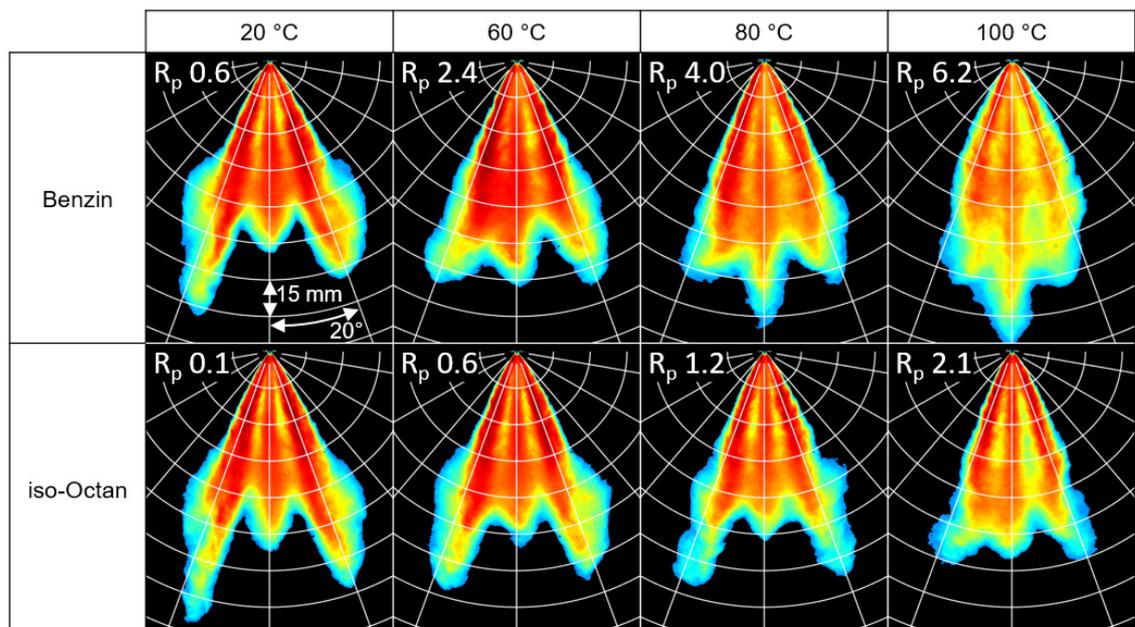
Der Einfluss des Kraftstoffs soll im Folgenden kurz an einem Vergleich von Benzin und iso-Octan, das häufig als Ersatzkraftstoff bei Versuchen an Einspritzkomponenten verwendet wird, erläutert werden. Wie aus Abbildung 2.12 hervorgeht, weist iso-Octan einen deutlich höheren Dampfdruck auf, wodurch die Überhitzung und das Druckverhältnis  $R_p$  im Vergleich zu Benzin bei gleicher Kraftstofftemperatur geringer ausfällt. Die Auswirkungen auf die Injektorkuppenbenetzung sind in Abbildung 4.13 klar ersichtlich.



**Abbildung 4.13:** Vergleich Benzin und iso-Octan hinsichtlich Injektorkuppenbenetzung ( $p_{\text{Rail}}=350$  bar,  $T_{\text{Kr}}=\text{var.}$ ,  $p_{\text{Gegen}}=500$  mbar,  $R_p=\text{var.}$ ,  $\text{ASD}=1500$   $\mu\text{s}$ )

Bei Benzin ist ein deutlicher Einfluss der Kraftstofftemperatur auf die Injektorkuppenbenetzung erkennbar. So zeigt sich bei 100 °C eine große Kraftstoffanlagerung um die Stufenlöcher. Dagegen ist bei iso-Octan kein Einfluss der Kraftstofftemperatur zu erkennen und es tritt keine Benetzung der Oberfläche der Injektorspitze auf. Aufgrund der deutlich geringer ausfallenden Überhitzung und auch durch geänderte Stoffwerte bei iso-Octan wird hier das Auftreten von Kavitation und Flash Boiling stark verringert [57]. Daher ist iso-Octan für Untersuchungen der Injektorkuppenbenetzung nicht geeignet.

Auch auf das Spraybild wirken sich die unterschiedlichen Eigenschaften von iso-Octan aus. Während sich bei einer Kraftstofftemperatur von 20 °C in Abbildung 4.14 noch ein sehr ähnliches Spraybild zu Benzin ergibt, fällt die Änderung und die Kontraktion des Kraftstoffsprays bei erhöhter Temperatur deutlich geringer aus und erst bei 100 °C ist eine Kontraktion zu erkennen. Dabei fällt weiterhin auf, dass sich der von den äußeren Kraftstoffstrahlen insgesamt aufgespannte Spraywinkel in Düsenähe mit der Temperatur kaum verändert. Da iso-Octan als Reinstoff mit einer hohen Siedetemperatur von 99 °C keine leicht flüchtigen Bestandteile wie Benzin beinhaltet, fällt hier die Aufweitung der Kraftstoffstrahlen und die beschleunigte Verdampfung durch Flash Boiling viel geringer aus. In der Folge verringern sich auch der Einfluss des Gebietes mit geringem Druck im Zentrum des Sprays und die Spraykontraktion.



**Abbildung 4.14:** Vergleich Benzin und iso-Octan hinsichtlich Spraybild  
 ( $p_{\text{Rail}}=350$  bar,  $T_{\text{Kr}}=\text{var.}$ ,  $p_{\text{Gegen}}=500$  mbar,  $R_p=\text{var.}$ ,  $\text{ASD}=1500$   $\mu\text{s}$ )

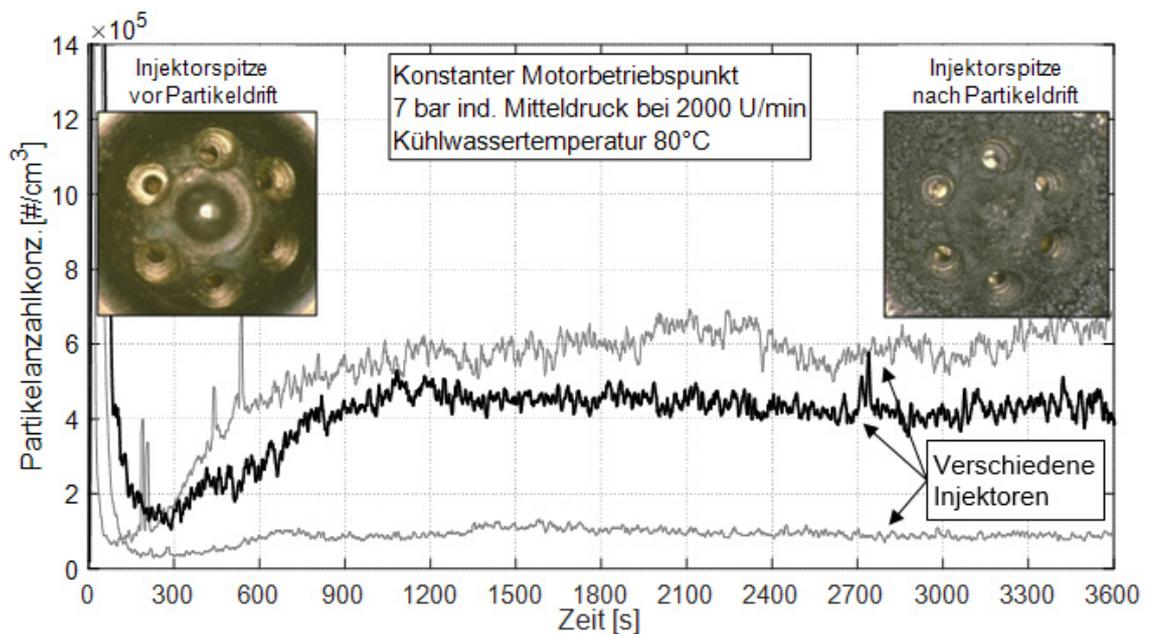
## 5. Partikeldrift und Injektorverkokung

Im realen Motorbetrieb tritt die Injektorkuppenbenetzung mit Kraftstoff bei jeder Einspritzung und damit in jedem gefeuerten Arbeitsspiel auf. Der dabei angelagerte Kraftstoff kann nach dem Einspritzende bis zum Arbeitstakt teilweise wieder abdampfen und noch verbleibende Kraftstoffanteile entzünden sich während der Gemischumsetzung und verbrennen. Dabei bleiben Kraftstoffbestandteile oder auch (teil-) verbrannte Stoffe auf der Injektorspitze zurück und durch die stete Wiederholung dieses Prozesses bildet sich auf der Injektorspitze eine Ablagerung bzw. Verkokungsschicht aus, die direkten Einfluss auf die vom Injektor induzierten Partikelemissionen hat. In diesem Kapitel soll daher die Ablagerungsbildung und deren Einfluss auf die Partikelanzahlemissionen näher betrachtet werden.

### 5.1. Partikeldrift

Bei Untersuchungen zu Partikelemissionen bei Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung kann das Phänomen des sogenannten Partikeldrifts beobachtet werden [36, 50, 129]. Als Partikeldrift wird eine Steigerung der Partikelemissionen, die durch die Injektorkuppenbenetzung gebildet werden, über eine gewisse Betriebszeit des Motors bezeichnet. Dazu wird der Motor in einem Betriebspunkt zunächst so appliziert, dass eine sehr gute Gemischbildung vorherrscht und es zu keiner Wandbenetzung außer der Injektorkuppenbenetzung kommt. Damit ist die Injektorspitze als maßgebliche Quelle für die Partikelemissionen isoliert. Anschließend wird der Motor mit gereinigter Oberfläche der Injektorspitze betrieben und es wird das Verhalten der Partikelemissionen über der Laufzeit bei konstantem Motorbetriebspunkt bewertet.

Das typische Verhalten der Partikelemissionen bei der Messung eines Partikeldrifts ist in Abbildung 5.1 als schwarzer Graph dargestellt. Der Motorbetriebspunkt wurde dabei anhand von Voruntersuchungen so ausgewählt, dass ein möglichst früh und intensiv auftretender Drift der Partikelanzahlemissionen vorliegt. Zudem wird der Motor mit vorgeheiztem Kühlwasser betrieben, so dass kein langer Warmlauf stattfindet. Lediglich die Brennraumwände und die mit dem Brennraum in Kontakt stehenden Bauteile müssen von der Kühlwassertemperatur auf ihre jeweilige Betriebstemperatur aufgeheizt werden. Dadurch kann die Motorlast bereits nach wenigen Sekunden stabil eingeregelt und der Motor mit Lambdaeregelung homogen stöchiometrisch betrieben werden.

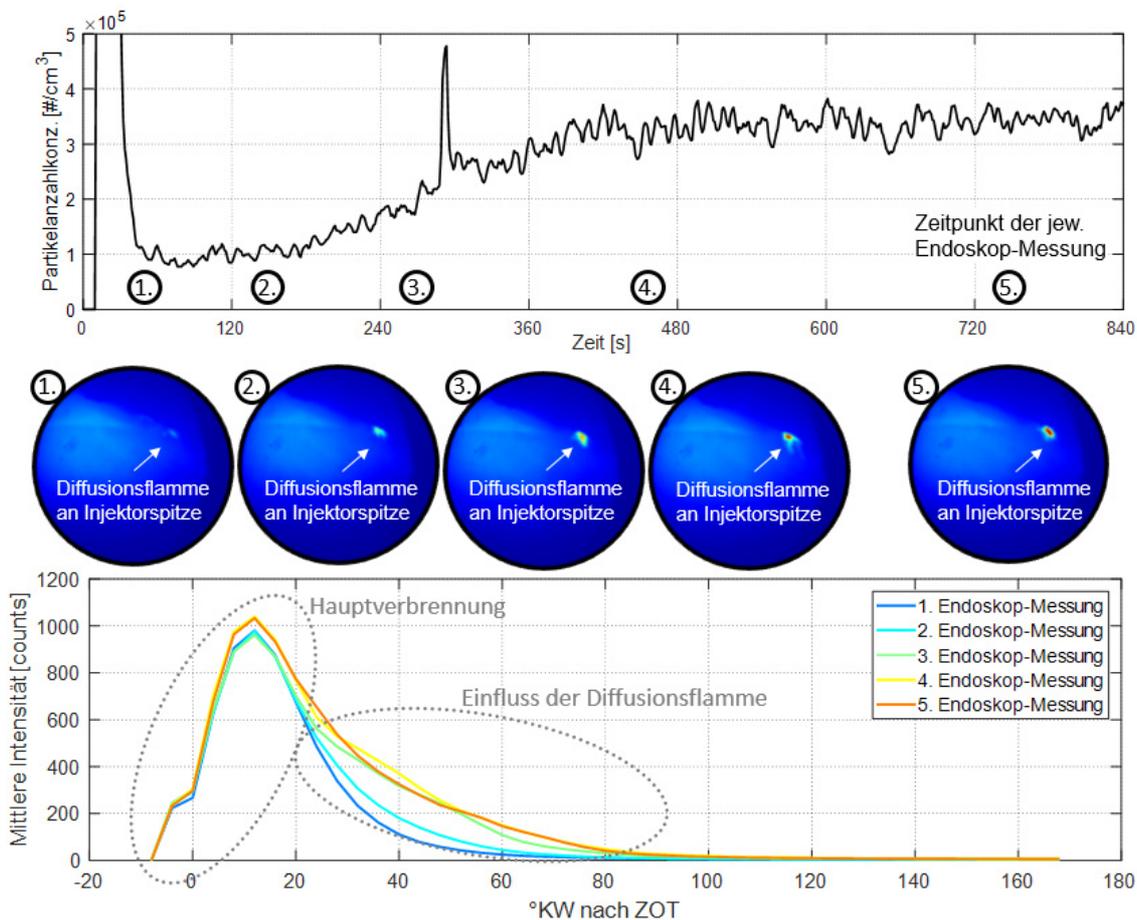


**Abbildung 5.1:** Verhalten der Partikelanzahlemissionen beim Partikeldrift  
( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=7$  bar,  $p_{Rail}=250$  bar, ASB=430 °KW)

In den ersten Sekunden des gefeuerten Motorbetriebs ergibt sich kurzzeitig ein stark erhöhtes Niveau der Partikelanzahlemissionen. In diesem Bereich kommt es aufgrund des noch recht kalten Kolbens und der noch nicht optimal laufenden Lambdaregelung zur Kolbenbenetzung mit entsprechend erhöhten Partikelemissionen. Zudem verbrennt in den ersten gefeuerten Arbeitsspielen etwas Öl, das beim Anschleppen des Motors in den Brennraum gelangt. Die Partikelemissionen fallen jedoch schnell ab und erreichen kurzzeitig ein sehr geringes Niveau. Mit größerer Laufzeit des Motors steigt die Partikelanzahlemission nun kontinuierlich an, bis ein annähernd konstanter Wert erreicht wird, um den die Partikelanzahl schwankt. Dabei kommt es einerseits zu hochfrequenten Schwankungen der Partikelanzahl von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel, da die bei Verbrennungsbeginn noch an der Injektorspitze angelagerte Kraftstoffmenge durch stochastisch auftretende Unterschiede bei der Injektorkuppenbenetzung und bei der späteren Verdampfung variiert. Andererseits werden auch zeitlich länger andauernde Schwankungen beobachtet, die auf einen steten Auf- und Abbau, ein Abplatzen von Teilen oder eine Strukturänderung der Verkokungsschicht auf der Injektorspitze zurückgeführt werden.

Detaillierte Analysen der Partikelquellen mittels endoskopischer Aufnahmen des Brennraums zeigen, dass Diffusionsflammen in der direkten Nähe der Injektorspitze für den Anstieg der Partikelemissionen über der Zeit verantwortlich sind. In Abbildung 5.2 ist die Messung eines Partikeldrifts dargestellt. Dabei wurden zu den verschiedenen

gekennzeichneten Zeitpunkten die ebenfalls dargestellten Aufnahmen des Brennraums während des Arbeitstakts durchgeführt. Diese zeigen einen Teil des Brennraums, wobei die Injektorspitze jeweils im rechten oberen Viertel liegt. Bei noch sauberem Injektor zu Beginn des Partikeldrifts zeigt sich in der Umgebung der Injektorspitze keine deutliche Diffusionsflamme, nur eine leicht erhöhte Intensität weist auf eine kleinere diffusive Verbrennung hin. Mit fortschreitender Laufzeit und damit gesteigerten Partikelemissionen wird auch die hell leuchtende, rußende Diffusionsflamme an der Injektorspitze immer deutlicher erkennbar. Dabei nehmen sowohl die Größe als auch die Intensität der Flamme zu. Dies bestätigt, dass die beim Partikeldrift beobachteten ansteigenden Emissionen in einer verstärkt auftretenden Diffusionsflamme an der Injektorspitze begründet sind.



**Abbildung 5.2:** Verhalten der Partikelanzahlemissionen und der Diffusionsflamme an der Injektorspitze beim Partikeldrift ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=7$  bar,  $p_{Rail}=250$  bar,  $ASB=430$  °KW)

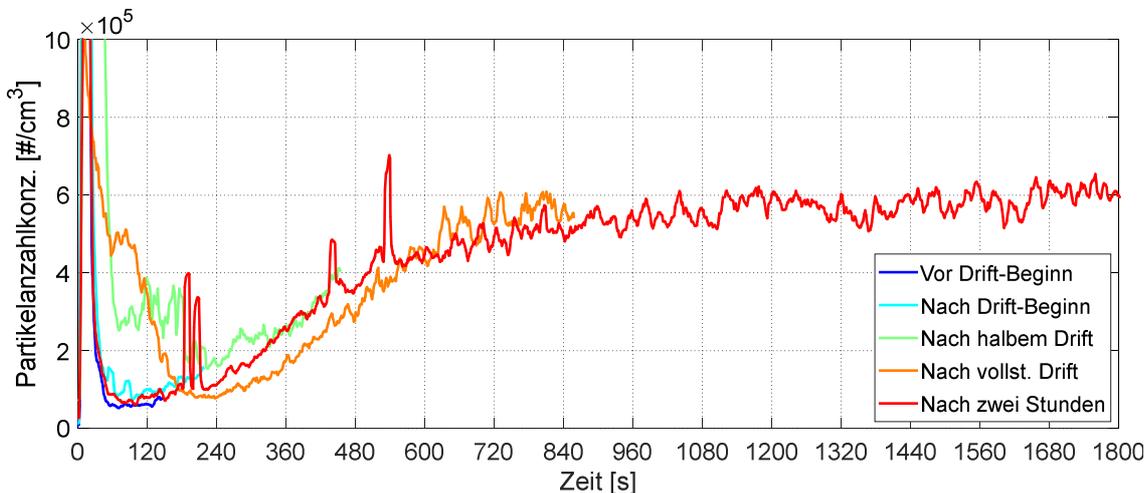
Der zeitliche Verlauf der mittleren Intensität in der Umgebung der Injektorspitze über ein Arbeitsspiel in Abbildung 5.2 zeigt, dass die durch die Flammenfront geprägte Hauptverbrennung zu Beginn und am Ende der Partikeldrift-Messung keinen Unterschied aufweist. Erst spät im Arbeitstakt ab etwa 20 °KW nach dem oberen Totpunkt ist die diffusive Verbrennung ersichtlich. Mit höherer Motorlaufzeit sind eine höhere Intensität und eine längere Dauer der Diffusionsflamme zu erkennen. Aus den Bildern der Endoskopie wird weiterhin deutlich, dass der an der Injektorspitze verbleibende Kraftstoff durch die vorbeilaufende Flammenfront entzündet wird.

Das grundsätzliche Verhalten der Partikelemissionen bei der Partikeldrift-Messung wurde bei allen in dieser Arbeit untersuchten Injektoren beobachtet. Beispielhaft sind in Abbildung 5.1 zwei weitere getestete Injektoren mit unterschiedlicher Auslegung der Injektorspitze als graue Graphen eingezeichnet. Diese Partikeldrift-Messungen verdeutlichen, dass die Injektorspitze großes Potential zur Reduktion der Partikelanzahlmissionen aufweist, da die Emissionen durch andere Partikelquellen durch eine optimierte Auslegung und Applikation bereits stark reduziert werden können, wie das Partikelniveau zu Beginn der Drifts zeigt. Die Partikeldriftmessung wird daher als ein Kriterium für die Bewertung von Maßnahmen zur Reduktion der Partikelemissionen hinsichtlich der Auslegung der Injektorspitze genutzt.

### 5.2. Aufbau der Verkokungsschicht

Betrachtet man die vor der Partikeldrift-Messung gesäuberte Oberfläche der Injektorspitze nach dem Motorversuch ist deutlich der Aufbau einer Verkokungsschicht zu erkennen, vgl. auch Abbildung 5.1. Um den Zusammenhang zwischen dieser Schicht und dem Anstieg der Partikelemissionen zu ergründen, wird der zeitliche Aufbau der Schicht näher untersucht. Nach einer vollständigen Partikeldriftmessung zur Bestimmung der finalen stationären Partikelanzahl wird ein Bild der Injektorspitze gemacht und diese daraufhin gereinigt. Anschließend wird erneut eine Partikeldriftmessung gestartet und diese bei Erreichen von einem charakteristischen Emissionsniveau gestoppt, der Injektor vom Motor demontiert, die Injektorspitze fotografiert und gereinigt. Durch Wiederholung dieser Prozedur ergeben sich insgesamt Bilder von der Injektorspitze und der Verkokungsschicht zu den Zeitpunkten kurz vor Driftbeginn, beim Driftbeginn, bei der Hälfte des Drifts und beim vollständigen Drift. Zusätzlich wurden auch Bilder der Injektorspitze nach zweistündiger Motorlaufzeit gemacht. In Abbildung 5.3 sind die dazugehörigen Partikelanzahlmessungen dargestellt. Daraus wird ersichtlich,

dass das Driftverhalten gut reproduzierbar abläuft. Zudem hat sich in weiteren Messungen gezeigt, dass auch der Aufbau der Verkokungsschicht bei verschiedenen Motorläufen sehr ähnlich abläuft.

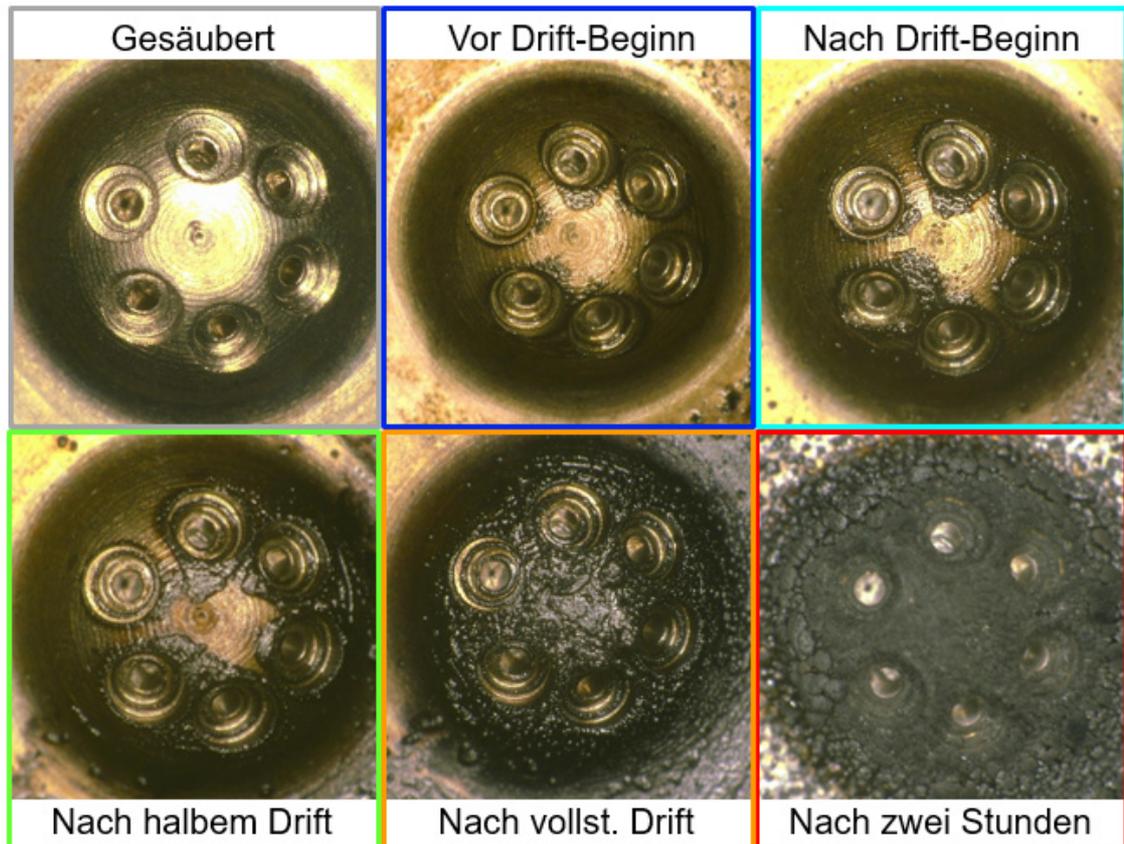


**Abbildung 5.3:** Partikelanzahlkonzentration bei verschiedenen Verkokungsläufen  
( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=7$  bar,  $p_{Rail}=250$  bar,  $ASB=430$  °KW)

Die in Abbildung 5.4 dargestellten Mikroskop-Aufnahmen zeigen den fortschreitenden Aufbau der Verkokungsschicht auf der Oberfläche der Injektorspitze in Abhängigkeit der Motorlaufzeit. Bereits nach einer sehr kurzen Motorlaufzeit von etwa zwei Minuten und noch vor einem erkennbaren Anstieg der Partikelemissionen bilden sich die ersten Ablagerungen. Diese treten bei allen Spritzlöchern als dünne schwarze Ringe um die jeweiligen äußeren Kanten der Spritzlöcher und der Stufenlöcher auf der Oberfläche der Injektorspitze auf. Teilweise können zudem bereits großflächigere Ablagerungen erkannt werden. Im weiteren Verlauf werden die ringförmigen Ablagerungen um die Kanten der Spritz- und Stufenlöcher breiter und auch die flächigen Ablagerungen werden größer. Dabei zeigt sich, dass sich die flächigen Ablagerungen bevorzugt in Richtung der Mitte der Injektorspitze in den Bereich zwischen den Spritzlöchern ausbilden. Diese Ausbreitungsrichtung stimmt sehr gut mit den bei der Injektorkuppenbenetzung mittels Photolumineszenz-Messtechnik visualisierten und in Abbildung 4.5 gezeigten Anlagerungsorten des Kraftstoffs während bzw. kurz nach der Einspritzung überein.

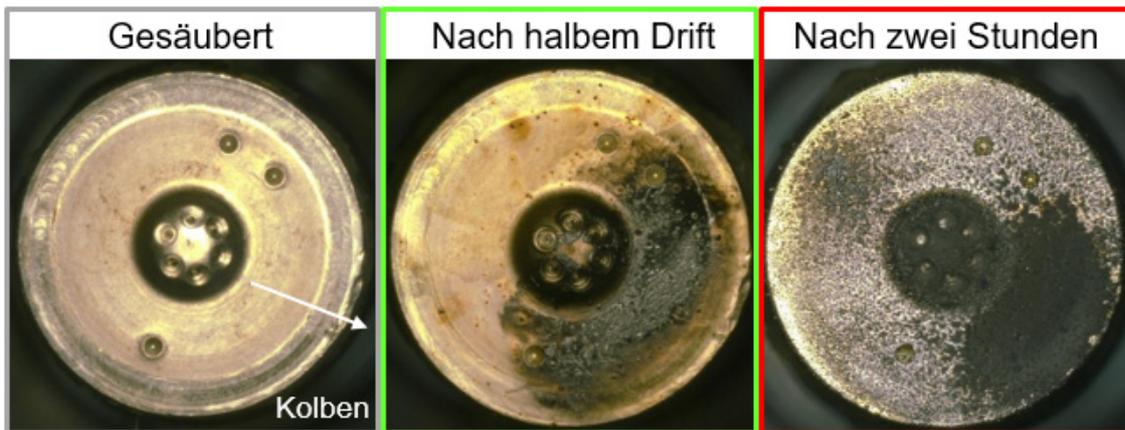
Mit weiter fortschreitendem Drift der Partikelanzahlemissionen wachsen die Ablagerungen an und zuvor noch getrennte Bereiche verbinden sich zu einer großflächigen Verkokungsschicht. Gleichzeitig nimmt auch die Größe der Ablagerungen in den Stufenlöchern weiter zu. Nach vollständig abgeschlossenem Partikeldrift ist die gesamte Oberfläche der Injektorspitze mit einer geschlossenen Verkokungsschicht überzogen.

Wird der Motor nun bei annähernd gleicher Partikelanzahlemission für etwa zwei Stunden weiter betrieben, baut sich die Verkokungsschicht auf der Oberfläche insbesondere im äußeren Bereich der Injektorspitze weiter auf. Zusätzlich entstehen auch in den Stufenlöchern weitere Ablagerungen, so dass die Kanten teilweise nicht mehr auszumachen sind.



**Abbildung 5.4:** Zustand der Verkokungsschicht auf der Oberfläche der Injektorspitze nach Abbruch des Verkokungslaufs bei Erreichen verschiedener charakteristischen Emissionsniveaus

Neben der Verkokungsschicht auf der Oberfläche der Injektorkuppe um die Spritzlöcher herum bilden sich auf der Injektorspitze auch im Bereich um die Injektorkuppe weitere Ablagerungen, die in Abbildung 5.5 dargestellt sind. Aufgrund der räumlichen Ausrichtung der einzelnen Kraftstoffstrahlen findet der Schichtaufbau hier bevorzugt in Richtung des Kolbens statt. Dort ist der Abstand zwischen den Kraftstoffstrahlen und der Oberfläche des Injektors geringer und aus dem Strahl ausgelöste Tropfen können sich dadurch an dieser Stelle leichter anlagern.



**Abbildung 5.5:** Aufbau der Verkokungsschicht auf der Injektorspitze im Bereich außerhalb der Spritzlöcher

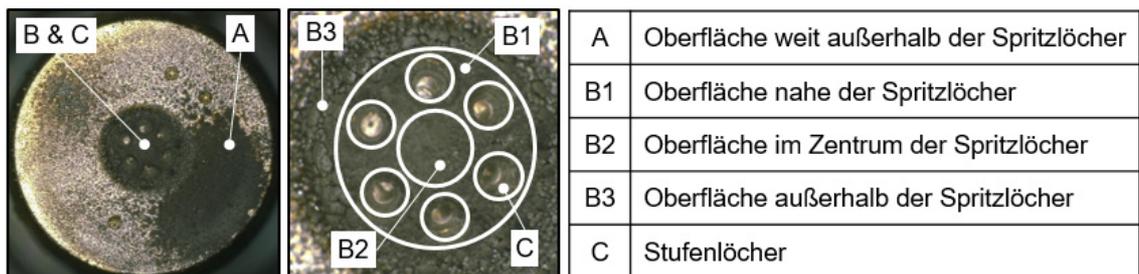
Eine genauere Betrachtung der zugrundeliegenden chemischen und physikalischen Prozesse, die letztendlich zum Aufbau der Verkokungsschicht aus dem angelagerten flüssigen Kraftstoff führen, ist nicht Teil dieser Arbeit und daher wird auf entsprechende Literatur verwiesen [130–133]. Eine Analyse der stofflichen Zusammensetzung der Verkokungsschicht wurde von Dearn et al. präsentiert [134]. Um die Ablagerungsbildung zu verhindern oder zu reduzieren wurden bereits verschiedene Maßnahmen wie eine Absenkung der Temperatur der Injektorspitze [135], eine Beschichtung der Oberfläche [136] oder der Einsatz von Kraftstoffadditiven [137] untersucht. Allerdings erscheint die Umsetzung dieser Maßnahmen bei den stark wechselnden Randbedingungen im Betrieb und im Kennfeld des Motors nicht immer möglich, so dass die Bildung der Verkokungsschicht nur verzögert aber über längere Laufzeit des Motors nicht völlig vermieden werden kann. Daher ist es wichtig zu erkennen, welche Ablagerungsorte einen entscheidenden Einfluss auf die Partikelemissionen haben und wie die Injektorkuppenbenetzung generell reduziert werden kann.

### 5.3. Auswirkung der Verkokungsschicht

Während des Verkokungslaufs wurde auf der Injektorspitze an verschiedenen Stellen die Bildung einer Verkokungsschicht beobachtet. Diese Schicht tritt auf der Oberfläche im direkten Bereich um die Spritzlöcher, auf der von den Spritzlöchern weiter entfernten Oberfläche und in den Stufenlöchern selbst auf. Die durch die Verkokungsschicht gesteigerten Partikelemissionen werden dabei auf mehrere Ursachen zurückgeführt. Einerseits wirken sich die Ablagerungen auf die während der Einspritzung anhaftende

Kraftstoffmenge aus. Durch die Ablagerungen im und an der Kante des Stufenlochs wird die Interaktion vom Kraftstoffspray mit dem Stufenloch negativ beeinflusst. Zudem wird die Wirkung der durch den Kraftstoffstrahl induzierten Luftströmung abgeschwächt und der Kraftstoff wird weniger stark an der Stufenlochkante gehalten. So kann sich durch die Verkokungsschicht die insgesamt angelagerte Kraftstoffmenge vergrößern. Andererseits verzögert die Verkokungsschicht auch das Abdampfen des Kraftstofffilms, da sie wie ein Schwamm für den Kraftstoff wirkt. Dabei hat diese Schicht eine isolierende Wirkung, die zum einen den Wärmestrom vom heißen Brennraumgas in den Kraftstofffilm verringert und zum anderen den Einfluss der die Verdampfung beschleunigenden Strömung der Ladungsbewegung reduziert.

Zur Klärung, in welchen Bereichen sich die Verkokungsschicht besonders stark auf die Partikelanzahlemissionen auswirkt, werden Versuche mit teilweise gereinigten Bereichen herangezogen. Dazu wird die gesamte Oberfläche der Injektorspitze in die in Abbildung 5.6 gezeigten Bereiche unterteilt.

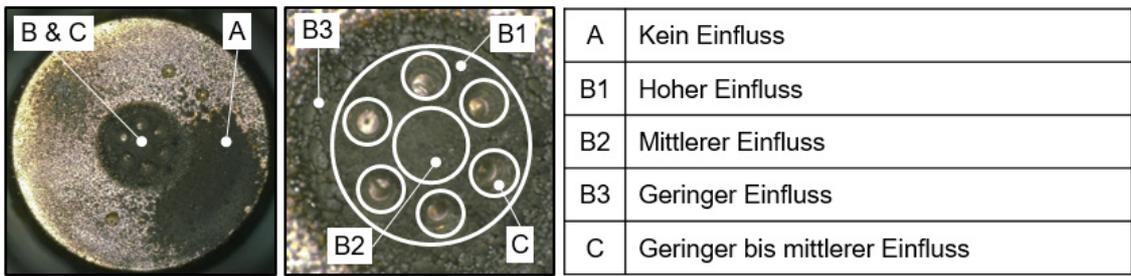


**Abbildung 5.6:** Einteilung der Injektorspitze in verschiedene Bereiche

Jeweils ausgehend vom Zustand der Injektorspitze nach einem Verkokungslauf wurden nun einzelne dieser Bereiche oder auch Kombinationen von diesen Bereichen gesäubert. Anschließend wurden Versuche am optisch zugänglichen Motor durchgeführt und die Einflüsse der verschiedenen Bereiche auf die Intensität der Diffusionsflamme an der Injektorspitze bewertet. Da am optisch zugänglichen Motor nur geringe Motorlasten darstellbar sind, wurden zudem weitere Versuche bei den Bedingungen des Verkokungslaufs von 7 bar indiziertem Mitteldruck bei 2000 U/min ohne optische Zugänglichkeit herangezogen.

Aus den durchgeführten Versuchen lassen sich folgende Erkenntnisse zusammenfassen, siehe dazu auch Abbildung 5.7. Beim ungereinigten Injektor ist in jedem Arbeitsspiel eine große Diffusionsflamme an der Injektorspitze erkennbar, wobei die Intensität und die Ausdehnung dieser Flamme von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel recht stark

schwanken. Im Vergleich dazu zeigt der vollständig gereinigte Injektor nur in wenigen Arbeitsspielen eine Diffusionsflamme, die zudem sehr viel kleiner und weniger intensiv ausfällt. Am optisch zugänglichen Motor wird deutlich, dass die Diffusionsflamme in der direkten Nähe der Spritzlöcher (Bereiche B und C) brennt bzw. von dort mit Kraftstoff versorgt wird. Versuche mit gereinigter Oberfläche im Bereich weit außerhalb der Spritzlöcher (Bereich A) zeigen zudem, dass die Verkokungsschicht in diesem Bereich keinen direkten Einfluss auf die Diffusionsflamme und die Partikelanzahlemissionen hat.



**Abbildung 5.7:** Zusammenfassung des Einflusses der verschiedenen Bereiche der Injektorspitze auf die Partikelanzahlemissionen

Bei Versuchen mit gereinigter Oberfläche in der Nähe der Spritzlöcher ergeben sich dagegen eine deutliche Reduzierung der Diffusionsflamme und der Partikelemissionen. Dabei wird ersichtlich, dass der Bereich um die Spritzlöcher (Bereich B1) den größten Einfluss ausübt. Dieser Bereich ist am stärksten von der Kraftstoffanlagerung während der Einspritzung betroffen. Eine Reinigung der Oberfläche der Injektorspitze im Zentrum der Spritzlöcher (Bereich B2) zeigt weiteres Potential zur Reduktion der Partikelemissionen, während die Entfernung der Verkokungsschicht außerhalb der Spritzlöcher (Bereich B3) nur noch einen sehr geringen Einfluss aufweist. Auch dies deckt sich mit den Messungen der Anlagerungsorte des Kraftstoffs, die sich bevorzugt zur Mitte der Injektorspitze ausbreiten. Für die Verkokungsschicht innerhalb der Stufenlöcher wird ebenfalls nur ein geringer Einfluss auf die Diffusionsflamme und die Partikelemissionen festgestellt, jedoch tritt der Partikeldrift mit verkokten Stufenlöchern etwas beschleunigt auf, was auf eine leicht erhöhte Injektorkuppenbenetzung hinweist.

Der Vollständigkeit halber sei noch erwähnt, dass neben der Erhöhung der Partikelanzahlemissionen durch den Aufbau einer Verkokungsschicht auf der Oberfläche der Injektorspitze auch eine Verkokung im Inneren des Injektors und in den Spritzlöchern negative Einflüsse haben kann [132]. So kann sich der statische Durchfluss verringern und es kann sich eine Änderung des Spraybilds ergeben, wodurch negative Folgen für

den Kraftstoffverbrauch, die Motorleistung und die Schadstoffemissionen auftreten können [132, 138, 139]. Diese Auswirkungen der Injektorverkokung werden in dieser Arbeit jedoch nicht weiter betrachtet, da die Laufzeiten der Injektoren am Forschungsmotor zu gering ausfallen, dass solche Folgen eine messbare Rolle spielen.

## 6. Untersuchungen zu Einflüssen auf die Partikelemissionen

Neben den durch die Injektorspitze induzierten Partikeln können im realen Motorbetrieb auch durch die anderen in Kapitel 2.2 genannten Quellen Partikelemissionen entstehen. Der jeweilige Anteil der verschiedenen Partikelquellen an den insgesamt emittierten Partikeln variiert dabei aufgrund der vielen Einflüsse und des großen Betriebsbereichs des Motors stark. Zur ganzheitlichen Reduktion der Partikelemissionen sind daher sowohl in der konstruktiven Auslegung als auch in der applikativen Abstimmung des Motors Optimierungsmaßnahmen nötig.

Im Rahmen dieser Arbeit konnten konstruktive Änderungen am Injektor aber nicht am Grundmotor umgesetzt werden. Daher werden im Folgenden Ergebnisse vorgestellt, die Einflüsse des Injektordesigns und Einflüsse ausgewählter Applikationsparameter auf die Partikelanzahlemissionen veranschaulichen. Dazu werden die vorgestellten Versuchsträger und Messtechniken bedarfsgerecht und auch kombiniert eingesetzt.

### 6.1. Einflüsse durch den Motorbetriebspunkt

Für die Bewertung von Maßnahmen zur Reduktion der Partikelemissionen ist die Verwendung eines einzelnen Betriebspunkts nicht immer zielführend, da sich die zu untersuchenden Maßnahmen in verschiedenen Bereichen des Motorkennfelds unterschiedlich auf die verschiedenen Partikelquellen auswirken können. Eine vollständige Bewertung im gesamten Motorkennfeld ist jedoch sehr zeitaufwändig und am hier verwendeten Einzylinder-Forschungsmotor auch nicht sinnvoll darstellbar. Daher soll zunächst ein kurzer allgemeinerer Überblick hinsichtlich der Einflüsse von Motorlast und Motordrehzahl auf die Partikelquellen und die Partikelanzahlemissionen des Forschungsmotors gegeben werden. Es sei jedoch darauf hingewiesen, dass sich diese Einflüsse wiederum durch Designfreiheiten des Injektors oder durch Stellgrößen in der Applikation etwas verändern können. Allerdings können diese Untersuchungen für die darauffolgenden Bewertungen von Optimierungsmaßnahmen hinsichtlich Injektordesign und Applikation als Grundlage und Hintergrundwissen für die Versuchsplanung und die Auswertung von Messergebnissen genutzt werden.

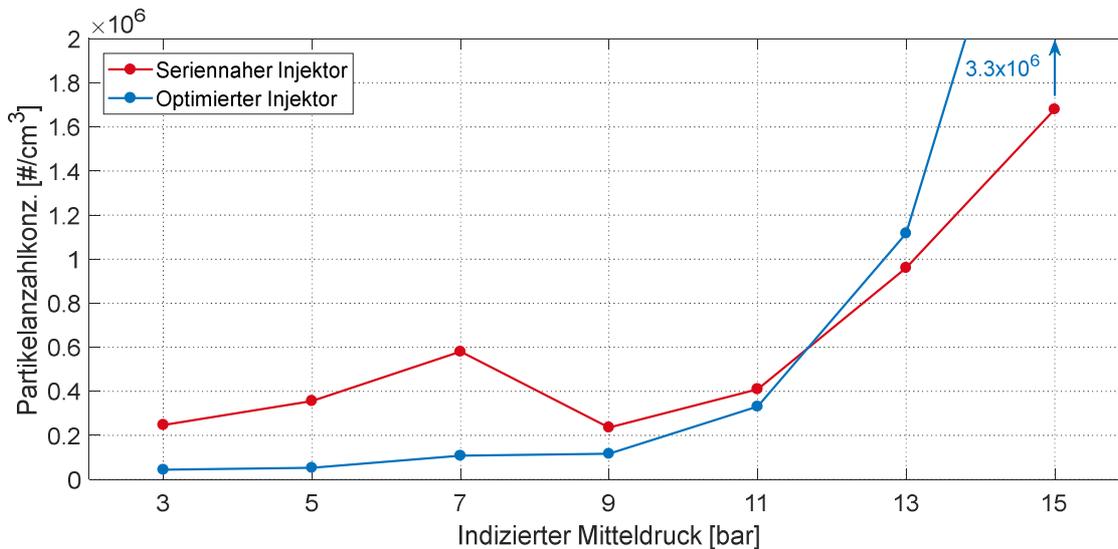
### 6.1.1. Variation der Motorlast

Eine Änderung der Motorlast beeinflusst sehr viele verschiedene Parameter, die einen Einfluss auf die Partikelemissionen haben. Dabei können Einflüsse, die die Partikelemissionen steigern, und Einflüsse, die diese verringern, auch gleichzeitig auftreten, so dass eine getrennte Bewertung der Einzelwirkungen nicht immer möglich ist.

Mit steigender Last erhöht sich zunächst der Druck der vom Motor angesaugten Frischluft und damit auch der Gegendruck im Brennraum während der Einspritzung. Dadurch werden einerseits der Widerstand für das Kraftstoffspray und die den Strahlaufbruch beschleunigenden aerodynamisch angreifenden Kräfte größer. Andererseits wird die den Aufbruch potentiell verbessernde Wirkung des Flash Boilings geringer, wobei gleichzeitig die Gefahr eines kollabierenden Kraftstoffsprays abnimmt. Durch die höhere eingespritzte Kraftstoffmenge kommen weiterhin vermehrt Windschatteneffekte zum Tragen, die die Eindringtiefe des Sprays erhöhen. Insgesamt zeigt sich für höhere Motorlasten eine eher erhöhte Strahleindringtiefe, so dass die Gefahr einer Wandbenetzung des Kolbens oder der Laufbuchse mit Kraftstoff zunimmt. Zudem kann der Effekt der mit höherem Gegendruck, und damit abnehmender Intensität des inneren Flash Boilings, prinzipiell geringer ausfallenden Injektorkuppenbenetzung durch die größere eingespritzte Kraftstoffmasse überkompensiert werden.

Neben dem Zylinderdruck steigen mit höherer Motorlast im Allgemeinen auch die Temperaturen im Zylinder an. Durch die höhere Temperatur verdampfen das Kraftstoffspray und aufgetragene Wandfilme prinzipiell besser, allerdings wirkt der gleichzeitig höhere Druck im Zylinder einer schnelleren Verdampfung entgegen. Messungen der Temperatur der Injektorspitze zeigen zudem, dass sich diese mit der Motorlast nur geringfügig ändert, da dem höheren Wärmeeintrag aus dem Brennraum auch ein erhöhter kühlend wirkender Kraftstoffmassenstrom durch den Injektor entgegenwirkt. Die von der Injektorspitze abgedampfte Kraftstoffmenge wird aber durch eine längere Zeitdauer zwischen der Einspritzung und dem später liegenden Zündzeitpunkt und durch die verstärkte Ladungsbewegung unterstützt. Des Weiteren ändern sich die Randbedingungen für die Rußbildungsmechanismen, die, wie bereits in Abschnitt 2.1.1 erwähnt, von Temperatur und Druck abhängen, und auch die erhöhte Abgastemperatur hat einen Einfluss auf Nachreaktionen am Ende des Arbeitstakts beziehungsweise oder auf die Partikel im Abgas.

Das Verhalten der Partikelanzahlemissionen am Forschungsmotor in Abhängigkeit der Motorlast zeigt Abbildung 6.1 für einen Lastschnitt bei einer Motordrehzahl von 2000 U/min. Darin ist die Partikelanzahlkonzentration für einen seriennahen Injektor und für einen hinsichtlich reduzierter Injektorkuppenbenetzung optimierten Injektor dargestellt.

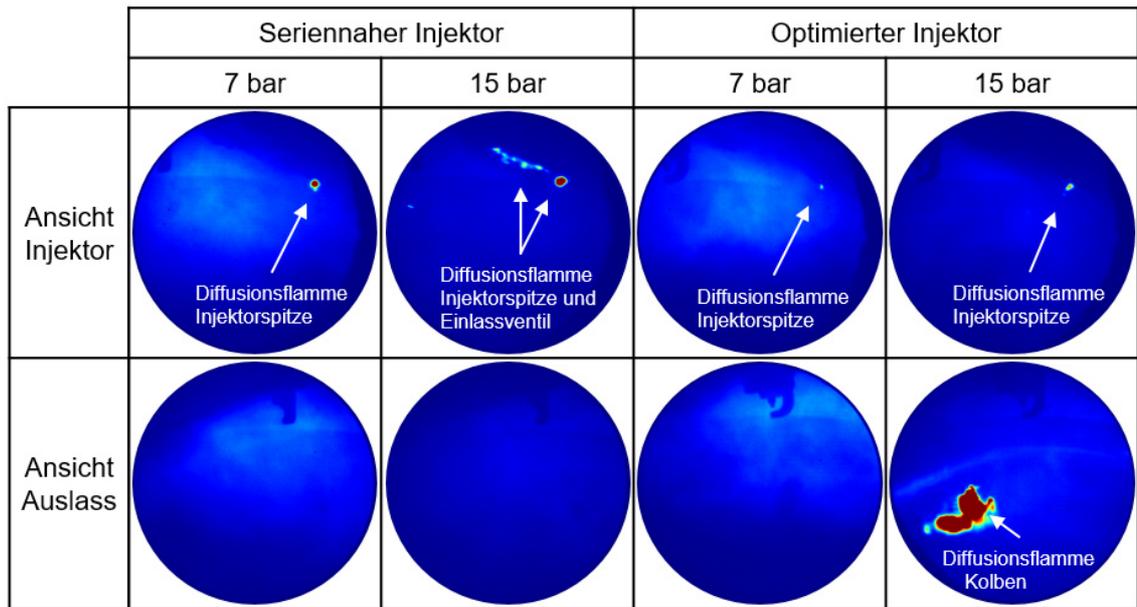


**Abbildung 6.1:** Partikelanzahlkonzentrationen im Lastschnitt ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=var.$ ,  $p_{Rail}=250$  bar,  $ASB=450$  °KW)

Bei beiden und auch bei allen anderen in dieser Arbeit untersuchten Injektoren zeigt sich ein mit der Last tendenziell ansteigendes Partikelemissionsniveau. Besonders beim seriennahen Injektor sind bei einem indizierten Mitteldruck von 7 bar im Vergleich zu etwas geringerer und etwas höherer Last deutlich erhöhte Emissionen zu erkennen. Diese Überhöhung trat bei allen Injektoren auf, die eine ausgeprägte Injektorkuppenbenetzung aufweisen, und daher wurde dieser Lastpunkt auch für die Untersuchungen zum Partikeldriftverhalten verwendet.

Weiterführende Untersuchungen mit dem endoskopischen Zugang, die beispielhaft für 7 bar und 15 bar indizierten Mitteldruck in Abbildung 6.2 dargestellt sind, ermöglichen eine Analyse der maßgeblichen Partikelquellen im gezeigten Lastschnitt. Beim seriennahen Injektor sind bei geringer bis mittlerer Motorlast nur Diffusionsflammen an der Injektorspitze zu erkennen. Dabei wird passend zu dem bei 7 bar indiziertem Mitteldruck gemessenen Peak der Partikelemissionen auch eine im Vergleich zu den umliegenden Lasten erhöhte Intensität der Diffusionsflammen beobachtet. Untersuchungen mit der Photolumineszenz-Messtechnik dazu zeigen bis 7 bar eine Zunahme der mit Kraftstoff benetzten Oberfläche der Injektorspitze, die mit steigender Last wieder ab-

nimmt. Dabei wirken sich die bereits beschriebenen Effekte von Gegendruck und Einspritzdauer gegenteilig auf die Injektorkuppenbenetzung aus. Bis 7 bar lagert sich durch die gesteigerten Einspritzdauern mehr Kraftstoff an der Injektorspitze ab, während der bei höherer Motorlast steigende Gegendruck die Kraftstoffanlagerung wieder reduziert.



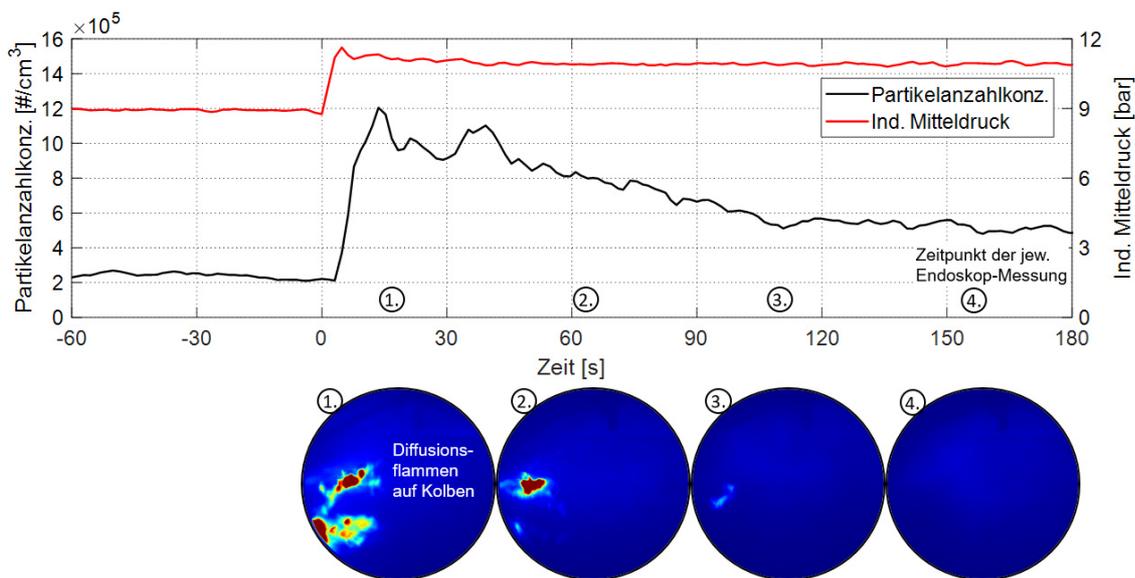
**Abbildung 6.2:** Endoskopische Aufnahmen der Partikelquellen ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=7$  bzw.  $15$  bar,  $p_{Rail}=250$  bar,  $ASB=450$  °KW)

Im Volllastbereich treten beim seriennahen Injektor neben der Injektorspitze auch die Einlassventile als zusätzliche Partikelquelle auf, was die stark ansteigenden Partikelanzahlemissionen erklärt. Dies wird auf eine ausschließlich bei hoher Last und langer Einspritzdauer auftretende beziehungsweise auf eine bei hoher Last verstärkt auftretende Benetzung der Einlassventile zurückgeführt. Hier kann der auf die Einlassventile aufgetragene Kraftstofffilm nicht mehr vollständig durch die Luftströmung abgetragen oder verdampft werden und er verbleibt bis zum Einsetzen der Verbrennung auf den Ventilen, wo er dann mit einer Diffusionsflamme verbrennt.

Bei dem hinsichtlich Injektorkuppenbenetzung optimierten Injektor sind erst ab 7 bar indiziertem Mitteldruck Diffusionsflammen an der Injektorspitze sichtbar, während bei geringerer Motorlast keine auffällige Partikelquelle auszumachen ist, was sich auch in den sehr geringen Partikelanzahlemissionen widerspiegelt. Mit steigender Last werden diese Diffusionsflammen am Injektor dann größer und intensiver. Ab 11 bar indiziertem Mitteldruck treten zusätzlich erste Diffusionsflammen auf dem Kolben auf. Die-

se werden bei weiter erhöhter Motorlast deutlich größer und treten nun als maßgebliche Partikelquelle auf, wodurch sich der sehr starke Anstieg der Partikelanzahlemissionen im Bereich der Volllast ergibt.

Neben den sich mit der Motorlast im stationären Betrieb ändernden Partikelemissionen wird auch ein dynamisches Verhalten dieser bei einem Lastsprung beobachtet. So ergeben sich bei einer schnellen Erhöhung der Motorlast zunächst signifikant erhöhte Partikelanzahlemissionen, wie in Abbildung 6.3 beispielhaft für einen Lastsprung von 9 auf 11 bar indizierten Mitteldruck bei 2000 U/min dargestellt ist. Diese fallen anschließend langsam auf den im Vergleich deutlich geringeren Wert des stationären Betriebs ab. Für den gezeigten Lastsprung ergibt sich dadurch über die dargestellte Zeitdauer aufsummiert ein um etwa vierzig Prozent erhöhter Partikelausstoß, als wenn das stationäre Niveau direkt zu Beginn der höheren Last erreicht worden wäre. Das gleiche abklingende Verhalten der Partikelanzahlemissionen tritt auch in den ersten gefeuerten Arbeitsspielen beim Starten des Motors aus dem geschleppten Betrieb auf.



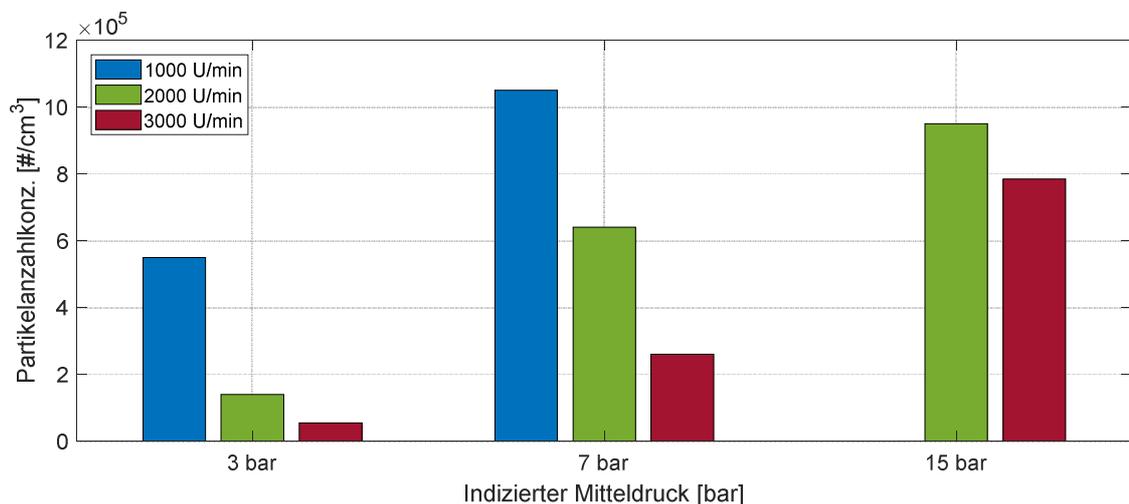
**Abbildung 6.3:** Partikelanzahlkonzentration und endoskopische Aufnahmen während eines Lastsprungs ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=9$  bzw. 11 bar,  $p_{Rail}=250$  bar, ASB=450 °KW)

Die ebenfalls gezeigten endoskopischen Aufnahmen des Lastsprungs zeigen, dass für dieses abklingende Verhalten hauptsächlich durch Kolbenbenetzung ausgelöste Diffusionsflammen verantwortlich sind. Diese sind zu Beginn des Lastsprungs stark ausgeprägt und verringern sich oder verschwinden wieder mit längerer Laufzeit. Aufgrund der höheren eingespritzten Kraftstoffmenge und der sich damit ergebenden höheren Ein-

dringtiefe des Kraftstoffsprays wird der Kolben stärker mit Kraftstoff benetzt. Durch dessen thermische Trägheit erwärmt sich dieser jedoch nur langsam, so dass die Verdampfung des angelagerten Kraftstoffs sich mit der Laufzeit stetig verbessert [140]. Eine rein an Stationärpunkten betriebene und optimierte Applikation kann daher für die Partikelemissionen im transienten Motorbetrieb auch Nachteile aufweisen. Zudem sollte der Kolben für geringe Partikelanzahlemissionen auf einer möglichst hohen Temperatur gehalten werden. Dies kann durch eine gezielte Ansteuerung der Ölspritzdüse erreicht werden, die ausschließlich in Betriebsbereichen, in denen eine thermische Überlastung des Kolbens droht, zur Kühlung des Kolbens eingesetzt wird.

### 6.1.2. Variation der Motordrehzahl

Neben der Motorlast hat auch die Drehzahl des Motors einen Einfluss auf die Partikelquellen und die Partikelanzahlemissionen. Die Auswirkungen einer Drehzahlvariation sollen im Folgenden an drei verschiedenen Lastpunkten näher erläutert werden. Dazu sind in Abbildung 6.4 die Partikelanzahlkonzentrationen eines seriennahen Injektors für einen niedrigen, einen mittleren und einen hohen Lastpunkt bei drei Drehzahlen vergleichend dargestellt, wobei der Hochlastpunkt für eine Drehzahl von 1000 U/min aufgrund einer sehr stark klopfenden Verbrennung nicht vermessen werden konnte.



**Abbildung 6.4:** Partikelanzahlkonzentration bei Last- und Drehzahlvariation ( $n=\text{var.}$ ,  $p_{\text{mi}}=\text{var.}$ ,  $p_{\text{Rail}}=250 \text{ bar}$ ,  $\text{ASB}=450 \text{ °KW}$ )

Für den verwendeten Forschungsmotor ist in der Abbildung eine Reduktion der Partikelanzahlkonzentration mit steigender Drehzahl für alle Motorlasten ersichtlich, die auf mehrere Einflüsse zurückzuführen ist. Im Allgemeinen steigen mit der Drehzahl die

Brennraumtemperaturen an, wodurch sich eine bessere Verdampfung von Wandfilmen ergibt, die Temperatur der Injektorspitze bleibt aber wie bei der Variation der Motorlast aufgrund des zeitlich gesehen auch höheren Kraftstoffmassenstroms auf einem recht konstanten Niveau. Der höheren Verdampfungsgeschwindigkeit steht jedoch eine geringere Zeit zwischen Benetzung und Verbrennung für die Verdampfung entgegen. Dafür hat eine höhere Intensität der Brennraumströmung eine für die Verdampfung zusätzlich fördernde Wirkung [28]. An der Injektorspitze ergibt sich insgesamt mit gesteigerter Drehzahl eine etwas reduzierte Diffusionsflamme. Da für die Injektorkuppenbenetzung während der Einspritzung kein maßgeblicher Einfluss der Drehzahl erwartet wird, weil sich die Einspritzdauer und der Gegendruck im Zylinder kaum ändern, wird dies auf eine bessere Verdampfung des angelagerten Kraftstofffilms mit höherer Drehzahl zurückgeführt. Dies spiegelt sich auch bei Injektoren mit sehr geringer Injektorkuppenbenetzung wieder, da sich hier die Partikelemissionen bei gesteigerter Drehzahl nur in sehr kleinem Ausmaß reduzieren.

Neben der Verdampfung hat auch die mit höherer Drehzahl intensiver ausfallende Strömung im Brennraum einen positiven Effekt auf die Gemischbildung. So zeigte sich mit Injektoren, die eine höhere Eindringtiefe der Kraftstoffstrahlen aufweisen, dass bei geringer Drehzahl verstärkt vorkommende Diffusionsflammen auf dem Kolben und der Laufbuchse mit steigender Drehzahl reduziert werden bis diese nicht mehr auftreten. Abgesehen von den höheren Bauteiltemperaturen wird dies auch auf einen durch die stärkere Luftströmung verbesserten Strahlaufbruch und auf eine stärkere Ablenkung der Kraftstofftropfen von den Brennraumwänden zurückgeführt. Weiterhin steigert eine höhere Strömungsgeschwindigkeit der angesaugten Frischluft auch das Potential, eine eventuell auftretende Benetzung der Einlassventile besser abzutragen.

## 6.2. Einflüsse des Injektordesigns

Aus dem vorherigen Kapitel ist ersichtlich, dass die Injektorspitze im stationären Motorbetrieb in einem großen Lastbereich als maßgebliche Partikelquelle auftritt. Daher ist die Reduktion der während einer Einspritzung an der Injektorspitze angelagerten Kraftstoffmenge ein aktuelles Ziel in der Weiterentwicklung der Injektoren für Benzindirekteinspritzung. Da ein Injektor sehr viele Freiheiten in der konstruktiven Auslegung aufweist, können dazu verschiedene Maßnahmen getroffen werden. Im Folgenden werden einige untersuchte vielversprechende Ansätze näher vorgestellt.

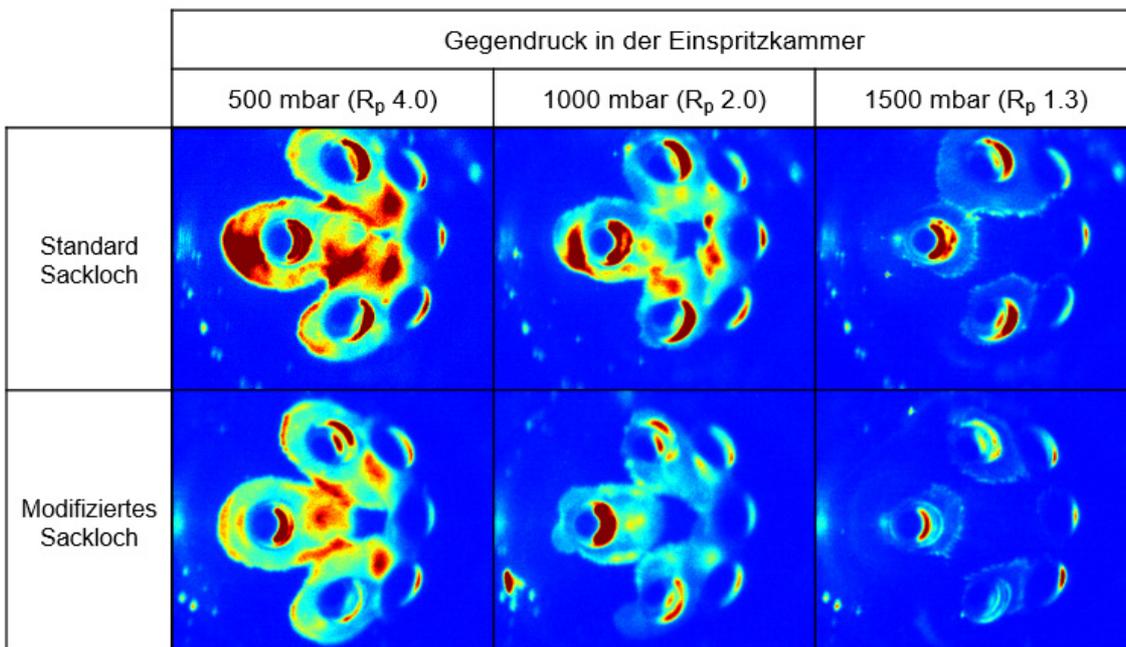
### 6.2.1. Volumen und Geometrie des Sacklochs

Als Sackloch eines Injektors wird das interne Volumen zwischen dem Dichtsitz der Düsenadel und den Eintrittsflächen der Spritzlöcher bezeichnet, das bei vollständig geschlossener Düsenadel vorliegt. In diesem Volumen kann sich nach dem Ende einer Einspritzung prinzipiell noch flüssiger Kraftstoff befinden, wobei zusätzlich auch eine gasförmige Phase, zum Beispiel aus durch Kavitation entstehendem Kraftstoffdampf oder aus durch den anliegenden Gegendruck eintretendem Brennraumgas, enthalten sein kann [34, 59, 141]. Durch die Verdichtung im Kompressionstakt und die spätere Expansion während des Arbeitstakts kann diese verbliebene Kraftstoffmenge spät im Verbrennungsprozess aus dem Sackloch austreten und zu einer Injektorkuppenbenetzung führen [34]. Zudem wird auch ein Einfluss auf das Benetzungsverhalten bei Einspritzbeginn und bei Einspritzende erwartet, da das Volumen des Sacklochs und das Verhältnis von Gasphase zu Flüssigphase darin einen Einfluss auf den Druckanstieg im Sackloch und in den Spritzlöchern bei Einspritzbeginn haben und damit die Benetzung der Injektorkuppe beim Öffnen der Düsenadel beeinflussen. Sinngemäß ist ebenso ein Einfluss am Ende der Einspritzung auf die beim Schließen der Düsenadel eingespritzte Kraftstoffmenge vorhanden.

Bei den in dieser Arbeit eingesetzten und noch nicht hinsichtlich Injektorkuppenbenetzung optimierten seriennahen Injektoren beträgt das Volumen des Sacklochs nach der Angabe des Herstellers  $0.1 \text{ mm}^3$ . Ein Spritzloch (ohne Stufenloch) besitzt zum Vergleich ein typisches Volumen von nur etwa einem Zehntel dieses Sacklochvolumens. Für Untersuchungen zum Einfluss des Sacklochvolumens stehen Injektoren mit um 50 % verringertem Sacklochvolumen zur Verfügung. Da hierfür die Geometrie des Sacklochs und der Düsenadel geändert werden muss, können Auswirkungen auf das Strömungsverhalten des Kraftstoffs im Injektor nicht ausgeschlossen werden. Diese

können wiederum einen Einfluss auf die Phänomene und das Ausmaß der Injektorkuppenbenetzung haben und so ist nur eine Bewertung des Gesamteinflusses und keine alleinige Bewertung des Einflusses des Sacklochvolumens möglich.

Hochgeschwindigkeitsaufnahmen mit dem Fernfeldmikroskop an der Einspritzkammer zeigen keinen eindeutig erkennbaren Einfluss des geänderten Sacklochs auf die Phänomene bei der Injektorkuppenbenetzung. Am Ende der Einspritzung erscheint die angelagerte Kraftstoffmenge aber etwas geringer bei dem Injektor mit dem geringeren Sacklochvolumen. Dies wird durch Untersuchungen mit der Photolumineszenz-Messtechnik bestätigt, bei denen der Injektor mit modifiziertem Sackloch in allen getesteten Betriebspunkten eine geringere Benetzung aufweist. Beispielhaft ist in Abbildung 6.5 eine Variation des Gegendrucks in der Einspritzkammer dargestellt. Neben der reduzierten Benetzung auf der Oberfläche der Injektorkuppe zeigt sich auch, dass in den Stufenlöchern weniger Kraftstoff angelagert ist. Dies deutet auf eine geringere Benetzung am Ende der Einspritzung durch den mit sehr geringer Geschwindigkeit eingespritzten Kraftstoffmassenanteil hin, die auf das geringere Sacklochvolumen zurückgeführt wird.



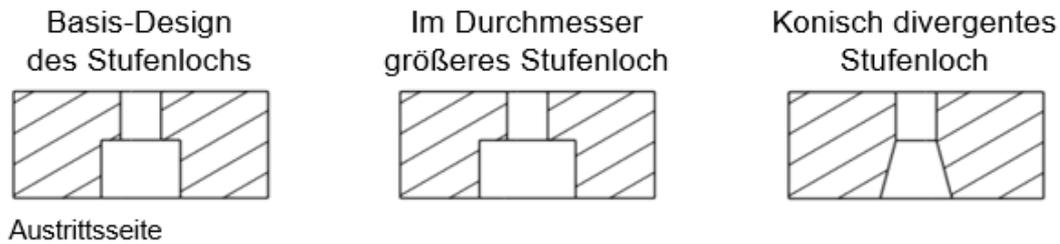
**Abbildung 6.5:** Einfluss des Sacklochs auf die Injektorkuppenbenetzung nach Ende der Einspritzung (Photolumineszenz-Messtechnik,  $p_{\text{Rail}}=250$  bar,  $T_{\text{Kr}}=80$  °C,  $p_{\text{Gegen}}=\text{var.}$ ,  $R_p=\text{var.}$ ,  $\text{ASD}=1500$   $\mu\text{s}$ )

Bei Versuchen am Forschungsmotor ergaben sich für Injektoren mit reduziertem Sacklochvolumen vor allem im unteren und im mittleren Lastbereich, in denen die Injektorspitze als maßgebliche Partikelquelle auftritt, Vorteile hinsichtlich der Partikelanzahlemissionen (vgl. auch Abschnitt 6.2.5). Dadurch wird bestätigt, dass die geänderte Geometrie des Sacklochs mit dem kleineren Sacklochvolumen einen insgesamt positiven Effekt auf die Injektorkuppenbenetzung hat und diese damit einen Beitrag zur Senkung der Partikelemissionen leistet.

### **6.2.2. Variation der Stufenloch-Geometrie**

Aus der Analyse der zu Injektorkuppenbenetzung führenden Phänomene in Kapitel 4.1 kann ein Einfluss des Stufenlochs auf die insgesamt an der Injektorspitze angelagerte Kraftstoffmenge abgeleitet werden. Das Potential einer optimierten Spritz- und Stufenlochgeometrie zur Reduktion der von der Injektorspitze erzeugten Partikelemissionen zeigen auch aktuelle Veröffentlichungen. Kazour et al. haben schlitzförmige Spritz- und Stufenlöcher vorgestellt, die geringere Partikelemissionen und eine deutlich reduzierte Verkokungsneigung aufweisen [142]. Für runde Geometrien können die Partikelemissionen nach Zhang et al. durch ein reduziertes Stufenlochvolumen verringert werden [31]. Untersuchungen von Dageförde et al. zeigen, dass ein im Durchmesser reduziertes und in der Tiefe vergrößertes Stufenloch zu einer geringeren Injektorkuppenbenetzung führt [35]. Oh et al. bestätigen den positiven Einfluss des reduzierten Stufenlochdurchmessers, erzielen aber mit reduzierter Stufenlochtiefe eine verringerte Anlagerung von Kraftstoff an der Injektorspitze [143].

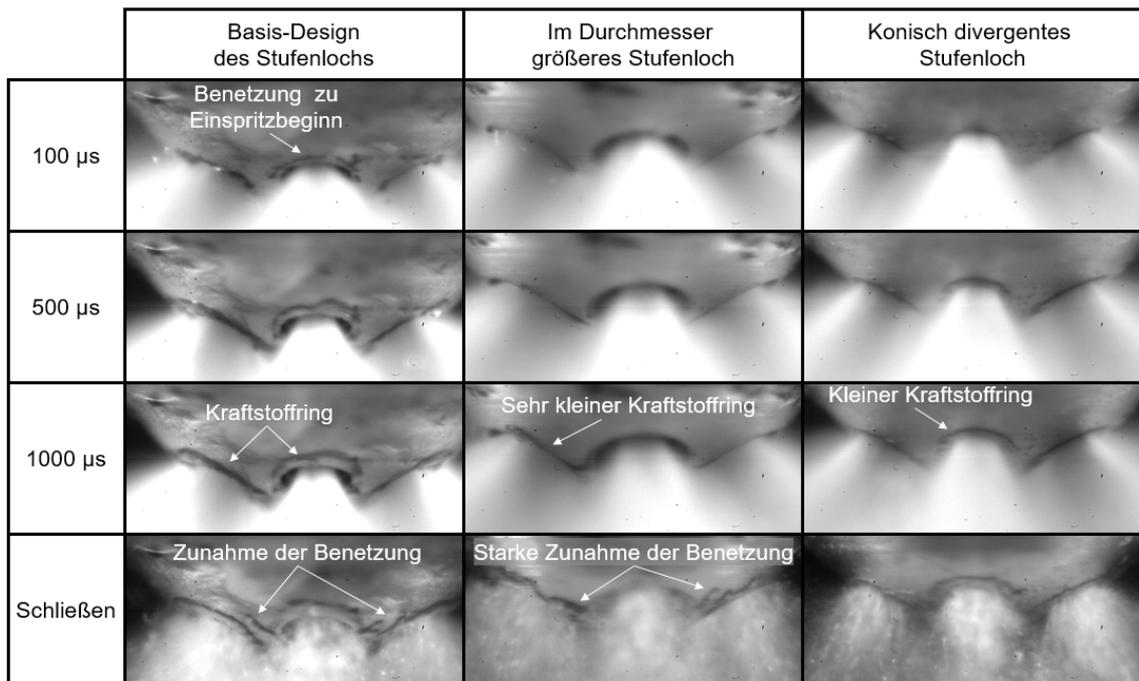
Für die Untersuchung des Einflusses der Stufenlochgeometrie wurden vom Projektpartner mehrere Designvarianten zur Verfügung gestellt. Im Folgenden werden die Untersuchungsergebnisse von drei Geometrievarianten des Stufenlochs mit den in Abbildung 6.6 gezeigten Merkmalen vorgestellt (vgl. auch [121]). Beim Basis-Design ist das Stufenloch konzentrisch zum Spritzloch angeordnet und dieses weist einen etwa doppelt so großen Durchmesser wie das Spritzloch auf. Die zweite Variante besitzt einen im Vergleich zum Basis-Design um circa 35 % vergrößerten Durchmesser des Stufenlochs. Damit soll der Kontakt vom Kraftstoffspray mit der Kante des Stufenlochs reduziert oder vermieden werden. Bei der dritten Variante ist das Stufenloch mit einem Winkel von dreizehn Grad konisch divergent ausgeführt. So reduziert sich das Volumen des Stufenlochs und es wird ein positiver Einfluss auf die Interaktion vom Kraftstoffstrahl mit der Kante des Stufenlochs erwartet.



**Abbildung 6.6:** Variationen der Stufenloch-Geometrie

Um die Einflüsse der Stufenloch-Geometrie auf das Benetzungsverhalten zu bewerten, werden Hochgeschwindigkeitsmessungen mit dem Fernfeldmikroskop an der Einspritzkammer herangezogen. Diese werden bei einer Kraftstofftemperatur von 80 °C und einem Gegendruck von 400 mbar durchgeführt, um sehr günstige Bedingungen für das Auftreten von Flash Boiling darzustellen. Beim Injektor mit dem Basis-Design des Stufenlochs tritt bei Einspritzbeginn durch den vergrößerten Spraykegelwinkel eine direkte Benetzung der Oberfläche der Injektorspitze mit Kraftstoff auf, wie in Abbildung 6.7 ersichtlich ist. Dies wird beim Injektor mit dem vergrößerten Stufenlochdurchmesser erwartungsgemäß nicht beobachtet. Für das konisch divergente Design ist das Benetzungsverhalten zu Beginn der Einspritzung aus den Messdaten nicht eindeutig zu erkennen und daher kann dazu keine Aussage getroffen werden.

Während der Einspritzung bildet sich beim Basis-Design und beim konisch divergenten Stufenloch ein Kraftstoffring um die Kante des Stufenlochs aus, wie der zeitliche Verlauf der Benetzung in Abbildung 6.7 zeigt. Da der Kraftstoffstrahl beim konisch divergenten Design an der Stufenlochwand anliegen kann und dadurch die vom Kraftstoffstrahl induzierte Luftströmung nicht durch die Kante des Stufenlochs vom Strahl getrennt wird, wird der Kraftstoffring hier im Vergleich näher an der Kante des Stufenlochs gehalten und dessen Ausdehnung ist begrenzt. Beim vergrößerten Stufenloch fällt der Kraftstoffring gegenüber den beiden anderen Varianten deutlich kleiner aus. Durch den kleineren Kraftstoffring und durch den größeren Abstand zwischen Kraftstoffstrahl und Stufenlochkante werden zudem deutlich weniger Kraftstoffligamente als bei der Basis-Variante durch stochastisch auftretende Interaktionen vom Kraftstoffstrahl mit der Kante des Stufenlochs ausgelöst. Für das konisch divergente Design werden keine Ablösungen von Ligamenten beobachtet.



**Abbildung 6.7:** Einfluss der Stufenloch-Geometrie auf das Benetzungsverhalten (Hochgeschwindigkeitsvisualisierung mit Fernfeldmikroskop,  $p_{\text{Rail}}=250$  bar,  $T_{\text{Kr}}=80$  °C,  $p_{\text{Gegen}}=400$  mbar,  $R_p=5$ ,  $ASD=1500$   $\mu$ s)

Während des Schließvorgangs der Düsennadel zeigt sich bei dem Injektor mit vergrößertem Stufenloch eine im Vergleich zur Basis-Variante deutlich stärkere Zunahme der Benetzung. Dies wird auf das größere Volumen des Stufenlochs zurückgeführt, in dem sich während der Einspritzung eine größere Menge Kraftstoff ansammeln kann, die sich dann beim Abreißen der induzierten Luftströmung aus dem Stufenloch auf die Oberfläche der Injektorspitze ausbreitet. Durch den größeren Durchmesser ist jedoch das Risiko einer weiteren Benetzung durch den mit wenig Impuls austretenden Kraftstoff am Ende der Einspritzung etwas reduziert. Beim konisch divergenten Stufenloch zeigt sich dagegen nur eine geringere zusätzliche Benetzung während des Nadel-schließens. Dafür tritt eine verstärkte Benetzung durch die mit geringem Impuls eingespritzte Kraftstoffmenge auf, da hier der Kraftstoff an der Stufenlochwand anliegt und durch den flacheren Winkel zwischen dem Stufenloch und der Oberfläche der Injektorspitze schlechter abreißt und dadurch leichter auf die Injektorspitze umgelenkt wird.

Eine abschließende Bewertung der Injektorkuppenbenetzung für die drei Varianten der Stufenloch-Geometrie mittels der Photolumineszenz-Messtechnik ist aufgrund einer recht hohen Leckage der Injektoren nicht möglich. Durch diese Leckage tritt bei der Vorbereitung einer Messung bereits vor der Einspritzung viel Kraftstoff durch die Spritzlöcher aus, der sich anschließend auf der Injektorkuppe anlagert. Dadurch ist eine

Trennung der durch die Leckage und der durch die Einspritzung angelagerten Kraftstoffmenge nicht möglich und die Messergebnisse sind daher nicht aussagekräftig.

Mit den drei Geometrievarianten wurden vom Projektpartner bei einem Ingenieurdienstleister Messungen zu den Partikelemissionen mit verkokten Injektoren an einem Vollmotor durchgeführt. Bei den Emissionen in der Teillast, wo die Injektorspitze als maßgebliche Partikelquelle auftritt, zeigte die Basis-Variante die besten Ergebnisse. Für die konisch divergente Version ergaben sich im Vergleich um bis zu 60 % erhöhte Partikelemissionen. Dies wird auf den Einfluss der sich um die Stufenlochkante bildenden Verkokungsschicht zurückgeführt, die die beim sauberen Injektor sehr stark wirkende induzierte Luftströmung behindert. Das Anliegen der Kraftstoffströmung an der Stufenlochwand und der flachere Winkel zwischen Stufenloch und der Oberfläche der Injektorspitze begünstigen zudem eine stärkere Umlenkung von Kraftstoff auf die Oberfläche der Injektorspitze, der dann nicht mehr an der Stufenlochkante gehalten werden kann, sondern sich weiter in die Verkokungsschicht ausbreitet. Bei der Variante mit vergrößertem Stufenlochdurchmesser zeigen sich nochmals deutlich erhöhte Partikelemissionen, die im Vergleich zur Basis-Variante um bis zu 250 % höher ausfallen. Dies wird neben der starken Benetzung am Ende der Einspritzung auch auf das erhöhte Volumen des Stufenlochs an sich, in dem sich weitere Ablagerungen bilden, die eine erhöhte Kraftstoffmenge speichern können, zurückgeführt.

Da auch weitere getestete Geometrievarianten keine überzeugenden Potentiale zur Reduktion der an der Injektorspitze gebildeten Partikelemissionen zeigten, wurden zusätzlich Untersuchungen an Injektoren durchgeführt, bei denen auf das Stufenloch gänzlich verzichtet wurde. Zusammenfassend ergaben sich für diese Injektoren bei Versuchen am Forschungsmotor deutlich reduzierte Partikelanzahlmissionen, die durch eine Injektorkuppenbenetzung ausgelöst wurden (vgl. auch Abschnitt 6.2.5). Da die bereitgestellten Injektoren auch weitere Unterschiede im Design aufweisen, die die Injektorkuppenbenetzung und die durch die Injektorspitze erzeugten Partikel beeinflussen können, kann an dieser Stelle aber keine genauere Quantifizierung des Vorteils durch den Entfall des Stufenlochs gegeben werden. Dieser wird jedoch als signifikant erachtet.

Der prinzipielle Vorteil von Injektoren ohne Stufenloch für die Injektorkuppenbenetzung und die Partikelanzahlmissionen wurde aber auch in anderen Studien ermittelt [50, 143]. Für lange Laufzeiten und bei für die Einspritzung schlechten Randbedingungen, zum Beispiel mit Schlechtkraftstoff und geringem Kraftstoffdruck, zeigte sich jedoch

eine Abnahme des statischen Durchflusses der Injektoren ohne Stufenloch, die auf eine Verkokung innerhalb des Injektors hindeutet. Diese Durchflussreduktion konnte durch den Betrieb beim Auslegungsdruck des Kraftstoffsystems aber wieder reduziert werden [50, 143]. Durch die weitere Anhebung des Systemdrucks in der neuen Generation der Benzindirekteinspritzung auf 350 bar wird daher eine geringere Auftretenswahrscheinlichkeit einer Durchflussreduktion erwartet. Dies sollte jedoch in Dauerlaufversuchen, die nicht sinnvoll am Einzylinder-Forschungsmotor durchzuführen sind, überprüft werden, um gegebenenfalls Abhilfemaßnahmen zu entwickeln.

### **6.2.3. Konische Spritzlöcher und Optimierung der Spritzloch-Einlaufströmung**

Nach dem Verzicht auf das Stufenloch und der Reduktion des Sacklochvolumens kann eine weitere Reduktion der Injektorkuppenbenetzung auch über Modifikationen der Spritzlochgeometrie erreicht werden. Dabei soll insbesondere im Spritzloch auftretende Kavitation verringert oder vermieden werden, da die durch die Kavitation gebildeten Dampfblasen, wie bereits in Abschnitt 2.3.4 beschrieben, auch als Keimstellen für internes Flash Boiling im Spritzloch dienen. Von einer Verringerung der Kavitation wird demnach eine Reduktion der sich während des vollen Nadelhubs an der Injektorkuppe anlagernden Kraftstoffmasse erwartet.

Bei der dieselmotorischen Direkteinspritzung haben sich zur Reduktion der Kavitation im Spritzloch konisch konvergente Spritzlochgeometrien, also Düsen mit einem geringeren Durchmesser am Düsenaustritt als am Düseneintritt, als zielführend erwiesen [2]. Durch eine zusätzliche Verrundung der Einlaufkanten der Spritzlöcher konnte Blessing [144] eine quasi kavitationsfreie Düseninnenströmung bei einem Diesel-Injektor erreichen. Auch für Injektoren für Benzindirekteinspritzung wurde eine die Kavitation verringemde Wirkung von konisch konvergenten Spritzlöchern erkannt [38, 145]. In simulativen Untersuchungen von Tu wurde zudem gezeigt, dass ein größerer Radius am Einlauf des Spritzlochs zu einer gleichmäßigeren Einlaufströmung in das Spritzloch mit einer reduzierten Wirbelbildung und damit zu einem geringeren Auftreten von Kavitation führt [63].

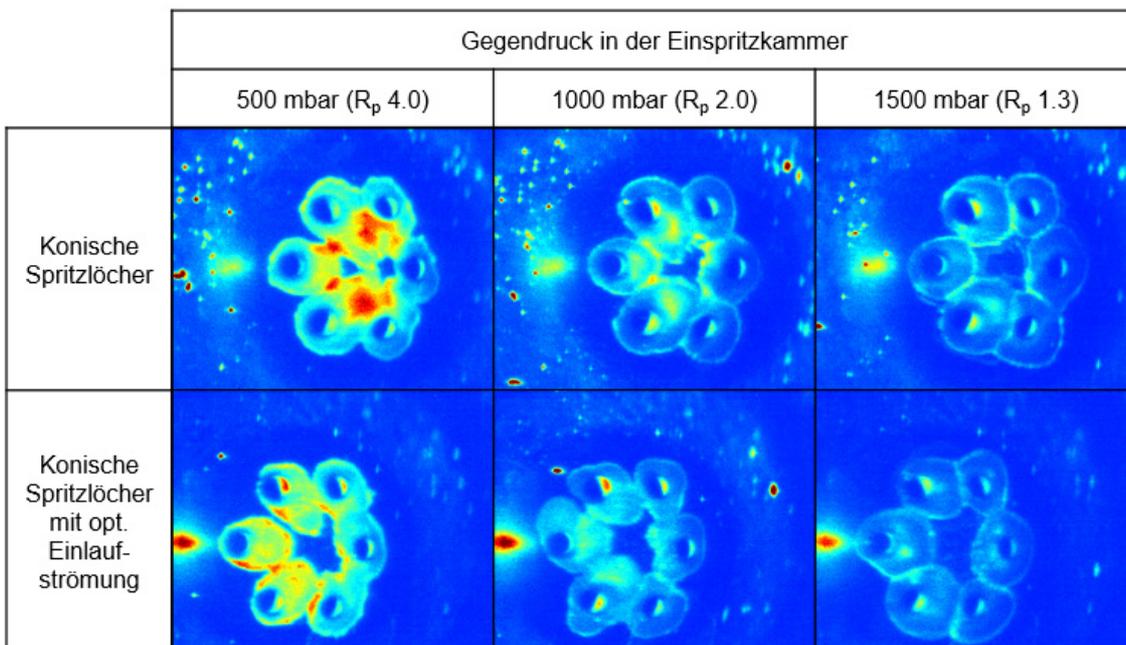
Um die Auswirkungen von konisch konvergenten Spritzlöchern und von einer optimierten Einlaufströmung des Kraftstoffs in die Spritzlöcher auf die Injektorkuppenbenetzung zu untersuchen, wurden Injektoren mit einem k-Faktor der Spritzlöcher von 2,2 vom Projektpartner bereitgestellt. Der k-Faktor ist hier mit dem inneren bzw. äußeren Durchmesser eines Spritzlochs als

$$k\text{-Faktor} = \frac{D_{\text{innen}} - D_{\text{außen}}}{10} \quad D \text{ in } \mu\text{m} \quad (1)$$

definiert. Bei einem Teil der Injektoren wurden zusätzliche Maßnahmen ergriffen, um die Einlaufströmung hinsichtlich reduzierter Strömungsablösung und reduzierter Kavitationsneigung zu optimieren.

Hochgeschwindigkeitsvisualisierungen der Injektorkuppenbenetzung mit dem Fernfeldmikroskop an der Einspritzkammer zeigen bei den Injektoren mit konisch konvergenten Spritzlöchern nur bei sehr stark das Flash Boiling begünstigenden Randbedingungen mit geringem Gegendruck eine nennenswerte Benetzung. Diese fällt beim Injektor mit der zusätzlichen Optimierung der Einlaufströmung nochmal etwas geringer aus. Für beide Injektoren lagert sich bei nicht verkokter Oberfläche der Injektorspitze erst beim Schließen der Düsenadel am Ende der Einspritzung der für die gesamte Injektorkuppenbenetzung maßgebliche Kraftstoffanteil an.

Auch Untersuchungen mit der Photolumineszenz-Messtechnik belegen den positiven Einfluss der optimierten Einlaufströmung auf die Injektorkuppenbenetzung, wie Abbildung 6.8 eindrücklich für eine Variation des Gegendrucks in der Einspritzkammer zeigt.



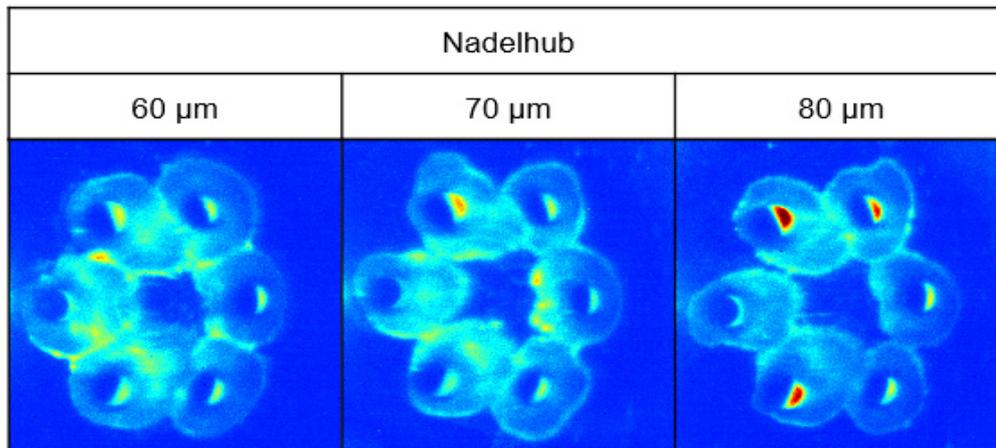
**Abbildung 6.8:** Einfluss einer optimierten Einlaufströmung auf die Injektorkuppenbenetzung nach Ende der Einspritzung (Photolumineszenz-Messtechnik, p<sub>Rail</sub>=350 bar, T<sub>Kr</sub>=80 °C, p<sub>Gegen</sub>=var., R<sub>p</sub>=var., ASD=1000 μs)

Der Injektor mit der optimierten Einlaufströmung des Kraftstoffs in die Spritzlöcher weist hier bei allen Gegendrücken sowohl eine geringere benetzte Fläche als auch eine geringere Schichtdicke auf. Dies resultierte auch in den durchgeführten Motorversuchen in einer deutlichen Reduktion der Partikelanzahlemissionen (vgl. dazu auch Abschnitt 6.2.5).

### **6.2.4. Variation des maximalen Nadelhubs**

Neben den Spritzlöchern stellt auch der Nadelsitz im Inneren eines Injektors eine Drosselstelle mit einem Druckverlust bei einer Einspritzung dar. Bei festgelegter Nadel- und Nadelsitzgeometrie sind der dort freigegebene Strömungsquerschnitt und damit der Druckverlust abhängig vom maximalen Nadelhub, der konstruktiv durch einen Anschlag begrenzt ist. Dabei wird mit einem höheren Nadelhub ein größerer Querschnitt freigegeben und damit der Druckverlust verringert. In der Folge reduzieren sich die Kavitationsneigung und das Flash Boiling Potential, wodurch sich ein entsprechend positiver Effekt für die Injektorkuppenbenetzung ergibt.

Für Injektoren mit zylindrischen Spritzlöchern und mit Stufenlöchern führt eine Erhöhung des Nadelhubs zu einer geringeren Injektorkuppenbenetzung, da sich bei vollem Nadelhub weniger Kraftstoff aus dem Stufenloch auf der Oberfläche der Injektorspitze ansammelt [121]. Auch für Injektoren mit konisch konvergentem Spritzloch und optimierter Einlaufströmung wird eine Reduktion der Injektorkuppenbenetzung durch einen höheren maximalen Nadelhub mit der Photolumineszenz-Messtechnik nachgewiesen, wie Abbildung 6.9 zeigt. Dabei reduziert sich sowohl die Filmdicke als auch die Ausbreitungsfläche um die Spritzlöcher mit steigendem Nadelhub. Neben der Reduktion der Anlagerung während der Einspritzung bei vollem Nadelhub wird dies auch auf eine Reduktion der Anlagerung am Ende der Einspritzung zurückgeführt. Eine höhere Geschwindigkeit der Düsenadel, die sich durch einen längeren Weg zur Beschleunigung ergibt, führt vor allem kurz vor dem Aufsetzen auf dem Nadelsitz zu einer schnelleren Reduktion des Strömungsquerschnitts. Dadurch verkürzt sich die Zeitdauer, während der bei sehr großer Drosselwirkung der Strömung am Nadelsitz eingespritzt wird, und die Injektorkuppenbenetzung wird verringert.



**Abbildung 6.9:** Einfluss des max. Nadelhubs auf die Injektorkuppenbenetzung nach Ende der Einspritzung (Photolumineszenz-Messtechnik,  $p_{\text{Rail}}=250$  bar,  $T_{\text{Kr}}=80$  °C,  $p_{\text{Gegen}}=1000$  mbar,  $R_p=2.0$ ,  $\text{ASD}=1000$   $\mu\text{s}$ )

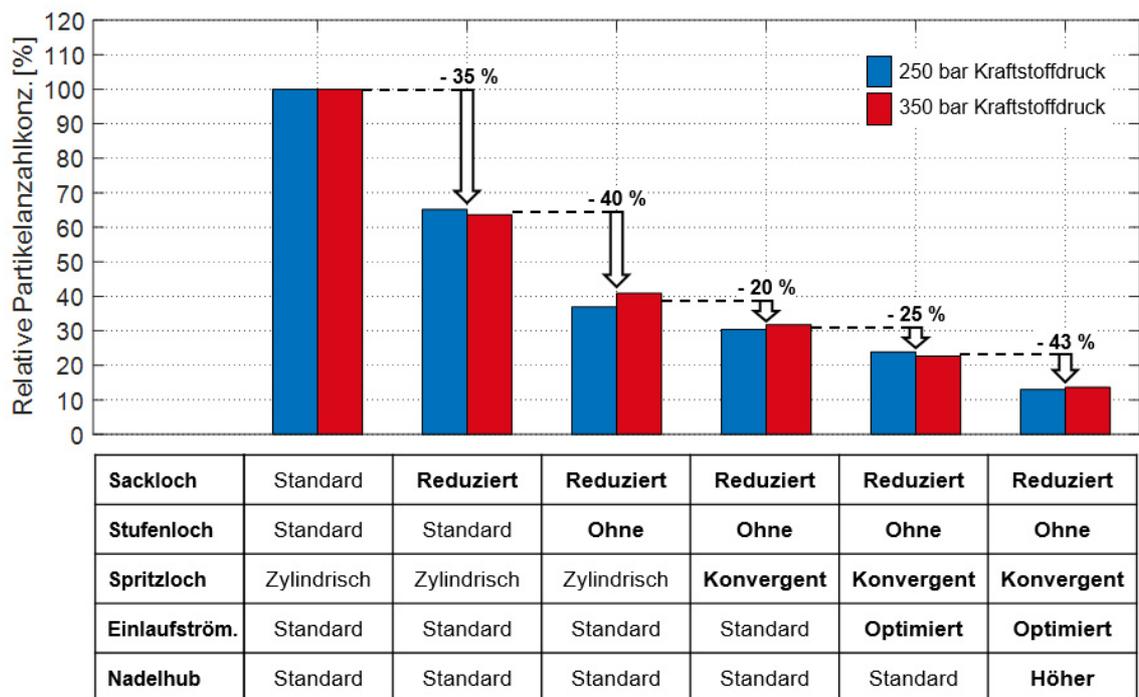
Neben dem positiven Einfluss eines höheren Nadelhubs auf die Injektorkuppenbenetzung und die Partikelanzahlemissionen (vgl. Abschnitt 6.2.5) wird bei den weiteren durchgeführten Versuchen allerdings auch ein Nachteil sichtbar. Durch den erhöhten statischen Durchfluss des Injektors und durch den längeren Weg der Düsenadel bis zu ihrem oberen Anschlag müssen im Vergleich auch etwas größere Kraftstoffmengen im ballistischen Bereich abgesetzt werden. Um in diesem Betriebsbereich auch weiterhin eine exakte Steuerung der eingespritzten Kraftstoffmasse zu gewährleisten, werden teilweise bereits softwareseitige Regelalgorithmen eingesetzt [26, 31].

### 6.2.5. Zusammenfassung zur Reduktion der Injektorkuppenbenetzung

Mit allen in den vorigen Abschnitten beschriebenen Modifikationen des Injektordesigns wurde eine Reduktion der Injektorkuppenbenetzung für nicht verkokte Injektoren bei Versuchen an der Einspritzkammer erreicht. Die mit jeder Modifikation reduzierte Injektorkuppenbenetzung führte anschließend auch in Motorversuchen mit verkokten Injektoren zu jeweils geringeren Partikelanzahlemissionen. Dies zeigt Abbildung 6.10 für einen Betriebspunkt mit 7 bar indiziertem Mitteldruck bei 2000 U/min, bei dem vor allem die Injektorspitze als maßgebliche Partikelquelle auftritt.

In Summe werden die Partikelanzahlemissionen an diesem Betriebspunkt um nahezu 90 % reduziert, wenn alle beschriebenen Maßnahmen zusammen in einem Injektor eingesetzt werden. Die jeweils angegebenen Potentiale der einzelnen Maßnahmen sind dabei nur als Anhaltswerte zu verstehen, da teilweise, wie in den zugehörigen

Abschnitten bereits beschrieben, Quereinflüsse auftreten können. Neben der generellen Reduktion der Partikelemissionen ist weiterhin gut zu erkennen, dass die ergriffenen Maßnahmen in ihrer jeweiligen Wirkung relativ unabhängig vom Kraftstoffdruck sind. Daher sind diese auch beim höheren Systemdruck von 350 bar in der neuen Generation der Benzindirekteinspritzung sehr gut anwendbar.



**Abbildung 6.10:** Auswirkungen der Optimierungsmaßnahmen am Injektor auf die Partikelanzahlkonzentrationen ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=7$  bar,  $p_{Rail}=250/350$  bar,  $ASB=450$  °KW)

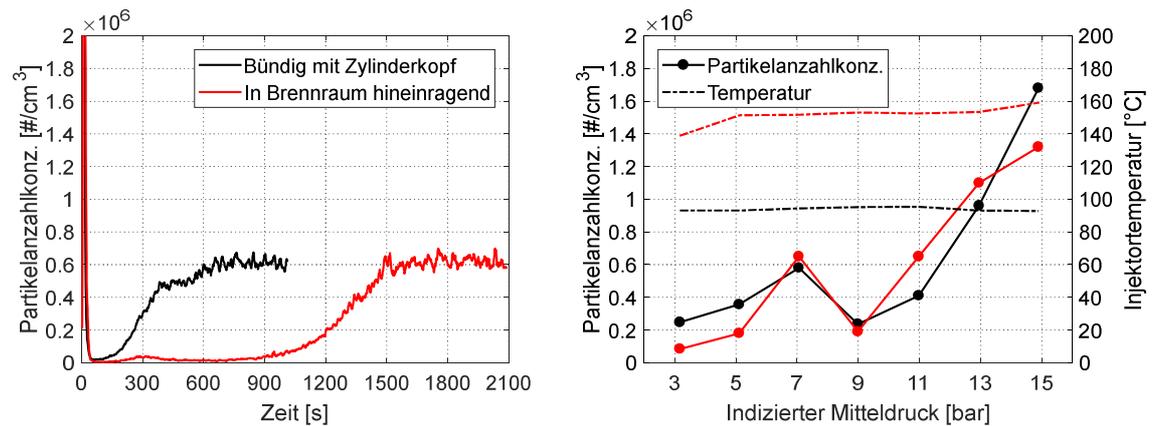
Als nachteilig erwies sich bei den hinsichtlich Injektorkuppenbenetzung optimierten Injektoren die höhere Gefahr eines in sich kollabierenden Spraybilds, die in größeren Strahlkegelwinkeln und in dadurch erhöhter Interaktion zwischen den Einspritzstrahlen begründet ist. Bei Hochlastpunkten führte dies im Vergleich zu noch nicht optimierten Injektoren zu etwas erhöhten Eindringtiefen des Kraftstoffsprays und in der Folge zu einer verstärkten Kolbenbenetzung mit den entsprechenden Auswirkungen auf die Partikelanzahlemissionen (vgl. auch Abschnitt 6.1.1). Zur Reduktion dieser Kolbenbenetzung wurden Untersuchungen mit Injektoren, die bezüglich ihres Spray-Targetings modifiziert wurden, durchgeführt. Das Spray-Targeting wurde dafür mittels CFD-Simulationen der Einspritzung und der Gemischbildung, die vom Projektpartner durchgeführt wurden, iterativ hinsichtlich geringer Wandbenetzung optimiert, wobei sowohl die Richtung der einzelnen Kraftstoffstrahlen als auch die Durchmesser der einzelnen

Spritzlöcher als Parameter dienen. Erste Motorversuche zeigen, dass, bei gleichbleibend geringen Partikelanzahlemissionen, die direkt von der Injektorspitze ausgelöst werden, die Kolbenbenetzung und damit die insgesamt emittierten Partikel reduziert werden können. Zusätzlich zur weiteren Optimierung des Spray-Targetings kann aber auch eine Anpassung von Parametern der Motorapplikation die Kolbenbenetzung wirkungsvoll verringern (vgl. auch Abschnitt 6.3).

### 6.2.6. Temperatur der Injektorspitze

Neben der Verringerung der während einer Einspritzung an der Injektorspitze angelagerten Kraftstoffmenge ist auch eine Reduktion der bis zum Einsetzen der Verbrennung noch auf der Injektorspitze vorhandenen Kraftstoffmasse sinnvoll. Diese Reduktion kann durch eine höhere Temperatur der Injektorspitze und damit durch bessere Bedingungen für die Verdampfung des Kraftstofffilms erreicht werden. Für eine erste Abschätzung der Auswirkungen einer höheren Injektorspitzentemperatur wurde die Position des Injektors im Zylinderkopf variiert. Während die Injektorspitze in der regulären Einbauposition bündig mit der Zylinderkopfwand abschließt, wird der Injektor im Vergleich dazu etwas tiefer im Zylinderkopf montiert, so dass die Injektorspitze um etwa zwei Millimeter in den Brennraum hineinragt. Um die Auswirkungen auf die Temperatur der Injektorspitze und auf das Verhalten der Partikelemissionen zu bewerten, wurden ein Verkokungslauf und ein Lastschnitt bei 2000 U/min durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Messungen sind in Abbildung 6.11 dargestellt.

Im Verkokungslauf zeigt sich ein interessantes Verhalten des zeitlichen Verlaufs der Partikelanzahlemissionen. Mit in den Brennraum hineinragender Injektorspitze tritt der Drift der Partikelemissionen deutlich später auf und auch die Geschwindigkeit des Drifts ist etwas langsamer. Das endgültige Niveau der Emissionen ist allerdings sehr ähnlich. Dabei weisen der spätere Anstieg und auch die zu Beginn des Verkokungslaufs geringeren Partikelemissionen auf bessere Verdampfungsbedingungen des an der Injektorspitze angelagerten Kraftstoffs hin, die sich durch die um etwa 60 °C höher ausfallende Temperatur der Injektorspitze ergeben. Dieser Vorteil wird jedoch am Ende des Drifts durch die dann ausgebildete Verkokungsschicht, die die Verdampfung des Kraftstofffilms behindert, wieder reduziert. Zusätzlich kann auch eine durch die höhere Injektortemperatur verstärkte Injektorkuppenbenetzung der weiteren Reduktion der Partikelemissionen entgegenwirken.



**Abbildung 6.11:** Einfluss der Temperatur der Injektorspitze auf die Partikelanzahlkonzentration im Verkokungslauf ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=7$  bar,  $p_{Rail}=250$  bar, ASB=430 °KW) und im Lastschnitt ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=var.$ ,  $p_{Rail}=250$  bar, ASB=430 °KW)

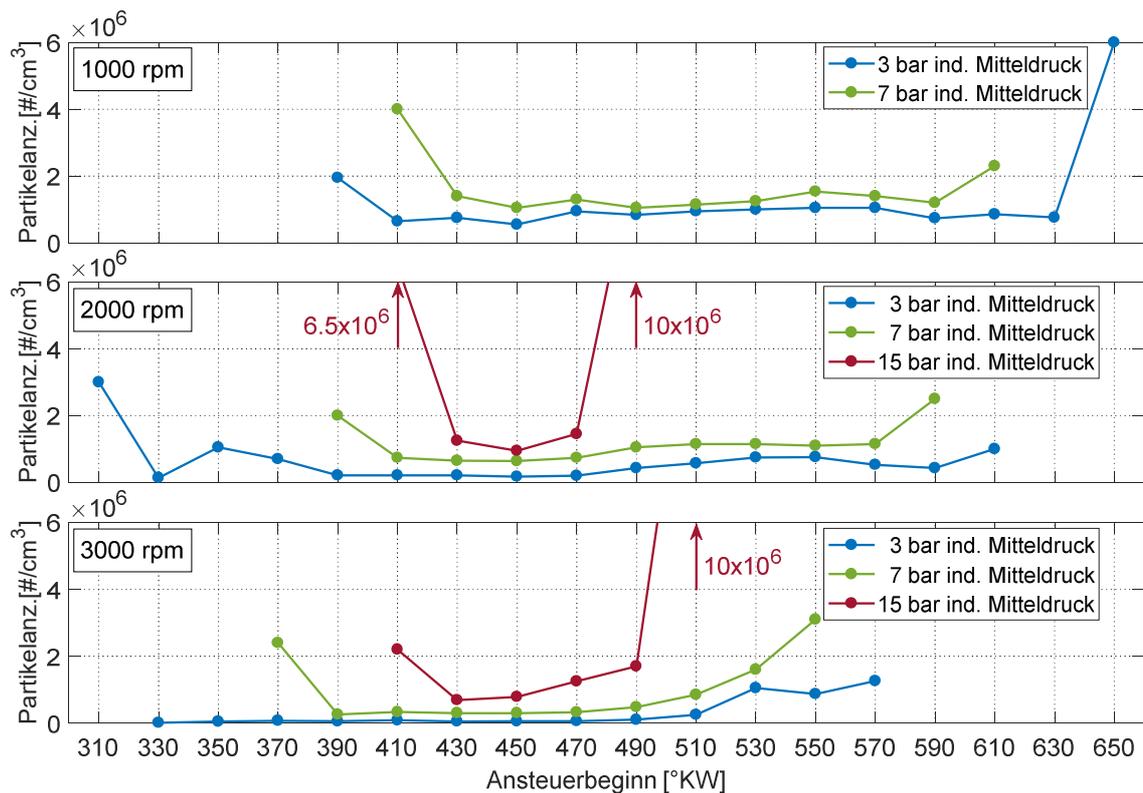
Im Lastschnitt zeigen sich hinsichtlich der Partikelanzahlemissionen vor allem bei geringer Motorlast große Vorteile bei in den Brennraum hineinragender Injektorspitze. Dies wird auf die Kombination aus der, aufgrund der deutlich höher ausfallenden Temperatur der Injektorspitze, stärkeren Verdampfung und der, durch die geringe Einspritzmasse, vergleichsweise geringen angelagerten Kraftstoffmasse zurückgeführt. Für den mittleren Lastbereich ergeben sich in dieser Versuchsreihe ähnliche oder auch etwas höhere Partikelemissionen und im Volllastbereich fallen diese wieder etwas geringer aus. Eine weitere detaillierte Analyse der Partikelquellen mittels endoskopischer Messtechnik war aufgrund von Schäden am Injektor, die durch die im Vergleich zum regulären Betrieb sehr hohen Temperaturen ausgelöst wurden, nicht mehr möglich. Die durchgeführten Vorversuche zeigen jedoch prinzipiell ein Potential zur Reduktion der Partikelanzahlemissionen durch eine Erhöhung der Injektorspitzentemperatur.

## 6.3. Einflüsse von Parametern der Motorapplikation

Im realen Motorbetrieb treten verschiedene Motorbetriebspunkte stationär oder auch transient wechselnd auf. Mit der Motorlast und der Motordrehzahl ändern sich dabei auch jeweils die Randbedingungen für die Kraftstoffeinspritzung, die Gemischbildung und die Verbrennung und damit ändern sich auch die Randbedingungen für die Entstehung von Partikeln durch die verschiedenen bereits beschriebenen Partikelquellen. Eine direkte Einflussnahme auf diese Randbedingungen ist nur sehr begrenzt möglich, allerdings bestehen zusätzlich zur Optimierung der Injektoren auch durch die Motorsteuerung gewisse Möglichkeiten, die Höhe der Partikelemissionen sowohl positiv als auch negativ zu beeinflussen. Im Folgenden werden daher die Einflüsse einiger ausgewählter Parameter der Motorapplikation auf die Partikelanzahlemissionen vorgestellt und diskutiert.

### 6.3.1. Einspritzzeitpunkt

Der Einspritzzeitpunkt stellt einen sehr großen Freiheitsgrad in der Applikation dar, da dieser in einem sehr großen Bereich im Arbeitsspiel verstellt werden kann. Als Ziele für eine optimale Wahl des Einspritzzeitpunkts hinsichtlich Partikelemissionen werden dabei eine sehr gute Homogenisierung des Gemisches und eine Vermeidung von Wandbenetzung mit Kraftstoff definiert. Um die Auswirkungen des Einspritzzeitpunkts auf die Partikelanzahlemissionen des Forschungsmotors zu zeigen, wird eine Variation des Einspritzzeitpunkts für einen niedrigen, einen mittleren und einen hohen Lastpunkt bei verschiedenen Drehzahlen durchgeführt. Dabei war jedoch der Betrieb des Motors bei der geringsten verwendeten Drehzahl und der höchsten angefahrenen Last aufgrund einer stark klopfenden Verbrennung nicht möglich. Die Ergebnisse dieser Variation sind in Abbildung 6.12 dargestellt.



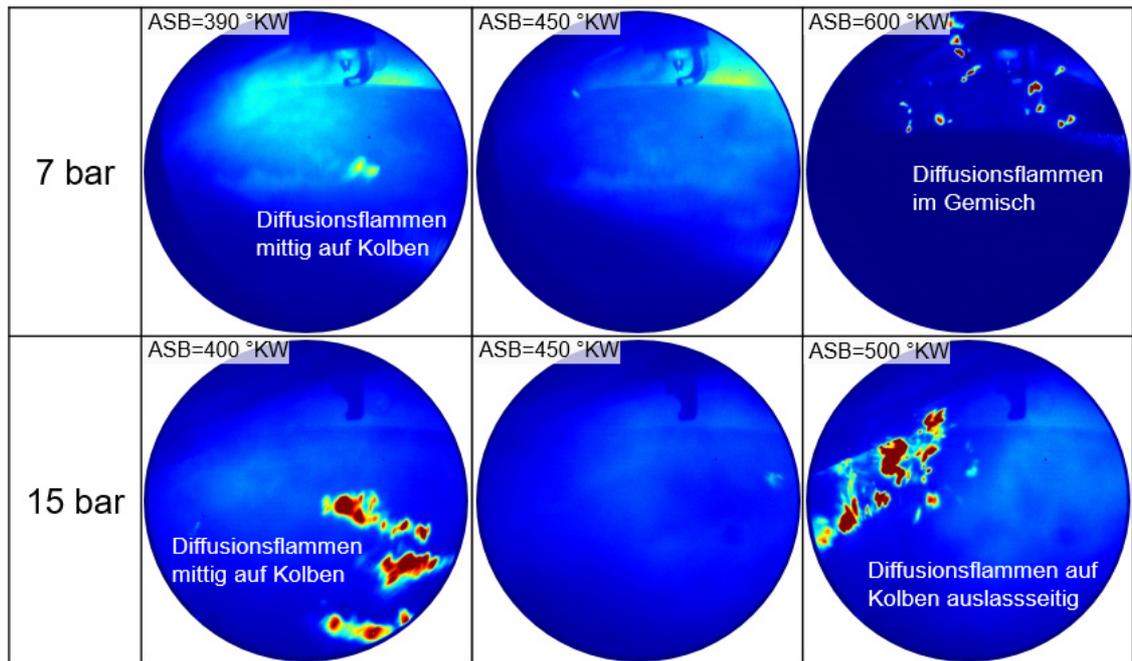
**Abbildung 6.12:** Einfluss des Einspritzzeitpunktes auf die Partikelanzahlkonzentration (n=var., p<sub>mi</sub>=var., p<sub>Rail</sub>=250 bar, ASB=var.)

Für alle Lasten und Drehzahlen zeigt sich ein typisches und aus der Literatur bekanntes Verhalten der Partikelemissionen in Abhängigkeit vom Einspritzzeitpunkt. So ergeben sich bei zu früh gewähltem Einspritzzeitpunkt erhöhte Partikelemissionen, die durch eine Kolbenbenetzung mit Kraftstoff entstehen. Wird der Einspritzzeitpunkt nach spät verlegt, besteht weniger Zeit für eine gute Gemischaufbereitung und die Partikelemissionen steigen daher ebenfalls an [146–148]. Dazwischen befinden sich die Partikelemissionen auf einem recht konstanten Niveau und es treten nur kleinere Änderungen auf. Diese werden einerseits auf Unterschiede in der Interaktion vom Kraftstoffspray mit der Luftbewegung zurückgeführt, da die Strömungsverhältnisse der Ansaugluft zu den verschiedenen Einspritzzeitpunkten variieren. Andererseits ergibt sich auch ein geringer Einfluss auf die Injektorkuppenbenetzung, da sich der Gegendruck zum Zeitpunkt der Einspritzung mit dem Einspritzzeitpunkt etwas ändert. Der Einfluss der bei früherem Einspritzzeitpunkt etwas verlängerten Verdampfungszeit für die an der Injektorspitze angelagerte Kraftstoffmenge wird aufgrund der noch geringen Temperatur des Gemisches im Ansaugtakt bzw. zu Beginn des Kompressionstaktes als sehr gering bewertet.

In Abbildung 6.12 lassen sich weitere Verhaltensweisen erkennen. Mit steigender Drehzahl verschiebt sich der für die Partikelemissionen optimale Verstellbereich für alle Motorlasten in Richtung früherer Einspritzzeitpunkte. Aufgrund der höheren Kolbengeschwindigkeiten und der von der Motordrehzahl nicht direkt abhängigen Ausbreitungsgeschwindigkeit des Kraftstoffsprays wird hier eine Kolbenbenetzung bei frühem Einspritzzeitpunkt reduziert oder vermieden. Bei späteren Einspritzzeitpunkten wird die für die Gemischaufbereitung zur Verfügung stehende Zeit mit höherer Drehzahl verringert. Für eine steigende Motorlast ergibt sich sowohl für frühe als auch für späte Einspritzzeitpunkte eine reduzierte Größe des Verstellbereichs, in dem geringe Partikelemissionen erreicht werden können. Durch höhere Eindringtiefen des Kraftstoffsprays kommt es hier bereits früher zu einer Kolbenbenetzung und auch die für die Gemischbildung benötigte Zeit steigt mit zunehmender eingespritzter Kraftstoffmasse an.

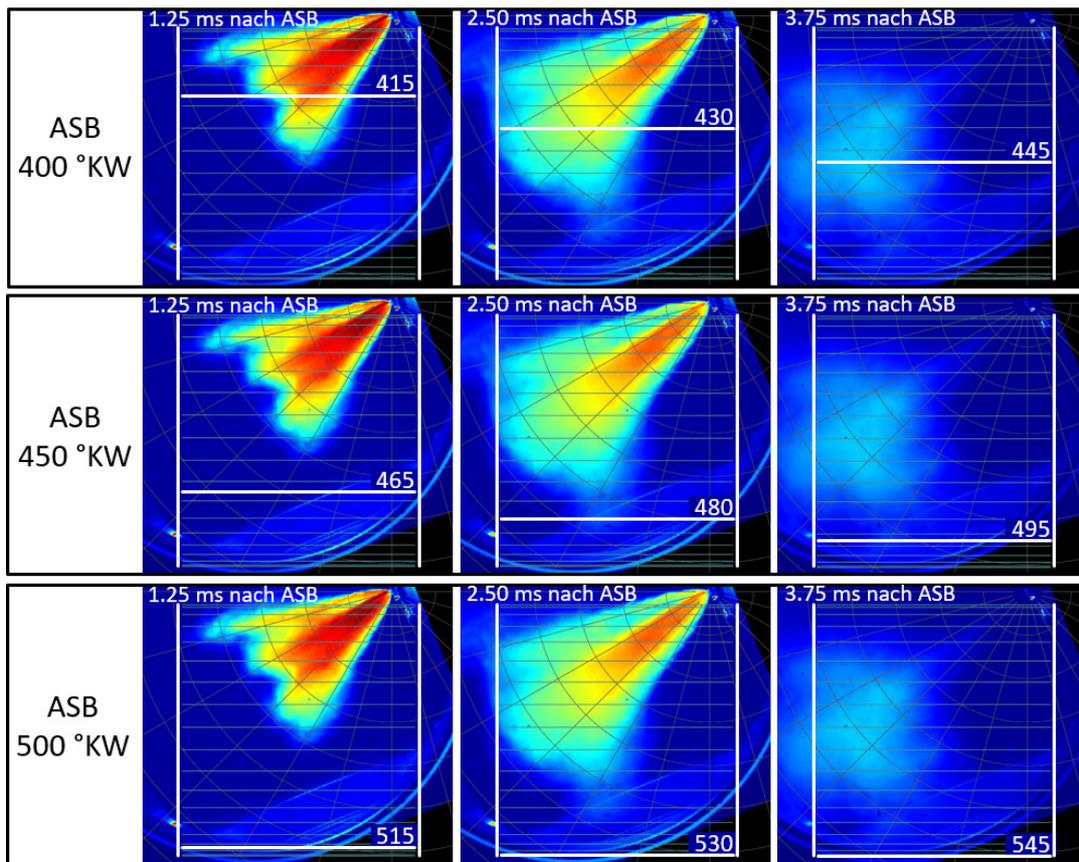
Endoskopische Aufnahmen aus dem Brennraum zeigen deutlich die Quellen der Partikelemissionen, wie Abbildung 6.13 für einen mittleren und einen hohen Lastpunkt bei einer Drehzahl von 2000 U/min und jeweils verschiedenen Einspritzzeitpunkten darstellt. Bei beiden Lasten sind beim frühen Einspritzzeitpunkt Diffusionsflammen aus einer Kolbenbenetzung zu erkennen. Diese treten bei hoher Last in allen, bei mittlerer Last dagegen nur in wenigen Arbeitsspielen auf. Bei mittlerer Last kommt es teils aber zusätzlich zu kleineren Diffusionsflammen im Gemisch, die auf eine Interaktion von Kraftstoffspray und Einlassventil zurückgeführt werden, da die Einlassventile zum Einspritzzeitpunkt noch einen vergleichsweise geringen Hub (vgl. Abschnitt 3.1.1) und die Kraftstoffstrahlen aufgrund von Flash Boiling einen vergrößerten Kegelwinkel aufweisen. Mit etwas später gewähltem Einspritzzeitpunkt nehmen diese Partikelquellen ab und die Injektorspitze tritt als maßgebliche Partikelquelle auf. Nur vereinzelt kommt es auch zu kleinen Diffusionsflammen im Gemisch.

Bei sehr spätem Einspritzzeitpunkt zeigen sich bei mittlerer Last verstärkt Diffusionsflammen im Gemisch. Zusätzlich treten zeitlich später im Arbeitsspiel teils größere Diffusionsflammen an der Laufbuchse und am Kolben auf der Auslassseite auf. Bei hoher Last sind die Diffusionsflammen an der Laufbuchse in jedem Arbeitsspiel mit deutlich stärkerer Ausprägung vorhanden und diese bilden dort die dominante Partikelquelle.



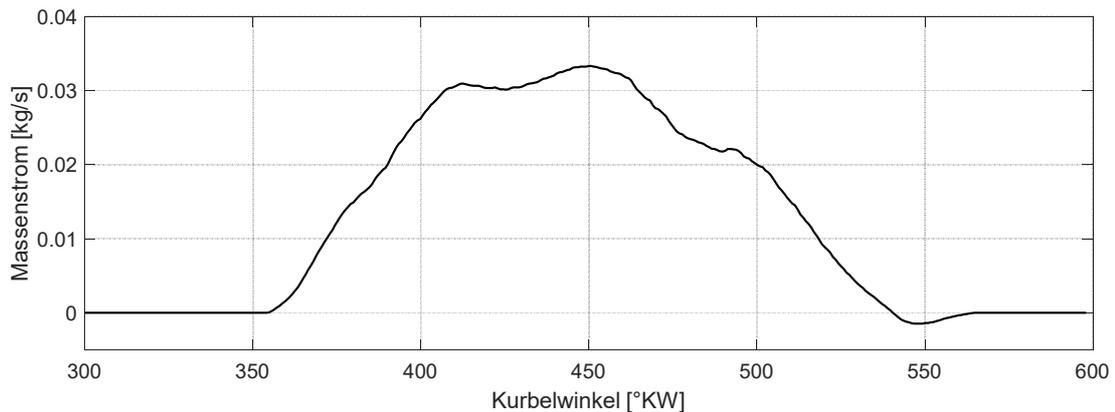
**Abbildung 6.13:** Einfluss des Einspritzzeitpunktes auf die Partikelquellen  
 (Endoskopische Aufnahmen,  $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=7$  bzw. 15 bar,  $p_{Rail}=250$  bar, ASB=var.)

Das Auftreten der Diffusionsflammen lässt sich anhand von Spraymessungen näher erläutern. Diese sind in Abbildung 6.14 für die drei zuvor gezeigten Einspritzzeitpunkte für den Betriebspunkt mit 15 bar indiziertem Mitteldruck zu den drei Zeitpunkten 15, 30 und 45 °KW nach Ansteuerbeginn dargestellt. Der zeitliche Verlauf wird durch die im Bild überlagerte und weiß hervorgehobene Kolbenposition gezeigt. Beim sehr frühen Ansteuerbeginn von 400 °KW ist sehr deutlich die Überlagerung des Kraftstoffsprays mit dem Kolben zu erkennen. Ein Vergleich mit den endoskopischen Aufnahmen zeigt, dass die Auftreffpunkte der einzelnen Spraykeulen auch zu separaten Diffusionsflammen in der Mitte des Kolbens führen. Beim Ansteuerbeginn 450 °KW wird der Kolben gerade nicht getroffen und die Raum- bzw. Luftausnutzung des Kraftstoffsprays wird maximiert. Wie auch beim späten Ansteuerbeginn von 500 °KW kommt es in der Folge zu keinen Diffusionsflammen auf dem Kolben.



**Abbildung 6.14:** Einfluss des Einspritzzeitpunktes auf die Sprayausbreitung  
 ( $p_{\text{Rail}}=250 \text{ bar}$ ,  $T_{\text{Kr}}=80 \text{ °C}$ ,  $p_{\text{Gegen}}=1250 \text{ mbar}$ ,  $R_p=1.6$ ,  $\text{ASD}=2410 \text{ }\mu\text{s}$ )

Die auf der Laufbuchse auf der Auslassseite auftretenden Diffusionsflammen können nicht direkt mit den Spraymessungen erklärt werden, da in diesen dazu keine Abhängigkeit vom Einspritzzeitpunkt zu erkennen ist (Auslassseite darin links). Hierzu wird der aus einer Druckverlaufsanalyse berechnete Luftmassenstrom über die Einlassventile für eine Erklärung herangezogen. Wie in Abbildung 6.15 zu sehen, steigt dieser beim Öffnen der Einlassventile bei 355 °KW zunächst schnell an und erreicht einen maximalen Fluss etwa zwischen 400 °KW und 480 °KW, bevor er wieder bis zum Schließen der Ventile bei 565 °KW abfällt. Aus der Einlassventilströmung bildet sich eine tumbleförmige Strömung aus, die sich in den Bildern der Spraymessungen im Gegenuhrzeigersinn darstellen würde. Es ergibt sich demnach auf der Auslassseite eine Strömung nach unten in Richtung des Kolbens. Diese Strömung kann das Spray für einen früheren Ansteuerbeginn von 400 °KW bzw. 450 °KW aufgrund des zu dieser Zeit großen Luftmassenstroms vor dem Auftreffen auf der Laufbuchse ablenken. Durch den geringeren und weiter abfallenden Luftmassenstrom beim späten Ansteuerbeginn von 500 °KW fällt diese Ablenkung hier weniger stark aus. Das Spray kann damit weiter bis zur Laufbuchse eindringen und diese wird folglich mit Kraftstoff benetzt.



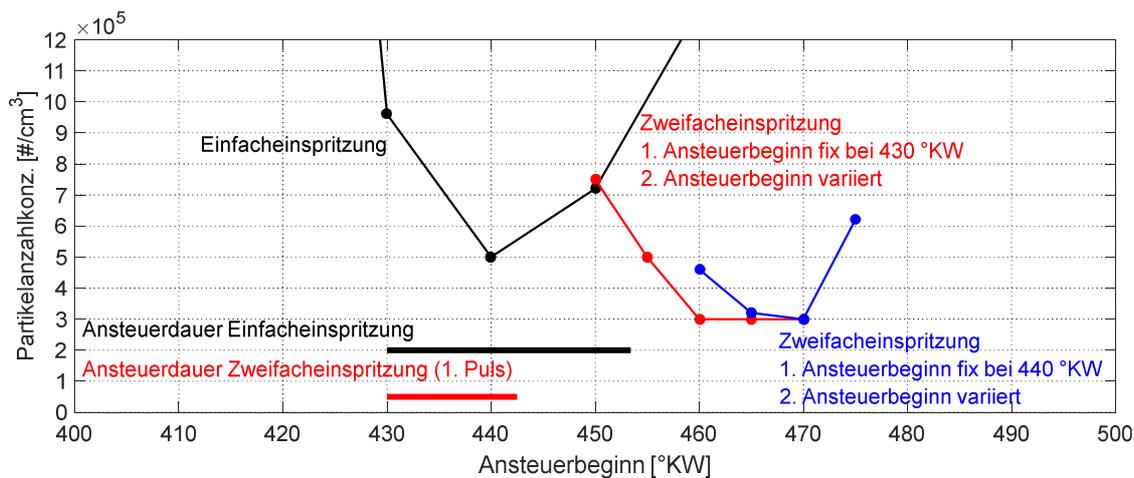
**Abbildung 6.15:** Luftmassenstrom über Einlassventile ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=15$  bar)

Insgesamt hat der Einspritzzeitpunkt einen großen Einfluss auf die Höhe der Partikelemissionen. Abhängig vom Motorbetriebspunkt ergibt sich ein begrenzter Verstellbereich, um Partikelemissionen aus verschiedenen Quellen zu reduzieren. Die genaue Lage und die Größe dieses Bereiches hängen jedoch stark von den Eigenschaften des Injektors, die das Spray-Targeting und die Sprayausbreitung beeinflussen, ab.

### 6.3.2. Mehrfacheinspritzung

Eine alleinige Optimierung des Einspritzzeitpunktes ist nicht immer ausreichend, um den Partikelaustritt des Motors wirkungsvoll zu minimieren. Dies kann zum Beispiel in einer sehr hohen Eindringtiefe des Kraftstoffsprays oder durch das Auftreten anderer Partikelquellen wie einer Einlassventilbenetzung begründet sein. Um dennoch die Benetzung des Kolbens und der Laubuchse mit Kraftstoff zu reduzieren oder gänzlich zu vermeiden, kann durch eine Mehrfacheinspritzung Einfluss auf die Kraftstoffausbreitung im Brennraum genommen werden. Dabei wird die insgesamt benötigte Kraftstoffmasse auf zwei oder mehr Einspritzpulse aufgeteilt.

Am verwendeten Einzylinder-Forschungsmotor tritt eine Benetzung des Kolbens mit Kraftstoff besonders bei hoher Last auf. In Abbildung 6.16 ist daher der für die Partikelanzahlemissionen positive Einfluss einer Mehrfacheinspritzung mit zwei Einspritzpulsen für einen indizierten Mitteldruck von 15 bar bei einer Motordrehzahl von 2000 U/min dargestellt. Im Vergleich zur ebenfalls dargestellten Einfachspritzung wurde die gesamte Kraftstoffmasse bei der Zweifacheinspritzung gleichmäßig auf die beiden Einspritzpulse aufgeteilt.

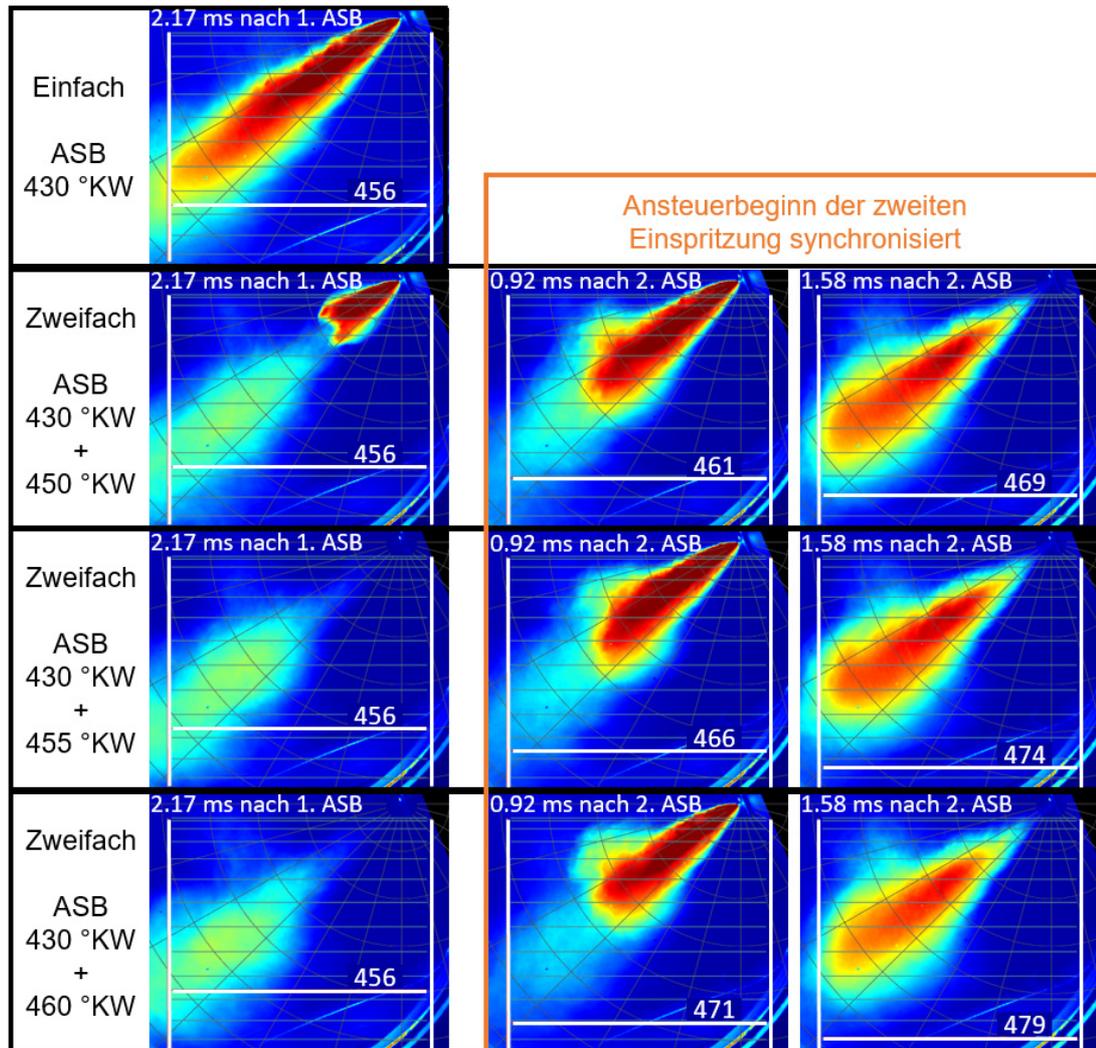


**Abbildung 6.16:** Vergleich Einfach- gegen Mehrfacheinspritzung hinsichtlich Partikelanzahlkonzentration ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=15$  bar,  $p_{Rail}=350$  bar, ASB=var.)

Für die Einfacheinspritzung ergibt sich ein Minimum der Partikelemissionen für einen Ansteuerbeginn bei 440 °KW mit deutlichem Anstieg für frühere und für spätere Zeitpunkte. Die Zweifacheinspritzung wurde für zwei verschiedene zeitlich festgehaltene Einspritzzeitpunkte des ersten Einspritzpulses (430 und 440 °KW) durchgeführt. Bei beiden zeigt sich eine deutliche Abhängigkeit der Partikelemissionen vom Ansteuerbeginn der zweiten Einspritzung. So ergibt sich bereits bei sehr kurz hintereinander abgesetzten Einspritzungen eine Reduktion der Partikelemissionen. Diese können durch ein Verschieben der zweiten Einspritzung zu späteren Zeitpunkten weiter reduziert werden. Wird der Einspritzzeitpunkt jedoch zu spät gewählt, steigen die Partikelemissionen wie im vorigen Abschnitt bereits gezeigt wieder an. Der mit der zweiten Einspritzung eingebrachte Kraftstoffmassenanteil, bzw. bei Einfacheinspritzung der in der zweiten Hälfte der Einspritzung eingebrachte Anteil, hat demnach einen großen Einfluss auf die Partikelanzahlemissionen.

In endoskopischen Aufnahmen des Brennraums zeigt sich eine deutliche Abnahme der Diffusionsflammen auf dem Kolben und auf der Laufbuchse bei Verwendung einer Mehrfacheinspritzung, die mit größerem zeitlichem Abstand zwischen den Einspritzungen kleiner werden. Auch hier werden Messungen des Kraftstoffsprays an der Einspritzkammer zur Erklärung herangezogen. In Abbildung 6.17 ist ein Vergleich einer Einfacheinspritzung mit Ansteuerbeginn bei 430 °KW und drei Zweifacheinspritzungen mit erstem Ansteuerbeginn bei 430 °KW und mit jeweils verschiedenen zeitlichen Abständen zwischen erster und zweiter Einspritzung für den zuvor gezeigten Betriebspunkt dargestellt. Ein Vergleich von Einfach- und Zweifacheinspritzung zum gleichen

Zeitpunkt von 456 °KW (in der Abbildung links) zeigt für die Einfacheinspritzung eine deutlich höhere Kraftstoffmenge in direkter Nähe zum Kolben und zur Laufbuchse. Durch die hier noch andauernde Einspritzung wird weiterer Kraftstoff eingespritzt, für den der bereits eingespritzte Kraftstoff einen Windschatten bildet, wodurch sich dessen Eindringgeschwindigkeit und damit das Potential einer Benetzung des Kolbens und der Laufbuchse erhöht.

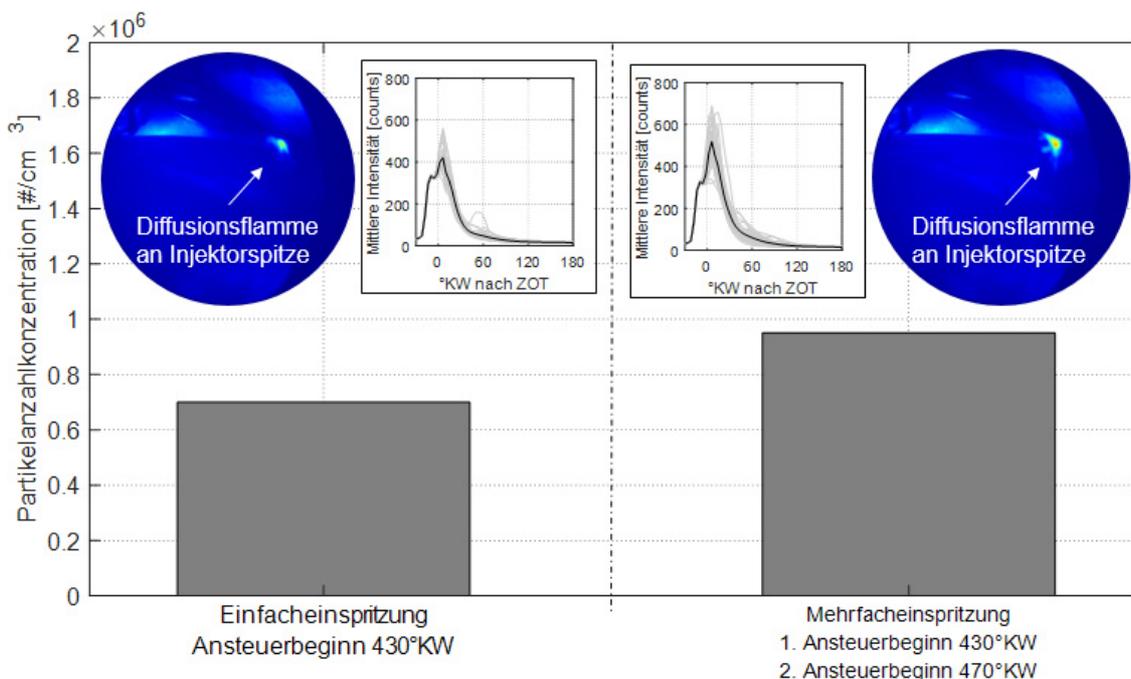


**Abbildung 6.17:** Sprayausbreitung von Einfach- und Mehrfacheinspritzung  
 ( $p_{\text{Rail}}=350 \text{ bar}$ ,  $T_{\text{Kr}}=80 \text{ °C}$ ,  $p_{\text{Gegen}}=1290 \text{ mbar}$ ,  $R_p=1.6$ ,  
 $\text{ASD}=1960 \mu\text{s}$  (Einfach) bzw. jeweils  $1057 \mu\text{s}$  (Zweifach))

Für die Zweifacheinspritzung mit erstem Ansteuerbeginn bei 430 °KW reduziert sich der Partikelaustritt mit größerem zeitlichem Abstand zwischen den beiden Einspritzungen, vgl. Abbildung 6.16. Aus den Spraymessungen können dafür zwei Effekte verantwortlich gemacht werden, die bei einer Synchronisierung der Darstellung der Spraymessungen auf den Beginn der zweiten Einspritzung zu erkennen sind (in Abbil-

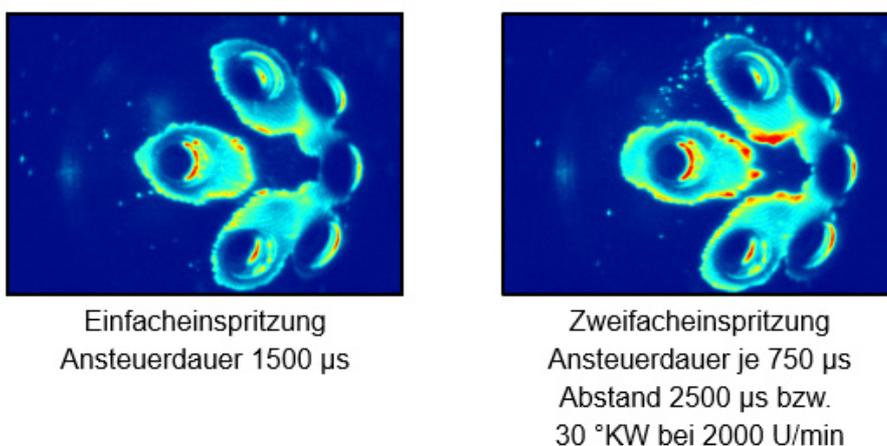
dung 6.17 rechts). Einerseits ergibt sich bei später erfolgender zweiter Einspritzung ein größerer Abstand des Sprays zum Kolben aufgrund dessen bereits weiter fortgeschrittenen Abwärtsbewegung. Andererseits ist auch die Eindringtiefe des Sprays selbst etwas reduziert. Dies wird auf einen geringeren Windschatteneffekt der ersten Einspritzung zurückgeführt, der bei nur kurzem zeitlichem Abstand zwischen den Einspritzpulsen stärker auf die zweite Einspritzung einwirkt. Am Motor ergeben sich zusätzlich, wie bereits im vorigen Abschnitt näher erläutert, auch weitere Einflüsse auf die Sprayausbreitung der zweiten Einspritzung aus geänderten Strömungsbedingungen im Brennraum, die jedoch nicht an der Einspritzkammer nachgebildet werden können.

Neben der zuvor erläuterten positiven Wirkung auf die Wandbenetzung von Kolben und Laufbuchse müssen bei einer Mehrfacheinspritzung aber auch die Einflüsse auf andere Partikelquellen beachtet werden. So wird die zur Gemischaufbereitung zur Verfügung stehende Zeit für den als zweites eingespritzten Kraftstoffmassenanteil geringer und es kann potentiell auch eine Benetzung des Einlassventils auftreten. Zudem kann die Injektorkuppenbenetzung so beeinflusst werden, dass der Partikelaustritt erhöht wird, wie Abbildung 6.18 für einen mittleren Lastpunkt mit einem seriennahen Injektor demonstriert. Auch hier wurde die insgesamt benötigte Kraftstoffmasse wieder gleichmäßig auf die beiden Einspritzpulse aufgeteilt.



**Abbildung 6.18:** Vergleich Einfach- gegen Mehrfacheinspritzung hinsichtlich Partikelanzahlkonzentration und Diffusionsflamme an der Injektorspitze ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=7$  bar,  $p_{Rail}=250$  bar, ASB=430 °KW (Einfach) bzw. 430+470 °KW (Zweifach))

In dieser Messung ergeben sich bei Verwendung der Zweifacheinspritzung im Vergleich zur Einfacheinspritzung um über 30 % erhöhte Partikelemissionen. Die ebenfalls gezeigten endoskopischen Aufnahmen aus dem Brennraum und die Auswertung der gemessenen Strahlungsintensität in der Umgebung der Injektorspitze zeigen deutlich, dass größere und intensivere Diffusionsflammen an der Injektorspitze für diesen Anstieg verantwortlich sind. Diese resultieren aus einer bei der Zweifacheinspritzung größeren angelagerten Kraftstoffmenge an der Injektorspitze, wie Abbildung 6.19 für einen Vergleich von einer Einfach- und einer Zweifacheinspritzung mit dem Photolumineszenz-Messverfahren zeigt.



**Abbildung 6.19:** Injektorkuppenbenetzung von Einfach- und Mehrfacheinspritzung (Photolumineszenz-Messtechnik,  $p_{\text{Rail}}=350$  bar,  $T_{\text{Kr}}=100$  °C,  $p_{\text{Gegen}}=1000$  mbar,  $R_p=3.1$ , ASD=1500 µs (Einfach) bzw. jeweils 750 µs (Zweifach))

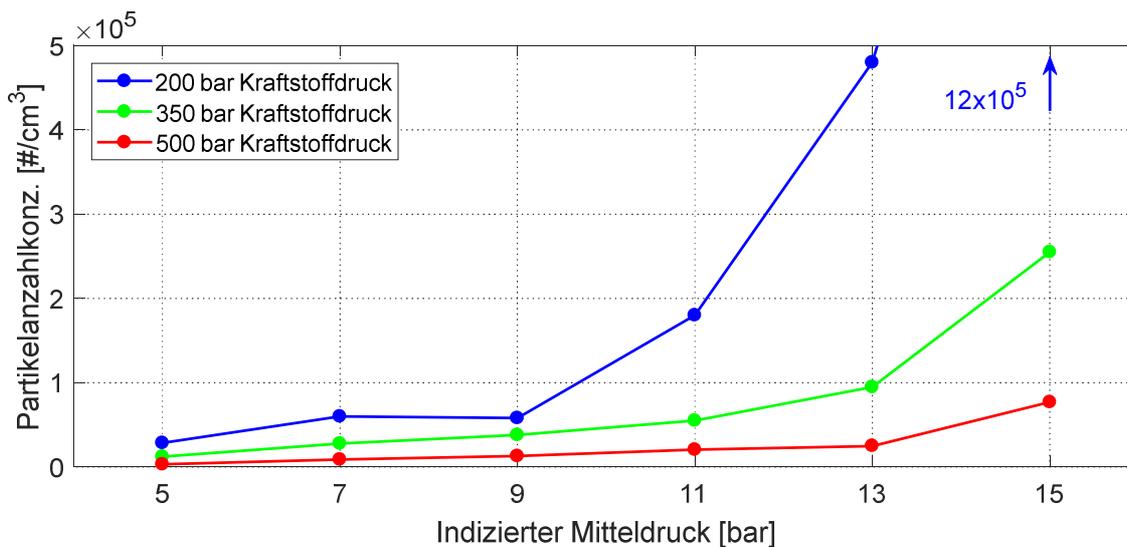
In der Abbildung ist deutlich die erhöhte Kraftstoffanlagerung bei der Zweifacheinspritzung zu erkennen. Diese äußert sich einerseits in einer in Bereichen höheren Intensität des Photolumineszenzsignals und andererseits ist auch eine größere Ausbreitung mit erhöhter benetzter Fläche ersichtlich. Bis zum Ende der ersten Einspritzung ergibt sich zunächst kein Unterschied zwischen Einfach- und Zweifacheinspritzung hinsichtlich der Injektorkuppenbenetzung. Danach breitet sich jedoch der bereits angelagerte Kraftstoff auf der Injektorspitze aus, weil die vom Kraftstoffspray induzierte Luftströmung, die ihn in der Nähe der Stufenlochkante hält, zwischen den zwei Einspritzpulsen abreißt. Für die zweite Einspritzung ergibt sich nun eine verstärkte Interaktion mit dem bereits angelagerten Kraftstoff und mit dem im Stufenloch verbleibenden Kraftstoff, die die insgesamt angelagerte Kraftstoffmenge erhöht. Zudem führt die zweimalige Ansteuerung des Injektors zu einer weiteren Erhöhung dieser Menge, da die Phänomene der Benetzung beim Öffnen und Schließen doppelt auftreten. Für die am Motor gemessenen

Partikelemissionen können weiterhin auch andere Quereinflüsse, zum Beispiel aus der Luftströmung, auftreten.

Für eine abschließende Bewertung der Mehrfacheinspritzung müssen die maßgeblich auftretenden Partikelquellen wieder getrennt betrachtet werden. So ergibt sich bei aus Kolben- und Laufbuchsenbenetzung resultierenden Partikelemissionen ein deutliches Reduktionspotential. Dies kann auch im dynamischen Betrieb zur Vermeidung von Emissionsspitzen bei einem Lastsprung genutzt werden [149]. Allerdings verstärkt eine Mehrfacheinspritzung auch die Injektorkuppenbenetzung und löst damit erhöhte Partikelemissionen aus.

### 6.3.3. Kraftstoffdruck

Seit der Einführung der Benzindirekteinspritzung kann eine stete Erhöhung des maximal nutzbaren Einspritzdrucks beobachtet werden. Während in bereits verbreiteten Motoren ein Kraftstoffdruck von typischerweise 200 bar eingesetzt wird [46], sind aktuellste Motoren teilweise bereits mit einem Kraftstoffsystem für einen Einspritzdruck von 350 bar ausgerüstet [150]. Zahlreiche Untersuchungen zeigen, dass durch einen höheren Einspritzdruck im Allgemeinen die Partikelemissionen reduziert werden können [15, 43, 49, 148, 151, 152]. Abbildung 6.20 zeigt beispielhaft die Auswirkungen des Kraftstoffdrucks auf die Partikelemissionen des Forschungsmotors in einem Lastschnitt bei 2000 U/min.

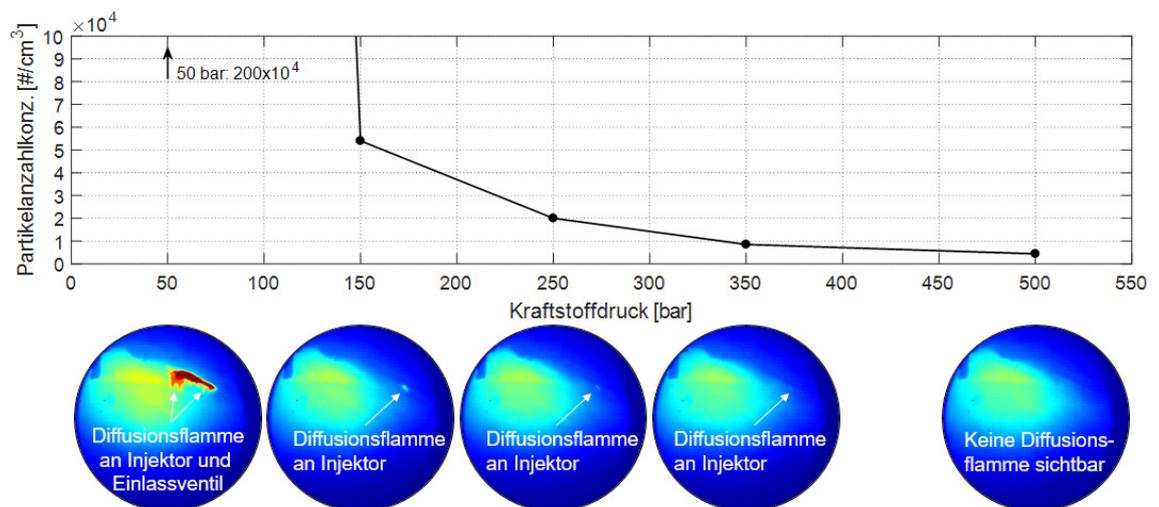


**Abbildung 6.20:** Einfluss des Kraftstoffdrucks auf die Partikelanzahlkonzentration im Lastschnitt ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=\text{var.}$ ,  $p_{Rail}=\text{var.}$ , ASB=450 °KW)

Dabei wurde ein Injektor mit sehr geringer Injektorkuppenbenetzung verwendet, womit sich vor allem in der Teillast bereits sehr geringe Partikelemissionen ergeben. Zudem kann dieser Injektor mit einem maximalen Einspritzdruck von 500 bar, der damit deutlich über den aktuell in Serie eingesetzten Drücken liegt, betrieben werden.

In allen Lastpunkten zeigt sich mit gesteigertem Kraftstoffdruck eine Reduktion der Partikelanzahlemissionen. Die Erhöhung des Einspritzdrucks von 200 auf 350 bar führt in der Teillast zu 35 bis 70 % geringeren Emissionen, bei hoher Last werden diese sogar um bis zu 80 % reduziert. Durch die weitere Erhöhung auf 500 bar ergibt sich erneut eine deutliche Reduktion um etwa 70 %. Insgesamt werden demnach die Partikelanzahlemissionen in dieser Messreihe durch einer Steigerung des Einspritzdrucks von heute üblichen 200 bar auf 500 bar im Teillastbereich um den Faktor vier bis neun und im Hochlastbereich sogar bis um den Faktor zwanzig reduziert.

Dieses Reduktionspotential lässt sich anhand verschiedener Einflüsse des Kraftstoffdrucks auf die Partikelquellen erläutern. So wird die Injektorkuppenbenetzung, wie bereits in Abschnitt 4.2.2 gezeigt, durch einen höheren Einspritzdruck deutlich verringert. In der Folge reduzieren sich auch die Größe und die Intensität der Diffusionsflamme an der Injektorspitze und damit die Partikelemissionen, was auch in anderen Publikationen beobachtet wurde [28, 34, 127, 142]. Abbildung 6.21 zeigt die Einflüsse einer Kraftstoffdruckvariation auf die Partikelanzahlemissionen und die auftretenden Diffusionsflammen an einem Teillastpunkt mit sieben bar indiziertem Mitteldruck bei 2000 U/min mit einem hinsichtlich Injektorkuppenbenetzung optimierten Injektor.



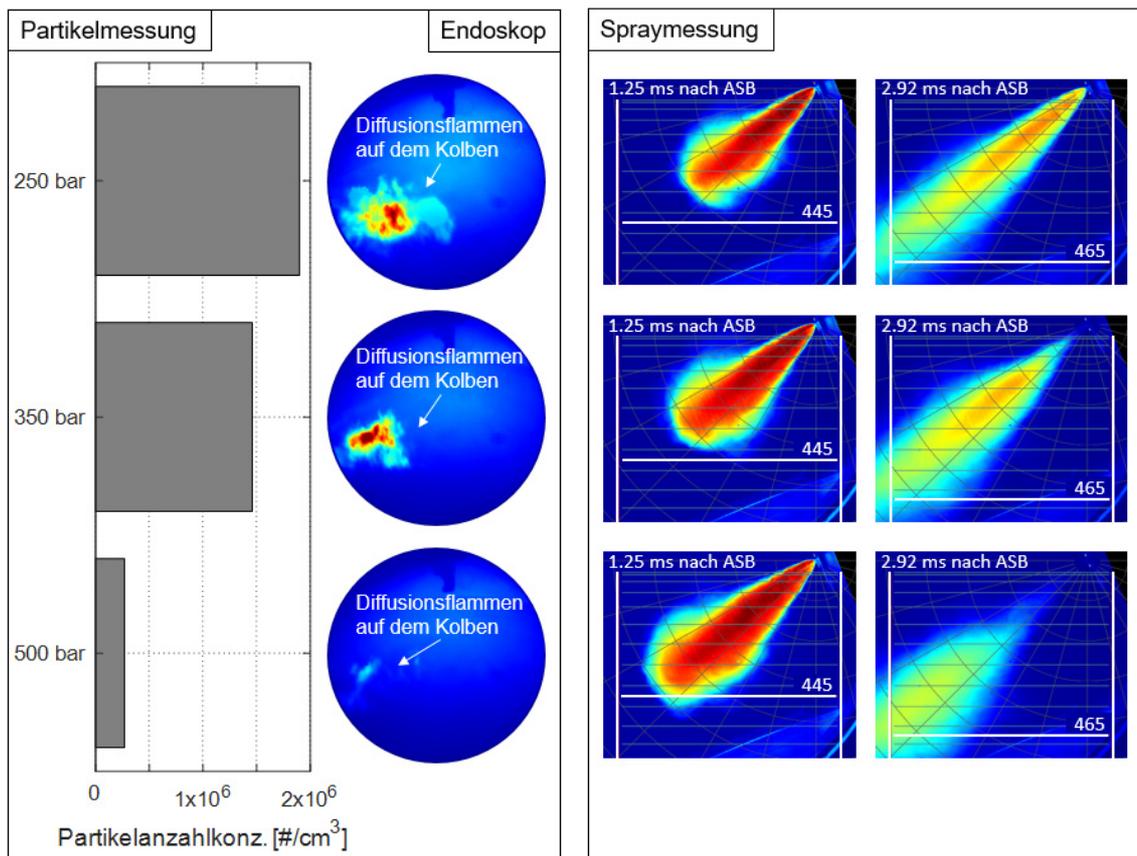
**Abbildung 6.21:** Einfluss des Kraftstoffdrucks auf die Partikelanzahlkonzentration und die Partikelquellen ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=7$  bar,  $p_{Rail}=\text{var.}$ ,  $ASB=450$  °KW)

Ab einem Einspritzdruck von 150 bar ergibt sich hier mit jeder Druckerhöhung ein um jeweils etwa 50 % geringeres Partikelemissionsniveau. Eine bei 150 und 250 bar noch gut erkennbare Diffusionsflamme an der Injektorspitze tritt bei 350 bar in nur wenigen Arbeitsspielen auf und verschwindet für den höchsten Einspritzdruck von 500 bar vollständig. Die gemessene Partikelanzahlkonzentration im Abgas erreicht dabei mit etwa 5000 Partikeln pro Kubikzentimeter sogar den gleichen Wert, den auch die vom Motor aus dem Prüfstand angesaugte Frischluft aufweist. Für den starken Anstieg der Partikelemissionen beim verringerten Kraftstoffdruck von 50 bar ist neben der Injektorkuppenbenetzung auch eine Benetzung der Einlassventile mit Kraftstoff verantwortlich, wie die endoskopischen Aufnahmen zeigen. Diese wird durch sehr stark auftretendes internes Flash Boiling ausgelöst, wenn die Kraftstoffstrahlen aufgrund ihrer bereits kurz nach Düsenaustritt sehr vergrößerten Strahlkegelwinkel in Kontakt mit den Einlassventilen kommen.

Neben der Reduktion der Injektorkuppenbenetzung ist auch bei hohen Motorlasten, bei denen eine Kolbenbenetzung als maßgebliche Partikelquelle auftritt, ein positiver Einfluss eines gesteigerten Kraftstoffdrucks sichtbar. Dies soll anhand von Messungen an einem Betriebspunkt mit 15 bar indiziertem Mitteldruck und 2000 U/min verdeutlicht werden. Dazu sind in Abbildung 6.22 Messdaten der Partikelanzahlemissionen, endoskopische Aufnahmen und auch Spraymessungen mit den entsprechend an der Einspritzkammer nachgebildeten Randbedingungen gezeigt. Der Einspritzzeitpunkt wurde dabei bewusst etwas nach früh verlegt und damit nicht für geringste Partikelemissionen optimiert, um die Auswirkungen eines gesteigerten Kraftstoffdrucks deutlicher zeigen zu können.

Auch hier zeigt sich eine starke Reduktion der Partikelanzahlemissionen um etwa den Faktor sieben bei einer Kraftstoffdruckerhöhung von 250 auf 500 bar. Aus den endoskopischen Aufnahmen wird deutlich, dass dies vor allem auf eine erheblich verringerte Diffusionsflamme auf dem Kolben und damit auf eine geringere angelagerte Kraftstoffmenge zurückzuführen ist. Aus einer Analyse der Sprayausbreitung der verschiedenen Kraftstoffdrücke kann hier keine Erklärung für die geringere Kolbenbenetzung abgeleitet werden, da bei höherem Kraftstoffdruck eine im Vergleich schneller ansteigende Eindringtiefe zu erkennen ist. Analysen der Kraftstoffspray-Wand-Interaktion mittels optischer Messtechnik zeigen jedoch, dass ein höherer Kraftstoffdruck die auf dem Kolben angelagerte Kraftstoffmenge reduzieren kann [50, 153, 154], weil sich auftretende Kraftstofftropfen durch ihren höheren Impuls auch wieder ablösen können [153]. Zudem verteilt sich der Kraftstoff großflächiger, wodurch sich ein dünnerer Film bildet,

der schneller verdampfen kann [153]. Weiterhin leisten die mit höherem Einspritzdruck kleineren Kraftstofftropfen [155], die leichter von der Strömung der angesaugten Frischluft vor dem Auftreffen auf dem Kolben abgelenkt werden können, und die durch die reduzierte Einspritzdauer kürzer wirkenden Windschatteneffekte im Spray einen Beitrag zur Reduktion der insgesamt auf dem Kolben angelagerten Kraftstoffmenge.



**Abbildung 6.22:** Einfluss des Kraftstoffdrucks auf die Partikelanzahlkonzentration, die Partikelquellen und das Spray ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=7$  bar,  $p_{Rail}=var.$ , ASB=430 °KW (Motor) bzw.  $p_{Rail}=var.$ ,  $T_{Kr}=80$  °C,  $p_{Gegen}=1340$  mbar,  $R_p=1.5$ , ASD=2650/2300/1980  $\mu s$  (Einspritzkammer))

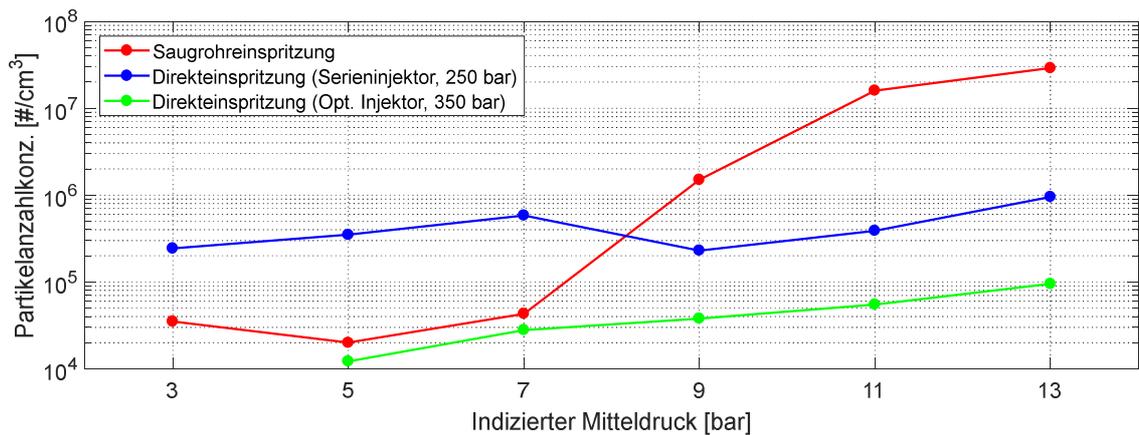
Insgesamt zeigt sich bei allen im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen ein positiver Einfluss auf die Partikelanzahlemissionen, wenn der Einspritzdruck erhöht wird, da insbesondere die Injektorkuppenbenetzung und die Kolbenbenetzung reduziert werden. Des Weiteren begünstigen die kleineren Kraftstofftropfen die Verdampfung und die Gemischaufbereitung. Daraus können sich weitere Freiheiten bei der Auswahl des Einspritzzeitpunktes ergeben [104, 151]. Der mit höherem Kraftstoffdruck gesteigerte Leistungsbedarf der Hochdruckpumpe, fällt nach Zhang et al. sehr gering aus und kann durch einen leicht höheren Verbrennungswirkungsgrad kompensiert werden [31]. Um bei höherem Einspritzdruck auch weiterhin Kleinstmengen, die

dann vermehrt im ballistischen Betriebsbereich des Injektors abgesetzt werden müssen, exakt dosieren zu können, werden spezielle Softwarefunktionen eingesetzt, die Abweichungen von gewünschter und tatsächlich eingespritzter Kraftstoffmenge erkennen und diese Abweichungen aktiv reduzieren [26, 31].

### 6.3.4. Einspritzsystem

Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung weisen im Vergleich zu Motoren mit Benzindirekteinspritzung vor allem im unteren und im mittleren Lastbereich meist geringere Partikelemissionen auf [156–160]. Durch die Einspritzung gegen das geschlossene, heiße Einlassventil und die vergleichsweise lange verfügbare Verdampfungszeit kann eine sehr gute Gemischaufbereitung erreicht werden [2]. Allerdings können sich bei hohen Lasten oder bei sehr niedrigen Temperaturen auch Nachteile hinsichtlich der Partikelemissionen ergeben [160–163]. Teilweise werden Motoren daher mit einem dualen Einspritzsystem ausgestattet, um die jeweiligen Vorteile der Direkteinspritzung oder der Saugrohreinspritzung in Abhängigkeit des Motorbetriebspunkts zu nutzen, wobei nicht nur die Partikelemissionen sondern auch zum Beispiel der Kraftstoffverbrauch, die Laufruhe oder das Ansprechverhalten optimiert werden [102, 164, 165]. Zudem kann auch eine gleichzeitige Nutzung beider Einspritzsysteme durch eine Aufteilung der insgesamt einzuspritzenden Kraftstoffmenge sinnvoll sein [149, 166].

Auch der eingesetzte Forschungsmotor verfügt über ein duales Einspritzsystem und das Verhältnis von in das Saugrohr zu direkt in den Brennraum eingebrachter Kraftstoffmasse kann variiert werden. Dies erlaubt einerseits einen Vergleich des Partikelemissionsniveaus zwischen Saugrohr- und Direkteinspritzung und andererseits können die Auswirkungen einer Aufteilung der Kraftstoffmenge auf die Partikelquellen untersucht werden. Da auch bei reiner Saugrohreinspritzung die Höhe der Partikelemissionen vom Einspritzzeitpunkt abhängt, wurde zunächst eine Optimierung dessen durchgeführt. Bei einem Einspritzbeginn zum Zeitpunkt des Schließens der Einlassventile wurden dabei die geringsten Partikelemissionen erreicht, da dem Kraftstoff so die längst mögliche Verdampfungszeit zukommt. Für einen Lastschnitt bei 2000 U/min ergeben sich damit die in Abbildung 6.23 gezeigten Partikelanzahlemissionen. Als Vergleich sind zudem die Emissionen von einem seriennahen und von einem hinsichtlich Injektorkuppenbenetzung optimierten Injektor bei Direkteinspritzung eingezeichnet.



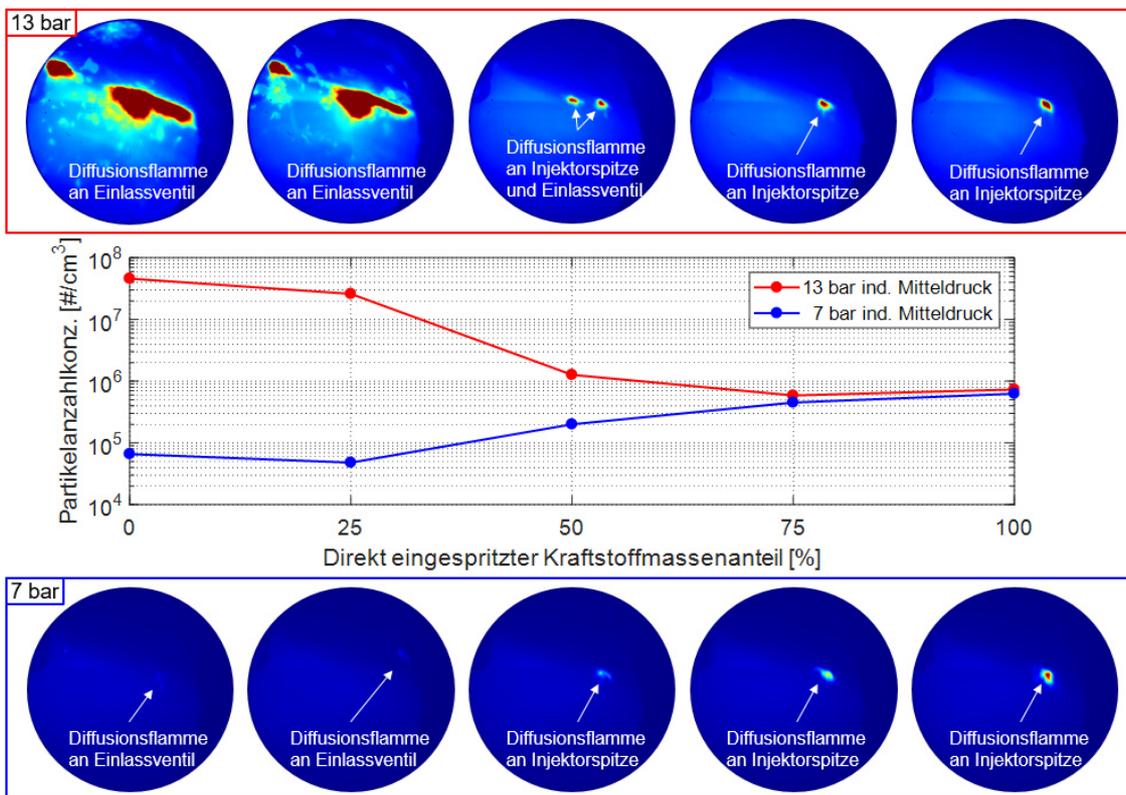
**Abbildung 6.23:** Einfluss des Einspritzsystems auf die Partikelanzahlkonzentration im Lastschnitt ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=\text{var.}$ ,  $p_{Rail}=\text{var.}$ , ASB=450 °KW (Direkteinspritzung bzw. 340 °KW (Saugrohreinspritzung))

Bei geringer bis mittlerer Last ergeben sich bei Saugrohreinspritzung sehr geringe Partikelemissionen, die auf gute Randbedingungen für die Verdampfung durch den Unterdruck im Saugrohr und die vergleichsweise geringe Kraftstoffmenge zurückgeführt werden. Wird die Last erhöht steigen die Partikelemissionen jedoch quasi sprunghaft und sehr stark an, da sich hier die Verdampfungsbedingungen entsprechend verschlechtern. Ein Vergleich mit dem seriennahen Injektor für Direkteinspritzung zeigt die oftmals erwähnten Vorteile der Saugrohreinspritzung bezüglich der emittierten Partikelanzahl. Es wird aber ebenfalls deutlich, dass dieser Vorteil nicht im gesamten Lastbereich des Motors vorhanden ist. Zudem ist das große Potential einer Optimierung der Injektoren für Direkteinspritzung in Kombination mit einer Erhöhung des Einspritzdrucks ersichtlich. Mit diesen Maßnahmen werden im gesamten Lastbereich geringere Partikelemissionen als mit Saugrohreinspritzung erreicht.

Gleichzeitig erweist sich aber auch eine lastabhängige Nutzung von Saugrohr- bzw. Direkteinspritzung oder deren kombinierter Einsatz als zielführend, um auftretende Partikelquellen positiv zu beeinflussen. Abbildung 6.24 zeigt dazu die Auswirkungen einer Variation des direkt eingespritzten Kraftstoffmassenanteils auf die Partikelanzahlmissionen bei einem hohen und bei einem mittleren Lastpunkt mit einem seriennahen Injektor. Aus den ebenfalls dargestellten dazugehörigen endoskopischen Aufnahmen werden erneut die Gründe für das Verhalten der Emissionen ersichtlich.

Beim Hochlastpunkt treten bis zu einem direkt eingespritzten Kraftstoffmassenanteil von 25 % vor allem an den Einlassventilen sehr stark ausgeprägte Diffusionsflammen als maßgebliche Quelle für entstehende Partikel auf. Zudem kommen auch im Ge-

misch Diffusionsflammen vor, die zusätzliche Partikel generieren. Hier ist die in das Saugrohr eingebrachte Kraftstoffmenge zu groß, so dass der Kraftstoff nicht vollständig verdampfen kann und als flüssiger Film auf den Einlassventilen verbleibt. Wird der Kraftstoffmassenanteil auf 50 % erhöht, ergibt sich eine deutliche Reduktion der emittierten Partikelanzahl, da hier die Diffusionsflammen am Ventil beträchtlich geringer ausfallen. Die reduzierte Kraftstoffmenge im Saugrohr kann nun fast vollständig verdampfen und es verbleibt nur wenig flüssiger Kraftstoff auf den Einlassventilen. Dafür ist jetzt eine Diffusionsflamme an der Injektorspitze erkennbar, da mit der höheren Einspritzmenge auch die Injektorkuppenbenetzung zunimmt.



**Abbildung 6.24:** Einfluss des direkt eingespritzten Kraftstoffmassenanteils auf die Partikelanzahlkonzentration und die Partikelquellen ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=7/13$  bar,  $p_{Rail}=250$  bar,  $ASB=430$  °KW)

Ein Optimum für die Partikelemissionen wird hier bei einem direkt eingespritzten Kraftstoffmassenanteil von 75 % erreicht, wobei nur noch die Injektorspitze als Partikelquelle auftritt. Bei einer weiteren Erhöhung steigen die Partikelemissionen wieder an, da durch die höhere Einspritzmenge die Diffusionsflamme an der Injektorspitze größer wird. Eine Aufteilung der insgesamt benötigten Kraftstoffmasse auf Saugrohr- und Direkteinspritzung kann auch bei durch Kolben- bzw. Laufbuchsenbenetzung ausgelösten Partikelemissionen wirkungsvoll eingesetzt werden, um die Sprayeindringtiefe der

Direkteinspritzung und damit die Kraftstoffanlagerung zu verringern. So zeigten sich bei einem Stichversuch mit Injektoren mit hoher Strahleindringtiefe um 90 % reduzierte Partikelanzahlemissionen, wenn die insgesamt benötigte Kraftstoffmasse nur zu 50 % anstatt zu 100 % durch Direkteinspritzung in den Brennraum eingebracht wurde.

Für den mittleren Lastpunkt von 7 bar indiziertem Mitteldruck zeigen sich bei alleiniger Saugrohreinspritzung kleine Diffusionsflammen an den Einlassventilen. Diese fallen bei 25 % direkt eingespritzter Kraftstoffmasse geringer aus und, da noch keine Diffusionsflamme an der Injektorspitze auftritt, ergibt sich hier ein Optimum für die Partikelanzahlemissionen. Ab 50 % direkt eingespritztem Kraftstoffmassenanteil steigen die Partikelemissionen dann aufgrund verstärkter Injektorkuppenbenetzung, die nur noch ungenügend wieder verdampfen kann, und der resultierenden größer werdenden Diffusionsflamme wieder an. Dazu trägt auch die mit höherem Kraftstoffmassenstrom sinkende Temperatur der Injektorspitze bei, die von etwa 160 °C bei reiner Saugrohreinspritzung auf etwa 90 °C bei reiner Direkteinspritzung stetig fällt.

Die vorgestellten Untersuchungen zeigen, dass ein duales Einspritzsystem durchaus sinnvoll ist, um die Partikelanzahlemissionen zu reduzieren. Weiteres Potential kann dabei nach Graf et al. [149] durch eine Optimierung des Saugrohreinspritzsystems und neue Regelungsstrategien für die Aufteilung der Kraftstoffmasse vor allem hinsichtlich transientem Betrieb erschlossen werden. Allerdings zeigt die Verwendung optimierter Injektoren für die Direkteinspritzung, dass geringe Partikelemissionen auch ohne kombinierte Saugrohreinspritzung erreicht werden, vor allem wenn diese mit einem höheren Einspritzdruck und guter Applikation betrieben werden.

## 7. Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit experimentellen Untersuchungen zu Partikelemissionen beim direkteinspritzenden Ottomotor. Da ein Großteil der innermotorisch entstehenden Partikelemission aus einer Wandbenetzung mit flüssigem Kraftstoff resultiert, wurde der Fokus auf die Einspritzung und den Injektor, der die Einspritzung maßgeblich beeinflusst, gelegt. Dabei wurden sowohl komponenten-seitige als auch applikative Einflüsse analysiert.

Für diese Analysen wurden zunächst geeignete Messverfahren bzw. Messmethoden erarbeitet. Zur Durchführung von motorischen Untersuchungen konnte auf einen bestehenden Einzylinder-Forschungsmotor zurückgegriffen werden, der um eine optische Zugänglichkeit mit einem Endoskop erweitert wurde. Damit können im gesamten Betriebsbereich des Motors zeitlich hochaufgelöste Aufnahmen des Brennraums gemacht werden, anhand derer die verschiedenen Quellen der Partikelemissionen und deren Intensität analysiert und bewertet werden können. Detaillierte Untersuchungen der Einspritzung werden durch eine im Rahmen der Arbeit neu entwickelte optisch zugängliche Einspritzkammer ermöglicht. Diese wurde speziell für Injektoren für Benzindirekteinspritzung ausgelegt und an dieser können motorische Randbedingungen hinsichtlich Kraftstofftemperatur, Gegendruck und Kraftstoffdruck nachgebildet werden.

Zur Analyse der Einspritzung wurde ein System zur Hochgeschwindigkeits-Visualisierung erarbeitet, mit dem einerseits die Ausbreitung und die Geometrie des Kraftstoffsprays und andererseits Effekte der Einspritzung in Düsenhöhe gemessen werden können. Ein weiteres Messsystem erlaubt die Aufnahme des Spray-Targetings, also der räumlichen Lage der einzelnen Kraftstoffstrahlen, in verschiedenen Ebenen relativ zur Injektorspitze mittels Lichtschnittmessung. Zusätzlich wurde ein neuartiges Messverfahren entwickelt, das die Visualisierung des nach einer Einspritzung auf der Injektorspitze verbleibenden Kraftstofffilms durch die Anregung und Detektion von Photolumineszenz ermöglicht.

Durch diese Injektorkuppenbenetzung tritt die Injektorspitze als eine der Hauptquellen für Partikelemissionen beim direkteinspritzenden Ottomotor auf. Anhand von zeitlich und örtlich hoch aufgelösten Untersuchungen an der Einspritzkammer wurden verschiedene Phänomene, die zu dieser Kraftstoffanlagerung führen, aufgezeigt. Zudem wurden die Einflüsse der Kraftstofftemperatur, des Gegendrucks, des Kraftstoffdrucks

und des Kraftstoffs analysiert. Es zeigte sich, dass der Effekt des Flash Boiling, also des schlagartigen Verdampfens von flüssigem Kraftstoff, das Auftreten und das Ausmaß der Injektorkuppenbenetzung sehr stark beeinflusst. Im Allgemeinen nahm diese mit stärker auftretendem Flash Boiling zu.

Daraufhin wurden die Auswirkungen der in jedem Arbeitsspiel auftretenden Injektorkuppenbenetzung untersucht. Mit fortschreitender Motorbetriebszeit ergaben sich der Aufbau einer Verkokungsschicht auf der Oberfläche der Injektorspitze und ein Anstieg der Partikelemissionen. Eine genauere Analyse dieser Verkokungsschicht zeigte, dass insbesondere die Bereiche der Oberfläche in direkter Nähe der Spritzlöcher als kritisch für die Partikelemissionen zu bewerten sind.

Aus diesen Untersuchungen wurden anschließend verschiedene das Injektordesign betreffende Maßnahmen zur Reduktion der Injektorkuppenbenetzung abgeleitet und anhand von Prototypeninjektoren evaluiert. Durch eine Verringerung des Sacklochvolumens und durch den Verzicht auf das Stufenloch konnten die von der Injektorspitze verursachten Partikelemissionen deutlich reduziert werden. Weiteres Potential wurde durch konisch konvergente Spritzlöcher und durch eine Optimierung der Einlaufströmung in die Spritzlöcher erreicht. Zudem zeigte ein erhöhter Hub der Düsenadel einen positiven Einfluss.

Neben dem Injektordesign wurden auch Einflüsse applikativer Parameter auf die Partikelemissionen bewertet. So beeinflusst der Einspritzzeitpunkt die Benetzung des Kolbens mit Kraftstoff und es ergibt sich in Abhängigkeit von Drehzahl und Last ein gewisser Verstellbereich hinsichtlich minimaler Partikelemissionen. Auch eine Mehrfacheinspritzung kann die Kraftstoff-Wand-Benetzung im Brennraum reduzieren, allerdings tritt dabei auch eine Zunahme der Injektorkuppenbenetzung mit entsprechenden Folgen für die Partikelanzahlemissionen auf. Eine Steigerung des Kraftstoffdrucks erwies sich als sehr wirkungsvoll zur Reduktion der Partikelemissionen, da damit sowohl die Injektorkuppenbenetzung als auch die Kolbenbenetzung verringert werden. Eine Reduzierung der Injektorkuppenbenetzung ist auch durch eine Aufteilung der insgesamt benötigten Kraftstoffmasse auf Saugrohr- und Direkteinspritzung möglich. Hier zeigten sich allerdings nur Vorteile bei Injektoren mit stark ausgeprägter Injektorkuppenbenetzung, während bereits hinsichtlich Injektorkuppenbenetzung optimierte Injektoren ein geringeres Emissionsniveau als bei alleiniger Saugrohreinspritzung erreichten.

Die im Rahmen dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse können zur Ableitung weiterer Optimierungsmaßnahmen hinsichtlich Injektordesign verwendet werden. Beispielsweise können durch die Fertigung mittels Lasertechnologie auch aufwendige Geometrien des Spritz- und des Stufenlochs untersucht werden, um die Injektorkuppenbenetzung weiter zu reduzieren, und anhand von CFD-Simulationen kann das Spray-Targeting besser an die Brennraumgeometrie und die vorherrschenden Strömungsverhältnisse angepasst werden, um eine Wandbenetzung von Kolben und Laufbuchse zu vermeiden. Zudem zeigen die Versuche mit erhöhter Temperatur der Injektorspitze, dass auch die Optimierung des Thermo-Managements des Injektors hinsichtlich einer besseren Verdampfung des angelagerten Kraftstofffilms sinnvoll ist. Weiterhin können die Erkenntnisse als Grundlage für weitere Untersuchungen von hinsichtlich Partikelemissionen kritischen Betriebsbereichen dienen. Vor allem im Kaltstart und bei transienten Lastsprüngen muss zum Beispiel die Benetzung des Kolbens mit flüssigem Kraftstoff verringert werden. Die in dieser Arbeit entwickelten Messtechniken und Messmethoden können dabei als Tools zur Bewertung von getroffenen Maßnahmen direkt eingesetzt werden oder auch als Basis für modifizierte Messaufbauten dienen.

## Literaturverzeichnis

- [1] Van Basshuysen, R. (2017). *Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- [2] Merker, G. P., & Teichmann, R. (Eds.). (2014). *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. Wiesbaden: Springer Vieweg.
- [3] Umweltbundesamt. Feinstaub-Belastung. Retrieved from <https://www.umweltbundesamt.de/daten/luftbelastung/feinstaub-belastung> on 31.07.2017.
- [4] Kuhlbusch, T., John, A., & Top, S. (2004). *PM<sub>x</sub>-Quellenidentifizierung: Ergebnisse als Grundlage für Maßnahmenpläne*.
- [5] Delphi. (2019). *Worldwide emission standards: Passenger cars and light duty vehicles*.
- [6] Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des europäischen Parlaments und des Rates vom 20. Juni 2007 über die Typp Genehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeuge (2007).
- [7] Rothe, D. (2006). *Physikalische und chemische Charakterisierung der Rußpartikelemission von Nutzfahrzeugdieselmotoren und Methoden zur Emissionsminderung* (Dissertation). Technische Universität München, München.
- [8] Kittelson, D. (2006). *Ultrafine Particle Formation Mechanisms*. South Coast Air Quality Management District Conference on Ultrafine Particles: The Science, Technology, and Policy Issues, Los Angeles.
- [9] Schmid, P. (2000). *Partikelmessverfahren: Verfahren zur Messung niedrigster Partikelemissionen für die Einhaltung zukünftiger Grenzwerte (FVV Vorhaben Nr. 691)*.
- [10] Reif, K. (Ed.). (2014). *Ottomotor-Management: Steuerung, Regelung und Überwachung*. Wiesbaden: Springer Vieweg.
- [11] International Agency for Research on Cancer. List of Classification. Retrieved from [http://monographs.iarc.fr/ENG/Classification/latest\\_classif.php](http://monographs.iarc.fr/ENG/Classification/latest_classif.php) on 31.07.2017.
- [12] Jahn, R. (2006). Ultrafeinstaub überwindet alle Grenzen. In *Das schweizer Forschungsmagazin - Horizonte* (Vol. 71, pp. 14–15).
- [13] Transport & Environment. Gasoline particulate emissions: The next auto scandal? Retrieved from [https://www.transportenvironment.org/sites/te/files/publications/2016\\_10\\_Gasoline\\_particulate\\_emissions\\_briefing\\_0.pdf](https://www.transportenvironment.org/sites/te/files/publications/2016_10_Gasoline_particulate_emissions_briefing_0.pdf) on 31.07.2017.
- [14] Mayer, K. (2000). *Pyrometrische Untersuchung der Verbrennung in Motoren mit Common-rail-Direkteinspritzung mittels einer erweiterten Zwei-Farben-Methode* (Dissertation). Universität Karlsruhe (TH), Karlsruhe.
- [15] Dageförde, H. (2015). *Untersuchung innermotorischer Einflussgrößen auf die Partikelemission eines Ottomotors mit Direkteinspritzung* (Dissertation). Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe.

- [16] Bockhorn, H. (1994). *Soot Formation in Combustion: Mechanisms and Models. Springer Series in Chemical Physics: Vol. 59.* Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- [17] Wang, H., & Frenklach, M. (1997). A detailed kinetic modeling study of aromatics formation in laminar premixed acetylene and ethylene flames. *Combustion and Flame*, 110(1-2), 173–221. [https://doi.org/10.1016/S0010-2180\(97\)00068-0](https://doi.org/10.1016/S0010-2180(97)00068-0)
- [18] Miller, J. A., & Melius, C. F. (1992). Kinetic and thermodynamic issues in the formation of aromatic compounds in flames of aliphatic fuels. *Combustion and Flame*, 91(1), 21–39. [https://doi.org/10.1016/0010-2180\(92\)90124-8](https://doi.org/10.1016/0010-2180(92)90124-8)
- [19] Schubiger, R. A. (2001). *Untersuchungen zur Russbildung und -oxidation in der dieselmotorischen Verbrennung: Thermodynamische Kenngrößen, Verbrennungsanalyse und Mehrfarbenendoskopie* (Dissertation). ETH Zürich, Zürich.
- [20] Pischinger, F., Schulte, H., & Hanse, J. (1988). Grundlagen und Entwicklungslinien der dieselmotorischen Brennverfahren. In *VDI-Bericht 714* (pp. 61–93). Düsseldorf.
- [21] Kubach, H., Mayer, K., & Spicher, U. (2001). *Untersuchungen zur Realisierung einer rußarmen Verbrennung bei Benzin-Direkteinspritzung (Förderkennzeichen PEF 398004)*. Karlsruhe.
- [22] Tree, D. R., & Svensson, K. I. (2007). Soot processes in compression ignition engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 33(3), 272–309. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2006.03.002>
- [23] Mansurov, Z. A. (2005). Soot Formation in Combustion Processes (Review). *Combustion, Explosion, and Shock Waves*, 41(6), 727–744. <https://doi.org/10.1007/s10573-005-0083-2>
- [24] Bach, C., & Lienin, S. (2007). *Emissionsvergleich verschiedener Antriebsarten in aktuellen Personenwagen*. Dübendorf.
- [25] Winkler, M. (2012). *Particle Number Emissions of Direct Injected Gasoline Engines*. Advanced Emission Control Concepts for Gasoline Engines 2012, Stuttgart.
- [26] Pauer, T., Yilmaz, H., Zumbrägel, J., Wiese, W., .et al. (2017). *Die neue Generation Benzin Direkteinspritzsysteme von Bosch*. 38. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien.
- [27] Berkemeier, O., Grieser, K., Hohenboeken, K., Karvounis, E., & Springer, K. M. (2013). Strategies to Control Particulate Emissions of Gasoline Direct Injection Engines. In *Lecture Notes in Electrical Engineering. Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress* (Vol. 189, pp. 699–714). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg. [https://doi.org/10.1007/978-3-642-33841-0\\_54](https://doi.org/10.1007/978-3-642-33841-0_54)
- [28] Lerch, J. (2013). *Analyse der Partikelbildung in direkteinspritzenden hubraumverkleinerten Ottomotoren*. Friedrich-Alexander Universität Erlangen-Nürnberg, Erlangen.
- [29] Miklautschitsch, M., Durst, B., Gierl, R., Rubbert, S., .et al. (2016). *Experimentelle Untersuchung der Partikelentstehung im BMW TwinPower Turbo Motor durch simultanen Einsatz von Hochgeschwindigkeits-Endoskopie und Lichtleiterzündkerze*. 12. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden.
- [30] Steimle, F., Kulzer, A., Schwarzenhal, D., Richter, H., & Romberg, C. (2013). *Particle Emission Analysis in Homogeneous Direct Injection SI Engines*. 13. Internationales Stuttgarter Symposium, Stuttgart.

- [31] Zhang, H., Achleitner, E., Jovovic, D., Kull, E., & Rösel, G. (2015). Herausforderungen an die Benzindirekteinspritzsysteme zur Einhaltung der EU6c Abgasgrenzwerte. In H. Tschöke (Ed.), *Proceedings. 9. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2014* (pp. 249–286). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. [https://doi.org/10.1007/978-3-658-07650-4\\_13](https://doi.org/10.1007/978-3-658-07650-4_13)
- [32] Schulz, F., Schmidt, J., Kufferath, A., & Samenfink, W. (2014). Gasoline Wall Films and Spray/Wall Interaction Analyzed by Infrared Thermography. *SAE International Journal of Engines*, 7(3), 1165–1177. <https://doi.org/10.4271/2014-01-1446>
- [33] Whitaker, P., Kapus, P., Ogris, M., & Hollerer, P. (2011). Measures to Reduce Particulate Emissions from Gasoline DI engines. *SAE International Journal of Engines*, 4(1), 1498–1512. <https://doi.org/10.4271/2011-01-1219>
- [34] Peterson, K., Grover, R., & Mitcham, C. (2014). Application of optical diagnostics and simulation to fuel injector tip wetting and soot production. In *11. Internationales Symposium für Verbrennungsdagnostik*. Baden-Baden.
- [35] Dageförde, H., Kiefer, A., Samenfink, W., Wiese, W., & Kufferath, A. (2015). Requirements for Spray and Tip Design of a Multi-hole Injector for DISI Engines. In *13th Triennial International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*. Tainan.
- [36] Berndorfer, A., Breuer, S., Piock, W., & Bacho, P. von (2013). Diffusion Combustion Phenomena in GDI Engines caused by Injection Process. In *SAE 2013 World Congress & Exhibition*, Detroit. <https://doi.org/10.4271/2013-01-0261>
- [37] Piock, W. F., Befrui, B., Berndorfer, A., & Hoffmann, G. (2015). Fuel Pressure and Charge Motion Effects on GDI Engine Particulate Emissions. *SAE International Journal of Engines*, 8(2), 464–473. <https://doi.org/10.4271/2015-01-0746>
- [38] Knorsch, T., Rogler, P., Miller, M., & Wiese, W. (2016). On the Evaluation Methods for Systematic Further Development of Direct-Injection Nozzles. In *SAE 2016 International Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting*, Baltimore. <https://doi.org/10.4271/2016-01-2200>
- [39] Achleitner, E., Jovovic, D., Kull, E., Rösel, G., & Zhang, H. (2014). Herausforderungen an die Benzindirekteinspritzsysteme zur Einhaltung der EU6c Abgasgrenzwerte. In *9. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung*. Berlin.
- [40] Zhu, R., Hu, J., Bao, X., He, L., & Zu, L. (2017). Effects of aromatics, olefins and distillation temperatures (T50 & T90) on particle mass and number emissions from gasoline direct injection (GDI) vehicles. *Energy Policy*, 101, 185–193. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2016.11.022>
- [41] Kim, Y., Kim, Y., Kang, J., Jun, S., .et al. (2013). Fuel Effect on Particle Emissions of a Direct Injection Engine. In *SAE 2013 World Congress & Exhibition*, Detroit. <https://doi.org/10.4271/2013-01-1559>
- [42] Härtl, M., Stadler, A., Backes, F., Wachtmeister, G., & Jacob, E. (2017). Potenziell CO<sub>2</sub>-neutrale Kraftstoffe für saubere Ottomotoren. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, 78(7-8), 80–88. <https://doi.org/10.1007/s35146-017-0056-5>
- [43] Hertler, D. (2012). *Partikelemission von Ottomotoren mit Direkteinspritzung: Experimentelle Charakterisierung des Einflusses der Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung* (Dissertation). TU Darmstadt, Darmstadt.

- [44] Maier, A., Klaus, U., Dreizler, A., & Rottengruber, H. (2015). Fuel-Independent Particulate Emissions in an SIDI Engine. *SAE International Journal of Engines*, 8(3). <https://doi.org/10.4271/2015-01-1081>
- [45] Karjalainen, P., Pirjola, L., Heikkilä, J., Lähde, T., .et al. (2014). Exhaust particles of modern gasoline vehicles: A laboratory and an on-road study. *Atmospheric Environment*, 97, 262–270. <https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2014.08.025>
- [46] Spicher, U. (2017). *Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung: Ottokraftstoffe, Erdgas, Methan, Wasserstoff*. Wiesbaden: Springer Vieweg.
- [47] Bosch, W. (1964). Der Einspritzgesetz Indikator ein neues Messgerät zur direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes von Einzeleinspritzungen. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*. (25(7)), 268–282.
- [48] Wloka, J. A. (2016). *Experimentelle, numerische und motorische Charakterisierung der 3000 bar Dieseleinspritzung* (Dissertation). Technische Universität München, München.
- [49] Frenzel, H., Achleitner, E., Krüger, G., Rösel, G., & Wiench, R. (2017). Direkteinspritzsysteme für Ottomotoren zur Erfüllung der Real Driving Emission. In H. Tschöke & R. Marohn (Eds.), *Proceedings. 10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2016* (pp. 281–299). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. [https://doi.org/10.1007/978-3-658-15327-4\\_14](https://doi.org/10.1007/978-3-658-15327-4_14)
- [50] Wiese, W., Kufferath, A., Storch, A., & Rogler, P. (2015). Requirements for Multi-hole Injectors in GDI Engines to Meet Future Emission Legislation. In *2nd International Engine Congress*. Baden-Baden.
- [51] Aori, G., Hung, D. L. S., Zhang, M., Zhang, G., & Li, T. (2016). Effect of nozzle configuration on macroscopic spray characteristics of multi-hole fuel injectors under superheated conditions. *Atomization and Sprays*, 26(5), 439–462. <https://doi.org/10.1615/AtomizSpr.2015011990>
- [52] United States Environmental Protection Agency (2006). FP 42, Fifth Edition, Volume I Chapter 7: Liquid Storage Tanks. Retrieved from <https://www3.epa.gov/ttn/chief/ap42/ch07/final/c07s01.pdf> on 12.11.2017.
- [53] Serras-Pereira, J., van Romunde, Z., Aleiferis, P. G., Richardson, D., .et al. (2010). Cavitation, primary break-up and flash boiling of gasoline, iso-octane and n-pentane with a real-size optical direct-injection nozzle. *Fuel*, 89(9), 2592–2607. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.03.030>
- [54] Baldwin, E. T., Grover, R. O., Parrish, S. E., Duke, D. J., .et al. (2016). String flash-boiling in gasoline direct injection simulations with transient needle motion. *International Journal of Multiphase Flow*, 87, 90–101. <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2016.09.004>
- [55] Zigan, L., Shi, J.-M., Krotow, I., Schmitz, I., .et al. (2013). Fuel property and fuel temperature effects on internal nozzle flow, atomization and cyclic spray fluctuations of a direct injection spark ignition–injector. *International Journal of Engine Research*, 14(6), 543–556. <https://doi.org/10.1177/1468087413482320>
- [56] Papoulias, D., Giannadakis, E., Mitroglou, N., Gavaises, M., & Theodorakakos, A. (2007). Cavitation in Fuel Injection Systems for Spray-Guided Direct Injection Gasoline Engines. In *SAE World Congress & Exhibition*. <https://doi.org/10.4271/2007-01-1418>
- [57] Aleiferis, P. G., Serras-Pereira, J., Augoye, A., Davies, T. J., .et al. (2010). Effect of fuel temperature on in-nozzle cavitation and spray formation of liquid hydrocarbons and alcohols from a real-size optical injector for direct-injection spark-ignition engines. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(21-22), 4588–4606. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.06.033>

- [58] Moulai, M., Grover, R., Parrish, S., & Schmidt, D. (2015). Internal and Near-Nozzle Flow in a Multi-Hole Gasoline Injector Under Flashing and Non-Flashing Conditions. In *SAE 2015 World Congress & Exhibition*. <https://doi.org/10.4271/2015-01-0944>
- [59] Mouvanal, S., Burkhardt, A., Chatterjee, D., & Bakshi, S. (2016). Numerical Prediction of Purging of a GDI nozzle at the End of Injection. In *18th Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems - Asia*. Chennai.
- [60] Yin, C., Zhang, Z., Shen, K., Sun, Y., & Cheng, Q. (2017). Performances analysis of novel heated tip injector with multi-physical fields coupling simulation. *International Journal of Thermal Sciences*, 115, 210–224. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2017.02.002>
- [61] Van Romunde, R. Z. (2011). *Factors Affecting the Development of Sprays Produced by Multihole Injectors for Direct-Injection Engine Applications* (Dissertation). University College London, London.
- [62] Duke, D. J., Kastengren, A. L., Matusik, K. E., Swantek, A. B., .et al. (2017). Internal and near nozzle measurements of Engine Combustion Network “Spray G” gasoline direct injectors. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 88, 608–621. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.07.015>
- [63] Tu, P. (2015). *Numerical and Experimental Study of Spray Characteristics in the Gasoline Direct Injection Engine* (Dissertation). University of Birmingham, Birmingham.
- [64] Wetzel, J. (2016). Optical analysis of the influence of injector hole geometry on mixture formation in gasoline direct injection engines. *Automotive and Engine Technology*, 1(1-4), 57–67. <https://doi.org/10.1007/s41104-016-0005-1>
- [65] Shost, M. A., Lai, M.-C., Befrui, B., Spiekermann, P., & Varble, D. L. (2014). GDi Nozzle Parameter Studies Using LES and Spray Imaging Methods. In *SAE 2014 World Congress & Exhibition*. <https://doi.org/10.4271/2014-01-1434>
- [66] Baumgarten, C. (2006). *Mixture formation in internal combustion engines: With 9 tables. Heat and mass transfer*. Berlin [u.a.]: Springer.
- [67] Baumgarten, C. (2003). *Modellierung des Kavitationseinflusses auf den primären Strahlzerfall bei der Hochdruck-Dieseleinspritzung* (Dissertation). Universität Hannover, Hannover.
- [68] Eichlseder, H. (2008). *Grundlagen und Technologien des Ottomotors. Der Fahrzeugantrieb*. Wien, New York, NY, [Heidelberg]: Springer.
- [69] Ohnesorge, W. V. (1936). Die Bildung von Tropfen an Düsen und die Auflösung flüssiger Strahlen. *ZAMM - Journal of Applied Mathematics and Mechanics / Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 16(6), 355–358. <https://doi.org/10.1002/zamm.19360160611>
- [70] Reitz, R.D. (1978). *Atomization and Other Breakup Regimes of a Liquid Jet* (Dissertation). Princeton University, Princeton.
- [71] Pfeifer, C. (2010). *Experimentelle Untersuchungen von Einflußfaktoren auf die Selbstzündung von gasförmigen und flüssigen Brennstofffreistrahlen* (Dissertation). Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe.
- [72] Schneider, B.M. (2003). *Experimentelle Untersuchungen zur Spraystruktur in transienten, verdampfenden und nicht verdampfenden Brennstoffstrahlen unter Hochdruck* (Dissertation). ETH Zürich, Zürich.
- [73] Pilch, M., & Erdman, C. A. (1987). Use of breakup time data and velocity history data to predict the maximum size of stable fragments for acceleration-induced breakup of a liquid drop. *International Journal of Multiphase Flow*, 13(6), 741–757. [https://doi.org/10.1016/0301-9322\(87\)90063-2](https://doi.org/10.1016/0301-9322(87)90063-2)

- [74] Schuman, F. (2014). *Experimentelle Grundlagenuntersuchungen zum Katalysatorheizbetrieb mit strahlgeführter Benzin-Direkteinspritzung und Einspritzdrücken bis 800 bar* (Dissertation). Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe.
- [75] Weber, D. (2016). *Flash Boiling bei Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung: Experimentelle Untersuchungen, Modellierung und numerische Simulation* (Dissertation). Technische Universität Darmstadt, Darmstadt.
- [76] Mojtabi, M., Wigley, G., & Helie, J. (2014). The effect of flash boiling on the atomization performance of gasoline direct injection multistream injectors. *Atomization and Sprays*, 24(6), 467–493. <https://doi.org/10.1615/AtomizSpr.2014008296>
- [77] Lamanna, G., Kamoun, H., Weigand, B., & Steelant, J. (2014). Towards a unified treatment of fully flashing sprays. *International Journal of Multiphase Flow*, 58, 168–184. <https://doi.org/10.1016/j.ijmultiphaseflow.2013.08.010>
- [78] Kamoun, H., Lamanna, G., Weigand, B., & Steelant, J. (2010). High-Speed Shadowgraphy Investigations of Superheated Liquid Jet Atomisation,. In *22nd Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*.
- [79] Sher, E., Bar-Kohany, T., & Rashkovan, A. (2008). Flash-boiling atomization. *Progress in Energy and Combustion Science*, 34(4), 417–439. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2007.05.001>
- [80] Günther, A., & Wirth, K.-E. (2012). Evaporation phenomena in the atomization of superheated liquids and their impact on the spray characteristics. In *12th Triennial International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*.
- [81] Bar-Kohany, T., & Levy, M. (2016). State of the art review of flash-boiling atomization. *Atomization and Sprays*, 26(12), 1259–1305. <https://doi.org/10.1615/AtomizSpr.2016015626>
- [82] Oza, R. D. (1984). On the Mechanism of Flashing Injection of Initially Subcooled Fuels. *Journal of Fluids Engineering*, 106(1), 105. <https://doi.org/10.1115/1.3242383>
- [83] Günther, A., & Wirth, K.-E. (2013). Evaporation phenomena in superheated atomization and its impact on the generated spray. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 64, 952–965. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.05.034>
- [84] Xu, M., Zhang, Y., Zeng, W., Zhang, G., & Zhang, M. (2013). Flash Boiling: Easy and Better Way to Generate Ideal Sprays than the High Injection Pressure. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 6(1), 137–148. <https://doi.org/10.4271/2013-01-1614>
- [85] Matsumura, E., Senda, J., Imori, K., & Sakai, Y. (2017). Experimental Investigation of Superheated Fuel Spray Characteristics for D.I.S.I Engines. In *WCX™ 17: SAE World Congress Experience*. <https://doi.org/10.4271/2017-01-0820>
- [86] Zeng, W., Xu, M., Zhang, G., Zhang, Y., & Cleary, D. J. (2012). Atomization and vaporization for flash-boiling multi-hole sprays with alcohol fuels. *Fuel*, 95, 287–297. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2011.08.048>
- [87] Andrew Wood, Graham Wigley, & Jerome Helie. (2014). Flash Boiling Sprays produced by a 6-hole GDI Injector. In *17th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*. <https://doi.org/10.13140/2.1.5105.3445>
- [88] Shen, S., Jia, M., Wang, T., Lü, Q., & Sun, K. (2016). Measurement of the droplets sizes of a flash boiling spray using an improved extended glare point

- velocimetry and sizing. *Experiments in Fluids*, 57(4), 143.  
<https://doi.org/10.1007/s00348-016-2147-3>
- [89] Guo, H., Ma, X., Li, Y., Liang, S., .et al. (2017). Effect of flash boiling on microscopic and macroscopic spray characteristics in optical GDI engine. *Fuel*, 190, 79–89. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.11.043>
- [90] Dahlander, P., Lindgren, R., & Denbratt, I. (2006). High-speed photography and phase doppler anemometry measurements of flash-boiling multi-hole injector sprays for spray-guided gasoline direct injection. In *10th International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*.
- [91] Krämer, M., Kull, E., & Wensing, M. (2015). Flashboiling-induced targeting changes in gasoline direct injection sprays. *International Journal of Engine Research*, 17(1), 97–107. <https://doi.org/10.1177/1468087415604763>
- [92] Parrish, S. E., Zink, R. J., Sivathanu, Y., & Lim, J. (2010). Spray patterning of a multi-hole injector utilizing planar line-of-sight extinction tomography. In *22nd Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*.
- [93] Yang, S., Song, Z., Wang, T., & Yao, Z. (2013). An experiment study on phenomenon and mechanism of flash boiling spray from a multi-hole gasoline direct injector. *Atomization and Sprays*, 23(5), 379–399.  
<https://doi.org/10.1615/AtomizSpr.2013007539>
- [94] Zhang, G., Xu, M., Zhang, Y., Zhang, M., & Cleary, D. J. (2013). Macroscopic characterization of flash-boiling multihole sprays using planar laser-induced exciplex fluorescence. Part II: Cross-sectional spray structure. *Atomization and Sprays*, 23(3), 265–278. <https://doi.org/10.1615/AtomizSpr.2013007450>
- [95] Li, Y., Guo, H., Ma, X., Qi, Y., .et al. (2018). Morphology analysis on multi-jet flash-boiling sprays under wide ambient pressures. *Fuel*, 211, 38–47.  
<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.08.082>
- [96] Khan, M. M., Hélie, J., Gorokhovski, M., & Sheikh, N. A. (2017). Experimental and numerical study of flash boiling in gasoline direct injection sprays. *Applied Thermal Engineering*, 123, 377–389.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.102>
- [97] Aleiferis, P. G., Serras-Pereira, J., van Romunde, Z., Caine, J., & Wirth, M. (2010). Mechanisms of spray formation and combustion from a multi-hole injector with E85 and gasoline. *Combustion and Flame*, 157(4), 735–756.  
<https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2009.12.019>
- [98] Araneo, L., & Donde', R. (2017). Flash boiling in a multihole G-DI injector – Effects of the fuel distillation curve. *Fuel*, 191, 500–510.  
<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.11.104>
- [99] Chen, Y., & Zhang, Z. (2017). Mechanism of flash boiling and spray analysis with gasoline, iso-octane, n-pentane and ethanol from a novel heated tip GDI injector. *Applied Thermal Engineering*, 115, 1109–1117.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.101>
- [100] Schauer, F. X. (2014). *Untersuchung moderner ottomotorischer Brennverfahren zur Reduktion der Partikelemissionen* (Dissertation). Technische Universität München, München.
- [101] Eiser, A., Doerr, J., Jung, M., & Adam, S. Der neue 1,8-L-TFSI-Motor von Audi: Teil 1: Grundmotor und Thermomanagement. In *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* (72nd ed., Vol. 6, pp. 304–313).
- [102] Heiduk, T., Kuhn, M., Stichmeir, M., & Unselt, F. Der neue 1,8-L-TFSI-Motor von Audi // Der Neue 1,8-L-TFSI-Motor von Audi Teil 2: Teil 2: Gemischbildung, Brennverfahren und Aufladung // Gemischbildung,

- Brennverfahren und Aufladung. In *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* (72nd ed., 7-8, pp. 596–605). <https://doi.org/10.1365/s35146-011-0135-y>
- [103] Hitachi Automotive Systems Ltd. Variable Valve Event and Lift Control system (VEL). Retrieved from <http://www.hitachi-automotive.co.jp/en/products/ems/02.html> on 20.09.2017.
- [104] Peer, J. (2019). *Erschließung von Potenzial zur CO<sub>2</sub>- und PN-Reduzierung von Ottomotoren durch Erhöhung des Einspritzdrucks und alternative Einspritzkonzepte* (Dissertation). Technische Universität München, München.
- [105] Stuber, P. J. (1996). *Bestimmung von Flammentemperaturen aus Infrarot-Strahlungsintensitäten von H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub> oder Russ* (Dissertation). ETH Zürich, Zürich.
- [106] Maier, T., Kiwull, B., & Wolf, J.-C. (2014). *PN-Messverfahren: Untersuchung und Bewertung verschiedener Methoden der Partikelanzahl-Messung - Abschlussbericht (FVV Vorhaben Nr. 1073)*.
- [107] Horiba. (2010). *Solid Particle Counting System MEXA-2300SPCS Instruction Manual*.
- [108] Uhlig, B., Kirner, C., Behn, A., & Feindt, M. (2016). Untersuchung des Ölhaushalts an der Kolbengruppe. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, 77(4), 66–73. <https://doi.org/10.1007/s35146-016-0011-x>
- [109] Schulz, F., Schmidt, J., & Beyrau, F. (2015). Development of a sensitive experimental set-up for LIF fuel wall film measurements in a pressure vessel. *Experiments in Fluids*, 56(5), 133. <https://doi.org/10.1007/s00348-015-1971-1>
- [110] Cho, H., & Min, K. (2003). Measurement of liquid fuel film distribution on the cylinder liner of a spark ignition engine using the laser-induced fluorescence technique. *Measurement Science and Technology*, 14(7), 975–982. <https://doi.org/10.1088/0957-0233/14/7/310>
- [111] Valeur, B., & Berberan-Santos, M. N. (2012). *Molecular Fluorescence*. Weinheim, Germany: Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA.
- [112] Schulz, C., & Sick, V. (2005). Tracer-LIF diagnostics: Quantitative measurement of fuel concentration, temperature and fuel/air ratio in practical combustion systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 31(1), 75–121. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2004.08.002>
- [113] Friesen, E., Gessenhardt, C., & Schulz, C. (2011). *Abschlussbericht zum Teilvorhaben Abbildende minimalinvasive LIF-Diagnostik im Verbundprojekt mikroinvasive motorische Diagnostik (MIMODIA)*.
- [114] Thorlabs. Uncoated N-BK7 Transmission. Retrieved from [https://www.thorlabs.com/images/TabImages/Uncoated\\_N-BK7\\_Transmission.xlsx](https://www.thorlabs.com/images/TabImages/Uncoated_N-BK7_Transmission.xlsx) on 05.11.2017.
- [115] Lumatec. SUPERLITE I 05: Die starke UV-Lichtquelle für UVB und UVA. Retrieved from <http://www.lumatec.de/de/produkte/uvc-lichtquelle-superlite-i05/> on 01.11.2017.
- [116] Thorlabs. FGUV11-UV Transmission. Retrieved from <https://www.thorlabs.de/images/TabImages/FGUV11-UV.xls> on 05.11.2017.
- [117] Photon Engineering. FRED. Retrieved from <https://photonengr.com/fred-software/> on 04.11.2017.
- [118] Thorlabs. FGL400 Transmission. Retrieved from <https://www.thorlabs.com/images/popupimages/FGL400.xlsx> on 05.11.2017.
- [119] Thorlabs. FD1B Transmission. Retrieved from <https://www.thorlabs.com/images/TabImages/Blue.xls> on 05.11.2017.

- [120] Wigger, S. (2014). *Charakterisierung von Öl- und Kraftstoffschichten in der Kolbengruppe mittels laserinduzierter Fluoreszenz* (Dissertation). Universität Duisburg-Essen, Duisburg.
- [121] Backes, F., Blochum, S., Härtl, M., & Wachtmeister, G. (2020). Experimental Analysis of Gasoline Direct Injector Tip Wetting. *SAE International Journal of Engines*, 13(1). <https://doi.org/10.4271/03-13-01-0006>
- [122] Mojtabi, M., Chadwick, N., Wigley, G., & Helie, J. (2008). The Effect of Flash Boiling on Break Up and Atomization in GDI Sprays. In *22nd European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*.
- [123] Zhang, M., Xu, M., Zhang, Y., Zhang, G., & Cleary, D. J. (2012). Flow-field investigation of multi-hole superheated sprays using high-speed PIV. Part I. Cross-sectional direction. *Atomization and Sprays*, 22(11), 983–995. <https://doi.org/10.1615/AtomizSpr.2013006775>
- [124] Zhang, M., Xu, M., Zhang, Y., Zhang, G., & Cleary, D. J. (2013). Flow-field investigation of multihole superheated sprays using high-speed PIV. Part II. Axial direction. *Atomization and Sprays*, 23(2), 119–140. <https://doi.org/10.1615/AtomizSpr.2013007454>
- [125] Rotondi, R., Helie, J., Leger, C., Mojtabi, M., & Wigley, G. (2010). Multihole gasoline direct injection spray plumes. In *22nd Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*.
- [126] Guo, H., Ding, H., Li, Y., Ma, X., .et al. (2017). Comparison of spray collapses at elevated ambient pressure and flash boiling conditions using multi-hole gasoline direct injector. *Fuel*, 199, 125–134. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.02.071>
- [127] Hoffmann, G., Befrui, B., Berndorfer, A., Piock, W. F., & Varble, D. L. (2014). Fuel System Pressure Increase for Enhanced Performance of GDi Multi-Hole Injection Systems. *SAE International Journal of Engines*, 7(1), 519–527. <https://doi.org/10.4271/2014-01-1209>
- [128] Chan, Q. N., Bao, Y., & Kook, S. (2014). Effects of injection pressure on the structural transformation of flash-boiling sprays of gasoline and ethanol in a spark-ignition direct-injection (SIDI) engine. *Fuel*, 130, 228–240. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.04.015>
- [129] Steimle, F. (2014). *Untersuchungen zur Reduzierung der Partikelemissionen an Ottomotoren mit Direkteinspritzung* (Dissertation). Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Braunschweig.
- [130] Altin, O., & Eser, S. (2004). Carbon Deposit Formation from Thermal Stressing of Petroleum Fuels. *Preprints of Papers- American Chemical Society, Division of Fuel Chemistry*. (49(2)), 746-766.
- [131] Kinoshita, M., Saito, A., Matsushita, S., Shibata, H., & Niwa, Y. (1988). Study of deposit formation mechanism on gasoline injection nozzle. *JSAE Review* 19, 355–357.
- [132] Xu, H., Wang, C., Ma, X., Sarangi, A. K., .et al. (2015). Fuel injector deposits in direct-injection spark-ignition engines. *Progress in Energy and Combustion Science*, 50, 63–80. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2015.02.002>
- [133] Kim, C., Tsergounis, S. I., & Scruggs, B. E. (1987). Deposit Formation on a Metal Surface in Oxidized Gasolines. In *1987 SAE International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exhibition*. <https://doi.org/10.4271/872112>
- [134] Dearn, K., Xu, J., Ding, H., Xu, H., .et al. (2014). An Investigation into the Characteristics of DISI Injector Deposits Using Advanced Analytical Methods.

- SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 7(3), 771–782.  
<https://doi.org/10.4271/2014-01-2722>
- [135] Kinoshita, M., Saito, A., Matsushita, S., Shibata, H., & Niwa, Y. (1999). A Method for Suppressing Formation of Deposits on Fuel Injector for Direct Injection Gasoline Engine. In *International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition*. <https://doi.org/10.4271/1999-01-3656>
- [136] Imoehl, W., Gestri, L., Maragliulo, M., Del-Frate, L., .et al. (2012). A DOE Approach to Engine Deposit Testing used to Optimize the Design of a Gasoline Direct Injector Seat and Orifice. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 5(3), 1078–1095. <https://doi.org/10.4271/2012-01-1642>
- [137] Aradi, A. A., Colucci, W. J., Scull, H. M., & Openshaw, M. J. (2000). A Study of Fuel Additives for Direct Injection Gasoline (DIG) Injector Deposit Control. In *CEC/SAE Spring Fuels & Lubricants Meeting & Exposition*. <https://doi.org/10.4271/2000-01-2020>
- [138] Henkel, S., Hardalupas, Y., Taylor, A., Conifer, C., .et al. (2017). Injector Fouling and Its Impact on Engine Emissions and Spray Characteristics in Gasoline Direct Injection Engines. *SAE International Journal of Fuels and Lubricants*, 10(2). <https://doi.org/10.4271/2017-01-0808>
- [139] Song, H., Xiao, J., Chen, Y., & Huang, Z. (2016). The effects of deposits on spray behaviors of a gasoline direct injector. *Fuel*, 180, 506–513. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.04.067>
- [140] Li, S., Sczomak, D., Levy, R., Anderson, J., & Gao, J. (2016). Euro6c Particulate Emission Mitigation Using Piston Surface Temperature Measurement and Optical Visualization. In *12. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik*.
- [141] Powell, C. Fuel Injection and Spray Research Using X- Ray Diagnostics: Project ID ACE10. Retrieved from [https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/07/f17/ace010\\_powell\\_2014\\_o.pdf](https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/07/f17/ace010_powell_2014_o.pdf) on 09.10.2017.
- [142] Kazour, J., Befrui, B., Husted, H., Raney, M., & Varble, D. (2014). Innovative Sprays and Particulate Reduction with GDI Injectors. In *SAE 2014 World Congress & Exhibition*. <https://doi.org/10.4271/2014-01-1441>
- [143] Oh, H., Lee, J., Han, S., Park, C., .et al. (2017). Effect of Injector Nozzle Hole Geometry on Particulate Emissions in a Downsized Direct Injection Gasoline Engine. In *13th International Conference on Engines & Vehicles*. <https://doi.org/10.4271/2017-24-0111>
- [144] Blessing, M. (2014). *Untersuchung und Charakterisierung von Zerstäubung, Strahlausbreitung und Gemischbildung aktueller Dieseldirekteinspritzsysteme* (Dissertation). Universität Stuttgart, Stuttgart.
- [145] Befrui, B., Hoffmann, G., Kirwan, J., Piock, W., & Schilling, S. (2015). Analytical Optimization of Delphi GDI Fuel Injection Systems. In *15. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors*.
- [146] He, X., Ratcliff, M. A., & Zigler, B. T. (2012). Effects of Gasoline Direct Injection Engine Operating Parameters on Particle Number Emissions. *Energy & Fuels*, 26(4), 2014–2027. <https://doi.org/10.1021/ef201917p>
- [147] Notheis, D., Bertsch, M., Velji, A., & Koch, T. (2017). Untersuchung der Partikelemissionen für unterschiedliche Einspritzstrategien an einem aufgeladenen Ottomotor mit Direkteinspritzung. In H. Tschöke & R. Marohn (Eds.), *Proceedings. 10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2016* (pp. 403–424). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. [https://doi.org/10.1007/978-3-658-15327-4\\_20](https://doi.org/10.1007/978-3-658-15327-4_20)

- [148] Sabathil, D., Koenigstein, A., Schaffner, P., Fritzsche, J., & Doehler, A. (2011). The Influence of DISI Engine Operating Parameters on Particle Number Emissions. In *SAE 2011 World Congress & Exhibition*. <https://doi.org/10.4271/2011-01-0143>
- [149] Graf, G., Kiefer, A., & Leder, M. (2017). Operation strategy and control of a dual-injectionsystem for gasoline engines. In M. Bargende, H.-C. Reuss, & J. Wiedemann (Eds.), *Proceedings. 17. Internationales Stuttgarter Symposium* (pp. 211–225). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. [https://doi.org/10.1007/978-3-658-16988-6\\_22](https://doi.org/10.1007/978-3-658-16988-6_22)
- [150] Demmelbauer-Ebner, W., Persigehl, K., Görke, M., & Werstat, E. (2017). Der neue 1,5-l-Vierzylinder-TSI-Motor von Volkswagen. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, 78(2), 16–23. <https://doi.org/10.1007/s35146-016-0179-0>
- [151] Zhang. (2015). Die Zukunft der Benzin-Motoren. In *36. Internationales Wiener Motorensymposium*.
- [152] Überall, A., Otte, R., Eilts, P., & Krahl, J. (2015). A literature research about particle emissions from engines with direct gasoline injection and the potential to reduce these emissions. *Fuel*, 147, 203–207. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.01.012>
- [153] Schulz, F., Samenfink, W., Schmidt, J., & Beyrau, F. (2016). Systematic LIF fuel wall film investigation. *Fuel*, 172, 284–292. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.01.017>
- [154] Grzeszik, R. (2015). Optische Messtechniken zur Bewertung innermotorischer Wandfilme. In H. Tschöke (Ed.), *Proceedings. 9. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2014* (pp. 385–400). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. [https://doi.org/10.1007/978-3-658-07650-4\\_18](https://doi.org/10.1007/978-3-658-07650-4_18)
- [155] Befrui, B., Hoffmann, G., Spiekermann, P., & Piock, W. F. (2017). A Comparative Study of the Fuel Pressure and Temperature Effects on the GDi Multi-Hole Spray. In H. Tschöke & R. Marohn (Eds.), *Proceedings. 10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2016* (pp. 301–323). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. [https://doi.org/10.1007/978-3-658-15327-4\\_15](https://doi.org/10.1007/978-3-658-15327-4_15)
- [156] Hemminger, S. M. (2014). *Optimierung der Gemischbildung und Verbrennung von Hochleistungsottomotoren zur Einhaltung zukünftiger Emissionsgrenzwerte* (Dissertation). Universität Stuttgart, Stuttgart.
- [157] Jang, J., Lee, J., Kim, J., & Park, S. (2015). Comparisons of the nanoparticle emission characteristics between GDI and PFI vehicles. *Journal of Nanoparticle Research*, 17(12), 366. <https://doi.org/10.1007/s11051-015-3280-2>
- [158] Saliba, G., Saleh, R., Zhao, Y., Presto, A. A., .et al. (2017). Comparison of Gasoline Direct-Injection (GDI) and Port Fuel Injection (PFI) Vehicle Emissions: Emission Certification Standards, Cold-Start, Secondary Organic Aerosol Formation Potential, and Potential Climate Impacts. *Environmental Science & Technology*, 51(11), 6542–6552. <https://doi.org/10.1021/acs.est.6b06509>
- [159] Su, J., Lin, W., Sterniak, J., Xu, M., & Bohac, S. V. (2014). Particulate Matter Emission Comparison of Spark Ignition Direct Injection (SIDI) and Port Fuel Injection (PFI) Operation of a Boosted Gasoline Engine. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 136(9), 91513. <https://doi.org/10.1115/1.4027274>
- [160] Zhu, R., Hu, J., Bao, X., He, L., .et al. (2016). Tailpipe emissions from gasoline direct injection (GDI) and port fuel injection (PFI) vehicles at both low and high

- ambient temperatures. *Environmental Pollution (Barking, Essex : 1987)*, 216, 223–234. <https://doi.org/10.1016/j.envpol.2016.05.066>
- [161] Bahreini, R., Xue, J., Johnson, K., Durbin, T., .et al. (2015). Characterizing emissions and optical properties of particulate matter from PFI and GDI light-duty gasoline vehicles. *Journal of Aerosol Science*, 90, 144–153. <https://doi.org/10.1016/j.jaerosci.2015.08.011>
- [162] Chen, L., Liang, Z., Zhang, X., & Shuai, S. (2017). Characterizing particulate matter emissions from GDI and PFI vehicles under transient and cold start conditions. *Fuel*, 189, 131–140. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.10.055>
- [163] Gupta, T., Kothari, A., Srivastava, D. K., & Agarwal, A. K. (2010). Measurement of number and size distribution of particles emitted from a mid-sized transportation multipoint port fuel injection gasoline engine. *Fuel*, 89(9), 2230–2233. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2009.12.014>
- [164] Wurms. (2015). Der neue Audi 2.0l Motor mit innovativem Rightsizing - ein weiterer Meilenstein der TFSI-Technologie. In 36. *Internationales Wiener Motorensymposium*.
- [165] Toda. (2017). The New Inline 4 Cylinder 2.5L Gasoline Engine with Toyota New Global Architecture Concept. In 38. *Internationales Wiener Motorensymposium*.
- [166] Murase, E., & Shimizu, R. (2016). Innovative Gasoline Combustion Concepts for Toyota New Global Architecture. In 25th *Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*.

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Beispiel zur Zusammensetzung der Partikelemissionen (Dieselmotor, Daten aus [9]) .....	5
Abbildung 2.2: Exemplarische Größenverteilung der Partikelemissionen [13].....	6
Abbildung 2.3: Schematischer Ablauf der Rußbildung (Abbildung aus [15] nach [16] und [14]) .....	7
Abbildung 2.4: Einfluss von Temperatur und Luft-Kraftstoff-Verhältnis auf die Rußbildung [21]) .....	9
Abbildung 2.5: Typische Partikelquellen beim Ottomotor mit Direkteinspritzung [26] ..	10
Abbildung 2.6: Schnittansicht eines Mehrlochinjektors [46].....	14
Abbildung 2.7: Beispiele der Einspritzrate und des Spray-Targetings .....	16
Abbildung 2.8: Schematische Darstellung eines Einspritzstrahls (aus [46] nach [67]) .	18
Abbildung 2.9: Erweitertes Ohnesorge-Diagramm (aus [71] nach [70]) und schematische Darstellung der Zerfallsmechanismen (aus [72]) .....	19
Abbildung 2.10: Ablauf des Flash Boilings im vereinfachten Phasendiagramm.....	21
Abbildung 2.11: Beispiel zur Änderung des Spray-Targetings durch das Auftreten von Flash Boiling in Abhängigkeit des Druckverhältnisses $R_p$ .....	23
Abbildung 2.12: Dampfdruck- und Destillationskurven von Benzin und Reinstoffen (Daten aus [53]) .....	24
Abbildung 3.1: In Motorversuchen verwendeter Ventilhubverlauf.....	29
Abbildung 3.2: Blickrichtungen und Sichtbereiche des endoskopischen Zugangs des Forschungsmotors .....	31
Abbildung 3.3: Optische Konfiguration / Zugänge des Forschungsmotors [104] .....	32
Abbildung 3.4: Einspritzkammer .....	35
Abbildung 3.5: Zeitlicher Ablauf einer Synchronisation und Messung .....	38
Abbildung 3.6: Beispiele für Aufnahmen des Kraftstoffsprays und des Düsennahbereichs an der Einspritzkammer.....	39
Abbildung 3.7: Schematische Darstellung des Spray-Targeting-Messsystems und Beispiel der Messergebnisse .....	40

Abbildung 3.8: Bei der Photolumineszenz auftretende Abläufe im Perrin-Jablonski-Diagramm mit Darstellung der relativen Wellenlängenbereiche und der charakteristischen Zeitskalen der auftretenden Prozesse [111]..... 42

Abbildung 3.9: Emissionsspektrum von Benzin bei Laseranregung (266 und 355 nm) und Transmissionskurve von Borosilikat-Kronglas Schott N-BK7 [114] ..... 44

Abbildung 3.10: Spektrum und optische Leistung der Lichtquelle [115] und Transmissionskurven des optischen Filterglases Schott UG11 [116] und des Borosilikat-Kronglases Schott N-BK7 [114] ..... 45

Abbildung 3.11: Spektrum und optische Leistung der Anregung, Transmissionskurven des Filterglases Schott UG11 [116], des Filters FGL400 [118] und des Filters FD1B [119] und Spektrum des gesamten Wellenlängenbereichs der Detektion..... 47

Abbildung 3.12: Schematische Darstellung des Photolumineszenz-Messsystems und Beispiele der Messergebnisse ..... 48

Abbildung 4.1: Injektorkuppenbenetzung durch einen vergrößerten Spraykegelwinkel am Beginn der Einspritzung ( $p_{\text{Rail}}=250$  bar,  $T_{\text{Kr}}=80$  °C,  $p_{\text{Gegen}}=400$  mbar,  $R_p=5$ , ASD=1500  $\mu\text{s}$ ) ..... 52

Abbildung 4.2: Injektorkuppenbenetzung durch Kraftstoffaustritt aus dem Stufenloch und Bildung eines Kraftstoffrings um das Stufenloch ( $p_{\text{Rail}}=350$  bar,  $T_{\text{Kr}}=80$  °C,  $p_{\text{Gegen}}=500$  mbar,  $R_p=4$ , ASD=1500  $\mu\text{s}$ ) ..... 53

Abbildung 4.3: Injektorkuppenbenetzung durch Instabilität in der Strömung und Auslösung von Ligamenten ( $p_{\text{Rail}}=350$  bar,  $T_{\text{Kr}}=20$  °C,  $p_{\text{Gegen}}=500$  mbar,  $R_p=0.6$ , ASD=1500  $\mu\text{s}$ ) ..... 54

Abbildung 4.4: Injektorkuppenbenetzung durch Strahlablenkung am Ende der Einspritzung ( $p_{\text{Rail}}=250$  bar,  $T_{\text{Kr}}=20$  °C,  $p_{\text{Gegen}}=1000$  mbar,  $R_p=0.2$ , ASD=1500  $\mu\text{s}$ ) ..... 54

Abbildung 4.5: Injektorkuppenbenetzung nach dem Ende der Einspritzung ( $p_{\text{Rail}}=250$  bar,  $T_{\text{Kr}}=80$  °C,  $p_{\text{Gegen}}=700$  mbar,  $R_p=2.9$ , ASD=1250  $\mu\text{s}$ )..... 55

Abbildung 4.6: Spray-Targeting des verwendeten Mehrlochinjektors ..... 56

Abbildung 4.7: Einfluss von Kraftstofftemperatur und Gegendruck auf die Injektorkuppenbenetzung ( $p_{\text{Rail}}=350$  bar,  $T_{\text{Kr}}=\text{var.}$ ,  $p_{\text{Gegen}}=\text{var.}$ ,  $R_p=\text{var.}$ , ASD=1000  $\mu\text{s}$ ) ..... 58

Abbildung 4.8: Einfluss von Kraftstofftemperatur und Gegendruck auf das Spraybild ( $p_{\text{Rail}}=350$  bar,  $T_{\text{Kr}}=\text{var.}$ ,  $p_{\text{Gegen}}=\text{var.}$ ,  $R_p=\text{var.}$ , ASD=1500  $\mu\text{s}$ )..... 59

Abbildung 4.9: Einfluss der Überhitzung auf die Sprayausbreitung ( $p_{\text{Rail}}=350$ bar, $T_{\text{Kr}}=\text{var.}$ , $p_{\text{Gegen}}=500$ mbar, $R_p=\text{var.}$ , $\text{ASD}=1500$ $\mu\text{s}$ ) .....	61
Abbildung 4.10: Einfluss der Überhitzung auf das Spray-Targeting in verschiedenen Messebenen ( $p_{\text{Rail}}=350$ bar, $T_{\text{Kr}}=\text{var.}$ , $p_{\text{Gegen}}=500$ mbar, $R_p=\text{var.}$ , $\text{ASD}=1000$ $\mu\text{s}$ ) .....	62
Abbildung 4.11: Einfluss von Kraftstoffdruck und Kraftstofftemperatur auf die Injektorkuppenbenetzung ( $p_{\text{Rail}}=\text{var.}$ , $T_{\text{Kr}}=\text{var.}$ , $p_{\text{Gegen}}=1000$ mbar, $R_p=\text{var.}$ , $\text{ASD}=1000$ $\mu\text{s}$ ) .....	64
Abbildung 4.12: Einfluss von Kraftstoffdruck und -temperatur auf das Spraybild ( $p_{\text{Rail}}=350$ bar, $T_{\text{Kr}}=\text{var.}$ , $p_{\text{Gegen}}=\text{var.}$ , $R_p=1000$ mbar, $\text{ASD}=1500$ $\mu\text{s}$ ).....	65
Abbildung 4.13: Vergleich Benzin und iso-Octan hinsichtlich Injektorkuppenbenetzung ( $p_{\text{Rail}}=350$ bar, $T_{\text{Kr}}=\text{var.}$ , $p_{\text{Gegen}}=500$ mbar, $R_p=\text{var.}$ , $\text{ASD}=1500$ $\mu\text{s}$ ) .....	66
Abbildung 4.14: Vergleich Benzin und iso-Octan hinsichtlich Spraybild ( $p_{\text{Rail}}=350$ bar, $T_{\text{Kr}}=\text{var.}$ , $p_{\text{Gegen}}=500$ mbar, $R_p=\text{var.}$ , $\text{ASD}=1500$ $\mu\text{s}$ ) .....	67
Abbildung 5.1: Verhalten der Partikelanzahlemissionen beim Partikeldrift ( $n=2000$ U/min, $p_{\text{mi}}=7$ bar, $p_{\text{Rail}}=250$ bar, $\text{ASB}=430$ °KW).....	69
Abbildung 5.2: Verhalten der Partikelanzahlemissionen und der Diffusionsflamme an der Injektorspitze beim Partikeldrift ( $n=2000$ U/min, $p_{\text{mi}}=7$ bar, $p_{\text{Rail}}=250$ bar, $\text{ASB}=430$ °KW).....	70
Abbildung 5.3: Partikelanzahlkonzentration bei verschiedenen Verkokungsläufen ( $n=2000$ U/min, $p_{\text{mi}}=7$ bar, $p_{\text{Rail}}=250$ bar, $\text{ASB}=430$ °KW).....	72
Abbildung 5.4: Zustand der Verkokungsschicht auf der Oberfläche der Injektorspitze nach Abbruch des Verkokungslaufs bei Erreichen verschiedener charakteristischen Emissionsniveaus .....	73
Abbildung 5.5: Aufbau der Verkokungsschicht auf der Injektorspitze im Bereich außerhalb der Spritzlöcher.....	74
Abbildung 5.6: Einteilung der Injektorspitze in verschiedene Bereiche.....	75
Abbildung 5.7: Zusammenfassung des Einflusses der verschiedenen Bereiche der Injektorspitze auf die Partikelanzahlemissionen.....	76
Abbildung 6.1: Partikelanzahlkonzentrationen im Lastschnitt ( $n=2000$ U/min, $p_{\text{mi}}=\text{var.}$ , $p_{\text{Rail}}=250$ bar, $\text{ASB}=450$ °KW) .....	80
Abbildung 6.2: Endoskopische Aufnahmen der Partikelquellen ( $n=2000$ U/min, $p_{\text{mi}}=7$ bzw. 15 bar, $p_{\text{Rail}}=250$ bar, $\text{ASB}=450$ °KW).....	81

Abbildung 6.3: Partikelanzahlkonzentration und endoskopische Aufnahmen während eines Lastsprungs ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=9$  bzw.  $11$  bar,  $p_{Rail}=250$  bar,  $ASB=450$  °KW) . 82

Abbildung 6.4: Partikelanzahlkonzentration bei Last- und Drehzahlvariation ( $n=var.$ ,  $p_{mi}=var.$ ,  $p_{Rail}=250$  bar,  $ASB=450$  °KW) ..... 83

Abbildung 6.5: Einfluss des Sacklochs auf die Injektorkuppenbenetzung nach Ende der Einspritzung (Photolumineszenz-Messtechnik,  $p_{Rail}=250$  bar,  $T_{Kr}=80$  °C,  $p_{Gegen}=var.$ ,  $R_p=var.$ ,  $ASD=1500$  µs)..... 86

Abbildung 6.6: Variationen der Stufenloch-Geometrie..... 88

Abbildung 6.7: Einfluss der Stufenloch-Geometrie auf das Benetzungsverhalten (Hochgeschwindigkeitsvisualisierung mit Fernfeldmikroskop,  $p_{Rail}=250$  bar,  $T_{Kr}=80$  °C,  $p_{Gegen}=400$  mbar,  $R_p=5$ ,  $ASD=1500$  µs) ..... 89

Abbildung 6.8: Einfluss einer optimierten Einlaufströmung auf die Injektorkuppenbenetzung nach Ende der Einspritzung (Photolumineszenz-Mess-technik,  $p_{Rail}=350$  bar,  $T_{Kr}=80$  °C,  $p_{Gegen}=var.$ ,  $R_p=var.$ ,  $ASD=1000$  µs) ..... 92

Abbildung 6.9: Einfluss des max. Nadelhubs auf die Injektorkuppenbenetzung nach Ende der Einspritzung (Photolumineszenz-Messtechnik,  $p_{Rail}=250$  bar,  $T_{Kr}=80$  °C,  $p_{Gegen}=1000$  mbar,  $R_p=2.0$ ,  $ASD=1000$  µs) ..... 94

Abbildung 6.10: Auswirkungen der Optimierungsmaßnahmen am Injektor auf die Partikelanzahlkonzentrationen ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=7$  bar,  $p_{Rail}=250/350$  bar,  $ASB=450$  °KW) ..... 95

Abbildung 6.11: Einfluss der Temperatur der Injektorspitze auf die Partikelanzahlkonzentration im Verkokungslauf ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=7$  bar,  $p_{Rail}=250$  bar,  $ASB=430$  °KW) und im Lastschnitt ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=var.$ ,  $p_{Rail}=250$  bar,  $ASB=430$  °KW) ..... 97

Abbildung 6.12: Einfluss des Einspritzzeitpunktes auf die Partikelanzahlkonzentration ( $n=var.$ ,  $p_{mi}=var.$ ,  $p_{Rail}=250$  bar,  $ASB=var.$ ) ..... 99

Abbildung 6.13: Einfluss des Einspritzzeitpunktes auf die Partikelquellen (Endoskopische Aufnahmen,  $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=7$  bzw.  $15$  bar,  $p_{Rail}=250$  bar,  $ASB=var.$ ) ..... 101

Abbildung 6.14: Einfluss des Einspritzzeitpunktes auf die Sprayausbreitung ( $p_{Rail}=250$  bar,  $T_{Kr}=80$  °C,  $p_{Gegen}=1250$  mbar,  $R_p=1.6$ ,  $ASD=2410$  µs)..... 102

Abbildung 6.15: Luftmassenstrom über Einlassventile ( $n=2000$  U/min,  $p_{mi}=15$  bar).. 103

---

Abbildung 6.16: Vergleich Einfach- gegen Mehrfacheinspritzung hinsichtlich Partikelanzahlkonzentration ( $n=2000$ U/min, $p_{mi}=15$ bar, $p_{Rail}=350$ bar, $ASB=var.$ ) ...	104
Abbildung 6.17: Sprayausbreitung von Einfach- und Mehrfacheinspritzung ( $p_{Rail}=350$ bar, $T_{Kr}=80$ °C, $p_{Gegen}=1290$ mbar, $R_p=1.6$ , $ASD=1960$ $\mu$ s (Einfach) bzw. jeweils $1057$ $\mu$ s (Zweifach)) .....	105
Abbildung 6.18: Vergleich Einfach- gegen Mehrfacheinspritzung hinsichtlich Partikelanzahlkonzentration und Diffusionsflamme an der Injektorspitze ( $n=2000$ U/min, $p_{mi}=7$ bar, $p_{Rail}=250$ bar, $ASB=430$ °KW (Einfach) bzw. $430+470$ °KW (Zweifach)) ...	106
Abbildung 6.19: Injektorkuppenbenetzung von Einfach- und Mehrfacheinspritzung (Photolumineszenz-Messtechnik, $p_{Rail}=350$ bar, $T_{Kr}=100$ °C, $p_{Gegen}=1000$ mbar, $R_p=3.1$ , $ASD=1500$ $\mu$ s (Einfach) bzw. jeweils $750$ $\mu$ s (Zweifach)) .....	107
Abbildung 6.20: Einfluss des Kraftstoffdrucks auf die Partikelanzahlkonzentration im Lastschnitt ( $n=2000$ U/min, $p_{mi}=var.$ , $p_{Rail}=var.$ , $ASB=450$ °KW) .....	108
Abbildung 6.21: Einfluss des Kraftstoffdrucks auf die Partikelanzahlkonzentration und die Partikelquellen ( $n=2000$ U/min, $p_{mi}=7$ bar, $p_{Rail}=var.$ , $ASB=450$ °KW) .....	109
Abbildung 6.22: Einfluss des Kraftstoffdrucks auf die Partikelanzahlkonzentration, die Partikelquellen und das Spray ( $n=2000$ U/min, $p_{mi}=7$ bar, $p_{Rail}=var.$ , $ASB=430$ °KW (Motor) bzw. $p_{Rail}=var.$ , $T_{Kr}=80$ °C, $p_{Gegen}=1340$ mbar, $R_p=1.5$ , $ASD=2650/2300/1980$ $\mu$ s (Einspritzkammer)) .....	111
Abbildung 6.23: Einfluss des Einspritzsystems auf die Partikelanzahlkonzentration im Lastschnitt ( $n=2000$ U/min, $p_{mi}=var.$ , $p_{Rail}=var.$ , $ASB=450$ °KW (Direkt-einspritzung bzw. $340$ °KW (Saugrohreinspritzung)) .....	113
Abbildung 6.24: Einfluss des direkt eingespritzten Kraftstoffmassenanteils auf die Partikelanzahlkonzentration und die Partikelquellen ( $n=2000$ U/min, $p_{mi}=7/13$ bar, $p_{Rail}=250$ bar, $ASB=430$ °KW) .....	114

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Grenzwerte für Partikelemissionen von Ottomotoren mit Direkteinspritzung (Daten aus [5]) .....	4
Tabelle 3-1: Spezifikation des Einzylinder-Forschungsmotors (Daten aus [104]) .....	28

## Projektbezogene Studienarbeiten

Schell, M. (2013). *Vorbereitung und Durchführung von optischen Messungen an einem Forschungsmotor*. (Diplomarbeit): TU München.

Scholz, M. (2014). *Aufbau und Inbetriebnahme eines Vierzylinder-Serienmotors*. (Masterarbeit). TU München.

Fischer, M. (2014). *Vorbereitung und Durchführung von optischen Messungen hinsichtlich Verkokung bei Injektoren für Benzindirekteinspritzung*. (Bachelorarbeit): TU München.

Propstmeier, V. (2014). *Inbetriebnahme der Laser-Induzierte Fluoreszenz Messtechnik am Prüfstand*. (Bachelorarbeit): TU München.

Consul, P. (2014). *Vorbereitung und Durchführung von optischen Messungen hinsichtlich Verkokung bei Injektoren für Benzindirekteinspritzung an einem optischen Forschungsmotor*. (Bachelorarbeit): TU München.

Lang, J. (2014). *Einfluss der Direkteinspritzung auf die Ladungsbewegung eines optisch zugänglichen Einzylinder-Forschungsmotors*. (Bachelorarbeit). TU München.

Helpert, F. (2015). *Vorbereitung und Durchführung von optischen Messungen hinsichtlich Verkokung bei Injektoren für Benzindirekteinspritzung*. (Bachelorarbeit): TU München.

Winter, M. (2015). *Experimentelle Analyse des Strömungsfeldes eines Einzylinder-Forschungsmotors*. (Masterarbeit). TU München.

Kaden, D. (2015). *Simulation des Temperaturverlaufs eines Injektors für Benzin-Direkteinspritzung*. (Semesterarbeit). TU München.

Scholl, M. (2015). *Untersuchungen zur Einspritzung und Verbrennung am Ottomotor mit optischer Messtechnik*. (Bachelorarbeit). TU München.

Fischer, P. G. (2016). *Analyse der Injektorkuppenbenetzung an BMW TwinPower Turbo Ottomotoren und Ableitung von Abhilfemaßnahmen*. (Masterarbeit). TU München.

Zhang, X. (2016). *Untersuchungen zu Partikelemissionen durch Kraftstoffanlagerung am Injektor an einem Einzylinder-Ottomotor*. (Masterarbeit). TU München.

Rath, C. (2016). *Entwicklung eines fluoreszenzbasierten Messverfahrens zur Visualisierung der Kraftstoffanlagerung an Injektoren für Benzin-Direkteinspritzung*. (Masterarbeit). TU München.

Helpert, F. (2016). *Analyse der Benzindirekteinspritzung bei Flash Boiling Bedingungen*. (Semesterrarbeit): TU München.

Schäfer, F. B. (2016). *Experimentelle Analyse der Einspritzung an einem optisch zugänglichen Einzylinder-Ottomotor*. (Bachelorarbeit). TU München.

Weisbrodt, E. (2016). *Weiterentwicklung und Anwendung eines fluoreszenzbasierten Messverfahrens zur Visualisierung der Kraftstoffanlagerung an Injektoren für Benzin-Direkteinspritzung*. (Bachelorarbeit). TU München.

Rauscher, M. (2016). *Entwicklung einer Einspritzkammer für Injektoren für Benzin-Direkteinspritzung*. (Bachelorarbeit). TU München.

Hartl, F. (2017). *Laseroptische und thermodynamische Analyse zur Injektorkuppenbenetzung an BMW TwinPower Turbo Ottomotoren sowie Ableitung von Abhilfemaßnahmen*. (Masterarbeit). TU München.

Keller-May, F. (2017). *Untersuchungen zu Partikelemissionen am Otto-DI-Motor*. (Masterarbeit). TU München.

## Publikationsliste

Backes, F., Blochum, S., Härtl, M., & Wachtmeister, G. (2020). Experimental Analysis of Gasoline Direct Injector Tip Wetting. *SAE International Journal of Engines*, 13(1).  
<https://doi.org/10.4271/03-13-01-0006>

Marchi, A., Yasukawa, Y., Kumano, K., Miyake, T., .et al. (2019). Development of particulate reduction technology for future emission regulation. In Tschöke, H. & Marohn, R. (Eds.), *Proceedings. 11. Tagung Einspritzung und Kraftstoffe 2018* (pp. 291-309). Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden. [https://doi.org/10.1007/978-3-658-23181-1\\_15](https://doi.org/10.1007/978-3-658-23181-1_15)

Baumgartner, L. S., Karmann, S., Backes, F., Stadler, A., & Wachtmeister, G. (2017). Experimental Investigation of Orifice Design Effects on a Methane Fuelled Prechamber Gas Engine for Automotive Applications. *SAE Technical Paper 2017-24-0096*.  
<https://doi.org/10.4271/2017-24-0096>

Härtl, M., Stadler, A., Backes, F., Wachtmeister, G., & Jacob, E. (2017). Potenziell CO<sub>2</sub>-neutrale Kraftstoffe für saubere Ottomotoren. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, 78(7-8), 80–88. <https://doi.org/10.1007/s35146-017-0056-5>

Peer, J., Backes, F., Sauerland, H., Härtl, M., & Wachtmeister, G. (2016). Development of a High Turbulence, Low Particle Number, High Injection Pressure Gasoline Direct Injection Combustion System. *SAE International Journal of Engines*, 9(4), 2301–2311.  
<https://doi.org/10.4271/2016-01-9046>

Li, Q., Backes, F., & Wachtmeister, G. (2015). Application of canola oil operation in a diesel engine with common rail system. *Fuel*, 159, 141–149.  
<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.06.060>

Backes, F., Oryoji, K., & Wachtmeister, G. (2013). 3d-CFD-simulation of Auto-ignition in a Gasoline HCCI Engine with Detailed Reaction Kinetics. *Journal of Society of Automotive Engineers of Japan*, 67.

Schauer, F. X., Backes, F., Borg, J., Oryoji, K., & Wachtmeister, G. (2012). 3d-CFD-Simulation der ottomotorischen Selbstzündung mit detaillierter Reaktionskinetik. In *Virtual Powertrain Creation - International Congress*, Esslingen.

Schauer, F. X., Backes, F., & Priesching, P. (2012). CFD Multizone Chemistry Model - Ein Ansatz zur direkten Kopplung von CFD und Reaktionskinetik. In *AVL Advanced Simulation Technologies Konferenz*, Heidelberg.