

Charakterisierung verschiedener Wassereinspritztechnologien für Ottomotoren

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)

von M. Sc. **Sebastian Weber**

geb. am 05.01.1995 in Freyung

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

Gutachter:

1. Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber

2. Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch

3. Prof. Dr.-Ing. Hans-Peter Rabl

Promotionskolloquium am 25.05.2022

Kurzfassung

Die Reduktion von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemission bei gleichzeitiger Verbesserung der Fahrleistung bei kleinerem Hubraum und reduzierter Zylinderzahl, die erhöhte Performance und die Kompatibilität mit elektrifizierten Komponenten beschreiben die aktuellen Ziele und Herausforderungen der modernen Ottomotorentwicklung. Um alle Herausforderungen zu erfüllen, muss ein stöchiometrischer Betrieb sichergestellt werden. Dabei kann es jedoch an der Vollast zur Überschreitung thermischer Grenzen im Abgaspfad kommen, weswegen die Abgastemperatur ohne Leistungsverluste abgesenkt werden muss. Die Wassereinspritzung kombiniert Downsizing, Leistungssteigerung und die Verbesserung der Schadstoffemissionen wirkungsvoll miteinander und könnte einen Beitrag zur Erreichung der Klimaziele leisten.

Um ein optimales Systemlayout zu erarbeiten, sind prozessuale Betrachtungen oft nicht ausreichend. Vielmehr müssen die Phänomene im Brennraum beobachtet werden. Schwerpunktmäßig sind dies die Einbringung des Wassers, der Wandkontakt, die Spray- und Wandfilmverdampfung und somit die Wirksamkeit der Abgastemperaturreduktion und die Verbesserung des indizierten Wirkungsgrads. In einem ersten Schritt werden die Thermodynamik bei Wassereinspritzung analysiert und verschiedene Einspritztechnologien miteinander verglichen. Fokussiert wird die Verbrennung, die Veränderung in den gasförmigen und festen Abgasbestandteilen und die mechanische Belastung der Aggregate durch die Verbesserung der Zündwinkel. Die Mischungseinspritzung über den zentralen Hochdruckinjektor vereint den geringsten Wasserverbrauch mit bestmöglicher Schwerpunktlage, starker Reduktion des Partikelaustrittes und akzeptabler Erhöhung der mechanischen Belastung und ist damit das favorisierte Konzept.

Neben den prozessualen Betrachtungen werden mit einem optisch zugänglichen Versuchsträger zwei laser-optische Messtechniken zur Visualisierung flüssigen Wassers und der spektralen Trennung zwischen Wasser und Kraftstoff entwickelt und validiert. Damit werden die verschiedenen Varianten optisch vermessen und die Sensitivität gegenüber veränderten Betriebs- und Randbedingungen ermittelt. Die Sammlereinspritzung zeigt die größten Tropfen, gefolgt von der Saugrohr- und der Mischungseinspritzung. Auch hat diese den mit Abstand größten Wandkontakt und die geringste Verdampfungsrate, ist zusätzlich anfällig für zyklische Schwankungen. Die Saugrohreinspritzung kennzeichnen kleine Tropfen, ein konzentriertes Einströmen durch den Ventilsplatt, ein flächiger Wandfilm auf der Kolbenoberseite und die Verbesserung der Tropfenverdampfung durch Turbulenz und die Nutzung von Phasing. Favorit ist abermals die Mischungseinspritzung. Eine hohe Wandfilm- und unmittelbare Sprayverdampfung kennzeichnen das System, wobei eine Erhöhung des Einspritzdrucks die Verdampfungsrate signifikant verbessert. Außerdem ist die Einspritzdauer am geringsten und die Reproduzierbarkeit am größten, jedoch auch der applikative Aufwand. Am favorisierten System werden weitere Analysen durchgeführt, unter anderem zur Veränderung der Bau-

teilstemperaturen, der Vergleich mit einer Ethanoleinspritzung oder die vielversprechende Kombination in Form einer Wasser-Ethanol-Mischungseinspritzung.

Auf Basis der experimentellen Erkenntnisse wird ein CFD-Verfahren vorgestellt, das die Wassereinspritzung abbildet und somit die Virtualisierung in der Produktentwicklung vorantreibt. Neben der methodischen Vorgehensweise wird das Verfahren validiert und am Einzylinder- und Vollmotorbetriebspunkt vorgestellt. Die auftretenden Unterschiede werden analysiert und ausgewählte Parameteranalysen durchgeführt. Mit den Simulationen kann nachvollzogen werden, wie das Wasser die Zylinderlaufbahn benetzt und mit dem Kolben interagiert. Zusammenfassend charakterisiert diese Arbeit die gängigen Wassereinspritzvarianten auf unterschiedlichen Ebenen, gibt Optimierungsempfehlungen für die bestmögliche Medienverdampfung und empfiehlt die Mischungseinspritzung als Systemlayout.

Abstract

The reduction in fuel consumption and pollutant emissions with simultaneous improving driving performance with a smaller displacement and a reduced number of cylinders, increased performance and compatibility with electrified components describe the current goals and challenges of modern gasoline engine development. In order to fulfil all challenges, stoichiometric operation must be ensured. At full load, however, thermal limits in the exhaust gas path can be exceeded, that is why the exhaust gas temperature must be reduced without loss of performance. The water injection effectively combines downsizing, increased performance and the improvement of pollutant emissions and could contribute to the achievement of the climate targets.

In order to develop an optimal system layout, procedural considerations are often not sufficient. Rather, the phenomena in the combustion chamber must be observed. The focus is on the introduction of water, wall contact, spray, and wall film evaporation and thus the effectiveness of the exhaust gas temperature reduction and the improvement of the indicated efficiency. In a first step, the thermodynamics of water injection are analyzed, and different injection technologies compared. The focus is on the combustion, the change in the gaseous and solid exhaust gas components and the mechanical load on the engines by improving the ignition angle. The mixture injection via the central high-pressure injector combines the lowest water consumption with the best possible center of gravity, a strong reduction in particle emissions and an acceptable increase in the mechanical load and is therefore the preferred concept.

In addition to the procedural considerations, two laser-optical measurement methods for visualizing liquid water and the spectral separation between water and fuel are being developed and validated using an optically accessible test engine. In this way, the different variants are optically measured and the sensitivity of changed operating and boundary conditions is determined. The manifold injection shows the largest droplets, followed by the manifold and the mixture injection. This has the greatest wall contact and the lowest evaporation rate by far but is susceptible to cyclical fluctuations. The intake manifold injection is characterized by small droplets, a concentrated inflow through the valve gap, a flat wall film on the top of the piston and the improvement of droplet evaporation through turbulence plus the use of phasing. Mixture injection is once again the favorite. The system is characterized by high wall film and direct spray evaporation, with an increase in the injection pressure significantly improving the evaporation rate. In addition, the injection duration is the shortest and the reproducibility greatest, but also the application effort. Further analyzes are carried out on the favored system, including changes in component temperatures, a comparison with an ethanol injection or the promising combination in the form of a water-ethanol mixture injection.

Based on the experimental findings, a CFD process is presented that maps the water injection and thus drives the virtualization in product development. In addition to the methodical approach, the process is validated and presented at the single-cylinder and production engine operating point. The differences that arise are analyzed and the influence of selected parameters are pointed out. The simulations can be used to understand how the water wets the cylinder liner and interacts with the piston. In summary, this work characterizes the common water injection variants on different levels, gives optimization recommendations for the best possible media evaporation and recommends mixed injection as a system layout.

Inhalt

Kurzfassung	iii
Abstract	v
Nomenklatur	ix
1 Ausgangssituation	1
1.1 Zukunftsfähigkeit und Anforderungen an moderne Ottomotoren	1
1.2 Ziel der Arbeit	5
1.3 Aufbau der Arbeit	6
2 Theoretische Grundlagen	7
2.1 Thermodynamik des Verbrennungsmotors mit Wassereinspritzung	7
2.1.1 Thermodynamik des Brennraums	7
2.1.2 Betriebsstrategie und Abgasnachbehandlung	10
2.2 Wassereinspritzung	11
2.2.1 Wirkungsweise im Motorprozess	11
2.2.2 Thermodynamische Eigenschaften und Verdampfung	14
2.2.3 Funktionale Gestaltung	16
2.2.4 Stand der Technik	18
2.3 Strömungssimulation	23
2.3.1 Grundgleichungen der Strömungsmechanik	23
2.3.2 Statistische Beschreibung turbulenter Strömungen	26
3 Methoden und Prozesse	29
3.1 Methodik dieser Arbeit	29
3.2 Experimentelle Untersuchungen	31
3.2.1 Prüftechnik und Versuchsaufbau	31
3.2.2 Versuchsträger und Randbedingungen der thermodynamischen Untersuchungen .	32
3.2.3 Versuchsträger für die optischen Untersuchungen	33
3.2.4 Optische Verfahren mittels laser-induzierter Fluoreszenz	34
3.2.4.1 Grundlagen	34
3.2.4.2 Eine Methode zur Visualisierung von flüssigem Wasser im Brennraum . .	35

3.2.4.3	Weiterentwicklung zur Visualisierung von flüssigem Kraftstoff und Wasser	40
3.3	Methodik der 3D-Strömungssimulation mit Wassereinspritzung	42
4	Ergebnisse	51
4.1	Thermodynamische Wirkungsweise im Systemvergleich	51
4.1.1	Auswirkungen im motorischen Betrieb	52
4.1.2	Beeinflussung der gasförmigen Abgasemissionen	57
4.1.3	Beeinflussung der festen Abgasemissionen	60
4.2	Ergebnisse der optischen Untersuchungen	63
4.2.1	Validierung des optischen Messverfahrens	63
4.2.2	Optische Analyse der verschiedenen Technologien	65
4.2.2.1	Versuchsprogramm und Randbedingungen	65
4.2.2.2	Charakterisierung der Mischungseinspritzung (DWI)	66
4.2.2.3	Charakterisierung der Saugrohreinspritzung (PWI)	67
4.2.2.4	Charakterisierung der Sammlereinspritzung (CWI)	69
4.2.3	Identifikation relevanter Einflussparameter	71
4.2.3.1	Parameter-Sensitivitäts-Analyse der Mischungseinspritzung	72
4.2.3.2	Parameter-Sensitivitäts-Analyse der Saugrohreinspritzung	79
4.2.3.3	Parameter-Sensitivitäts-Analyse der Sammlereinspritzung	89
4.3	Ergebnisse des Zwei-Tracer-Konzepts	92
4.4	Anwendung der optischen Messtechnik für Vollmotoren	96
4.5	Weiterführende Untersuchungen am favorisierten Konzept	98
4.5.1	Vergleich der Wasser- und Ethanoleinspritzung	98
4.5.2	Einfluss der Mischungseinspritzung auf die Bauteiltemperatur	99
4.6	Validierung der 3D-Simulationsmethodik	100
4.7	Ergebnisse der Strömungssimulation	106
5	Zusammenfassung und Ausblick	115
6	Literaturverzeichnis	119
A	Weiterführende Informationen	129
A.1	Thermodynamischer Systemvergleich	129
A.2	Optische Analyse weiterer Parametervariationen	131
A.2.1	Mischungseinspritzung (DWI)	131
A.2.2	Saugrohreinspritzung (PWI)	135
A.3	Versuchsaufbau der experimentellen Untersuchungen	140
A.4	Injektormodellierung	143
Abbildungsverzeichnis		149
Tabellenverzeichnis		151

Nomenklatur

Abkürzungsverzeichnis

0D	Nulldimensional
1D	Eindimensional
2D	Zweidimensional
3D	Dreidimensional
AMG	Algebraic Multigrid Solver
AVL	Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List (Österreichisches Unternehmen)
BMW	Bayerische Motoren Werke (Deutsche Aktiengesellschaft)
CCD	Charge-coupled Device
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFR	Cooperative Fuel Research (Committee)
CWI	Collector Water Injection
DEI	Direkte Ethanoleinspritzung
DMS	Herstellerbezeichnung Messinstrument
DoE	Design of Experiment
DWI	Direct Water Injection
EG	Europäische Gemeinschaft
EOI	End of Injection
EU	Europäische Union
FTIR	Fourier-Transformations-Infrarotspektrometer
GCAI	Gasoline Combustion Auto-Ignition
GSTB	Biconjugate Gradient Stabilized Method
GT	Gamma Technologies (US-amerikanisches Unternehmen)
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HDEV	Hochdruck-Einspritzventil
HDP	Hochdruckpumpe
INCA	Integrated Calibration and Application (Software)
LiF	Laser-induzierte Fluoreszenz
MAPO	Maximum Amplitude of Pressure Oscillations
MINMOD	Spezielles Differenzenschema

N55	Motorbezeichnung des Herstellers BMW
Nd:YAG	Neodym-dotierter Yttrium-Aluminium-Granat(-Laser)
OT	Oberer Totpunkt
PEI	Saugrohr-Ethanolinspritzung
PISO	Pressure-Implicit with Splitting of Operators
PTU	Programmable Timing Unit
PWI	Port Water Injection
RDE	Real Driving Emissions
ROZ	Research Oktanzahl
SCR	Selective Catalytic Reduction
sDWI	Separate Direct Water Injection
SOI	Start of Injection
TSCI	Thermally Stratified Compression Ignition
UT	Unterer Totpunkt
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VTG	Variable Turbinen-Geometrie
VVT	Variabler Ventiltrieb
WISE	Water Injection Spark Engine
WLTP	Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure

Symbolverzeichnis

Griechische Symbole

Symbol	Bezeichnung	Einheit
α	Spraykeulenwinkel	<i>rad</i>
β	Steigungswinkel	<i>rad</i>
β	Ethanolkonzentration	—
γ	Massen-/Volumenverhältnis Tracerkonzentration	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Γ	Diffusionskoeffizient (Simulation)	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
Γ_n	Diffusionskoeffizient einer Spezies	—
δ	Turbulente Dissipationsrate	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}^3}$
ϵ	Verdichtungsverhältnis	—
ϵ	Dissipation	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}^3}$
ζ	Verhältnis der Geschwindigkeitsskalen	—
ζ	Druckverlustziffer	—
$\zeta_{\text{O}_2,L}$	Massenanteil Sauerstoff in Umgebungsluft	—
ζ_T	Tracerkonzentration	—
η	Dynamische Viskosität	$\frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$
η	Optischer Effizienzfaktor	—
η_e	Effektiver Wirkungsgrad des Motors	—
η_i	Indizierter Wirkungsgrad	—
η_V	Volumetrischer Wirkungsgrad	—
θ	Relative Temperatur	$^\circ\text{C}$
θ_K	Kraftstofftemperatur	$^\circ\text{C}$
θ_{KW}	Kühlwassertemperatur	$^\circ\text{C}$
θ_M	Mischungstemperatur	$^\circ\text{C}$
$\theta_{\text{Öl}}$	Öltemperatur	$^\circ\text{C}$
θ_S	Frischlufitemperatur	$^\circ\text{C}$
θ_W	Wassertemperatur	$^\circ\text{C}$
λ	Verbrennungsluftverhältnis	—
λ	Wellenlänge	<i>m</i>
$\lambda_{BP}^{\rightarrow}$	Transmissionsbereich Bandpassfilter	<i>m</i>
λ_I	Initiale Wellenlänge des Lasers	<i>m</i>
λ_L	Wellenlänge des Lasers	<i>m</i>
$\lambda_{LP}^{\rightarrow}$	Transmissionsbereich Langpassfilter	<i>m</i>
ν_t	Wirbelviskosität	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
ξ	Normierte Einspritzrate	—
ξ_i	Mischungszusammensetzung der Komponente <i>i</i>	—

Nomenklatur

ρ	Dichte	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
ρ_E	Dichte des Tracers Eosin Yellowish	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
ρ_H	Dichte von Heptan	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
ρ_M	Dichte der Kraftstoff-Wasser-Mischung	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
σ	Absorptionsquerschnitt	m^2
σ	Oberflächenspannung	$\frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$
τ	Integrationszeit	s
$\vec{\tau}$	Spannungstensor	$\frac{\text{kg}}{\text{s}^2 \cdot \text{m}}$
ϕ	Kurbelwinkel	$^\circ \text{KW}$
ϕ_{50}	Verbrennungsschwerpunkt	$^\circ \text{KW}$
ϕ_e	Entflammungsdauer	$^\circ \text{KW}$
ϕ_{eoi}	Einspritzende	$^\circ \text{KW}$
ϕ_f	Fluoreszenzquantenausbeute	—
ϕ_I	Variabler Einspritzzeitpunkt	$^\circ \text{KW}$
ϕ_{soi}	Einspritzzeitpunkt	$^\circ \text{KW}$
ϕ_z	Zündwinkel	$^\circ \text{KW}$
ψ	Normierte Tropfengrößenverteilung	—
ω	Winkelgeschwindigkeit	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$

Lateinische Symbole

Symbol	Bezeichnung	Einheit
b_e	Spezifischer Kraftstoffverbrauch	$\frac{\text{g}}{\text{kWh}}$
b_s^W	Streckenbezogener Wasserverbrauch	$\frac{\text{l}}{100 \text{ km}}$
$B_{\mu i}$	Massenübergangszahl	—
c	Lichtgeschwindigkeit	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
c_I	Konzentration an der Oberfläche des Wandfilms	—
c_p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$
c_P	Partikelkonzentration	$\frac{1}{\text{m}^3}$
\bar{c}_P	Normierte Partikelkonzentration	—
c_w	Spezifische Wärmekapazität	$\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2 \cdot \text{K}}$
c_W	Volumenkonzentration des Wassers im Abgas	—
C_μ	Konstante des Turbulenzmodells	—
d	Durchmesser	m
d_{32}	Sauter-Durchmesser	m
d_{ini}	Nomineller Durchmesser	m
d_p	Durchmesser des Partikels	m
d_{RS}	Durchmesser der Injektordüsen	m
d_{ZS}	Durchmesser der Injektordüsen für die Zündstrahlen	m

D	Bohrung	m
$e_{\text{CO}_2}^F$	Flottengrenzwert für Kohlenstoffdioxidemissionen	$\frac{g}{km}$
E_a	Äußere Energie	J
E_i	Energieniveau i	J
E_L	Laserenergie	J
f	Frequenz	$\frac{1}{s}$
f_D	Korrekturfaktor Massenstrom je Düse	—
f_i	Intensitätsverhältnis	—
f_L	Betriebsfrequenz des Lasers	$\frac{1}{s}$
f_P	Pumpfrequenz des Lasers	$\frac{1}{s}$
\mathbf{f}	Vektor der Kräfte am differentiellen Fluidelement	$\frac{N}{m^3}$
\mathbf{f}_t	Turbulenzterm (Vektor)	$\frac{N}{m^3}$
F	Feldvariable	—
F_P	Kraft auf den Partikel	N
F_M	Korrekturfaktor verdampfender Massenstrom	—
\vec{F}_V	Volumenkräfte	N
\vec{F}_O	Oberflächenkräfte	N
g	Erdbeschleunigung	$\frac{m}{s^2}$
h	Kolbenhub	m
h	Planck'sches Wirkungsquantum	$\frac{kg \cdot m^2}{s}$
h_A	Auslassventilhub	m
h_E	Einlassventilhub	m
h_t	Totale Enthalpie	$\frac{m^2}{s^2}$
h_v	Spezifische Verdampfungsenthalpie	$\frac{m^2}{s^2}$
h_V	Ventilhub	m
h_Z	Dicke der wandnahen Grenzschicht	m
i_f	Fluoreszenzintensität	—
i_I	Fluoreszenzintensität Isooktan	—
I_K	Intensität des motorischen Klopfens	—
i_K	Fluoreszenzintensität Realkraftstoff	—
i_n	Normiertes Fluoreszenzintensität	—
\bar{i}_n	Gemittelte, normierte Fluoreszenzintensität je Bild	—
\bar{i}	Zeitlicher Mittelwert der Größe i	—
\tilde{i}	Favre-Mittelung der Größe i	—
J	Impuls	$\frac{kg \cdot m}{s}$
k	Turbulente Kinetische Energie	$\frac{m^2}{s^2}$
K	Impact-Parameter	—
l	Löslichkeit des Tracers	$\frac{kg}{m^3}$
L_P	Pleuellänge	m
L_t	Turbulente Längenskala	—

m	Masse eines Objekts	kg
m_A	Ausströmende Gasmasse aus dem Brennraum	kg
m_B	Brennstoffmasse	kg
m_{BB}	Blow-By-Gasmasse	kg
m_E	Einströmende Gasmasse in den Brennraum	kg
m^g	Verdampfte Masse	kg
m_P	Partikelmasse	kg
\dot{m}_{AGR}	Massenstrom der Abgasrückführung	$\frac{kg}{s}$
\dot{m}_L	Luftmassenstrom	$\frac{kg}{s}$
μ_n	Massenbruch einer Spezies	—
m_W	Wassermasse	kg
m^{WF}	Wandfilmmasse	kg
$m^{WF \rightarrow g}$	Verdampfte Wandfilmmasse	kg
M	Molare Masse	$\frac{kg}{mol}$
M_M	Motordrehmoment	Nm
n	Stoffmenge	mol
n	Drehzahl	$\frac{1}{s}$
n_c	Korrekturfaktor Düsendurchmesser	—
n_D	Anzahl der Düsen pro Injektor	—
n_i	Anzahl der Atome im Energieniveau i	—
p	Statischer Druck	Pa
p_e	Effektiver Mitteldruck	Pa
p_G	Gesamtdruck	Pa
p_i	Indizierter Mitteldruck	Pa
p_{KG}	Statischer Druck im Kurbelgehäuse	Pa
p_K^{VL}	Vorlauf-Kraftstoffdruck	Pa
p_L	Ladedruck	Pa
p_{nV}	Druck nach Verdichter	Pa
p_R	Einspritzdruck Hochdruckinjektor	Pa
p_{Ref}	Referenzdruck bei Injektordurchflussmessung	Pa
p_S	Sättigungsdampfdruck	Pa
p_U	Umgebungsdruck	Pa
p_W	Einspritzdruck Niederdruckeinspritzventile	Pa
p_W^{VL}	Vorlauf-Wasserdruck	Pa
P	Motorleistung	W
P_M	Massenkraftpotential	$\frac{m^2}{s^2}$
q	Molkoeffizient Schwefeldioxid	—
\dot{q}_{AGR}	Spezifischer Wärmestrom durch Abgasrückführung	$\frac{W}{kg}$
q_{stat}	Statischer Durchfluss bei Referenzdruck	$\frac{m^3}{s}$
q_v	Isobare spezifische Wärmezufuhr	$\frac{m^2}{s^2}$

Nomenklatur

Q	Wärmemenge	J
Q_B	Brennstoffwärme	J
Q_W	Verdampfungsarbeit des Wassers	J
Q_{WW}	Wandwärmeverluste	J
r	Quadratische Abweichung	—
r_n	Reaktionsgeschwindigkeit einer Spezies	$\frac{kg}{m^3 \cdot s}$
R	Spezifische Gaskonstante eines Stoffes	$\frac{J}{kg \cdot K}$
Rn	Zufallszahl	—
s_A	Spreizung Auslassventil	rad
Sc	Schmidtzahl	—
s_{DK}	Drosselklappenstellung	—
s_E	Spreizung Einlassventil	rad
Sh	Sherwoodzahl	—
St	Stantonzahl	—
S_{ZTK}	Signalverhältnis	—
t	Physikalische Zeit	s
t_B	Belichtungszeit	s
t_L	Pulsdauer Laserimpuls	s
t_{max}	Maximale Betriebsdauer des optischen Einzylinders	s
T	Absolute Temperatur	K
T_A	Abgastemperatur	K
T_G	Grenztemperatur	K
T_G	Gastemperatur	K
$T_{K,i}$	Temperatur an Kolben (Messstelle i)	K
T_{nV}	Temperatur nach Verdichter	K
T_{Ramp}	Zeitdauer Rampenfunktion	s
T_S	Siedetemperatur	K
T_t	Turbulente Zeitskala	—
T_U	Umgebungstemperatur	K
$T_{W,i}$	Temperatur an Zylinderwand (Messstelle i)	K
u	Spezifische innere Energie	$\frac{J}{kg}$
U	Innere Energie	J
v_0	Einspritzgeschwindigkeit nach Bernoulli	$\frac{m}{s}$
v_{calc}	Nominelle Einströmgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
v_p	Partikelgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
v_{RS}	Einspritzgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
v_{ZS}	Einspritzgeschwindigkeit der Zündstrahlen	$\frac{m}{s}$
\vec{v}	Geschwindigkeitsvektor	$\frac{m}{s}$
\bar{v}	Arithmetisch gemittelte Geschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
$\bar{\vartheta}$	Dichte-gemittelte Geschwindigkeit (nach Favre)	$\frac{m}{s}$

v'	Turbulente Schwankungsgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
v''	Turbulente Schwankungsgeschwindigkeit bei dichtegewichteter Mittelung	$\frac{m}{s}$
V	Volumen	m^3
V_H	Hubraum	m^3
V_K	Kontrollvolumen	m^3
w	Wandparallele Strömungsgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
w_i	Indizierte spezifische Arbeit	$\frac{J}{m^3}$
W	Gasarbeit am Kolben	J
x	Lagekoordinate	m
x	Molkoeffizient Kohlenstoffdioxid	—
x_{RG}	Restgasgehalt	—
\vec{x}	Ortsvektor	m
x_W	Wasserrate / Wasserbeladung	—
y	Molkoeffizient Wasser	—
z	Molkoeffizient Sauerstoff	—
z	Zählvariable	—
z_D	Anzahl der Düsen	—
Z	Realgasfaktor	—

Indizes und Exponenten

A	Auslasskanal	—
E	Einlasskanal	—
E	Eosin	—
g	Aggregatzustand: gasförmig	—
I	Isooktan	—
imp	impinged (auftreffend)	—
K	Kraftstoff	—
l	Aggregatzustand: flüssig	—
L	Luft	—
max	Maximum	—
min	Minimum	—
N	Nilrot	—
opt	optimal	—
RB	Randbedingung	—
st	stöchiometrisch	—
t	turbulent	—
T	Tropfen	—
v	verdampft	—

Nomenklatur

W	Wasser	—
x	in Richtung der Koordinate x	—
y	in Richtung der Koordinate y	—
z	in Richtung der Koordinate z	—
Z	Zylinder	—

Ausgangssituation

Eine der zentralen Fragen der Gesellschaft ist die Mobilität von Morgen. Im Sinne der Motorentwicklung geht es hierbei vielmehr um die Antriebsform von Morgen. Dabei scheint es so, als sei die Elektromobilität der einzig gangbare Weg, wenn zugleich sowohl der Umwelt- und Verbraucherschutz als auch die Emissionsgesetzgebung der Länder erfüllt werden sollen. Dadurch stellt sich zwangsläufig die Frage, inwieweit und ob der Ottomotor in den nächsten Jahrzehnten seine dominante Rolle im Fahrzeugantrieb behalten wird und welchen Beitrag die Wassereinspritzung in Verbindung mit dem Potential synthetischer Kraftstoffe leisten kann. Dazu werden die Randbedingungen der künftigen Mobilität anhand ausgewählter Studien und die sich daraus ergebenden Anforderungen an künftige Motoren vorgestellt. Zudem wird die Wassereinspritzung mit anderen Technologien verglichen und die Forschungsfrage sowie der Aufbau dieser Arbeit konkretisiert.

1.1 Zukunftsfähigkeit und Anforderungen an moderne Ottomotoren

Das Antriebsportfolio künftiger Personenkraftwagen wird diversifizierter ausfallen, wobei die Situation des konventionellen Ottomotors ungewiss ist. Ob und inwieweit sich der Bedarf dieses Antriebs ändert, wird in verschiedenen Mobilitätsstudien zu prognostizieren versucht. Zusätzlich spielen der Umweltschutz, die Emissionsgesetzgebung und die Verfügbarkeit und Qualität von Kraftstoffen eine entscheidende Rolle, um den Anforderungen gerecht zu werden. Die Studie eines Energieversorgers geht davon aus, dass der Verbrennungsmotor auch für die Zeit nach 2040 der dominierende Antrieb für den Personenkraftwagen bleibt und mit einem Anteil von zwei Dritteln alle anderen Systeme deutlich übersteigt. Die Studie geht ferner davon aus, dass sich der Bedarf an Ottokraftstoff aufgrund gesteigerter Effizienz der Motoren und der abnehmenden Zahl von reinen Ottomotor-Fahrzeugen auf etwa 50% reduziert [Stapelberg und Torp, 2018, S. 12]. Insgesamt bleibt jedoch der Bestand an Fahrzeugen bis ins Jahr 2040 stabil bei 47 Millionen Personenkraftwagen. Zudem werden in städtischen Regionen vorwiegend Elektrofahrzeuge die Ottomotor-Fahrzeuge ablösen, wodurch sich deren relativer Anteil auf etwa 39% reduziert. Zudem sieht die Studie die wirksamsten Stellhebel für geringe Kohlenstoffdioxid-Emissionen in alternativen Kraftstoffen und einer Verbesserung der Motoreffizienz in Form geringerer spezifischer Kraftstoffverbräuche. Kongruent dazu prognostiziert

das Forum Elektromobilität für 2030 einen Absatz von verbrennungsmotorischen bzw. hybridisierten Antrieben von 78% und zeigt damit die Wichtigkeit für deren Weiterentwicklung auf [VDMA, 2018, S. 5]. Eine andere Studie kommt zum Ergebnis, dass sich die Elektromobilität bis zum Jahre 2035 deutlich weiterentwickeln und ab dann die dominierende Position im Fahrzeugantrieb einnehmen wird. Gleichwohl erklärt die Studie, dass der Absatz von Verbrennungsmotoren noch bis 2030 steigen und erst ab dann abnehmen wird, wodurch abermals das erhebliche Weiterentwicklungspotential dieser Antriebsform für die weiteren Jahre bekräftigt wird [Pfitzer et al., 2018, S. 4]. Die stetig sinkenden Emissionsgrenzwerte erfordern eine Reduktion der Rohemissionen im Fahrzeug und die Verbesserung von Abgasnachbehandlungssystemen, unter anderem durch mehrstufige Katalysatoren oder zusätzliche Unterbodenkatalysatoren. Außerdem nehmen beispielsweise für die Europäische Union durch die Einführung des neuen Prüfverfahrens WLTP¹ die Drehzahl, die Motorleistung, die Zykluslänge und weitere Charakteristika zu. Die Durchführung realer Straßentests² erweitern zudem die Prüfmöglichkeiten zur Emissionsbilanzierung. Dabei wird das Geschwindigkeitsprofil deutlich hin zu größeren Geschwindigkeiten und damit höheren Motorleistungen verschoben [van Basshuysen und Schäfer, 2017, Kap. 21.6.5, Abb. 21.129]. Da sich zudem die aktuellen Entwicklungen beim Verbrennungsmotor zu immer höheren spezifischen Leistungen und verstärktem Downsizing bewegen und die Motorenpalette für verschiedene Fahrzeugderivate eingesetzt wird, steigt die Wahrscheinlichkeit, im Realbetrieb Kennfeldbereiche mit *Gemischanreicherung* zum Bauteilschutz zu erreichen, Abbildung 1.1 und [Glahn et al., 2018, Kap. 1, Abb. 1, S. 914].

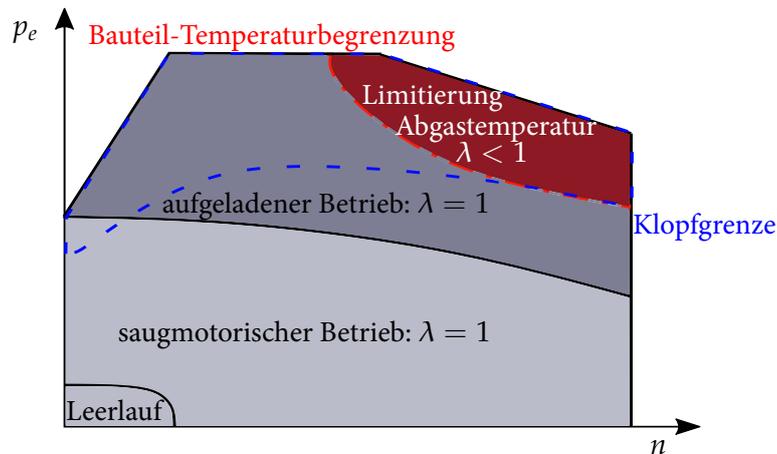


Abbildung 1.1: Die Bereiche klopfender Verbrennung (—) und Vollastanreicherung (rot) im Motorkennfeld nach [Solfrank und Dietz, 2018, Kap. 1].

Gleichzeitig werden die dem Kraftstoffverbrauch proportionalen zulässigen Kohlenstoffdioxid-Emissionen stärker gesetzlich reglementiert. So ist für die EU eine Reduktion von 130 (2013) über 95 (2020) hin zu 68-78 g/km in 2025 angedacht [Verordnung (EG) Nr. 443/2009, Art. 1, 9 & 13] [Verordnung (EU) 2019/631]. Zum Bauteilschutz wird zusätzlicher Kraftstoff eingebracht, um die Abgastemperatur zu senken. Dies führt jedoch gleichzeitig zu erhöhtem Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen. Denn neben der Zertifizie-

¹Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure, Deutsch: weltweit einheitliches Leichtfahrzeuge-Testverfahren.

²Real Driving Emissions (RDE) Tests.

Die Erfüllung eines neuen Derivates spielt künftig auch der Flottenverbrauch eine zentrale Rolle für die Wirtschaftlichkeit eines Automobilproduzenten. Hierbei hat die Europäische Union für das Jahr 2020 einen Grenzwert von $e_{CO_2}^F = 95 \frac{g}{km}$ festgesetzt und in entsprechenden Verordnungen geregelt [Verordnung (EG) Nr. 443/2009, Art. 1 Abs. 3, Art. 9 Abs. 2 a) & b)] [Verordnung (EU) 2019/631, Art. 1(2)]. Um die diskutierten Anforderungen zu erfüllen, müssen künftige Motoren im gesamten Kennfeld stöchiometrisch betrieben und die zunehmende Abgastemperatur über andere Mechanismen gesenkt werden, Abbildung 1.2.

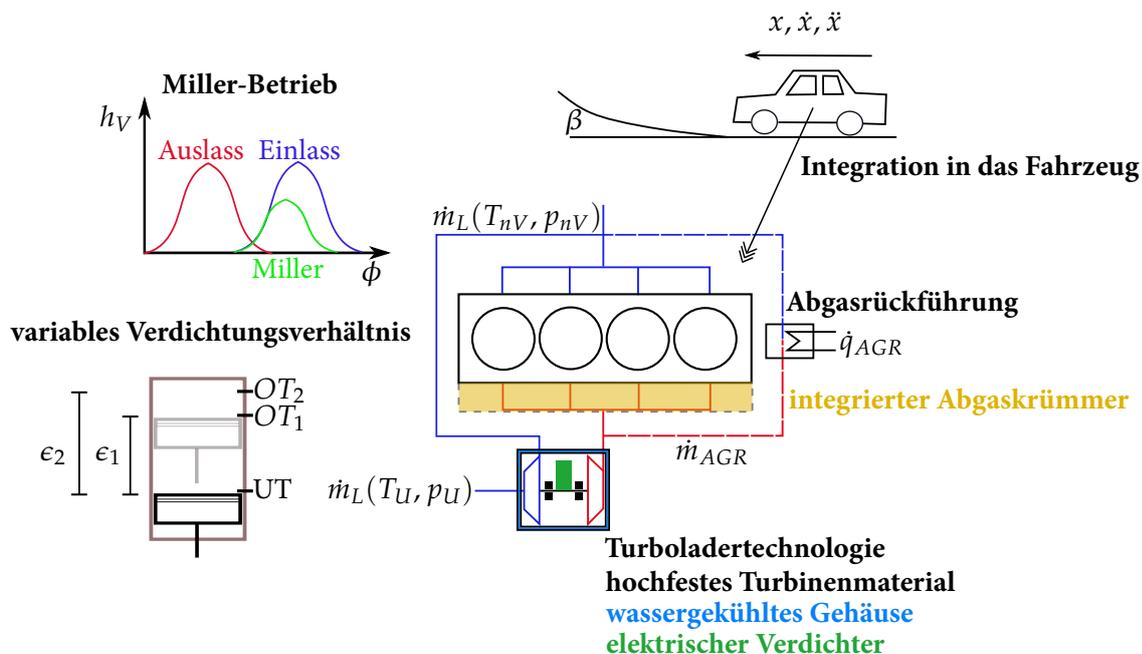


Abbildung 1.2: Konzepte für einen vollständig stöchiometrisch arbeitenden Ottomotor.

Um überall im Kennfeld die Bedingung $\lambda(n, p_e) = 1$ zu erfüllen, unterscheidet man zwischen *aktiven* und *passiven* Systemen. Erstere beeinflussen direkt den Verbrennungsprozess, um die thermische Effizienz zu verbessern und die Abgastemperatur zu reduzieren. Letztere basieren auf dem Prinzip der Abgaswärmenutzung aus dem Abgasmassenstrom gemäß des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik und zielen darauf ab, die Temperatur vor der Turbine zu senken, um somit den Anreicherungsbedarf zu reduzieren. Zur Detaillierung wird auf die Arbeiten von [Kapus et al., 2014, Scharf et al., 2016, Dumböck et al., 2018] und [Glahn et al., 2018] verwiesen.

Passiv: Integrierter Abgaskrümmersystem:

→ Verbesserung der Wärmeabfuhr durch einen umgebenden Wassermantel.

Passiv: Wassergekühltes Turbinengehäuse:

→ Kühlung des Abgasmassenstroms am Turbineneintritt durch einen Wassermantel sowie Senkung der Oberflächentemperatur.

Passiv: Hochtemperaturbeständiges Turbinenmaterial:

→ Verschiebung der zulässigen Bauteilgrenztemperatur durch den Einsatz anderer Werkstoffe³.

Aktiv: Optimierte Motorintegration in das Fahrzeug:

→ Reduktion der Druckverluste in Ansaug- und Abgasluftführung sowie der Ansauglufttemperatur, Reduktion der Pumpleistung sowie des Abgasgegendrucks.

Aktiv: Turboladertechnologie:

→ Nutzung von Turboladern mit variabler Turbinengeometrie (VTG), Effizienzsteigerung der Turbine, Reduktion des Abgasgegendrucks, Freiheitsgrad in der Applikation [Christmann et al., 2019].

Aktiv: Miller-Steuerzeiten:

→ Frühes Einlassschließen, Verdichtung teilweise durch Verdichter mit anschließender Rückkühlung, geringere Verdichtungsendtemperatur und reduzierte Klopfneigung.

Aktiv: Externe, gekühlte Abgasrückführung:

→ Zufuhr von gekühltem Abgas zur Frischluft, Erhöhung der Wärmekapazität der Ladung, niedrigere Verbrennungstemperaturen [Dingelstadt, 2014].

Aktiv: Variables Verdichtungsverhältnis:

→ Betriebspunkt-spezifische Adaption der Verdichtung zur Einstellung optimaler Schwerpunktlagen, somit Reduktion der Abgastemperatur (zeitlicher Energieumsatz) [Sens et al., 2016].

Aktiv: Vorkammerzündung (gespült/ ungespült)

→ Entzündung in einer aktiv (mit Tankentlüftungsgas) gespülten oder passiven (Restgas und Kraftstoff) Vorkammer oberhalb oder seitlich des Hauptbrennraums, Austreten von Freistrahlen durch Löcher, Mehr-Ort-Zündung im Hauptbrennraum, Steigerung der Verbrennungsgeschwindigkeit und Verbesserung des Energieumsatzes [Sens et al., 2018, Bunce et al., 2019].

Aktiv: Wassereinspritzung:

→ Einspritzung von Wasser in den Brennraum, Nutzung der Verdampfungsenthalpie, Reduktion der Gastemperatur, siehe Abschnitt 2.2.

Im Zusammenhang mit zunehmendem Downsizing sind vor allem die spezifischen Leistungszuwächse interessant, die in Tabelle 1.1 angegeben sind.

Tabelle 1.1: Leistungszuwächse verschiedener Technologien bei $\lambda = 1$ -Betrieb nach [Glahn et al., 2018].

Beschreibung	$\frac{\Delta P}{V_H} / \frac{kW}{l}$	Beschreibung	$\frac{\Delta P}{V_H} / \frac{kW}{l}$
Integrierter Abgaskrümmmer	4-8	VTG-Turbolader	6-10
Wassergekühltes Turbinengehäuse	3-5	Miller-Steuerzeiten	0-4
Hochtemperaturfestes Turbinenmaterial	4-8	Externe, gekühlte Abgasrückführung	4-8
Optimierte Motorintegration	2-6	Variables Verdichtungsverhältnis	0-10
Optimierter Single-Scroll Turbolader	2-4	Wassereinspritzung	0-40

³Nickelbasis-Superlegierung Mar-M-246, $T_C = 1050^\circ\text{C}$.

Darin zeigt sich die *Dominanz der Wassereinspritzung*. Kein anderes Konzept vereint stöchiometrischen Betrieb mit so hoher spezifischer Leistung und sinkendem Kraftstoffverbrauch. Die Kombination mehrerer Technologien (beispielsweise Wassereinspritzung und Miller-Betrieb) ermöglicht einen praktisch schadstofffreien Ottomotor. Man spricht dann von Zero Impact Emission [Fraidl et al., 2018]. Infolgedessen soll diese Arbeit einen Beitrag zum detaillierten Verständnis der Wassereinspritzung liefern.

1.2 Ziel der Arbeit

Im industriellen Umfeld wurden bereits zahlreiche Untersuchungen zur Wassereinspritzung an Vollmotoren vorgenommen, wobei hierzu auf Abschnitt 2.2.4 verwiesen wird. Dabei wurde oftmals versucht, die Technologie in bestehende Motorgenerationen zu integrieren. Im Sinne der üblichen Motorentwicklung ist es jedoch zweckdienlich, zuerst Grundlagenuntersuchungen anzustellen und auf deren Erkenntnissen die Integration in die Vollmotoren zu versuchen. In der Literatur findet sich jedoch relativ wenig Grundlagenforschung zu diesem Thema, vermutlich auch, weil eine optische Methode fehlt, um das Wasser und dessen Wechselwirkung im Motorbetrieb zu beobachten.

Dies ist der Grundgedanke dieser Arbeit. Nur mithilfe einer speziell an die Wassereinspritzung und an das Wasser angepassten *optischen Messtechnik* können die Wirkungsweise und die Risiken eines jedes Systems unter verschiedenen Randbedingungen optisch qualifiziert werden. Deswegen werden in einem ersten Schritt verschiedene Wassereinspritzkonzepte thermodynamisch und optisch an speziell dafür konzipierten Einzylinder-Motoren vermessen und daraus die optimale Konfiguration abgeleitet. Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse sowohl zur Messtechnik als auch zur optimalen Konfiguration der Wassereinspritzung kann letztere in einem zweiten Schritt an einem optisch zugänglichen Vollmotor unter realen Betriebsbedingungen analysiert werden. Außerdem ermöglicht dieser Betrieb auch Abschätzungen zu Spezialthemen, die in der Literatur nur wenig berücksichtigt wurden, unter anderem zur Partikelgrößenverteilung. Zudem eröffnet der Vergleich der Einzylinder- mit den Vollmotormessungen eine Abschätzung, inwieweit die Ergebnisse der Parametervariationen am Einzylinder mit dem physikalischen Verhalten des Wassers am Vollmotor vergleichbar sind. Außerdem soll die Messtechnik so erweitert werden, dass eine spektrale Trennung zwischen Wasser- und Kraftstoffpartikeln möglich wird. Mit den gewonnenen Daten wird gezielt die *Virtualisierung* in der Fahrzeugentwicklung vorangetrieben. Durch Vergleich der Messdaten ist es möglich, eine numerische Strömungssimulation zur Zylinderinnenströmung bei Wassereinspritzung zu validieren. Dies ermöglicht den gezielten Einsatz für Parameteroptimierung, Sprayauslegung oder allgemein, um Fragestellungen ohne den Einsatz von Prototypen in guter Näherung zu beantworten. Auf Basis der Validierung der Simulation mit den Erkenntnissen des optischen Einzylinders kann auch die Übertragbarkeit in der Simulation von Vollmotoren überprüft werden.

Zusammengefasst ermöglicht diese Arbeit die Charakterisierung verschiedener Wassereinspritztechnologien, zeigt die Entwicklung zweier optischer Messtechniken auf und erreicht durch die Dualität aus Versuch und Simulation eine validierte Methodenentwicklung zur Stärkung der Virtualisierung in der Motorentwicklung. Die darauf aufbauende Methodik der Arbeit ist in Abschnitt 3.1 zu finden.

1.3 Aufbau der Arbeit

In Kapitel 1 wurden die Beweggründe zum stöchiometrischen Ottomotor diskutiert und Alternativen zur Wassereinspritzung vorgestellt. Der Bezug zur Verschärfung der Emissionsgrenzwerte in der Europäischen Union sowie Studien zur Mobilität der Zukunft geben einen Rundumblick in der Fahrzeug- und Antriebstechnik und unterstreichen die Notwendigkeit zur Weiterentwicklung der Ottomotoren.

Kapitel 2 beinhaltet die theoretischen Grundlagen dieser Arbeit. Dabei werden in Abschnitt 2.1 kurz die thermodynamischen Zusammenhänge dargestellt. Zentrales Element bildet die Vorstellung, Konzeption und Analyse der potentiellen Systeme für eine Wassereinspritzung am Ottomotor sowie die grundlegenden Zusammenhänge für Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen, siehe Abschnitt 2.2. Zudem werden in Abschnitt 2.3 die Grundlagen der numerischen Strömungssimulation skizziert.

Die Methoden und Prozesse, die in dieser Arbeit Anwendung finden, werden in Kapitel 3 dargestellt. Einen Überblick über die Methodik gibt Abschnitt 3.1. Darauf aufbauend werden in Abschnitt 3.2 die experimentellen Aufbauten erklärt, wozu auch die beiden entwickelten optischen Messtechniken gehören. In Abschnitt 3.3 werden die numerischen Methoden und Funktionen für die Simulation dargestellt. Hier stehen die Definition der korrekten Randbedingungen und die Geometrieaufbereitung sowie die Spraymodellierung im Fokus.

Die Ergebnisse der Untersuchungen sind in Kapitel 4 gezeigt. Abschnitt 4.1 gibt einen Überblick über die thermodynamischen Untersuchungen des Systemvergleichs unterschiedlicher Wassereinspritzkonzepte. Ferner werden Veränderungen im Abgas detailliert aufgezeigt. In Abschnitt 4.2 werden die Ergebnisse der optischen Untersuchungen am Einzylinder-Forschungsmotor aufgezeigt. Neben der Charakterisierung jedes Systems werden auch Parametervariationen durchgeführt, anhand derer das Verdampfungsverhalten des Wassers bilanziert wird. Neben diesen Ergebnissen wird die weiterentwickelte Messtechnik auf ihre Validität überprüft, Abschnitt 4.3. Die Anwendung bei optisch zugänglichen Vollmotoren wird in Abschnitt 4.4 gezeigt. Detaillierte Untersuchungen am favorisierten System runden die experimentellen Erkenntnisse in Abschnitt 4.5 ab. Mit den gewonnenen Messdaten ist es möglich, die 3D-CFD-Simulation zu verifizieren, siehe Abschnitt 4.6. Weitere Erkenntnisse aus der Simulation sind in Abschnitt 4.7 zusammengefasst.

Kapitel 5 fasst die Kernaussagen der Arbeit zusammen, beschreibt die Herausforderungen bei der kommerziellen Umsetzung der Technologie und gibt einen Ausblick auf die aktuell verfolgten Systeme zur Sicherstellung des stöchiometrischen Betriebs.

Theoretische Grundlagen

In diesem Bereich werden die thermodynamischen Grundlagen moderner Ottomotoren eingeführt. Dazu wird die Motorthermodynamik mit Wassereinspritzung in Abschnitt 2.1 mathematisch definiert. Abschnitt 2.2 zeigt darauf aufbauend die Wirkungsweise des Wassers, die funktionale Gestaltung und den Stand der Technik auf. Die Grundlagen zur numerischen Strömungssimulation runden die theoretischen Grundlagen dieser Arbeit ab, siehe Abschnitt 2.3.

2.1 Thermodynamik des Verbrennungsmotors mit Wassereinspritzung

In Abschnitt 2.1.1 werden die theoretischen Grundlagen zur Thermodynamik des Verbrennungsmotors geschildert. Diese umfassen neben einer mathematischen Beschreibung des Brennraums auch eine energetische Bilanzierung des Systems mit dem Ziel, die durch Wassereinspritzung bewirkten Ladungs- und Motorkühlungseffekte abzubilden. Zusätzlich wird in Abschnitt 2.1.2 die Betriebsstrategie und die Abgasreinigung eines Ottomotors mit Wassereinspritzung vorgestellt.

2.1.1 Thermodynamik des Brennraums

Der Brennraum stellt das zentrale Element eines Verbrennungsmotors dar, weil hier chemisch gebundene Energie des Kraftstoffs durch eine technische Verbrennung in mechanische Energie gewandelt wird. Dabei wird ein Zwischenschritt benötigt, sodass die chemische Energie in einem ersten Schritt das Arbeitsgas erwärmt und in einem nachgelagerten Schritt die Gasarbeit am Kolben zu einer mechanischen Leistung führt. Bei diesen Energiewandlungsschritten im Brennraum stellt dieser ein instationäres, offenes System dar. Dabei lassen sich die komplexen Teilprozesse thermodynamisch wie folgt klassifizieren:

- **Stofftransport:** Über die Systemgrenzen, Abbildung 2.1, werden die einströmende dm_E und ausströmende dm_A Gasmasse, die Blow-By-Masse dm_{BB} sowie bei direkteinspritzenden Motoren die Brennstoffmasse dm_B und die Wassermasse dm_W je Arbeitsspiel transportiert.

gemeinen über die Durchflussgleichung bestimmt werden kann. Der Energieerhaltungssatz, auch 1. Hauptsatz der Thermodynamik genannt, definiert das Energiegleichgewicht während des Arbeitsspiels und kann partiell nach dem Kurbelwinkel abgeleitet werden, Gleichung (2.2).

$$\begin{aligned} \frac{dU}{dt} &= \dot{W} + \dot{Q} + \dot{E}_E - \dot{E}_A \\ \frac{dU}{dt} &= -\frac{pdV}{d\phi} + \frac{dQ_B}{d\phi} - \frac{dQ_{WW}}{d\phi} + \frac{dQ_W}{d\phi} + h_E \frac{dm_E}{d\phi} - h_A \frac{dm_A}{d\phi} - h_A \frac{dm_{BB}}{d\phi} \end{aligned} \quad (2.2)$$

Der 1. Hauptsatz definiert die Änderung der Systemenergie dU/dt aus verschiedenen Anteilen. Die am Kolben verrichtete technische Arbeit pdV stellt die Volumenänderungsarbeit eines geschlossenen Systems dar, die Wärmemengen dQ_B und dQ_{WW} stellen in Summe den Heizverlauf dar, der sich additiv aus der durch den Brennstoff freigesetzten Wärme und der vom System abgegebenen Wandwärmeverluste zusammensetzt¹. Das verdampfende Wasser $dQ_W/d\phi$ muss hierbei ebenfalls berücksichtigt werden. Der *Impulserhaltungssatz* besagt, dass die zeitliche Änderung des Produkts aus Partikelmasse m_P und Partikelgeschwindigkeit v_P im Gleichgewicht mit den angreifenden Kräften am Partikel stehen muss, also:

$$\frac{dJ}{dt} = \frac{d(m_P v_P)}{dt} = F_P \quad (2.3)$$

Zusätzlich zu den bekannten Erhaltungssätzen für Masse, Impuls und Energie wird zur Beschreibung der Gasdynamik bzw. der Eigenschaften des Arbeitsgases die thermische Zustandsgleichung für ideale Gase benutzt. Dabei handelt es sich zwar um eine Vereinfachung, da bei hohen statischen Drücken der ideale Zustand des Gases durch den Realgasfaktor $Z(p, T)$ in Gleichung (2.4) berücksichtigt werden muss. Jedoch sind die Abweichungen in der Ergebnisqualität so gering, dass diese Feinheit in der theoretischen wie auch numerischen Betrachtung keine Anwendung findet. Die ideale Gasgleichung

$$pV = mRT \quad (2.4)$$

wird für die Beschreibung eines Arbeitsspiels nach dem Kurbelwinkel differenziert, Gleichung (2.5).

$$\begin{aligned} \frac{d}{d\phi}(pV) &= \frac{d}{d\phi}(mRT) \\ p \frac{dV}{d\phi} + V \frac{dp}{d\phi} &= mR \frac{dT}{d\phi} + mT \frac{dR}{d\phi} + RT \frac{dm}{d\phi} \end{aligned} \quad (2.5)$$

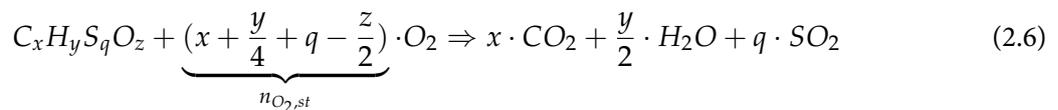
Mit den Gleichungen (2.1), (2.2) und (2.5) wird der Brennraum vollständig beschrieben. Für eine korrekte Modellierung sollte versucht werden, mit möglichst wenig Unbekannten die drei Differentialgleichungen zu beschreiben. Da es sich bei diesem Differentialgleichungssystem um ein Anfangswertproblem handelt, müssen zur eindeutigen Lösbarkeit an einem bestimmten Zeitpunkt alle Prozessgrößen definiert werden, wozu üblicherweise der Zustand „Auslass öffnet“ (Strömungsverhältnisse und Gaszusammensetzung näherungsweise bekannt) herangezogen wird.

¹Der Konvention für die Beschreibung thermodynamischer Prozesse folgend definiert ein positives Vorzeichen Energieströme in das System, ein negatives Vorzeichen hingegen über die Systemgrenzen hinaus transportierte Energien.

2.1.2 Betriebsstrategie und Abgasnachbehandlung

Die modernen direkteinspritzenden Ottomotoren werden, wie in Abbildung 1.1 skizziert, in den meisten Bereichen stöchiometrisch ($\lambda = 1$) betrieben. Ausnahmen sind die Vollastanreicherung (in rot dargestellt) zur Sicherung der thermischen Festigkeit der im Abgaspfad verbauten Bauteile Turbine und Drei-Wege-Katalysator sowie Motoren, die in der unteren Teillast im Schichtbetrieb arbeiten. Die Wassereinspritzung stellt einen Lambda-1-Betrieb unter allen Randbedingungen sicher, weshalb der Katalysator jederzeit die Schadstoffe konvertiert.

Für einen Kraftstoff der Zusammensetzung $C_xH_yS_qO_z$ ergibt sich bei vollständiger Verbrennung die chemische Reaktionsgleichung zu



In der Reaktionsgleichung (2.6) beschreiben x , y , q & z die Molkoeffizienten des Kraftstoffs. Die stöchiometrische Mindestluftmenge ergibt sich aus der nötigen Sauerstoffmenge der Reaktion unter Berücksichtigung des Massenanteils von Sauerstoff in der Luft $\zeta_{O_2,L}$, Gleichung (2.7).

$$L_{st} = \frac{1}{\zeta_{O_2,L}} \cdot \frac{m_{O_2,st}}{m_K} = \frac{1}{\zeta_{O_2,L}} \cdot \frac{M_{O_2}}{M_K} \cdot \frac{n_{O_2,st}}{n_K} \quad (2.7)$$

In Gleichung (2.7) beschreiben die Molmassen des Sauerstoffs und des Brennstoffs sowie deren Stoffmengenverhältnis aus der Reaktionsgleichung (2.6) die mindestens notwendige Luftmenge. Die Beziehung kann noch folgendermaßen vereinfacht werden:

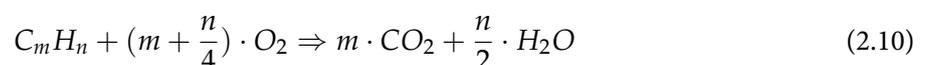
$$n_{O_2,st} = x + \frac{y}{4} + q - \frac{z}{2} \text{ und } n_K = 1 \quad (2.8)$$

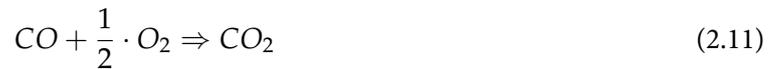
Zuletzt muss für die Beschreibung der Wassereinspritzung auch die Wasserrate x_W , also das Verhältnis von Wassermasse zu Kraftstoffmasse im Zylinder bestimmt werden, Gleichung (2.9).

$$x_W = \frac{m_W}{m_K} \quad (2.9)$$

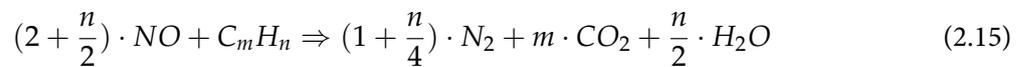
Mit den Gleichungen (2.1) bis (2.9) sind die wesentlichen Kenngrößen für diese Arbeit kurz beschrieben. Eine erweiterte Darstellung findet sich unter Anderem in [van Basshuysen und Schäfer, 2015, Kap. 3, S. 14-25] und [Merker et al., 2012, Kap. 2.4, S. 25-32].

Bei den Schadstoffen, die sich durch eine unvollständige bzw. unvollkommene Verbrennung ergeben, handelt es sich vorwiegend um unverbrannte Kohlenwasserstoffverbindungen C_xH_y , Kohlenmonoxid CO und Stickoxid-Verbindungen (vorwiegend NO , NO_2 und deren Sammelbegriff NO_x). Für die Abgasreinigung ist bei Ottomotoren üblicherweise ein Drei-Wege-Katalysator verbaut, der die Kohlenwasserstoffverbindungen und das Kohlenmonoxid oxidiert und die Stickoxide reduziert, was aus chemischer Sichtweise eine Redoxreaktion darstellt. Die Oxidation von HC und CO wird über die Elementar-Reaktionsgleichungen (2.10) bis (2.12) beschrieben:





Die Reduktion der Stickstoffverbindungen beschreiben die Reaktionsgleichungen (2.13) bis (2.15), die hier vereinfachend nur für NO vorgestellt werden. Für die Reduktion von NO_2 gelten die selben Mechanismen.



Im Katalysator laufen die Oxidation und Reduktion simultan ab, sofern die Verbrennung stöchiometrisch ist. Betrachtet man die Konversionsraten der Einzelreaktionen in [van Basshuysen und Schäfer, 2015, Kap. 21.5.2.1, S. 836], so fällt auf, dass alle Maxima der Konversionsraten in einem kleinen Fenster um den Zustand $\lambda = 1$ liegen, dem Lambda-Fenster. Die Lambda-Regelung im Fahrzeug stellt einen ständigen Wechsel von unter- und überstöchiometrischem Gemisch unter Beachtung der Speichermöglichkeit des Katalysators sicher. Die Wassereinspritzung sichert somit speziell an der Vollast die Arbeitsfähigkeit des Drei-Wege-Katalysators und ermöglicht eine stetige Reduzierung der Abgasemissionen. Weitere Einzelheiten zur Regelung und den katalytischen Eigenschaften werden in [van Basshuysen und Schäfer, 2015, Kap. 21.5.2, S. 836ff.] oder [Merker et al., 2012, Kap. 11.3.2, S. 486ff.] gezeigt.

2.2 Wassereinspritzung

Bei Vollast müssen Motoren hinsichtlich der Klopfneigung und der Abgastemperatur begrenzt werden. Dazu wird mehr Kraftstoff als für die Leistungsdarstellung nötig eingespritzt (Bauteilschutz, Anreicherung), der zusätzlich verdampft und damit latent Wärme aufnimmt, die das Gemisch kühlt und in Summe zu geringeren Verbrennungsendtemperaturen führt. Zusätzlich erhöht sich der Polytropenexponent, der vorwiegend in der Expansion zu niedrigeren Abgastemperaturen führt. Da diese Betriebsstrategie jedoch für Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen von Nachteil ist, siehe Abschnitt 2.1.2, wird an einer Alternative geforscht. Die Wassereinspritzung ersetzt die Anreicherung, weswegen nun deren Wirkungsweise und Nutzen, deren technische Umsetzung und der Stand der Technik analysiert werden.

2.2.1 Wirkungsweise im Motorprozess

Die Wassereinspritzung ist in der Lage, die Effizienz des Motors im gesamten Kennfeld zu verbessern. An der Vollast ermöglicht sie zum einen die Reduzierung des Anreicherungsbedarfs und eine Verschiebung

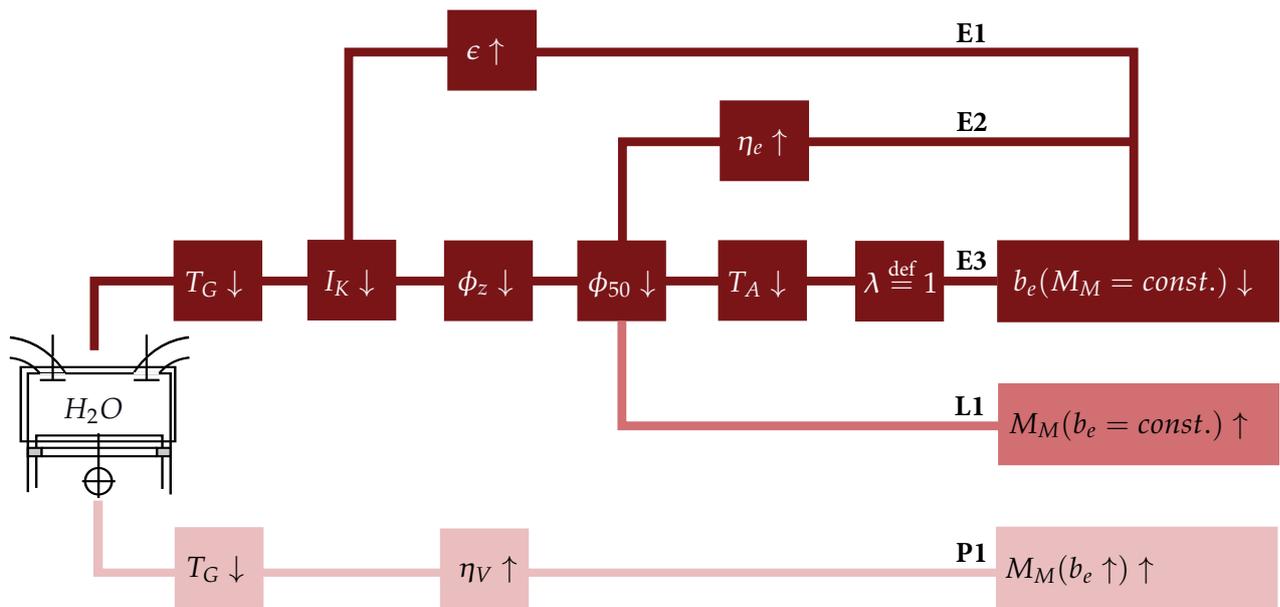


Abbildung 2.2: Wirkprinzipien der Wassereinspritzung am Ottomotor nach [Pauer et al., 2016, Kap. 2 & 3, S. 20ff.] und [Hermann et al., 2017, Kap. 3, S. 403].

der Verbrennungsschwerpunktlage hin zu günstigeren Bereichen und zum anderen eine Erhöhung der spezifischen Leistung. In der Teillast ermöglicht sie eine Verbrauchs- und Emissionsreduktion. Die Grundidee besteht darin, Wasser zusätzlich zu Luft und Kraftstoff in den Brennraum einzuspritzen und dessen Verdampfungsenthalpie bei der Änderung des Aggregatzustandes von flüssig zu gasförmig für die Kühlung des Gemisches (T_G) zu verwenden. Diese Kühlung kann, wie bereits beschrieben, eine unterschiedliche Zielsetzung verfolgen, die in Abbildung 2.2 skizziert ist. Der Phasenwechsel des Wassers führt zu einer latenten Wärmeaufnahme durch die Verdampfung, was das Gemisch effektiv kühlt und damit die Tendenz für klopfende Verbrennung (I_K) senkt. Der Einsatz des Wassers ermöglicht damit zum einen höhere geometrische Verdichtungsverhältnisse (Wirkung **E1**²) und zum anderen eine frühere Zündung des Gemischs (ϕ_Z), was sich positiv auf die Leistung des Aggregats und den Kraftstoffverbrauch auswirkt. Die frühere Zündung führt automatisch zu einer früheren und damit effektiveren Verbrennungsschwerpunktlage (ϕ_{50}), die die Energieumsetzung im Brennraum (η_e) verbessert und in Summe zu geringerem Kraftstoffverbrauch bei konstanter Last führt (Wirkung **E2**). Darüber hinaus führt die verbesserte Schwerpunktlage auch zu geringeren Abgastemperaturen (T_A) und reduziert den Bedarf an Gemichanreicherung, die somit zu einem geringen spezifischen Kraftstoffverbrauch führt (Wirkung **E3**). Alternativ führt die verbesserte Schwerpunktlage zu einer Steigerung der Motorleistung und des effektiven Drehmoments bei konstantem Verbrauch (Wirkung **L1**). Die bis jetzt beschriebenen Effekte verfolgen alle den Effizienzansatz der Wassereinspritzung. Man kann die Wassereinspritzung jedoch auch - wie aus Formel 1 und Ralley-Sport bekannt - zur Leistungssteigerung verwenden, also einen Leistungs- bzw. Performanceansatz verfolgen [Götzl, 2003]. Durch die geringere Temperatur ist die Luftdichte und somit die Füllung höher, wobei das Nutzvolumen durch

²Die Benennung der Wirkungen erfolgt nach den Prinzipien Effizienz, Leistungssteigerung und Performanceverbesserung.

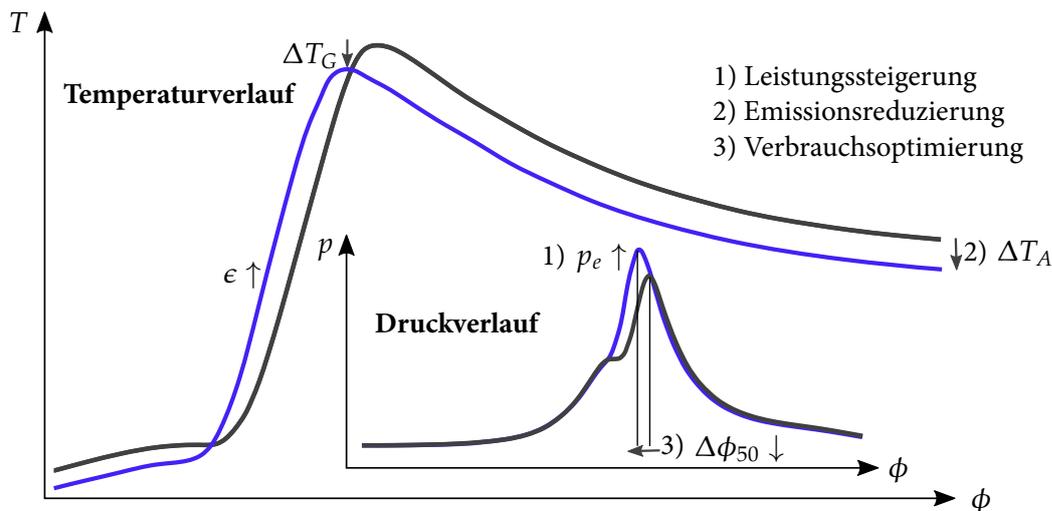


Abbildung 2.3: Beeinflussung des Druck- und Temperaturverlaufs des motorischen Arbeitsprozesses durch Wassereinspritzung (blau markiert), qualitativ nach [Durst et al., 2017, Kap. 2.1, Abb. 1] und erweitert.

das verdampfte Wasser reduziert wird, sodass sich in Summe ein geringer Effekt zeigt. Außerdem nimmt dadurch die Verdichterarbeit ab, womit mehr Leistung zur Verfügung steht. Ferner kann ein leistungsoptimales Luftverhältnis ($\lambda \approx 0,92$) eingestellt werden, wobei dies ohne Wassereinspritzung deutlich niedriger ($\lambda \approx 0,85$) liegen müsste. Außerdem kann damit bei gleichem Verbrennungsluftverhältnis mehr Kraftstoff eingespritzt und eine höhere Leistung generiert werden (Wirkung **P1**). Neben der applikativen Beschreibung im Sinne der realen Anwendung am Motor kann die Wirkungsweise auch gezielt an den thermodynamischen Zustandsgrößen während des motorischen Arbeitsprozesses analysiert werden, Abbildung 2.3. In schwarz ist dabei ein Volllast-Betriebspunkt ohne Wassereinspritzung mit Gemischanreicherung qualitativ dargestellt. Farblich ist der gleiche Betriebspunkt mit Wasser dargestellt. Im Temperaturverlauf zeigt sich eine deutliche Reduktion der Gastemperatur, wobei diese während der Verbrennung aufgrund der günstigeren Schwerpunktlage früher ansteigt. Speziell die maximale Gastemperatur, die maßgeblich für die thermische Stickoxidbildung ist, wird wirkungsvoll reduziert. Die Temperaturabsenkung setzt sich ferner bis zum Auslass öffnen fort, sodass die Abgas-Abkühlung niedriger ist und somit das primäre Ziel der Wassereinspritzung erreicht wird. Eine verschleppte (späte) Verbrennung wird wirkungsvoll nach früh verschoben, sodass einerseits höhere indizierte Wirkungsgrade oder höhere Motorleistungen (Fläche unter dem Druckverlauf) erzielt werden. Neben den beschriebenen, direkt mit dem Motorprozess verbundenen Effekten ermöglicht die Wassereinspritzung weitere Potentiale für einen stöchiometrischen Ottomotor. Die verringerte Abgas-Abkühlung ermöglicht den Einsatz von VTG-Turboladern (siehe Abschnitt 1.1) sowie den Einsatz von Turboladern mit geringeren Grenztemperaturen, was Kostenvorteile mit sich bringt. Außerdem kann sie in Märkten mit Schlechtkraftstoffen zur Vermeidung von Vorentflammungen, Erhöhung der Verdichtung und Verbesserung des Low-End-Torque verwendet werden [Pauer et al., 2016, Kap. 2. S. 21].

2.2.2 Thermodynamische Eigenschaften und Verdampfung

Im folgenden Abschnitt werden die Grundlagen der thermophysikalischen Umwandlungsprozesse des Wassers während des motorischen Arbeitsspiels erarbeitet. Dabei ist vor allem der Verdampfungsprozess nach der Einbringung des Wassers über verschiedene Wege, siehe Abschnitt 2.2.3, sowie die damit verbundene Energieaufnahme zur effektiven Gemischkühlung interessant. Im Hinblick auf eine möglichst hohe Temperaturabsenkung sowohl für die Spitzen- als auch für die Expansionsendtemperatur bietet die Wassereinspritzung eine Reihe von Vorteilen, die vorwiegend in den Verdampfungseigenschaften und der Wärmekapazität begründet sind, Tabelle 2.1.

Tabelle 2.1: Stoffeigenschaften von Wasser und Kraftstoff im Normzustand nach [VDI, 2013, Abs. D2.1, S. 175ff.] und [Pischinger et al., 1989, S. 475ff.].

		Wasser	Kraftstoff
Siedetemperatur	T_S / K	373,15	303,15 – 463,15
Sättigungsdampfdruck	p_S / bar	$\approx 0,02$	$\approx 0,6 - 0,8$
Spezifische Wärmekapazität	$c_p / \frac{kJ}{kg \cdot K}$	$\approx 4,19$	$\approx 2,1 - 2,2$
Verdampfungsenthalpie	$h_v / \frac{kJ}{kg}$	≈ 2450	$\approx 400 - 450$

Der Vergleich der Stoffwerte aus Tabelle 2.1 zeigt die Unterschiede der beiden Fluide in Bezug auf eine möglichst hohe Wärmeaufnahme und damit Kühlungswirkung des Gemischs auf. Die spezifische Wärmekapazität zeigt die mögliche Wärme- bzw. Energieaufnahme pro Masse des Fluids, die für Wasser deutlich größer ist. Zudem besitzt Wasser eine fünffach höhere effektive Verdampfungsenthalpie als Kraftstoff, was bedeutet, dass pro Masse Wasser mehr Energie aufgenommen und damit der Umgebung entzogen werden muss, um den Wechsel in den gasförmigen Aggregatzustand zu ermöglichen. Bei allen genannten Größen ist die Temperaturabhängigkeit explizit zu berücksichtigen, Abbildung 2.4. Die relevanten thermodynamischen Größen der beiden Fluide werden in einem Temperaturbereich angezeigt, der für die Verdampfung während des Kompressionshubs von Bedeutung ist. Zusätzlich wirkt sich eine niedrige Temperatur am Verdampfungsbeginn positiv auf die zu erreichende Temperaturabsenkung aus. Betrachtet man den Sättigungsdampfdruck, so zeigt sich bis etwa $\theta = 100^\circ C$ eine schnellere Verdampfung des Kraftstoffs, darüber verdampft das Wasser schneller. Dies ist hinsichtlich Wandkontakt und unmittelbarer Sprayverdampfung interessant. Zudem besitzt Wasser eine größere Dichte und dreimal so hohe Oberflächenspannung, was den Tropfenzerfall verzögert. Außerdem spielt die hohe spezifische Wärmekapazität des Wassers eine große Rolle, wenn es um die Wirkung als Inertgas oder um die aufgenommene Energie während der Verdampfung geht, wobei der Effekt im Realbetrieb wegen der applikativ begrenzten Wasserrate nicht vollumfänglich genutzt werden kann [Vacca et al., 2019]. Für Wasser existiert in einem geschlossenen thermodynamischen System ein Gleichgewicht, wenn die Produktions- und Diffusionsraten von flüssiger und gasförmiger (Nassdampf-) Phase gleich groß sind, wobei sich hier in Abhängigkeit der Temperatur ein definierter Druck, der Sättigungsdampfdruck, einstellt. Anhand dieser charakteristischen Stoffeigenschaft wird im Folgenden der Verdampfungsprozess detailliert. Um eine definierte Masse flüssigen Wassers zu verdampfen, muss dies

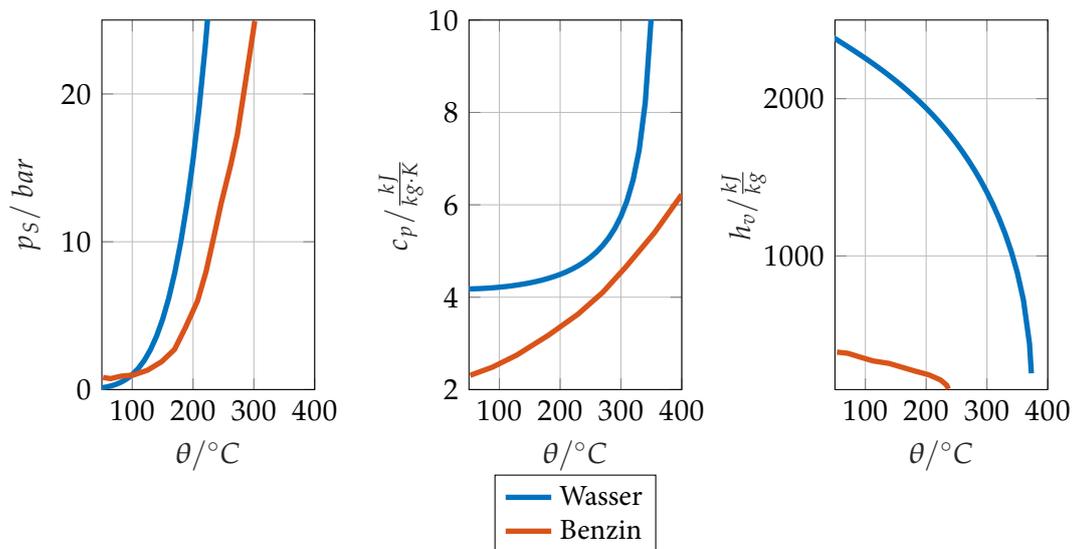


Abbildung 2.4: Temperaturabhängigkeit einiger Stoffwerte von Wasser und Benzin nach [Vacca et al., 2019, S.3, Abb. 2] und [VDI, 2013, Abs. D2.1, S. 175ff.].

zunächst auf die Siedetemperatur aufgeheizt und danach verdampft werden, womit die Verdampfungsenthalpie aufgewendet wird, die einer zuzuführenden, isbaren Wärmemenge Δq_v gleichzusetzen ist:

$$\Delta q_h = c_w \cdot \Delta T \quad (2.16)$$

$$\Delta q_v = \Delta u + p\Delta v + \underbrace{v\Delta p}_{\rightarrow 0} = \Delta h_v \quad (2.17)$$

Während der Verdampfung nimmt das Volumen des gasförmigen (g) Fluids zu, die Volumenänderungsarbeit wird verrichtet:

$$p \cdot (v_g - v_l) = p \cdot \Delta v \quad (2.18)$$

Zusammen entsprechen die Energien aus den Gleichungen (2.16) und (2.17) den abgeführten Wärmemengen zur Gemischkühlung. Die spezifische Verdampfungsenthalpie hängt im Wesentlichen von der Absoluttemperatur ab und ist für zahlreiche Fluide tabelliert, siehe dazu [Baehr und Stephan, 2016, Hopp, 2016] und [Langeheinecke et al., 2017]. Neben dieser wärmetechnischen Betrachtung muss zwischen den zwei Formen des Verdampfens unterschieden werden: *Verdunsten* und *Sieden* [Herwig und Moschallski, 2019, Kap. 7.4]. Eine Flüssigkeit siedet, wenn die Siedetemperatur T_S erreicht bzw. überschritten wird, sodass genügend Energie für den Phasenwechsel zugeführt wird [Herwig und Moschallski, 2019, Kap. 7.4, S. 124]. Dies ist ein schneller Vorgang, bei dem insbesondere durch die Blasenbildung im Inneren des Fluids Masse vom flüssigen und den gasförmigen Aggregatzustand überführt und damit seine Dichte verringert wird. Sofern der Druck konstant bleibt, bleibt auch die Temperatur während des gesamten Siedens konstant, wodurch sämtliche zugeführte Wärme in den Phasenübergang investiert wird und damit schnell und effektiv eine Kühlungswirkung hervorgerufen wird. Der Siedeprozess ist hochgradig komplex, weswegen man auf

Basis der Wandüberhitzung zwischen verschiedenen Formen unterscheidet: Filmsieden, Blasensieden und dem stillen Sieden [Herwig und Moschallski, 2019, Kap. 7.4, S. 125].

Verdunstet ein Stoff, so wechselt dieser ebenfalls in den gasförmigen Aggregatzustand, jedoch erreicht er während des Vorgangs nicht seine Siedetemperatur. Verdunstung ist nur solange möglich, bis die Gasphase über der Flüssigkeit noch nicht mit Dampf gesättigt ist. Befindet man sich in erster Näherung in einem quasistationären Zustand zu einem bestimmten Zeitpunkt während des motorischen Arbeitsspiels im thermodynamischen Gleichgewicht, so entspricht der Partialdruck dem Sättigungsdampfdruck des verdunstenden Fluids. Verdunstung kann also nur solange erfolgen, bis der Partialdruck gleich dem Sättigungsdampfdruck ist und somit genügend flüssiges Wasser gemäß der Maxwell-Boltzmann-Geschwindigkeitsverteilung in den gasförmigen Zustand übergegangen ist. Dies ist ein langsamer Vorgang, der nur funktioniert, solange die Flüssigphase stabil ist. Erreicht der Partial-/Dampfdruck jedoch den Gesamtdruck oder übersteigt diesen, tritt Sieden auf. Insofern ist Verdunstung nur möglich, wenn ein stofffremdes weiteres Gas, üblicherweise Luft, vorhanden und nicht gesättigt ist. Zur Beurteilung, welche Form des Verdampfens vorliegt, ist die Kenntnis des Phasendiagramms für Wasser sowie des Verlaufs des Sättigungsdampfdrucks von entscheidender Bedeutung, die in der einschlägigen Literatur zu finden sind.

2.2.3 Funktionale Gestaltung

Im Folgenden werden unterschiedliche Konzepte zur Einbringung des Wassers in den Motor vorgestellt, Abbildung 2.5. Ebenso werden deren Charakteristika, Chancen und Risiken für den Einsatz in Personenkraftwagen diskutiert.

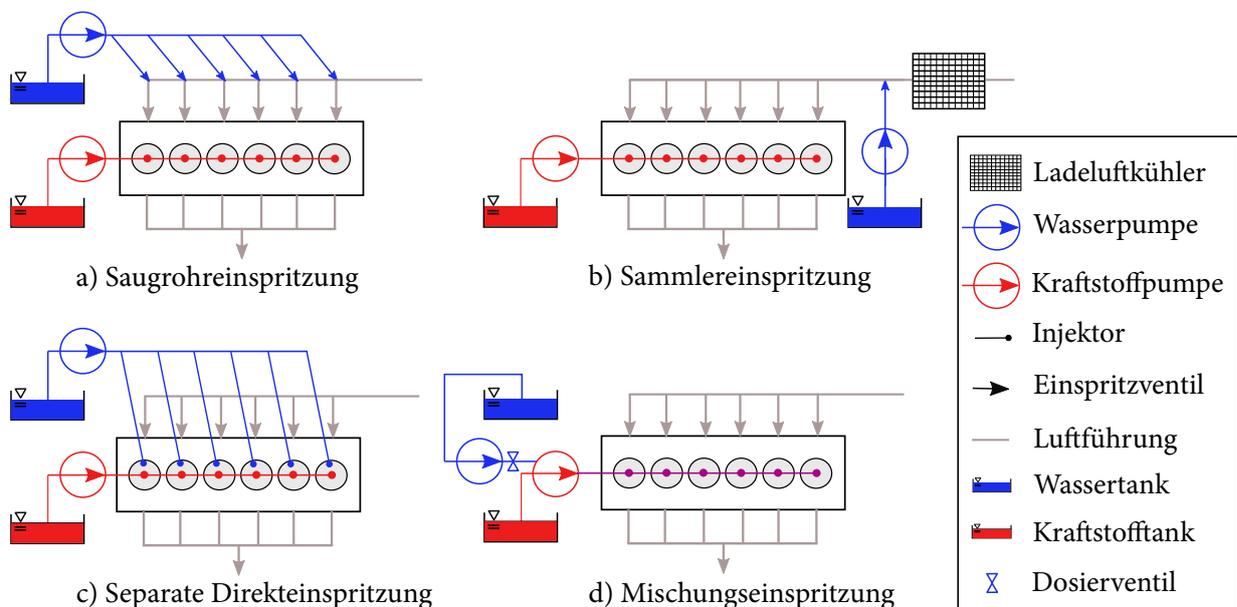


Abbildung 2.5: Überblick der verfügbaren Einspritzsysteme für Wasser.

Saugrohreinspritzung (PWI, *engl.* Port Water Injection, vgl. Abbildung 2.5a)

Über eine separate Wasserpumpe (meist eine Niederdruckpumpe mit Betriebsdruck $p_W \approx 5 - 10 \text{ bar}$) werden die Wasserinjektoren versorgt. Dabei ist für jeden Zylinder ein separater Injektor im Saugrohr / Einlasskanal vorgesehen, der je nach Spraygeometrie, Einspritzstrategie (Einspritzbeginn, Mehrfacheinspritzung,...) und den physikalischen Eigenschaften (Druck und Temperatur) das Wasser freigibt. In Abhängigkeit der beschriebenen Freiheitsgrade verdampft das Wasser im Einlasskanal oder gelangt flüssig in den Brennraum. Vorteile hat das System in der einfachen Realisierung, dem geringen Systemdruck, der den Einsatz einer elektrischen Wasserpumpe ermöglicht und der Verwendung eines Niederdruckeinspritzventils je Zylinder. Zudem kann eine Absicherung gegen Frost integriert und die Auswirkungen korrosiver Effekte auf wenige Bauteile reduziert werden [Pauer et al., 2016, Kap. 3, S. 22].

Sammlereinspritzung (CWI, *engl.* Collector Water Injection, vgl. Abbildung 2.5b)

Hier wird das Wasser mit einem zentralen Injektor direkt der Ansaugluft nach dem Ladeluftkühler zugeführt, wodurch es weitestgehend verdampft und somit die Temperatur der Frischluft reduziert und deren Dichte anhebt (siehe ideale Gasgleichung (2.4)). Dadurch kann der Massenstrom in den Brennraum (ausgedrückt durch den Liefergrad) erhöht und wegen der Temperaturabsenkung auch umgesetzt werden [Durst et al., 2017, Kap. 3, S. 69]. Der größte Vorteil des Systems ist eine sehr einfache Handhabung und Integration in den Ansaugtrakt. Nachteilig sind im Vergleich mit der Saugrohr- oder Mischungseinspritzung der höhere Wasserverbrauch, die größere Abhängigkeit von Umgebungsbedingungen und die Verdrängung der Frischluft durch den Wasserdampf. Bei konstantem Ladedruck steigt dessen Partialdruck und die Steigerung der Luftdichte wird erschwert. Im Sinne der Erhöhung der Luftdichte ist der Betrieb nur bis zur Sättigungsgrenze der Ansaugluft sinnvoll. Für die weitere Absenkung der Gastemperatur muss jedoch auch flüssiges Wasser den Brennraum erreichen.

Separate Direkteinspritzung (sDWI, *engl.* separate Direct Water Injection, vgl. Abbildung 2.5c)

Neben dem zentralen Kraftstoffinjektor ist meist seitlich ein weiterer Hochdruckinjektor für die Beimischung von Wasser in den Zylinderkopf integriert. Das Konzept ermöglicht die größten Freiheitsgrade in der Gestaltung und Applikation, erfordert aber im Gegenzug den höchsten Aufwand für den Einsatz im Fahrzeug. Ebenso müssen für die hohen Einspritzdrücke Hochdruckeinspritzventile, eine Wasser-Hochdruckpumpe und entsprechende Verbindungsleitungen verwendet, entwickelt und gegen Korrosion abgesichert werden. Zudem muss die Injektorspitze oberhalb der Grenztemperatur gekühlt werden, da die Verbrennung sonst zu einer thermischen Schädigung des Injektors führt [Durst et al., 2017, Kap. 3, S. 70]. Dies erhöht jedoch den Wasserverbrauch. Auch muss bei leerem Wassertank die Motorleistung begrenzt werden, damit die hohen Verbrennungstemperaturen den Injektor nicht schädigen oder aber über den Wasser-Hochdruckinjektor ebenfalls Kraftstoff eingespritzt werden. Nicht zuletzt sprechen die hohe Komplexität und die geometrischen und funktionalen Änderungen gegen den Einsatz dieses Systems.

Mischungseinspritzung (DWI, *engl.* Direct Water Injection, vgl. Abbildung 2.5d)

Das Wasser wird mit dem Kraftstoff in der Hochdruckpumpe vermischt und gelangt anschließend über eine Zuleitung in das Kraftstoff-Rail. Von dort aus wird die Mischung über die Hochdruckinjektoren für jeden Zylinder in den Brennraum eingeleitet. Da Wasser in Benzin nicht löslich ist, wäre für eine Emulsion ein Emulgator erforderlich. Durch ein kleineres Volumen des Einspritzsystems und einer Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit kann die Phasentrennung vermieden und auf einen Emulgator verzichtet werden [Durst et al., 2017, Kap. 3, S. 70]. Dieses Konzept ermöglicht zahlreiche freie Parameter, jedoch erfolgt die Einspritzung immer parallel mit dem Kraftstoff. Trotzdem ergeben sich einige Risiken, vor allem ein hoher Applikationsaufwand im Instationärbetrieb sowie eine funktionale Absicherung gegen Frost und Korrosion.

Die beiden erst genannten Konzepte ermöglichen eine Reduzierung der Ansauglufttemperatur im Ansaugtrakt und damit eine Verringerung der Ladungswechselverluste sowie die Verbesserung der Ladeluftkühlung. Zudem ermöglichen alle Konzepte eine Abnahme der Gastemperatur sowohl für die Ansaugluft als auch für das verbrannte Gemisch, die durch verringerte Verbrennungsspitzen Temperaturen erreicht werden. Alle Systeme bewirken eine Verschiebung der Klopfgrenze und damit eine frühere Verbrennung sowie eine längere Expansionsphase [Durst et al., 2017, Kap. 3, S. 70]. Dadurch sinkt die Abgastemperatur und die Anreicherung zum Bauteilschutz kann entfallen.

2.2.4 Stand der Technik

Die Wassereinspritzung ist keine neue Erfindung zur Verbesserung der Motoreffizienz, erste Veröffentlichungen gehen auf ZINNER zurück [Zinner und Pauer, 1940]. Anwendung fand die Wassereinspritzung auch während des Zweiten Weltkrieges bei Flugmotoren [Gersdorff et al., 2007]. Die immer strengeren gesetzlichen Anforderungen an die Motorenentwicklung verfolgen den stöchiometrischen Betrieb im gesamten Kennfeld, weswegen verstärkt industrielle Forschung betrieben wird, siehe unter anderem die Beiträge von [Durst et al., 2015, Thewes et al., 2015, Thewes et al., 2016, Durst et al., 2017, Hermann et al., 2017, Glahn et al., 2018]. Dabei zeigen sich Schwerpunkte in folgenden Bereichen:

1. Wirkungsweise im motorischen Arbeitsprozess,
2. Technische Umsetzung, Chancen und Risiken im Kundenbetrieb,
3. Systemvergleich verschiedener Technologien,
4. Messtechnische Verfahren und
5. Simulationstechniken zur Optimierung und Virtualisierung.

In [Zinner und Pauer, 1940] wurden die thermodynamischen Grundlagen analytisch hergeleitet. Es zeigt sich, dass die Veränderungen der Teil-Wirkungsgrade maßgeblich vom Verdampfungszeitpunkt abhängen. Es wird eine Einspritzung in die heißen Restgase im Zylinder empfohlen, sodass die Verdampfung bei Verdichtungsbeginn möglichst beendet sein soll. Dies spiegelt - nebenbei bemerkt - nicht mehr die

heutige Handhabung des Systems wider. Die Reduktion motorischen Klopfens durch Wassereinspritzung und die analoge Erhöhung der Oktanzahl zeigte LANZAFAME auf. Beim untersuchten CFR-Motor konnte trotz Erhöhung des (volumetrischen) Verdichtungsverhältnisses durch eine Wasser-Kanaleinspritzung die Oktanzahl von ROZ70 auf ROZ93 erhöht werden. Die Verbesserung der Oktanzahl zeigt dabei eine fast lineare Abhängigkeit mit dem eingespritzten Wasser. Eine Reduktion der Stickoxid-Emissionen sowie eine Zunahme der Konzentration der unverbrannten Kohlenwasserstoff-Emissionen wurden ebenso festgestellt [Lanzafame, 1999]. DAGGETT *et al.* zeigten, dass der Einsatz einer Wassereinspritzung bei Flugzeugantrieben bereits unter einem anderen Gesichtspunkt untersucht wurde: der Verbesserung des Schubs durch die Triebwerke. Zusätzlich stellten sie in ihrer Studie fest, dass damit die Stickoxid-Emissionen wirkungsvoll durch die Reduktion der Einlasstemperatur in den Brennraum abgesenkt werden konnten [Daggett et al., 2004]. Bei Schiffsantrieben wird das System vorwiegend zur Reduktion von Ruß eingesetzt. Bei der dortigen Applikation zeigt sich, dass bereits mit Wasserraten von 40% die Partikelmasse als auch deren Anzahl um etwa 80 bzw. 93% reduziert werden können [Israel und Fischer, 2014]. THEWES *et al.* untersuchten in einer detaillierten experimentellen Studie das Potential der Wassereinspritzung bei hochverdichtenden Ottomotoren ($\epsilon_{max} = 14,7$) mit dem Ziel, Potentiale hinsichtlich Kraftstoffverbrauch als auch Kombinationsmöglichkeiten mit anderen Systemen, wie Abgasrückführung oder der Anwendung von Miller-Steuerzeiten, zu evaluieren. Dabei zeigt sich, dass bei optimaler Motorkonfiguration die Kombination von Wasser, Miller-Steuerzeiten und gekühlter Abgasrückführung einen effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch von $b_e = 197 \frac{g}{kWh}$ ermöglicht [Thewes et al., 2016, Kap. 4.1, S. 361]. Verfolgt man diesen Effizienz-Ansatz der Wassereinspritzung, Abschnitt 2.2.1, ergibt sich eine Vergrößerung des Kennfeldbereichs mit minimalem Kraftstoffverbrauch hin zu niedrigeren Drehzahlen als auch höheren Motorlasten. Positive Einflüsse wie die Reduktion des Druckgradienten $\frac{dp}{d\phi}$ hinsichtlich GCAI (Gasoline Combustion Auto-Ignition) bis $p_i = 10 \text{ bar}$ werden diskutiert sowie Perspektiven aufgezeigt, wie dieses System in künftigen hybridisierten Antrieben angewendet werden kann [Thewes et al., 2016, Kap. 4.2, S. 365ff.]. Zusätzlich zeigt die Studie die Grenzen des Systems hinsichtlich Zündbarkeit des Gemischs als auch Wasserverbrauch im realen Kundenbetrieb durch Simulationsrechnungen auf, wobei der streckenbezogene Wasserbedarf dabei mehr als $b_s^W = 3 \frac{l}{100 km}$ betragen kann [Thewes et al., 2016, Kap. 5, S. 372]. Verbrauchsvorteile von bis zu 12% bezüglich des indizierten Kraftstoffverbrauchs werden bei einer Wasserrate von 20% bei TORNATORE *et al.* vorgestellt. Zusätzlich wird dort bei konstanter Wasserrate und unterschiedlichen Drehzahlen nahe der motorischen Vollast die Zündung verstellt, sodass die Zustände zwischen den Grenzen optimaler Schwerpunkt- und Motorklopfen erforscht werden. Sehr wirkungsvoll konnten die Turbineneintrittstemperatur sowie die Emissionen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen (Basis: angereicherter Betrieb) abgesenkt werden [Tornatore et al., 2017, S. 5]. Zusätzlich wurde festgestellt, dass das Verbrennungsgeräusch wirksam abgesenkt werden konnte [Tornatore et al., 2017, S. 7]. Ein Überblick über die chemischen Grundlagen bei Wassereinspritzung zur Steuerung der Verbrennung wurden zusätzlich von DRYER zusammengefasst [Dryer, 1977]. Insgesamt wurde gezeigt, dass sich die Wirkungsweise der Wassereinspritzung nicht nur in den thermodynamischen Eigenschaften des Motorbetriebs äußert. Weitere positive Wirkungen wurden bereits hinsichtlich Emissionierung, Kombination mit ottomotorischer Selbstzündung und hohen Verdichtungsverhältnissen festgestellt.

Neben dem Wirkmechanismus eines Systems spielt vor allem die Integration in das Fahrzeug eine wesentliche Rolle. Für die Integration einer Mischungseinspritzung an einem Ottomotor geben BÖHM *et al.* eine Übersicht an. Zusätzlich werden Anforderungen und Lösungen für den Instationärbetrieb, die Regelung und die Diagnosefähigkeit aufgezeigt [Böhm et al., 2016b]. Zum Schutz vor Frost sehen die Autoren beispielsweise ein Absperrventil vor, ein Dosierventil regelt die Zugabe des Wassers zum Kraftstoff in der Hochdruckpumpe und über einen Volumenteiler im Common Rail wird das Totvolumen reduziert, um im Instationärbetrieb schnell das noch im Rail vorhandene Wasser zu verbrauchen. Zusätzlich wird ein Regelungskonzept vorgestellt [Böhm et al., 2016b, S. 42, Bild 6]. Problematisch ist jedoch der Bauraum für einen genügend großen Wassertank, der vom Kunden nicht zu oft befüllt werden muss. Deswegen gibt es Untersuchungen, ob und wie man Wasser während des Fahrbetriebs gewinnen kann. BÖHM *et al.* zeigen hierzu verschiedene Konzepte: Wassergewinnung durch Kondensat aus der Klimaanlage oder Abgas und Wassergewinnung aus Oberflächenwasser, unter anderem bei Regen. Das Kondensat der Klimaanlage ist eine einfache Form der Wassergewinnung, hier wird der Verdampfer der Klimaanlage mit dem Tank verbunden und das Kondensat in den Tank eingeleitet. Jedoch hängt die Ergiebigkeit des Systems stark von den Umgebungsbedingungen ab und man muss durch einen großen Tank sicherstellen, dass auch im Winter ohne nennenswerte Kondensatproduktion ausreichend Wasser zur Verfügung steht. Die Autoren zeigen, dass das Abgas die ergiebigste Wasserquelle mit einem Volumenanteil an dampfförmigem Wasser von 13% bei stöchiometrischem Betrieb ist. Dazu ist aber ein Abgaskühler erforderlich, der das Abgas auf unter 50°C für eine ausreichend hohe Kondensatrate abkühlt. Problematisch stellt sich hinsichtlich der hohen abzuführenden Wärmemenge der Betrieb bei höheren Motorlasten dar, sodass die Wassergewinnung nur in der Teillast möglich ist. Bei der Nutzung von Oberflächenwasser muss durch entsprechende Filter und Kammern ausgeschlossen sein, dass chemisch verunreinigtes Wasser undefinierter Qualität benutzt wird und eine Gefährdung der Komponenten des Einspritzsystems vermieden wird. Zudem stellen die Autoren eine Mindestqualität des Wassers fest, um Schäden am Einspritzsystem zu vermeiden (vorwiegend durch Kalkablagerungen). Je nach eingesetztem System ist eine Betriebsstrategie erforderlich, die anhand von Sensoren für Füllstand, Temperatur und Qualität (pH-Wert) eine ordnungsgemäße Funktion sicherstellt [Böhm et al., 2016a]. Ein detailliertes Konzept zur Abgaskondensation und Integration im Fahrzeug stellen FRANZKE *et al.* dar [Franzke et al., 2019]. Dabei wird die Funktion über zwei Kühlstufen, eine Hoch- und eine Niedertemperaturkühlstufe, realisiert. Zusätzlich sind weitere Komponenten wie ein Kondensatsammler und eine -pumpe erforderlich. Durch Untersuchungen stellen die Autoren fest, dass bei Nutzung des Effizienzansatzes bei hoher Leistungsdichte ($> 130 \frac{kW}{l}$) und Anhebung der Verdichtung der Wasserverbrauch ansteigt, jedoch in Summe kleiner als die Produktion durch Abgaskondensation wäre. Diesbezüglich funktioniert das System autark, die Kundenakzeptanz steige und ein Nachfüllen des Wassertanks sei nicht mehr erforderlich [Franzke et al., 2019]. KÄPPNER *et al.* komplettieren die eigenen und bisher diskutierten theoretischen und experimentellen Untersuchungen mit einer Methode, die Kondensation im Abgassystem mittels fundamentaler Gleichungen zum Wärme- und Massentransport und der Abgaszusammensetzung zu berechnen [Käppner et al., 2017, Kap. 3.3, S. 13ff.]. Eine gänzlich andere Sichtweise auf die Wassereinspritzung wird bei CANTIANI *et al.* gezeigt. Dort wird diese nicht zur Reduktion der Anfettung, sondern zur Steigerung der Motoreffizienz benutzt. Sie verfolgen das Ziel, mit einer Einspritzung nach dem oberen Totpunkt bei $\phi = 35 \dots 50^\circ$ die mechanische Arbeit des Aggregats zu erhöhen

und zeigen, dass bei $x_W = 7$ und $T_W = 700$ K die Effizienz um 10,8% gesteigert wird. Folgerichtig wird mit deren Sichtweise nicht die Spitztemperatur, sehr wohl jedoch die Abgastemperatur abgesenkt sowie mechanische Arbeit gewonnen, was sie durch die Simulation mit einem 0D-Modell (WISE = Water Injection Spark Engine) belegen [Cantiani et al., 2019]. Betrachtungen zur Verbesserung der Konversionsraten des Drei-Wege-Katalysators sind bei [Khatri et al., 2019] zu finden. Potentiale der spezifischen Motorleistung von bis zu $p_e = 200 \frac{kW}{l}$ und $\lambda = 1$ sind bei [Kapus et al., 2019] gelistet. Wassereinspritzung gilt auch als ein Enabler für die Einführung der TSCI (Thermally Stratified Compression Ignition)-Verbrennung zur erweiterten Regelung des Temperaturgradienten im Brennraum. In der Forschung von RAHIMI BOLDAJI *et al.* wird unter anderem gezeigt, dass damit äquivalente Wirkungsgrade wie beim HCCI-Verfahren erzielt und diese zusätzlich mit niedrigeren Stickoxidemissionen durch Temperaturabsenkung kombiniert werden [Rahimi Boldaji et al., 2018]. Es zeigt sich, dass die Wassereinspritzung durchaus Chancen für neue Brennverfahren, höhere Wirkungsgrade und Leistungssteigerung bietet. Zusätzlich werden bereits mehrfach Systeme und Simulationen entworfen, um einen autarken Betrieb durch Onboard-Wassergewinnung zu ermöglichen.

Eine zentrale Frage ist die Gestaltung des Wassereinspritzsystems. Hierbei gibt es unterschiedliche Konzepte, Abschnitt 2.2.3, mit spezifischen Vor- und Nachteilen. Insofern wird ein Vergleich der Systeme für die motorische Anwendung gerne in der Literatur diskutiert. DURST *et al.* zeigten am Betriebspunkt ($n = 5000 \text{ min}^{-1}$, $p_i = 24 \text{ bar}$), dass bei gleicher Referenz mit $\lambda = 0,94$ die Mischungseinspritzung am wenigsten Wasser für den stöchiometrischen Betrieb benötigt, gefolgt von der separaten Hochdruckeinspritzung und der Saugrohreinspritzung. Zusätzlich bietet die Mischungseinspritzung auch den größten Verbrauchsvorteil, wobei der Unterschied zu den konkurrierenden Systemen etwa 2%-Punkte beträgt [Durst et al., 2015, Kap. 7, S. 451f.]. Im Optimalfall mit 40% Wasser konnte mit der Mischungseinspritzung die Verbrennungsschwerpunktlage im Vergleich zur separaten Hochdruckeinspritzung und der Saugrohreinspritzung um drei respektive um vier Grad Kurbelwinkel früher gestellt werden. Zusätzlich konnte der Partikelstrom um etwa 85% reduziert werden, wobei der Druckgradient und der Maximaldruck im Zylinder höher lagen als bei den anderen Konzepten [Durst et al., 2015, Kap. 7, S. 452f.]. Betrachtungen zu den Potentialen der Mischungseinspritzung an verschiedenen Betriebspunkten finden sich zudem in [Durst et al., 2017, Kap. 2.2, S. 66ff.]. PAUER *et al.* untersuchten schwerpunktmäßig eine Saugrohreinspritzung. Je näher das Einspritzventil am Einlassventil sitzt, desto geringer ist der Wasserverbrauch. Zudem lässt sich durch eine Adaption des Sprayprofils nochmals der Wandkontakt und somit die Wasserrate reduzieren. Beim untersuchten Betriebspunkt ($n = 5000 \text{ min}^{-1}$, $p_i = 20 \text{ bar}$) konnte mit Bezug auf eine Einspritzung in den Luftsammler mit nächstmöglicher Einbaulage und Sprayadaption eine Reduktion der Wasserrate um über 55% erzielt werden [Pauer et al., 2016, Kap. 4.1.1, S. 24]. Zusätzlich zeigen die Autoren, dass durch Wassereinspritzung das Verdichtungsverhältnis um zwei Einheiten angehoben werden kann, womit die Kohlenstoffdioxid-Emissionen im WLTP um bis zu 4% reduziert werden [Pauer et al., 2016, Kap. 4.1.2, S. 26]. HERMANN *et al.* führten einen umfassenden Systemvergleich zwischen fünf Technologien durch. Durch Analysen an unterschiedlichen Betriebspunkten und Wasserraten stellten sie stöchiometrischen Betrieb an einem 1,6l-Ottomotor von Opel dar, dessen spezifische Leistung zusätzlich von 92 auf $125 \frac{kW}{l}$ gesteigert wurde. Im Sinne der thermodynamischen Wirksamkeit (Gemischaufbereitung, Verdampfung, thermische Effizienz und Wasserverbrauch)

ist die Mischungseinspritzung mit deutlichem Abstand vorne. Bezüglich des Instationärverhaltens, des Integrationsaufwands und der Kosten sehen die Autoren das System als Schlusslicht. Das am einfachsten zu realisierende System mit akzeptablen thermodynamischen Eigenschaften, aber erhöhtem Wasserverbrauch sei die Saugrohreinspritzung und sei damit der Favorit [Hermann et al., 2017, Hermann et al., 2018]. Zu ähnlichen Erkenntnissen kommen HELMICH *et al.* bei der Analyse verschiedener Einspritzkonzepte im Stationärbetrieb. Dabei wird die Saugrohreinspritzung als guter Kompromiss zwischen thermodynamischem Potential und technischer Umsetzung favorisiert. Zusätzlich zeigen die Autoren den Einfluss verschiedener Hochdruckinjektoren auf die Temperaturabsenkung und den Spitzendruck auf. In Abhängigkeit der Wasserrate ergibt sich bei der Mischungseinspritzung über den zentralen Hochdruckinjektor die größte Temperaturabsenkung, gefolgt von der Wassereinspritzung über einen zweiten Hochdruckinjektor und einen zweiten Niederdruckinjektor. In umgekehrter Reihenfolge erhöhen diese Varianten auch den Spitzendruck [Helmich et al., 2019, Kap. 4.4, S. 42ff.].

Zum Aufbau eines detaillierten Wirkverständnisses werden häufig optische Messungen an Motoren durchgeführt. Damit lassen sich nicht-invasiv Phänomene wie Wandkontakt, Fluid-Struktur-Interaktion, Fluidströmung und dergleichen analysieren und somit Rückschlüsse auf die Versuchsergebnisse ziehen. Bei Verbrennungsmotoren werden mehrere Messverfahren verwandt: High-Speed-Endoskop-Messungen, Messungen der Konzentration mittels laserinduzierter Fluoreszenz, thermische Messungen mit Infrarotkameras. Für die Wassereinspritzung sind bislang wenige optische Messverfahren etabliert, ausgenommen von High-Speed-Messungen, siehe [Altenschmidt et al., 2019, Bild 12, S. 57] oder [Hermann et al., 2018, Bild 20, S. 314]. Jedoch wurden bereits Untersuchungen zur Analyse einer Wasser-Kraftstoff-Emulsion und hinsichtlich deren Verbrennung durchgeführt [Lasheras, 1979, Kadota und Yamasaki, 2002, Sazonov et al., 2019]. Eine Methode zur Visualisierung flüssigen Wassers auf Basis der laserinduzierten Fluoreszenz findet sich in [Koeogl et al., 2020]. Damit lassen sich die genannten innermotorischen Vorgänge bei Wassereinspritzung erstmals qualitativ visualisieren und ermöglichen die detaillierte Analyse und Optimierung im realen Betrieb, womit die Charakterisierung im Rahmen dieser Arbeit erfolgt, siehe Abschnitt 3.2.4.2. Zudem wird das Messverfahren um die spektrale Trennung zwischen Wasser- und Kraftstofftropfen erweitert, Abschnitt 3.2.4.3.

Zur Steigerung des Erkenntnisgewinns und der zunehmenden Virtualisierung spielt die Simulation eine zunehmende Rolle in der Motorentwicklung, weswegen auch für den Kontext der Wassereinspritzung neuartige Simulationsverfahren entworfen wurden, die im Folgenden kurz skizziert werden. HELMICH *et al.* zeigt dabei ein 0D-Modell, mit dem der Verdampfungsprozess reproduziert werden soll [Helmich et al., 2019, Kap. 5, S. 44ff.]. Eine analytische Methode zur Berechnung der Verdampfung und der motorischen Auswirkungen findet sich bei [Iyer, 2017]. Modellierungen zur Wassereinspritzung finden sich auch in kommerziellen 1D-Simulationsprogrammen zur Arbeitsprozessrechnung wie GT-Power. Dazu sei auf die Arbeit von BOROWSKI und GHAZAL verwiesen [Borowski und Ghazal, 2019]. Ferner versuchen diverse Autoren, die Wassereinspritzung im Rahmen der 3D-CFD-Simulation zu berechnen und zu verstehen. Simulationsrechnungen zur Darstellung eines Systemvergleichs finden sich unter anderem bei [Falfari et al., 2018]. Darin wird gezeigt, dass ein Wandkontakt des Wassers zu vermeiden ist. Bei der Saugrohreinspritzung wird empfohlen, das Einspritztiming so zu wählen, dass die Verdampfung im Zylinder stattfindet (Ab-

kühlpotential). Dreidimensionale Analysen der Wasserkonzentration zum Zündzeitpunkt finden sich bei [Vacca et al., 2019]. Der Einfluss verschiedener Einspritzvarianten wird gegenübergestellt, wobei die direkte Einspritzung im Sinne der thermodynamischen Effizienz und des Wandkontakts von Vorteil ist. Speziell bei den 3D-CFD-Untersuchungen wird angenommen, dass sie die Realität abbilden, jedoch ist keine Simulationsmethodik validiert. Dies wird in dieser Arbeit versucht, Abschnitt 4.6.

2.3 Strömungssimulation

Der motorische Arbeitsprozess wird von Strömungsphänomenen überlagert, deren Kenntnis für die moderne Motorentwicklung essentiell sind. Die numerische Strömungssimulation eröffnet die Möglichkeit, die Zylinderinnenströmung während des gesamten Arbeitsspiels zu berechnen und die innermotorischen Vorgänge detailliert zu verstehen. Damit ist die CFD-Simulation ein wichtiges Werkzeug im Entwicklungsprozess geworden, dessen Grundzüge im Folgenden vorgestellt werden. Als Erstes werden die Grundgleichungen für kompressible, instationäre und reaktive Strömungen in Abschnitt 2.3.1 erarbeitet. Im Anschluss wird in Abschnitt 2.3.2 die statistische Beschreibung elementarer Strömungsgrößen und die Turbulenzmodellierung erarbeitet. Die theoretischen Grundlagen werden in Abschnitt 3.3 für die Formulierung geeigneter numerischer Beschreibungen, insbesondere für die Diskretisierung, Berechnungsalgorithmen und Randbedingungen komplettiert.

2.3.1 Grundgleichungen der Strömungsmechanik

Zur Analyse einer Strömung muss diese hinsichtlich der physikalischen und chemischen Erhaltungsgrößen Masse, Impuls, Energie und Spezies mathematisch so formuliert werden, dass diese Differentialgleichungssysteme mit numerischen Methoden approximiert werden können. Die Vorgänge im Einlasskanal, im Brennraum und im Auslasskanal sind von hochgradig instationären, dreidimensionalen und wirbelbehafteten Strömungsphänomenen geprägt, für deren Modellierung vor allem Turbulenz und Wärmeübergang an den Wänden sowie dessen thermische Grenzschicht beachtet werden müssen. Strömungen werden im Wesentlichen von den physikalischen Stoffgrößen des Fluids (Dichte, Wärmeleitfähigkeit, Viskosität,...), den kinematischen Randbedingungen (Ort, Geschwindigkeit, Beschleunigung,...), den dynamischen Eigenschaften der Strömung (statischer Druck, Reibung, Impuls) sowie den thermodynamischen Einwirkungen bestimmt [Pischinger et al., 2002, Kap. 1.5, S. 16f.]. Zur exakten Spezifikation eines Strömungszustands (Strömungsfelds) müssen die physikalischen Feldgrößen skalarer oder vektorieller Natur bestmöglich bestimmt werden. Im Rahmen der Motorsimulation verwendet man dazu meist die Euler'sche, also raumfeste Betrachtungsweise, die man als Momentaufnahme der Zustände im Strömungsfeld definieren kann. Üblicherweise werden die Simulationen instationär berechnet, weswegen die zeitliche Änderung einer Feldgröße von Interesse ist, die in *Euler'scher Beschreibung* durch das totale Differential in Gleichung (2.19) für die Feldvariable $F(\vec{x}, t)$ gegeben ist.

$$\frac{DF(\vec{x}, t)}{Dt} = \frac{\partial F}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial \vec{x}} \cdot \frac{d\vec{x}}{dt} = \frac{\partial F}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla F \quad (2.19)$$

Die Transportgleichung (2.19) setzt sich aus der zeitlichen (instationären oder auch lokalen) und der örtlichen (konvektiven) Änderung der Feldgröße additiv zusammen, womit auch konstante Zustände dargestellt werden können. Für einen konstanten Zustand ist die totale Änderung der Feldgröße gleich Null, was beispielsweise bei der Konstanz der Masse gilt. Ergänzend ist es möglich, Quellen oder Senken der Feldgröße im betrachteten Kontrollvolumen als additives Glied zu berücksichtigen. Mit der Transportgleichung ist es möglich, die Erhaltungssätze für Masse, Impuls, Energie und Spezies zu formulieren.

Die Erhaltungssätze beziehen sich dabei auf fluidmechanische Größen. Eine Möglichkeit zur Identifikation der physikalischen Abhängigkeiten liefert das Buckingham- Π -Theorem, mit dem Strömungen anhand dimensionaloser Kennzahlen (Reynolds-, Prandtl-, Nusseltzahl) qualifiziert werden (Ähnlichkeitstheorie) [Simon et al., 2017]. Die Bewegungsgleichungen dreidimensionaler, instationärer Strömungen werden ausgehend von den Erhaltungssätzen für Masse, Impuls, Energie und Spezies in konservativer, differentieller Form hergeleitet mit dem Fokus, die Umsetzung in der CFD-Simulation in Abschnitt 3.3 zu verstehen. Orientierung geben die Werke von [Fröhlich, 2006, Pischinger et al., 2002, Pope, 2015, Spurk und Aksel, 2019]. Mit der Euler'schen Beschreibung bilden der orts- und zeitabhängige Geschwindigkeitsvektor \vec{v} , der statische Druck p und die Absoluttemperatur T unabhängige und für die eindeutige Definition zu spezifizierende Feldgrößen. Die allgemeingültigen Bilanzgleichungen sind durch problemspezifische Transportprozesse wie die *Fourier'sche Wärmeleitungsgleichung* oder die *ideale Gasgleichung* zu komplettieren, sodass sich ein geschlossen lösbares System ergibt. Die Herleitung erfolgt auf Basis von [Pischinger et al., 2002, Kap. 1.5.5, S. 45ff.]

Die zeitliche Konstanz der Masse bezeichnet man als *Kontinuitätsgleichung* oder Massenerhaltung. Anschaulich bedeutet dies, dass die Summe aus zu- und abfließenden Massenströmen in ein Kontrollvolumen V_K Null sein müssen. Folglich gilt:

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \frac{d(\rho V_K)}{dt} \quad (2.20)$$

Für ein kartesisches Koordinatensystem formuliert man:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v_y) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho v_z)}_{\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i)} = 0 \quad (2.21)$$

In Gleichung (2.21) wird die differentielle Formulierung mit partiellen Ableitungen durch die Indexnotation unter Anwendung der *Einstein'schen Summenkonvention*³ unterhalb der geschweiften Klammern angegeben. Der *Impulserhaltungssatz* führt auf das totale Differential (2.19) des Impulses $m\vec{v}$, das im mechanischen Gleichgewicht mit den wirkenden Oberflächen- und Volumenkräften steht, was dem *Newton'schen Grundgesetz der Mechanik* entspricht, Gleichung (2.22).

$$\frac{D(m\vec{v})}{Dt} = \vec{F} = \vec{F}_V + \vec{F}_O \quad (2.22)$$

Die Volumenkräfte \vec{F}_V beinhalten im Wesentlichen die Massenkraft, die sich aus gravitatorischen oder magnetischen Einflüssen zusammensetzen und als der Gradient eines Massenkraftpotentials P_M ausgedrückt werden. Die Oberflächenkräfte bestehen analog zur Technischen Mechanik und der Festigkeitslehre

³Über doppelt vorkommende Indizes ist zu summieren.

aus Normal- und Schubspannungen, also aus Druck- und Reibungskräften, die im (meist) symmetrischen Spannungstensor $\vec{\tau}$ integriert sind. Für ein differentiell kleines Volumenelement und unter Berücksichtigung spezifischer Feldgrößen ergibt sich die dreidimensionale Impulsbilanz als *Navier-Stokes-Gleichung* (2.23).

$$\frac{D(\rho\vec{v})}{Dt} = \frac{\partial(\rho\vec{v})}{\partial t} + \vec{v}\nabla(\rho\vec{v}) = \underbrace{-\rho \cdot \text{grad}(P_M) - \text{grad}(p) + \text{Div}(\vec{\tau})}_{\vec{f}} \quad (2.23)$$

Der erste Term der rechten Seite zeigt die Wirkung eines Massenkraftpotentials und wird über deren Gradienten erfasst. Der zweite Term gibt den Einfluss des statischen Drucks am Volumenelement wieder, sprich die Wirkung von Normalspannungen an den Oberflächen. Der letzte Term der rechten Seite stellt die Wirkung der Reibungskräfte am Volumenelement, repräsentiert durch den viskosen, also den von den Normalspannungen separierten, Spannungstensor $\vec{\tau}$ dar. In Erweiterung der Newton'schen Grundgleichung für die Schubspannung gilt für im dreidimensionalen Spannungszustand ein ebenso linearer Zusammenhang zwischen Spannung und Deformation, dem durch die Divergenz des viskosen Spannungstensors Rechnung getragen wird, Gleichung (2.24).

$$\text{Div}(\vec{\tau}) = \text{div}(\eta \cdot \text{grad}(\vec{v}) + \eta \cdot \text{grad}^T(\vec{v})) - \frac{2}{3} \cdot \text{grad}(\eta \cdot \text{div}(\vec{v})) \quad (2.24)$$

Für ein Fluid mit konstanten physikalischen Eigenschaften vereinfacht sich der viskose Spannungstensor:

$$\text{Div}(\vec{\tau}) = \eta \Delta \vec{v} \quad (2.25)$$

In Gleichung (2.24) werden die Reibungskräfte in Form der zweiten partiellen Ableitungen der Geschwindigkeiten nach den Lagekoordinaten berücksichtigt, was die mathematische Modellierung erschwert. Für eine in sich geschlossene Beschreibung von Strömungen spielt neben den bereits definierten kinematischen und dynamischen Bilanzgleichungen auch die Erhaltung der Energie eine Rolle. Insbesondere, wenn während des Prozesses Energien (Zustandsgrößen) und Arbeiten (Prozessgrößen) aktiv sind. Werden zudem Wärmeströme beachtet, so führt man eine energetische Bilanzierung nach dem *Ersten Hauptsatz der Thermodynamik* (2.2) durch und erhält als neue Zustandsvariable die Absoluttemperatur T in Kelvin. Für Strömungsvorgänge reduziert sich der Energieerhaltungssatz auf die Erhaltung der totalen Enthalpie h_t , die sich additiv gemäß Gleichung (2.26) zusammensetzt.

$$h_t = u + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz \quad (2.26)$$

Vektoriell formuliert ergibt sich der Erhaltungssatz der totalen spezifischen Enthalpie aus Gleichung (2.27).

$$\frac{\partial(\rho h_t)}{\partial t} + \vec{v} \cdot \text{grad}(\rho h_t) = \text{div}\left(\frac{\lambda}{c_p} \cdot \text{grad}(h_t)\right) + S_h \quad (2.27)$$

Der erste Term auf der rechten Seite von Gleichung (2.27) repräsentiert den Energietransport durch Wärmeleitung. S_h steht für einen Quellterm, der die durch die Oberflächenspannungen verrichtete Arbeit darstellt und mit dem viskosen Spannungstensor kombiniert wird, Gleichung (2.28).

$$S_h = \frac{\partial p}{\partial t} + \text{div}(\vec{\tau}\vec{v}) \quad (2.28)$$

Zuletzt spielt bei der physikalisch korrekten Modellierung auch die Erhaltung der Spezies, repräsentiert durch deren atomare Zusammensetzung, eine wesentliche Rolle. Die Spezieserhaltung wird analog zu den bisherigen Bilanzgleichungen durch instationäre, konvektive und diffusive Anteile in Zusammenspiel mit Quelltermen abgebildet, Gleichung (2.29).

$$\frac{\partial(\rho\mu_n)}{\partial t} + \vec{v} \cdot \text{grad}(\rho\mu_n) = \text{div}(\Gamma_n \cdot \text{grad}(\mu_n)) + r_n \quad (2.29)$$

In Gleichung (2.29) bedeuten $\mu_n = \frac{m_n}{m}$ der Massenbruch der Komponente n zur Gesamtmasse des Fluids, Γ_n der Diffusionskoeffizient der Komponente und r_n die Reaktionsgeschwindigkeit der Speziesbildungsrate. Tabelle 2.2 fasst die Form der vier Bilanzgleichungen zusammen.

Tabelle 2.2: Struktur der Bilanzgleichungen nach [Pischinger et al., 2002, Kap. 1.5.5, S. 48].

Erhaltungssatz	Feldgröße	Diffusionskoeffizient	Quellterm
Masse (2.21)	1		
Impuls (2.23)	\vec{v}	η	\vec{f}
Energie (2.27)	h_t	λ/c_p	S_h
Spezies (2.29)	μ_n	Γ_n	r_n

2.3.2 Statistische Beschreibung turbulenter Strömungen

Die Beschreibung von Strömungsprozessen erfolgt über Differentialgleichungen höherer Ordnung, die man neben der vorgestellten differentiellen Form auch in der integralen Form darstellen kann [Schütz, 2013, Kap. 2.1.8, ab S. 81]. Für verschiedene instationäre Transportprobleme, wie sie beispielsweise auch in motorischen Anwendungen auftreten, müssen die zeitlichen Schwankungsbewegungen, die ab einer problemspezifischen kritischen Reynoldszahl auftreten, beachtet werden. Diese Schwankungen sind in turbulenten Effekten begründet, die die Hauptströmung überlagern und zu einem erhöhten nichtviskosen Stoff-, Masse- und Energieaustausch führen. Eine praktikable Methode liegt darin, die Strömung deswegen (zeitlich interpretiert) in einen Mittelwert und diesem überlagerte Schwankungen aufzuteilen. Üblicherweise nutzt man dafür Turbulenzmodelle. Wie bereits einleitend erwähnt, werden die Feldgrößen F in einen zeitlich konstanten Mittelwert \bar{F} und eine überlagerte Schwankungsgröße F' zerlegt, wobei eine arithmetische Mittelung erfolgt:

$$F = \bar{F} + F' \quad (2.30)$$

$$\bar{F} = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau F dt \quad (2.31)$$

Sofern Gleichung (2.31) für beliebige Integrationszeiten τ zeitlich konstante Werte liefert, spricht man von einer quasistationären Strömung, andernfalls liegt eine instationäre Strömung vor, für die die Integrationszeit problemspezifisch gewählt werden muss. Bei Kolbenmaschinen ist zudem noch die Abhängigkeit von Kurbelwinkel ϕ und dem Arbeitsspiel i in Form von Zyklusschwankungen wie folgt zu berücksichtigen:

$F \rightarrow F(\phi, i)$. Berücksichtigt man die Idee von REYNOLDS, eine Aufteilung in einen mittleren und einen hochfrequenten Anteil, so erhält man für die Feldgrößen folgenden Zusammenhang:

$$v_x = \bar{v}_x + v'_x; v_y = \bar{v}_y + v'_y; v_z = \bar{v}_z + v'_z; p = \bar{p} + p' \quad (2.32)$$

Für die Schwankungsgrößen gilt per Definition, dass ihr zeitliches Mittel gleich Null ist. Entgegen der Definition in [Schütz, 2013, Kap. 14.1.4.1, S. 987] werden für die Simulation einer Zylinderinnenströmung mit Modellierung der Verbrennung meist keine arithmetischen Mittel, sondern die nach FAVRE gemittelten Geschwindigkeiten verwendet, da erstere bei starken Dichteänderungen unter anderem die Kontinuitätsgleichung verletzen [Pischinger et al., 2002, Kap. 1.5.6, S. 50]. Die Mittelung nach Favre erfolgt unter Beachtung der Dichte, Gleichung (2.33).

$$\tilde{v}_i = \frac{1}{\bar{\rho}\tau} \int_0^\tau \rho v_i dt \quad (2.33)$$

Daraus ergibt sich für die nach Favre gemittelten Geschwindigkeiten:

$$v_i = \tilde{v}_i + v_i'' \quad (2.34)$$

Damit erhält man die Reynolds-gemittelte Kontinuitätsgleichung zu

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{v}}) = 0, \quad (2.35)$$

wobei hier der Vektorcharakter der Geschwindigkeit durch fett gedruckte Formelzeichen zum Ausdruck gebracht wird. Setzt man die Gleichungen (2.32) und (2.34) in (2.23) ein, so erhält man die Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen:

$$\underbrace{\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{\mathbf{v}}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{\mathbf{v}} \tilde{\mathbf{v}}^T)}_{\frac{\partial(\bar{\rho} \tilde{v}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho} \tilde{v}_i \tilde{v}_j)}{\partial x_j}} = \underbrace{-\bar{\rho} \cdot \text{grad}(P_M) - \text{grad}(\bar{p}) + \nabla \bar{\boldsymbol{\tau}} + \bar{\mathbf{f}}_t}_{-\bar{\rho} \frac{\partial P_M}{\partial x_i} - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} + \bar{\mathbf{f}}_t} \quad (2.36)$$

Durch die zeitliche Mittelung in Gleichung (2.36) ist deren Aufbau bis auf den Turbulenzterm $\bar{\mathbf{f}}_t$ ähnlich dem der Navier-Stokes-Gleichung (2.23). Bei der Mittelung bleiben nur die in den Schwankungsgrößen gebildeten quadratischen Glieder übrig, die man als Reynolds-Spannungen bzw. turbulente Scheinschubspannungen bezeichnet [Pischinger et al., 2002, Kap. 1.5.6, S. 50]. Den Turbulenzterm beschreibt Gleichung (2.37):

$$\bar{\mathbf{f}}_t = -\nabla \cdot (\bar{\rho} \mathbf{v}'' \mathbf{v}'') = -\frac{\partial \overline{\rho v_i'' v_j''}}{\partial x_j} \quad (2.37)$$

Die Energiegleichung (2.27) ergibt sich unter Zuhilfenahme der Favre-Mittelung aus Gleichung (2.38).

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{h}_t}{\partial t} + \underbrace{\nabla \cdot (\bar{\rho} \tilde{h}_t \tilde{\mathbf{v}})}_{\frac{\partial(\bar{\rho} \tilde{h}_t \tilde{v}_j)}{\partial x_j}} = \underbrace{\frac{\bar{\lambda}}{\bar{c}_p} \nabla \tilde{h}_t + \bar{S}_h}_{\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\bar{\lambda}}{\bar{c}_p} \frac{\partial \tilde{h}_t}{\partial x_j} \right)} \quad (2.38)$$

Das Gleichungssystem (2.36) ist mit dieser Formulierung jedoch geschlossen nicht lösbar, weil die Turbulenzterme zusätzliche Unbekannte darstellen, die geeignet charakterisiert werden müssen. Für deren Modellierung gibt es eine Vielzahl verschiedener Gleichungssysteme, die man unter anderem nach deren Zahl an

Gleichungen unterscheidet. Ferner unterscheidet man zwischen Wirbelviskositätsmodellen und Reynolds-Spannungsmodellen, siehe [Schütz, 2013, Kap. 14.1.4.1.2]. Zur Schließung des Gleichungssystems (2.36) müssen die turbulenten Scheinschubspannungen mathematisch formuliert werden. Üblicherweise werden für motorische Anwendungen in Bezug auf die Darstellung der Zylinderinnenströmung in Kombination mit Einspritzprozessen, Verbrennung und Schadstoffentstehung algebraische Wirbelviskositätsmodelle verwendet. Die Vorstellung ist, dass große turbulente Strukturen (Turbulenzballen, *engl.* turbulent eddies) durch die Deformationsbewegungen in der Grundströmung gestreckt werden, wachsen und der Grundströmung Energie entziehen. Dieser Prozess findet solange statt, bis die größten Wirbel infolge der Schwankungsbewegungen in immer kleinere Wirbel zerfallen, die sich gemäß der Kolmogorov-Energiekaskade bilden [Pope, 2000, Kap. 6, Bilder 6.13 & 6.20]. Wegen der immer weiter steigenden Geschwindigkeitsgradienten wird die Schubspannung immer größer, bis die kinetische Energie infolge der molekularen Viskosität vollständig dissipiert. Schließlich besitzen die kleinsten Wirbel isotrope Eigenschaften [Pischinger et al., 2002, Kap. 1.5.6, S. 51]. Alle Wirbelviskositätsmodelle gehen von isotroper Turbulenz aus. Gemeinsam ist ihnen auch die Verwendung eines von BOUSSINESQ analog zum Newton'schen Reibungsgesetz eingeführten Ansatzes für die turbulente Viskosität:

$$\overline{\rho v_i'' v_j''} = \tau_t = \bar{\rho} \nu_t \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} \quad (2.39)$$

Die Größe ν_t wird Wirbelviskosität (*engl.* eddy viscosity) bezeichnet und bildet zusammen mit der molekularen Viskosität des Fluids die effektive Viskosität der Strömung. Die Bestimmung von ν_t ist Aufgabe der zahlreichen Wirbelviskositätsmodelle, von denen das k - ζ - f -Modell als Weiterentwicklung des k - ϵ -Modells kurz vorgestellt wird [Hanjalic et al., 2004]. Ziel war es, die numerische Stabilität des ursprünglichen $\overline{v^2}$ - f -Modells zu verbessern. Hierzu wird die Transportgleichung der Geschwindigkeitsskala umgeformt, sodass nicht die Skala sondern dessen Rate im Fokus steht:

$$\zeta = \frac{\overline{v^2}}{k} \quad (2.40)$$

Die turbulente kinetische Energie ergibt sich mit:

$$k = \frac{1}{2} \cdot \overline{v_x'^2 + v_y'^2 + v_z'^2} \quad (2.41)$$

Zusätzlich müssen vier Transportgleichungen für k , ϵ , ζ und f numerisch gelöst werden, die zudem die turbulente Zeitskala T_t und die turbulente Längenskala L_t bedingen, sodass die Wirbelviskosität bestimmt werden kann [AVL List GmbH, 2019, Kap. 2.1.4.9, Gl. (2)-(7)]:

$$\nu_t = C_\mu \zeta \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2.42)$$

Alle Gleichungen und die numerische Modellierung finden sich zudem in [AVL List GmbH, 2019, Kap. 2.1.4.9].

Methoden und Prozesse

Um die Wirkungsweise und die unterschiedlichen Konzepte für eine Wassereinspritzung umfassend zu analysieren, wird diese Arbeit in vier Themenkomplexe eingeteilt. Diese werden in Abschnitt 3.1 vorgestellt. Dabei wird sich eine Dualität aus Versuch und Simulation zeigen, weswegen in den Abschnitten 3.2 und 3.3 sowohl die Versuchsträger und entwickelten Messverfahren als auch die zugrunde liegende Simulationsmethodik vorgestellt werden.

3.1 Methodik dieser Arbeit

Im Rahmen dieser Arbeit werden die grundsätzlichen Phänomene und Eigenschaften einer Wassereinspritzung am modernen Ottomotor analysiert. Dabei werden im Wesentlichen drei verschiedene Einbringungsvarianten des Wassers in den Brennraum unterschieden:

1. Sammlereinspritzung, *engl.* Collector-Water-Injection (CWI),
2. Saugrohreinspritzung, *engl.* Port-Water-Injection (PWI) &
3. Mischungseinspritzung, *engl.* Direct Water Injection (DWI).

In dieser Arbeit werden die Systeme charakterisiert, ungeklärte Phänomene analysiert und neuartige Mess- und Simulationsmethoden entwickelt, validiert und angewandt. Interessante Fragestellungen und Orientierung bieten die Literaturstellen¹. Die Methodik dieser Arbeit ist in Abbildung 3.1 gezeigt. Im Kern steht die Frage, wie sich die verschiedenen Varianten hinsichtlich des Wassertransports in den Brennraum und dessen Verdampfung unterscheiden. Neben diesen innermotorischen Fragestellungen spielen auch die integralen und thermodynamischen Zusammenhänge für Vollmotoren eine große Rolle. Ebenso werden die Stärken und Schwächen eines jeden Konzepts betrachtet sowie der Einfluss unterschiedlicher Rand- und Betriebsbedingungen analysiert. Zur Beantwortung dieser Fragen wird die Arbeit in vier aufeinander aufbauende Themenkomplexe gegliedert, Abbildung 3.1.

¹siehe [Böhm et al., 2016b, Cantiani et al., 2019, Durst et al., 2017, Durst et al., 2015, Hermann et al., 2017, Käppner et al., 2017, Khatri et al., 2019, Rahimi Boldaji et al., 2018, Thewes et al., 2016, Thewes et al., 2015, Tornatore et al., 2017, Vacca et al., 2019]

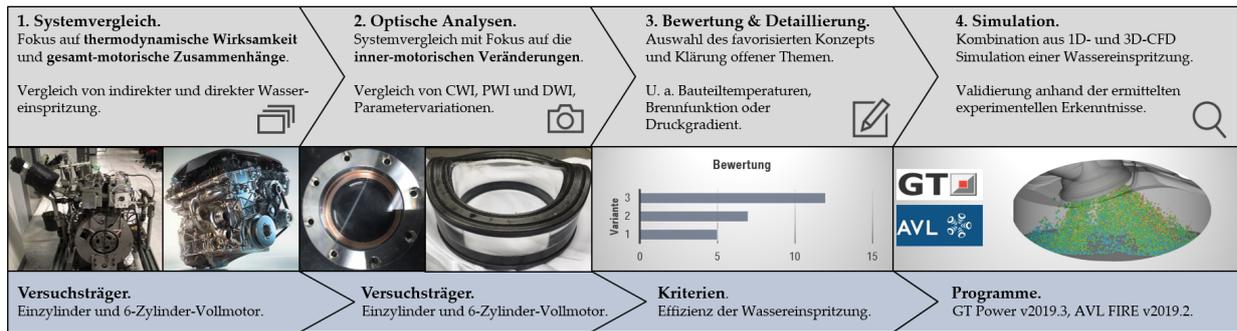


Abbildung 3.1: Methodik dieser Arbeit.

In einem ersten Schritt wird mit ausgewählten Versuchen die Wassereinspritzung auf **thermodynamischer Ebene** klassifiziert und Unterschiede zwischen der direkten und der indirekten Einspritzung aufgezeigt, Abschnitt 4.1. Dabei wird die Mischungs- mit der Saugrohreinspritzung verglichen. Fokussiert werden hierbei neben der Temperaturabsenkung des Arbeitsgases auch die Veränderungen in der Verbrennung und den bisher nicht reglementierten gasförmigen Abgasbestandteilen. Die zugrunde liegenden Zusammenhänge werden an einem thermodynamischen Einzylinder an verschiedenen Betriebspunkten und Randbedingungen ermittelt und ermöglichen Aussagen zum Einfluss der Drehzahl, der Motorlast, der Wasserrate und des Einbringungskonzepts hinsichtlich der Wirksamkeit der verbauten Wassereinspritztechnologie.

Im nächsten Schritt werden drei Varianten einer Wassereinspritzung **optisch charakterisiert**. Um flüssiges Wasser im Brennraum eines Ottomotors sichtbar zu machen und zudem eine spektrale Trennung von möglichen Kraftstoffbestandteilen zu garantieren, muss ein dazu passendes Messverfahren entwickelt werden, Abschnitt 3.2.4. Dabei wird die laserinduzierte Fluoreszenz angewandt. Neben der theoretischen Entwicklung, Umsetzung am Prüfstand und messtechnischen Arbeitsweise spielt die Validierung eine zentrale Rolle. Zusätzlich wird auch der Einfluss ausgewählter Betriebs- und Randbedingungen für die Wassereinspritzung, vorwiegend Wassertemperatur und -druck, Einspritzstrategie und Ladelufttemperatur, mit der optischen Messtechnik analysiert und hinsichtlich optimaler Wirksamkeit bewertet. Bei der Entwicklung der optischen Messtechnik für die Detektion des flüssigen Wassers stellt sich zwangsläufig die Frage, ob es möglich ist, auch die Flüssigphase des Kraftstoffs simultan zu detektieren. Dafür wurde das optische Verfahren entsprechend erweitert und in ein Zwei-Tracer-Konzept überführt, womit eine spektrale Trennung zwischen dem Fluoreszenzsignal des Wassers und dem des Kraftstoffs erreicht wird, Abschnitt 3.2.4.3. Als weitere Ausbaustufe wird das laseroptische Verfahren an einem optisch zugänglichen Vollmotor umgesetzt und an realen Betriebspunkten analysiert.

Auf Basis der vorliegenden Untersuchungen wird im dritten Schritt bewertet, welches System optimal ist. Das **favorisierte System** wird dann hinsichtlich der thermischen Randbedingungen im Brennraum und den Kombinationsmöglichkeiten mit anderen Technologien weiter analysiert.

Im abschließenden Schritt eröffnen die zahlreichen optischen Aufnahmen die Möglichkeit, eine für die Wassereinspritzung angepasste numerische **Simulationsmethodik** im 3D-CFD-Programm FIRE zu validieren. Damit wird sowohl die Güte der Simulation erweitert als auch eine Möglichkeit geschaffen, innermotorische

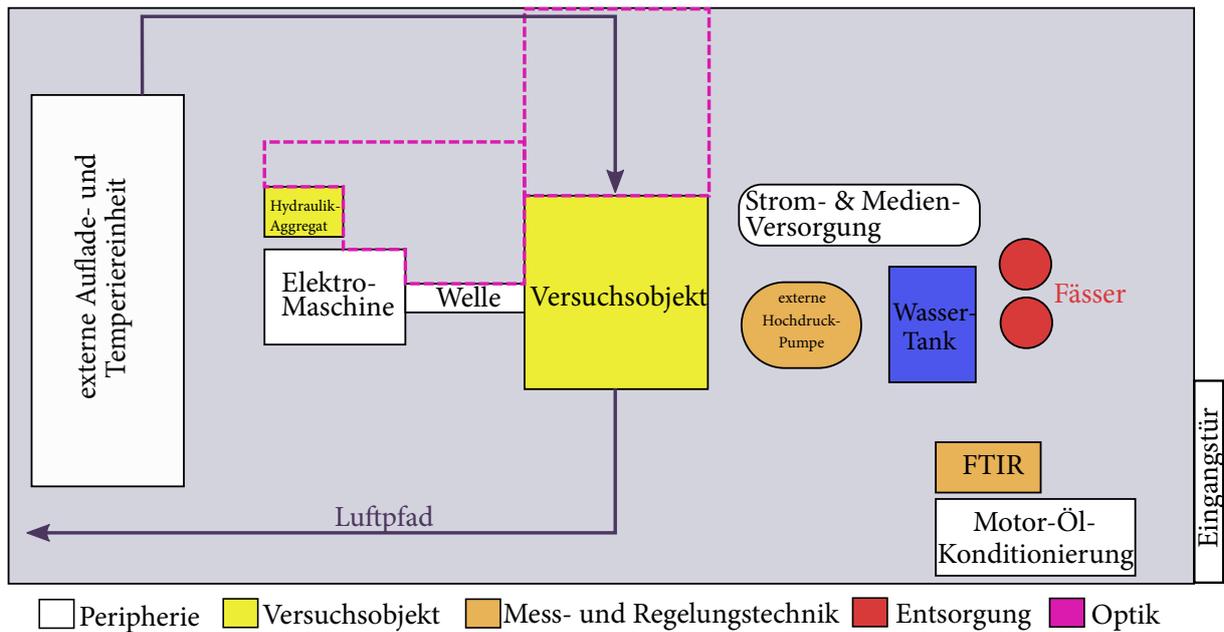


Abbildung 3.2: Experimenteller Aufbau und Peripherie.

Vorgänge wie die Ladungsbewegung und die Verdampfung exakt nachzuvollziehen. Die Weiterentwicklung und Validierung der Methodik schließt diese Arbeit ab, sodass die Themenbereiche Thermodynamik, Optik und Simulation miteinander kombiniert werden.

3.2 Experimentelle Untersuchungen

Es folgt ein Überblick über die Prüftechnik, die wesentlichen Versuchsträger und Randbedingungen, wobei zwischen dem thermodynamischen und dem optischen Systemvergleich unterschieden wird. Zusätzlich wird die Sondermesstechnik für die Untersuchungen zu den gasförmigen Abgasbestandteilen und der Partikelgrößenverteilung am Vollmotor vorgestellt.

3.2.1 Prüftechnik und Versuchsaufbau

Für den Systemvergleich und die optischen Untersuchungen wurden zahlreiche Adaptionen am Prüfstand, an der Medienver- und entsorgung sowie der Messtechnik vorgenommen, siehe Abbildung 3.2. Zentral im Prüfstand ist das Versuchsobjekt angeordnet, das im Falle der optischen Untersuchungen zusätzlich ein Hydraulik-Aggregat für die Spannvorrichtung des Glasrings benötigt. Mittels einer externen Auflade- und Konditioniereinheit kann der Zustand der Ladeluft konditioniert werden und alle Versuche unter konstanten Randbedingungen durchgeführt werden. Zur Einkopplung des Laserstrahls sind Bereiche im Prüfstand reserviert, die der Strahlführung mit unterschiedlichen Linsen dienen. Ebenso werden das Motorkühlwasser und das Motoröl konditioniert. Für die Untersuchungen zur Wassereinspritzung mussten ein Wasser-

tank, eine externe Hochdruckpumpe mit einer Wasser-Dosiereinheit und ein FTIR-Messsystem integriert werden. Weiterhin wurde für die Einzylinder-Untersuchungen ein Drei-Zylinder-Rail mit Volumenteiler verbaut, sodass realistische Strömungszustände wie beim Vollmotor eingestellt werden können, wobei sich die zusätzlichen Bypass-Injektoren in Fässern entleeren. Der Volumenteiler oder auch Einleger reduziert das effektive Volumen im Rail, um bei Sollwertänderungen der Wasserrate eine kurze Tot- und Reaktionszeit des Systems zu gewährleisten. Ferner steigt die Strömungsgeschwindigkeit und die Phasentrennung wird vermieden [Böhm et al., 2016b, Bild 4, S. 41]. Mehrere Rechner ermöglichen die Bedienung des Prüfstands (Software: Morphee von D2T), des Steuergeräts (INCA), der Sondermesstechnik (FTIR) und im Fall der optischen Untersuchungen die Bedienung von Laser und Kamera (Software: DaVis von LaVision). Die zentralen Elemente für die Wassereinspritzung werden im Folgenden kurz vorgestellt:

Wassertank: Eingesetzt wird demineralisiertes, vollentsalztes Wasser. Nach dem Tank gelangt das Wasser durch eine Vorförderpumpe und einen Filter in das Einspritzsystem.

Einspritzsystem: Zur Erzeugung des Wasser-Kraftstoff-Gemisches ist eine externe Hochdruckpumpe (Bosch HDP6 [Bosch, 2019]) vorgesehen. Dabei wird im Vorlauf des Kraftstoffs Wasser über zwei Dosierventile mit erhöhtem Vorförderdruck ($p_W^{VL} > p_K^{VL}$) entsprechend der gewünschten Wasserbeladung bereitgestellt. Die Mischung gelangt anschließend in die Hochdruckpumpe, wo der Druckaufbau auf den Raildruck p_R stattfindet. Von dort aus gelangt die Mischung zum Kraftstoffrail, das dem eines Dreizylindermotors mit Volumenteiler entspricht. Ein Schieberegler im Niederdruckkreis dient dazu, das Wasser über eine Leitung jeweils den Saugrohr- oder Sammler-Einspritzventilen zur Verfügung zu stellen und den Zufluss in die Hochdruckpumpe für diese Fälle zu unterbinden.

FTIR-Messsystem²: Mit diesem Messinstrument wird vorwiegend die Wasserkonzentration im Abgas gemessen, zusätzlich werden die Einflüsse der Wassereinspritzung auf bis dato nicht reglementierte Abgasbestandteile aufgezeigt [Amium GmbH, 2019].

Für die Messdatenerfassung stehen zusätzlich Hoch- als auch Niederdruckindizierung (Brennraum: Kistler 6041A, Einlasskanal: Kistler 4007BA5F, Auslasskanal: Kistler 4049A10S) mit der Indiziereinheit AVL Indicom, ein Abgas-Analysator sowie verschiedene Druck- und Temperaturlaufnehmer zur Verfügung. Die eingesetzte optische Messtechnik wird im Folgenden unter 3.2.4 erklärt.

3.2.2 Versuchsträger und Randbedingungen der thermodynamischen Untersuchungen

Für eine korrekte Interpretation der Versuche und deren Ergebnisse ist die Kenntnis des Versuchsobjekts nötig, weswegen die technischen Daten der Versuchsträger aufgezeigt werden. Der Systemvergleich hinsichtlich des thermodynamischen Potentials wurde an einem Einzylindermotor mit der Spezifikation gemäß Tabelle 3.1 durchgeführt.

²Fourier-Transformations-Infrarotspektrometer des Herstellers Amium, Typ: REA-FTIR.

Tabelle 3.1: Spezifikation des thermodynamischen Einzylinders.

Hub	$h = 90 \text{ mm}$	Maximaldrehzahl:	$n_{max} = 4000 \text{ min}^{-1}$
Bohrung:	$D = 84 \text{ mm}$	Maximaler Ventilhub:	$h_E = 9,9 \text{ mm}, h_A = 9,7 \text{ mm}$
Hubraum:	$V_H = 499 \text{ cm}^3$	Minimale Spreizung:	$s_E = 80^\circ, s_A = 90^\circ$
Pleuellänge:	$L_P = 160 \text{ mm}$	Verstellbereich Spreizung:	$\Delta s_E = 80^\circ, \Delta s_A = 80^\circ$
Verdichtung:	$\epsilon = 10,2$	Brennraumform:	nach BMW N55

Die Versuchsrandbedingungen für den Systemvergleich aus Abschnitt 4.1 sind in Tabelle 3.2 gegeben und werden möglichst unter realitätsnahen Randbedingungen und Steuergrößen durchgeführt.

Tabelle 3.2: Versuchsrandbedingungen für Abschnitt 4.1 mit Motorspezifikation gemäß Tabelle 3.1.

Einspritzdruck:	$p_R = 200 \text{ bar}$	Einlasshub:	$h_E = 9,9 \text{ mm}$
Einspritzzeitpunkt:	$\phi_{soi} = -310^\circ$	Auslasshub:	$h_A = 9,7 \text{ mm}$
Frischlufftemperatur:	$\theta_L = 40^\circ\text{C}$	Drosselklappe:	$s_{DK} = 100\%$
Kühlwassertemperatur:	$\theta_{KW} = 80^\circ\text{C}$	Klopfintensität	$I_K^{MAPO} = 0,4$
Öltemperatur:	$\theta_{\text{Öl}} = 80^\circ\text{C}$	Verbrennungsluftverhältnis:	$\lambda = 1$

3.2.3 Versuchsträger für die optischen Untersuchungen

Für die optischen Untersuchungen zur Charakterisierung der Wassereinbringung in den Brennraum und dessen Verdampfung zur Ladungskühlung wird ein *Transparentmotor* benutzt. Hierbei handelt es sich um einen Einzylindermotor mit einem *Glasing*, durch den der Brennraum mit einer Kamera betrachtet werden kann, und einem *Glaskolben*, durch dessen Hochachse der Laserstrahl in den Brennraum geleitet wird. Außerdem besitzt der Motor einen hohlen, verlängerten Schaft, an dessen einem Ende der Glaskolben verbaut ist, Abbildung 3.3. Die Spezifikation des optischen Motors ist in Tabelle 3.3 gegeben und in Abbildung A.14 visualisiert.

Tabelle 3.3: Spezifikation des optischen Einzylinders.

Hub	$h = 90 \text{ mm}$	Maximaldrehzahl:	$n_{max} = 3000 \text{ min}^{-1}$
Bohrung:	$D = 84 \text{ mm}$	Maximaldruck:	$p_{max} = 60 \text{ bar}$
Hubraum:	$V_H = 499 \text{ cm}^3$	Minimale Spreizung:	$s_E = 94^\circ, s_A = 100^\circ$
Verdichtung:	$\epsilon = 11$	Verstellbereich Spreizung:	$\Delta s_E = 80^\circ, \Delta s_A = 80^\circ$
Pleuellänge:	$L_P = 160 \text{ mm}$	Brennraumgeometrie:	nach [Hartmann et al., 2018]

Die Versuchsrandbedingungen entsprechen größtenteils denen des Systemvergleichs (Tabelle 3.2) mit folgenden Veränderungen: Erhöhung des Raildrucks auf $p_R = 350 \text{ bar}$ und im Durchsatz angepasste Injektoren, Begrenzung des maximalen Zylinderdrucks und der maximalen Drehzahl. Weiterhin wird der Motor im

aufgeladenen VVT-Betrieb mit Ventilhüben im Bereich von 3 mm am Einlass und 9 mm am Auslass betrieben und eine optimale Schwerpunktlage $\phi_{50} = 8^\circ$ wird eingestellt. Außerdem wird die Sammlereinspritzung aus Abschnitt 2.2.3 untersucht, die als erstes System bei BMW eingesetzt wurde [Durst et al., 2017, Kap. 4, S. 72ff.].

3.2.4 Optische Verfahren mittels laser-induzierter Fluoreszenz

Die optischen Messungen zur Beschreibung der Flüssigphase des Wassers im Brennraum erfordern den Einsatz neuer optischer Messmethoden. Die Messtechnik und Versuchsdurchführung werden im Folgenden beschrieben.

3.2.4.1 Grundlagen

Die Aufgabe der optischen Messtechnik besteht darin, die Einspritzung des Wassers während des Motorbetriebs zu visualisieren. Dies ermöglicht Aussagen zur thermodynamischen Wirksamkeit. Beim eingesetzten Verfahren der *laserinduzierten Fluoreszenz* handelt es sich um ein Messverfahren, welches auf der Fluoreszenzanregung durch einen Laser beruht und folglich den Laserspektroskopien zuzuordnen ist [Eichler und Eichler, 2015]. Elektronen befinden sich auf verschiedenen Energieniveaus um den Atomkern in der Elektronenhülle. Werden Atome mit Licht einer passenden Wellenlänge bestrahlt, werden Elektronen vom Grundzustand in einen angeregten Zustand überführt, sofern das Laserlicht eine Frequenz passend zum Absorptionsbereich des Stoffes besitzt. Beim Verlassen des angeregten Zustands in den Grundzustand wird die entsprechende Energiedifferenz in Form eines Lichtquants frei. Die Frequenz des emittierten Lichts ist abhängig von der jeweiligen Energiedifferenz [Kortschik, 2005]. Die Intensität des Fluoreszenzsignals wird von verschiedenen strahlungslosen Verlustprozessen wie Quenching (in Verbindung mit Sauerstoff), Interkombination (*engl.* intersystem crossing) oder innerer Umwandlung (*engl.* internal conversion) reduziert. Ein weiterer strahlungsloser Verlustprozess ist die Schwingungsrelaxation, bei der die Energie im angeregten Zustand durch molekulare Kollision abnimmt. Durch diese Prozesse reduziert sich die emittierte Strahlungsenergie gegenüber der Anregungsenergie, die Wellenlänge erhöht sich und Rotverschiebung tritt auf. Wegen der genannten komplexen Vorgänge hängt die Fluoreszenzintensität stark vom angeregten Molekül ab. Deswegen werden für messtechnische Zwecke meist *Tracer* mit exakt bekannten photo-physikalischen Eigenschaften verwendet, um eine Substanz nachzuweisen [Einecke et al., 2000, Schulz und Sick, 2005, Lind, 2016]. Während einer Messung ist die Intensität des Fluoreszenzsignals von entscheidender Bedeutung, um das Signal-Rausch-Verhältnis zu optimieren und um sicherzustellen, dass valide Messdaten mit ausreichend hohen Intensitäten ermittelt werden. Dabei hängt die Fluoreszenzintensität von folgenden Faktoren ab, Gleichung (3.1), aus [Einecke et al., 2000].

$$i_f = \eta \cdot E_L \cdot \rho_E \cdot \sigma(\lambda_L, T) \cdot \phi_f(\lambda_L, T, p, \xi_i) \quad (3.1)$$

In Gleichung (3.1) bedeuten η den optischen Effizienzfaktor, E_L die Laserenergie, ρ_E die Tracer-Dichte, σ den Absorptionsquerschnitt sowie ϕ_f die Fluoreszenzquantenausbeute. Zusätzlich wird bei einigen Größen

die Abhängigkeit vom statischen Druck p , der Absoluttemperatur T , der Anregungswellenlänge λ_L sowie der Mischungszusammensetzung ξ_i der Komponente i mit spezifiziert. Bei dem gewählten Setup kommt der Laserenergie eine entscheidende Bedeutung zu. Für diese Arbeit ist die Tracer-Konzentration im Wasser konstant. Die Laserenergie wird zu Beginn jeder Messung kontrolliert.

3.2.4.2 Eine Methode zur Visualisierung von flüssigem Wasser im Brennraum

Zur Detektion von flüssigem Wasser im Brennraum wurde ein Messverfahren adaptiert und für die Verwendung an einem optisch zugänglichen Motor erweitert [Koeigl et al., 2020]. Das Verfahren aus Abbildung 3.3 wird in Strahlausbreitungsrichtung erklärt. Die verwendeten optischen Instrumente sind in Tabelle 3.4 zusammengefasst.

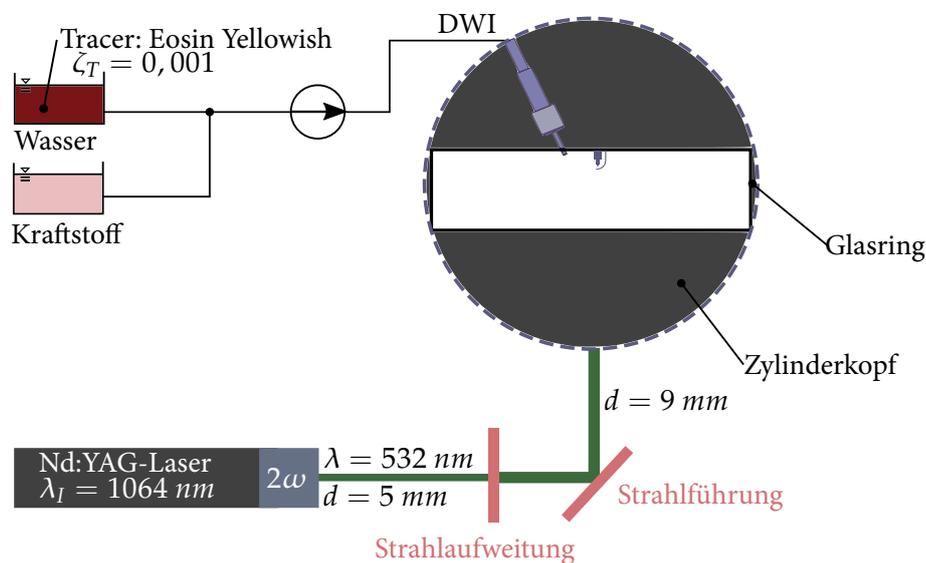


Abbildung 3.3: Versuchsaufbau der optischen Untersuchungen am Beispiel der Mischungseinspritzung.

Zugabe des Spurstoffs / Tracers

Da Wasser als Reinstoff keine Fluoreszenz zeigt, muss ihm ein fluoreszenzaktiver Spurstoff, ein Tracer, zugesetzt werden. Vorteilhafte Eigenschaften für den Tracer sind eine hinreichende Löslichkeit in Wasser und keine Löslichkeit in Kraftstoff sowie ähnliche Siedepunkte zum Trägerstoff. Maßgeblich für die Intensität des Fluoreszenzsignals ist die Konzentration des Tracers, die nach Vorversuchen zu $\zeta_T = 0,001$ bestimmt wurde. Beim Tracer handelt es sich um *Eosin Yellowish*, einen roten, sauren Farbstoff aus der Stoffgruppe der Xanthenfarbstoffe bzw. der Triphenylmethanfarbstoffe mit der chemischen Summenformel $C_{20}H_6Br_4Na_2O_5$, dessen Dichte $\rho_E = 1,02 \frac{g}{cm^3}$ ähnlich der von Wasser ist und dessen Löslichkeit mit $l = 300 \frac{g}{dm^3}$ bei $T = 293,15 K$ hoch genug ist [Merck, 2020]. Das Emissionsspektrum³ des Tracers ist in Abbildung 3.4 gegeben und zeigt darüber hinaus eine geringe Temperaturabhängigkeit [Koeigl et al., 2018, Kap. 2, S. 4]. Mit dem gewählten Tracer kann nur die

³Der Tracer wurde bereits bei der Charakterisierung von Ethanol-Sprays angewandt, siehe [Storch et al., 2016].

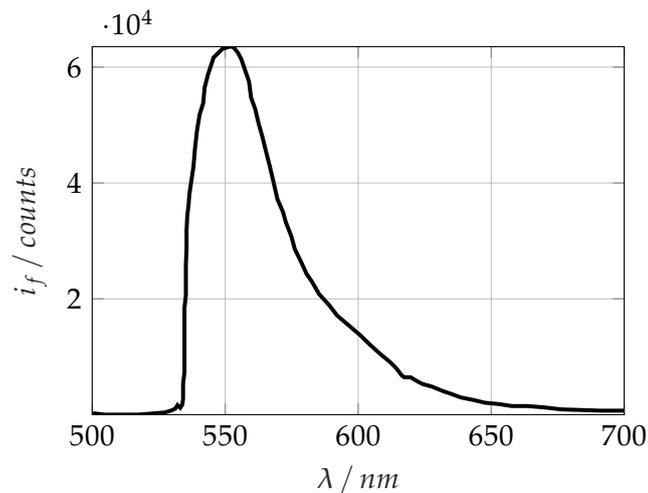


Abbildung 3.4: LiF-Spektrum von Eosin bei $\zeta_T = 0,005$ gelöst in Wasser und einer Anregung mit $\lambda_L = 532 \text{ nm}$ in Anlehnung an [Koeogl et al., 2018, Kap. 2, S. 4] und [Koeogl et al., 2019, Abb. 15, S. 14].

Flüssigphase des Wassers visualisiert werden. Aus der Abnahme der Flüssigphase kann jedoch die Verdampfungsrate abgeschätzt werden.

Erzeugung des Laser-Strahls

Ein Nd:YAG-Laser⁴ (Neodym-dotierter Yttrium-Aluminium-Granat-Laser) gehört zur Klasse der Festkörperlaser und besitzt als aktives Medium einen mit Neodym dotierten YAG-Kristall, der infrarote Strahlung mit $\lambda_l = 1064 \text{ nm}$ emittiert [Lumibird, 2018, S. 3]. Ein praktischer Laser funktioniert üblicherweise mit einem Vier-Niveau-Energieschema, Abbildung 3.5 [Eichler und Eichler, 2015, Kap. 9.2, S. 143]. Dabei werden zur Realisierung der Laserstrahlung durch stimulierte Emission vier diskrete Energieniveaus benutzt. Der Grundzustand E_0 ist der einzige mit Elektronen besetzte stabile Zustand. Durch optisches Pumpen (meist mittels Blitzlampen) werden Elektronen in das Niveau E_3 gehoben, wodurch sich deren Energie um die Energie des pumpenden Photons $E_P = \Delta E_{0 \rightarrow 3}$ erhöht. Dieser angeregte Zustand ist jedoch hochgradig instabil, weswegen die angeregten Atome durch strahlungslose Übergänge in das metastabile obere Laserniveau E_2 übergehen. Je größer der Anteil der Atome, die diesem strahlungslosen Übergang folgen, desto höher ist auch die Quantenausbeute ϕ_f . Der metastabile Zustand garantiert, dass möglichst wenige Atome durch spontane oder induzierte Prozesse direkt in den Zustand E_1 übergehen [Eichler und Eichler, 2015, Kap. 9.2.1, S. 144]. Dadurch baut sich im oberen Laserniveau eine Elektronendichte auf, die zur Besetzungsinversion führt und damit die Grundforderung eines funktionalen Lasers erfüllt. Durch optisch stimulierte Emission erfolgt schließlich der Übergang vom Zustand E_2 in den unteren Laserzustand E_1 , was zur Aussendung eines Photons mit der Energie $E_L = \Delta E_{2 \rightarrow 1}$ führt. Die emittierten Photonen stimulieren dann im weiteren Verlauf andere Atome im Zustand E_2 , wodurch die Kettenreaktion in Gang gesetzt wird. Die Lebensdauern der Niveaus E_1 und E_3 sollten dabei möglichst gering sein, wodurch die Besetzungs-

⁴im Weiteren kurz als „Laser“ bezeichnet.

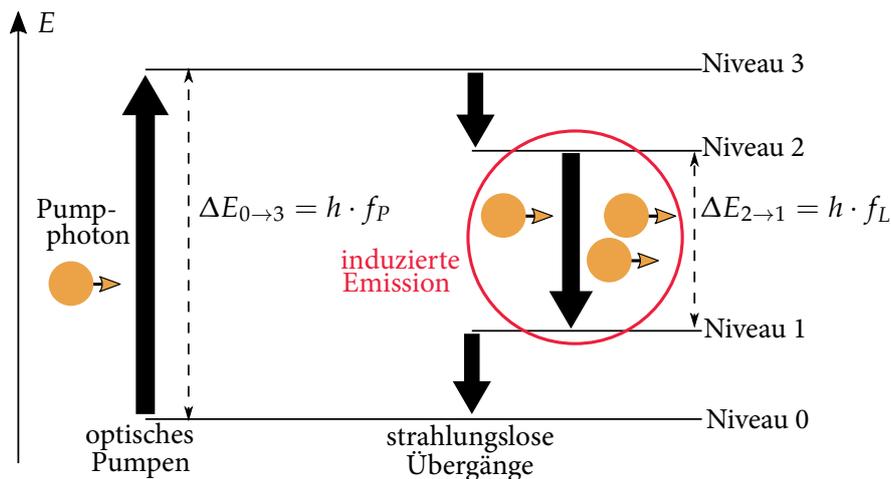


Abbildung 3.5: Vier-Niveau-Energieschema eines Lasers.

inversion des metastabilen Niveaus begünstigt wird. Durch abschließende strahlungslose Übergänge vom Niveau E_1 in den Grundzustand wird das Vier-Niveau-Schema geschlossen und die Drehimpulsaustauschregel für Zustandsübergänge nicht verletzt. Für die Energieniveaus gilt zusätzlich

$$E_3 > E_2 > E_1 > E_0 \quad (3.2)$$

sowie

$$E_P = E_{0 \rightarrow 3} = h \cdot f_P \quad (3.3)$$

und

$$E_L = E_{2 \rightarrow 1} = h \cdot f_L. \quad (3.4)$$

Der Tracer hat zwischen $\lambda = [500 \dots 540] \text{ nm}$ einen Absorptionspeak [Kathiravan et al., 2008, Bild 1, S. 1015]. Mit Hilfe eines nichtlinearen Kristalls im Laser erreicht man eine Halbierung der fundamentalen Wellenlänge auf $\lambda_L = 532 \text{ nm}$. Damit regt man den Tracer an, Abbildung 3.4.

Strahlführung bis zum Brennraum

Nach Erzeugung des Laserlichts muss dies in den Brennraum geführt werden, um dort das mit Eosin versetzte Wasser im flüssigen Zustand anzuregen. Neben drei Umlenkungen zur Führung des Laserstrahls (nicht gezeigt) in das Kurbelgehäuse wird eine Zerstreuungslinse zur Vergrößerung des Strahldurchmessers benutzt. Ferner wird das Laserlicht im Kurbelgehäuse durch den Spiegelwagen um 90° umgelenkt, dass es durch den Glaskolben in den Brennraum trifft und letzteren im Volumen ausleuchtet. Somit handelt es sich bei der eingesetzten Technik nicht um ein Laserlichtschnittverfahren. Es wird eine nahezu vollständige Ausleuchtung des Brennraums mit dem Brennraumdach, der Injektorspitze, der Zündkerze und der Ventile sichergestellt.

Photo-physikalische Anregung der Tracer-Moleküle und Emission eines Lichtquants

Fluoreszenz ist ein photophysikalischer Prozess, der zur Gruppe der Lumineszenz, also dem „kalten Leuchten“ gehört. Das Wasser-Eosin-Gemisch, streng genommen nur der Tracer Eosin, wird durch

die Laserstrahlung mit Photonen bestrahlt, die vom Tracer absorbiert werden, wodurch der Fluorophor optisch angeregt wird. Dieser angeregte Zustand ist nicht stabil, sodass bald eine spontane Emission eines Lichtquants erfolgt⁵.

Analyse mittels Kamera

Eine frontal zum Riemtrieb positionierte CCD⁶-Kamera nimmt das Fluoreszenzlicht auf und wandelt über Sensoren die Intensität in eine elektrische Ladung. Die Lichtmenge und die Ladungsmenge sind einander direkt proportional. Zusätzlich ist nach dem Objektiv ein optischer Notch-Filter verbaut, der den Wellenlängenbereich um 532 nm schmalbandig ausblendet. Die Zusammenfassung aller optischen Instrumente findet sich in Tabelle 3.4.

Tabelle 3.4: Zusammenfassung der optischen Elemente.

Laser:	Quantel Q-Smart 850	Objektiv:	Linor MeVis C f=35mm, 1:1,6
Kamera:	LaVision VC-Imager E-lite 1.4M	Filter:	Semrock NF03-532E-25
Kameraauflösung:	1392 px × 1040 px × 12 bit	Timing Unit:	LaVision PTU X

Datenweiterverarbeitung

Für jeden Untersuchungszeitpunkt ϕ_i werden $z = 10$ Einzelbilder von der Kamera aufgenommen. Dies erwies sich als guter Mittelwert zwischen Abbildungsgenauigkeit / Statistik und Zeitaufwand / Verfügbarkeit der Messmittel. Die Aufnahmezeitpunkte werden anhand des Kurbelwinkels und der Verfügbarkeit der Kamera und des Lasers von der Timing Unit koordiniert. Die Einzelbilder stammen dabei aus verschiedenen Arbeitsspielen, da die Frequenz des gepulst arbeitenden Lasers begrenzt ist, siehe Tabelle 3.5.

Tabelle 3.5: Einstellungen, Randbedingungen und limitierende Faktoren der optischen Untersuchungen.

Anzahl Einzelbilder je Zeitpunkt ϕ_i :	$z = 10$	Maximale Betriebsdauer Motor:	$t_{max} = 180 \text{ s}$
Betriebsfrequenz Laser:	$f_L = 10 \text{ Hz}$	Belichtungszeit:	$t_B = 120 \mu\text{s}$
Pulsenergie Laser:	$E_L = 380 \text{ mJ}$	Pulsdauer Laser:	$t_L = 5 \text{ ns}$

Wie Tabelle 3.5 zeigt, ist die Pulsdauer des Lasers für eine 1°KW-Auflösung klein genug. Bei der gewählten Versuchsdurchführung sind alle externen Lichtquellen deaktiviert. Zusätzlich werden zur optimalen Darstellungsqualität zwei Bilder vom Rohsignal subtrahiert: Erstens ein *Hintergrundbild* bei deaktiviertem Laser und zweitens ein *Dark Image* bei aktivem Laser, das die Reflexionen des Laserlichts im Brennraum zeigt. Für eine Messung wird im Vorhinein unter Beachtung der Ventilheberkurven, des Zündzeitpunkts sowie des Einspritzzeitpunkts ein passender Kurbelwinkelbereich

⁵Man spricht auch von „erlaubter“ Emission, weil beim Übergang in den Grundzustand keine Spinumkehr erfolgen muss.

⁶engl. charge-coupled device: Das einfallende Fluoreszenz-Licht führt zu elektrischen Ladungen, die wiederum auf dem photoelektrischen Effekt beruhen. Je höher die Intensität des einstrahlenden Lichts, desto höher die Ladungsmenge und desto heller ist das Pixel gefärbt.

identifiziert. Die daraus resultierenden Einzelbilder werden im Anschluss ausgewertet. Die Einzelbilder je Kurbelwinkel werden arithmetisch gemittelt, sodass ein Mittelwertbild entsteht. Bis auf wenige Ausnahmen, insbesondere zu den Zyklusschwankungen, werden in dieser Arbeit nur Mittelwertbilder gezeigt. Um die Vergleichbarkeit aller Versuchsergebnisse untereinander zu gewährleisten, werden die Ergebnisse entsprechend normiert. Damit ist sichergestellt, dass Schwankungen der Laserleistung bei längerer Betriebsdauer, Schuss-zu-Schuss-Schwankungen in der Laserleistung als auch Irregularitäten in der Strahlführung sowie Verschmutzungseffekte bestmöglich vom Nutzsignal separiert werden. Das Nutzsignal i_n errechnet sich je Pixel (x, y) nach Gleichung (3.5).

$$i_n(x, y) := \frac{i_f(x, y)}{i_f^{max}} \quad (3.5)$$

In Gleichung (3.5) bedeuten $i_f(x, y)$ die Fluoreszenzintensität eines Pixels am Ort (x, y) des Einzelbildes und i_f^{max} die maximale Bildintensität der Serie. Somit ergibt sich ein normierter Bereich der mittleren Fluoreszenz von $i_n(x, y) = [0 \dots 1]$. Bei Vorgängen, die Zeitreihen oder zeitlichen Abfolgen entsprechen (Verlauf der Einspritzung, Verhalten im Kompressionshub), werden alle Bilder auf die maximale Intensität der Zeitreihe bezogen. Somit kann mit dem gewählten Verfahren die Verdampfungsrate über der physikalischen Zeit $t = t(\phi)$ an einem einzelnen Ort im Bildausschnitt abgeschätzt und qualifiziert werden. Eine weitere Analysemethode besteht darin, das integrale Verhalten zu bestimmen und damit Aussagen zur Verdampfungsrate über der Zeit zu entwickeln. Dabei wird die mittlere Fluoreszenzintensität eines Bildes ermittelt und mit den weiteren Bildern der Zeitfolge verglichen, Gleichung (3.6).

$$\bar{i}_n(t) = \frac{\sum_{x=1}^{x_{max}} \sum_{y=1}^{y_{max}} i_f(x, y, t)}{x_{max} \cdot y_{max} \cdot i_f^{max}} \quad (3.6)$$

Die Berechnung des zeitlichen Verhaltens der Fluoreszenz während einer Messung zu einem definierten Zeitpunkt ermöglicht qualifizierte Aussagen zur Stabilität des Verhaltens während der Einspritzung und hinsichtlich der Reproduzierbarkeit in verschiedenen Arbeitsspielen und wurde speziell bei der Beurteilung der Zyklusschwankungen eingesetzt.

Im Brennraum befinden sich neben Wasser auch Luft und Kraftstoff, wobei letzterer je nach Anregungswellenlänge fluoresziert. Dies beeinträchtigt unter Umständen das Messergebnis und müsste in der Auswertung korrigiert werden. Deswegen wird nun die Fluoreszenz des Kraftstoffs bewertet. Kraftstoff ist ein Stoffmengenmisch aus verschiedenen fluoreszenzaktiven Bestandteilen, die hinsichtlich der Fluoreszenz schwer differenzierbar sind [van Basshuysen und Schäfer, 2017, Kap. 22.1.2, S. 1026ff.] [Schulz und Sick, 2005, Kap. 3.2.1, S. 22]. Die Bestandteile werden anhand der chemischen Zusammensetzung in verschiedene Gruppen unterteilt: Alkane, Alkene, Cycloalkane, Aromate, Ether und Alkohole. Üblicherweise wird bei der Kraftstofffluoreszenz eine Anregung im ultravioletten Bereich durchgeführt, um die einzelnen Stoffgruppen zu aktivieren. Die Molekülstruktur ist für den Übergangstyp maßgeblich und die Absorptionswellenlänge liegt für übliche Kraftstoffbestandteile im ultravioletten Lichtbereich [Gilbert und Baggott, 1991], [Graf, 2003, Kap. 1.2.2, S. 21] und [Schulz und Sick, 2005, Kap. 3.2.1, Tab. 2]. Bei der hier gewählten Anregung mit sicht-

barem Licht ist somit keine Eigenfluoreszenz des Kraftstoffs möglich und das Messverfahren plausibilisiert. Das Fluoreszenzlicht ist damit eindeutig den im Wasser gelösten Tracerpartikeln zuzuordnen.

3.2.4.3 Weiterentwicklung zur Visualisierung von flüssigem Kraftstoff und Wasser

Die in Abschnitt 3.2.4.2 im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Methode zur Visualisierung flüssigen Wassers im Verbrennungsmotor wird im Folgenden weiterentwickelt, um Kraftstoff zusätzlich zu visualisieren und spektral von Wasser zu trennen. Damit sind Rückschlüsse auf deren Mischungsverhalten und auf die Verdampfungseigenschaften von reinem Benzinbetrieb im Vergleich zum Benzin-Wasser-Betrieb möglich. Konkret muss die Messmethodik aus Abbildung 3.3 um folgende Komponenten erweitert werden:

- Zugabe eines **weiteren Tracers** (Nilrot, Konzentration: $\zeta_N = 5 \frac{mg}{l}$) zum Kraftstoff.
- Installation einer **zweiten CCD-Kamera**.
- Einbau eines **Bandpassfilters** für die Eosin-Fluoreszenz vor die Kamera.
- Einbau eines **Langpassfilters** für die Nilrot-Fluoreszenz.

Die Strahlführung bleibt konstant, jedoch werden zwei identische Kameras in einer V-förmigen Anordnung platziert, sodass die Bilder annähernd deckungsgleich sind. Zudem wird vor jede Kamera ein passender analoger Filter gesetzt, der die spektrale Trennung der Fluoreszenz übernimmt, siehe Abbildung A.16. Abbildung 3.6a zeigt, dass bei der Verwendung des Tracers Nilrot ein ethanolhaltiger Kraftstoff verwendet werden muss.

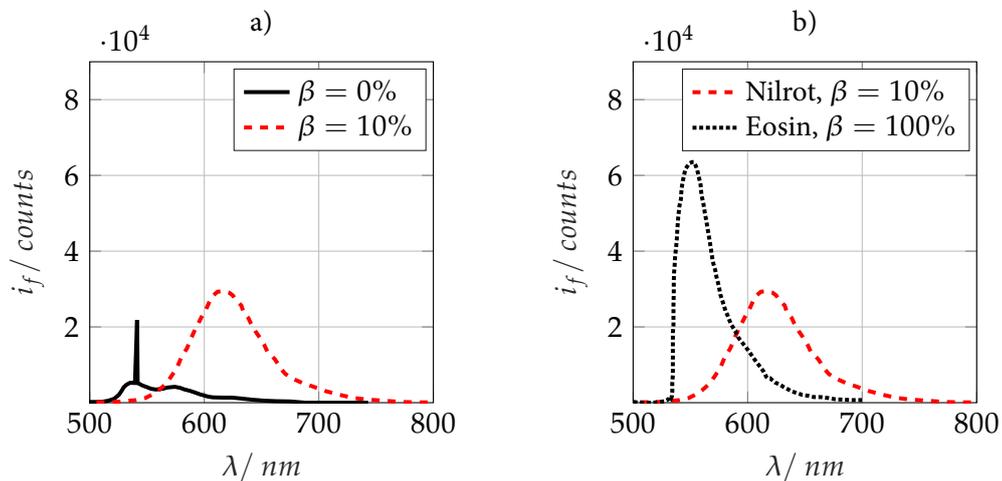


Abbildung 3.6: Emissionsspektren der verwendeten Tracer:

- Emissionsspektren von Nilrot bei unterschiedlicher Ethanolkonzentration β ,
- Überlagerung der beiden Emissionsspektren bei Anregung mit $\lambda = 532 \text{ nm}$ und definierter Konzentration $\gamma_E = 5000 \frac{mg}{l}$ und $\gamma_N = 3,75 \frac{mg}{l}$ aus den Veröffentlichungen [Koegl et al., 2018, Kap. 2, S. 4] und [Koegl et al., 2019, Bild 6d].

Außerdem ist in Abbildung 3.6b eine qualitative Überlagerung der beiden Emissionsspektren der Tracer dargestellt, die die Notwendigkeit der optischen Filter zur spektralen Trennung aufzeigt. Die Anregung erfolgt wie bei der Detektion von reinem Wasser über einen Nd:YAG-Laser mit $\lambda = 532 \text{ nm}$. Damit werden beide Tracer simultan angeregt und emittieren somit auch näherungsweise zum gleichen Zeitpunkt, wobei eine geringe zeitliche Verschiebung messtechnisch beachtet wird.

Für Eosin wird ein Bandpassfilter⁷ verwendet, der von

$$\lambda_{BP}^{\rightarrow} = [550 \dots 610] \text{ nm} \quad (3.7)$$

durchlässig ist. Kraftstoff respektive Nilrot fluoresziert zwischen

$$\lambda_N = [550 \dots 750] \text{ nm} \quad (3.8)$$

und besitzt sein Maximum bei Verwendung von E10-Kraftstoff bei

$$\lambda_N^{max} = 620 \text{ nm}. \quad (3.9)$$

Bei Nilrot wird ein Langpassfilter⁸, der von

$$\lambda_{LP}^{\rightarrow} = [670 \dots \infty] \text{ nm} \quad (3.10)$$

durchlässig ist, zur spektralen Trennung eingesetzt. Durch die Überlagerung der Emissionsspektren im Fall des Bandpassfilters ist jedoch eine entsprechende Auswertung erforderlich. Es wird zuerst eine homogene Kraftstoffeinspritzung mit beiden Kameras aufgezeichnet. Dabei zeigt die Durchlässigkeit des Bandpassfilters auf der Wasser-Seite ein Störsignals des Kraftstoffs. Nach arithmetischer Mittelung wird für jeden Zeitschritt ein Bild abgespeichert. Bei den anschließenden Messungen wird dieses zeitlich variable Bild vom Nutzsignal subtrahiert, wodurch auf der Wasser-Seite nur die Eosin-Fluoreszenz sichtbar bleibt. Auf der Kraftstoff-Seite ist aufgrund des Langpassfilters keine Adaption erforderlich. Das Vorgehen wird in Abschnitt 4.3 plausibilisiert. Die Versuchsdurchführung und deren Randbedingungen entsprechen denen aus Abschnitt 3.2.4.2 und werden deshalb nicht weiter diskutiert.

⁷Semrock BrightLine FF01-580/60-22-D.

⁸Semrock RazorEdge LP02-671RU-22-D.

3.3 Methodik der 3D-Strömungssimulation mit Wassereinspritzung

Die optischen Untersuchungen zur Wassereinspritzung ermöglichen die Entwicklung und Validierung einer Simulationsmethodik, mit der die Einspritzung, Verdampfung und Wirkungsweise des Wassers in der numerischen Simulation nachvollzogen werden können. Dazu wurde in einem iterativen Prozess ein Setup in AVL FIRE Version 2019.2 entwickelt, dessen Ergebnisse in Abschnitt 4.6 gezeigt werden. Der Prozess besteht aus zwei Schritten:

1. Die Approximation der thermodynamisch gemessenen Prüfstandsdaten durch eindimensionale Simulationen in GT Power.
2. Die Modellierung der Zylindergeometrie, Einspritzung und der beteiligten Fluide auf Basis der 1D-Randbedingungen im CFD-Programm.

Auf Basis des Referenzpunkts aus Tabelle 4.5 wird die Simulation aufgebaut. Die experimentellen Daten aus den Prüfstandsversuchen bilden die Grundlage zur Definition der Strömungsrandbedingungen. Dazu muss eine Druckverlaufsanalyse für den Transparentmotor durchgeführt werden. Die mechanischen Betriebsgrößen (Spreizung, Hub, Verdichtungsverhältnis, Einspritzzeitpunkt, Luftmasse, Verbrennungsluftverhältnis) werden als Eingangsgrößen verwendet. Mittels DoE⁹-Strategien konnte der Druckverlauf, die Füllung und die Kraftstoff- wie auch Wassermasse für ein Arbeitsspiel ermittelt werden, wobei insbesondere die gemessenen Druckverläufe (Zylinderdruckindizierung, Niederdruckindizierung auf der Einlass- und Auslassseite) als Grundlage dienen. Während der Versuchsdurchführung konnte die Luftmasse nicht exakt bestimmt werden. Ebenso konnte die eingespritzte Kraftstoffmasse nur gemessen werden, indem der Massenstrom durch die beiden Bypass-Injektoren künstlich erhöht wurde. Durch die nichtlineare Durchflusskennlinie der Injektoren konnte die tatsächlich in den Brennraum eingespritzte Masse nur näherungsweise bestimmt werden. Das Luftverhältnis konnte jedoch exakt gemessen werden. Durch die genannten messtechnischen Herausforderungen wurden die gemessenen Werte mit der DoE-Optimierung so adaptiert, dass die gemessenen Druckverläufe reproduziert und plausible Randbedingungen erstellt werden. Der Transparentmotor unterscheidet sich aufgrund seiner Bauweise und den Glasbauteilen (Zylinderwand und Kolbenboden) von einem Vollmotor, insbesondere hinsichtlich des Wandwärmeübergangs und der Blowby-Verluste, was in den Voruntersuchungen ebenso berücksichtigt wurde. Abschließend zeigt sich eine gute Approximation der Druckverläufe bis zum oberen Totpunkt (Abbildung 3.7, siehe den Brennraumdruckverlauf rechts), mit denen die Randbedingungen für die 3D-CFD-Simulation erzeugt werden. Da im Rahmen dieser Validierung keine Verbrennung berücksichtigt wird, ist der Druckverlauf nur bis zum Zündzeitpunkt interessant. Die Kompression ist dabei maßgeblich für die zu untersuchende Einspritzung und Verdampfung des Wassers.

⁹engl. Design of Experiment: Statistische Versuchsplanung, um die Auswirkungen bestimmter Parameter in der Simulation zu ermitteln, um eine Bedingung (hier: Optimalitätsbedingung) bestmöglich zu erfüllen.

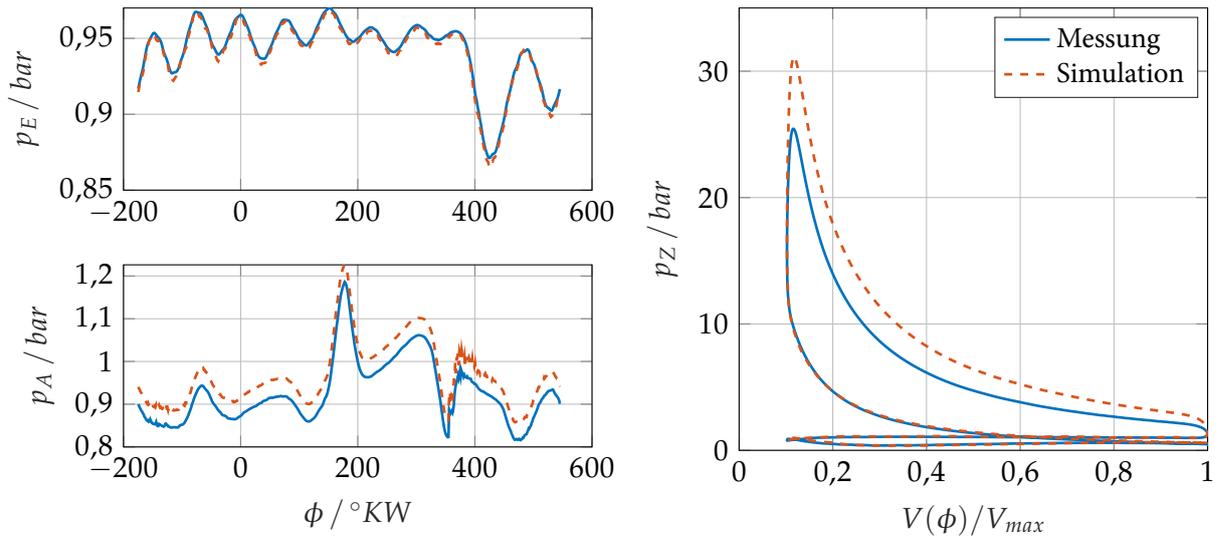


Abbildung 3.7: Gemessene und approximierte Druckverläufe für den Transparentmotor.

Neben den in Tabelle 3.6 zusammengefassten Randbedingungen müssen die Geometrie und die Initialisierung definiert werden.

Tabelle 3.6: Randbedingungen der CFD-Simulation (Index ϕ zeigt die Abhängigkeit vom Kurbelwinkel).

Element(e)	Randbedingung(en)	Typ
Einströmfläche Einlasskanal	$\dot{m}_\phi, T_\phi, x_{RG,\phi}, \lambda, k, \epsilon, \delta$	Inlet
Ausströmfläche Auslasskanal	$p_\phi, x_{RG,\phi}, \lambda$	Outlet
Einlasskanal, Auslasskanal	$\vec{v} = \vec{0}, T$	Wall, Velocity
Kolben, Einlassventile, Auslassventile	$\vec{v} = \vec{0}, T_\phi$	Wall, Mesh Movement
Brennraum, Liner, Injektor, Zündkerze	$T = const.$	Wall

Die meisten Randbedingungen sind selbsterklärend. Die Vorgabe des Drucks am Auslasskanal p_ϕ ist jedoch erwähnenswert. In FIRE wird er als *Mixed Pressure* hinterlegt, der beim Ausströmen einen statischen und beim Rückströmen den Totaldruck vorgibt. Damit ist eine konsistente Modellierung sichergestellt. Zusätzlich zu den Wandrandbedingungen mit der Definition einer Oberflächentemperatur¹⁰ werden die einzelnen Volumen über Anfangsbedingungen (*Initial Conditions*) bedatet. Dazu wird das Hexaeder-Netz in die Volumen für Einlasskanal, Auslasskanal und Brennraum aufgeteilt, die jeweils am Simulationsbeginn (entspricht dem Zustand „Auslass öffnet“) initial mit folgenden Kenngrößen bedatet werden: $p, \rho, T, x_{RG}, \lambda, k, L_t$ und δ . Die turbulenten Kenngrößen entstammen stationären Blasversuchen der eingesetzten Kanäle. Die Kanäle sind nur für die Zeitspanne der geöffneten Ventile aktiv. Jeweils beim Zuschalten einer Netzregion

¹⁰Einzelne Temperaturen speziell am Zylinderkopf und am Glasring wurden durch Messung am Prüfstand bestimmt. Alle weiteren für die Druckverlaufsanalyse nötigen Temperaturen wurden mittels DoE-Strategien auf Basis der bekannten Messwerte so ermittelt, dass der Hochdruckverlauf bis zur Zündung gut dargestellt wird.

(beispielsweise beim Aktivieren des Einlasskanals) wird der Bereich um die Ventile geglättet, sodass keine Sprünge in den Strömungsgrößen auftreten.

Die Ergebnisse der Arbeitsprozessrechnung liefern auch den Massenstrom durch die Einlassventile gemäß Abbildung 3.8 und den aus Abbildung 3.7 bekannten Druckverlauf am Auslass.

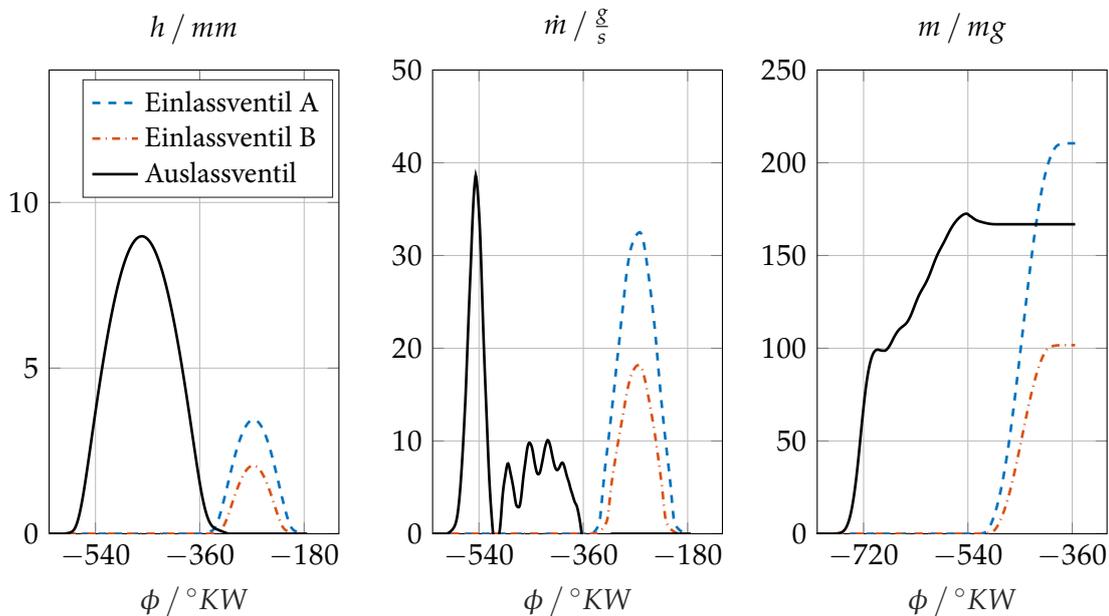


Abbildung 3.8: Hübe, Spreizungen, Massenströme und akkumulierte Massen durch die Ventile als Randbedingungen der CFD-Simulation.

Für die Abbildung der Wassereinspritzung wird zwar ein ganzer Zyklus berechnet und die Randbedingungen gemäß Abbildung 3.7 verwendet, jedoch wird die Zündung und Verbrennung bei dem gewählten optischen Lastpunkt nicht modelliert. Schwerpunktmäßig sollen die Einspritzung, die Interaktion mit den Brennraumwänden, die Ladungsbewegung, die Wandfilmbildung und die Verdampfung abgebildet und mit einem passenden Modell validiert werden, wozu die Standard-Modellierung entsprechend erweitert wurde, Tabelle 3.7. Die wichtigsten Module sind:

1. **Species:** Die Transportgleichungen für Spezieserhaltung werden gelöst. Bei Wasser wird zwischen dem Wasserdampf der Ansaugluft und dem eingespritzten Wasser unterschieden.
2. **Spray:** Die Einspritzung über den zentralen Hochdruckinjektor wird modelliert.
3. **Wallfilm:** Die Bildung des Wandfilms wird berechnet, wobei zwischen Kraftstoff und Wasser unterschieden wird.
4. **Thin walls:** Mithilfe dieses Moduls werden der Wandwärmeübergang sowie die Abkühlung der Wände durch Wandfilmaufbau mit einer definierten Anzahl von wandnahen *Boundary Layers* diskretisiert.

Tabelle 3.7: Zusätzliche Modellierungen für DWI gegenüber Standard-CFD-Untersuchungen.

Spray / Injektor: (1,4 → Mittelstrahlen; 2,3 → Zündstrahlen; 5,6 → Einlassstrahlen)		
Düsenzahl:	$n_D = 12$	siehe S. 45
Durchfluss :	$\dot{m} = f(p_R, p_Z, p_{Ref}, p_U, q_{stat})$	siehe Gl. (A.7)
Korrektur Spraywinkel:	$\alpha_1 = 13,81^\circ, \alpha_2 = 12,22^\circ, \alpha_5 = 13,93^\circ$	
Korrektur Durchstoßpunkte:	durch Vergleich mit den optischen Erkenntnissen in MATLAB durchgeführt.	
SOI-/EOI-Adaption:	$\phi_{soi} = 398,3^\circ, \phi_{eoi} = 412,87^\circ$	siehe Gl. (A.10)
Wandfilm:		
Fluid-Eigenschaften:	Definition Isooktan und Wasser.	
Verdampfungsmodell:	Combined.	siehe S. 48
Modul Thin Walls:	2D-Diskretisierung Wandtemperatur.	siehe S. 44
Vollmotorsimulation:	Modellierung <i>Static Liner</i> .	siehe S. 107
Numerik		
Zeitschrittsteuerung:	Definition gemäß Konvergenzkriterien.	
Konvergenz:	Kriterien explizit definiert.	siehe Tab. 3.8

Zur Berechnung werden eine Vielzahl von Modellen verwendet, die zusammen mit den Einstellungen für den Lösungsalgorithmus in Tabelle 3.8 angegeben sind. Essentiell sind zwei Module: Spray und Wandfilm. Außerdem spielen die örtliche und zeitliche Diskretisierung als Approximationsverfahren sowie die Konvergenzkriterien zur Einhaltung der Erhaltungssätze eine zentrale Rolle.

Spray: Bei DWI wird die Mischung aus Wasser und Kraftstoff gemeinsam durch die Löcher des Injektors in den Brennraum eingespritzt. In der Simulation müssen deswegen die beiden Fluide Wasser und Kraftstoff mit ihren physikalischen Eigenschaften abgebildet werden, wozu deren Kennzahlen in tabellierter Form in den Datenbanken hinterlegt sind. Dabei wird der Ersatzkraftstoff Isooktan verwendet, da der Fokus nicht auf den thermodynamischen Einwirkungen auf die motorische Verbrennung oder den Emissionen liegt, sondern auf der korrekten Abbildung der Einspritzung, Fluid-Wand-Interaktion und Verdampfung des Wassers. Hierzu wird ein semi-impliziter Lösungsalgorithmus gewählt, bei dem maximal 999 Subzyklen berechnet werden. Es wird je eine Düse für Wasser und Kraftstoff eingefügt, sodass die beiden Fluide getrennt voneinander an derselben Position eingebracht werden. Die Injektormodellierung ist dabei von entscheidender Bedeutung. Neben Einspritzzeitpunkt und Einspritzende wird die jeweils durch eine Düse strömende Fluidmasse definiert. Ebenso wird eine gemessene Tropfengrößenverteilung hinterlegt. Für jede Düse wird der Ort und die Richtung des austretenden Partikels vorgegeben.

Tabelle 3.8: Übersicht der numerischen Modelle und Solver-Einstellungen.

Lösungsalgorithmus	
Berechnung der Ableitungen:	Least Square Fit
Lösungsverfahren:	Simple / PISO
Residuum für Druck und Impuls: $5 \cdot 10^{-5}$	Residuum für Energie und Skalar: $1 \cdot 10^{-5}$
Minimale / Maximale Zahl an Iterationen:	25/200
Kontrolle der Erhaltungsgleichungen	
Kontinuität: ja	Kompressibilität: ja
Impuls: ja	Turbulenzmodell: k- ζ -f
Energie (h_t): ja	Wandbehandlung: Hybrid Wall Treatment
Druckarbeit: ja	Wandwärmeübergang: Han-Reitz-Modell
Differenzenschema	Linearer Gleichungslöser
Kontinuität: Zentraldifferenz	Kontinuität: AMG
Impuls: MINMOD Relaxed	Impuls: GSTB
Energie: Aufwindverfahren	Energie: GSTB
Turbulenz: Aufwindverfahren	Turbulenz: GSTB
Skalare: Aufwindverfahren	Skalare: GSTB
Spray-Behandlung:	
Drag Model:	Schiller-Naumann
Turbulent Dispersion Model:	Enabled
Evaporation Model:	Multi-Component
Wallfilm	
Lösungsmethode:	Spray
Verdampfungs-Submodell:	Combined
Eintrainment-Modell:	Schadel-Hanratty
Entrained Droplet-Size-Modell (bei Bewegung):	Kataoka
Splashing-Modell:	Kuhnke

Über mehrere Versuche wurden zudem der Injektordurchfluss sowie die Richtungen der Spraykegel an die experimentellen Daten angepasst. Im Algorithmus der Software wird eine Lagrange-Formulierung zur Beschreibung der Tropfendynamik mithilfe des *Lagrange Multiphase Models* verwendet, das gleichartige Tropfenpakete (*Parcels*) definiert. Die Gleichartigkeit wird über den Tropfendurchmesser quantifiziert. In jedem Zeitschritt werden gleich viele Parcels an verschiedenen Orten zur Massenverteilung im Spray (zum Sprayrand quadratisch abnehmend) eingespritzt, die sich anhand des Tropfendurchmessers und der Anzahl an Tropfen unterscheiden. Hierbei werden etwa 124.000 Parcels verwendet. Das *Discrete Droplet Model* ist die dahinter liegende statistische Methode, die auf dieser Basis die vorgegebene Einspritzmasse und Tropfen-größenverteilung einstellt. Für den simulierten Referenzpunkt (Tabelle 4.5) ergibt sich folgende Spraymodellierung, Abbildung 3.9.

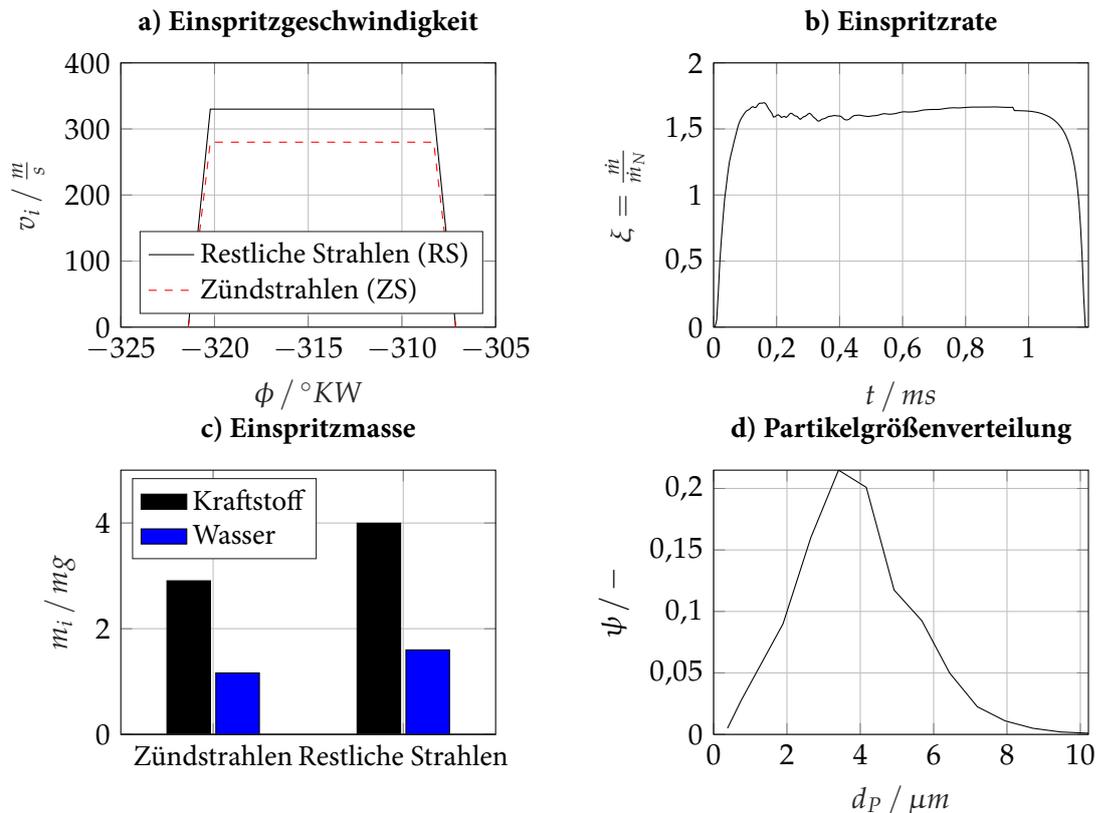


Abbildung 3.9: Modellierung des DWI-Sprays mit 40% Wasseranteil.

Der Injektor besteht aus vier Löchern mit einem Durchmesser von $d_{RS} = 0,22 \text{ mm}$ und zwei Löchern mit $d_{ZS} = 0,186 \text{ mm}$, die die Masse-reduzierten Zündstrahlen definieren. Für letztere ist der Massenstrom um rund 27% reduziert. Neben der Einspritzgeschwindigkeit (Abbildung 3.9a), die anhand der Bernoulli-Gleichung näherungsweise bestimmt und in nachfolgenden Parametervariationen detailliert wurde, wird ebenso eine gemessene Einspritzrate vorgegeben, Abbildung 3.9b. Letztere setzt die injektorspezifische Einspritzrate \dot{m} zur Einspritzrate unter Normbedingungen¹¹ \dot{m}_N und ist am Anfang durch ein Überschwingen charakterisiert. Ferner wird die einzuspritzende Fluidmasse je Loch vorgegeben, 3.9c, ebenso die gemessene Partikelgrößenverteilung 3.9d. Mit den aufgeführten Daten ist die Spraymodellierung abgeschlossen, wobei auf ein Detail hingewiesen wird: Die Validierungsgrundlage (optisch gemessene Daten am Einzylinder) ist ein zeitlich gemitteltes Spray, das aufgrund der Sprayfluktuationen einen größeren Spraywinkel als die Einzelbilder aufweist. Dieser wird in der Simulation berücksichtigt. Durch den größeren Winkel nimmt bei korrekter Einspritzgeschwindigkeit jedoch die Eindringtiefe ab, weswegen die Geschwindigkeit in der Simulation erhöht werden muss. Dies wurde bis zu einer vertretbaren Grenze in Anlehnung an die berechnete Geschwindigkeit nach Bernoulli durchgeführt. Insofern wird die Eindringtiefe des Sprays in der Simulation erwartungsgemäß etwas geringer sein als in der Messung, worunter die Aussagekraft aber keineswegs leidet. Dies ist eine bewusste Approximation in der Modellierung. Zuletzt werden noch das Ver-

¹¹Fluid: Heptan, Referenzdruck: $p_{Ref} = 100 \text{ bar}$, atmosphärischer Gegendruck in Einspritzkammer.

dampfungsmodell und die Modellierung der turbulenten Dispersion vorgestellt. Das Mehrkomponenten-Verdampfungsmodell basiert auf der Abramzon-Sirignano-Annahme mit einer Erweiterung durch Brenn [Brenn et al., 2003]. Im Gegensatz zum Einkomponentenmodell wird die verdampfte Masse jeder Komponente einzeln berechnet, der Wärmeübergang jedoch global errechnet. Das Modell geht von einer homogenen Verteilung der Komponenten innerhalb des Tropfens aus. Den verdampfenden Massenstrom erhält man durch die Oberflächenintegration der Konzentrationsverteilung um den Tropfen [AVL List GmbH, 2019a, Kap. 1.4.2.4, S. 16]. Mithilfe der Sherwoodzahl zur Definition des dimensionslosen Stoffübergangs erhält man den verdampfenden Massenstrom für die Komponente i :

$$\dot{m}_i = \pi \cdot \rho_g \cdot \Gamma_{g,i} \cdot d_p \cdot Sh_i \cdot \ln(1 + B_{\mu i}) \quad (3.11)$$

Diese Annahme beinhaltet somit Aspekte der klassischen Filmtheorie, in der die Widerstände für den Massen- und Energietransfer durch fiktive Gasfilme konstanter Dicke um den Tropfen repräsentiert werden. Bei der Tropfenverdampfung müssen die Dicken der Gasfilme korrigiert werden. Der Massenstrom kann dann wie bereits gezeigt über die Sherwoodzahl errechnet werden. Die Spaldingzahl der Komponente ist dabei mittels

$$B_{\mu i} = \frac{\mu_{is} - \mu_{i\infty}}{1 - \mu_{is}} \quad (3.12)$$

aus den Konzentrationen auf der Tropfenoberfläche (Index s) und der Umgebung (Index ∞) gegeben. Die Sherwoodzahl wird auf Basis des nicht verdampfenden Tropfens (Index 0) errechnet

$$Sh_i = 2 + \frac{Sh_0 - 2}{F_M} = 2 + \frac{0,552 \cdot Re^{1/2} \cdot Sc^{1/3}}{F_M} \quad (3.13)$$

und schließt mit der Korrekturfunktion

$$F_M(B) = (1 + B)^{0,7} \cdot \frac{\ln(1 + B)}{B} \quad (3.14)$$

das Gleichungssystem [AVL List GmbH, 2019a, Kap. 1.4.2.3, S. 14ff.]. Die turbulente Dispersion wird mit der stochastischen Methode nach Gosman und Ioannidis auf Basis einer zusätzlichen fluktuierenden Geschwindigkeitskomponente für das Spray vollzogen. Unter der Annahme isotroper Turbulenz errechnet sich die Fluktuationsgeschwindigkeit zufällig auf Basis der turbulenten kinetischen Energie des Gases am Ort des Partikels:

$$u'_i = \left(\frac{2}{3}k\right)^{1/2} \cdot \text{sign}(2Rn_i - 1) \cdot \text{erf}^{-1}(2Rn_i - 1) \quad (3.15)$$

Rn ist dabei eine Zufallszahl zwischen Null und Eins. Die Werte der Geschwindigkeitskomponenten bleiben für eine gewisse Zeit konstant und werden in Abhängigkeit der Strömung und der turbulenten Wirbel adaptiert.

Wallfilm: Beim Wandfilm werden die in Tabelle 3.8 genannten Modelle benutzt. Zudem erfolgt eine Unterscheidung zwischen Wasser und Kraftstoff. Ferner werden die Eigenschaften der Glasbauteile hinsichtlich des Wandwärmeübergangs eingetragen. Die Wandfilmmodellierung in FIRE basiert auf der Annahme eines dünnen Wandfilms. Dünn spezifiziert hierbei, dass die Dicke des Wandfilms verglichen mit dem mittleren Durchmesser der Gasströmung klein ist und somit keine Adaption des Volumennetzes zur Auflösung der Filmoberfläche notwendig ist. Dabei werden die Gasphase und der Wandfilm als separate Phasen

modelliert, die mit speziellen Randbedingungen und semi-empirischen Verbindungen miteinander gekoppelt sind. Die Wellenstruktur des Wandfilms wird nicht aufgelöst, jedoch mit einer mittleren Filmdicke und einer dieser überlagerten Rauigkeit modelliert. Die mittlere Filmoberfläche wird als wandparallel angenommen und führt dazu, dass der Wandfilm als 2D-Finite-Volumen-Modell an den Wänden abgebildet wird. Die Geschwindigkeit wird mit dem logarithmischen Wandgesetz angenähert, die Rauigkeit mithilfe der äquivalenten Sandrauigkeit eingestellt. Als Verdampfungsmodell wird *Combined* ausgewählt, das zwei Modelle anhand ihrer Geschwindigkeitsregime miteinander kombiniert. Bis zu einer problemspezifischen Reynoldszahl wird ein vorwiegend diffusives Verdampfungsmodell benutzt, darüber das Modell nach Sill-Himmelsbach. Die verdampfende Wandfilmmasse wird im physikalischen und thermodynamischen Gleichgewicht errechnet [AVL List GmbH, 2019b, Kap. 2.4.1, S. 20ff.]. Über das *Fick'sche Gesetz* wird der Massenstrom definiert.

$$\dot{m} = -\left(\frac{\rho_g \cdot (\Gamma_{12} + \Gamma_t)}{1 - c_I}\right) \cdot \frac{\partial c}{\partial y} \quad (3.16)$$

Der Massenstrom hängt dabei ganz wesentlich vom Konzentrationsgradienten der überlagerten Gasphase ab. Sofern diese gesättigt ist, ist der Gradient Null und es findet keine Verdampfung statt. Je stärker das Gas gesättigt ist, desto kleiner wird der Gradient und damit die Verdampfungsrate. Der Einfluss der Temperatur erfolgt über die davon abhängigen Parameter Diffusionskoeffizient Γ und Konzentration c . Die Konzentration der Filmoberfläche wird mithilfe der molaren Massen des verdampften Stoffes und des Gases in Abhängigkeit des Sättigungsdampfdrucks gebildet [AVL List GmbH, 2019b, Kap. 2.4.1, S. 20].

$$c_I = \frac{M_v + M_g}{M_g \cdot (p - p_s) + m_v \cdot p_s} \quad (3.17)$$

Die Diffusionskoeffizienten sind entweder Erfahrungswerte oder werden mit Näherungsverfahren bestimmt [VDI, 2013, Abs. D1, Kap. 10, S. 170ff.]. Bei laminarer Strömung und geringen Reynoldszahlen wird ein parabolisches Konzentrationsprofil an der Wand zur Abschätzung des Gradienten aus Gleichung (3.16) angenommen. Der turbulente Diffusionskoeffizient Γ_t errechnet sich dann als Quotient aus der turbulenten Diffusion und der konstant angenommenen Schmidtzahl von $Sc = 0,9$. Für die Verdampfung bei höheren Reynoldszahlen wird das turbulente Konzentrationsprofil an der Wand analog einem turbulenten Geschwindigkeitsprofil angenähert. Der verdampfende Massenstrom wird mit der wandparallelen Geschwindigkeit w der ersten Fluidzelle abgeschätzt.

$$\dot{m} = -\rho_v \cdot w \cdot St \cdot \frac{c - c_I}{1 - c_I} \quad (3.18)$$

Darin beschreibt St die dimensionslose Stantonzahl, in der auch die lokale Reibung und Rauigkeit berücksichtigt wird. Solange die Geschwindigkeit ungleich Null ist, verdampft der Wandfilm. Sollte die Geschwindigkeit Null sein, nimmt der diffusive Anteil zu und der turbulente Anteil ab [AVL List GmbH, 2019b, Kap. 2.4.1, S. 21]. Mit diesem Verfahren kann die Fluidverdampfung im Vergleich mit dem Experiment gut wiedergegeben werden.

Außerdem spielt die Tropfen-Wand-Interaktion eine wichtige Rolle. Das Splashing-Modell nach Kuhnke zeigt hierbei gute Ergebnisse [Kuhnke, 2004]. Neben der Kollision der Tropfen mit den Brennraumwänden müssen auch deren Aufbruch, Verdampfung, Deformation und Reflexion an der Wand berücksichtigt

werden. Für die Ausbildung des Wandfilms ist die Flächenbenetzung und deren Zu- bzw. Abnahme durch Verdampfung essentiell. Bei Kuhnke wird neben des Impact-Parameters K auch die Wandtemperatur T_W berücksichtigt, wobei das Modell ursprünglich für SCR-Sprays entwickelt wurde. Auf Basis der dimensionslosen Wandtemperatur und der dimensionslosen Tropfengeschwindigkeit wird mit einem Zustandsraum zwischen folgenden Formen unterschieden: Rebound (Zurückspringen), Thermischer Breakup (Tropfenzerrfall), Deposition (Agglomeration zu einem großen Tropfen an der Wand) und Splashing (Reflexion und Zerfall in kleinere Tropfen) [AVL List GmbH, 2019b, Kap. 2.4.3.2, S. 43ff.].

$$T^* = \frac{T_W}{T_S} \quad (3.19)$$

$$K = \frac{(\rho_T \cdot d_T)^{3/4} \cdot u^{*5/4}}{\sigma^{1/2} \cdot \mu^{1/4}} \quad (3.20)$$

Zur erweiterten Modellierung werden über das Modul *Thin Walls 20* wandnahe Zellschichten am Kolben, dem Einlassventil und Einlasskanal mit einer Dicke von 2 mm virtuell erzeugt, mit denen die Wand aufgedickt und diskretisiert wird. Damit wird die Kühlung der Wand durch Wandfilmauflagerung und Tropfenkollision repräsentiert. Hierzu werden die (temperaturabhängigen) Parameter für den Wandwärmeübergang ($\rho, c_p(T), \lambda(T)$) für jedes Bauteil spezifiziert und mit einem impliziten Algorithmus berechnet.

Räumliche Diskretisierung: Es wird ein Hexaedernetz für die Diskretisierung des Lösungsraums verwendet, das in bestimmten Bereichen zur Steigerung der Ergebnisqualität adaptiv verfeinert wird. Der Boundary Layer zur Auflösung der wandnahen Grenzschicht beträgt drei Zellen, deren Dicke (an der Wand: $h_Z = 10 \mu m$) sich mit dem Faktor 1,4 skaliert. Für die Einspritzung wird zusätzlich eine kugelförmige Verfeinerung im Brennraum eingefügt. Beim Zuschalten des Einlasskanals wird der Übergangsbereich zwischen Brennraum, Einlassventil und Einlasskanal geglättet. Der minimale Ventilhub beträgt $h = 0,3 mm$. Das Netz besteht (inklusive der beiden Kanäle) aus etwa 7,5 Millionen Zellen.

Zeitliche Diskretisierung: Es wird ein motorisches Arbeitsspiel aufgelöst. Beim Zuschalten der Kanäle wird die Schrittweite kurzzeitig stark reduziert ($\Delta\phi = 0,005^\circ KW$), sodass keine Konvergenzprobleme beim Übergang auftreten. Ansonsten beträgt die durchschnittliche Schrittweite $\Delta\phi = 0,2^\circ KW$. Neben den vorgestellten Restriktionen hinsichtlich der Diskretisierung spielen zuletzt die Konvergenzschranken eine besondere Rolle, siehe Tabelle 3.8.

Ergebnisse

Zur bestmöglichen Charakterisierung verschiedener Wassereinspritzsysteme werden die in Abschnitt 3.1 genannten Themenbereiche beleuchtet. Zu Beginn dient ein umfassender thermodynamischer Systemvergleich in Abschnitt 4.1 dazu, verschiedene Varianten zu untersuchen und deren thermodynamisches Potential abzuleiten. In nächsten Schritt dient die Methode der laserinduzierten Fluoreszenz dazu, die innermotorischen Vorgänge optisch sichtbar zu machen, Abschnitt 4.2. Außerdem werden neben einem Systemvergleich auch Parameter-Sensitivitäts-Analysen durchgeführt, um den Einfluss der wichtigsten Stellschrauben für die Wassereinspritzung zu verstehen. Zusätzlich wird die optische Messtechnik weiterentwickelt und an Vollmotoren getestet, Abschnitte 4.3 und 4.4. Auf Basis aller bisherigen Untersuchungen werden in Abschnitt 4.5 an der favorisierten Variante weitere Untersuchungen durchgeführt. Ausgehend von den optischen Analysen wird eine Simulationsmethodik für die 3D-CFD-Simulation entworfen und validiert, Abschnitt 4.6. Weiterführende simulative Untersuchungen in Abschnitt 4.7 runden diese Arbeit ab.

4.1 Thermodynamische Wirkungsweise im Systemvergleich

Nachfolgend werden die Ergebnisse des Systemvergleichs zwischen der Mischungseinspritzung und der Saugrohreinspritzung vorgestellt. Auf die Abbildung einer Sammlereinspritzung, wie sie beispielsweise in [Hermann et al., 2017, Kap. 4.1, S. 403] auftaucht, wurde verzichtet. Die Sammlereinspritzung wird vorzugsweise zur Leistungssteigerung im Motorsport bei hohen Drehzahlen und spezifischen Leistungen verwendet, wobei stöchiometrischer Betrieb nicht vorausgesetzt wird. Nachteilig ist zudem der Wasserverbrauch, was in Untersuchungen von [Hermann et al., 2017, Kap. 5.1, S. 406; Kap. 6.2, S. 413] oder [Durst et al., 2017, Kap. 6, S. 79] nachzulesen ist. Hier wurden an einem Einzylinder-Forschungsmotor verschiedene Lastpunkte mit unterschiedlichen Wasserbeladungen vermessen. Neben einer Bilanzierung stehen auch die Charakterisierung der Verbrennung, das Abkühlpotential sowie die gasförmigen Rohemissionen im Vordergrund.

4.1.1 Auswirkungen im motorischen Betrieb

Die thermodynamische Wirkungsweise des Wassers, die aus Abbildung 2.2 bekannt ist, wird im Folgenden durch Messergebnisse verifiziert. Dabei wird der Wirkpfad **E2** zugrunde gelegt, also eine Verbesserung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs angestrebt. Zudem werden die Einflüsse des eingespritzten Wassers auf die gasförmigen Emissionen ausgewertet.

Durch die chemischen Umwandlungsprozesse während der Verbrennung und aufgrund des zusätzlich eingespritzten Wassers entsteht gasförmiger Wasserdampf im Brennraum, dessen Massenanteil folgende Abhängigkeiten zur Wassereinspritzung aufweist, Abbildung 4.1.

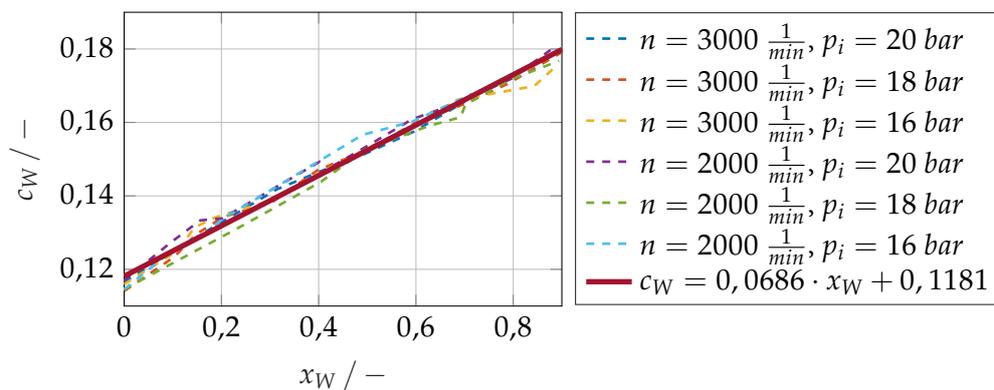


Abbildung 4.1: Zusammenhang zwischen Wasserbeladung x_W und Volumenkonzentration c_W im Abgas (Rohemissionen, Forschungsmotor) unter stöchiometrischen Randbedingungen.

Durch die Zugabe von flüssigem Wasser in den Brennraum und dessen kühlende Wirkung bleibt es molekular erhalten und stellt damit ein Inertgas dar. Bei einem stöchiometrischen Gemisch ergibt sich ein Wassergehalt von etwa $c_W \approx 0,12$ im Abgas, wie man auch aus chemischen Überlegungen kennt¹. Unter Zugabe von Wasser ergibt sich eine näherungsweise lineare Abhängigkeit zwischen der Wasserbeladung x_W und der Volumenkonzentration c_W im Abgas, Gleichung (4.1).

$$c_W = 0,0686 \cdot x_W + 0,1181 \quad (4.1)$$

Die Bestimmungsgleichung des Polynoms aus Gleichung (4.1) wurde durch den Vergleich zahlreicher Variationen der Wasserrate bei verschiedenen Lastpunkten und der Randbedingung eines stöchiometrischen Betriebs durch Analyse des Wasseranteils mit einem FTIR-Messsystem ermittelt. Für die zur Bestimmung der Regressionsanalyse verwendeten Lastpunkte sind deren Verläufe und die Approximationskurve ebenfalls in Abbildung 4.1 angegeben.

¹Die Untersuchungen wurden an einem Forschungsmotor durchgeführt, der eine Trennung von Zylinderkopf und Kurbelgehäuse aufweist. Damit wird bei diesen Untersuchungen der Effekt von verbranntem Motoröl genauso wie der Einfluss des Katalysators oder der Feuchtigkeit der Frischluft nicht abgebildet. Beim Vollmotor liegt die Kurve also etwas höher, die Steigung ist aber vergleichbar, wie Regressionsanalysen zeigten.

Neben dem gerade diskutierten allgemeingültigen Zusammenhang wirkt sich die Wassereinspritzung maßgeblich auf die Motorthermodynamik und die mechanische Bauteilbelastung (vorzugsweise auf den Spitzendruck und die Bauteiltemperatur) aus. Einer der Vorteile der Wassereinspritzung liegt in der Reduktion der Abgastemperatur und des Anreicherungsbedarfs, wie sie in Abbildung 4.2 für verschiedene Betriebspunkte dargestellt ist.

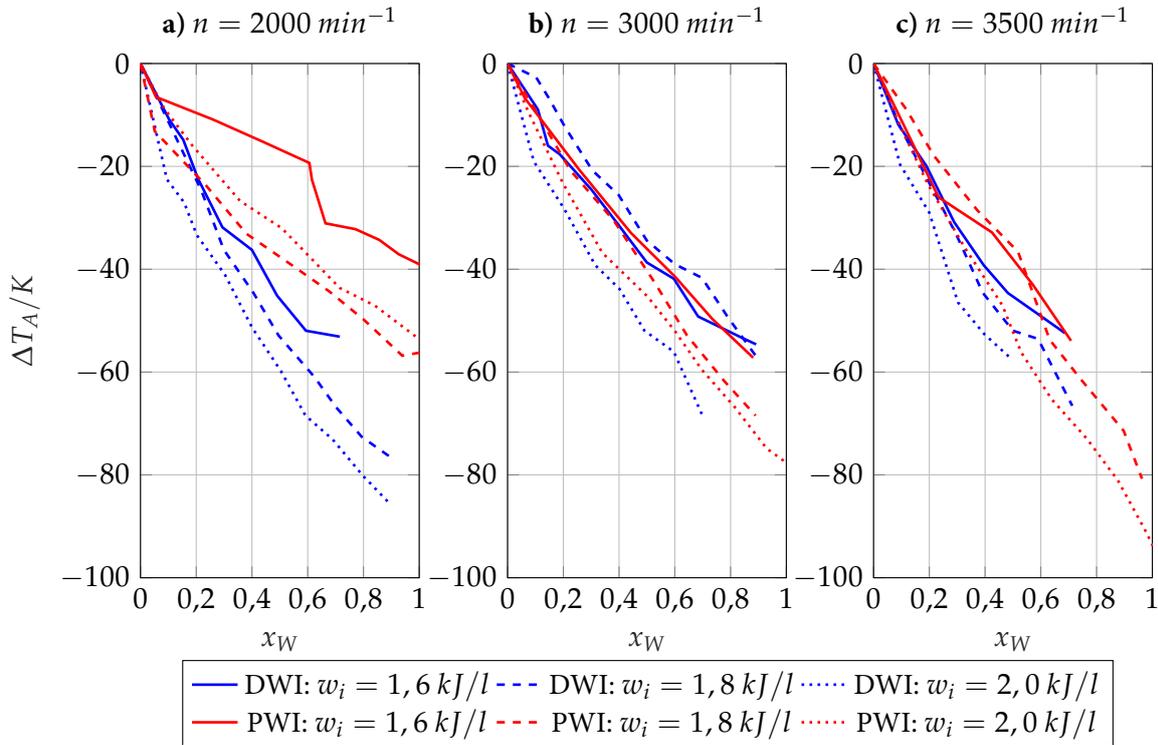


Abbildung 4.2: Verlauf der Abgastemperatur als Funktion der Wasserbeladung $\Delta T_A = f(x_W, n, w_i)$ bei verschiedenen Betriebspunkten im Systemvergleich.

Darin zeigt sich, dass die Abgastemperatur in allen Betriebspunkten deutlich gesenkt wird. Betrachtet man zuerst Abbildung 4.2a, so fällt auf, dass bei dieser Drehzahl die Mischungseinspritzung (DWI) im Vorteil ist. Diese liefert bei fast allen Betriebsbedingungen eine definierte Abkühlung ΔT_A bei geringeren Wasserraten als die Saugrohreinspritzung (PWI). Zudem zeigt sich bei DWI eine klare Abhängigkeit von der Last, sprich von der hier dargestellten indizierten spezifischen Arbeit. Je größer w_i , desto größer ist auch das Abkühlpotential bei einer festen Wasserbeladung x_W . Dies liegt unter anderem an der Definition der Wasserrate aus Gleichung (2.9), da für höhere Lasten mehr Kraftstoffmasse und damit (bei konstanter Wasserbeladung) auch eine größere Masse an Wasser eingespritzt wird. Zwangsläufig sind dabei auch die Verbrennungsend- und Abgastemperaturen absolut betrachtet höher. Ferner zeigt sich, dass für eine definierte Abkühlung mit sinkender Kraftstoffmasse (und damit Last) die Wasserbeladung steigt, womit die effektive Masse an Wasser betrachtet werden sollte. Im direkten Vergleich mit PWI zeigt sich, dass dessen Abkühlpotential geringer ist, weshalb dieses Konzept mehr Wasser benötigt. Außerdem wird keine explizite Abhängigkeit von der Last festgestellt. Es zeigt sich, dass die Kurven der beiden höchsten Lasten sehr eng beieinander liegen und ei-

nen deutlichen Abstand zur Kurve mit der niedrigsten Last besitzen. Je niedriger die Last, desto geringer ist auch der Frischluftmassenstrom, in den das Wasser im Saugrohr eingebracht wird. Hierbei zeigt sich, dass ein höherer Massenstrom die Aufnahme und Tropfenbildung des Wassers und dessen Verdampfung positiv beeinflusst. Daraus ergeben sich kleinere Tropfendurchmesser, die schneller verdampfen und die Frischluft effektiv abkühlen. Bei einer Erhöhung der Drehzahl und damit der Arbeitsspiele pro Zeiteinheit zeigt Abbildung 4.2b, dass die konzeptionellen Unterschiede geringer werden. Bei der Mischungseinspritzung zeigt sich, dass für eine definierte Abkühlung mehr Wasser im Vergleich mit der geringeren Drehzahl benötigt wird. Dies liegt an der kürzeren Zeitspanne für die Verdampfung des Wassers im Brennraum verbunden mit der längeren Einspritzdauer, wobei auch der Wandkontakt zunimmt. Dies erklärt, warum weniger Wasser verdampft und folglich für eine definierte Abkühlung mehr Wasser eingespritzt werden muss. Die Saugrohreinspritzung zeigt mit der Steigerung der Drehzahl eine deutliche Verbesserung in der Effektivität der Ladungskühlung und befindet sich in etwa auf dem Niveau der Mischungseinspritzung. Ferner bildet sich hier eine klare Lastabhängigkeit aus, deren Effektivität mit der Last korreliert. Eine weitere Steigerung der Drehzahl führt, wie in Abbildung 4.2c dargestellt, zu keiner weiteren Reduktion der konzeptbedingten Unterschiede. Insgesamt bleiben die Vorteile bei der Mischungseinspritzung in Bezug auf den Wasserbedarf erhalten. Interessant ist bei der größten Drehzahl im Vergleich die Tatsache, dass mit der Saugrohreinspritzung höhere Abkühlpotentiale eröffnet werden, während diese bei der Mischungseinspritzung aufgrund der Beschränkung der Laufruhe des Motors nicht mehr möglich waren. Die direkte Einspritzung in den Brennraum ist mit langen Einspritzintervallen und großem Wandkontakt verbunden, was zu Laufruheproblemen durch zunehmende Schwankungen des Mitteldrucks führt. Der klare Verbrauchsvorteil für die Mischungseinspritzung ist jedoch unangetastet vorhanden, weswegen sie in diesem Vergleich die erste Wahl darstellt. Die thermodynamischen Ergebnisse beinhalten Modellvorstellungen, die im weiteren Verlauf dieser Arbeit mit unterschiedlichen Methoden bewertet werden, Tabelle 4.1.

Tabelle 4.1: Thermodynamische Modellvorstellungen zur weiteren Analyse.

	Vorstellung	siehe Abbildung
DWI:	1. Intensivierung des Wandkontakts mit steigender Drehzahl.	4.21
DWI:	2. Abnahme der Verbrennungsstabilität bei überkritischer Wasserrate: Zunahme Wandkontakt und Erlöschen des Zündfunken bei hohen Wasserdampfkonzentrationen im Bereich der Zündkerze.	siehe Text unten
PWI:	3. Wandkontakt höher als bei der Mischungseinspritzung.	4.13 & 4.15
PWI:	4. Höhere Verdampfungsrate bei größerer Last (Frischluftmassenstrom), somit kleinere Tropfen und schnellere Verdampfung.	4.30
PWI:	5. Höhere Verdampfungsrate bei größerer Turbulenz (Drehzahl): Förderung des Tropfenzerfalls.	4.28

Tatsächlich wurde auch an Vollmotoren bei sehr hohen Wasserraten beobachtet, dass die Zündaussetzer zunehmen. Dies kann mit einer Steigerung der Zündenergie wirkungsvoll kompensiert werden.

Mit der geringeren Klopfneigung durch die Wassereinspritzung wird die Zündung nach früh gestellt, was zu einer längeren Expansion und geringerer Abgastemperatur führt. Dies äußert sich insbesondere in der Verbesserung der Schwerepunktlage, die bekanntlich bei $\phi_{50} = 8^\circ\text{KW}$ optimale Leistungsentfaltung ermöglicht [Merker et al., 2012, Kap. 8.2.1, S. 351]. Folglich ist das Ziel der Wassereinspritzung neben stöchiometrischem Betrieb im gesamten Kennfeld auch möglichst optimale Schwerepunktlagen einzustellen, die sich im durchgeführten Systemvergleich in Abbildung 4.3 zeigen. Aus Abbildung 4.3a entnimmt man, dass sich bei der geringsten Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ die bekannten Vorteile der Mischungseinspritzung auch in der Frühverstellung der Schwerepunktlage zeigen. Wenn bei einer Last die Optimalitätsbedingung $\phi_{50}^{opt} = 8^\circ\text{KW}$ nicht erreicht wird, dann entweder weil die notwendige Wasserrate nicht mehr exakt eingestellt werden konnte oder weil die Stabilität der Verbrennung den maximalen Grenzwert für dessen Varianz im indizierten Mitteldruck von 2,5% erreicht hat und die Messung deswegen beendet wurde.

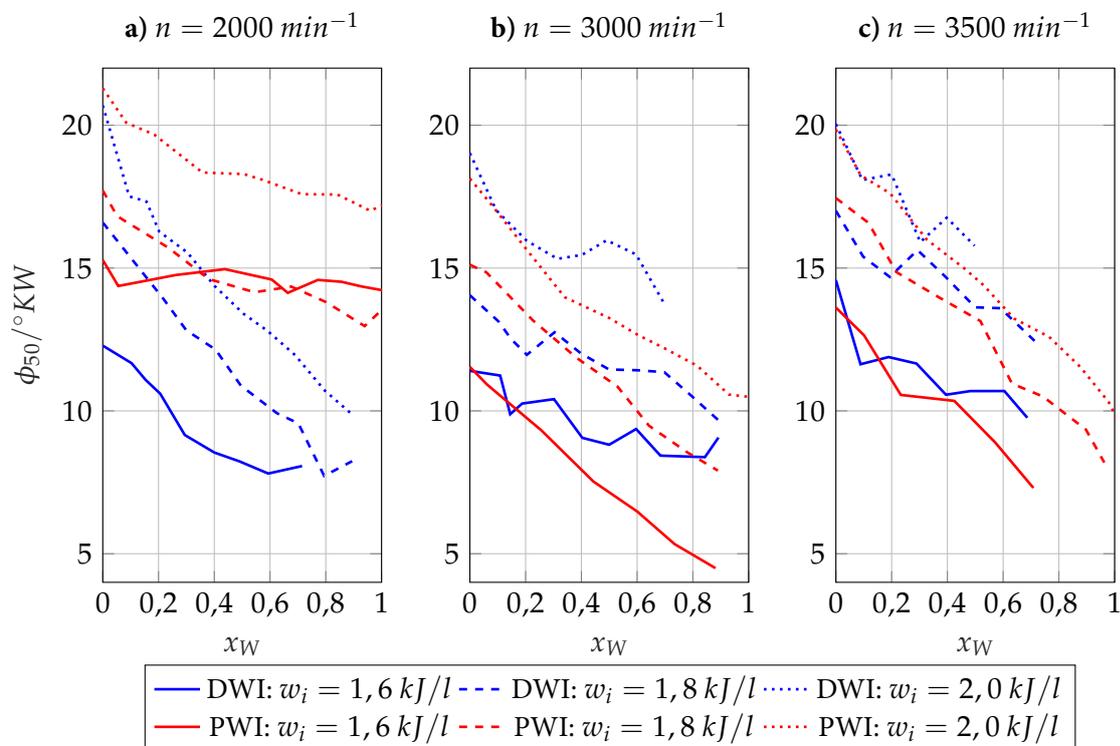


Abbildung 4.3: Verbesserung des Verbrennungsschwerpunkts bei Wassereinspritzung für verschiedene Konzepte und Betriebspunkte im Systemvergleich.

Interessant ist bei dieser Drehzahl außerdem noch, dass die Saugrohreinspritzung keine nennenswerte Verbesserung des Verbrennungsschwerpunktes ermöglicht, was auf einen unvollständigen Transport des Wassers in den Brennraum durch Ablagerung an den Saugrohrwänden zurückzuführen ist. Mit steigender Drehzahl zeigt sich in Abbildung 4.3b, dass mit höherer Einströmgeschwindigkeit und Turbulenz die Wirksamkeit der Saugrohreinspritzung steigt. Neben der Temperaturabsenkung und Frühstellung der Zündung wird vor allem der indizierte Kraftstoffverbrauch abgesenkt. Durch eine stetige Steigerung der Drehzahl setzt sich der lineare Zusammenhang zwischen Wasserrate und Schwerepunktlage weiter fort, Abbildung 4.3c.

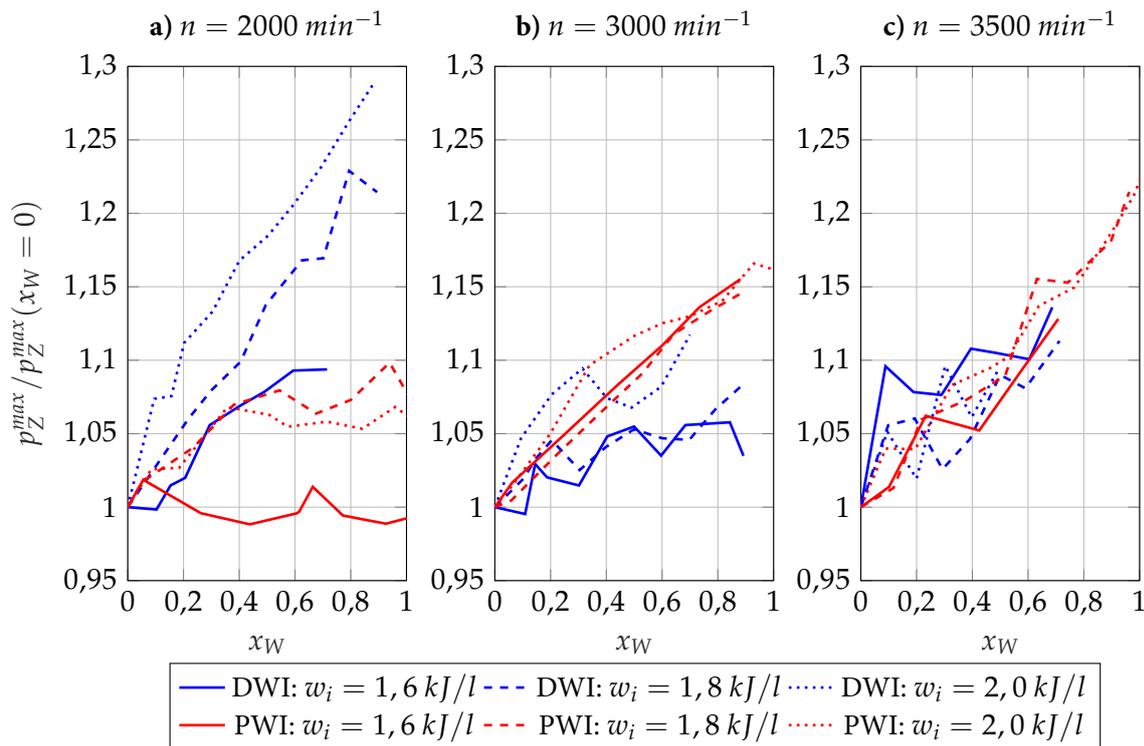


Abbildung 4.4: Veränderungen des dimensionslosen maximalen Zylinderdrucks $p_Z^{max} / p_Z^{max}(x_W = 0)$ im Systemvergleich.

Kongruent zu den bisherigen Erkenntnissen verschiebt sich bei allen Konzepten und Betriebspunkten der Zündwinkel nach früh, womit keine definierte Abhängigkeit vom Lastzustand festgestellt wird. Ferner verringern sich die Unterschiede zwischen den beiden Konzepten mit einer Steigerung der Drehzahl, wobei immer noch Vorteile für die Mischungseinspritzung zu erkennen sind. Die Steigungen $\partial\phi_z / \partial x_W$ sind für beide Konzepte in etwa gleich groß. Zur Vollständigkeit findet sich der beschriebene Zusammenhang in Abbildung A.1 im Anhang dieser Schrift wieder.

Die Entflammungsdauer nimmt ebenso stetig zu und verliert insbesondere mit steigender Drehzahl sowohl Last- als auch Konzeptabhängigkeiten, die bei der niedrigsten Drehzahl im Vergleich ersichtlich sind, Abbildung A.2. Grundsätzlich wird durch die Verschiebung der Klopfgrenze die Verbrennungslage Richtung früh verschoben. Gleichzeitig steigen Entflammungs- und Brenndauer (Inertgas) an. Folgerichtig wird der Zündwinkel deutlich mehr verändert als der 50%-Umsatzwinkel. Am Ende des Systemvergleichs werden auch die mechanischen Randbedingungen in Form des maximalen Zylinderdrucks p_Z^{max} betrachtet, Abbildung 4.4. Betrachtet man Abbildung 4.4a, so erkennt man eine deutliche Erhöhung des Zylinderdrucks bei der Mischungs- im Vergleich zur Saugrohreinspritzung speziell bei niedrigen Drehzahlen. Die Einspritzung des flüssigen Wassers in den Brennraum führt hier zu großen Druckgradienten, die sich in erster Näherung linear zur Wasserbelastung verhalten. Bei der Saugrohreinspritzung wird erst ab einer Mindestlast ein Effekt festgestellt, der darüber hinaus ab einer Wasserrate von 50% keinen nennenswerten Anstieg des Innendrucks mehr zeigt. Bei beiden Konzepten wird jedoch eine direkte Abhängigkeit von der Motorlast

festgestellt und zwar insofern, dass sich steigende Lasten negativ auf die Entwicklung des maximalen Zylinderdrucks auswirken, der bei der Mischungseinspritzung und $w_i = 2,0 \text{ kJ/l}$ zu einem fast 30% höheren Druck führt. Mit einer Steigerung der Drehzahl, Abbildung 4.4b, bleibt die lineare Abhängigkeit erhalten, jedoch reduziert sich der Vorteil der Saugrohreinspritzung, die nun ebenso hohe Druckgradienten zeigt. Ferner kann bei dieser keine Lastabhängigkeit mehr festgestellt werden. Die Kurven liegen sehr nah beieinander. Bei noch höheren Drehzahlen, Abbildung 4.4c, liegen die Saugrohr- und Mischungseinspritzung auf einem vergleichbaren Niveau und produzieren im praktikablen Einsatz bis etwa $x_W \approx 0,5$ Überdrücke um $\Delta p \approx 0,1 \cdot p_Z^{max}$. Diese Erkenntnisse sollten bei der Auslegung der mechanischen Festigkeit künftiger Motoren berücksichtigt werden. Zusammengefasst liegt die deutliche Zunahme des Zylinderdrucks vorwiegend an der Verbesserung der Schwerpunktlage und der Annäherung an eine isochore Verbrennung. Durch Wasserverdampfung vor der Verbrennung ergibt sich zudem ein leichter Druckanstieg gegenüber dem Betrieb ohne Wassereinspritzung. Durch die frühere Verbrennung steigt der effektive Wirkungsgrad und der spezifische Kraftstoffverbrauch sinkt in gleicher Weise.

Auf weitere Details wird verzichtet, da die Grundprinzipien und interessanten Fragestellungen für diese Arbeit bereits herausgearbeitet wurden. Für weitere Informationen zum Kraftstoffverbrauch wird auf die Veröffentlichungen von [Thewes et al., 2015, Thewes et al., 2016, Durst et al., 2017] und [Hermann et al., 2017] verwiesen.

4.1.2 Beeinflussung der gasförmigen Abgasemissionen

Die Zugabe von Wasser in den Brennraum führt im Vergleich mit aktuellen Brennverfahren zu einer Veränderung in den atomaren Bilanzen, die sich in den Emissionen bei stöchiometrischer Verbrennung äußern und damit als Indikator für abweichende reaktionskinetische Annahmen gelten. Im Rahmen des Systemvergleichs wurden unter anderem die in Tabelle 4.2 aufgeführten Moleküle mit einem FTIR-Messsystem beobachtet und deren Veränderung bei den untersuchten Konzepten aufgezeigt. Bei allen gezeigten Bestandteilen handelt es sich um bisher nicht reglementierte Emissionen.

Tabelle 4.2: Untersuchte Abgasbestandteile mittels Fourier-Transformations-Infrarot-Spektroskopie.

Alkane	CH_4	C_2H_6		C_5H_{12}	
Alkene		C_2H_4	C_3H_6	C_4H_8	C_6H_{12}
Alkine		C_2H_2			C_6H_6
Aldehyde	CH_2O	C_2H_4O			
Alkohole	CH_4O			$C_5H_{12}O$	
Stickstoffverbindungen					N_2O NH_3
Aromate					C_7H_8

Einige Moleküle stehen in direktem Zusammenhang mit der Wassereinspritzung. Im Speziellen handelt es sich um Pentan (C_5H_{12}), die Aldehyde Methanal (CH_2O) und Ethanal (C_2H_4O) und das canceroge-

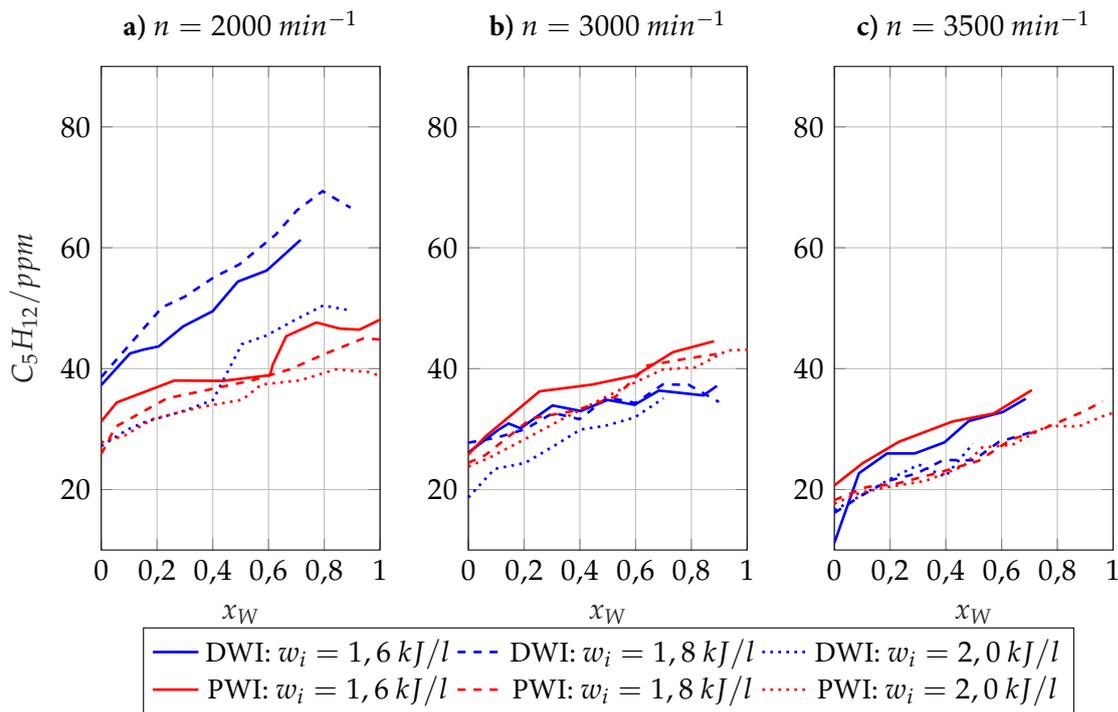


Abbildung 4.5: Wirkung der Wassereinspritzung am Beispiel von Pentan C_5H_{12} .

ne Toluol (C_7H_8). Abbildung 4.5 zeigt unabhängig von Last und Drehzahl, dass sich die Konzentration des langkettigen Pentans mit steigender Wasserbeladung linear erhöht. Während bei niedrigen Drehzahlen die Saugrohreinspritzung geringere Rohemissionen liefert, wandelt sich dieser Vorteil mit steigender Drehzahl insofern, dass sich die Rohemissionslevel beider Varianten angleichen und geringe Vorteile für die Mischungseinspritzung erkennbar sind. Insofern beschleunigt die Anwesenheit gasförmigen Wassers die Bildung des Pentans. Zusätzlich liegen die Rohemissionslevel auf einem sehr geringen Niveau, das mit steigender Drehzahl weiter sinkt.

Für die beiden Aldehyde gelten ähnliche Zusammenhänge, weswegen die Argumentation auf Ethanal beschränkt wird, Abbildung 4.6. Eine Abhängigkeit von Last, Drehzahl oder dem Konzept wird nicht festgestellt. Ebenso sind die Rohemissionen auf einem so geringen Niveau, dass von einer vollkommenen Konversion im anschließenden Drei-Wege-Katalysator ausgegangen werden darf. Nichtsdestotrotz wird ein linearer Zusammenhang zwischen der Konzentration der Aldehyde im Abgas und der Wasserbeladung festgestellt. Ähnliche Zusammenhänge wie bei den Alkanen zeigt sich auch bei Betrachtung der Konzentrationsveränderungen des Toluols, Abbildung 4.7. Mit steigender Wasserbeladung nimmt die Konzentration des Toluols näherungsweise linear zu, wobei in den Messungen keine ausgeprägte Last- oder Konzeptabhängigkeit festgestellt wird, wohl aber eine Abhängigkeit von der momentanen Drehzahl. Letztere führt bei hohen Drehzahlen zu einem niedrigen Rohemissionsniveau. Auffällig ist, dass bei der geringsten Drehzahl und der Mischungseinspritzung das absolut höchste Emissionsniveau erreicht wird und die Steigung der Gerade überproportional hoch im Vergleich zu allen anderen Ausgleichsgeraden ist. Insofern sind emissionsrelevante Aspekte vorwiegend bei niedrigen Drehzahlen und bis etwa 60% Wasser interessant.

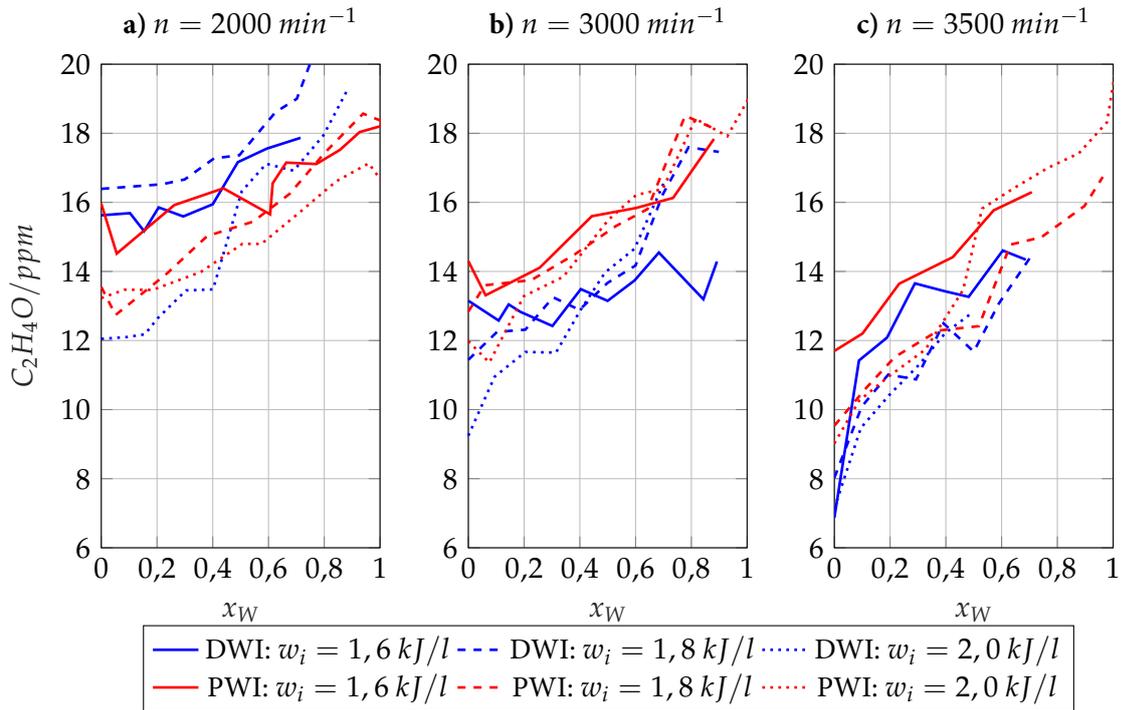


Abbildung 4.6: Wirkung der Wassereinspritzung am Beispiel von Ethanal C_2H_4O .

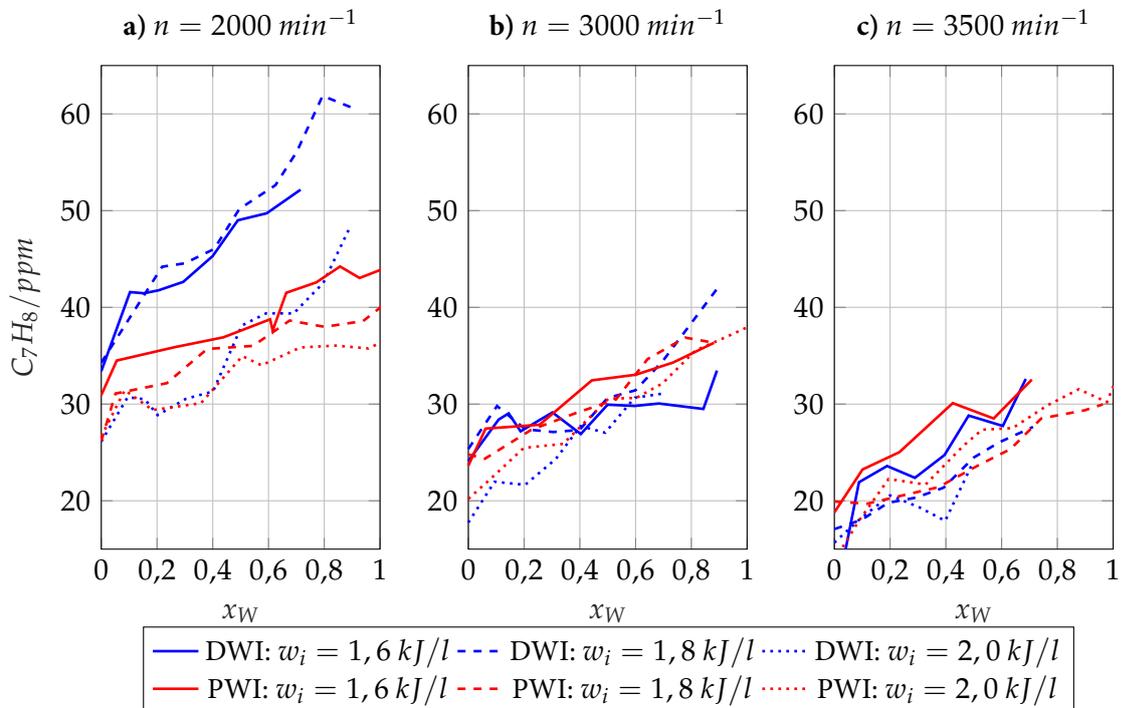


Abbildung 4.7: Wirkung der Wassereinspritzung am Beispiel von Toluol C_7H_8 .

4.1.3 Beeinflussung der festen Abgasemissionen

Neben den gerade diskutierten thermodynamischen Verbesserungen, die eine Wassereinspritzung am Ottomotor ermöglicht, können gleichwohl die Partikelemissionen im Vergleich zum angereicherten Motorbetrieb positiv beeinflusst werden. Dies wird an einem Vollmotor bei definierten Randbedingungen, siehe Tabelle 4.3, sowohl für die Mischungs- als auch für die Saugrohreinspritzung aufgezeigt.

Tabelle 4.3: Betriebspunkt für die Messung der Partikelgrößenverteilung.

Drehzahl:	$n = 6000 \text{ min}^{-1}$	Lufttemperatur:	$\theta_L = 50^\circ\text{C}$
Motorlast:	$w_i = 2,0 \text{ kJ/l}$	Luftverhältnis:	$\lambda(x_W = 0) = 0,955; \lambda = 1$
Spreizungen:	$s_E = 94^\circ, s_A = -113^\circ$	Ventilhöhe:	$h_E = 9,8 \text{ mm}, h_A = 9,9 \text{ mm}$

Zur Analyse wird das Cambustion DMS 500 verwendet [Cambustion Ltd., 2021]. Die Konzentration einer Partikelgrößenklasse (Durchmesser der als kugelförmig angenommenen Partikel) c_P beschreibt die originalen Messwerte. Damit kann die Absolutverteilung der Partikelgrößen gut beurteilt werden. Eine Normierung dieser Messgröße führt zur dimensionslosen Kennzahl \bar{c}_P , anhand derer Messungen unterschiedlicher Absolutkonzentrationen miteinander verglichen werden können. Bildet man ferner die Differenz zweier dimensionsloser Konzentrationen $\Delta\bar{c}_P$, kann visualisiert werden, in welcher Größenklasse mehr oder weniger Partikel entstehen. Vergleicht man den angereicherten (schwarze Kurve) mit dem stöchiometrischen Betrieb (blaue Kurven), so zeigt sich eine Reduktion der Fläche unterhalb der Kurve, Abbildung 4.8.

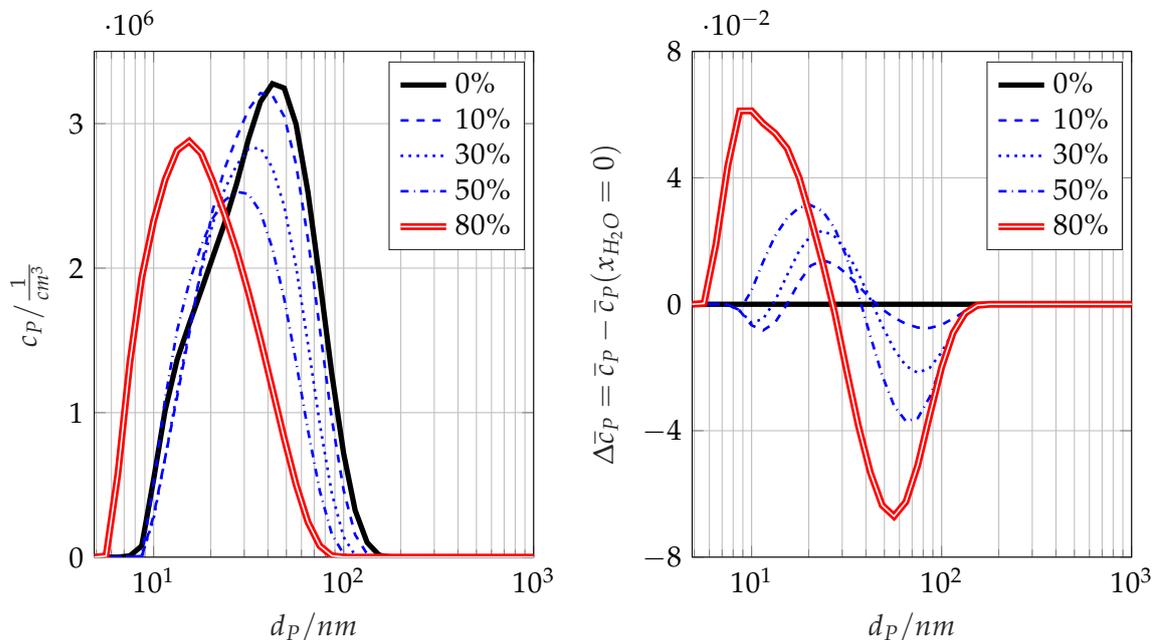


Abbildung 4.8: Absolutkonzentration c_P und auf den angereicherten Betrieb (0% Wasser) bezogene normierte Differenzkonzentration $\Delta\bar{c}_P$ bei der Mischungseinspritzung.

Somit wird bis etwa 50% Wasserrate die Partikelzahl erheblich verringert. Bei einer weiteren Steigerung der Wasserrate steigt auch die Gesamtemission wieder an, Abbildung 4.8 (rote Linie). Weiterhin zeigt sich, dass mit steigender Wasserrate das Maximum der Größenverteilung hin zu kleineren Durchmessern verschoben wird. Die normierten Spektren zeigen zudem eine Reduktion der Partikel zwischen 35 und 150 nm und einen Anstieg der Partikelhäufigkeit zwischen 5 und 35 nm. Insofern werden die Gesamtmasse und Größenverteilung abhängig von der Wasserrate beeinflusst². Abbildung 4.9 zeigt analog zu Abbildung 4.8 eine Reduktion der Gesamtmasse an Partikeln.

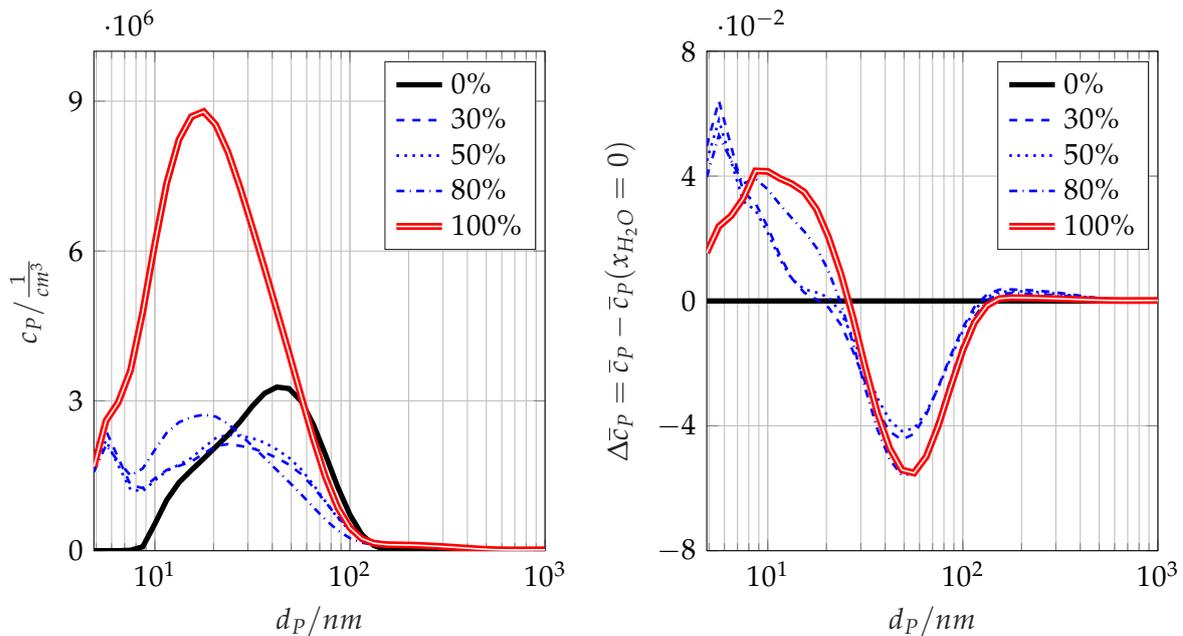


Abbildung 4.9: Absolutkonzentration c_p und auf den angereicherten Betrieb (0% Wasser) bezogene normierte Differenzkonzentration $\Delta \bar{c}_p$ bei der Saugrohreinspritzung.

Jedoch entstehen bei der Saugrohreinspritzung deutlich mehr Partikel im Sub-23nm-Bereich. Partikel größer als etwa 30 nm werden hier wirkungsvoll reduziert, wobei hier mindestens 30% Wasserrate für einen stöchiometrischen Betrieb erforderlich sind. Außerdem wird keine eindeutige Abhängigkeit von der Wassermasse festgestellt. Betrachtet man den Extrempunkt mit 100% Wasserrate, so zeigt sich analog zur Mischungseinspritzung eine Zunahme der Partikelmasse. Im direkten Vergleich zeigen sich Vorteile hinsichtlich Gesamtmasse und geringerer Produktion kleiner Partikel³ bei der Mischungseinspritzung.

Neben der Wasserrate sind die Drehzahl und der Ausgangspunkt (Luftverhältnis λ) von Bedeutung. In Abbildung 4.10 wird hierzu ein Überblick gegeben. Insbesondere kann hieraus abgeleitet werden, wie bei einem starken Abbremsen des Fahrzeugs das noch im Rail befindliche Wasser zu einem erhöhten Partikelaustritt bei direkt anschließender Beschleunigung führt, siehe den Vergleich bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ zwischen $x_W = 0$ und $x_W = 40\%$. Ohne Restwasser wären die Partikelemissionen bei stöchiometrischem Betrieb geringer.

²Betrachtungen zur Korrelation zwischen Partikeldurchmesser und Partikelmasse finden sich in [Gong et al., 2018, Bild 2].

³Je kleiner die Partikel, desto aufwendiger werden die Filtrationstechniken, vorwiegend im Bereich unter 23 nm.

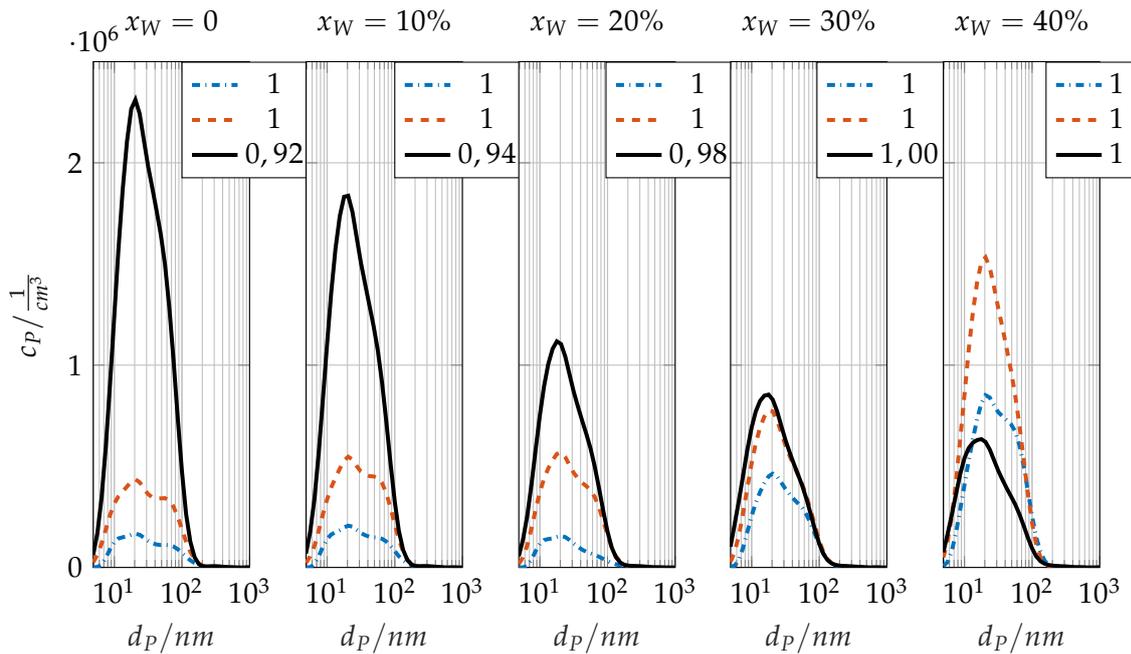


Abbildung 4.10: Einfluss von Drehzahl ($n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $n = 4000 \text{ min}^{-1}$, $n = 5000 \text{ min}^{-1}$), Wasserrate x_W und Luftverhältnis λ (siehe Legende) auf die Partikelgrößenverteilung bei $w_i = 2,0 \text{ kJ/l}$.

Beim Betriebspunkt (5000 min^{-1}) zeigt sich das Potential der Wassereinspritzung durch die schrittweise Erhöhung der Wasserrate in einen stöchiometrischen Betrieb zu gelangen und darüber hinaus wirkungsvoll die Partikelemissionen zu senken (*von links nach rechts*). Zudem zeigt sich bei 40 % Wasser eine erneute Reduktion der Partikel bei gleichbleibender Last und gleichbleibendem Luftverhältnis. Bei den beiden niedrigeren Drehzahlen war durchwegs stöchiometrischer Betrieb möglich und die Zugabe von Wasser führt zu einer stetigen Produktion von Partikeln. Dabei kann sich die Gesamtmasse deutlich erhöhen. Insofern muss bei der Applikation der Wassereinspritzung auch auf die Partikelemission und deren Beeinflussung durch Drehzahl, Luftverhältnis und Wasserrate im Verbund geachtet werden, sodass sie sich in Summe positiv auswirkt. Weiteres Optimierungspotential bietet ferner der Einspritzbeginn.

4.2 Ergebnisse der optischen Untersuchungen

Für eine bestmögliche Darstellung der Vorgänge im Brennraum sind optische Messverfahren wie die **laser-induzierte Fluoreszenz** gut geeignet. Damit können die verschiedenen Systeme für eine Wassereinspritzung erstmals an einem Transparentmotor visualisiert und bewertet werden. Im Fokus stehen neben der Einspritzung und Verdampfung auch die Interaktion mit der Ladungsbewegung und der Kontakt mit den umgebenden Brennraumwänden sowie die Ausbildung eines Wandfilms. Zwar können mit dem optischen Aggregat nicht die Kennfeldbereiche (n, w_i) analysiert werden, in denen die Wassereinspritzung im Realbetrieb verwendet werden soll, jedoch ermöglicht auch die Analyse des hier möglichen Einsatzbereichs Aussagen über prinzipielle Vorgänge und Phänomene bei dessen Verwendung und dient als Abprungbasis oder Validierungsgrundlage für die Entwicklung einer Methodik in der numerischen Strömungsmechanik, siehe Abschnitt 4.6. Dazu wird in Kapitel 4.2.1 das entwickelte Messverfahren bewertet und dessen Aussagekraft durch Validierungsversuche belegt. Im Anschluss (Abschnitt 4.2.2) folgen die Kernaussagen eines Systemvergleichs zwischen der Mischungs-, der Saugrohr- und der Sammlereinspritzung, an die sich in Abschnitt 4.2.3 eine Parameterstudie zur Identifikation der relevanten Einflussparameter anschließt. Darüber hinaus werden in Abschnitt 4.3 ausgewählte Ergebnisse zum Zwei-Tracer-Konzept visualisiert.

4.2.1 Validierung des optischen Messverfahrens

Die Messmethodik aus Abschnitt 3.2.4 wird im Folgenden validiert. In einer ersten Analyse wird die Fluoreszenz des Kraftstoffs bewertet. Dazu wird bei einem konstanten Lastpunkt (4.2) unter Verwendung des Ersatzkraftstoffes Isooktan das Fluoreszenzlicht aufgezeichnet und die Messergebnisse einmal mit und einmal ohne Wasser gegenübergestellt.

$$n = 1500 \frac{1}{\text{min}}, w_i = 0, 4 \frac{\text{kJ}}{\text{l}}, x_W = 20\%, \theta_S = 30^\circ\text{C}, \phi_{\text{soi}} = -307^\circ \quad (4.2)$$

Das in Abbildung 4.11 gezeigte Signalverhältnis ist während der gesamten Einspritzung und im weiteren Verlauf des Arbeitsspiels genügend hoch, um die beiden Fluide Kraftstoff und Wasser, auch bei geringen Konzentrationen, voneinander zu unterscheiden. Beide Einspritzungen zeigen ähnliches Verhalten hinsichtlich der Sprayeigenschaften und des Kontakts mit der Kolbenoberseite. Vergleicht man jedoch die maximale Signalintensität der beiden Varianten, so zeigt sich:

$$f_i = \frac{i_W^{\text{max}}}{i_K^{\text{max}}} = \frac{6 \cdot 10^2}{6 \cdot 10^1} = 10^1 = 10 \quad (4.3)$$

Damit geht aus Gleichung (4.3) eindeutig hervor, dass die Fluoreszenz des Wassers i_f mit dem Tracer um den Faktor $f_i \approx 10$ höher liegt als das Ergebnis der Kraftstoff-Fluoreszenz. Interessant ist, dass der nicht-fluoreszierende Ersatzkraftstoff Isooktan trotzdem Licht aussendet [Schumann, 2014, Kap. 4.2, S. 37]. Dies ist auf Verunreinigungen der kraftstoffführenden Elemente mit verbleibendem Restwasser (etwa in der Hochdruckpumpe, den Verbindungsleitungen oder im Common Rail) zurückzuführen. Eine vollständige Reinigung war nicht möglich. Durch das hohe Signalverhältnis und eine Bildkorrektur (Abzug eines Hintergrundbildes) werden diese Effekte kompensiert.

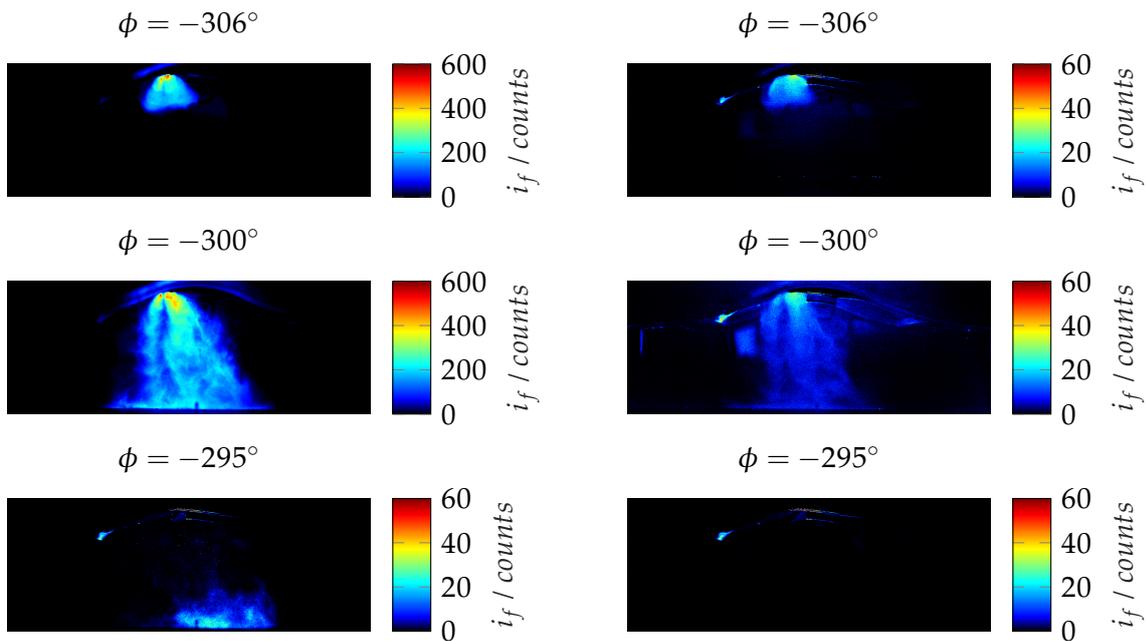


Abbildung 4.11: Vergleich der Fluoreszenzintensitäten mit (*links*) und ohne (*rechts*) Wassereinspritzung.

Auf zwei Besonderheiten in den unteren Bildern sei noch hingewiesen: links zeigt sich ein Rest unverdampften Wassers auf der Kolbenoberseite und jeweils links oben im Bild eine Reflexion des Fluoreszenzlichts aus einem Wandfilm am Kolben im Brennraumdach. In einem nächsten Schritt wird die Übertragbarkeit der Messtechnik für den Betrieb mit Realkraftstoff der Spezifikation ROZ98 bewertet, siehe Abbildung 4.12.

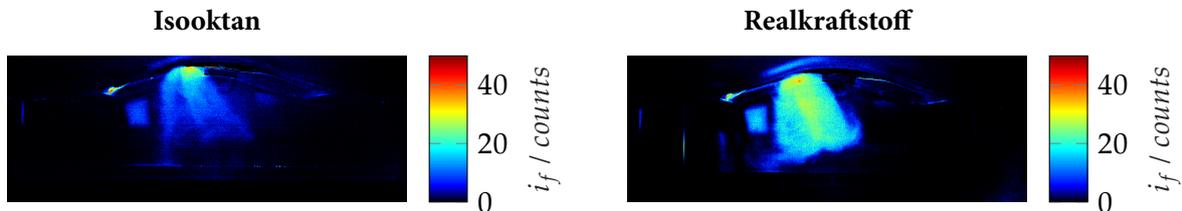


Abbildung 4.12: Vergleich der Fluoreszenzintensitäten beim Betrieb mit Isooktan und Realkraftstoff zum Zeitpunkt $\phi = -304^\circ$.

Die Sprayeigenschaften bleiben größtenteils (mit Ausnahme zyklischer Schwankungen) konstant. Bei Betrachtung des Absolutsignals fällt jedoch auf, dass Realkraftstoff ein höheres Fluoreszenzsignal im Vergleich zu Isooktan aufweist. Dabei treten zwar vergleichbare maximale Intensitäten auf, jedoch zeigt sich in der Gesamtheit der Einspritzung ein ausgedehnter Bereich höherer Intensität, der für den Bereich des Sprays gemittelt etwa folgendes Signalverhältnis zu Isooktan zeigt:

$$f_k = \frac{\overline{i_K}}{\overline{i_I}} \approx \frac{30}{15} \approx 2 \quad (4.4)$$

Damit resultieren beim Realkraftstoff größere Störsignale. Aus den Untersuchungen in Abschnitt 3.2.4.2 geht hervor, dass mit der eingesetzten Wellenlänge nicht die Eigenfluoreszenz des Kraftstoffs angeregt wird, die üblicherweise im ultravioletten Bereich liegt [Gilbert und Baggott, 1991, Schulz und Sick, 2005]. Zusätzlich zu möglichen Restwasser-Quellen im Versuchsaufbau, wie beim Betrieb mit Isooktan, erklären sich die höheren Fluoreszenzintensitäten noch am Ethanolanteil des Kraftstoffs. Der Tracer Eosin löst sich in Ethanol [Koeogl et al., 2018]. Deswegen steigt die Signalintensität des Störsignals weiter an. Trotzdem ist das Signal-Rausch-Verhältnis immer noch genügend groß, sodass von validen Messungen ausgegangen werden kann, wobei durch verbesserte Strahlführung und Steigerung der Laserleistung im Messbetrieb nochmals höhere Rohsignal-Intensitäten erreicht werden. Folglich werden die weiteren Messungen mit dem Realkraftstoff durchgeführt.

4.2.2 Optische Analyse der verschiedenen Technologien

Die aus dem thermodynamischen Systemvergleich erarbeiteten Modellvorstellungen, Tabelle 4.1, werden im Folgenden mittels optischer Messtechnik analysiert⁴ [Weber et al., 2021]. Zudem stehen zur weiteren Vertiefung 3D-Strömungssimulationen zur Verfügung, die die Phänomene im Brennraum feiner skaliert aufzeigen, Abschnitt 4.7. Neben den verschiedenen Möglichkeiten der Realisierung einer Wassereinspritzung am Ottomotor werden systemrelevante Einflussgrößen ermittelt und deren Auswirkung aufgezeigt.

4.2.2.1 Versuchsprogramm und Randbedingungen

Um die Systematik eines jeden Konzepts detailliert zu verstehen und die Wechselwirkungen im motorischen Betrieb darzustellen, werden verschiedene Parameter variiert, die in Tabelle 4.4 zusammengefasst sind.

Tabelle 4.4: Versuchsprogramm der optischen Untersuchungen mittels laserinduzierter Fluoreszenz.

Parameter	DWI	PWI	CWI	Parameter	DWI	PWI	CWI
Drehzahl n	✓	✓	✗	Ansaugtemperatur θ_S	✓	✓	✗
Motorlast p_i	✓	✓	✗	Wassertemperatur θ_W	✓	✗	✗
Wasserrate x_W	✓	✓	✓	Einspritzstrategie	✓	✗	✗
Einspritzbeginn ϕ_I	✓	✓	✓	Zyklusschwankungen	✓	✓	✓
Systemdruck p_W, p_R	✓	✓	✗				

Interessant ist, dass zahlreiche Parametervariationen bei der Sammlereinspritzung (CWI) nicht möglich waren, da bei diesem System sehr hohe statistische Schwankungen und damit Inhomogenitäten einhergehen,

⁴Die Motorleistungen aus dem Systemvergleich und den optischen Messungen sind nicht gleich groß, da der optische Motor konzeptionell Glasbauteile verwendet, die maximale Spitzendrücke im Brennraum von bis zu $p_{max} = 60 \text{ bar}$ zulassen. Ferner werden mit den optischen Untersuchungen geringere Motorlasten eingestellt, die jedoch im Sinne einer Parametervariation eine valide Aussage zulassen. Außerdem sei der Vollständigkeit halber noch angemerkt, dass die untersuchten Betriebspunkte (n, w_i) bei einem realen Motor nicht im Kennfeldbereich mit Wassereinspritzung liegen.

die einen sinnvollen Betrieb am Motorprüfstand nicht ermöglichen. Die zugrunde liegenden Zusammenhänge sind diesbezüglich in Abschnitt 4.2.2.4 zu finden. Um die Konzepte zu vergleichen, wird ein Referenzpunkt definiert, der einen Kompromiss aus den limitierenden Einschränkungen von Mess- und Prüftechnik darstellt, siehe Tabelle 4.5.

Tabelle 4.5: Referenzpunkt der optischen Untersuchungen.

Drehzahl:	$n = 2000 \text{ min}^{-1}$	Spreizung:	$s_E = 94^\circ, s_A = -100^\circ$
Motorlast:	$p_i = 4 \text{ bar}$	Ventilhub:	$h_E = 2,75 \text{ mm}, h_A = 9,9 \text{ mm}$
Wasserrate:	$x_W = 40\%$	Verbrennung:	$\phi_z = -18,7^\circ, \phi_{50} = 8^\circ$
Wasserdruck:	$p_W = 7 \text{ bar}$	Einspritzzeitpunkt:	$\phi_{soi}^{DWI} = -326^\circ, \phi_{soi}^{CWI/PWI} = -330^\circ$
Raildruck:	$p_R = 250 \text{ bar}$	Kraftstofftemperatur:	$\theta_K = 13^\circ\text{C}$

In den nächsten Abschnitten werden die einzelnen Konzepte anhand des Referenzpunkts charakterisiert. Damit wird sowohl das globale Verständnis der Wirkungsweise eines jeden Konzepts vertieft als auch Stärken und Schwächen aufgeführt, die das System über den normalen Anwendungsbereich hinaus beschreiben.

4.2.2.2 Charakterisierung der Mischungseinspritzung (DWI)

Die Mischungseinspritzung entspricht der gemeinsamen Einspritzung eines Wasser-Kraftstoff-Gemischs über den Hochdruckinjektor direkt in den Brennraum, Abbildung 4.13.

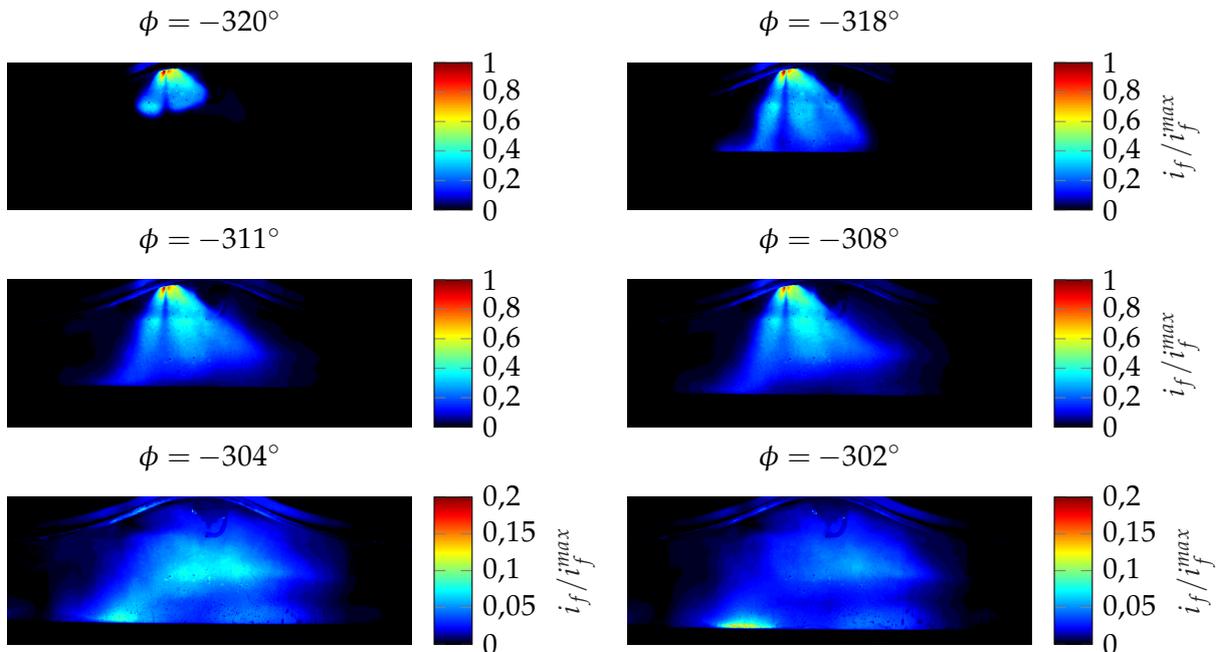


Abbildung 4.13: Einspritzcharakteristik der Mischungseinspritzung am Referenzpunkt.

Am Beginn ($\phi = -320^\circ$) ist sie von der Ausbildung eines Sprays mit feinsten, nicht mehr voneinander zu differenzierenden Tropfen gekennzeichnet und unterscheidet sich auf den ersten Blick nicht von einer Kraftstoffeinspritzung. Interessant ist, dass am Injektorausstritt lokal höchste Wasserkonzentrationen vorliegen, die in Ausbreitungsrichtung den Spraykegel formen und durch Verdampfungseffekte an Intensität verlieren. Gut zu erkennen sind die Spraykegel, die sich mit fortschreitender Einspritzung räumlich überlagern, ($\phi = -318^\circ$ bis $\phi = -308^\circ$). Während der Abfolge der Einspritzung erkennt man wiederum die räumliche Ausbreitung des Sprays und die Wasserverdampfung an den Sprayenden, da die Fluoreszenzintensität geringer wird. Ferner benetzt bei $\phi = -318^\circ$ der linke Spraykegel die Kolbenoberseite, wobei auch die anderen Spraykegel die Kolbenoberseite tangieren. Ist die Medienzufuhr in den Brennraum beendet, bewegt sich das Wasser vom Brennraumdach in Richtung Kolbenoberseite ($\phi = -304^\circ$) und bildet an zwei Stellen Wandfilme aus ($\phi = -302^\circ$). Der Wandfilm auf der Einlassseite (*links*) ist größer als der auf der Auslassseite, weil durch die Ausrichtung der Spraykeulen die Benetzung größer und die Verdampfung aufgrund der niedrigeren Oberflächentemperatur geringer ist. Von Interesse ist jedoch, ob die Wandfilme bis zum Zündzeitpunkt vollständig verdampfen und damit effektiv zur Gemischkühlung beitragen oder nicht, siehe Abbildung 4.14.

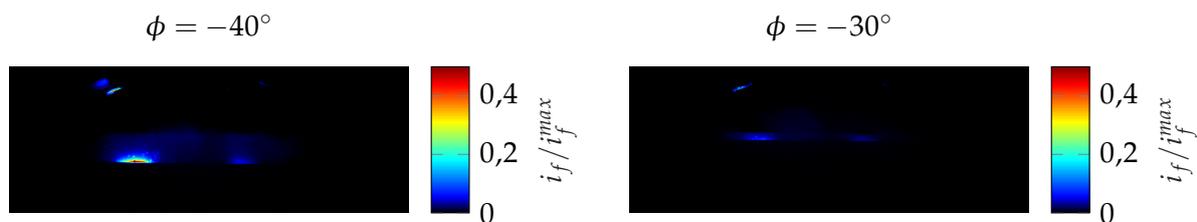


Abbildung 4.14: Verdampfungsverhalten in der späten Kompression bei DWI am Referenzpunkt.

Auch in der späten Kompression ($\phi = -40^\circ$) ist der Wandfilm auf der Kolbenoberseite einlassseitig noch sehr gut zu erkennen, während der auslassseitige Film weitestgehend verdampft ist. Ferner zeigt sich, dass der bestehende Wandfilm im weiteren Verlauf immer dünner wird und somit verdampft, wobei er bei $\phi = -30^\circ$ fast nicht mehr zu erkennen ist. Betrachtet man das Verhalten bis zum Zündzeitpunkt, darf von einer vollständigen Verdampfung ausgegangen werden. Das System weist also höchste Verdampfungsraten auf.

4.2.2.3 Charakterisierung der Saugrohreinspritzung (PWI)

Die Saugrohreinspritzung ist eine weitere Möglichkeit, Wasser gezielt in den Brennraum einzubringen und zur Homogenisierung und schnellen Verdampfung auch die Turbulenz der einströmenden Frischluft zu nutzen. Am Referenzpunkt (Tabelle 4.5) wird die Charakteristik in Abbildung 4.15 aufgezeigt.

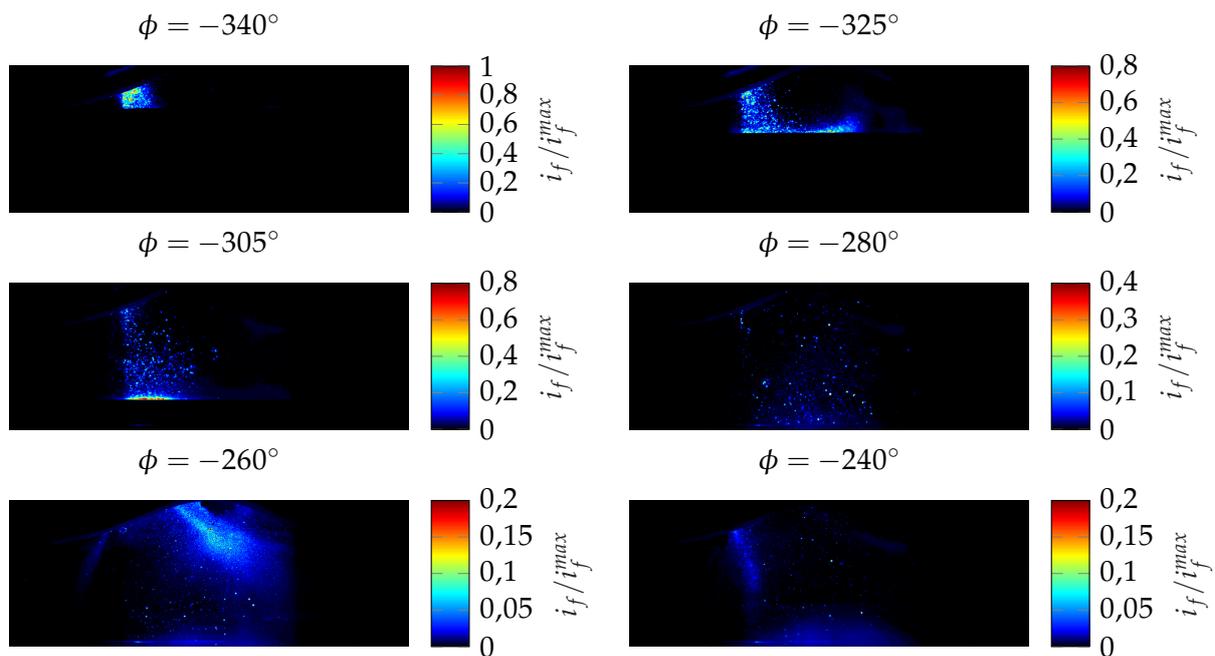


Abbildung 4.15: Einspritzcharakteristik der Saugrohreinspritzung am Referenzpunkt.

Das Wasser erreicht zusammen mit der Frischluft den Brennraum, wenn sich das Einlassventil nennenswert öffnet ($\phi = -340^\circ$). Dabei werden viele Tropfen durch den Luftmassenstrom bewegt und gelangen zusammenhängend in den Brennraum. Im weiteren Verlauf der Einspritzung erreichen die Wassertropfen die Kolbenoberseite und dringen aufgrund ihres Impulses weit in radialer Richtung (Richtung Auslassventil) vor ($\phi = -325^\circ$). Dies führt mit fortschreitender Ventilöffnung zur Ausbildung eines lokalen Wandfilms ($\phi = -305^\circ$), der sich vorzugsweise auf der Kolbenoberseite ausbildet. Auslassseitig wird der Wandfilm auf dem Kolben durch die höhere Oberflächentemperatur und die geringere Wassermasse weniger stark ausgebildet. Zusätzlich findet während der Kraftstoff-Hochdruckeinspritzung eine Verdrängung der Wassertropfen auf der Kolbenoberseite in den Bereichen unterhalb der Zündstrahlen des Injektors statt, sodass diese schneller verdampfen. Interessant ist bei diesem Zustand ($\phi = -305^\circ$) auch, dass sich im Brennraum viele kleine Tropfen befinden, die im weiteren Verlauf größtenteils verdampfen ($\phi = -280^\circ$), bis sich durch die Einströmbedingungen Phasing-Effekte einstellen ($\phi = -260^\circ$), die relativ kleine und damit schnell verdampfende ($\phi = -240^\circ$) Wassertropfen in den Brennraum führen. Beim Schließen des Einlassventils wird das Wasser mit der restlichen Frischluft durch den kleinen Ventilsplatt zu einem fast vertikalen Einströmen gezwungen. Insgesamt verdampft während der vergleichsweise langen Einspritzung bereits ein Großteil des Wassers, was durch die Skalierung der Fluoreszenzintensität ausgedrückt wird. Entscheidend für eine hohe Effektivität der Ladungskühlung in Verbindung mit einem möglichst niedrigen Wasserbedarf ist, dass das Wasser in der späten Kompression vor dem Zündzeitpunkt vollständig verdampft und unter Aufnahme der Verdampfungsenthalpie das Gemisch kühlt. Deswegen wird in Abbildung 4.16 die späte Kompression bis zum Zündzeitpunkt ($\phi_z = -25^\circ$) betrachtet.

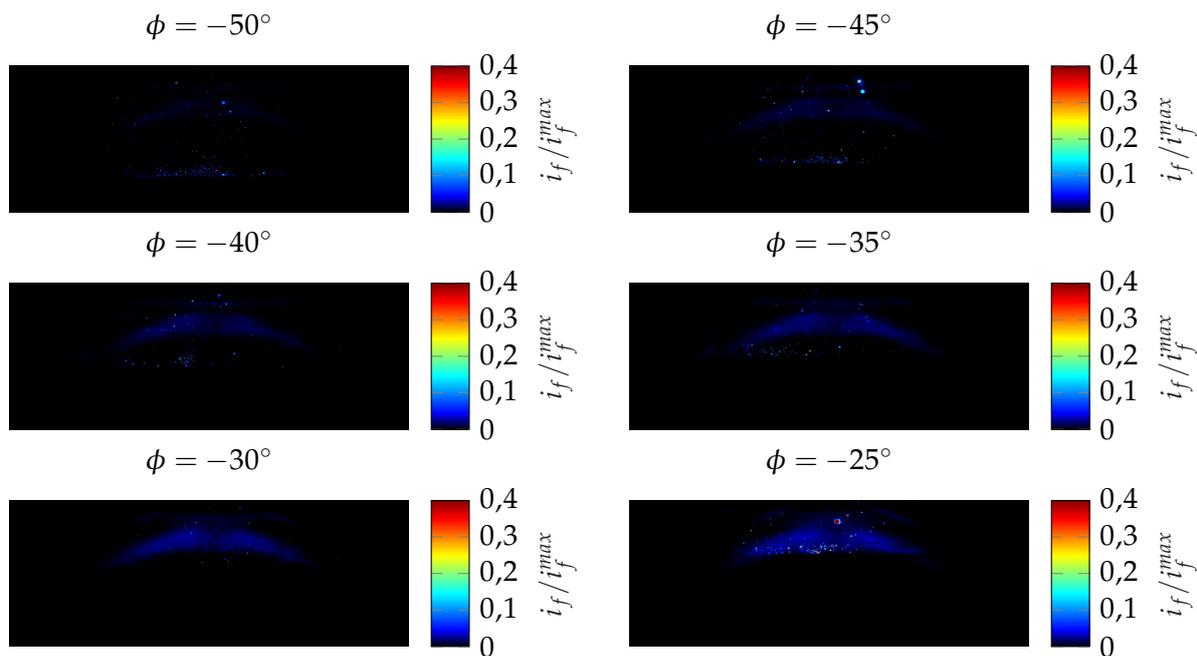


Abbildung 4.16: Verdampfungsverhalten in der späten Kompression bei PWI am Referenzpunkt.

Gut zu erkennen sind die geringen Wasserrückstände / Tropfen auf der Kolbenoberseite, die im Vergleich zur Mischungseinspritzung keinen zusammenhängenden Wandfilm ausbilden. Diese verdampfen während der Kompression von $\phi = [-50^\circ \dots -30^\circ]$ durch die Volumenverringering im Brennraum und die damit ansteigende Temperatur. Zum Zündzeitpunkt ($\phi = -25^\circ$) sind noch viele Wassertropfen vorhanden, sodass die Verdampfungsrate geringer als die der Mischungseinspritzung ist. Außerdem werden die Wassertropfen bei einsetzender Verbrennung durch die entstehende Detonationswelle an den Rand des Brennraums gedrückt, benetzen die Laufbuchse und verdampfen schließlich oder gelangen in die Ölwanne.

4.2.2.4 Charakterisierung der Sammlereinspritzung (CWI)

Zum Abschluss wird die Sammlereinspritzung analysiert, bei der das Wasser über zwei Niederdruckeinspritzventile dem Luftsammler zugeführt wird. Abbildung 4.17 zeigt die Einspritzcharakteristik am Referenzpunkt aus Tabelle 4.5. Bereits zu Beginn der Einspritzung bei $\phi = -340^\circ$ erkennt man das Einströmen des Wassers mit der Frischluft, das hinsichtlich der räumlichen Ausdehnung und Konzentration heterogen ist. Zudem befinden sich im Bereich der Zündkerze große Wassertropfen. Im weiteren Verlauf der Einspritzung, $\phi = -330^\circ$, erkennt man die großen Wassertropfen, die sich in ihrer Gesamtheit fortbewegen und eine hohe radiale Durchdringung des Brennraums in Richtung Auslassventile zeigen. Durch die zusammenhängenden und großen Tropfen ist die Tendenz zur späteren Ausbildung eines Wandfilms auf der Kolbenoberseite hoch. Außerdem zeigt sich bei $\phi = -320^\circ$ und $\phi = -305^\circ$ erstmals bei allen optischen Untersuchungen ein deutlicher Wandfilm auf der Zylinderlaufbahn (*links* im Bild). Aufgrund des langen Weges durch den Einlasskanal baut sich hier vor den Einlassventilen ein Wandfilm auf, der spontan ab-

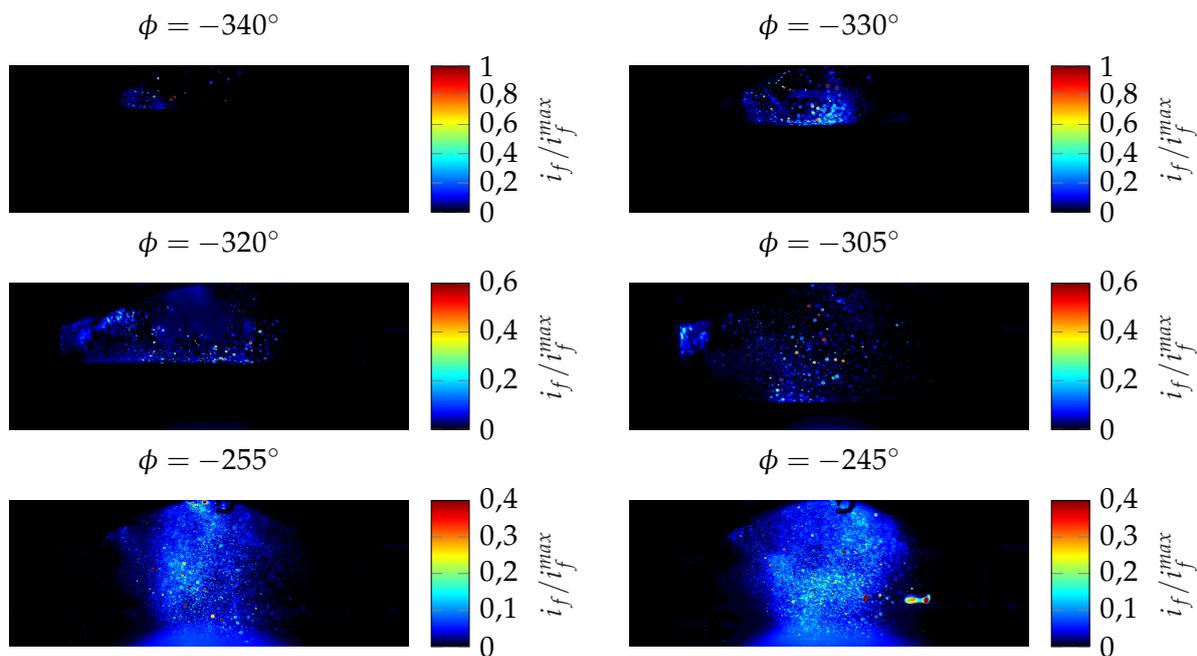


Abbildung 4.17: Einspritzcharakteristik bei der Sammlereinspritzung am Referenzpunkt.

reißt und somit zufällig flüssiges Wasser in den Brennraum gelangt und mit der Zylinderwand kollidiert. Mit zunehmender Ladungsbewegung gegen Ende des Einströmvorgangs erkennt man von $\phi = -255^\circ$ bis $\phi = -245^\circ$ den Tropfenzerfall, indem größere Tropfen in immer kleinere zerfallen und letztlich der gesamte Brennraum von fein dispersen Wassertropfen durchzogen ist. Der Zerfall ist jedoch nicht ideal, da neben den wünschenswerten kleinen Tropfen auch noch große Tropfen im Brennraum und im direkten Sichtbereich des Glasrings flüssige Ablagerungen (*rechts* im Bild in orange-rot) zu erkennen sind. Zur abschließenden Beurteilung der Effizienz dieses Konzepts wird die späte Kompression betrachtet, siehe Abbildung 4.18. Wie bereits bei der Analyse der Einspritzcharakteristik vermutet, bildet sich bei der Sammlereinspritzung ein massiver Wandfilm auf der Kolbenoberseite aus ($\phi = -50^\circ$). Daneben sind einige große Tropfen im oberen Brennraum verteilt, da alle den gesättigten Zustand des Fluoreszenzsignals aufweisen (Signal proportional zu Volumen und damit Masse des Wassers). Ferner zeigt sich hier noch der große Nachteil der Sammlereinspritzung bei den dargestellten Randbedingungen: vergleicht man die gemittelten Bilder von $\phi = -50^\circ \rightarrow -45^\circ \rightarrow -40^\circ$, so zeigt sich, dass zuerst ein Wandfilm zu sehen ist, dann nicht mehr und schließlich wieder. Dies ist physikalisch nicht sinnvoll, jedoch können Probleme mit der Messtechnik ausgeschlossen werden. Es handelt sich hierbei um einen Effekt von Inhomogenitäten bei der Wassereinspritzung in den Sammler, der auf den Wandkontakt mit den luftführenden Bauteilen zurückzuführen ist. Beim Ablösen des Wandfilms gelangt einmal mehr und einmal weniger Wasser in den Brennraum. Dies äußert sich auch in einem unrunder Motorlauf. Diesbezüglich muss noch angemerkt werden, dass vor allem mit steigender Drehzahl die Effekte kleiner werden, jedoch nie vollkommen verschwinden. Zudem ist jeder Kontakt zwischen Wasser und Wand negativ, da er die Gemischkühlung vermindert und die erforderliche Wasserrate vergrößert. Aus diesem Grund ist eine angepasste Positionierung der Einspritzventile möglichst nah an den Einlassventilen (Saugrohr) oder direkt in den Brennraum (Mischung) zu bevorzugen.

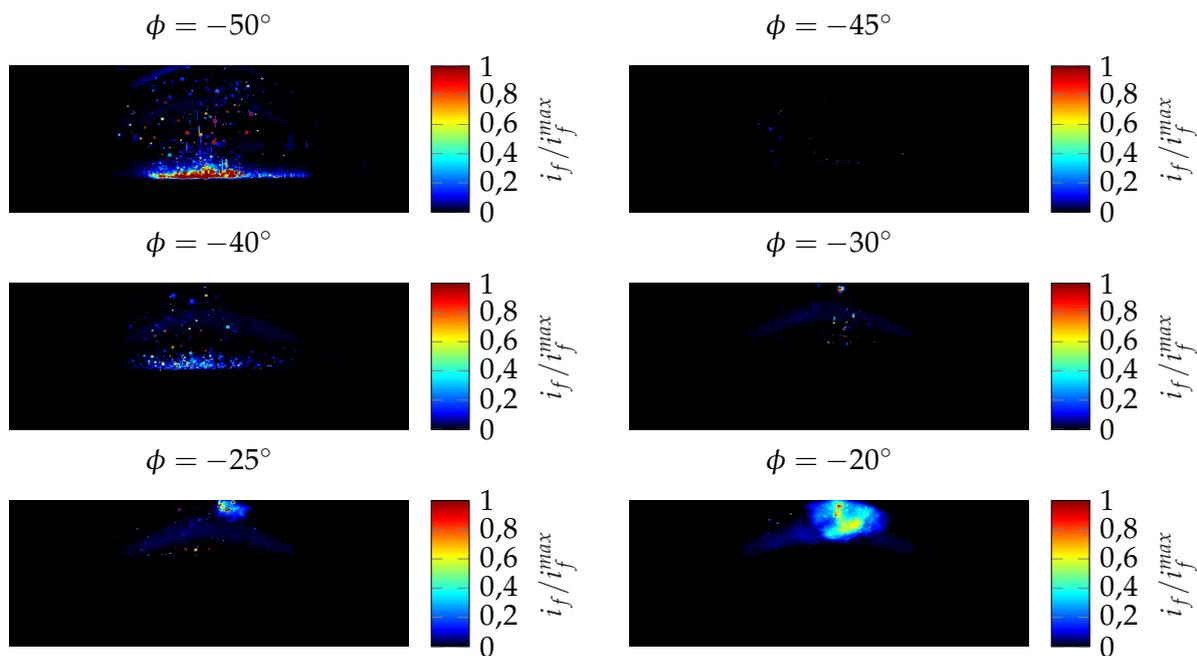


Abbildung 4.18: Verdampfungsverhalten in der späten Kompression bei CWI am Referenzpunkt.

Bei den Analysen zur Sammlereinspritzung muss jedoch beachtet werden, dass weder die Drehzahl noch die spezifische Leistung mit einer realen Anwendung vergleichbar ist. Die durchgeführten Studien eröffnen grundlegende Erkenntnisse zu dieser Technologie. Im Sinne einer realen Anwendung werden sich hohe Strömungsgeschwindigkeiten (Drehzahl) positiv auf die Turbulenz und Homogenisierung auswirken. Zusätzlich tragen die höheren Temperaturen im Brennraum zu einer schnelleren Verdampfung bei. Die Themen Zyklusschwankungen sowie Potential für erheblichen Wandkontakt bleiben jedoch bestehen und tragen zu einem höheren Wasserverbrauch gegenüber den anderen Technologien bei. Zur Leistungssteigerung durch Erhöhung der Luftdichte ist dieses vergleichsweise einfach konzipierte System jedoch bereits auf dem Markt. Der Betrieb ist jedoch nur sinnvoll, solange das Wasser im Ansaugsystem nach dem Ladeluftkühler vollständig verdampft. Insofern ist die maximale Wasserrate durch die Feuchtigkeit der Ansaugluft begrenzt.

4.2.3 Identifikation relevanter Einflussparameter

Nachdem im vorigen Abschnitt die drei grundlegenden Einbringungsvarianten optisch vermessen und hinsichtlich Stärken und Schwächen bewertet wurden, stellt sich im Folgenden die Frage, welche Einflussparameter die Effektivität des Systems positiv beeinflussen. Unter Einflussparameter werden sowohl Betriebskenngrößen (Drehzahl, Motorlast, Einspritzzeitpunkt) als auch Randbedingungen (Wassertemperatur, Einspritzdruck, Lufttemperatur) zusammengefasst. Im Rahmen der Arbeit wurden zahlreiche Parameter untersucht, siehe Tabelle 4.4. Eine Diskussion aller würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen, weswegen nur ein

Auszug in diesem Kapitel enthalten ist. Weitere Details zu den durchgeführten Parameteranalysen finden sich im Anhang, die entsprechenden Studien sind gesondert mit einem Stern \otimes markiert.

4.2.3.1 Parameter-Sensitivitäts-Analyse der Mischungseinspritzung

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Parametervariationen für ein detailliertes Verständnis der innermotorischen Vorgänge bei der Mischungseinspritzung (DWI) vorgestellt⁵. Die durchgeführten Parametervariationen sind in Tabelle 4.6 zusammengefasst, wobei im Anschluss die relevanten Parameter diskutiert und die restlichen Erkenntnisse im Anhang zur weiteren Vertiefung abgedruckt sind, Abschnitt A.2.

Tabelle 4.6: Übersicht der Parametervariationen bei DWI.

A	Einfluss der Wasserrate	S. 72	E	Typische Phänomene	S. 78
B	Einfluss der Drehzahl	S. 74	F \otimes	Einfluss des Einspritzzeitpunkts	S. 131
C	Einfluss des Einspritzdrucks	S. 75	G \otimes	Einfluss der Frischlufttemperatur	S. 133
D	Einfluss der Wassertemperatur	S. 77	H \otimes	Zyklusschwankungen	S. 133

A) Variation der Wasserrate

Analog zur Darstellung bei der Charakterisierung der Mischungseinspritzung zeigen Abbildungen 4.19 und 4.20 den Einfluss der Wasserrate auf die Einspritzdynamik und die Interaktion mit der Ladungsbewegung und den Brennraumwänden. Während sich beim Einspritzbeginn $\phi = -319^\circ$ geringe Unterschiede in der Wasserkonzentration im Spray zeigen, bleibt die Sprayausbildung und Charakteristik gleich. Ebenso sind die Spraykeulen gut zu erkennen. Bei 60% Wasserrate fällt jedoch am Einspritzbeginn ein noch nicht vollständig verdampfter Wasserfilm auf der Kolbenoberseite auf, welcher bei der Festlegung einer maximalen Wasserrate mit beachtet werden sollte. Zum Zeitpunkt $\phi = -316^\circ$ erkennt man bereits, dass die höhere Wasserrate zu einem kleineren Spraywinkel führt und das Spray kompakter (also weniger ausgedehnt im Brennraum) vorliegt. Gegen Ende der Einspritzung bei $\phi = -313^\circ$ bilden sich bei beiden Wasserraten Ablagerungen flüssigen Wassers auf der einlassseitigen Kolbenoberseite aus, wobei der Prozess der Wandfilmentstehung bei der höheren Wasserrate aufgrund der größeren Einspritzmasse und damit Öffnungsdauer des Injektors langsamer abläuft. Sobald der Wandfilm nahezu vollständig ausgebildet ist ($\phi = -310^\circ$), erkennt man den Einfluss auf die Verdampfungsrate bei Steigerung der Wasserrate und konstanten Randbedingungen, wodurch sich mit steigender Wasserrate die Dicke des Wandfilms erhöht. Betrachtet man den Wandfilm auf

⁵Zwischen den hier untersuchten Betriebspunkten und dem geplanten Einsatzbereich der Wassereinspritzung (oben rechts im Kennfeld aus Abbildung 1.1) besteht ein skalierbarer Zusammenhang: real treten höhere Drehzahlen und Lasten auf, jedoch ist damit die verfügbare Zeit zur Verdampfung geringer und die längere Einspritzdauer führt zu erhöhtem Wandkontakt. Gleichwohl ist die Oberflächentemperatur höher, was die Verdampfung des Wandfilms verbessert. Insofern sind zwei gegensätzliche Effekte im Vollmotor zu beobachten: eine geringere Zeitdauer zur Verdampfung und größere Einspritzdauer stehen einer höheren Temperatur im Brennraum und den Wänden gegenüber. Insofern kann die reduzierte Einspritzmasse bei den optischen Untersuchungen gegenüber der realen Einspritzmenge durch thermische Unterschiede und einer längeren Verdampfungszeit kompensiert werden.

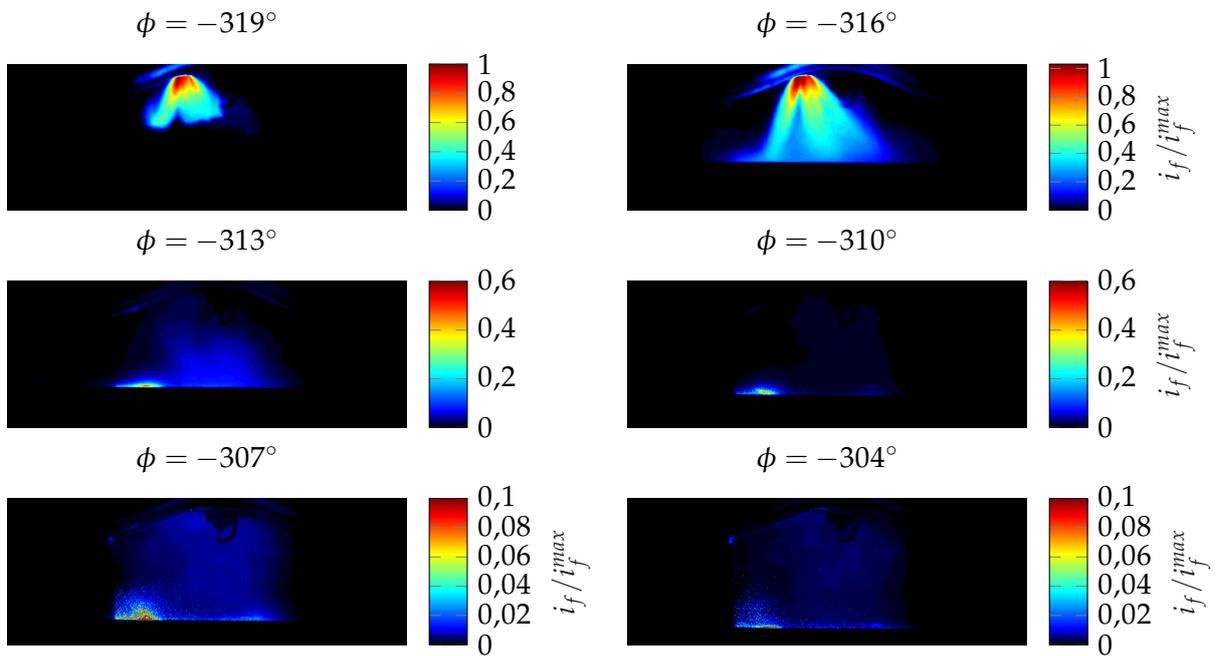


Abbildung 4.19: Einspritzdynamik bei der Mischungseinspritzung am Betriebspunkt ($n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $p_i = 2 \text{ bar}$, $x_W = 20\%$) zu verschiedenen Zeitpunkten ϕ .

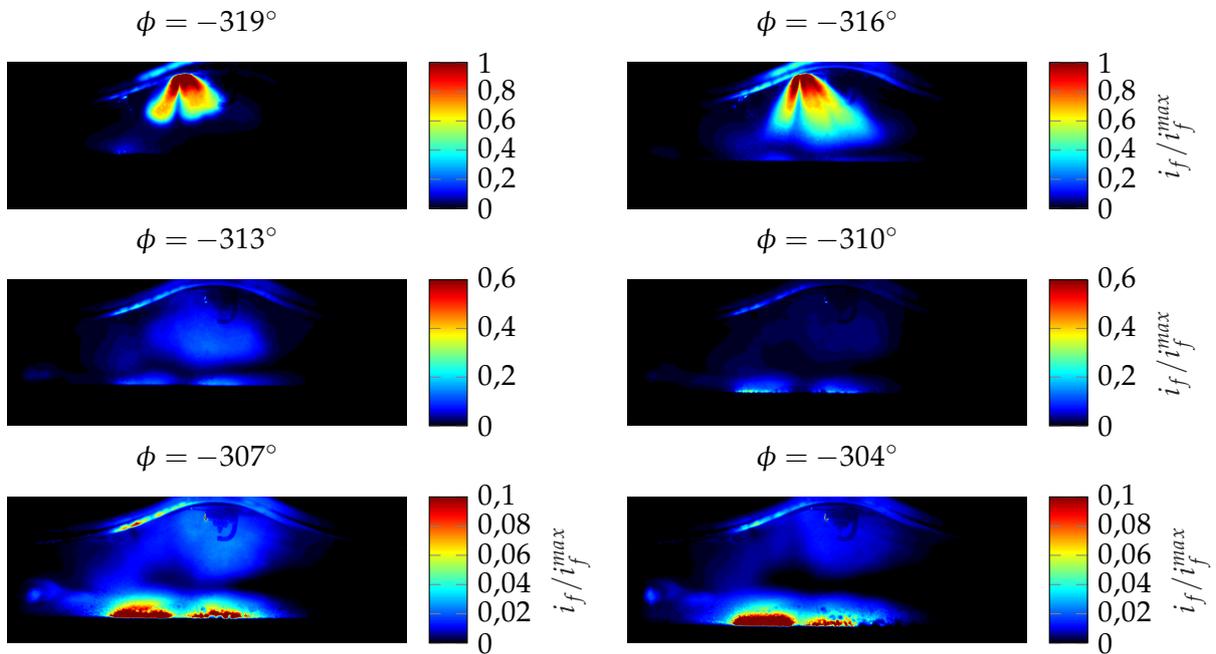


Abbildung 4.20: Einspritzdynamik bei der Mischungseinspritzung am Betriebspunkt ($n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $p_i = 2 \text{ bar}$, $x_W = 60\%$) zu verschiedenen Zeitpunkten ϕ .

der Kolbenoberseite genauer ($\phi = -307^\circ$), so zeigt sich, dass mit steigender Wasserrate ein vollflächiger Wandfilm vorliegt. Dessen Dicke ist jedoch nicht über der Kolbenoberseite konstant, sondern nimmt von der Einlass- zur Auslassseite ab, was Rückschlüsse auf den lokalen Temperaturgradienten zulässt. Bei der geringeren Wasserrate liegt kein zusammenhängender Wandfilm vor. Vielmehr zeigt sich ein am Einlass konzentrierter Bereich, aus dem durch die Ladungsbewegung Tropfen gelöst und im Brennraum verteilt werden. Insofern wird durch die reduzierte Wandfilmdicke ein Auflösen des Wandfilms erleichtert, weswegen eine technisch maximal sinnvolle Wasserrate für jeden Betriebszustand des Motors zu applizieren ist. Die verbesserten Verdampfungseigenschaften bei unterkritischen Wasserraten und die Verdampfung von gelösten Tropfen können außerdem gut zum Zeitpunkt $\phi = -304^\circ$ nachvollzogen werden. Die genannten Effekte spiegeln sich auch bei Betrachtung der Zustände in der späten Kompression wider, werden aber hier nicht zur Erklärung benötigt.

B) Einfluss der Drehzahl

Im realen Betrieb muss die Wassereinspritzung in einem größeren Kennfeldbereich funktionieren. Deswegen wird im Folgenden der Einfluss unterschiedlicher Drehzahlen bei konstanter Motorlast (Drehzahl-schnitt) bei unterschiedlichen Wasserraten aufgezeigt. Da es sich um eine Einspritzung über den zentralen Hochdruckinjektor handelt, wird die Einspritzung nicht durch die Drehzahl beeinflusst, wenn man die damit einhergehende Verlängerung der Einspritzdauer außer Acht lässt. Folglich wird in Abbildung 4.21 nur das Verhalten in der späten Kompression zum Zeitpunkt $\phi = -30^\circ$ visualisiert.

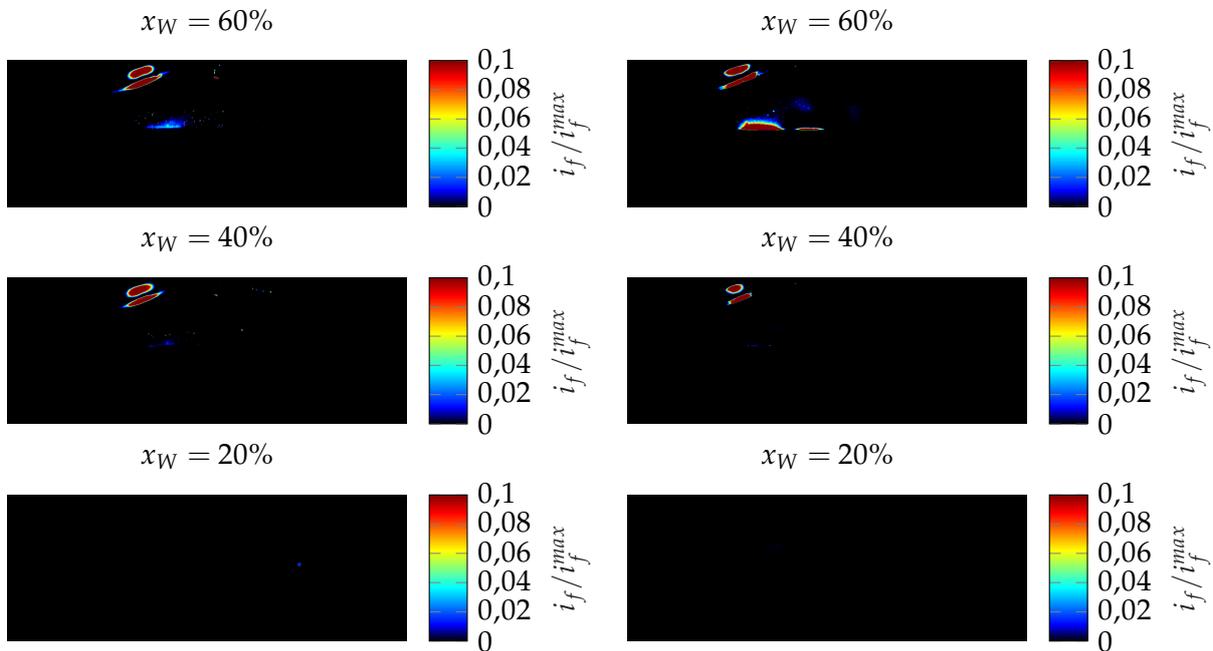


Abbildung 4.21: Verhalten in der späten Kompression bei DWI unter den Randbedingungen konstanter Motorlast $p_i = 4 \text{ bar}$ und unterschiedlichen Drehzahlen (links $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, rechts $n = 2000 \text{ min}^{-1}$) bei unterschiedlichen Wasserraten zum Zeitpunkt $\phi = -30^\circ$.

Jede Zeile in Abbildung 4.21 repräsentiert dabei den Vergleich beider Drehzahlen. Grundsätzlich kann kein allgemeingültiger Einfluss der Drehzahl auf die Verdampfungseigenschaften festgestellt werden, da sich die Bilder entsprechend der Wasserrate unterscheiden. Diesbezüglich muss die Drehzahl bei sonst konstanten Randbedingungen mit der Wasserrate zusammen betrachtet werden. Ist diese gering (bis etwa $x_W = 20\%$), ist kein merklicher Unterschied in den Verdampfungseigenschaften festzustellen (siehe *untere Bilder*). Wird die Wasserrate darüber hinaus auf etwa $x_W = 40\%$ erhöht, nimmt die Verdampfungsrate ab. Zusätzlich erkennt man an der Reflexion im Brennraumdach (*links oben* in rot gefärbte Fläche), dass in beiden Fällen nennenswerte Anteile unverdampften Wassers vorhanden sind. An der Intensität erkennt man aber auch, dass von einem Eingangssignal von $i_f/i_f^{max} = 1$ bereits rund 90% des Wassers im Arbeitsspiel verdampft wurden. Speziell bei der geringeren Drehzahl erkennt man neben dem Wandfilm auch einzelne unverdampfte Tropfen, wodurch sich die längere Verdampfungszeit nicht notwendigerweise positiv auswirkt. Zusätzlich muss der Einfluss der Gastemperatur und der Anzahl an Verbrennungen pro Zeit in Summe betrachtet werden. Somit gleichen sich die längere Verdampfungszeit und die höhere Brennraumtemperatur in etwa aus. Steigert man die Wasserrate nochmals auf $x_W = 60\%$, so verliert die Brennraumtemperatur gegenüber der zur Verfügung stehenden Verdampfungszeit an Bedeutung, wie der Vergleich der Wandfilme zeigt. Auf den ersten Blick erscheint eine Begrenzung der Wasserrate bei hohen Drehzahlen sinnvoll. Um die zulässige Abgastemperatur im Realbetrieb jedoch nicht zu überschreiten, muss in Kauf genommen werden, dass das Wasser bis zum Zündzeitpunkt möglicherweise nicht mehr vollständig verdampfen kann.

C) Einfluss des Einspritzdrucks

Die Wassereinspritzung erfordert eine bestmögliche Verdampfung des eingespritzten Wassers vor dem Zündzeitpunkt, weswegen kleine Tropfen förderlich sind. Bei der Mischungseinspritzung wird die Tropfengröße vom Einspritzdruck p_R beeinflusst, weswegen eine Druckvariation in Abbildung 4.22 durchgeführt wird. Bereits zu Beginn der Einspritzung bei $\phi = -321^\circ$ erkennt man die zunehmende Eindringtiefe mit steigendem Einspritzdruck (*Bilder links, von unten nach oben*). Dies führt zu einer höheren Verdampfungsrate durch kleinere Tropfen bereits bei der Einspritzung des Kraftstoff-Wasser-Gemisches. Ferner erkennt man bei $\phi = -315^\circ$ die voll ausgeprägte Einspritzcharakteristik, wobei mit steigendem Einspritzdruck die Ausbildung eines Wandfilms vorwiegend auf der Auslassseite reduziert wird.

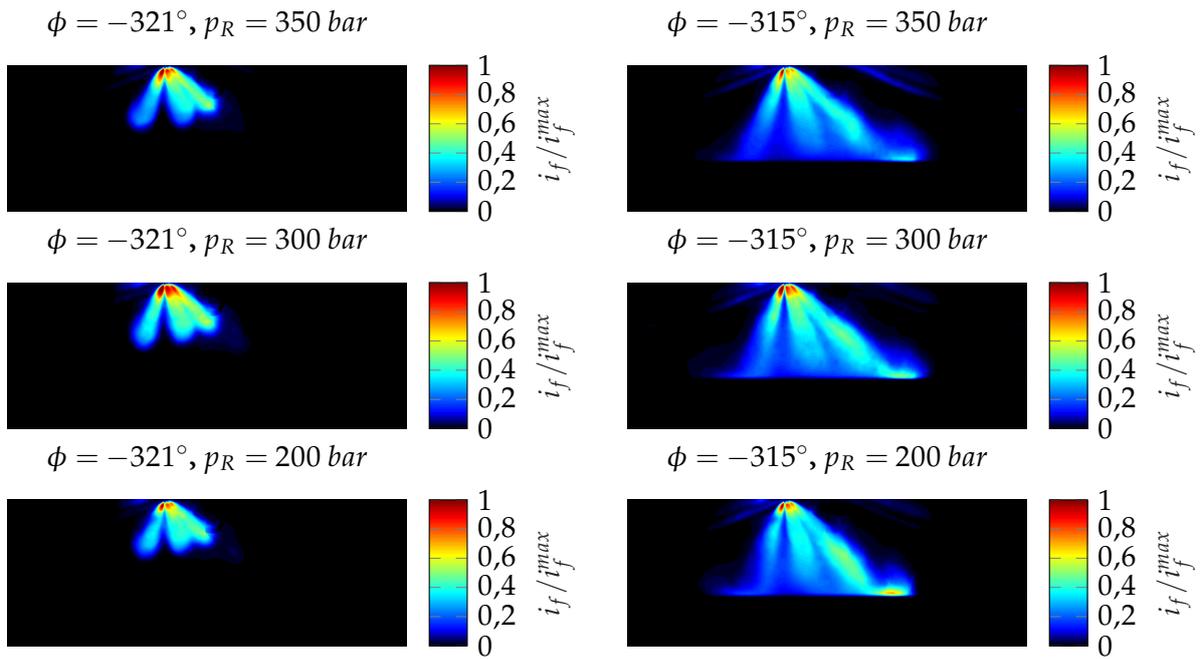


Abbildung 4.22: Einfluss des Einspritzdrucks p_R auf die Einspritzdynamik bei der Mischungseinspritzung am Referenzpunkt.

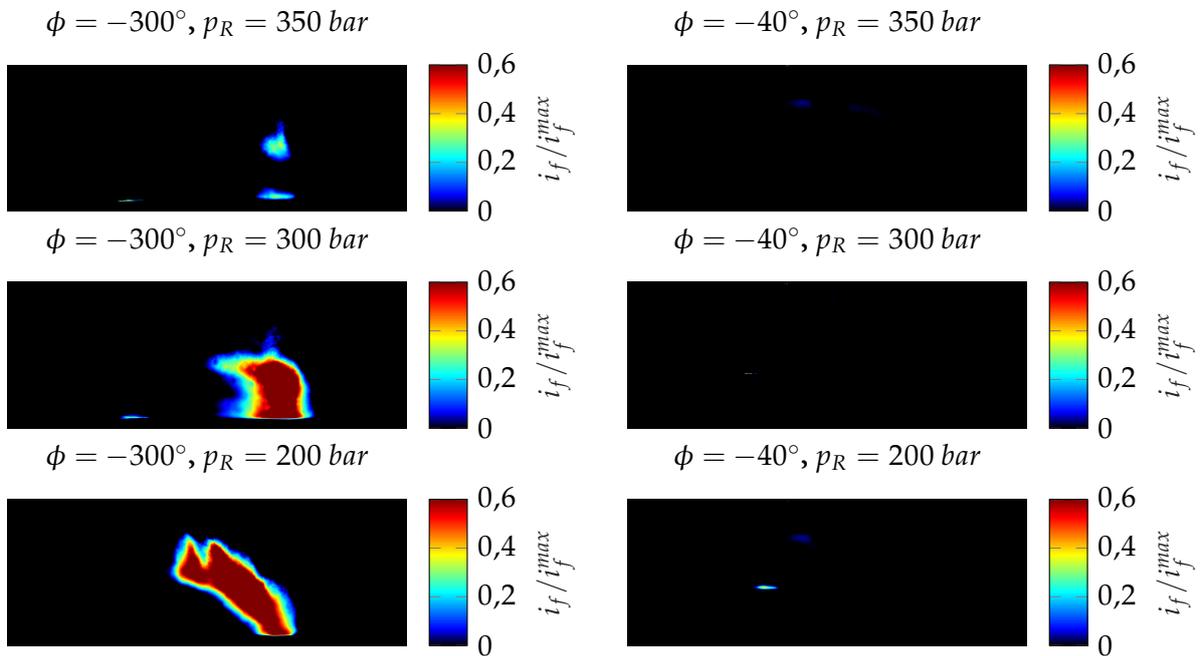


Abbildung 4.23: Flüssiges, unverdampftes Wasser nach Einspritzende und während der Kompression bei der Mischungseinspritzung am Referenzpunkt und konstantem Einspritzbeginn.

Zudem ist dargestellt, dass mit steigendem Einspritzdruck die Homogenität der einzelnen Spraykeulen zunimmt, wodurch eine gleichmäßigere Wasser-Kraftstoff-Verteilung während der Einspritzung die Folge ist. Gegen Ende der Einspritzung bei $\phi = -300^\circ$ erkennt man in Abbildung 4.23 (*Bildfolge links*) auch, dass sich die Einspritzdauer mit steigendem Raildruck verringert und die Verdampfung im Brennraum schneller abgeschlossen ist, wobei sich bereits jetzt nennenswerte Wandfilme auf der Kolbenoberseite aufbauen. Zusätzlich zeigt Abbildung 4.23 das Verhalten in der späten Kompression (*Bildfolge rechts*). Hier erkennt man, dass sich der steigende Raildruck positiv im Hinblick auf die vollständige Verdampfung des Wassers im Brennraum auswirkt, da beim höchsten Druck fast kein Wandfilm mehr vorhanden ist, wohingegen bei niedrigem Druck noch unverdampftes Wasser auf der Kolbenoberseite zurück bleibt. Ferner sind bei den oberen Bildern keine Wassertropfen mehr zu sehen, wodurch eine bessere Verdampfung nachgewiesen wird. Damit werden hohe Einspritzdrücke bei der Mischungseinspritzung empfohlen.

D) Einfluss der Wassertemperatur

Neben dem Einspritzdruck ist die Wassertemperatur einer der beiden Systemparameter, die gezielt über Stellglieder beeinflusst werden können. Deswegen wird im Folgenden der Einfluss der Wassertemperatur analysiert, wobei auch die Kraftstofftemperatur entsprechend angepasst wird, sodass die Mischung mit einer homogenen Temperatur den Brennraum erreicht und keine Kühlung durch den üblicherweise kälteren Kraftstoff erfolgt, Abbildung 4.24.

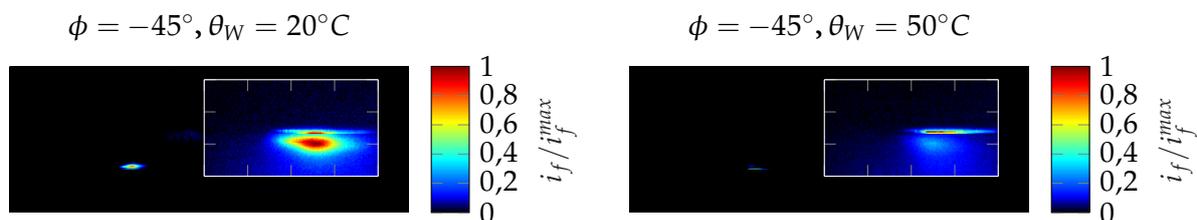


Abbildung 4.24: Einfluss der Wassertemperatur θ_W auf die Verdampfungseigenschaften bei der Mischungseinspritzung am Referenzpunkt.

Die Wassertemperatur wird in Abbildung 4.24 schrittweise von $\theta_W = [20 \rightarrow 30 \rightarrow 40 \rightarrow 50]^\circ\text{C}$ erhöht und die Einflüsse in der späten Kompression visualisiert. Der interessante Bereich ist der einlassseitige Wandfilm auf der Kolbenoberseite, der links im Bild und rechts in einer vergrößerten Ansicht (mit Streulichtanteil) zu erkennen ist. Der Energiebedarf zur Verdampfung setzt sich aus zwei Anteilen zusammen: Aufheizen bis zum Siedepunkt und Wechsel des Aggregatzustands, siehe Abschnitt 2.2.2. Ersterer ist im Vergleich zum Energiebedarf des Phasenwechsels verschwindend gering. Dies erklärt die relativ kleinen Unterschiede im Wandfilm und im verbleibenden Restwasser. Trotzdem ist der Einfluss nicht Null, was gut in den Zoom-Bereichen nachvollzogen werden kann. Insofern werden die erwarteten theoretischen Zusammenhänge durch Messung belegt und das wärmere Wasser verdampft schneller. Ein größerer Untersuchungsbereich der Temperaturen war mit dem experimentellen Aufbau leider nicht möglich, soll jedoch

in der CFD-Simulation in Abschnitt 4.7 vertieft werden.

E) Phänomene bei der Mischungseinspritzung

Während der Messungen am Transparentmotor sind interessante Phänomene aufgetreten, die speziell bei höheren Drehzahlen, niedrigen Motorlasten und damit vergleichsweise geringen Temperaturen und zusätzlich hohen Wasserraten auftreten: das Sammeln von Wassertropfen und die Kondensation von Wasserdampf an den Einlassventilen sowie das Saugen von Wasser aus dem Ventilspalt nach dem Arbeitstakt, Abbildung 4.25.

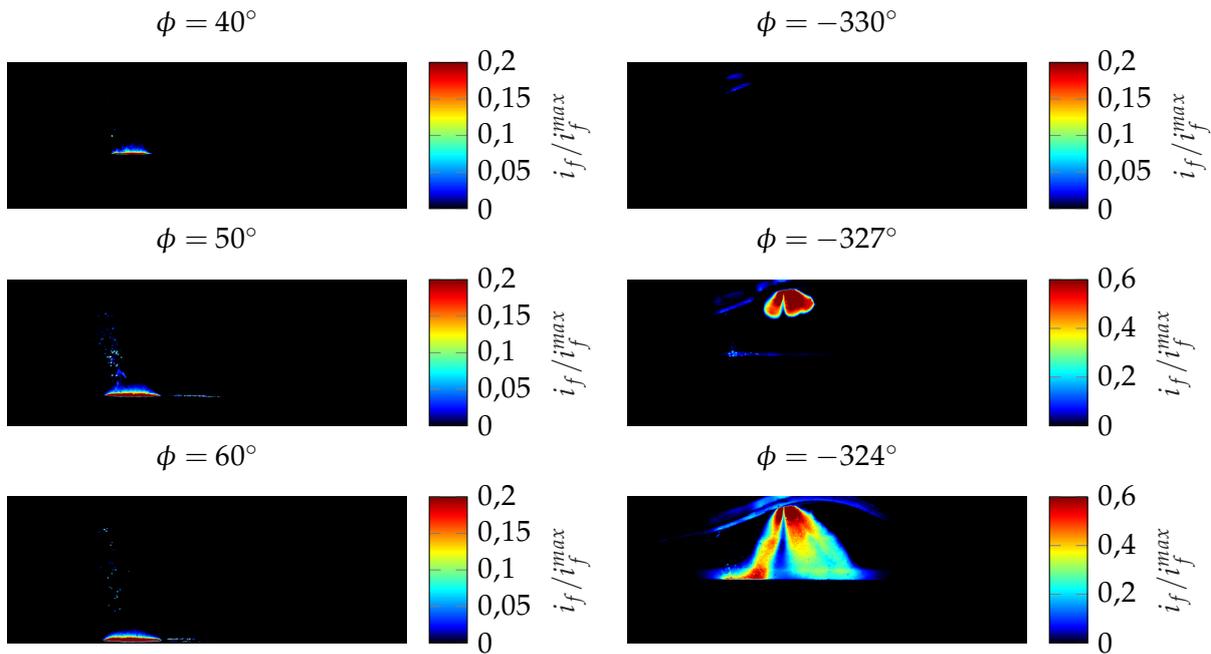


Abbildung 4.25: Kondensation von Wasserdampf und Saugen unverdampften Wassers aus dem Ventilspalt bei der Mischungseinspritzung am Betriebspunkt ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_i = 2 \text{ bar}$, $x_W = 60\%$) zu verschiedenen Zeitpunkten nach dem Arbeitstakt.

Hohe Wasserraten ($x_W = 60\%$) führen zu einer unvollständigen Verdampfung des Wasserfilms auf der Kolbenoberseite, selbst nach der Verbrennung. Bei derart hohen Wasserraten kommt es aufgrund des Temperaturgradienten im Brennraumdach und gegenüber dem Einlassventil zur Kondensation von Wasserdampf im Ventilspalt. Während der Abwärtsbewegung des Kolbens wird das Restwasser aus dem Ventilspalt gesaugt und erreicht den Kolben, *Bildfolge links von oben nach unten*. Dadurch wird der Wandfilm weiter aufgebaut. Durch den anschließenden Ladungswechsel wird aber ein Großteil des Wandfilms abtransportiert. Bei der nächsten Einspritzung, *Bildfolge rechts von oben nach unten*, ist der Rest des Wandfilms auf der Kolbenoberseite noch zu erkennen. Bei $\phi = -324^\circ$ werden durch direkten Kontakt mit dem Einlassstrahl zusätzlich Tropfen aus dem Wandfilm gelöst, was an der hohen Auftreffgeschwindigkeit der Hochdruckeinspritzung liegt. Zusammenfassend ist dies aber ein interessantes Phänomen, das ebenso durch Highspeed-

Aufnahmen am Vollmotor verifiziert wurde und die Übertragbarkeit der Ergebnisse vom Transparentmotor auf den Vollmotor ermöglicht.

4.2.3.2 Parameter-Sensitivitäts-Analyse der Saugrohreinspritzung

Nachdem die Funktionsweise der Saugrohreinspritzung bereits in Abschnitt 4.2.2.3 vorgestellt wurde, werden nun die wesentlichen Systemparameter und deren Einfluss untersucht, Tabelle 4.7.

Tabelle 4.7: Übersicht der Parametervariationen bei der Saugrohreinspritzung.

A	Variation des Einspritzzeitpunkts	S. 79	F	Variation der Wassertemperatur	S. 86
B	Variation der Wasserbeladung	S. 80	G	Variation des Ventilhubes	S. 87
C	Variation der Drehzahl	S. 81	H \otimes	Variation der Ansauglufttemperatur	S. 135
D	Variation der Motorlast	S. 83	I \otimes	Besonderheiten / Phänomene	S. 137
E	Variation des Wasserdrucks	S. 85	J \otimes	Zyklische Schwankungen	S. 138

A) Variation des Einspritzzeitpunkts

Bei der Saugrohreinspritzung kann der Einspritzzeitpunkt frei bestimmt werden. Aus thermodynamischen Untersuchungen am Vollmotor (bei hohen Drehzahlen und nahe der Volllast) und auch aus zahlreichen Veröffentlichungen, beispielsweise in [Helmich et al., 2019, Kap. 4.1, S. 39] an einem Ein-Zylinder-Aggregat, kennt man einen vergleichsweise geringen Einfluss des Einspritzzeitpunkts bei der Saugrohreinspritzung, wodurch die Verbrennung und das Verdampfungsverhalten nur marginal beeinflusst werden. Die optischen Analysen zeigen jedoch ein anderes Bild, siehe Abbildung 4.26. Veränderungen im Verdampfungsverhalten sind nur eingeschränkt zu erkennen, jedoch unterscheidet sich die Einspritzdynamik und die Wasser-Verteilung in Abhängigkeit des Einspritzbeginns. Unter den gewählten Ventilhuben und Spreizungen öffnen die Einlassventile von $\phi = [-330^\circ \dots -210^\circ]$. Eine vorgelagerte Einspritzung ($\phi_I = -420^\circ$ bis $\phi_I = -360^\circ$) bei noch geschlossenen Einlassventilen führt zu einem sehr frühen Einströmen des Wassers in den Brennraum (bei minimalem Öffnen des Einlassventils strömt das Wasser sofort hinein) verbunden mit großen Tropfendurchmessern und einer lokal hohen Konzentration von Wasserpartikeln (rot-gelb gefärbter Hotspot, der sich bei den *oberen* Bildern bereits im Brennraum und nicht an den Einlassventilen befindet). Die vorgelagerte Einspritzung führt also zu einer verstärkten Ansammlung des eingespritzten Wassers vor den Einlassventilen, wodurch beim Öffnen der Ventile ein Großteil des Wassers gleichzeitig einströmt und zu einer stärkeren Benetzung der Kolbenoberseite führt. Auf der anderen Seite führt eine späte Einspritzung ($\phi_I = -300^\circ$ und $\phi_I = -270^\circ$) zu einer instabilen Einspritzung, in der der Strahlaufbruch sehr früh erfolgt. Je weiter das Ventil beim Einspritzen geöffnet ist, desto mehr Wasser wird durch die Einströmgeschwindigkeit direkt auf die Kolbenoberseite befördert, wodurch der Wandkontakt zunimmt. Die synchrone Einspritzung ($\phi_I = -330^\circ$) führt zu einem gleichmäßigen, zusammenhängenden Einströmen in den Brennraum, von dem sich wenig Tropfen lösen. Zur Verbesserung der Homogenisierung ist genügend turbulente kinetische Energie im Brennraum erforderlich, weshalb Phasing eingesetzt wird. Beim

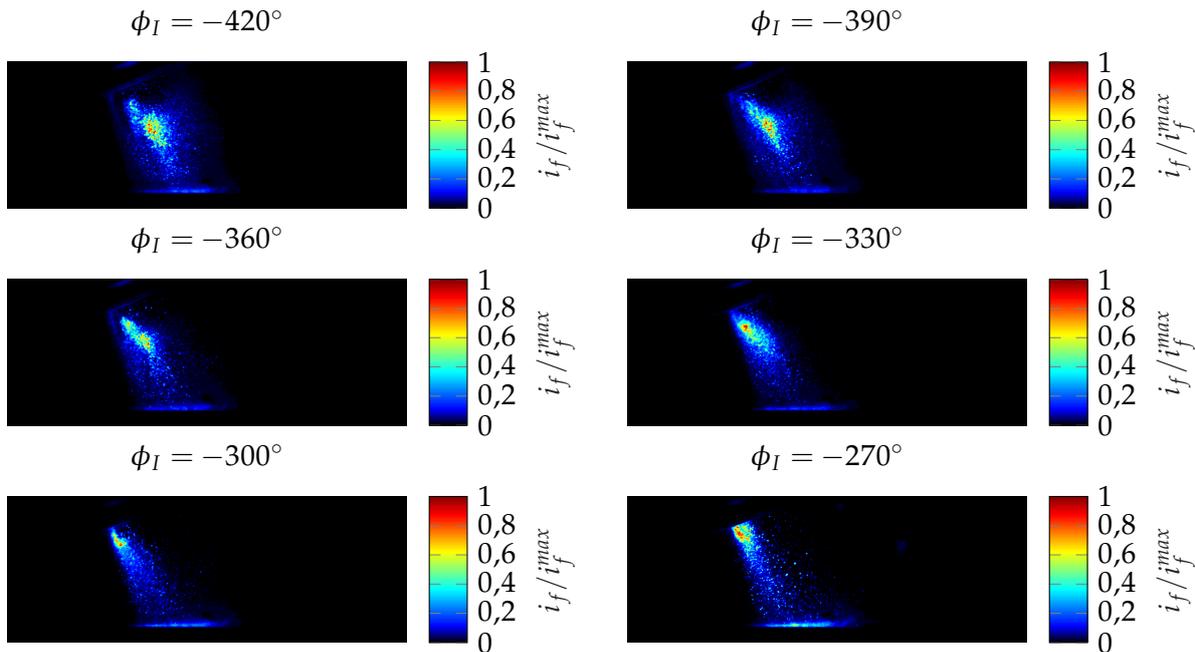


Abbildung 4.26: Einfluss des Einspritzbeginns ϕ_I auf die Einspritzdynamik bei der Saugrohreinspritzung am Betriebspunkt ($n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $p_i = 2 \text{ bar}$, $x_W = 20\%$) zum Zeitpunkt $\phi = -300^\circ$.

Vollmotor erreicht man die Turbulenz durch große Ventilhübe und ein hohes Tumbelniveau ohne Phasing. Zudem wird mit einer späten Einspritzung die Zeitspanne zur Verdampfung erheblich reduziert. Um einen zusammenhängenden Wassertransport in den Brennraum mit genügend wirksamer Turbulenz und möglichst wenig Wandkontakt zu realisieren, sollte synchron zur Ventilerhebung eingespritzt werden.

B) Variation der Wasserrate

Eine Fragestellung für optimale Systemeigenschaften ist, ob es eine maximal sinnvolle Wasserrate für jeden Betriebszustand gibt, ab der in der Kompression keine vollständige Verdampfung mehr eintritt. Für Wasserraten oberhalb dieser Grenze nimmt die effektive Kühlungswirkung ab, da die Absenkung der Abgastemperatur und der Stickoxidemissionen vor allem auf eine Senkung der Gemischtemperatur zum Zündzeitpunkt abzielt. Um diese Fragestellung zu beantworten, werden am Referenzpunkt drei verschiedene Wasserraten analysiert, Abbildung 4.27. Zum Zeitpunkt $\phi = -340^\circ$ zeigt sich bei allen Wasserraten eine ähnliche Struktur der Einspritzung, jedoch ist die Signalintensität bei steigender Wasserrate wie erwartet höher. Außerdem führt eine Erhöhung der Wasserrate auch zu einer Zunahme der Öffnungsdauer des Einspritzventils, das eine Ansammlung von Wasser vor den Einlassventilen begünstigt und den beschriebenen Effekt zusätzlich fördert. Zudem zeigt die geringere Fluoreszenzintensität, dass die Verdampfungsrate im Saugrohr bei niedrigeren Wasserraten höher ist, was auch beim Öffnen des zweiten Einlassventils bei $\phi = -260^\circ$ ersichtlich ist. Je höher der Anteil flüssigen Wassers im Brennraum, desto höher ist auch dessen Fluoreszenzsignal. Hier zeigt sich vor allem im Bereich um die Zündkerze, dass mit steigender Wasserrate auch mehr flüssiges Wasser vorhanden ist. In der späten Kompression nimmt die Verdampfungsrate mit steigender Wasser-

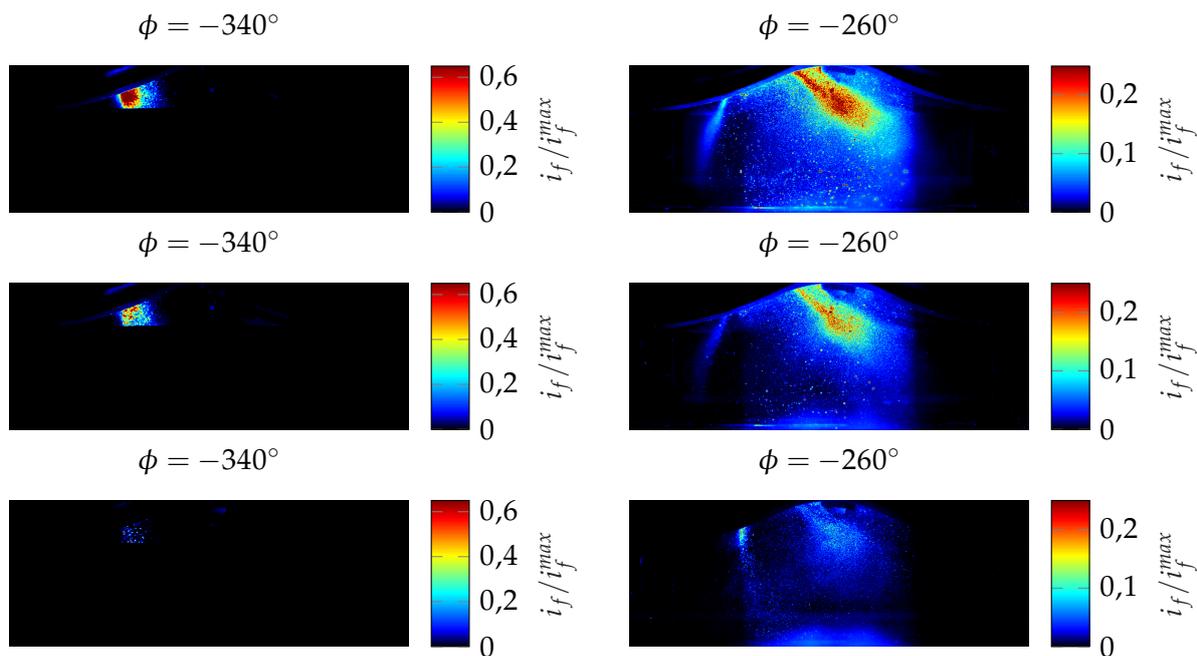


Abbildung 4.27: Einfluss der Wasserrate x_W auf die Einspritzdynamik bei der Saugrohreinspritzung am Betriebspunkt ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_i = 4 \text{ bar}$) zu verschiedenen Zeitpunkten, unten: $x_W = 20\%$, mittig: $x_W = 40\%$, oben: $x_W = 60\%$.

rate konsequent ab, weshalb Tropfen auf der Kolbenoberseite zurück bleiben. Insgesamt werden bei den gewählten Einstellungen jedoch hohe absolute Verdampfungsraten erzielt. Bis zu einer Wasserrate von 40% darf von einer vollständigen Verdampfung gesprochen werden, darüber nimmt die Masse unverdampften Wassers zum Zündzeitpunkt stetig zu⁶.

C) Variation der Drehzahl

Die Drehzahl ist einer der bestimmenden Faktoren zur Steuerung der Saugrohreinspritzung, da diese zum Großteil für eine adäquate Ladungsbewegung unter Nutzung von Drall, Phasing und Turbulenz erforderlich ist. Gleichzeitig nimmt mit steigender Drehzahl aber auch die Zeit für die Verdampfung ab. Im Folgenden werden drei Betriebspunkte betrachtet ($p_i = 2 \text{ bar}$, $x_W = 60\%$) und die Drehzahl variiert, Abbildung 4.28. Die intensivere Ladungsbewegung bei höheren Drehzahlen führt zu verstärktem Strahlaufbruch ($\phi = -300^\circ$). Im weiteren Verlauf der Einströmung fällt auf, dass die Intensivierung der Ladungsbewegung zu einer großflächigen Verteilung des Wassers führt und die mittleren Tropfendurchmesser abnehmen, was förderlich für das Verdampfungsverhalten ist. Zudem führt die lokale Einströmung bei der niedrigsten Drehzahl (*Bild links unten*) zur Ausbildung eines Wandfilms auf der einlassseitigen Kolbenoberseite. Der Argumentation folgend wird der Wandfilmaufbau mit steigender Drehzahl reduziert.

⁶Eine adäquate Darstellung ist aufgrund der geringen Intensität durch hohe Verdampfungsraten in gedruckter Form nicht sinnvoll möglich.

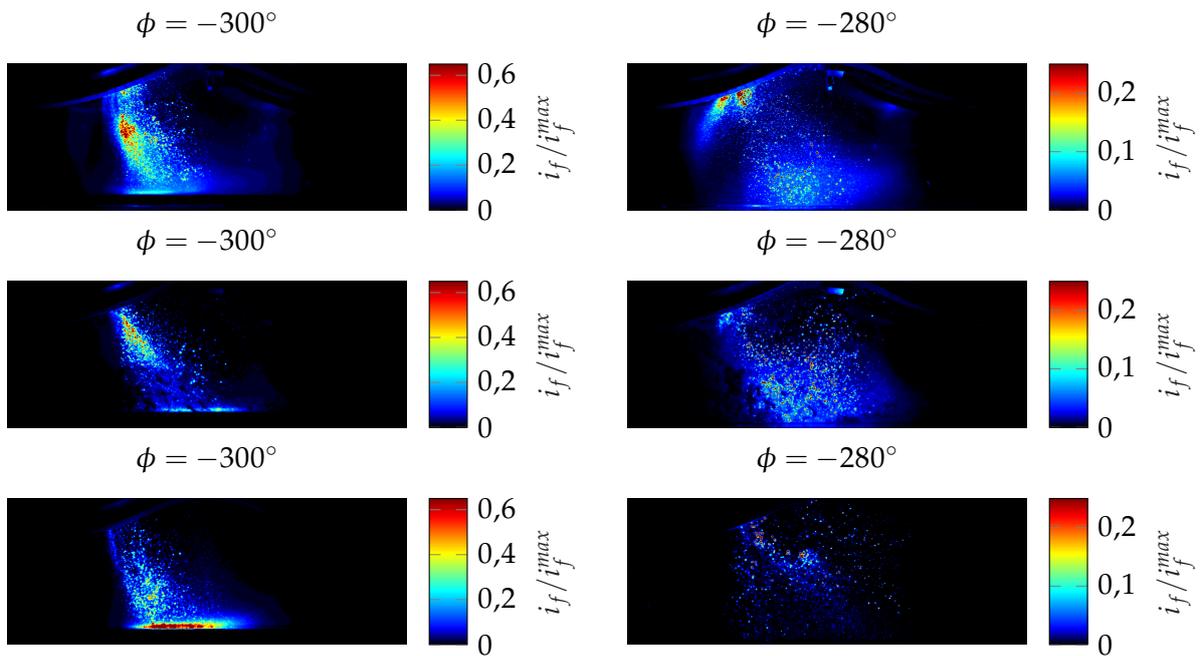


Abbildung 4.28: Einfluss der Drehzahl n (unten: $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, mittig: $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, oben: $n = 3000 \text{ min}^{-1}$) auf die Einspritzdynamik bei der Saugrohreinspritzung am Betriebspunkt ($p_i = 2 \text{ bar}$ und $x_W = 60\%$) zu verschiedenen Zeitpunkten.

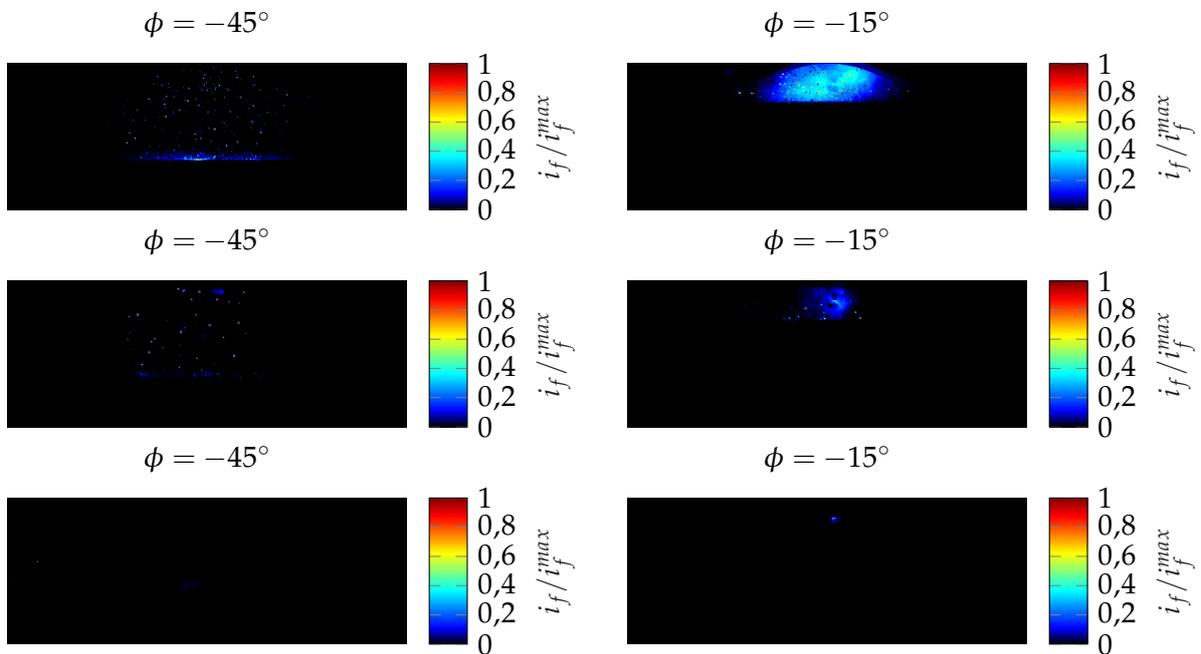


Abbildung 4.29: Einfluss der Drehzahl n (unten: $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, mittig: $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, oben: $n = 3000 \text{ min}^{-1}$) auf das Verdampfungsverhalten in der Kompression bei $p_i = 2 \text{ bar}$ und $x_W = 60\%$ zu verschiedenen Zeitpunkten.

Die bessere Zerstäubung und die reduzierten Tropfendurchmesser sind ebenso zum Zeitpunkt $\phi = -280^\circ$ nachzuvollziehen. Der ausgedehnte blaue Bereich in den obigen Bildern resultiert aus vielen kleinen Tropfen, wohingegen bei der niedrigsten Drehzahl im Vergleich deutlich weniger und um ein Vielfaches größere Tropfen detektiert werden. Für eine umfassende Bewertung wird noch der Zustand in der späten Kompression analysiert, Abbildung 4.29. Bei $\phi = -45^\circ$ sieht man, dass bei der geringsten Drehzahl das Wasser bereits vollständig verdampft ist, bei der mittleren Drehzahl einzelne Tropfen noch flüssig vorliegen und bei der höchsten Drehzahl neben einzelnen Tropfen sogar ein Wandfilm auf der Kolbenoberseite zu erkennen ist. Folglich nimmt bei sonst konstanten Randbedingungen die Verdampfungsrate mit steigender Drehzahl ab. Weiterhin erkennt man zum Zeitpunkt $\phi = -15^\circ$, dass während der Verbrennung immer noch einzelne Tropfen vorliegen, die erst verdampft werden, wenn sie von der Flammenfront erreicht werden. Eine Steigerung der Drehzahl führt somit zu einer Intensivierung des Wandkontakts (Kolben und Laufbahn) und zu einer geringeren Verdampfungsrate bei gleicher Wassermasse. Insofern sollte der Zusammenhang zwischen Verdampfungsrate und Drehzahl als Funktion der Wasserrate beachtet werden.

D) Variation der Motorlast

Interessant für das Verständnis der Funktionsweise einer Wassereinspritzung ist auch der Einfluss der Motorlast, da damit die thermischen Randbedingungen im Brennraum eng verknüpft sind. Zudem spielt die Motorlast eine wesentliche Rolle bei der Gastemperatur im Brennraum und den Wand- und Kolbentemperaturen. Bei konstanter Drehzahl und Wasserrate wird die indizierte Motorlast (p_i) verdoppelt und die Auswirkungen auf die Wassereinspritzung analysiert, Abbildung 4.30.

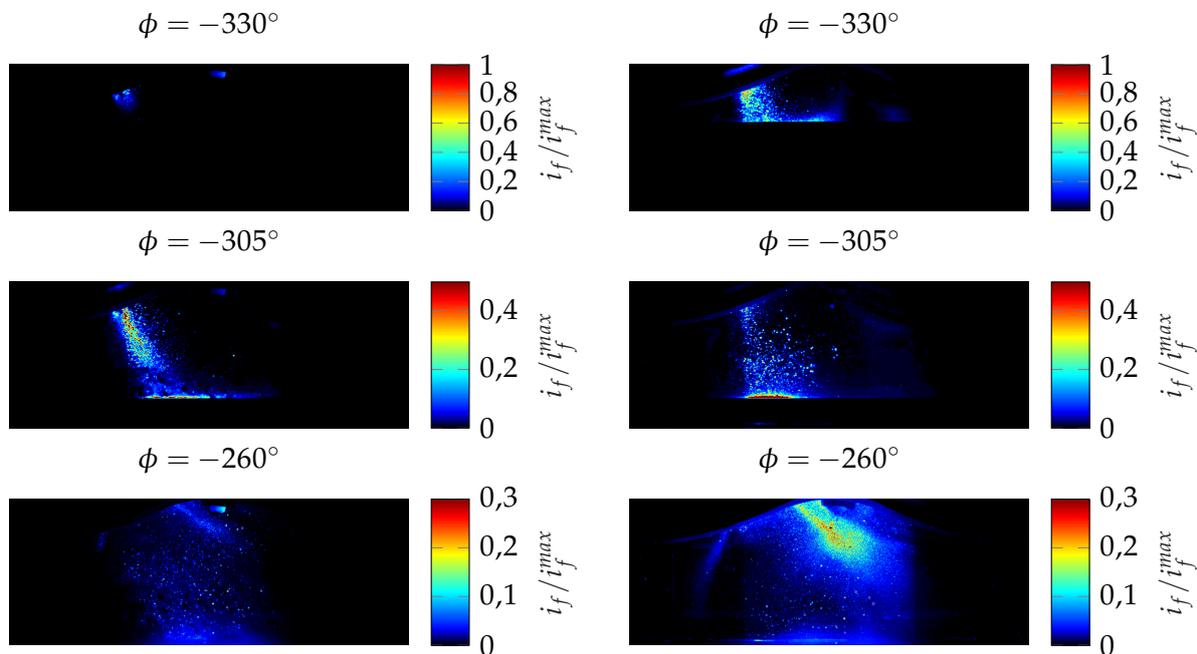


Abbildung 4.30: Einfluss der Motorlast p_i (links: $p_i = 2 \text{ bar}$, rechts: $p_i = 4 \text{ bar}$) auf die Wassereinspritzung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $x_W = 40\%$ zu verschiedenen Zeitpunkten.

Bereits zu Beginn der Einspritzung bei $\phi = -330^\circ$ zeigt sich, dass durch die weiter geöffneten Einlassventile (*rechts*) mehr Wasser in den Brennraum strömt. Zudem ist die absolute Masse an Wasser wegen der erhöhten Kraftstoffmasse (bei gleicher Wasserrate) auch größer. Durch die höhere Strömungsgeschwindigkeit werden die Wasserpartikel weiter in den Brennraum befördert. Bei $\phi = -305^\circ$ zeigt sich ein ausgeprägter einlassseitiger Wandfilm auf der Kolbenoberseite. Ferner fällt auf, dass die höhere Last den Impuls der Tropfen und damit die Eindringtiefe in den Brennraum erhöht. Zu einem späteren Zeitpunkt bei $\phi = -260^\circ$ wird die Wirkung von Phasing ersichtlich. Höhere Lasten führen dabei zu einer homogeneren Verteilung des Wassernebels im Brennraum. Essentiell für die Bewertung der Effizienz der Wassereinspritzung ist wiederum die Analyse der späten Kompression, Abbildung 4.31.

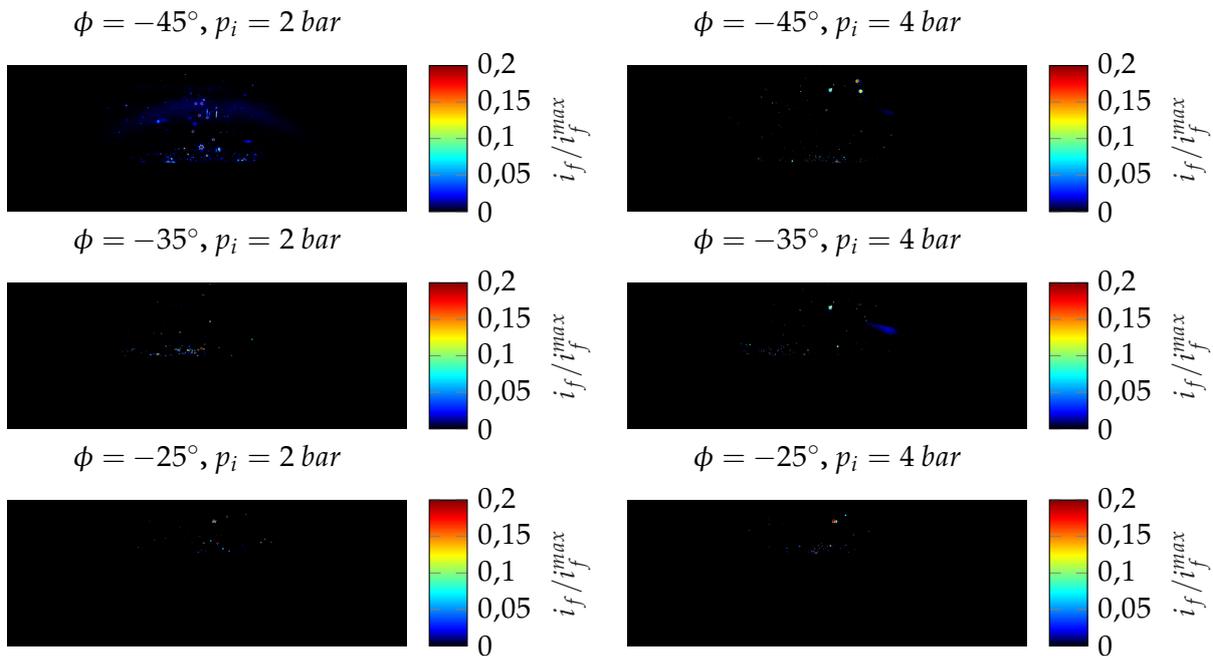


Abbildung 4.31: Einfluss der Motorlast p_i (links: $p_i = 2 \text{ bar}$, rechts: $p_i = 4 \text{ bar}$) auf die Verdampfungseigenschaften bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $x_W = 40\%$ zu verschiedenen Zeitpunkten.

Der globale Vergleich zeigt, dass höhere Motorlasten zu kleineren Tropfen und aufgrund höherer Wand- und Brennraumtemperaturen auch zu verbesserten Verdampfungseigenschaften führen. Beide Effekte können gut im Vergleich jeder Zeile in Abbildung 4.31 nachvollzogen werden. Die mit höheren Lasten und Wasserraten einhergehende längere Öffnungsdauer des Einspritzventils und damit auch das Potential von erhöhtem Wandkontakt dürfen aber für eine Auslegung am Vollmotor nicht vergessen werden.

Zur *Systemidentifikation* ist es außerdem erforderlich, die Reaktion auf veränderte Systemparameter auszuwerten. Dabei besitzt das Wasser lediglich zwei freie Systemparameter, den Wasserdruck p_W und die Wassertemperatur θ_W , die im Folgenden untersucht werden.

E) Variation des Wasserdrucks

Die Saugrohreinjection ist als Niederdruckverfahren konzipiert, wohingegen auch Konzepte mit hohem Druck denkbar sind [Helmich et al., 2019, Kap. 2, S. 37]. Die üblichen Einspritzdrücke liegen im Bereich von $p_W = [1 \dots 15] \text{ bar}$. Im Zuge der Einflussanalyse wird der Druck zwischen $p_W^{\min} = 5 \text{ bar}$ und $p_W^{\max} = 10 \text{ bar}$ (Beschränkung durch die verwendeten Wasser-Saugrohrinjektoren) variiert. Es zeigt sich im Sinne der Tropfenverteilung, -verdampfung und -dynamik ein linearer Zusammenhang mit dem Einspritzdruck. Zur Visualisierung werden jeweils die beiden Extrema verwandt, Abbildung 4.32.

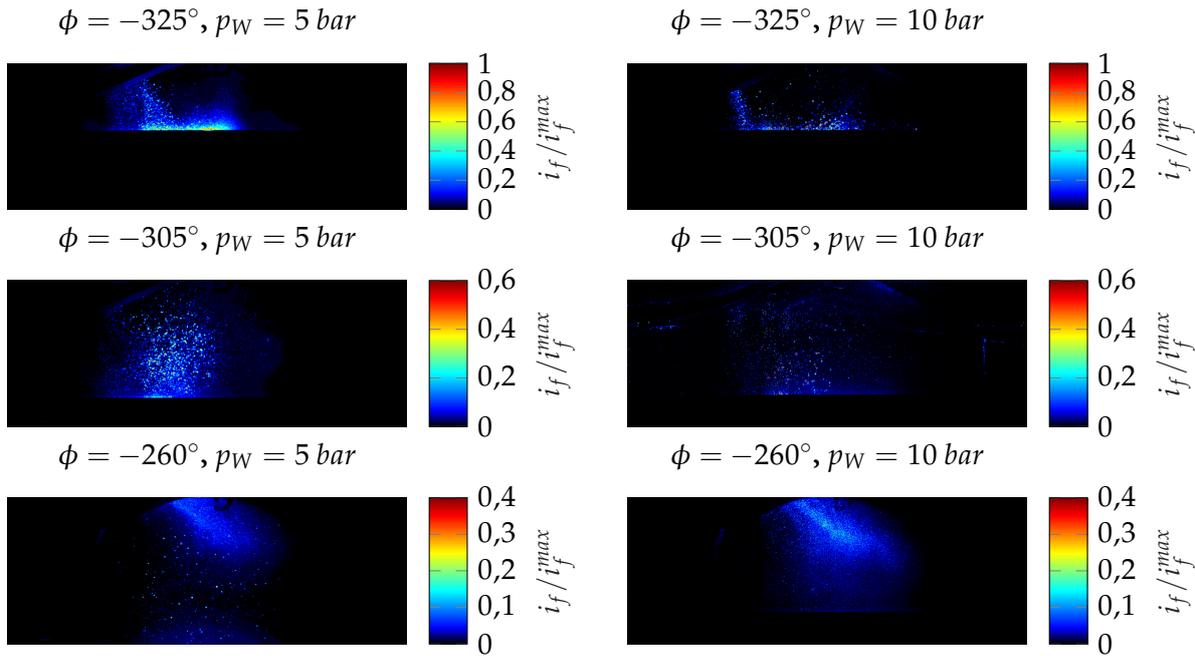


Abbildung 4.32: Einfluss des Wasserdrucks p_W auf die Einspritzung am Referenzpunkt.

Eine Steigerung des Einspritzdrucks führt bereits zu Beginn der Einlassphase ($\phi = -325^\circ$) zu einer erhöhten Verdampfung im Saugrohr, sodass weniger Wasser (verringerte Intensität) den Brennraum erreicht. Folglich wird dadurch der Wandfilm auf der Kolbenoberseite maßgeblich reduziert. Unterstützend dazu ergeben sich kleinere Tropfendurchmesser ($\phi = -305^\circ$), die besser von der Luft mitgenommen und dadurch homogenisiert werden, womit auch die Verdampfungsrates im Brennraum zunimmt. Die Nutzung von Phasing ($\phi = -260^\circ$) wird für das Wasser-Luft-Gemisch bei allen Drücken genutzt, schließlich bleibt das Einströmen und die Interaktion mit der Ladungsbewegung unabhängig vom Einspritzdruck. In der späten Kompression erreicht man mit steigendem Wasserdruck ebenfalls eine fast vollständige Verdampfung, siehe Abbildung 4.33 zum Zustand $\phi = -45^\circ$ (Bildfolge oben). Während beim niedrigeren Druck $p_W = 5 \text{ bar}$ noch vereinzelt größere Wassertropfen zu erkennen sind, zeigen sich bei einem Einspritzdruck von $p_W = 10 \text{ bar}$ fast keine Tropfen mehr. Passend dazu erkennt man am Brennbeginn ($\phi = -20^\circ$) bei niedrigem Druck immer noch Tropfen, die vom Verbrennungsleuchten zwar überdeckt, aber trotzdem noch gut sichtbar sind (helle Punkte auf weitestgehend blauem Verbrennungsleuchten), wohingegen man ein homogenes Verbrennungsleuchten beim hohen Einspritzdruck erkennt. Zusammenfassend führt ein

höherer Wasserdruck bei der Saugrohreinspritzung zu feinen, schnell verdampfenden Tropfen. Ferner wird die Ausbildung eines Wandfilms reduziert, weswegen sich ein hoher Einspritzdruck positiv auswirkt.

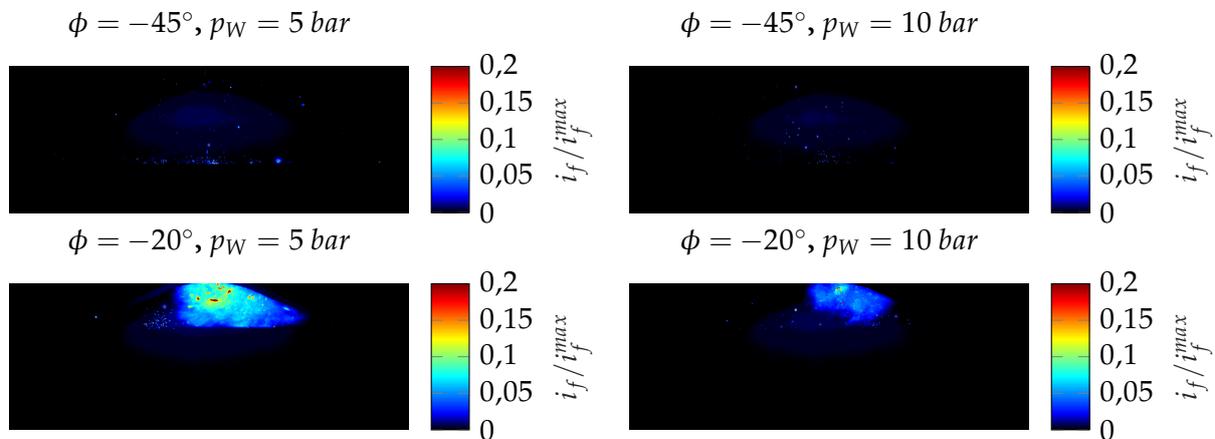


Abbildung 4.33: Einfluss des Wasserdrucks p_W auf die Verdampfung am Referenzpunkt.

F) Variation der Wassertemperatur

Der zweite (in bestimmten Grenzen) freie Systemparameter ist die Wassertemperatur θ_W . Dabei wird im Gegensatz zur Mischungseinspritzung nur die Wassertemperatur konditioniert, die Temperatur des Kraftstoffs wird nicht verändert. Während der Einspritzung fallen augenscheinlich keine nennenswerten Unterschiede auf, wohl aber beim Verdampfungsverhalten in der späten Kompression, Abbildung 4.34.

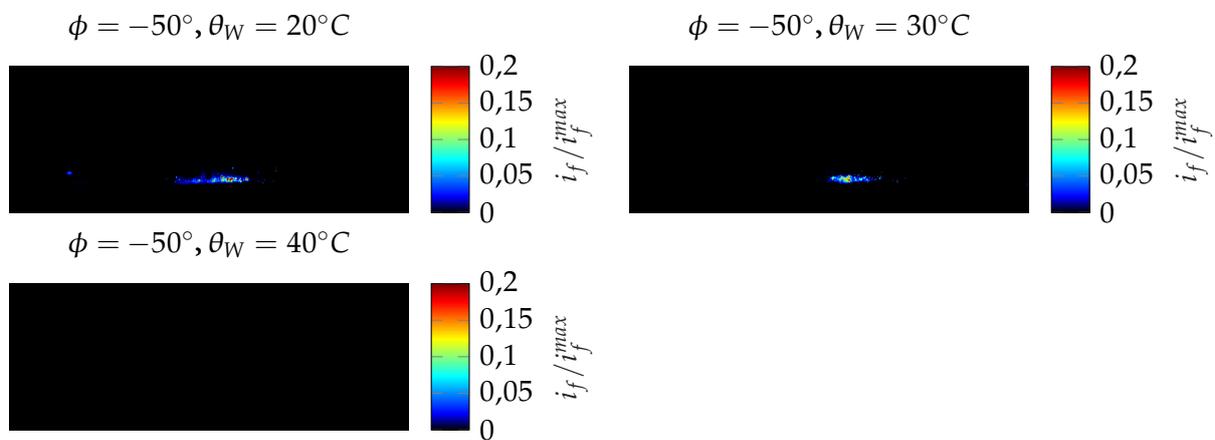


Abbildung 4.34: Einfluss der Wassertemperatur θ_W auf die Verdampfung in der späten Kompression am Referenzpunkt zum Zeitpunkt $\phi = -50^\circ$.

Darin zeigt sich, dass der flüssige Wasserwandfilm auf der Kolbenoberseite durch eine Erhöhung der Wassertemperatur wirkungsvoll reduziert wird. Während dieser bei $\theta_W = 20^\circ \text{C}$ noch annähernd vollflächig auf der Kolbenoberseite verteilt ist, wird bei einer Erhöhung der Wassertemperatur um $\Delta\theta_W = 10 \text{K}$ bereits ein Großteil des flüssigen Wassers reduziert. Bei einer weiteren Erhöhung der Fluidtemperatur um

$\Delta\theta_W = 10K$ ist überhaupt kein flüssiges Wasser mehr zu erkennen. Dieser Zusammenhang verhält sich linear zur Fluidtemperatur, weswegen der Zustand bei $\theta_W = 50^\circ C$ nicht mehr dargestellt wird. Durch die höhere Wassertemperatur nimmt zwar die Energie zum Aufheizen des Wassers vor dessen Verdampfung ab, dieser Anteil ist jedoch verschwindend gering im Vergleich zur Energie des Phasenübergangs, siehe Abschnitt 2.2.2.

G) Einfluss des Ventilhubes

Speziell bei der realen Anwendung der Wassereinspritzung bei hohen Drehzahlen und Drehmomenten ist die Einströmung und der Wandkontakt des Wassers mit den Brennraumwänden zu analysieren. Diese Betriebszustände sind wegen der thermischen Beschränkungen des optischen Einzylinders gegenwärtig nicht mit befeuertem Betrieb darstellbar. Um die hohe Dynamik eines Vollmotors zu visualisieren, wird der optische Motor im Folgenden ohne Verbrennung geschleppt. Hierbei sind zwar keinerlei Aussagen zum Verdampfungsverhalten mehr möglich, dafür eröffnet diese Versuchsdurchführung die Einstellung realer Betriebszustände. Sowohl der Einspritzzeitpunkt des Kraftstoffs als auch die Spreizungen und der Ladedruck werden wie beim Vollmotor eingestellt⁷. Darüber hinaus wird der Einlassventilhub bei konstantem Betriebspunkt und fester Wasserrate verstellt. Bei den untersuchten Drehzahlen traten vergleichbare Phänomene auf, weswegen die Ergebnisse bei einer konstanten Drehzahl von $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ präsentiert werden, Abbildung 4.35.

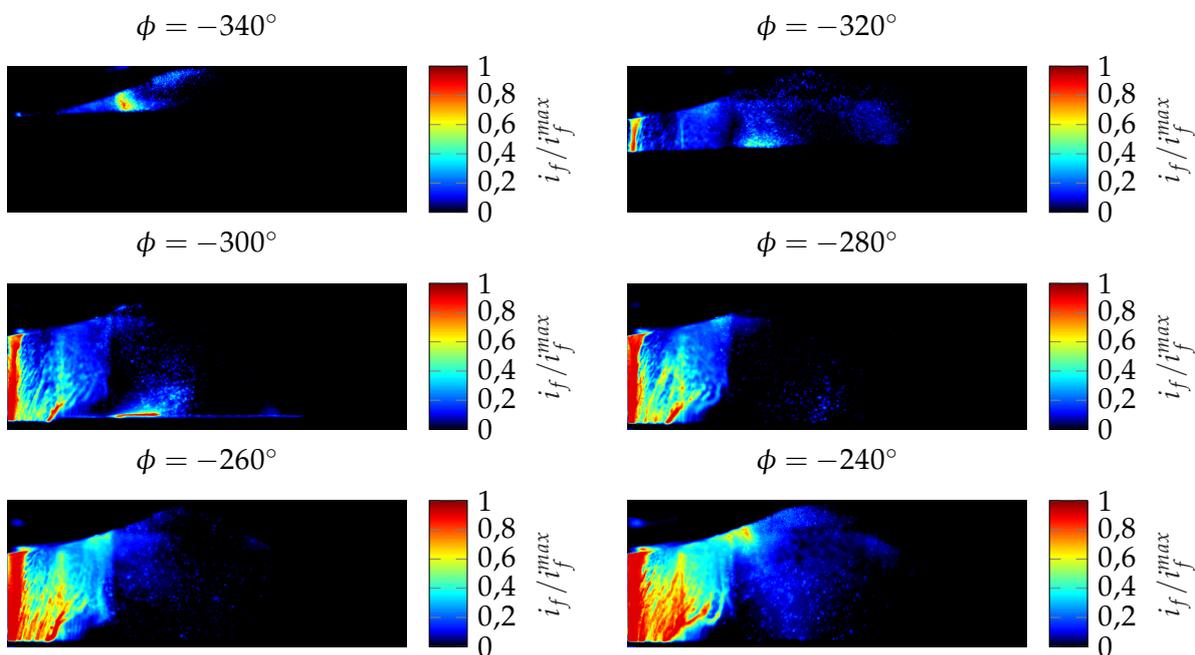


Abbildung 4.35: Einfluss des Ventilhubes $h_V = 3 \text{ mm}$ bei der Saugrohreinspritzung unter Vollmotor-Randbedingungen im Schleppbetrieb ($n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $x_W = 40\%$).

⁷Einlassspreizung: $s_E = 90^\circ$, Auslassspreizung $s_A = 80^\circ$, Einspritzzeitpunkt $\phi_{soi} = -340^\circ$, Ladedruck $p_L = 2 \text{ bar}$.

Bereits bei minimal geöffnetem Einlassventil ($\phi = -340^\circ$) erkennt man das einströmende Wasser sowie den Kontakt mit der Kolbenoberseite. Zusätzlich fällt die Verdrängung des Wassers in Richtung Zylinderlaufbahn auf, die bereits blau eingefärbt ist und somit von flüssigem Wasser benetzt ist. Im weiteren Verlauf der Einspritzung erkennt man weiter, wie sich immer mehr Wasser auf dem Liner (hier dem Glasring) auf der Einlassseite absetzt, wodurch die Fluoreszenzintensität zunimmt (Farbwechsel von blau nach rot, gesättigter Zustand). Zusätzlich dehnt sich das vom Wasser benetzte Gebiet aus, sodass kurz vor „Einlass schließen“ ($\phi = -240^\circ$) bereits einzelne Rinnale von flüssigem Wasser zu erkennen sind. Interessant ist vor allem, dass der Wandfilm nur auf der Einlassseite aufgebaut wird, was an der Umlenkung der einströmenden Luft am Ventil liegt. Der kleine Ventilspalt bei geringem Hub lenkt die einströmende Luft, in der die Wassertropfen gelöst sind, um 90° um, sodass die beiden Fluide an die Zylinderlaufbahn gelangen. Dieses Phänomen tritt insbesondere dann auf, wenn bei einem Vollmotor unter dem Einsatz von Wasser ein Lastabwurf stattfindet, sodass sich die Spreizungen und Ventilhube verändern und ein Teillast-Betriebspunkt mit Wasser, das eine kurze Zeit im Saugrohr verbleibt, gefahren wird. Noch interessanter ist das Verhalten bei maximalem Ventilhub $h_V^{max} = 9\text{ mm}$, das in Abbildung 4.36 gezeigt ist.

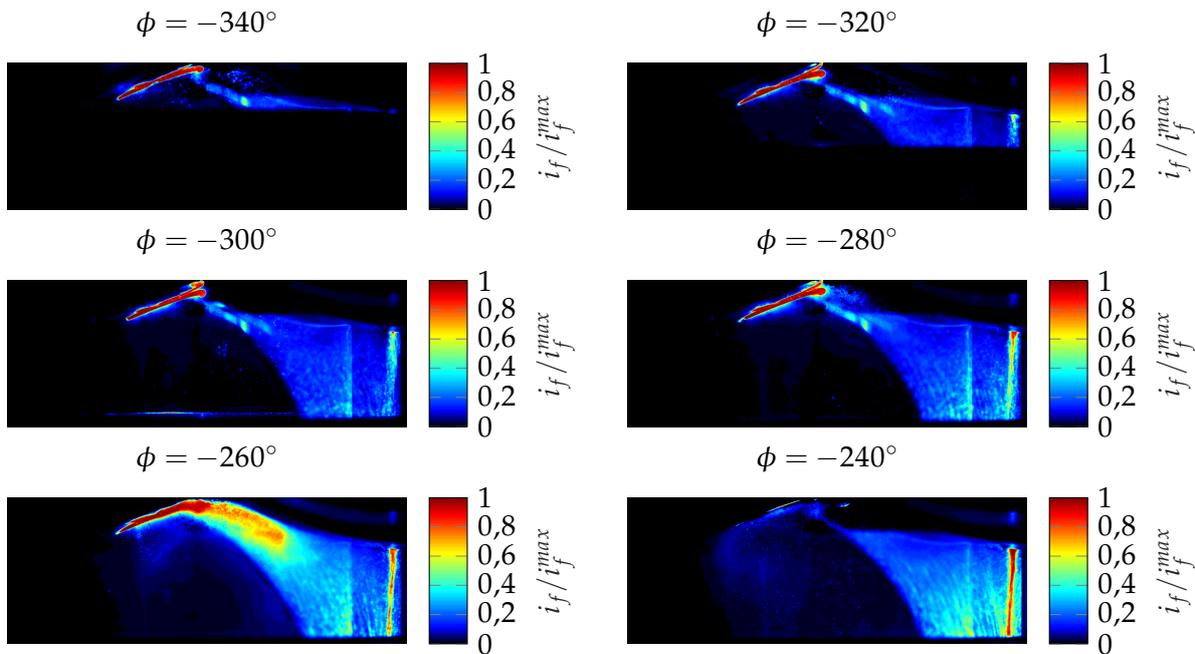


Abbildung 4.36: Einfluss des Ventilhubes $h_V = 9\text{ mm}$ bei der Saugrohrein-spritzung unter Vollmotor-Randbedingungen im Schleppbetrieb ($n = 3000\text{ min}^{-1}$, $x_W = 40\%$).

Darin zeigt sich der erwartete Zusammenhang bei maximalem Ventilhub. Bereits bei wenig geöffnetem Einlassventil ($\phi = -340^\circ$) zeigt sich ein Überströmen der Ansaugluft und des darin befindlichen Wassers über die Oberseite des Einlassventils und ein Kontakt mit der gegenüberliegenden Zylinderlaufbahn auf der Auslassseite. Zusätzlich erkennt man die vollflächige Benetzung des Einlassventils mit einem Wasser-Wandfilm bis zum Zustand, wo das Ventil vollkommen geschlossen ist (*Bild rechts unten*). Bei der Abwärtsbewegung des Kolbens über $\phi = -320^\circ$ und $\phi = -300^\circ$ bildet sich ein frontaler und seitlich auf der Laufbuche

ausgedehnter Wandfilm. Beim Schließen des Einlassventils ($\phi = -260^\circ$) wird ein weiterer Effekt deutlich: je weiter sich das Einlassventil schließt, desto mehr Wasser überströmt das Ventil, da die treibenden Druckgradienten vergrößert werden, was an der Strömungscharakteristik des Einlasskanals liegt. An der Fluoreszenzintensität erkennt man auch, dass vor allem die direkt den Einlassventilen gegenüberliegenden Bereiche des Glasrings benetzt werden und die Benetzung in Umfangsrichtung symmetrisch abnimmt. Insofern liegt die Vermutung nahe, dass bei hohen Ventilhuben Wasser auf den Ölfilm der Zylinderlaufbahn trifft, durch die Ölabstreifringe in den Ölsumpf gelangt und bei hohen Öltemperaturen verdampft, sodass sich die erhöhten Blowby-Volumenströme und der zunehmende Kurbelgehäusedruck bei Wassereinspritzung erklären. Zusätzlich verdampft aufgrund der hohen Öl- und der Zylinderlaufbahn-Temperatur bereits beim direkten Kontakt das Wasser, sodass zwei mögliche Verdampfungsregionen (Laufbahn und Ölsumpf) identifiziert werden.

4.2.3.3 Parameter-Sensitivitäts-Analyse der Sammlereinspritzung

Eine Variation ausgewählter Parameter kann bei der Sammlereinspritzung nicht durchgeführt werden, da hier verstärkt Irregularitäten während der Einspritzung auftreten.

Im Betrieb stellt sich hinsichtlich der Wassermasse im Brennraum kein stabiler Zustand ein. Außerdem gibt es Zustände, in denen kein Wasser den Brennraum erreicht oder die Verbrennung durch zu viel Wasser nicht eintritt (Verbrennungsaussetzer). Das beschriebene Problem besteht darin, dass durch die zentrale Einspritzstelle im Luftsammler ein relativ langer Weg zu den Einlassventilen und damit in den Brennraum vorherrscht, wodurch erhebliches Potential für Wandkontakt vorliegt. Es kommt folglich auf einem großen Bereich der luftführenden Elemente zur Ausbildung eines Wandfilms, aus dem sich sporadisch Tropfen lösen und in den Brennraum gelangen. Im Extremfall sammelt sich eine große Masse an Wasser vor den Einlassventilen, die beim Öffnen den Brennraum flutet. Die optische Analyse der Einspritzung an einem festen Zeitpunkt unterstreicht dies in Abbildung 4.37. Abbildung 4.38 zeigt die Auswirkungen in der späten Kompression.

Die veränderten Einspritzbedingungen zeigen auch Wirkung in der späten Kompression, indem sie in einem Arbeitsspiel einen flächigen Wandfilm auf der Kolbenoberseite ausbilden und beim nächsten Zyklus überhaupt kein Wasser mehr sichtbar ist. Die beschriebenen Phänomene sind Extrema, auch Abstufungen dazwischen sind möglich.

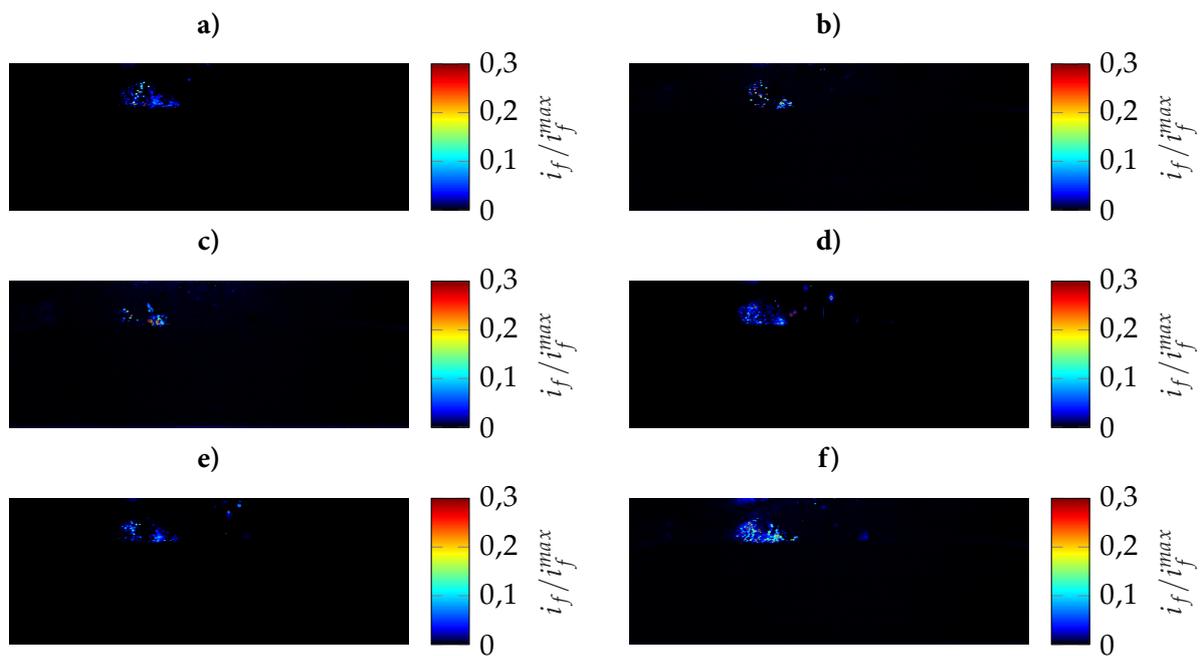


Abbildung 4.37: Zeitliche Schwankungen bei der Sammlereinspritzung am Referenzpunkt zum Zeitpunkt $\phi = -340^\circ$ aus verschiedenen Arbeitsspielen.

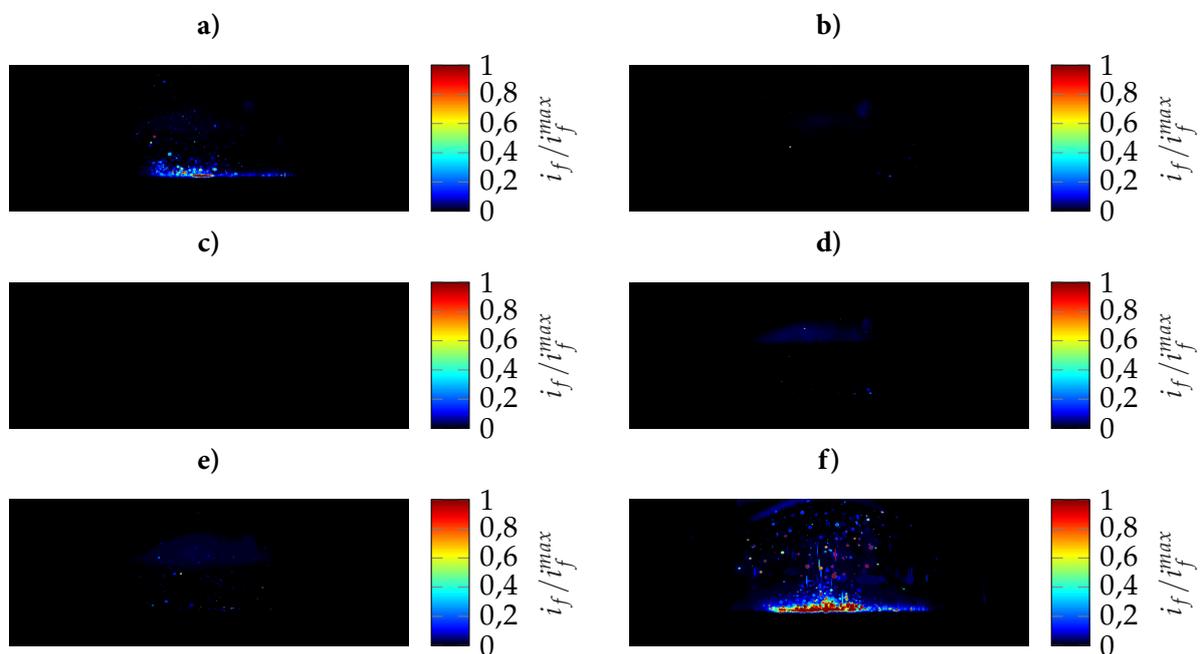


Abbildung 4.38: Schwankungen im Verdampfungsverhalten bei $\phi = -50^\circ$ bei der Sammlereinspritzung am Referenzpunkt in verschiedenen Zyklen.

Anschaulich kann diese Thematik auch durch die Analyse der mittleren Fluoreszenzintensität bewertet werden. Berechnet man \bar{i}_n aus Gleichung (3.6) als Maß für das Wasservolumen je Kurbelwinkel im Brennraum, so ergibt sich Abbildung 4.39.

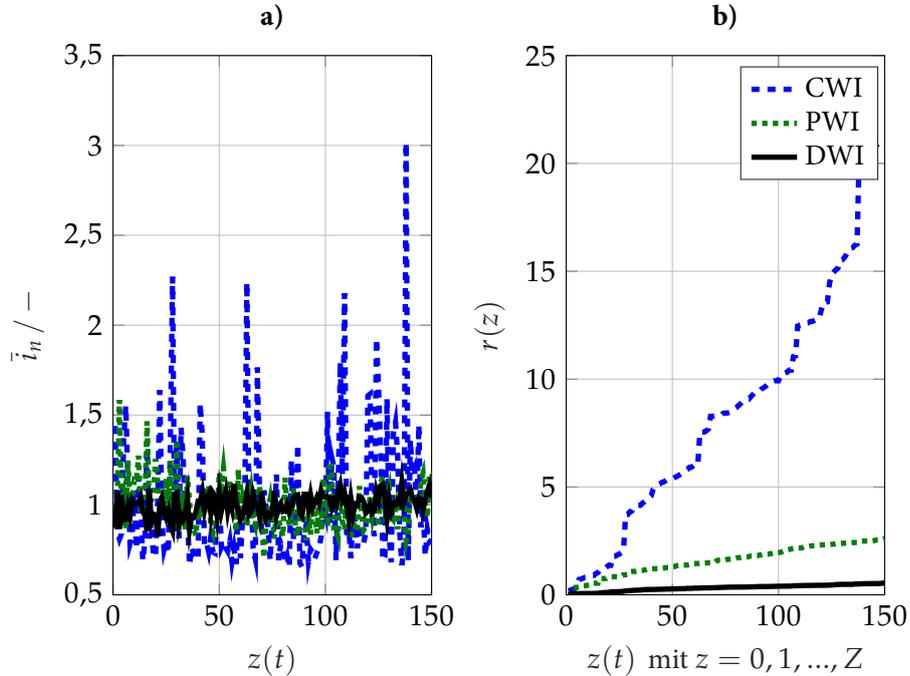


Abbildung 4.39: Zeitliche Analyse der mittleren Fluoreszenzintensität \bar{i}_n bei vergleichbaren Zeitpunkten (a) und Summierung der quadratischen Abweichung $r(z)$ vom Mittelwert für die verschiedenen Varianten (b).

Beispielhaft sind $Z = 150$ Einzelbilder verschiedener Arbeitsspiele zu einem festen Zeitpunkt während der Einspritzung⁸ dargestellt. Die Größe $r(z)$ summiert die mittlere quadratische Abweichung stetig auf und ist damit ein Maß für die Zyklusschwankungen.

$$r(z_j) = r(z_{j-1}) + \left(\bar{i}_{n,j} - \frac{1}{Z} \sum_{k=1}^Z \bar{i}_n\right)^2. \quad (4.5)$$

Die Idealvorstellung in Abbildung 4.39a ist, dass die mittlere Fluoreszenzintensität konstant bei $\bar{i}_n = 1$ liegt, was näherungsweise nur für die Mischungseinspritzung zutrifft. Die zyklischen Schwankungen nehmen für die beiden Niederdruckvarianten zu und beweisen, dass hier die eingespritzte Wassermasse zeitlich nicht konstant ist. Dies zeigt sich vor allem bei den Messungen zur Sammlereinspritzung, was bei Betrachtung der blauen Linie und Vergleich mit Abbildung 4.37 nachzuvollziehen ist.

⁸Bei der Auswahl der Zeitpunkte wurde darauf geachtet, dass die Charakteristik jeder Einspritzvariante voll ausgebildet und keine störenden Einflüsse (beispielsweise Anteile des Kraftstoffleuchtens, wenn dieser mit Hochdruck in den Wassernebel eingespritzt wird und zu einer zusätzlichen Anregung der Wassermoleküle führt) das Messergebnis beeinträchtigen. Folgende Zeitpunkte wurden deswegen gewählt: $\phi_{DWI} = -315^\circ$, $\phi_{PWI} = -280^\circ$, $\phi_{CWI} = -305^\circ$.

Bildet man zusätzlich auf Basis der Summe der kleinsten Fehlerquadrate die quadratische Abweichung der momentanen Intensität zur zeitlich gemittelten Intensität und summiert diese kontinuierlich auf, erhält man den Zusammenhang aus Abbildung 4.39b. Während dieser für die Mischungs- und Saugrohreinspritzung moderat ansteigt, zeigt sich bei der Sammlereinspritzung ein annähernd progressiver Zusammenhang. Daraus folgt, dass die zyklischen Schwankungen der Wassermasse für die Mischungseinspritzung die höchste und für die Sammlereinspritzung die geringste Reproduktionsrate ergibt. Somit zeigt sich, dass die Mischungseinspritzung aus applikativer Sicht große Potentiale bietet.

4.3 Ergebnisse des Zwei-Tracer-Konzepts

Mit dem in Abschnitt 3.2.4.3 vorgestellten Konzept sollen die beiden Fluide Wasser und Kraftstoff spektral getrennt voneinander betrachtet werden. Dies ermöglicht Aussagen zur Sprayhomogenität und hinsichtlich der Wandbenetzung und Wandfilmzusammensetzung. Eine homogene Kraftstoffeinspritzung am Referenzpunkt (Tabelle 4.5) ist in Abbildung 4.40 gezeigt.

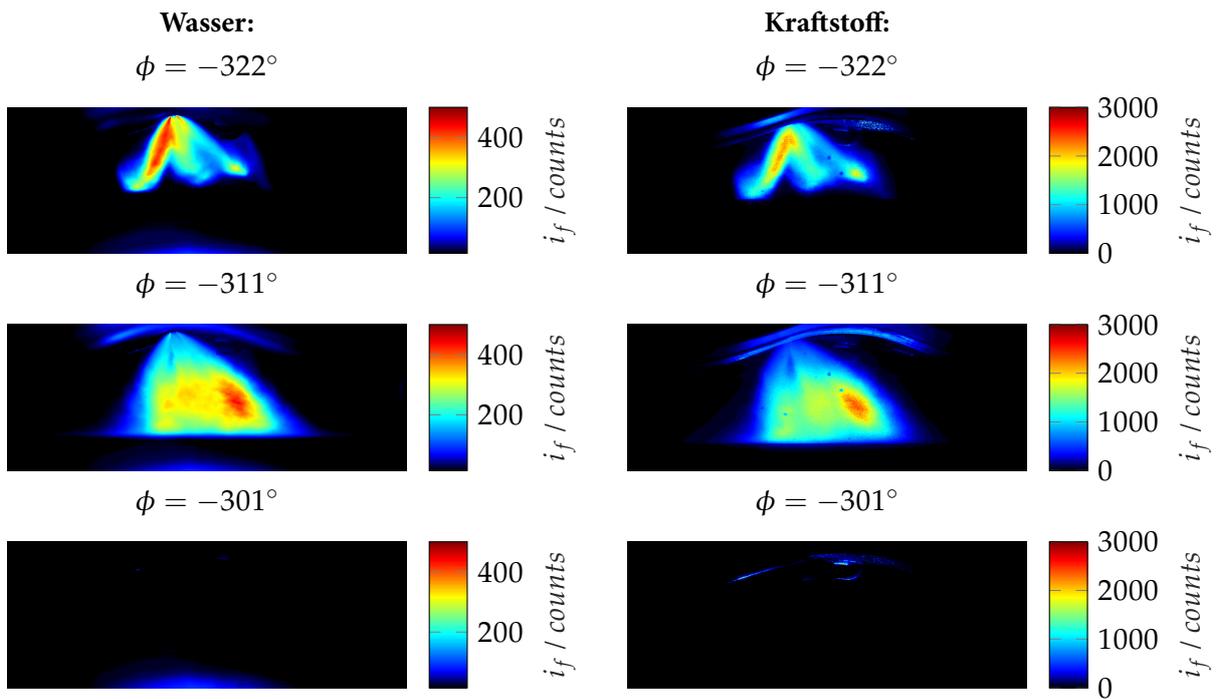


Abbildung 4.40: Rohsignal einer reinen Kraftstoffeinspritzung mit beiden Kameras.

Zwei Dinge sind auf den ersten Blick gut nachzuvollziehen: Erstens sind die Bilder der beiden V-förmig angeordneten Kameras fast deckungsgleich und zweitens gibt es keinen Informationsverlust durch die analogen Filter, was man leicht durch einen Vergleich mit Abbildung 4.13 feststellt. Zudem sind die Bilder der Nilrot/Kraftstoff-Kamera sensitiver gegenüber Verschmutzungen am Glasring (punktförmige, kleine Verschmutzungen). Auf der Kraftstoffseite wird die Einspritzung wie gefordert gut dargestellt, wobei auch

Reflexionen im Brennraumdach bewusst als Orientierungshilfe in den Bildern belassen wurden. Auf der Eosin/Wasser-Seite (links) erkennt man ebenfalls die Einspritzung, jedoch ist die maximale Signalintensität im Vergleich zur Kraftstoffseite deutlich geringer:

$$S_{ZTK} = \frac{i_f^{K,max}}{i_f^{W,max}} = \frac{2300 \text{ ct}}{490 \text{ ct}} = 4,7. \quad (4.6)$$

Mit einer kurbelwinkel-aufgelösten Subtraktion des gemittelten Kraftstoff-Signals auf der Wasser-Seite kompensiert man dessen störenden Einfluss. Vorab soll aber noch sichergestellt sein, dass das Wasser nur auf einem Detektionskanal sichtbar wird, Abbildung 4.41.

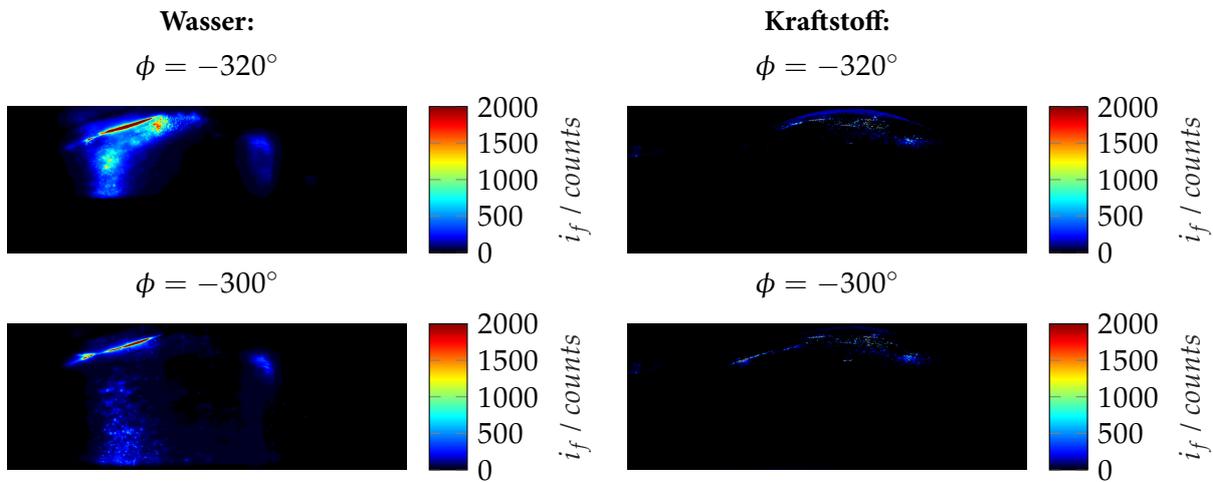


Abbildung 4.41: Rohsignal einer Saugrohreinspritzung aufgezeichnet mit beiden Kameras.

Das mit der Luft in den Brennraum einströmende Wasser bildet zahlreiche Tropfen, die sich auf der Kolbenoberseite absetzen. Zudem ist die Benetzung des Einlassventils (*links*) gut zu erkennen. Gleichzeitig zeigt die Kraftstoffdetektion mit Ausnahme zeitlich konstanter Reflexionen im Brennraumdach (und bei vergleichbarer Skalierung im Vergleich zu einem Bild mit Nutzsinal) keinerlei Anzeichen für die Detektion von Wasser. Somit ist sichergestellt, dass über die beiden Detektionspfade jeweils nur ein Fluid mit der in Abschnitt 3.2.4.3 vorgestellten Auswertung visualisiert wird.

Im Zuge der weiteren Untersuchungen wird auf die normierte Darstellung der Fluoreszenzintensität gemäß Gleichung (3.5) übergegangen. Bei der Mischungseinspritzung wird sowohl die Homogenität des Sprays bei verschiedenen Wasserbeladungen als auch der (bekannte) Wandfilm auf der Kolbenoberseite hinsichtlich seiner Zusammensetzung untersucht. Bei den Analysen zur Saugrohreinspritzung zeigten sich in Bezug auf die Wandfilmzusammensetzung keine Unterschiede zu den Erläuterungen aus Abschnitt 4.2.2.3, sodass der Wandfilm hier wie vermutet aus reinem Wasser besteht und auf die Angabe der Bilder verzichtet wird. Abbildung 4.42 zeigt die Einspritzung bei einem konstanten Zeitpunkt (bei konstantem Einspritzzeitpunkt) und unterschiedlichen Wasserraten. Der Detektionskanal für Wasser (*links*) zeigt eine von der Wasserbeladung unabhängige Sprayform. Sowohl die Form und Lage als auch die Eindringtiefe der sichtbaren Spray-

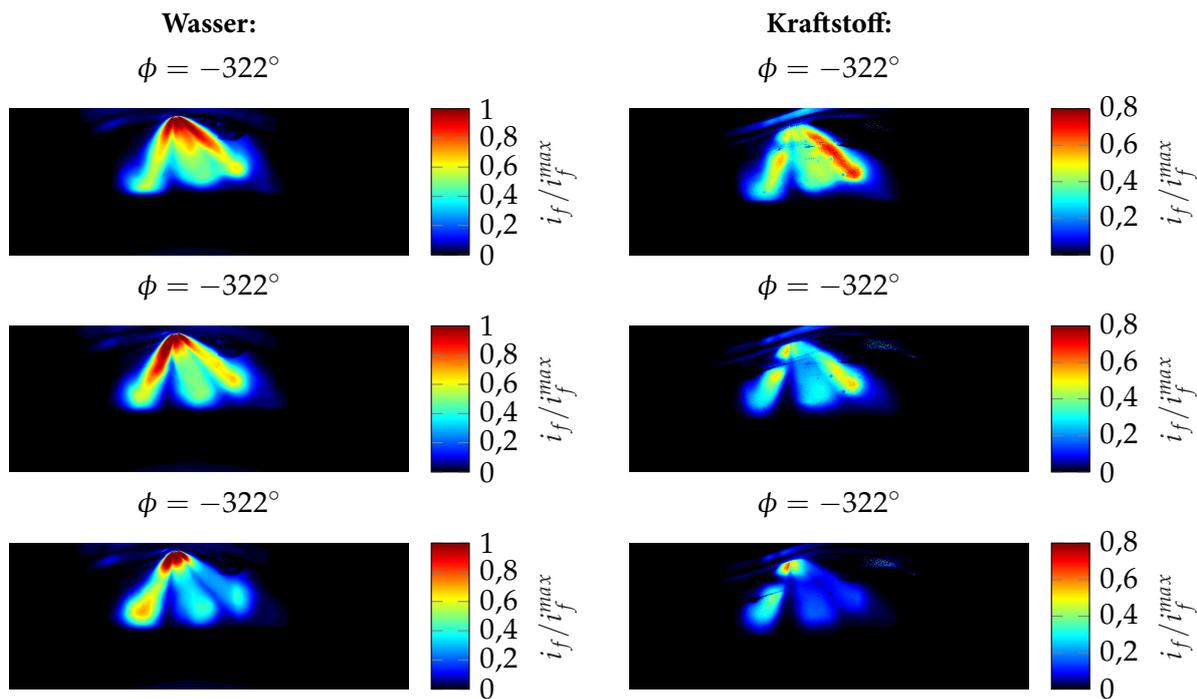


Abbildung 4.42: Einfluss unterschiedlicher Wasserraten auf die Sprayhomogenität am Referenzpunkt, *oben* $x_W = 20\%$, *mittig* $x_W = 40\%$, *unten* $x_W = 60\%$.

keulen zeigen keine Unterschiede zu den bekannten Erkenntnissen. Interessant ist jedoch, dass bei konstanter Skalierung im Spray Konzentrationsunterschiede in der Gleichverteilung auftreten. Hierbei nimmt die Konzentration des Wassers um die Injektorspitze mit steigender Wasserbeladung zu, wobei sich dieser Effekt bevorzugt um den Einspritzbeginn zeigt und danach abflacht. Mit dem steigenden Wasseranteil im Rail nimmt auch die Dichte des Sprays zu, sodass bei konstant angenommenem Impuls die Geschwindigkeit und somit die Eindringtiefe der Sprayanteile mit hohem Wassergehalt (gegenüber dem Kraftstoffgehalt) leicht abnimmt. Der Detektionskanal für Kraftstoff zeigt, dass dessen Fluoreszenzintensität mit steigender Wasserbeladung gesamthaft abnimmt, wobei der Bereich um die Injektorspitze von dieser Tatsache ausgenommen werden muss. Dort treten immer, im Vergleich zur mittleren Sprayintensität, höhere Intensitäten auf. Nichtsdestotrotz erscheint die Reduktion des Kraftstoffsignals durch eine Steigerung des Wassergehalts im Spray logisch, wobei die Sprayform, Eindringtiefe und Homogenität ähnlich wie bei der Wasserseite nahezu konstant bleiben und sich die genannten Unterschiede im Laufe der Einspritzung deutlich reduzieren, Abbildung 4.43. Je mehr Wasser beigemischt wird, umso länger wird die Einspritzdauer, weshalb bei konstanter Kraftstoffmasse der Kraftstoffmassenstrom sinkt. Insofern sinkt die Kraftstoffmasse im Spray bei einem festen Zeitpunkt und die Fluoreszenzintensität muss in gleicher Weise sinken. Wie man den Bildern links entnimmt, sind die Konzentrationsunterschiede im Wasser-Spray deutlich reduziert worden. Durch die eingeschwungenen Strömungsverhältnisse in Rail und Injektor sind sowohl die Sprayform als auch die Gleichverteilung auf die einzelnen Spraykeulen sowie die Abhängigkeit von der Wasserbeladung (mit Ausnahme des Bereichs um die Injektorspitze) deutlich verbessert und das Spray homogenisiert. Gleiches gilt

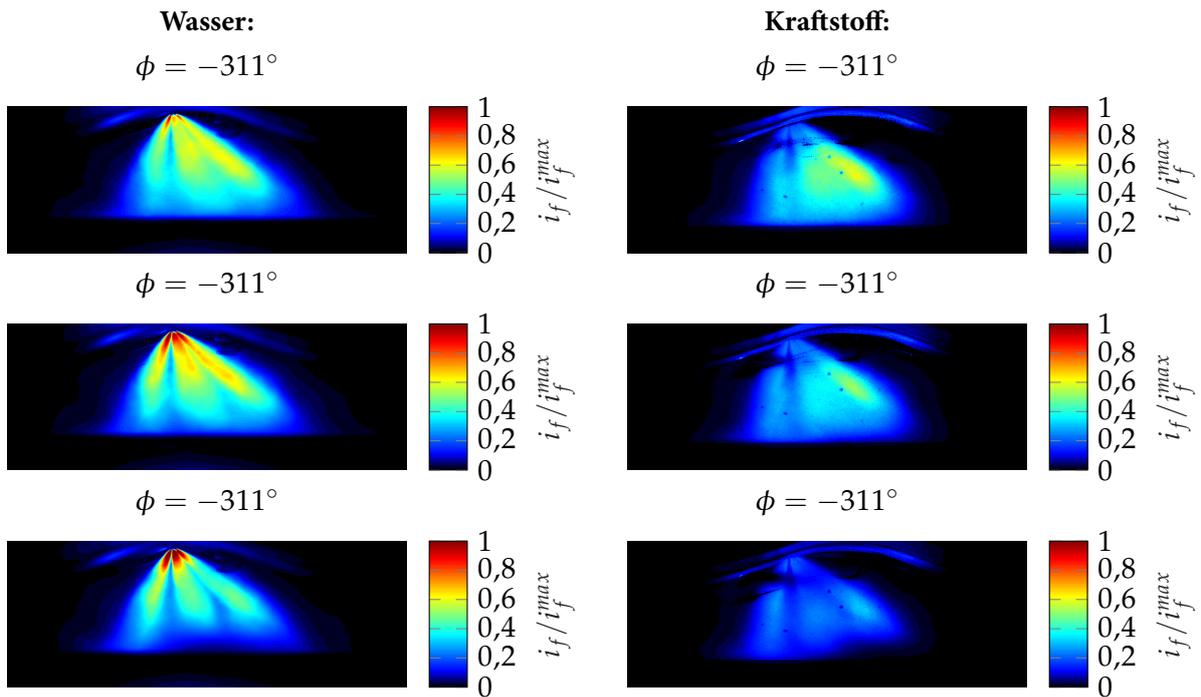


Abbildung 4.43: Zur Konzentrationsverteilung bei Mischungseinspritzung am Referenzpunkt, oben $x_W = 20\%$, mittig $x_W = 40\%$, unten $x_W = 60\%$.

auch für die Kraftstoffseite rechts, wobei die verbleibenden Unterschiede in der Farbgebung auf die unterschiedliche Wasserrate zurückzuführen sind und konzeptionell so vorliegen. Abschließend soll noch der für die Mischungseinspritzung aus Abschnitt 4.2.2.2 bekannte Wandfilm auf der Kolbenoberseite hinsichtlich seiner Zusammensetzung beurteilt werden. Im Rahmen der Untersuchungen zur Wassereinspritzung wurde dieser als reiner Wasser-Wandfilm interpretiert, jedoch wäre es auch möglich, dass sich dort zusätzlich flüssiger Kraftstoff befindet, Abbildung 4.44.

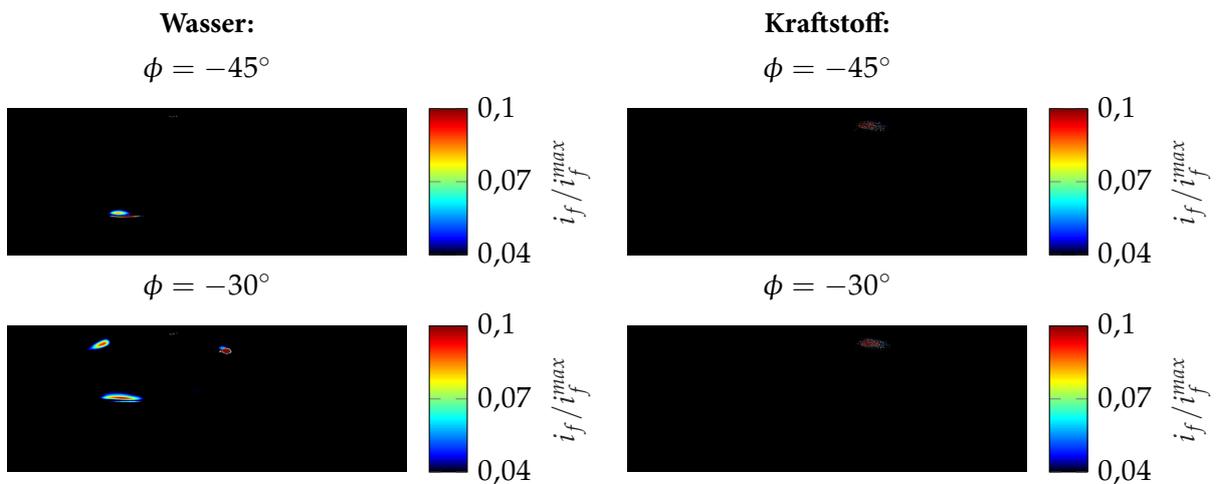


Abbildung 4.44: Analyse der Wandfilmzusammensetzung in der späten Kompression am Referenzpunkt.

Der einlassseitige Wandfilm ist auf der Wasser-Detektionsseite (*links*) zu beiden gewählten Zeitpunkten klar zu erkennen, wobei bei $\phi = -30^\circ$ auch der Zündfunken zu sehen ist. Auf der Kraftstoff-Detektionsseite ist kein Wandfilm zu erkennen, sodass der Wandfilm nur aus Wasser besteht und damit kongruent zu den Erläuterungen aus der Ein-Tracer-Messtechnik ist.

4.4 Anwendung der optischen Messtechnik für Vollmotoren

Ausgehend von den validen Methoden aus Abschnitt 4.2.1 stellt sich die Frage, inwieweit diese Messtechnik zur Wasser-Visualisierung abseits des optischen Einzylinders für motorische Anwendungen im Rahmen von Vollmotorversuchen angewandt werden kann. Die Messtechnik aus Abschnitt 3.2.4.2 kann in großen Teilen vom Einzylinder übernommen werden. Dazu gehören Tracer (gleiche Konzentration), Laser (Leistung, Wellenlänge, Frequenz), Kamera, Filter, Timing Unit, Software (LaVision DaVis 10) sowie die Art der Aufnahme (Kurbelwinkel-basiert, arithmetische Mittelung über zehn Zyklen, Abzug Hintergrundbild). Unterschiede gegenüber der bekannten Messtechnik bestehen vorwiegend in der Einkopplung des Laserstrahls in den Brennraum, der Beleuchtungsmethode und der Einschränkung des für die Kamera sichtbaren Bereichs:

1. **Einkopplung des Laserstrahls:** Der Laserstrahl wird zuerst in einen Führungsarm geleitet, sodass der Strahl in einer geschlossenen Strecke zum endoskopischen Zugang seitlich zwischen den Auslassventilen des ersten Zylinders am 6-Zylinder-Reihenmotor geführt wird. Am Ende des beweglichen Führungsarms wird ein Laserlichtschnittendoskop eingeführt, das in eine Endoskophülse geschoben und dort fixiert wird, siehe Abbildung A.17. Das Laserlichtschnittendoskop korrigiert in einem ersten Schritt die Divergenz des Laserstrahls, fokussiert diesen und stellt mit der an den Motor angepassten Front-Linse sicher, wie der *Laserlichtschnitt* erzeugt wird. Hier wird eine Linse gewählt, bei der ein 15° offener Kegel normal zur Blickrichtung der Kamera (also ein Horizontalschnitt durch den Brennraum) eingestellt wird. Zusätzlich wird dieser Lichtschnitt um 13° nach unten korrigiert, sodass ein großer Teil des Brennraums ausgeleuchtet wird.
2. **Beleuchtungsmethode:** Durch den endoskopischen Zugang ist eine Volumenbeleuchtung nicht möglich, weswegen durch das Laserlichtschnittendoskop ein planer Lichtschnitt erzeugt wird. Somit können nur Partikel, die sich zum Zeitpunkt des Laserpulses in dieser Ebene aufhalten, detektiert werden. Zusätzlich nimmt die Fluoreszenzintensität aufgrund der geringeren angeregten Wassermasse ab. Durch die Form des Lichtschnitts ist aber gewährleistet, dass die Ebene sowohl das Spray als auch den Brennraum und den Kolben in etwa mittig schneidet.
3. **Kameraposition:** Die Kamera befindet sich außerhalb des Motors und ist von diesem entkoppelt. Über einen endoskopischen Zugang an der Stirnseite (Riementrieb) des ersten Zylinders können die Phänomene im Brennraum betrachtet werden. Dieses Endoskop ist mit Luft gekühlt und besitzt an der Front eine Linse, die zusammen mit der Linse der Einschraubhülse (Durchmesser $d = 1\text{ cm}$) ein kreisförmiges Sichtfenster erzeugt, siehe Abbildung A.18.

Dabei funktioniert die Messtechnik auch an Vollmotoren einwandfrei, Abbildung 4.45.

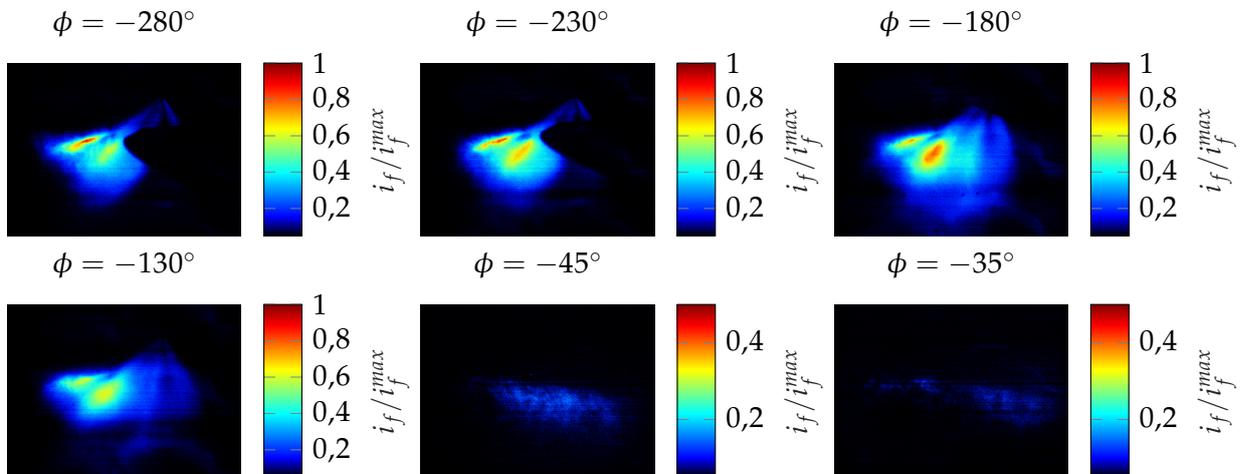


Abbildung 4.45: Einspritzung und späte Kompression bei der Mischungseinspritzung am Betriebspunkt $n = 5000 \text{ min}^{-1}$, $p_i = 20 \text{ bar}$, $x_W = 60 \%$.

In den *oberen Bildern* zeigt sich die Spraycharakteristik. Sowohl die drei vorderen Spraykegel als auch das Einlassventil sind zu erkennen, wobei letzteres einen Teil des Sprays verdeckt. Die Intensität des von links eingekoppelten Laserlichts nimmt nach rechts hin durch die Absorptionsstrecke ab. Die letzten beiden Bilder zeigen die späte Kompression. Hier sind noch flüssige Wassertropfen zu erkennen. Am Einspritzende (*Bild unten links*) erkennt man den Strahlabriss vom Injektor sowie den Rest der Spraykeulen. Anzumerken ist weiterhin, dass die Intensität des Fluoreszenzlichts deutlich niedriger ist als bei der Volumenbeleuchtung. Durch entsprechende Datenverarbeitung können aber aussagekräftige Bilder durch Mittelung erstellt werden, wobei das Verfahren dem bereits vorgestellten (siehe Abschnitt 3.2.4.2) entspricht. Außerdem kann die Eindringtiefe des Wassers abgeschätzt und Restwasser in der späten Kompression detektiert werden, je nachdem, wie der Laserlichtschnitt geformt wird, Abbildung 4.46. Die *ersten vier Bilder* zeigen die Sprayentwicklung im Abstand von je einem Grad Kurbelwinkel. Dabei nimmt sowohl die Eindringtiefe als auch die Wassermasse (direkt proportional zur Intensität an einem definierten Ort) nahezu im gesamten Spray zu. Die *beiden letzten Bilder* zeigen den Wandfilm auf der Kolbenoberseite während der späten Kompression, der bei diesem Lastpunkt bewusst eingestellt wurde, um dieses Phänomen zu visualisieren. Zusammenfassend ermöglicht die Anwendung der optischen Messtechnik die zeitliche Auflösung der Homogenität des Sprays, der innermotorischen Vorgänge und der Wandfilmbildung. Außerdem besteht Kohärenz zwischen den Erkenntnissen aus den Grundlagenuntersuchungen und dem Verhalten bei Vollmotoren, da die physikalischen Phänomene in beiden Fällen äquivalent detektiert wurden. Somit sind Empfehlungen aus den Messungen am Transparentmotor auf das Verhalten des Vollmotors übertragbar, wobei mit Letzterem auch deutlich höhere Drehzahlen und Motorlasten analysiert werden können.

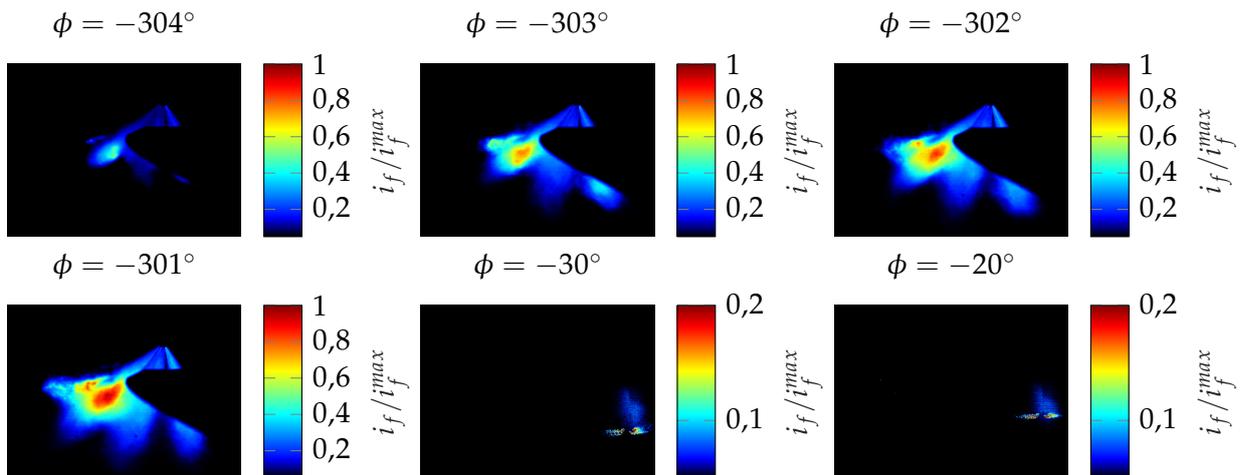


Abbildung 4.46: Zur Eindringtiefe und Restwasser bei der Mischungseinspritzung am Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_i = 15 \text{ bar}$, $x_W = 60 \%$.

4.5 Weiterführende Untersuchungen am favorisierten Konzept

Die Wassereinspritzung und im speziellen die Mischungseinspritzung als Favorit des thermodynamischen und optischen Systemvergleichs wird mit einer Ethanoleinspritzung verglichen und die gegenseitigen Potentiale aufgezeigt. Außerdem werden die Auswirkungen auf die Bauteiltemperaturen analysiert.

4.5.1 Vergleich der Wasser- und Ethanoleinspritzung

Durch Kombination mit anderen Technologien ist es möglich, stöchiometrischen Betrieb und beste Schwerpunktlagen zu erreichen und gleichzeitig den Fluidbedarf zu reduzieren. Eine praktikable Möglichkeit stellt die **Einspritzung von Ethanol** anstelle des Wassers zur Gemischkühlung dar, bei der zwischen der direkten (DEI) und der indirekten (PEI) Einspritzung in den Brennraum respektive das Saugrohr unterschieden wird. Vergleicht man die beiden Fluide im motorischen Betrieb an einem typischen, unterstöchiometrischen Betriebspunkt ($n = 5000 \text{ min}^{-1}$, $w_i = 2,0 \frac{\text{kJ}}{\text{T}}$), so zeigt sich das große Potential des Wassers speziell in der notwendigen Fluidrate, Tabelle 4.8.

Tabelle 4.8: Potentiale von Wasser- und Ethanoleinspritzung im Vergleich nach [Rubbert, 2017a].

	DWI	DEI	PWI	PEI
Fluidrate für $\lambda = 1$	12%	19,5%	21%	35%
Potential für η_i	+6%-Pkt.	+8%-Pkt.	+4%-Pkt.	+9%-Pkt.
Abgastemperaturabsenkung ΔT_A	-21K	-23K	-10K	-19K
Druck im Kurbelgehäuse Δp_{KG}	+20 mbar	$\pm 0 \text{ mbar}$	+18 mbar	$\pm 0 \text{ mbar}$

Eine direkte Einspritzung in den Brennraum ist hinsichtlich des Medienverbrauchs günstiger als die indirekte Einspritzung in das Saugrohr, dies gilt sowohl für Ethanol als auch für Wasser. Dies ist wiederum auf die Bildung von Wandfilmen im Saugrohr und deren Verdampfung zurückzuführen, wodurch die Energieaufnahme durch die fehlende Verdampfung im Brennraum sinkt und mehr eingespritzt werden muss. Zusätzlich ist durch die höhere Verdampfungsenthalpie des Wassers die Wasserrate geringer als die Ethanolrate. Jedoch verbessert sich mit Ethanol der innere Wirkungsgrad des Aggregats. Im Sinne der Temperaturabsenkung liegt die Wassereinspritzung vorne, da sie mit etwa 40% weniger Masse eine vergleichbare Temperaturabsenkung herbeiführt. Im Gegensatz zu Ethanol führt sie jedoch zu einer Erhöhung des Kurbelgehäusedrucks [Rubbert, 2017a]. Mit der Ethanoleinspritzung kann zwar die Klopfgrenze so verbessert werden, dass eine optimale Verbrennungslage ($8^\circ KW$) erreicht wird, jedoch kann die Abgastemperatur nicht hinreichend abgesenkt werden. Das ist nur bei deutlich höheren Ethanolraten möglich.

Eine interessante Kombinationsmöglichkeit beider Fluide wurde am Betriebspunkt ($n = 6000 \text{ min}^{-1}$, $w_i = 2,0 \frac{kJ}{l}$) untersucht: eine **Ethanol-Wasser-Mischungseinspritzung** mit konstanter Wasserrate von 60%. Gegenüber allen anderen untersuchten Ethanol-Einspritzungen erreicht man mit diesem Verfahren stöchiometrischen Betrieb bei minimalem Ethanolbedarf im Vergleich. Bei einer Ethanolrate von 27% erreicht man bereits Homogenbetrieb, für DEI benötigt man 48% und für DEI in Kombination mit PWI 40%. Zusätzlich erreicht man mit der beschriebenen Variante bereits eine CO-Konversionsrate von 95%. Insofern stellt die Kombination von Ethanol- und Wassereinspritzung eine interessante Möglichkeit dar, die Vorteile beider Fluide (Wasser: Temperaturabsenkung, Ethanol: Verbesserung des indizierten Wirkungsgrades während der Verbrennung) wirkungsvoll zu kombinieren.

Zur weiteren Reduktion des Wasserbedarfs trägt die Technologie der **Sekundärlufteinblasung** bei. Hier wird ein Teil der angesaugten Frischluft vor dem Ladeluftkühler entnommen und über eine Leitung nach dem motornahen Katalysator vor einem Unterbodenkatalysator in den Abgaspfad eingeleitet, wobei zusätzlich ein Steuerventil zur Regelung des Massenstroms verbaut ist. Am obigen Betriebspunkt ($n = 5000 \text{ min}^{-1}$, $w_i = 2,0 \frac{kJ}{l}$) konnte an einem 4-Zylinder-Ottomotor der Wasserbedarf für stöchiometrischen Betrieb durch Sekundärluft von 53% (bei PWI) auf 37% reduziert werden. Durch die Beimischung von Frischluft wird die exotherme Reaktion auf zwei Katalysatoren aufgeteilt und diese thermisch entlastet. Damit wird der Kennfeldbereich mit $\lambda = 1$ ohne Wassereinspritzung vergrößert. Zusätzlich treten keine signifikanten Änderungen in der Abgaszusammensetzung nach dem Katalysator auf. Somit kann durch die Integration einer Sekundärluft-Applikation der stöchiometrische Betriebsbereich ausgeweitet und der Bedarf an Wasser für die thermisch kritischen Kennfeldbereiche reduziert werden [Rubbert, 2018].

4.5.2 Einfluss der Mischungseinspritzung auf die Bauteiltemperatur

Neben den beiden bis dato untersuchten Kombinationsmöglichkeiten soll zuletzt noch das Potential der Wassereinspritzung zur **Reduktion der thermischen Belastung** von Kolben und Zylinderwand untersucht werden [Rubbert, 2017b]. Dabei zeigt sich an verschiedenen repräsentativen Stellen des Kolbens, dass dessen Temperatur bei Wassereinspritzung sinkt und damit die Bauteilfestigkeit und Lebensdauer ansteigt,

Abbildung 4.47. Im Mittel zeigt sich ein abschnittsweise linearer Zusammenhang mit der Wasserrate. In einem ersten Bereich bis etwa 40% Wasser fällt die mittlere Kolbentemperatur von 240°C auf 220°C (Steigung $\frac{0,5K}{\% - Pkt.}$), wobei ab diesem Wert bei weiterer Steigerung der Wasserrate eine Temperaturabsenkung von $\frac{2,5K}{\% - Pkt.}$ Wasser erreicht wird, was an der deutlichen Abkühlung des Kolbens beim Wandfilmaufbau und dessen Verdampfung liegt. Bezüglich der Temperatur an der Zylinderwand zeigt sich ein durchgängig linearer Zusammenhang, wobei die Steigung mit etwa $\frac{0,2K}{\% - Pkt.}$ Wasser geringer ausfällt als am Kolben.

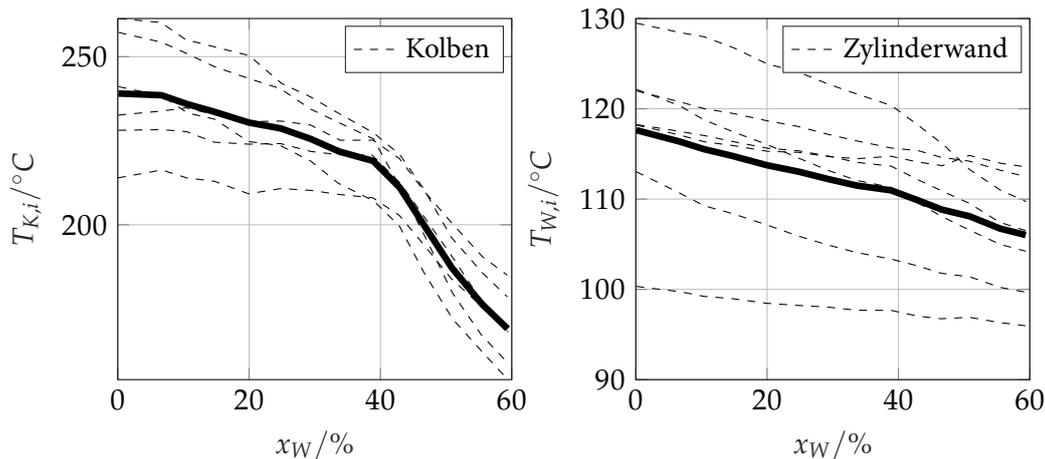


Abbildung 4.47: Kolben- und Zylinderwandtemperaturen an verschiedenen Positionen (- -) und als Mittelwerte (—).

Zusammenfassend werden die Oberflächentemperaturen an Kolben und Zylinderwand bei Wassereinspritzung wirkungsvoll reduziert und tragen zur thermischen Entlastung der Motorkühlung sowie zur Erhöhung der Bauteil-Lebensdauer bei.

4.6 Validierung der 3D-Simulationsmethodik

Im Rahmen dieser Arbeit sind zur Validierung der Simulation drei Vergleiche erforderlich:

1. Der thermodynamische Vergleich auf Basis der Zylindermasse und des Brennraumdrucks.
2. Der Vergleich der Sprayform, -ausbreitung und -interaktion mit der Ladung und den Brennraumwänden.
3. Der abschließende Vergleich hinsichtlich Wandfilmbildung, -zusammensetzung und -verdampfung.

Bild 4.48 zeigt den Vergleich der Ergebnisse der CFD-Simulation mit denen der Arbeitsprozessrechnung hinsichtlich Zylindermasse und Druckverlauf.

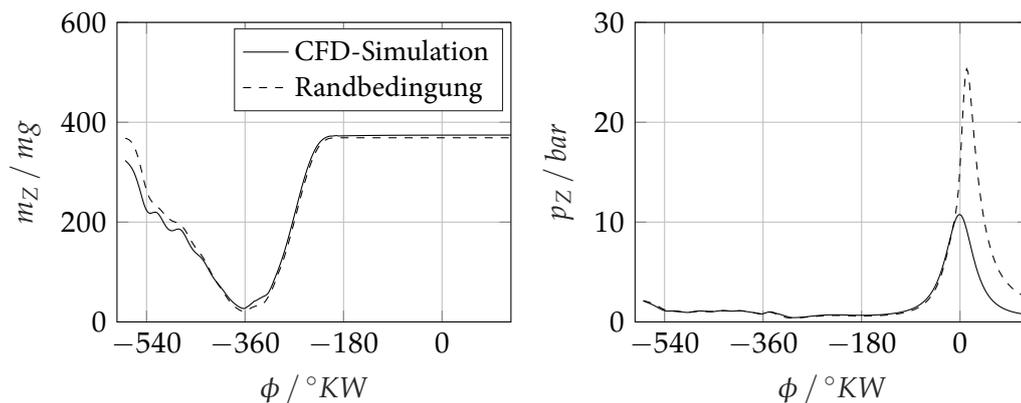


Abbildung 4.48: Vergleich von Zylinder- und Brennraumdruckverläufen (links) und Brennraumdruckverlauf (rechts) zwischen CFD- und 1D-Simulation.

Darin zeigt sich hinsichtlich der Zylinder- und Brennraumdruckverläufe, die sich summarisch aus den Anteilen Luft, Kraftstoff und Wasser zusammensetzt, eine sehr gute Übereinstimmung der beiden Simulationsverfahren. In Abbildung 3.7 wurde bereits gezeigt, dass der Brennraumdruck aus der Messung mit dem der 1D-Simulation gut korreliert, sodass die daraus ermittelte Zylinder- und Brennraumdruckverläufe zu den Messgrößen am Motorprüfstand passt. Vorwiegend beim Öffnen der Einlassventile bei $\phi = -375^\circ$ zeigt sich hinsichtlich der Zylinder- und Brennraumdruckverläufe eine optimale Übereinstimmung während des Einströmvorgangs und nach dem Abschluss der Wandfilmverdampfung der beiden Fluide zeigt sich am oberen Totpunkt eine Abweichung der beiden Zylinder- und Brennraumdruckverläufe von nur $\frac{m_Z - m_{RB}}{m_{RB}} = 1,4\%$. Dabei stammt der Unterschied nur aus der unterschiedlichen Restgasmasse im Zylinder. Außerdem wird der Brennraumdruckverlauf sehr gut nachgebildet, sowohl im Ladungswechsel als auch in der Kompressionsphase. Kleine Abweichungen in der späten Kompression ab $\phi = -120^\circ$ erklären sich durch die stetige Wandfilmverdampfung, weswegen die Zylinder- und Brennraumdruckverläufe in der Strömungssimulation geringer ist als in der 1D-Simulation. Am Zündzeitpunkt zeigt sich eine Abweichung von $\frac{p_Z - p_{RB}}{p_{RB}} = 2,9\%$, was im Rahmen der Eigenheiten (Blowby-Verluste, Wandwärmeübergang) des optischen Einzylinders und der in der Simulation nicht modellierten Verbrennung als akzeptabel eingestuft wird. Insofern korrelieren der reale mit dem simulierten Betriebspunkt in akzeptabler Art und Weise, sodass auf dieser Datenbasis die Einspritzung verglichen werden kann, Abbildung 4.49. Links sind die Eindrücke aus den optischen Messungen mit konstanter Skalierung der Fluoreszenzintensität dargestellt. Die oberen beiden Reihen zeigen den Bereich um den Einspritzbeginn und die Ausbildung des Sprays, das ab $\phi = -316^\circ$ konstant bleibt. Die unteren beiden Reihen zeigen den Sprayabriss vom Injektor beim Einspritzende. Somit wird das Spray in seiner Gesamtheit betrachtet und mit den auf der rechten Seite dargestellten Simulationsergebnissen verglichen. Dort sind nur die Wassertropfen blau eingefärbt, wobei deren Größe anhand ihrer Oberfläche skaliert wird. Ferner wird ein entstehender Wasser-Wandfilm auf den umgebenden Brennraumwänden anhand seiner relativen Dicke von gelb nach rot eingefärbt. Für diesen qualitativen Vergleich sind die jeweiligen Skalen (für Fluoreszenz, Tropfendurchmesser oder Wandfilmdicke) irrelevant und werden zur einfacheren Lesbarkeit weggelassen. Bereits am Einspritzbeginn ($\phi = -320^\circ$) erkennt man die gute Approximation in der Simulation: sowohl die Spraykeulen als auch die Sprayform werden gut getroffen. Durch die modellierten

Einspritzdüsen wird auch das Überlappen der beiden rechten Spraykeulen hinreichend abgebildet, ebenso die Richtung des linken Einspritzstrahls.

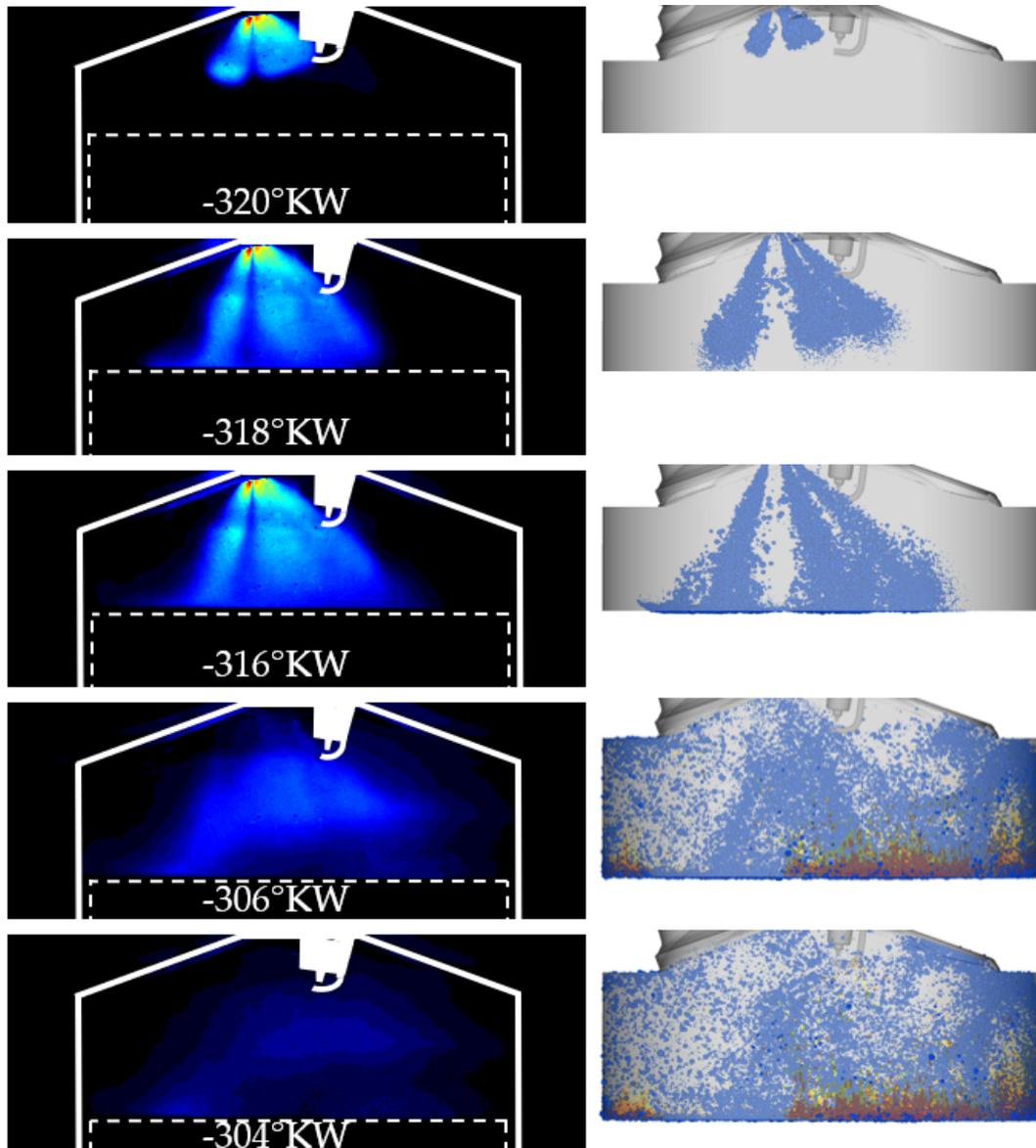


Abbildung 4.49: Vergleich des Sprayprofils aus Experiment (*links*) und Simulation (*rechts*).

Lage, Orientierung und Richtung der Düsenströmung sind somit korrekt modelliert. Binnen der nächsten zwei Grad Kurbelwinkel erreicht das Spray in der Messung den Kolben, wobei dies in der Simulation noch nicht ganz erreicht wird. Jedoch stimmen der Spraywinkel und die Orientierung der einzelnen Spraykeulen gut überein. Gründe für die geringere Eindringtiefe in der Simulation liegen unter anderem darin, dass die gemessenen Ergebnisse aus unterschiedlichen Arbeitsspielen stammen und arithmetisch gemittelt wurden. In dieser Simulation wird jedoch nur ein Zyklus berechnet und die Innenströmung im Injektor und dessen instationäre Effekte werden nicht modelliert. Dieser Effekt könnte durch deutlich höhere Einströmge-

schwindigkeiten des Sprays kompensiert werden, wobei sich damit die Sprayform und im Wesentlichen die Spraywinkel verändern. Für die Modellierung in der Simulation erschien es zweckmäßig, den Fokus auf die Sprayform und nicht auf die Eindringtiefe zu richten, um das mittlere Spray hinsichtlich der Interaktion mit der Ladungsbewegung und des Bauteilkontakts zu analysieren. Es muss somit bei der Spraymodellierung immer ein Kompromiss aus Sprayform (geringere Einspritzgeschwindigkeit) und passender Eindringtiefe (höhere Einspritzgeschwindigkeit) in Abhängigkeit des Simulationsziels getroffen werden. Im nächsten Schritt ($\phi = -316^\circ$) erfolgt bei beiden Varianten maßgeblich die Kolbenbenetzung. Ab diesem Zeitpunkt ist das Spray voll ausgebildet und bleibt bis zum Einspritzende konstant erhalten. Schön wird im weiteren Verlauf in der Simulation auch die Umlenkung der Wassertropfen beim Auftreffen auf die Kolbenoberseite hin zur nächstgelegenen Zylinderlaufbahn wiedergegeben. Außerdem gibt die Simulation die Lage der Tropfen nahe dem Spray und der Kolbenoberseite sehr gut wieder. Kein Wasser ist im Brennraumdach zu sehen, was als weiteres Indiz für die korrekte Modellierung herangezogen werden darf. Interessant wird das Verhalten erst wieder beim Einspritzende ($\phi = -306^\circ$): Hier wurde der Sprayabriss zeitlich als auch räumlich in der Simulation gut getroffen. Die Bewegung der Wassertropfen in Richtung Kolbenoberseite wird mit dem Sprayabriss intensiviert. Im weiteren Verlauf schreitet die Sprayverdampfung immer weiter fort, wodurch die Fluoreszenzintensität abnimmt ($\phi = -304^\circ$). In der Simulation baut sich im Frontalbereich des Liners ein Wandfilm aus, der in der Messung zu einer Blockade des Fluoreszenzsignals in diesem Bereich führt. Grund dafür sind Ablagerungen des Tracers Eosin an den Brennraumwänden und damit originäre Verschmutzungseffekte, siehe Abbildung A.15. Insofern belegt der Wandfilm am Liner die Validität des gewählten Verfahrens. Außerdem befinden sich nun Wassertropfen im ganzen Brennraum (Simulation), wobei dies durch die gewählte Skalierung in den experimentellen Daten nicht hervorgeht. Durch die Abnahme des Fluoreszenzsignals und die konstante Skalierung der Bilder sind die kleinen, feinen und damit wenig Licht emittierenden Wassertropfen nicht mehr zu erkennen, wobei diese Phänomene bereits aus Abbildung 4.13 bekannt sind und in Abbildung 4.50 oben nachvollzogen werden können.

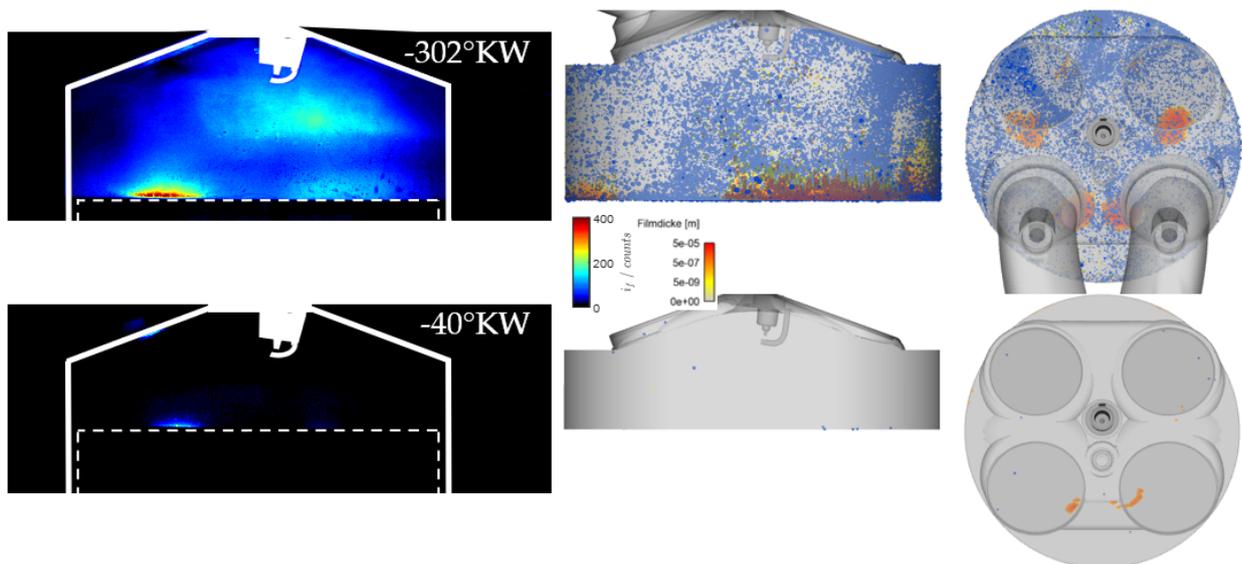


Abbildung 4.50: Vergleich des Wasser-Wandfilms aus Experiment (*links*) und Simulation (*rechts*).

Durch die Abwärtsbewegung und tendenziell langsame Verdampfung des Wassers bildet sich im weiteren Verlauf ein merklicher Wandfilm auf der Kolbenoberseite aus, dessen Verdampfung im Rahmen der Simulation ebenso gut approximiert werden muss. Bei den optischen Messungen wird er von unten durch den Kolben beleuchtet und ist von der Kameraseite nur im rechten Winkel zu sehen. Mit der Messtechnik konnten zwei Orte für einen Wandfilm detektiert werden: einmal auf Seite der Einlassventile und einmal relativ zentral im Brennraum. Die Repräsentation des Wandfilms auf Oberflächen wird in der Simulation vorwiegend durch das Einfärben eben dieses Bereichs dargestellt, womit bei analoger Darstellung wie in Abbildung 4.49 kein akzeptabler Vergleich möglich ist. Deswegen werden hierzu Aufnahmen von oben auf die Kolbenoberseite durchgeführt, wobei die Ventile Orientierung bieten, Abbildung 4.50. Vergleicht man die beiden Zustände (*oben*: Einspritzende, *unten*: späte Kompression), zeigen sich deutliche Unterschiede. Im obigen Bild ist der gesamte Brennraum in Simulation und Versuch von flüssigen Wassertropfen durchzogen und auf der Kolbenoberseite hat sich entsprechend dem Spraytargeting ein Wandfilm aufgebaut. Beim Übertrag der Orte des Wandfilm zeigt sich die gute Übereinstimmung von Experiment und Simulation: Die resultierenden Wandfilme der Einlassstrahlen korrespondieren zum rot eingefärbten, gesättigten Wandfilm im Versuchsbild links. Auf der rechten Seite des Versuchsbildes zeigt sich ein weiterer Wandfilm geringerer Intensität. Auch an der Färbung und somit Dicke des Wandfilms in der Simulation erkennt man die Dominanz des einlassseitigen Wandfilms. In der späten Kompression verdampfen schließlich die Wassertropfen im Brennraum vollständig (ein paar wenige sind trotzdem in der Simulation noch zu erkennen), ebenso verdampft ein Großteil des Wandfilms. Der zurückbleibende Wandfilm korrespondiert dabei hinsichtlich Fläche, Ort und Intensität mit der Messung, wobei die Wandfilmverdampfung in der späten Kompression tendenziell etwas zu gering ist. Die Unterschiede erklären sich jedoch im Vergleich mehrerer Arbeitsspiele (Messung) zu einem Arbeitsspiel (Simulation) und in der nicht modellierten Verbrennungsreaktion. Insgesamt zeigen die Bilder 4.48 bis 4.50, dass die Mischungseinspritzung mit dem gewählten Setup gut reproduziert werden kann, wodurch eine validierte Simulationsmethodik zugrunde liegt.

Im Vorfeld dieses Ergebnisses wurden zur Modellierung des Wandfilms und der thermischen Randbedingungen vorzugsweise am Kolben als primären Ort der Wandfilmbildung umfangreiche Simulationen durchgeführt. Neben der Variation ausgewählter Modellparameter wurde die Kolbentemperatur zwischen 60 und 250 Grad Celsius variiert, Abbildung 4.51.

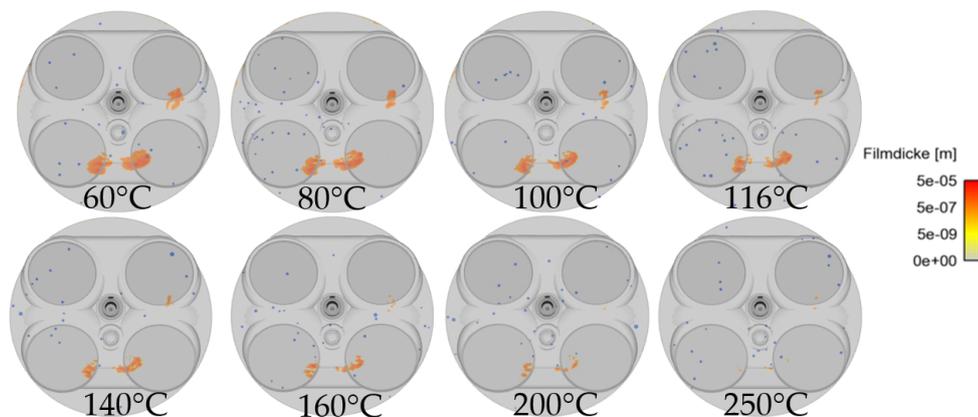


Abbildung 4.51: Kolbentemperaturvariation am Referenzpunkt.

Neben dem größeren Wandfilm unterhalb der Einlassventile muss die Simulation auch den kleineren, relativ zentral neben der Zündkerze liegenden zweiten Wandfilm abbilden. Es zeigen sich Unterschiede zwischen den verschiedenen Temperaturen, wobei die Grundform und Lage ähnlich sind. Zu betrachten ist auch die Korrelation zwischen Filmdicke und Fluoreszenzsignal. Zwischen $T_K = 140^\circ\text{C}$ und $T_K = 160^\circ\text{C}$ verschwindet der kleinere Wandfilm fast vollständig, sodass im Rahmen der Simulation eine Kolbentemperatur von $T_K = 150^\circ\text{C}$ angenommen wird. Zudem wurde auf Basis theoretischer Überlegungen ein für die hier auftretenden Phänomene angepasstes Verdampfungsmodell gewählt. Beste Ergebnisse zeigte dabei das Combined-Verdampfungsmodell.

Mit dem validierten Verfahren sind Aussagen über die Vorgänge im Brennraum möglich. Im Kontext dieser Arbeit sind vorzugsweise die Verdampfungsvorgänge der beiden Fluide als auch der Wandauftrag und die Wandfilmverdampfung zu nennen. Erstere zeigen ein stark unterschiedliches Verdampfungsverhalten, Abbildung 4.52.

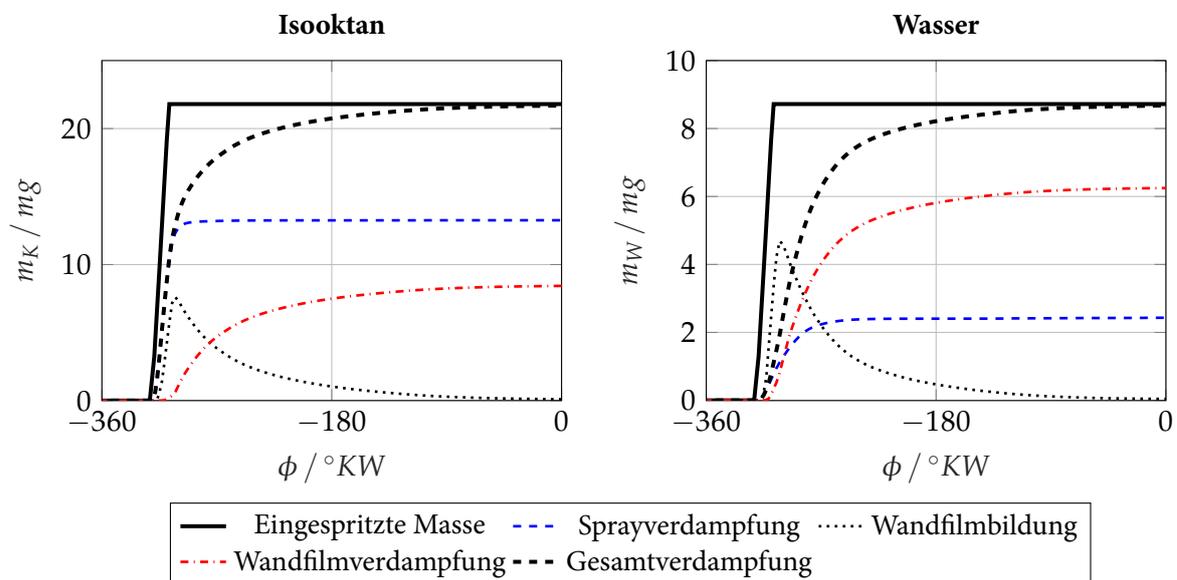


Abbildung 4.52: Verdampfungsverhalten der beiden Fluide Wasser und Kraftstoff im Vergleich.

Während beim Kraftstoff für diesen Betriebspunkt durch unmittelbare Sprayverdampfung 66% der Masse binnen 80°KW verdampfen, beträgt der Anteil beim Wasser lediglich 27%. Kongruent dazu baut sich bei Wasser entsprechend mehr Wandfilm auf den Wänden und insbesondere auf der Kolbenoberfläche auf (54%, bei Kraftstoff: 35%). Insofern ist die Filmverdampfung für das Wasser maßgeblich. Zum Zündzeitpunkt beträgt der Anteil der Filmverdampfung an der Gesamtmasse etwa 72% bei 0,6% noch flüssiger Phase. Für Kraftstoff beträgt dieser Anteil nur rund 39%. Bei der vergleichsweise geringen Last und Drehzahl verdampfen die beiden Fluide zum Zündzeitpunkt nahezu vollständig.

4.7 Ergebnisse der Strömungssimulation

Im letzten Schritt wird die Übertragbarkeit der Simulationsmethodik aus Abschnitt 4.6 auf den Vollmotor nachgewiesen. Damit ist sichergestellt, dass die Erkenntnisse aus den Grundlagenuntersuchungen auf den realen Motorbetrieb angewandt werden können. Die Vorbereitungsschritte entsprechen denen des optischen Einzylinders aus Abschnitt 3.3. Der simulierte Betriebspunkt ist in Tabelle 4.9 angegeben. Nachdem die Simulation entsprechend der validierten Methodik aus Abschnitt 4.6 aufgebaut und berechnet wurde, dient Abbildung 4.53 zum Vergleich mit den experimentellen Daten.

Tabelle 4.9: Betriebspunkt der Vollmotor-Simulation (Düsendurchmesser: $d_{RS} = 0,171 \text{ mm}$, $d_{ZS} = 0,146 \text{ mm}$).

Drehzahl:	$n = 4800 \text{ min}^{-1}$	Injektor:	Bosch, HDEV6, $p_R = 350 \text{ bar}$
Mitteldruck:	$p_i = 25 \text{ bar}$	Spraygeschwindigkeit:	$v_{RS} = 320,35 \text{ m/s}$, $v_{ZS} = 299,65 \text{ m/s}$
Wasserrate:	$x_W = 20 \%$	Kraftstoffmasse:	$m_K = 67,97 \text{ mg}$
Verdichtung:	$\epsilon = 11$	Einspritzung:	$\phi_{soi} = 411,6^\circ$, $\phi_{eoi} = 567,87^\circ$
Ventilhub:	$h_E = 8,6 \text{ mm}$	Zündung:	$\phi_z = 712,0^\circ$

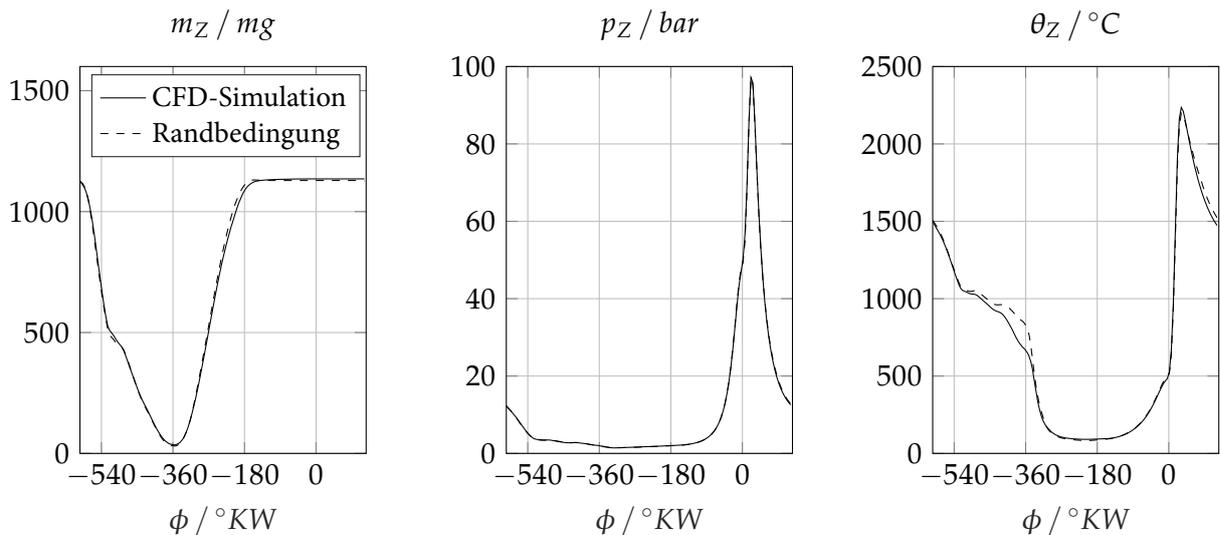


Abbildung 4.53: Randbedingungen des Vollmotor-Betriebspunkts gemäß Tabelle 4.9.

Darin zeigt sich, dass sowohl die 1D- als auch die 3D-CFD-Simulation korrelieren, sodass die Zustandsparameter Brennraumdruck p_Z , Brennraumtemperatur θ_Z und Zylindermasse m_Z über dem gesamten Arbeitsspiel übereinstimmen. Am oberen Totpunkt ausgewertet ergeben sich Abweichungen von: $p^* = \Delta p / p_{RB} = \dots = +0,88\%$, $m^* = +0,54\%$, $\theta^* = +0,95\%$. Die Modellierung aus Abschnitt 3.3 wurde noch um ein Detail ergänzt. Mit dem *Static Liner* wird ein zeitlich konstantes Rechengitter erstellt, das die Laufbuchse abbildet. Ohne dieses Modul ändert sich in Abhängigkeit der Position des Kolbens immer die momentane Fläche der Zylinderlaufbahn, was hinsichtlich des Wandwärmetransports oder der Bauteiltemperaturver-

teilung nicht vollkommen korrekt wäre. Durch die Definition dieses ortsfesten Netzes kann ausgehend von einer Initialtemperatur die 2D-Oberflächentemperaturverteilung berechnet werden, was insbesondere hinsichtlich der Wandfilmverdampfung Vorteile bietet. Auf Basis dieses Referenzpunktes mit der Mischungseinspritzung werden ausgewählte Parametervariationen durchgeführt. Von Interesse sind dabei folgende Untersuchungen:

1. Die umfassende Charakterisierung der Mischungseinspritzung unter realen Betriebsbedingungen, besonders hinsichtlich unmittelbarer Sprayverdampfung, Wandkontakt und Ladungskühlung.
2. Der Einfluss des Einspritzdrucks auf die eben genannten Untersuchungsbereiche und
3. der Einfluss der Wassertemperatur.

Zuerst wird das integrale Verhalten des eingespritzten Wassers beim Betriebspunkt aus Tabelle 4.9 analysiert. Ziel ist die Evaluierung, inwieweit dieses mit den Erkenntnissen aus der Messphase am optischen Einzylinder und dem optisch zugänglichen Vollmotor korreliert. Abbildung 4.54 zeigt die Einspritzung der Kraftstoff- (rot) und Wassertropfen (blau). Zusätzlich wird der Wandfilm in unterschiedlichen Grüntönen dargestellt.

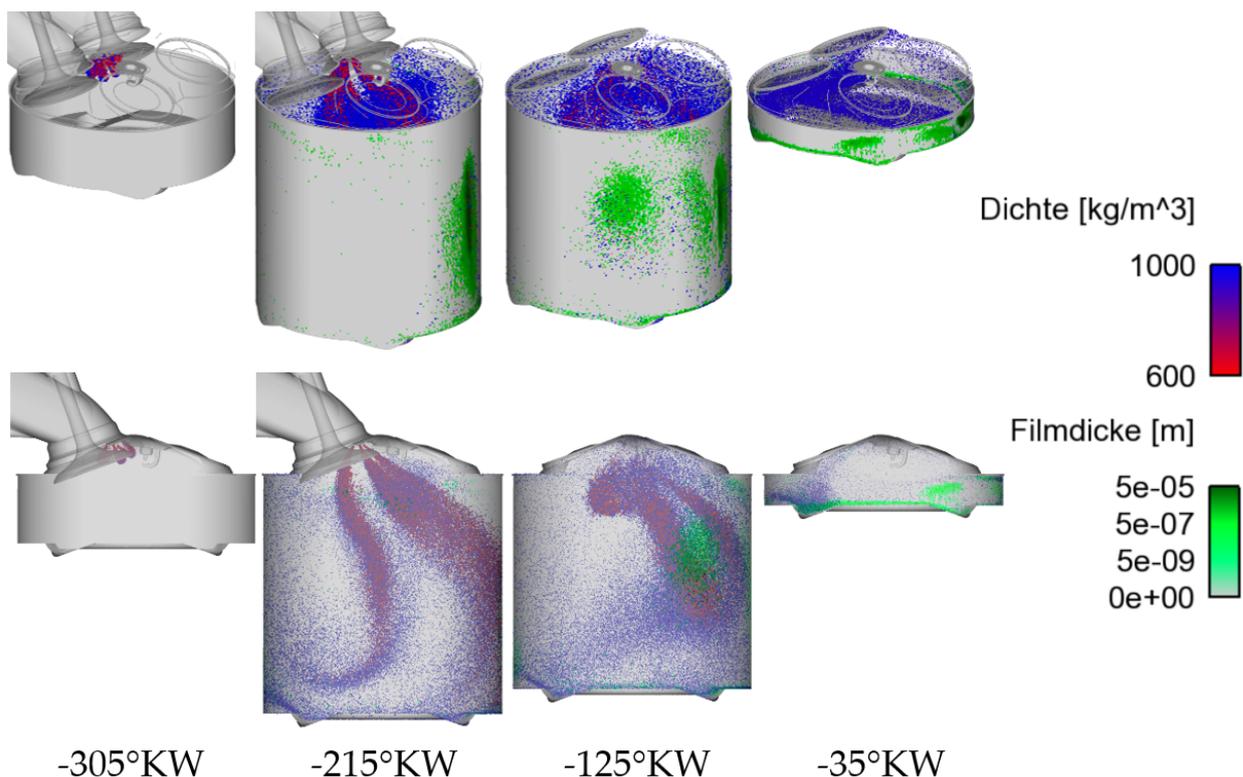


Abbildung 4.54: Zur Charakterisierung von Spray und Wandfilm am Vollmotorbetriebspunkt.

Von links nach rechts wird das Verhalten der beiden Fluide in äquidistanten Zeitabständen visualisiert. Auffällig ist (*obere Reihe*) der Kontakt der Fluide mit der Zylinderlaufbahn, wobei vorwiegend der zentrale

Bereich unterhalb der Auslassventile (*rechts*) benetzt wird. Mit Annäherung an den Zündzeitpunkt zeigt das obere, ganz rechte Bild ausschließlich unverdampfte Wassertropfen im Brennraum. Zudem wird der Liner nahezu umlaufend benetzt. In der unteren Reihe wird in zweidimensionaler Ansicht die Interaktion des Sprays mit der Ladungsbewegung ersichtlich, welche verglichen mit den Simulationen zum Einzylinder deutlich intensiver ist. Die Spraykeulen werden stark verweht und in Richtung des Liners unterhalb der Auslassventile umgelenkt. Zudem ist die Walzenströmung (*engl.* Tumble) zu erkennen. Die größere turbulente kinetische Energie verbessert die Tropfenverdampfung. In Summe sind sowohl Aspekte vom optischen Einzylinder (anfängliche Sprayform, Medienverdampfung mit Vorteil für den Kraftstoff) als auch Erkenntnisse aus der Messphase am Vollmotor (Sprayform und -richtung, speziell um das Einlassventil) ersichtlich, womit die Ergebnisse vergleichbar sind und die bereits erarbeiteten Zusammenhänge und Optimierungen auch für den realen Motorbetrieb gelten. Aus den Simulationen kann ein weiterer Aspekt bei der Mischungseinspritzung erklärt werden: die Erhöhung des Kurbelgehäusedrucks. Dabei wird das Wasser an der Laufbahn von den Kolbenringen ins Kurbelgehäuse gefördert und erreicht das Ölbad. Durch Öltemperaturen über 100°C an der Vollast verdampft das Wasser und sammelt sich in der Gasphase über dem Ölbad an, womit der statische Druck ansteigt. Dabei verdampft der Wandfilm nicht vollständig, sodass auch nach der Verbrennung vorzugsweise die Wasseranteile am Liner bleiben (der Kraftstoffanteil verdampft weitestgehend) und von den Kolbenringen bei der Abwärtsbewegung mitgenommen werden, Abbildung 4.55.

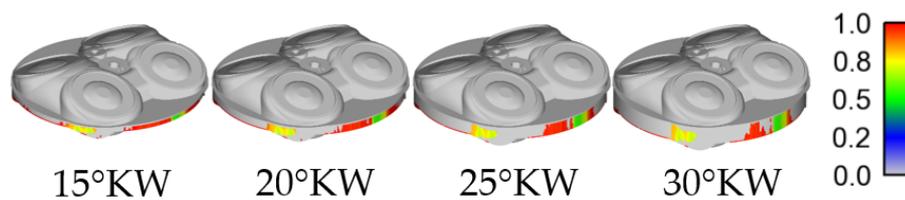


Abbildung 4.55: Zusammensetzung des Wandfilms (1 → Wasser, 0 → Kraftstoff) am Liner.

Zusammenfassend zeigt die Simulation Ähnlichkeiten mit den Erkenntnissen der Einzylindersimulation, wobei die Effekte wegen des höheren Drucks, der höheren Temperatur und maßgeblich wegen des größeren Turbulenzgrads intensiver sind. Auf Basis dieser grundlegenden Charakterisierung stellt sich abschließend die Frage, wie die beiden freien Systemparameter Einspritzdruck und Medientemperatur die Wasserverdampfung beeinflussen.

Abbildung 4.56 zeigt die Variation des Einspritzdrucks zwischen $p_R = 200 \dots 500 \text{ bar}$, wobei der Brennraumdruck p_Z wie erwartet nicht beeinflusst wird. Die Brennraumtemperatur wird vorzugsweise in der späten Kompression gesenkt, wobei der Effekt zum Zündzeitpunkt hin (mit Annäherung an die fast vollständige Verdampfung) abnimmt. Grund hierfür ist die schnellere Sprayverdampfung beider Medien und der mit deren Verdampfung einhergehende Energieaufwand im geschlossenen System. Außerdem wird die Wandfilmmasse für beide Medien mit steigendem Raildruck verringert, was ebenfalls zur intensivierten Verdampfung und Temperaturabsenkung beiträgt. Während beim Kraftstoff lediglich eine Verringerung der Verdampfungszeit erreicht wird, zeigt sich im Falle des Wassers auch eine Verbesserung hinsichtlich der unmittelbar verdampften Spraymasse.

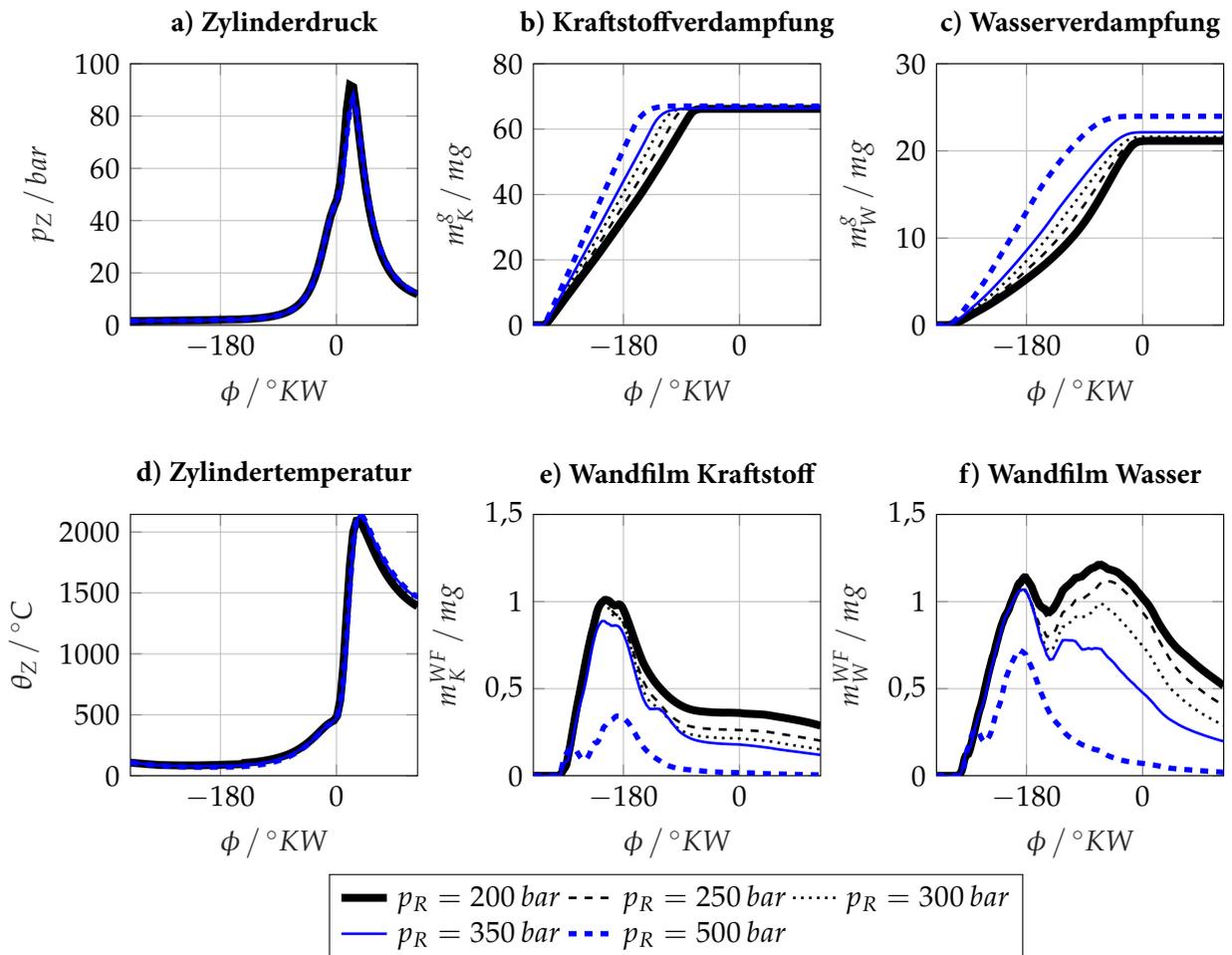


Abbildung 4.56: Einfluss des Einspritzdrucks auf den Brennraumzustand, die Sprayverdampfung und die Wandfilmbildung.

Ursächlich für die genannten Zusammenhänge sind die mit steigendem Raildruck geringeren Sauterdurchmesser der Einzeltropfen, Abbildung 4.57.

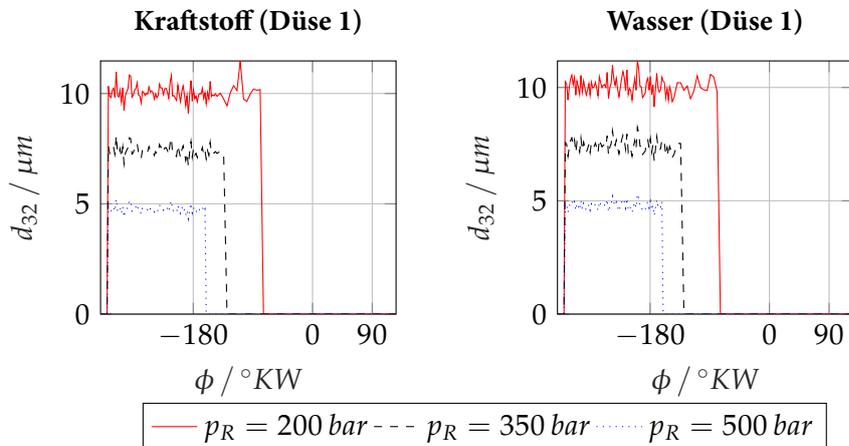


Abbildung 4.57: Einfluss des Einspritzdrucks auf die Sauterdurchmesser der Tropfen.

Um die beschriebenen Zusammenhänge hinsichtlich der dreidimensionalen Ausprägung zu präzisieren, sind in Abbildung 4.58 die Tropfen- und Wandfilmverteilung angegeben.

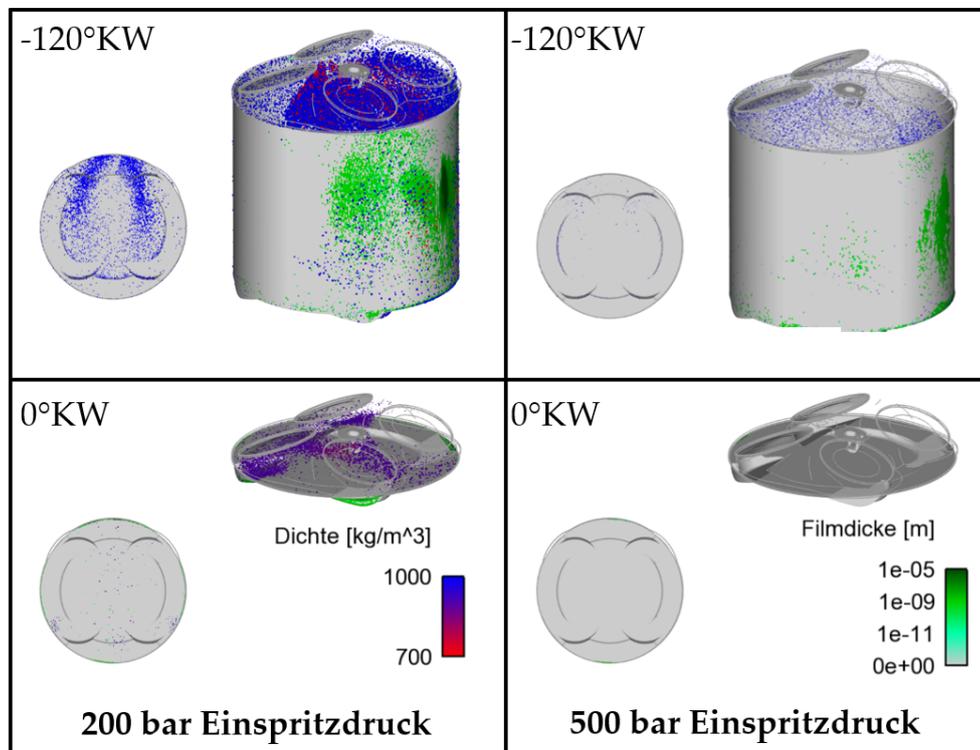


Abbildung 4.58: Einfluss des Einspritzdrucks auf die Tropfenverdampfung und Wandfilmbildung.

Bei $\phi = -120^\circ$ erkennt man die günstigere Tropfenverdampfung bei höheren Einspritzdrücken und die Reduktion der Linerbenetzung. Die Vorteile bleiben auch nach der Zündung bestehen, sodass am oberen Totpunkt und $p_R = 500 \text{ bar}$ kein Wandfilm und keine unverdampften Wasser-/Kraftstofftropfen mehr zu erkennen sind, wohingegen bei geringerem Druck eine beträchtliche Anzahl an Fluidtropfen unverdampft vorliegen und vorzugsweise in den Ventiltaschen auf der Kolbenoberseite Wandfilmablagerungen bilden. Zusammenfassend sind für eine hohe Wirksamkeit der Wassereinspritzung/-verdampfung hohe Raildrücke sinnvoll, womit auch das genannte Problem hinsichtlich des Kurbelgehäusedrucks eingedämmt werden kann.

Ob sich mit steigender Fluidtemperatur auch die verdampfte Masse steigern und gleichzeitig die Gastemperatur senken lässt, wird im Folgenden diskutiert. In der Simulation wird dazu die Mischungstemperatur zwischen $\theta_M = 10 \dots 90^\circ\text{C}$ variiert, Abbildung 4.59.

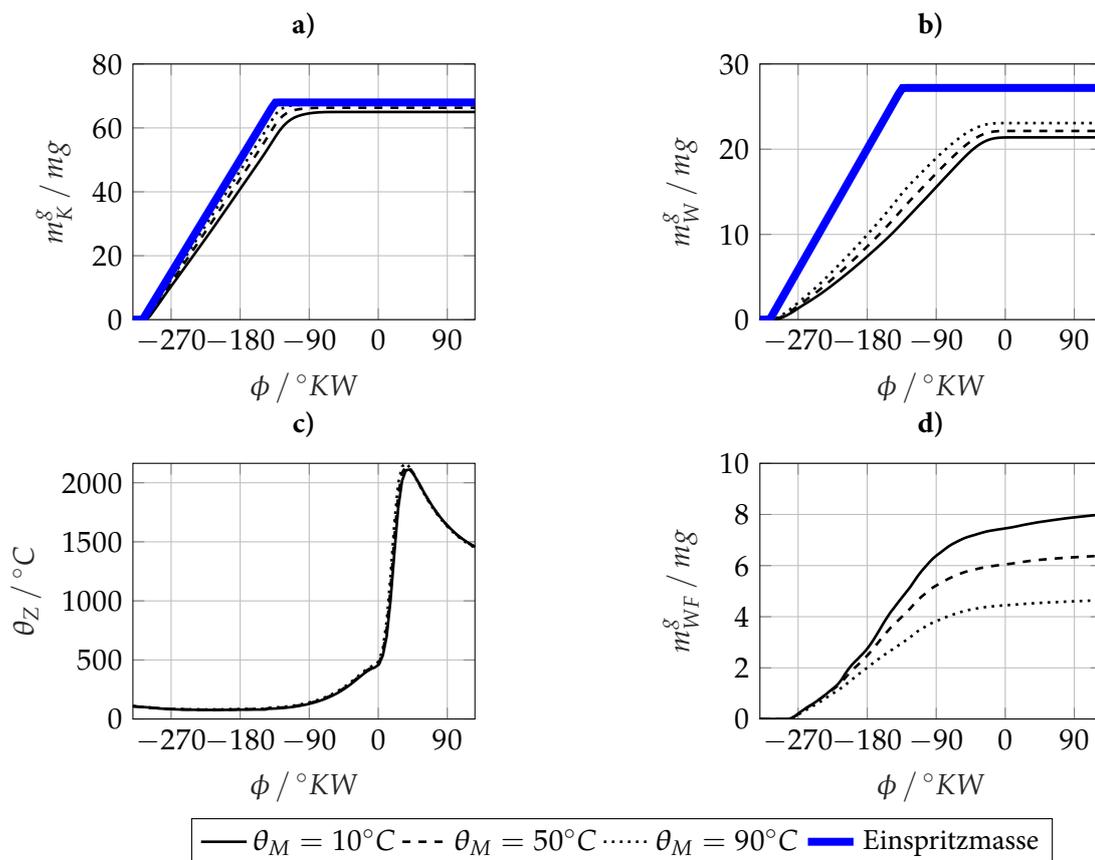


Abbildung 4.59: Einfluss der Mischungstemperatur auf die Sprayverdampfung, Wandfilmbildung und Gastemperatur.

Die Bilder a) und b) zeigen die unmittelbare Sprayverdampfung mit eindeutiger Abhängigkeit von der Fluidtemperatur. Höhere Temperaturen begünstigen die Verdampfung. Beim Kraftstoff kann damit vollständige Verdampfung erreicht werden, für das Wasser jedoch nicht. Abbildung 4.59c zeigt ferner, dass mit der steigenden Fluidtemperatur auch die Gastemperatur linear steigt, wobei die Auswirkungen im Bereich einiger Kelvin sind und im Arbeitsprozess nahezu keine Auswirkungen zeigen. Abschließend zeigt Abbildung 4.59d die stetige Reduktion des gesamten Wandfilms mit steigenden Temperaturen. In Summe wird zwar durch die Medientvorwärmung eine leichte Verbesserung der Verdampfung erreicht, jedoch steigt auch die Gastemperatur in der späten Kompression, weshalb das Ziel der Wassereinspritzung damit nicht erreicht wird. Mit der höheren Fluidtemperatur wird zum einen mehr Energie in das System eingebracht und durch den geringeren Temperaturunterschied zur Siedetemperatur zum anderen dem System weniger Energie entzogen. Somit spielt die Energie zum Phasenwechsel die entscheidende Rolle im Rahmen der Gemischkühlung. Ferner wird in diesem Zusammenhang auch auf die Erklärung und die experimentellen Zusammenhänge aus den Abschnitten 2.2.2 und 4.2.3 auf Seite 77 verwiesen. Interessant ist die Frage, ob durch die höhere Medientemperatur die Wandfilmtemperatur ansteigt oder ob durch die bessere Sprayverdampfung die Benetzung der Wände und damit der Wandfilmaufbau reduziert wird, Abbildung 4.60.

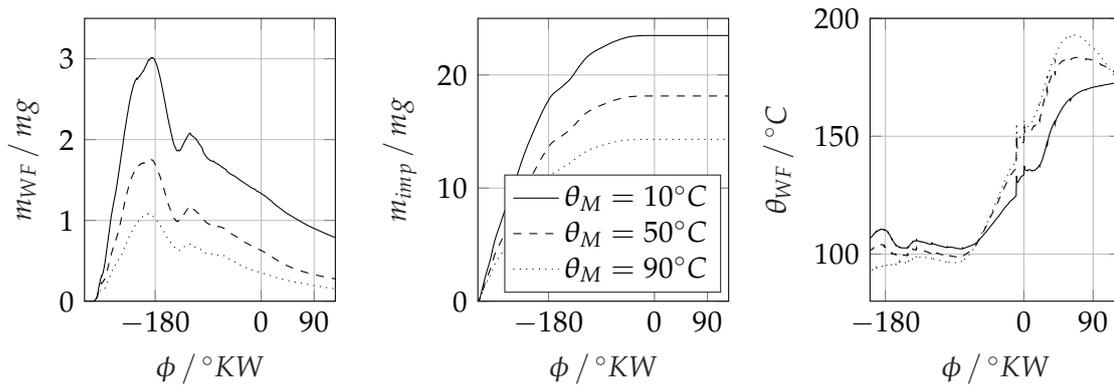


Abbildung 4.60: Wandfilmbildung, Impingement und Wandfilmtemperatur.

Die Wandfilmmasse reduziert sich mit steigender Medientemperatur. Beim hier gewählten Temperaturbereich zeigt sich eine Reduktion um etwa zwei Drittel. Zudem nimmt das *Impingement*, also die Masse an Tropfen, die mit der Wand kollidieren, stetig ab und führt im Vergleich der Maximal- und Minimaltemperatur der Mischung auf eine Reduktion von rund 40%. Die Wandfilmtemperaturen unterscheiden sich nur gering, wobei mit steigender Mischungstemperatur auch die Wandfilmtemperatur ansteigt. In Summe überwiegen jedoch die Effekte der unmittelbar verbesserten Sprayverdampfung und der Reduktion der Bauteilbenetzung bei höheren Mischungstemperaturen. Auch bei dreidimensionaler Sichtweise zeigen sich lediglich kleine Unterschiede zwischen den Simulationen, Abbildung 4.61

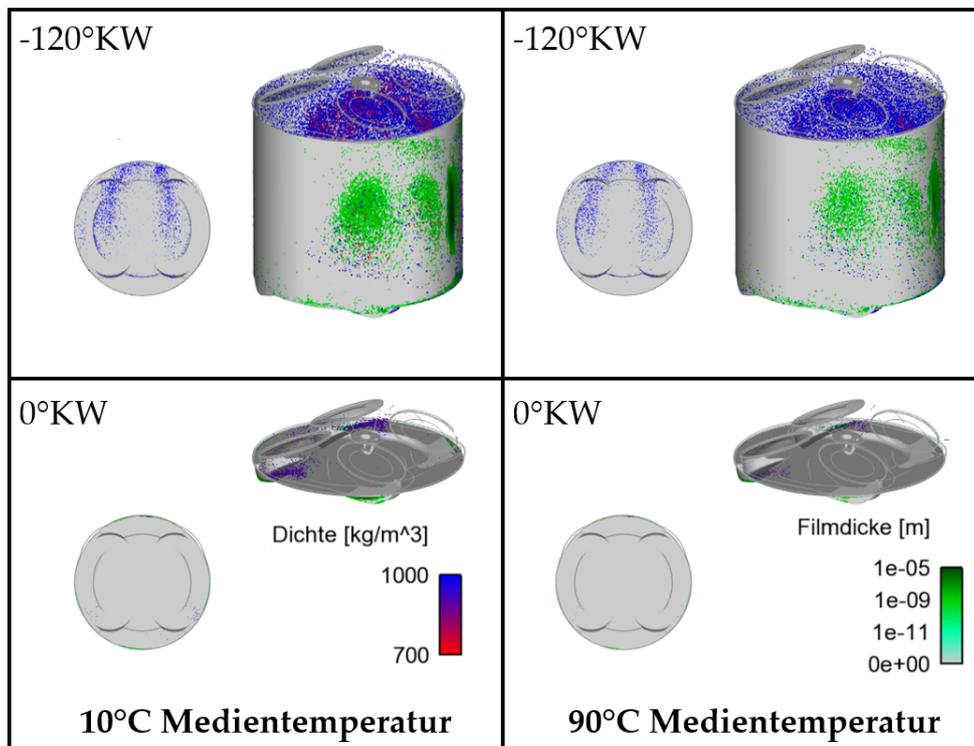


Abbildung 4.61: Einfluss der Medientemperatur auf die Sprayverdampfung und Wandfilmbildung.

In der oberen Zeile zeigt sich, dass die Kraftstoffverdampfung rechts deutlich weiter fortgeschritten ist, wohingegen die Wandfilmdicke links größer ist. Somit ist der Effekt der Medienvorwärmung vorhanden, jedoch - bei integraler Sichtweise - vergleichsweise gering ausgeprägt. Die beiden weiteren Bilder zeigen, dass der Effekt auch in der späten Kompression wirkt, indem die Tropfenverdampfung bei höheren Medientemperaturen begünstigt wird und die Wandfilmlagerungen abnehmen. Die Entscheidung, ob die dargestellte Medienvorwärmung sinnvoll ist, bedarf einer gesamtenergetischen Bilanzierung im motorischen Arbeitsprozess, bei dem auch Randerscheinungen (Risiko für Wandfilmlagerung und Oxidation an den Brennraumwänden, Wassereintrag in das Motoröl, Dauer und Intensität der Wassereinspritzung, Absicherung gegen Frost und Biokontamination) beachtet werden sollten. Ein wesentlicher Beitrag zur Verbesserung der Verdampfung wird damit - im Vergleich zur Druckerhöhung - nicht erreicht.

Zusammenfassung und Ausblick

Die Wassereinspritzung ist eine vielversprechende Technologie, um die Trends im Umfeld der Motorentwicklung wirkungsvoll zu kombinieren. Neben verstärktem Downsizing und der damit verbundenen Anhebung der spezifischen Motorleistung muss ein stöchiometrischer Betrieb sichergestellt werden. Dies stellt hinsichtlich des motorischen Klopfens und der stagnierenden Kraftstoffqualität eine Herausforderung dar. Mit der Wassereinspritzung soll das Klopfen unterdrückt und frühere Zündwinkel ermöglicht werden, wodurch die Abgastemperatur reduziert wird. Neben frühen Schwerpunktlagen, höheren indizierten Wirkungsgraden und spezifischer Leistungen ermöglicht die Wassereinspritzung auch den Entfall der Gemischanreicherung zum Bauteilschutz und verbessert damit maßgeblich die Schadstoffemissionen moderner Ottomotoren.

Folgerichtig wurde in den vergangenen Jahren verstärkt industrielle und wissenschaftliche Forschung rund um das Thema Wassereinspritzung für Ottomotoren betrieben, wobei sowohl die industrielle Anwendung und Integration in bestehende Motorgenerationen als auch die Applikation im Vordergrund standen. Um ein optimales Systemlayout zu finden, müssen nicht nur die integralen Zusammenhänge, sondern die detaillierten Vorgänge im Brennraum analysiert werden. Dies ist die Intention dieser Arbeit: eine umfassende Charakterisierung verschiedener Wassereinspritztechnologien durchführen und das optimale Systemlayout bestimmen.

Die Charakterisierung findet auf verschiedenen Ebenen statt:

1. **Thermodynamik:** Ein Systemvergleich zwischen indirekter und direkter Wassereinspritzung mit Fokus auf motorische Prozessgrößen: Zündwinkel, Schwerpunktlage, mechanische Belastung, Veränderung der Abgaszusammensetzung und der Partikelemission.
2. **Optik:** Ein detaillierter Systemvergleich mit der Visualisierung des Wassers im Brennraum optisch zugänglicher Aggregate (Einzyylinder und 6-Zylinder-Vollmotor). Verschiedene Konzepte werden an Referenzpunkten verglichen und die Sensitivität gegenüber ausgewählten Betriebs- und Randbedingungen ermittelt. Zudem wird durch die Weiterentwicklung der Messtechnik eine spektrale Trennung zwischen Wasser- und Kraftstoffbestandteilen ermöglicht.

3. **Simulation:** Auf Basis der Ergebnisse der beiden erstgenannten Ebenen wird die Entwicklung einer Simulationstechnik in der 3D-CFD-Simulation gezeigt. Durch die Validierung des numerischen Setups mit den optischen Erkenntnissen ist die Simulation in der Lage, korrekte Ergebnisse auszugeben. Damit wird der Einfluss der beiden freien Systemparameter Wasserdruck und -temperatur präzisiert.
4. **Übertragbarkeit:** Eine Vielzahl der Ergebnisse wird auf Einzylinder-Forschungsmotoren ermittelt und entstammt damit nicht originär einem realen Aggregat. Deswegen wird sowohl die optische Messtechnik als auch die Simulation dahingehend weiterentwickelt und am Vollmotor angewandt, um die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf den realen Anwendungsfall zu überprüfen.

Auf Basis dieser Einteilung werden die wesentlichen Ergebnisse zusammengefasst. Die Wassereinspritzung kann die Abgastemperatur in Abhängigkeit von der Wasserrate und unabhängig von der eingesetzten Technologie erheblich reduzieren. Die Temperaturabsenkung erfolgt linear zur eingespritzten Wassermasse und erreicht an der Volllast bis zu 90 K im Systemvergleich. Dabei führen höhere Drehzahlen zu einer Abnahme der Unterschiede zwischen den untersuchten Konzepten. Bei der Mischungseinspritzung wird die Abkühlung stets bei niedrigsten Wasserraten im Systemvergleich erreicht. Zudem verbessert sich sowohl der Zündzeitpunkt und die Schwerpunktlage als auch die Wirksamkeit bei der Saugrohreinspritzung mit höheren Drehzahlen. Durch die frühere Energieumsetzung steigt jedoch auch der Zylinderdruck näherungsweise linear mit der Wasserrate an, was bei der Auslegung der Bauteilfestigkeit beachtet werden muss. Bezüglich der gasförmigen Emissionen steigen die Konzentrationen langkettiger Alkane und einiger kurzketziger Aldehyde leicht an. Diese Veränderung in den Rohemissionen wird von der Abgasnachbehandlung jedoch wirkungsvoll kompensiert. Bei den Partikelemissionen am Vollmotor zeigen sich interessante Veränderungen: Bei der Mischungseinspritzung wird die Partikelkonzentration mit steigender Wasserrate bis etwa 50% reduziert und zeigt eine Verschiebung des Maximums in Richtung kleiner Partikeldurchmesser. Oberhalb dieser Wasserrate steigt die Partikelkonzentration gerade bei den kleinen Partikeln wieder an. Bei der Saugrohreinspritzung zeigt sich ein ähnlicher Effekt, wobei hier überproportional viele kleine Partikel (Sub-23nm-Bereich) entstehen. Mit steigender Wasserrate wird die Partikelkonzentration durch die Verbesserung des Luftverhältnisses reduziert, wobei dieser Effekt in Abhängigkeit von Drehzahl und Wasserrate begrenzt ist. Bei $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ zeigt eine Erhöhung der Wasserrate von 30 auf 40% auch eine Erhöhung der Partikelkonzentration. Deshalb sollte die maximale Wasserrate betriebspunktabhängig appliziert werden. Aus den genannten Gründen ist die Mischungseinspritzung auf Basis der Motorthermodynamik die bessere Wahl.

Zur optischen Charakterisierung wird eine spezielle Messtechnik auf Basis der laserinduzierten Fluoreszenz entwickelt, die durch Zugabe des Tracers Eosin in das Wasser die Detektion aller flüssigen Bestandteile im Brennraum ermöglicht. Das Messverfahren wird vor der Anwendung validiert. Die drei gängigen Varianten Sammlereinspritzung, Saugrohreinspritzung und Mischungseinspritzung werden optisch vermessen. Die Sammlereinspritzung birgt - bedingt durch die Lage des Einspritzventils - ein hohes Potential für Wandkontakt, sodass von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel unterschiedlich viel Wasser den Brennraum erreicht. Dies führt zu Irregularitäten während der Einspritzung und Verbrennung, die die Verlässlichkeit des Systems

reduzieren und auch den Aufwand für eine gute Funktionalität im Sinne der Motorapplikation erhöhen. Anzumerken gilt aber weiterhin, dass das System bei höheren Drehzahlen besser funktioniert, jedoch liegen auch hier dieselben physikalischen Zusammenhänge (Ausbildung Wandfilm, Lösen von Tropfen, zeitlich variable Wassermasse im Brennraum, hoher Applikationsaufwand) zugrunde, weshalb das System im Sinne eines minimalen Wasserverbrauchs und einer bestmöglichen Funktionalität nicht die erste Wahl im Systemvergleich darstellt.

Die Saugrohreinspritzung zeigt reproduzierbare Ergebnisse. Während der vergleichsweise langen Einspritzdauer erreichen die Tropfenpakete durch das Einlassventil den Brennraum und benetzen (in Abhängigkeit vom Ventilhub) entweder den Kolben oder die gegenüberliegende Zylinderwand. Im Vergleich zur Sammlereinspritzung sind die Tropfen deutlich kleiner und weiter im Brennraum verteilt. Auch die Wandfilmdicke auf dem Kolben ist geringer. Durch die Nutzung von Phasing wird die Tropfenverdampfung durch die höhere Turbulenz intensiviert, wodurch ein Großteil des Wassers verdampft. Nichtsdestotrotz zeigen sich zum Zündzeitpunkt flüssige Wassertropfen im Bereich der Zündkerze.

Bei der Mischungseinspritzung über den zentralen Hochdruckinjektor ist die Einspritzdauer am geringsten, die Tropfen sind am kleinsten und die Verdampfungsrate ist am größten. Am Einzylinder bildet sich ein Wandfilm auf der Kolbenoberseite, am Vollmotor zusätzlich an der gegenüberliegenden Zylinderwand, die beide bis zum Zündzeitpunkt weitestgehend verdampfen. Die Mischungseinspritzung ist zwar applikativ aufwändig, zeigt jedoch die höchste Reproduzierbarkeit und die geringsten zyklischen Schwankungen. Aufgrund der maximalen Verdampfungsrate und akzeptablen Bauteilbenetzung ist das System Vorreiter im Sinne des Wasserverbrauchs und der Effektivität der Ladungskühlung und damit auch der Favorit des optischen Systemvergleichs. Unabhängig von den Varianten fördern hohe Motorlasten und Drehzahlen genauso wie hohe Frischlufttemperaturen die Wasserverdampfung, jedoch hat der Einspritzdruck den größten Einfluss. Vergleichsweise gering beeinflusst eine Medienvorwärmung die Effektivität der Wasserverdampfung.

Auf Basis der umfangreichen thermodynamischen und optischen Untersuchungen wird eine 3D-CFD-Methodik entwickelt, um das favorisierte System in der numerischen Simulation abzubilden. Dazu werden umfangreiche Modellierungen sowohl in der vorangehenden 1D-Simulation als auch in der eigentlichen 3D-CFD-Simulation durchgeführt, um letztlich ein validiertes Modell fertigzustellen. Auf dieser Basis können die Medienverdampfung, die Wandfilmzusammensetzung (Vergleich mit der weiterentwickelten Messtechnik: Zwei-Tracer-Konzept), der Wandkontakt und alle wesentlichen Strömungsgrößen quantifiziert werden. Auch sind Parameter- und Bauteilvariationen ohne großen Aufwand möglich. Zudem wird das Verhalten des Wassers im Brennraum des Vollmotors am Nennleistungspunkt analysiert, für das es aufgrund des beschränkten optischen Zugangs nur grobe Erkenntnisse gab. Es zeigt sich im Vergleich mit dem Einzylinder ein hochgradig turbulentes Strömungsfeld, in dem die Spraykeulen verweht werden und vordergründig die Zylinderlaufbahn mit Wasser benetzt wird. Dabei entsteht ein flächiger Wandfilm, der die Grundlage für die Ölverdünnung und die Erhöhung des Kurbelgehäusedrucks bildet.

Im letzten Schritt wird überprüft, inwieweit die Ergebnisse aus den Forschungsaggregaten mit den Vollmotorergebnissen korrelieren. Dazu dient der Vergleich der optischen Messergebnisse von Einzylinder und

6-Zylinder-Vollmotor als auch die numerische Simulation. Im Experiment fällt auf, dass sowohl die Spraykeulen, deren Richtung, die Wasserkonzentration im Spray als auch das Verdampfungsverhalten und der Bauteilkontakt größtenteils mit den Erkenntnissen und Modellvorstellungen aus den Einzylinderergebnissen korrelieren. Zudem zeigt die Simulation große Übereinstimmungen, wenngleich diese vor allem durch die Turbulenz überlagert werden. In Summe korrelieren die Ergebnisse beider Versuchsträger und der Simulation sehr gut, sodass die Empfehlungen aus den vorigen Abschnitten auch für die reale Anwendung gelten.

Abschließend liefert diese Arbeit noch weitere Erkenntnisse zur Mischungseinspritzung. Die Bauteiltemperaturen am Kolben sinken mit steigender Wasserrate, wobei der Gradient ab einer Wasserrate von 40% fünfmal so hoch ist wie vorher. Auf der Zylinderwand hingegen zeigt sich ein linearer Zusammenhang unabhängig von der Wasserrate. Auch wird die Kombination mit alternativen Kraftstoffen vorgestellt. Dabei benötigt die Wassereinspritzung stets weniger Einspritzmasse als eine vergleichbare Ethanoleinspritzung bei gleicher Temperaturabsenkung, bei letzterer steigt jedoch der indizierte Wirkungsgrad. Mit einer Wasser-Ethanol-Einspritzung verbessert sich das motorische Verhalten insgesamt, da das Abkühlpotential des Wassers mit der Verbesserung des Motorwirkungsgrads beim Ethanol kombiniert wird.

Trotz der genannten Möglichkeiten und Vorteile einer Wassereinspritzung für moderne Ottomotoren ist diese bis auf wenige Ausnahmen nicht kommerziell umgesetzt. Dies liegt an verschiedenen Herausforderungen, die nicht ausschließlich in der technischen Umsetzung begründet sind. Um das System möglichst wartungsfrei auszulegen, muss ein genügend großer Wassertank zusätzlich im Fahrzeug integriert werden. Ansonsten müsste der Kunde, vorwiegend bei sportlicher Fahrweise, selbst den Wassertank auffüllen. Dazu kann jedoch kein normales Wasser benutzt werden, da die Einspritztechnik nicht auf dieses ausgelegt ist. Eine Onboard-Wassergewinnung verursacht Mehrkosten, die das System insgesamt unwirtschaftlich machen. Daneben muss das System wirkungsvoll vor Frost geschützt, gegen Biokontamination und unsachgemäßer Medienbefüllung abgesichert und aufgrund der emissionsrelevanten Funktion auch diagnostiziert werden. Auf dem Markt haben sich mittlerweile andere Techniken wie der Miller-Prozess durchgesetzt, mit dem zwar die Leistungssteigerung begrenzt, der stöchiometrische Betrieb aber weitestgehend sichergestellt ist. Mit der stetigen Elektrifizierung kann die Degradation an der Volllast jedoch kompensiert werden. Vielleicht wird die Wassereinspritzung im Zuge der weiteren Elektrifizierung von Baugruppen, der damit einhergehenden zunehmenden Vernetzung und Variabilität des Antriebs und der steigenden Downsizinggrade im Rahmen des Verbrennungsmotors 4.0 wieder forciert und dann kommerziell umgesetzt [Fraidl et al., 2018]. In Summe ändern die vorgestellten Randbedingungen jedoch nichts an der einwandfreien Funktionalität, den Vorzügen und der großen Variabilität, die eine Wassereinspritzung für moderne Ottomotoren bietet.

Literaturverzeichnis

- [Altenschmidt et al., 2019] Altenschmidt, F., Gildein, H. und Kraus, E. (2019): Water-Port-Injection at SI-Engines: Effects and Challenges. In: 17th Conference "The Working Process of the Internal Combustion Engine", S. 49–59.
- [Amium GmbH, 2019] Amium GmbH (2019): Amium Abgasmessanlage REA-FTIR. <https://www.amium.at/p-rea-ftir>, zuletzt aufgerufen am 19.03.2021.
- [AVL List GmbH, 2019] AVL List GmbH (2019): FIRE CFD Solver: Software Documentation.
- [AVL List GmbH, 2019a] AVL List GmbH (2019): FIRE Spray: Software Documentation.
- [AVL List GmbH, 2019b] AVL List GmbH (2019): FIRE Wall Film: Software Documentation.
- [Baehr und Stephan, 2016] Baehr, H. D. und Stephan, K. (2016): Wärme- und Stoffübertragung. Berlin und Heidelberg, Springer Vieweg, 9. Auflage, <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-49677-0>, ISBN 978-3-662-49676-3.
- [Böhm et al., 2016a] Böhm, M., Durst, B., Unterweger, G. und Rubbert, S. (2016a): Ansätze zur Onboard-Wassergewinnung für eine Wassereinspritzung. In: Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), 118. Jahrgang, Heft 01|2016, S. 54–59.
- [Böhm et al., 2016b] Böhm, M., Mährle, W., Bartelt, H.-C. und Rubbert, S. (2016b): Funktionale Integration einer Wassereinspritzung am Ottomotor. In: Motortechnische Zeitschrift (MTZ), 77. Jahrgang, Heft 01|2016, S. 38–43.
- [Borowski und Ghazal, 2019] Borowski, G. und Ghazal, O. (2019): Use of Water Injection Technique to Improve the Combustion Efficiency of the Spark-Ignition Engine: A Model Study. In: Journal of Ecological Engineering, 20, Nr. 2, S. 226–233, <https://dx.doi.org/10.12911/22998993/99689>.
- [Bosch, 2019] Robert Bosch GmbH (2019): Hochdruckpumpe - Hoher Druck für eine bestmögliche Gemischaufbereitung. <https://www.bosch-mobility-solutions.com/de/produkte-und-services/pkw-und-leichte-nutzfahrzeuge/antriebssysteme/benzin->

direkteinspritzung/hochdruckpumpe/, zuletzt aufgerufen am 20.07.2021.

- [Brenn et al., 2003] Brenn, G., Deviprasath L. J. und Durst, F. (2003): Computations and Experiments on the Evaporation of Multi-Component Droplets. In: International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems (ICLASS), Sorrento, Italy.
- [Bunce et al., 2019] Bunce, M., Blaxill, H. und Cooper, A. (2019): Development of both Active and Passive Pre-Chamber Jet Ignition Multi-Cylinder Demonstrator Engines. In: 28th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, S. 907–942.
- [Cambustion Ltd., 2021] Cambustion Ltd. (2021): DMS500 MkII Aerosol Size Distribution Measurements. <https://www.cambustion.com/products/analytical-instrumentation/dms500-aerosol-size-spectrum-measurements>, Broschüre unter <https://www.datocms-assets.com/29100/1608136903-dms500-aerosol-brochure.pdf>.
- [Cantiani et al., 2019] Cantiani, A., Viggiano, A. und Magi, V. (2019): How to Improve SI Engine Performances by Means of Supercritical Water Injection. In: Conference on Sustainable Mobility, SAE Technical Paper Series. SAE International, Warrendale, PA, United States, <https://dx.doi.org/10.4271/2019-24-0235>.
- [Christmann et al., 2019] Christmann, R., Rohi, A., Weiske, S. und Gugau, M. (2019): Kugelgelagerte VTG-Turbolader für Ottomotoren. In: Motortechnische Zeitschrift (MTZ), 80. Jahrgang, Heft 10|2019, S. 18–25.
- [Daggett et al., 2004] Daggett, D. L., Hendricks, R. C., Fucke, L. und Eames, D. J. H. (2004): Water Injection on Commercial Aircraft to Reduce Airport Nitrogen Oxides. In: 40th Joint Propulsion Conference and Exhibit, 11-14.07.2004, Fort Lauderdale, FL, United States, Band NASA/TM-2010-213179.
- [Dingelstadt, 2014] Dingelstadt, R., Ewert, S., Werz, M. und Tremble, P. (2014): Potenziale der Abgasrückführung beim Ottomotor. In: Motortechnische Zeitschrift (MTZ) 175. Jahrgang, Heft 09|2014, S. 56–61.
- [Dryer, 1977] Dryer, F. L. (1977): Water addition to practical combustion systems - Concepts and applications. In: Symposium (International) on Combustion 16, Nr. 1, S. 279–295, [https://dx.doi.org/10.1016/S0082-0784\(77\)80332-9](https://dx.doi.org/10.1016/S0082-0784(77)80332-9), ISSN 00820784.
- [Dumböck et al., 2018] Dumböck, O., Schutting, E., Eichseder, H. und Hübner, W. (2018): Effizienzsteigerung der Verbrennungskraftmaschine durch verlängerte Expansion. In: Motortechnische Zeitschrift (MTZ), 79. Jahrgang, Heft 12|2018, S. 80–85.
- [Durst et al., 2017] Durst, B., Landerl, C., Poggel, J., Schwarz, C., Kleczka, W. und Hußmann, B. (2017): BMW Wassereinspritzung: Erste Erfahrungen und künftige Potentiale. In: 38. Internationales Wiener Motorensymposium, S. 63–79.
- [Durst et al., 2015] Durst, B., Unterweger, G., Rubbert, S., Witt, A. und Böhm, M. (2015): Thermodynamische Wirkung der Wassereinspritzung beim Ottomotor - ein Konzeptvergleich. In: 15th Conference

- ”The Working Process of the Internal Combustion Engine”, S. 443–453.
- [Eichler und Eichler, 2015] Eichler, H. J. und Eichler, J. (2015): Laser: Bauformen, Strahlführung, Anwendungen. Berlin und Heidelberg, Springer Vieweg, 8. Auflage, <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-41438-1>, ISBN 978-3-642-41437-4.
- [Einecke et al., 2000] Einecke, S., Schulz, C. und Sick, V. (2000): Measurement of Temperature, fuel concentration and equivalence ratio fields using tracer LIF in IC engine combustion. In: Applied Physics B, 71, S. 717–723.
- [Verordnung (EG) Nr. 443/2009] Europäisches Parlament und Europäischer Rat (2009): Verordnung (EG) Nr. 443/2009 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen. <https://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2009:140:0001:0015:DE:PDF>.
- [Verordnung (EU) 2019/631] Europäisches Parlament und Europäischer Rat (2019): Verordnung (EU) 2019/631 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 17. April 2019 zur Festsetzung von CO₂-Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen und für neue leichte Nutzfahrzeuge und zur Aufhebung der Verordnungen (EG) Nr. 443/2009 und (EU) Nr. 510/2011. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32019R0631&from=EN>.
- [Falfari et al., 2018] Falfari, S., Bianchi, G. M., Cazzoli, G., Forte, C. und Negro, S. (2018): Basics on Water Injection Process for Gasoline Engines. In: Energy Procedia 148, S. 50–57, <https://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2018.08.018>.
- [Fraidl et al., 2018] Fraidl, G., Kapus, P., Mitterecker, H. und Weißbäck, M. (2018): Verbrennungsmotor 4.0. In: Motortechnische Zeitschrift (MTZ), 79. Jahrgang, Heft 09|2018, S. 28–35.
- [Franzke et al., 2019] Franzke, B., Voßhall, T., Adomeit, P. und Müller, A. (2019): Wassereinspritzung zur Erfüllung zukünftiger RDE-Anforderungen für Turbo-Ottomotoren. In: Motortechnische Zeitschrift (MTZ), 80. Jahrgang, Heft 03|2019, S. 32–40.
- [Fröhlich, 2006] Fröhlich, J. (2006): Large Eddy Simulation turbulenter Strömungen. Wiesbaden, Teubner.
- [Gersdorff et al., 2007] Gersdorff, K. v., Schubert, H. und Ebert, S. (2007): Flugmotoren und Strahltriebwerke. Entwicklungsgeschichte der deutschen Luftfahrtantriebe von den Anfängen bis zu den internationalen Gemeinschaftsentwicklungen. 4. Auflage, Bonn, Bernard und Graefe (Reihe: Die deutsche Luftfahrt, Nr. 2), ISBN 978-3-7637-6128-9.
- [Gilbert und Baggott, 1991] Gilbert A. und Baggott, J. (1991): Essentials of Molecular Photochemistry. Blackwell Scientific Publications, Oxford.
- [Glahn et al., 2018] Glahn, C., Koenigstein, A. und Hermann, I. (2018): Future for All? - Lambda-1-Combustion Systems of Small Powertrains for the High Volume Market. In: 27th Aachen Colloquium

Automobile and Engine Technology, S. 913–934.

- [Gong et al., 2018] Gong, J., Stewart, M. L., Zelenyuk, A., Strzelec, A., Viswanathan, S., Rothamer, D. A., Foster, D. E. und Rutland, C. J. (2018): Importance of Filter's Microstructure in Dynamic Filtration Modeling of Gasoline Particulate Filters (GPFs): Inhomogeneous Porosity and Pore Size Distribution. In: Chemical Engineering Journal 338, S. 15–26, <https://doi.org/10.1016/j.cej.2018.01.006>.
- [Götzl, 2003] Götzl, H.-J. (2003): Der Weltmeister - BMW Formel 1-Turbomotor. In: Motor Klassik, Heft 06/2003, S. 22–25.
- [Graf, 2003] Graf, N. (2003): Einsatz der laserinduzierten Fluoreszenz organischer Moleküle zur Visualisierung von Gemischbildungs- und Verbrennungsprozessen. Dissertation, Heidelberg.
- [Hanjalic et al., 2004] Hanjalic, K., Popovac, M. und Hadziabdic, M. (2004): A robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD. In: Int. J. Heat Fluid Flow, 25(6), S. 1047–1051. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2004.07.005>
- [Hartmann et al., 2018] Hartmann, O., Rülcke, M., Durst, B. und Fütterer, T. (2018): The New 6-Cylinder Gasoline Engine of the BMW Group. In: 27th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, S. 7–26.
- [Helmich et al., 2019] Helmich, M., Lejsek, D., Hettinger, A., Schünemann, E., und Rottengruber, H. (2019): Fundamental Investigations and Experimental Analysis of Different Water Injection Concepts on a Single Cylinder Gasoline Direct Injection Engine. In: 17th Conference "The Working Process of the Internal Combustion Engine", S. 35–48.
- [Hermann et al., 2017] Hermann, I., Glahn, C., Kluin, M. und Paroll, M. (2017): Thermodynamisches Potential der Wassereinspritzung für den Ottomotor. In: 16th Conference "The Working Process of the Internal Combustion Engine", S. 400–417.
- [Hermann et al., 2018] Hermann, I., Glahn, C., Kluin, M., Paroll, M. und Gumprich, W. (2018): Water Injection for Gasoline Engines - Quo Vadis? In: Günther, M. und Sens, M. (Hrsg.): Knocking in Gasoline Engines. Cham, Springer International Publishing, S. 299–321, <https://doi.org/10.1007/978-3-319-69760-4>, ISBN 978-3-319-69759-8.
- [Herwig und Moschallski, 2019] Herwig, H. und Moschallski, A. (2019): Wärmeübertragung: Physikalische Grundlagen und ausführliche Anleitung zum Lösen von Aufgaben. Lehrbuch, 4. Auflage, ISBN 978-3-658-26400-0.
- [Hopp, 2016] Hopp, V. (2016): Wasser und Energie: Ihre zukünftigen Krisen? Berlin und Heidelberg, Springer Spektrum, 2. Auflage, <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-48089-2>, ISBN 978-3-662-48088-5.
- [Israel und Fischer, 2014] Israel, U. und Fischer, S. (2014): Mit Wasser gegen Russemissionen. In: Motor-technische Zeitschrift (MTZ), 75. Jahrgang, Heft 10|2014, S. 34–39.

- [Iyer, 2017] Iyer, A. A. (2017): Experimental Study on the Effect of Water Injection in an Internal Combustion Engine. In: IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering 17, Nr. 10, S. 58–64, <https://dx.doi.org/10.9790/1684-17010055864>.
- [Kadota und Yamasaki, 2002] Kadota, T. und Yamasaki, H. (2002): Recent advances in the combustion of water fuel emulsion. In: Progress in Energy and Combustion Science 28, S. 385–404, [https://dx.doi.org/10.1016/S0360-1285\(02\)00005-9](https://dx.doi.org/10.1016/S0360-1285(02)00005-9).
- [Käppner et al., 2017] Käppner, C., Garrido Gonzalez, N., Drückhammer, J., Lange, H., Fritzsche, J. und Henn, M. (2017): On board water recovery for water injection in high efficiency gasoline engines. In: 17. Internationales Stuttgarter Symposium Automobil- und Motorentchnik, Wiesbaden, Springer Fachmedien, <https://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-16988-6>, ISBN 978-3-658-16987-9.
- [Kapus et al., 2014] Kapus, P., Neubauer, M. und Fraidl, G. (2019): Die Zukunft des stöchiometrischen Ottomotors - minimaler Verbrauch und hohe Leistung. In: Motortechnische Zeitschrift (MTZ), 75. Jahrgang, Heft 11|2014, S. 40–44.
- [Kapus et al., 2019] Kapus, P., Certic, M., Neubauer, M., Prevedel, K. und Schicker, T. (2019): New Gasoline Combustion Systems for Highest Efficiency and Lowest Emission. In: 17th Conference "The Working Process of the Internal Combustion Engine", S. 23–34.
- [Kathiravan et al., 2008] Kathiravan, A., Anbazhagan, V., Asha Jhonsi, M. und Renganathan, R. (2008): A Study on the Fluorescence Quenching of Eosin by certain Organic Dyes. In: Zeitschrift für Physikalische Chemie 222 (7), S. 1013-1021, <https://dx.doi.org/10.1524/zpch.2008.5267>.
- [Khatri et al., 2019] Khatri, J., Denbratt, I., Dahlander, P. und Koopmans, L. (2019): Water Injection Benefits in a 3-Cylinder Downsized SI-Engine. In: International Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting, SAE Technical Paper Series, SAE International, Warrendale, PA, United States, <https://dx.doi.org/10.4271/2019-01-0034>.
- [Koegl et al., 2018] Koegl, M., Mishra, Y. N., Storch, M., Conrad, C., Berrocal, E., Will, S. und Zigan, L. (2018): Analysis of ethanol and butanol direct-injection spark-ignition sprays using two-phase structured laser illumination planar imaging droplet sizing. In: International Journal of Spray and Combustion Dynamics, <https://dx.doi.org/10.1177/1756827718772496>.
- [Koegl et al., 2019] Koegl, M., Mull, C., Baderschneider, K., Wislicenus, J., Will, S. und Zigan, L. (2019): Characterization of Nile Red as a Tracer for Laser-Induced Fluorescence Spectroscopy of Gasoline and Kerosene and Their Mixture with Biofuels. In: Sensors, 19. Jahrgang, Nr. 12, <https://dx.doi.org/10.3390/s19122822>.
- [Koegl et al., 2019] Koegl, M., Zigan, L. und Will, S. (2019): Bericht zur Messphase: Emulsionen - Voruntersuchungen in Druckzelle. Interner Bericht, BMW AG.
- [Koegl et al., 2020] Koegl, M., Mull, C., Mishra, Y. N., Will, S. und Zigan, L. (2020): Characterization of fuel/water mixtures and emulsions with ethanol using laser-induced fluorescence. In: Applied Optics 59,

- Nr. 4, S. 1136–1144, <https://dx.doi.org/10.1364/A0.380392>.
- [Kortschik, 2005] Kortschik, C. (2005): Experimentelle und theoretische Untersuchung der Selbstzündung laminarer und gewellter Gegenstromdiffusionsflammen. Dissertation, Göttingen, Cuvillier Verlag, ISBN 3-86537-629-0.
- [Kuhnke, 2004] Kuhnke, D. (2004): Spray Wall Interaction Modeling by dimensionless Data Analysis. Dissertation, Darmstadt.
- [Langeheinecke et al., 2017] Langeheinecke, K., Kaufmann, A., Langeheinecke, K.-J. und Thieleke, G. (2017): Thermodynamik für Ingenieure: Ein Lehr- und Arbeitsbuch für das Studium. Wiesbaden, Springer Vieweg, 10. Auflage, <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-14301-5>, ISBN 978-3-658-14300-8.
- [Lanzafame, 1999] Lanzafame, R. (1999): Water Injection Effects In A Single-Cylinder CFR Engine. In: International Congress & Exposition, SAE Technical Paper Series. Warrendale, PA, United States, <https://dx.doi.org/10.4271/1999-01-0568>.
- [Lasheras, 1979] Lasheras, J. C., Fernandez-Pello, A. C. und Dryer, F. L. (1979): Initial observations on the free droplet combustion characteristics of water-in-fuel emulsions. In: Journal Combustion Science and Technology 21, S. 1–14, <https://dx.doi.org/10.1080/00102207908946913>.
- [Lind, 2016] Lind, S. (2016): Multi-Parameter-Untersuchung der Gemischbildung in Verbrennungsmotoren unter Einsatz der laserinduzierten Fluoreszenz. Dissertation, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg und Shaker Verlag GmbH, ISBN 978-3-8440-4837-7.
- [Lumibird, 2018] Lumibird (2018): Q-smart 450 & 850: Compact pulsed Nd:YAG lasers. <https://www.quantel-laser.com/en/products/item/q-smart-850-mj-.html>, zuletzt aufgerufen am 09.08.2021.
- [Merck, 2020] Merck KGaA (2020): Eosin G (gelblich) / Eosin Yellowish. https://www.merckmillipore.com/DE/de/product/Eosin-Y-yellowish-C.I.-45380,MDA_CHEM-115935, zuletzt aufgerufen am 09.08.2021.
- [Merker et al., 2012] Merker, G. P., Schwarz, C. und Teichmann, R. (2012): Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik. ATZ/MTZ-Fachbuch, Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 5. Auflage, <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-8306-3>, ISBN 978-3-8348-1393-0.
- [Pauer et al., 2016] Pauer, T., Frohniaier, M., Walther, J., Schenk, P., Hettinger, A. und Kampmann, S. (2016): Optimierung von Ottomotoren durch Wassereinspritzung. In: 37. Internationales Wiener Motorensymposium, S. 18–33.
- [Pfitzer et al., 2018] Pfitzer, D., Baier, A. und Cachay, J. (2018): Auswirkungen der Elektrifizierung des Automobils auf den deutschen Maschinenbau. Stuttgart.

- [Pischinger et al., 2002] Pischinger, R., Klell, M. und Sams, T. (2002): Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Wien, Springer Verlag, 2. Auflage, ISBN 978-3-211-83679-9.
- [Pischinger et al., 1989] Pischinger, R., Kraßnig, G., Taucar, G. und Sams, T. (1989): Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. In: List H. und Pischinger A.: Die Verbrennungskraftmaschine. Wien, New York, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 978-3-211-82105-8.
- [Pope, 2000] Pope, S. B. (2000): Turbulent flows. Cambridge, Cambridge University Press, 1. Auflage, ISBN 978-0-521-59886-6
- [Pope, 2015] Pope, S. B. (2015): Turbulent flows. Cambridge, Cambridge University Press, 12. Auflage, ISBN 978-0-521-59886-6.
- [Rahimi Boldaji et al., 2018] Rahimi Boldaji, M., Sofianopoulos, A., Mamalis, S. und Lawler, B. (2018): Effects of Mass, Pressure, and Timing of Injection on the Efficiency and Emissions Characteristics of TSCI Combustion with Direct Water Injection. In: WCX World Congress Experience, SAE Technical Paper Series. Warrendale, PA, United States, <https://dx.doi.org/10.4271/2018-01-0178>.
- [Rubbert, 2017a] Rubbert, S. (2017): Ethanolbetrieb eines modernen Ottomotors in Kombination mit Wassereinspritzung. Interner Bericht, BMW AG, München.
- [Rubbert, 2017b] Rubbert, S. (2017): Kolben- und Wandtemperaturmessungen an einem Ottomotor mit Wassereinspritzung. Interner Bericht, BMW AG, München.
- [Rubbert, 2018] Rubbert, S. (2018): Kombination von Sekundärlufteinblasung und Wassereinspritzung für Lambda-1-Betrieb im gesamten Kennfeld. Interner Bericht, BMW AG, München.
- [Sazonov et al., 2019] Sazonov, V., Rottengruber, H. und Dragomirov, P. (2019): Untersuchung der Benzin-Wasser-Emulsion Direkteinspritzung zur Effizienzsteigerung von Ottomotoren. In: 11. Tagung Einspritzung und Kraftstoffe, Wiesbaden, Springer Fachmedien, S. 515–542.
- [Scharf et al., 2016] Scharf, J., Uhlmann, T., Balazs, A. und Tharmakulasingam, R. (2016): Gezielte Wirkungsgradoptimierung des Ottomotorkennfelds. In: Motortechnische Zeitschrift (MTZ), 77. Jahrgang, Heft 06|2016, S. 36–41.
- [Schulz und Sick, 2005] Schulz, C. und Sick, V. (2005): Tracer-LIF Diagnostics: Quantitative Measurement of Fuel Concentration, Temperature and Fuel/Air Ratio in Practical Combustion Systems. In: Progress in Energy and Combustion Science 31, S. 75–121.
- [Schumann, 2014] Schumann, F. (2014): Experimentelle Grundlagenuntersuchungen zum Katalysatorheizbetrieb mit strahlgeführter Benzin-Direkteinspritzung und Einspritzdrücken bis 800 bar. Dissertation, Karlsruhe.
- [Schütz, 2013] Schütz, T., Hrsg. (2013): Hucho - Aerodynamik des Automobils: Strömungsmechanik, Wärmetechnik, Fahrdynamik, Komfort ; mit 49 Tabellen. ATZ / MTZ-Fachbuch. Wiesbaden, Springer Vieweg, 6. Auflage, <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-2316-8>, ISBN 978-3-8348-1919-2.

- [Sens et al., 2016] Sens, M., Zwahr, S. und Günther, M. (2018): Potenziale des variablen Verdichtungsverhältnisses am voll gemillerten Ottomotor. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)*, 77. Jahrgang, Heft 04|2016, S. 52–58.
- [Sens et al., 2018] Sens, M., Binder, E., Reinicke, P.-B., Reiss, M., Stappenbeck, T. und Wöbke, M. (2018): Pre-Chamber Ignition and Promising Complementary Technologies. In: *27th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*, S. 958–998.
- [Simon et al., 2017] Simon, V., Weigand, B. und Gomma, H. (2017): Dimensional analysis for engineers. *Mathematical engineering*. Cham (Schweiz), Springer Verlag, ISBN 978-3-319-52028-5.
- [Solfrank und Dietz, 2018] Solfrank, P. und Dietz, J. (2018): VCR - Der letzte große Schritt für mehr Wirkungsgrad. In: Gutzmer, P., Wagner, U. und Zink, M. (Hrsg.): *Mobility for tomorrow*, Schaeffler Kolloquium 2018, Baden-Baden, S. 69–80, https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/schaeffler_kolloquium_2018_de.pdf.
- [Spurk und Aksel, 2019] Spurk, J. und Aksel, N. (2019): *Strömungslehre: Einführung in die Theorie der Strömungen*. Berlin, Heidelberg, Springer Verlag, 9. Auflage, <https://doi.org/10.1007/978-3-662-58764-5>, ISBN 978-3-662-58763-8.
- [Stapelberg und Torp, 2018] Stapelberg, H. H. und Torp, K. (2018): *Energieprognose Deutschland 2018-2040*. hrsg. von ExxonMobil Central Europe Holding GmbH, Hamburg.
- [Storch et al., 2016] Storch, M., Mishra, Y. N., Koegl, M., Kristensson, E., Will, S., Zigan, L. und Berrocal, E. (2016): Two-phase SLIPI for instantaneous LIF and Mie imaging of transient fuel sprays. In: *Optics Letters* 41, Nr. 23, S. 5422–5425, <https://doi.org/10.1364/OL.41.005422>.
- [Thewes et al., 2016] Thewes, M., Baumgarten, H., Scharf, J., Birmes, G., Balazs, A., Lehrheuer, B. und Hoppe, F. (2016): Water Injection - High Power and High Efficiency Combined. In: *25th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology*, S. 345–380.
- [Thewes et al., 2015] Thewes, M., Hoppe, F., Baumgarten, H. und Seibel, J. (2015): Wassereinspritzung für ottomotorische Brennverfahren. In: *Motortechnische Zeitschrift (MTZ)*, 76. Jahrgang, Heft 12|2015, S. 26–31.
- [Tornatore et al., 2017] Tornatore, C., Siano, D., Marchitto, L., Iacobacci, A., Valentino, G. und Bozza, F. (2017): Water Injection: A Technology to Improve Performance and Emissions of Downsized Turbocharged Spark Ignited Engines. In: *SAE International Journal of Engines* 10, Nr. 5, S. 2319–2329, <http://doi.org/10.4271/2017-24-0062>.
- [Vacca et al., 2019] Vacca, A., Bargende, M., Chiodi, M., Franken, T., Netzer, C., Gern, M. S., Kauf, M. und Kulzer, A. C. (2019): Analysis of Water Injection Strategies to Exploit the Thermodynamic Effects of Water in Gasoline Engines by Means of a 3D-CFD Virtual Test Bench. In: *14th International Conference on Engines & Vehicles*, SAE Technical Paper Series. SAE International, Warrendale, PA, United States,

<https://dx.doi.org/10.4271/2019-24-0102>

- [van Basshuysen und Schäfer, 2015] van Basshuysen, R. und Schäfer, F. (2015): Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. ATZ/MTZ-Fachbuch, Wiesbaden, Springer Vieweg, 7. Auflage, <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-04678-1>, ISBN 978-3-658-04678-1.
- [van Basshuysen und Schäfer, 2017] van Basshuysen, R. und Schäfer, F., (Hrsg.) (2017): Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. ATZ / MTZ-Fachbuch. Wiesbaden, Springer Vieweg, 8. Auflage, <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-10902-8>, ISBN 978-3-658-10901-1.
- [VDI, 2013] Verein Deutscher Ingenieure e. V., (Hrsg.) (2013): VDI-Wärmeatlas: Mit 320 Tabellen. VDI-Buch, Berlin, Springer Vieweg, 11. Auflage, <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-19981-3>, ISBN 978-3-642-19980-6.
- [VDMA, 2018] VDMA - Forum Elektromobilität, (Hrsg.) (2018): Antrieb im Wandel: Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs von Fahrzeugen und ihre Auswirkung auf den Maschinen- und Anlagenbau und die Zulieferindustrie, Mühlheim am Main.
- [Weber et al., 2021] Weber, S., Kutza, S., Eigenschenk, R., Rubbert, S. und Rottengruber, H. (2021): Application of a Novel Laser-Optic Method for Characterizing Various Water Injection Technologies for Modern Gasoline Engines. SAE Technical Paper 2021-01-5025, <https://doi.org/10.4271/2021-01-5025>.
- [Wimmer, 2000] Wimmer, A. (2000): Analyse und Simulation des Arbeitsprozesses von Verbrennungsmotoren: Modellbildung und meßtechnische Verifizierung. Habilitation, Graz, Technische Universität Graz.
- [Zinner und Pauer, 1940] Zinner, K. und Pauer, W. (1940): Theoretische Grundlagen der Beeinflussung des Arbeitsverfahrens von Verbrennungsmotoren durch Wassereinspritzung. In: Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens 11, Nr. 5, S. 276–284, <https://dx.doi.org/10.1007/BF02584897>.

Weiterführende Informationen

A.1 Thermodynamischer Systemvergleich

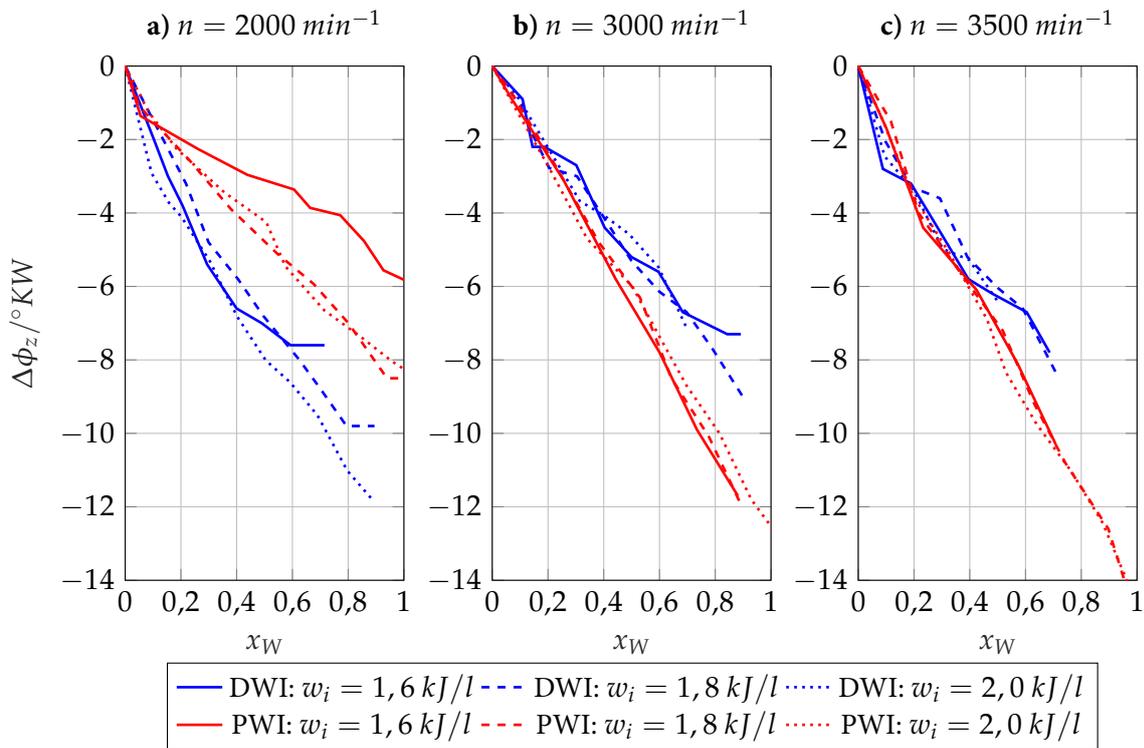


Abbildung A.1: Veränderungen des Zündzeitpunkts $\Delta\phi_z$ bei Wassereinspritzung im Systemvergleich.

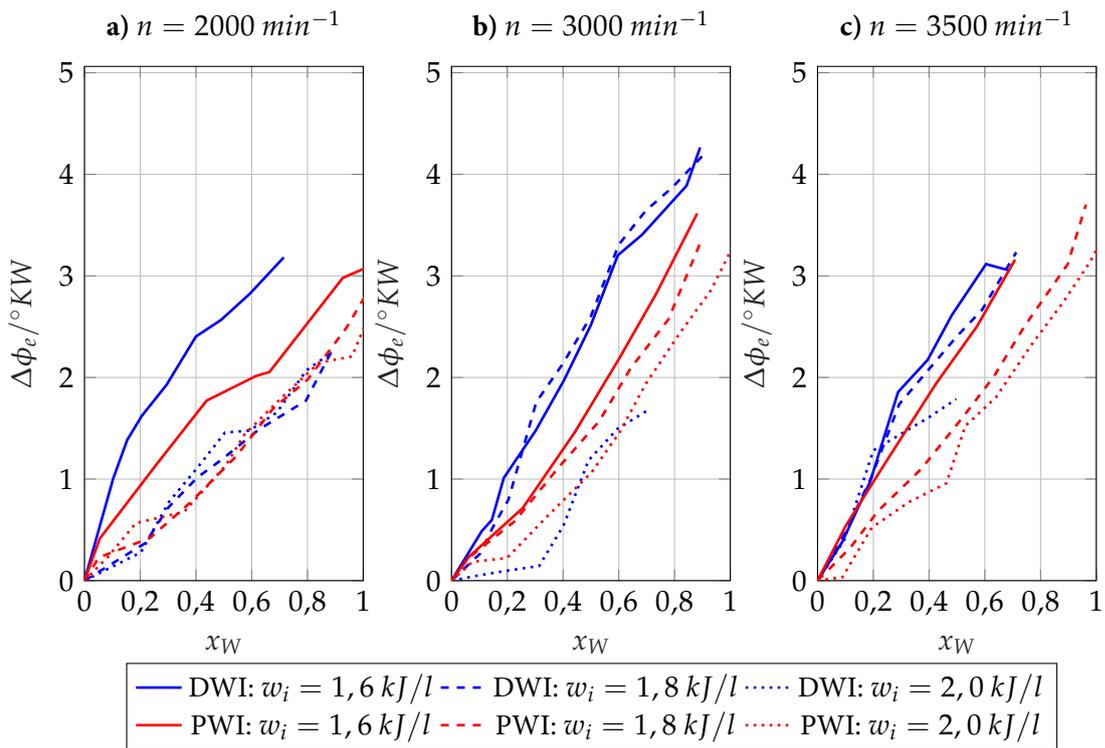


Abbildung A.2: Veränderungen der Entflammungsdauer $\Delta\phi_e$ bei Wassereinspritzung im Systemvergleich.

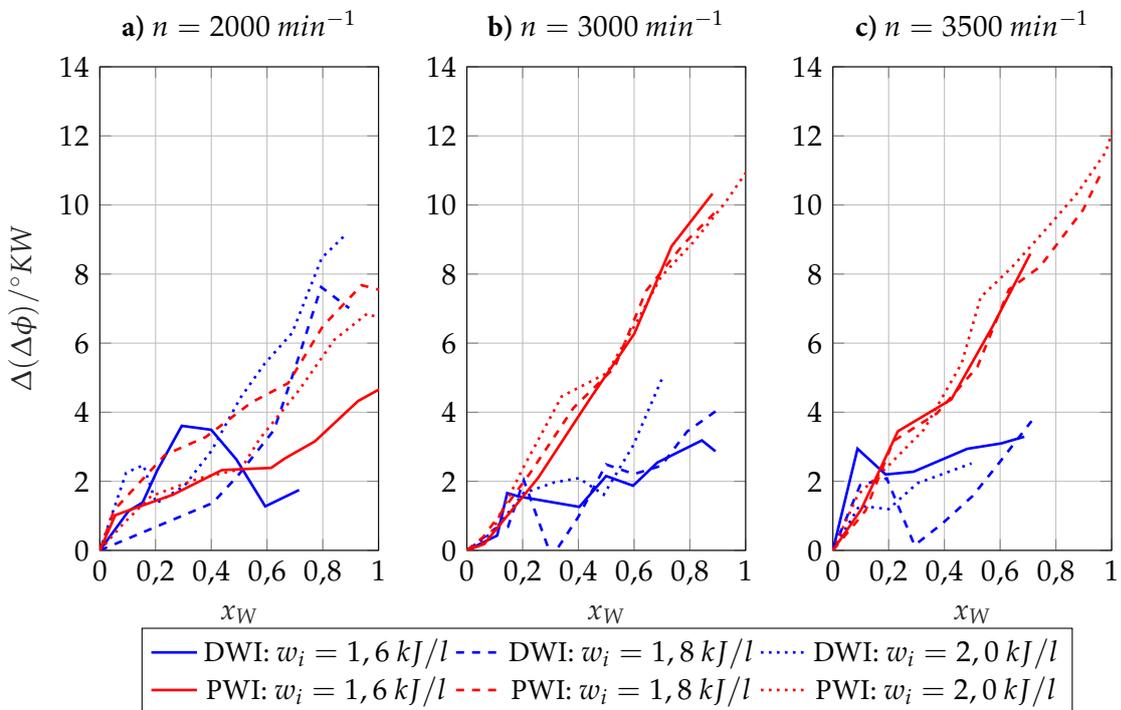


Abbildung A.3: Veränderungen der relativen Brenndauer $\Delta(\Delta\phi)$ bei Wassereinspritzung im Systemvergleich.

A.2 Optische Analyse weiterer Parametervariationen

In diesem Abschnitt werden weitere Parametervariationen der unterschiedlichen Wassereinspritztechnologien vorgestellt. Dabei ist der Einfluss zur Verbesserung der Verdampfungsrates geringer als bei den bereits vorgestellten Analysen aus Abschnitt 4.2.3. Trotzdem sollen sie dem interessierten Leser nicht vorbehalten bleiben.

A.2.1 Mischungseinspritzung (DWI)

F⊗) Einfluss des Einspritzzeitpunkts

Durch die gemeinsame Einspritzung eines Kraftstoff-Wasser-Gemischs ist diese zeitlich eingeschränkt. Die Einspritzung kann im Vergleich mit der Saugrohreinjection wegen der Homogenisierung und Gemischaufbereitung nur zu bestimmten Zeiten erfolgen. Vielmehr muss in der Ansaugphase eingespritzt werden, um die nötige Homogenisierungszeit zu gewährleisten, Abbildung A.4.

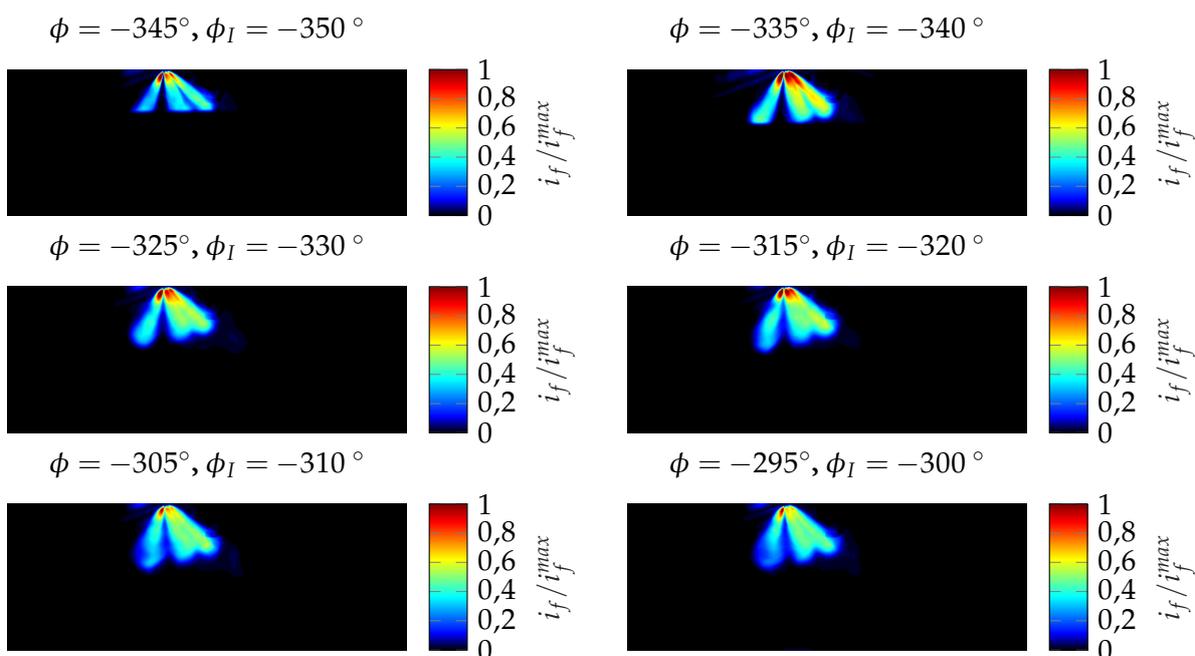


Abbildung A.4: Einfluss des Einspritzzeitpunkts ϕ_I auf die Einspritzdynamik bei der Mischungseinspritzung am Referenzpunkt zu äquivalenten Zeitpunkten $\phi = \phi_I + 5^\circ$.

Die Einspritzung wird von links oben nach rechts unten von früh nach spät verschoben, wobei geringfügige Unterschiede in der Spraycharakteristik festgestellt werden. Diese sind in den unterschiedlichen Stellungen des Kolbens und in den Druck- und Strömungsverhältnissen im Brennraum begründet, wobei mit früher Einspritzung die Benetzung der Kolbenoberseite intensiviert wird, Abbildung A.5. Zudem ist die Konzentrationsverteilung bei allen Einspritzzeitpunkten nicht konstant, speziell bei früher Einspritzung zeigen sich

deutliche Hot-Spots hoher Wasserkonzentrationen im Spraybild. Durch das Frühstellen der Einspritzung befindet sich der Kolben näher am oberen Totpunkt. Dies beeinflusst die Sprayausbreitung in erheblichem Maße: Je später eingespritzt wird, desto größer ist die effektive Sprayfläche zum äquivalenten Zeitpunkt. Zudem vermischen sich die einzelnen Spraykegel durch Dissipationseffekte. Ferner erfolgt der Strahlaufbruch bei später Einspritzung früher, wozu die intensivere Ladungsbewegung und die höhere turbulente kinetische Energie beitragen. Deutlich aussagekräftiger als die Einspritzung ist jedoch die späte Kompression, in der möglichst wenig flüssiges Wasser für eine hohe Effizienz des Systems zurückbleiben sollte, Abbildung A.5.

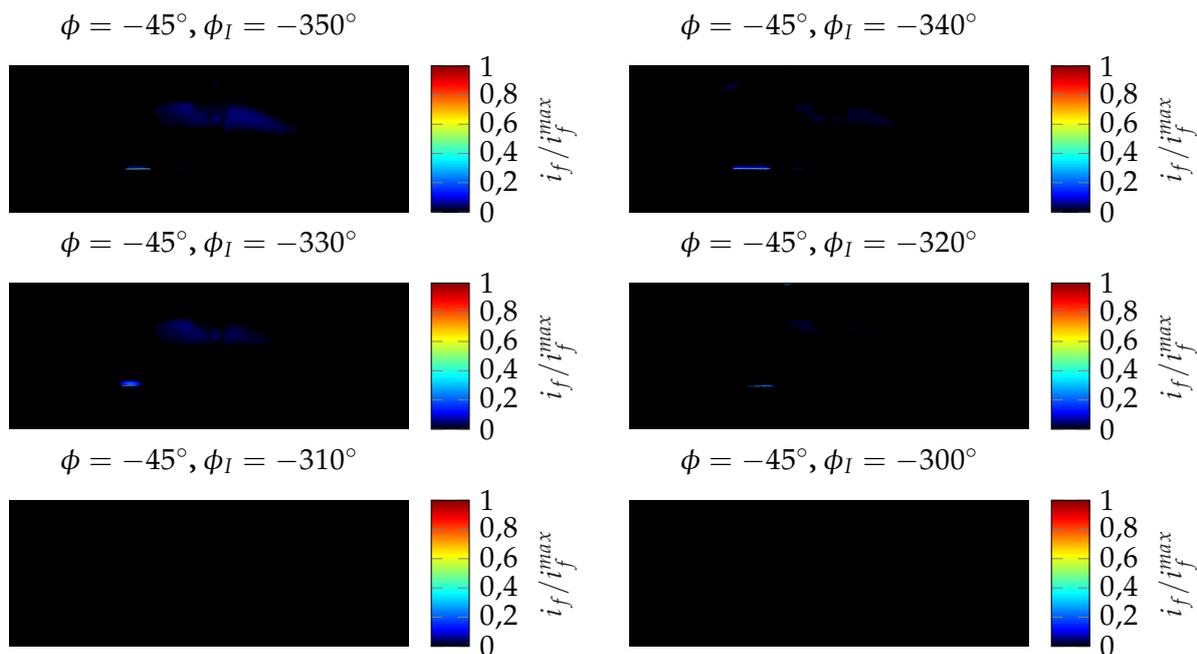


Abbildung A.5: Einfluss des Einspritzzeitpunkts ϕ_I auf die Verdampfungseigenschaften bei der Mischungs-einspritzung am Referenzpunkt zum Zeitpunkt $\phi = -45^\circ$.

Darin zeigt sich, dass eine späte Einspritzung positiv für die Wasserverdampfung ist, da der Wandkontakt mit dem Kolben reduziert wird und kein nennenswerter Wandfilm auftritt. Deshalb sollte möglichst spät eingespritzt werden. Diese Empfehlung funktioniert bei den am Transparentmotor untersuchten Betriebspunkten. Bei einem realen Motor sind die Drehzahl als auch die Motorlast im realen Einsatz deutlich höher, weswegen auch die Einspritzdauer größer wird und der Einspritzbeginn deswegen in Richtung früh verschoben werden muss. Je früher, desto stärker fällt der Kontakt des Wassers mit der Kolbenoberseite auf, was gut an der Ausbildung des Wandfilms in Abbildung A.5 (*links unten in jedem Bild*) nachvollzogen werden kann. Ein guter Kompromiss ist die Einspritzung bei $\phi = -320^\circ$, da der Wandfilm relativ klein ausfällt und zudem mit dem Einspritzbeginn bei Vollmotoren korreliert. Die grundlegenden Phänomene sollten bei der realen Applikation der Wassereinspritzung beachtet werden.

H⊗) Einfluss der Ansauglufttemperatur

Der Betrieb von Ottomotoren ist äußeren Randbedingungen ausgesetzt, unter anderem der Ansauglufttemperatur nach dem Ladeluftkühler. Infolgedessen wird der Einfluss der Ansauglufttemperatur auf die Mischungseinspritzung ermittelt. Auswirkungen auf die Einspritzung sind nicht festzustellen, jedoch beeinflussen die veränderten thermischen Randbedingungen im Brennraum und insbesondere des Arbeitsgases die Verdampfung in der späten Kompression, Abbildung A.6.

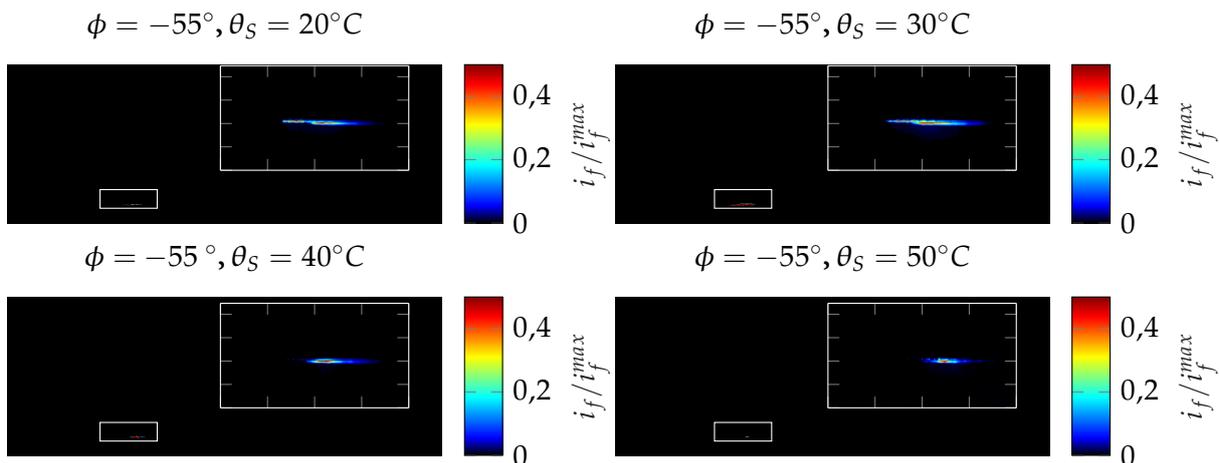


Abbildung A.6: Einfluss der Ansauglufttemperatur θ_s auf die Verdampfungseigenschaften bei der Mischungseinspritzung am Referenzpunkt mit Vergrößerung des interessanten Bereichs.

Eine Steigerung der Ansauglufttemperatur zeigt vergleichsweise geringe Änderungen im Verdampfungsverhalten des Wassers. Trotzdem wirken sich höhere Ansauglufttemperaturen positiv aus, wobei der Effekt in den höheren Brennraum- und Gastemperaturen begründet und bei größeren Unterschieden in der Ansauglufttemperatur (siehe direkter Vergleich von $\theta_{s,1} = 20^\circ\text{C}$ mit $\theta_{s,2} = 50^\circ\text{C}$) stärker ausgeprägt ist.

I⊗) Analyse zyklischer Schwankungen

Neben den bereits eingehend untersuchten Betriebsparametern und Randbedingungen spielt für die praktische Anwendung die Zuverlässigkeit der Technologien eine wichtige Rolle. Denn die Applikation zielt darauf ab, möglichst konstante Zustände im motorischen Betrieb zu erreichen, weswegen das Verhalten während der Einspritzung, die Verdampfung und damit die Effektivität des Systems im Betrieb möglichst reproduzierbar sein sollte. Die Sammlereinspritzung, siehe Abschnitt 4.2.3.3, zeigte erhebliche Schwankungen bei der Betrachtung mehrerer Arbeitsspiele. Infolgedessen soll auch die Mischungseinspritzung hinsichtlich Zyklusschwankungen und Reproduzierbarkeit bewertet werden, Abbildung A.7 und A.8.

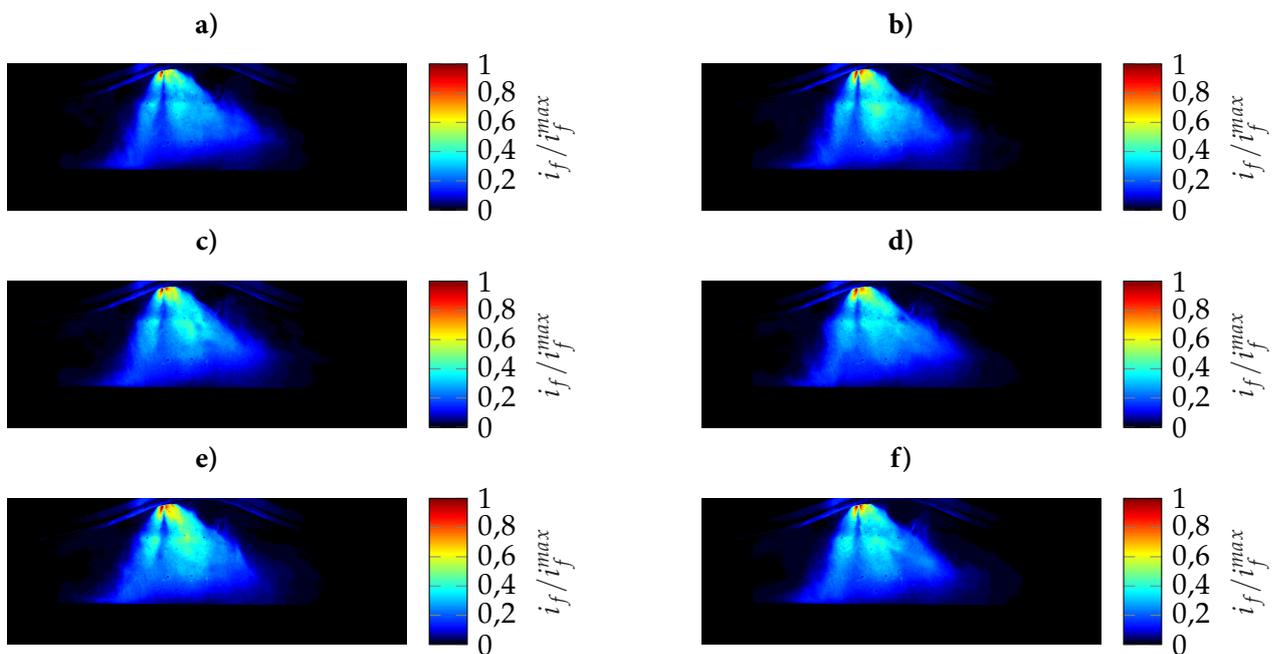


Abbildung A.7: Zyklische Schwankungen während der Einspritzung ($\phi = -311^\circ$) bei der Mischungseinspritzung in unterschiedlichen Arbeitsspielen.

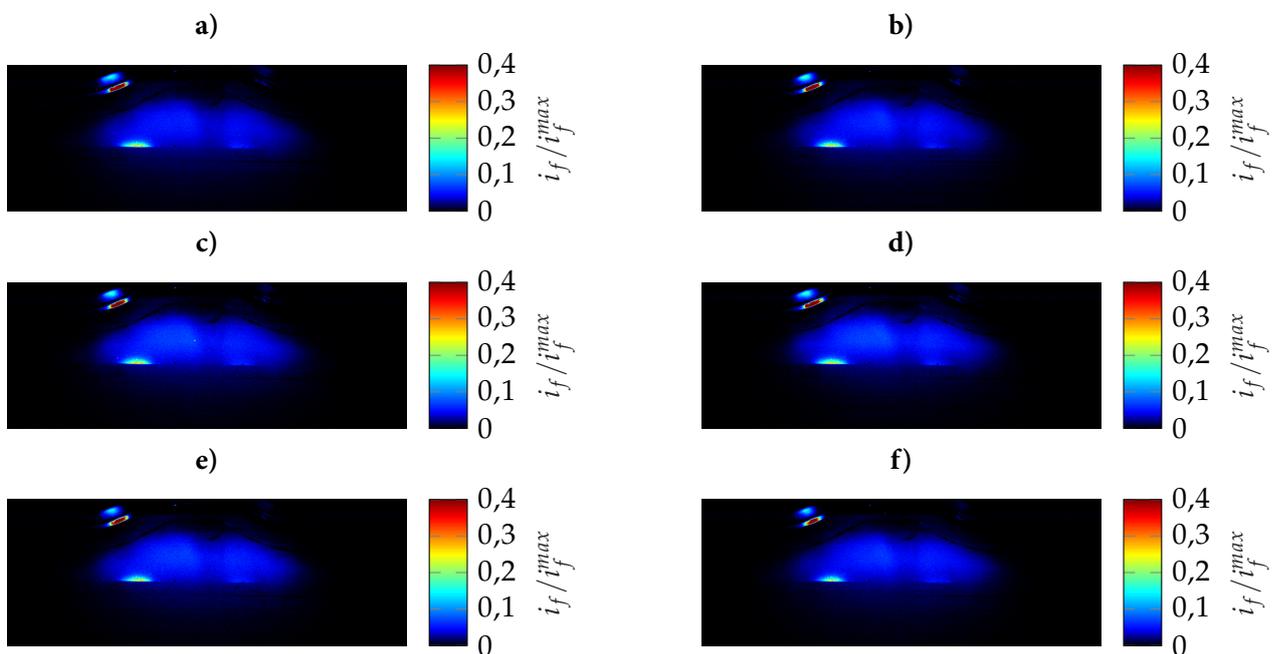


Abbildung A.8: Zyklische Schwankungen während der Kompression ($\phi = -34^\circ$) bei der Mischungseinspritzung in unterschiedlichen Arbeitsspielen.

Gezeigt sind sechs Sprayprofile in äquidistanten Abständen während eines zwei Minuten dauernden stationären Motorbetriebs, wobei der gewählte Kurbelwinkel etwa in der Mitte des Einspritzintervalls liegt, sodass das Spray voll ausgebildet ist und instationäre Effekte, beispielsweise durch das Öffnen des Injektors, ausgeschlossen sind. Bei der dargestellten Bildfolge a) bis f) gibt es natürlich Unterschiede, vorwiegend am Sprayrand durch die Verwehung des Sprays. Die Grundform, die geometrische Ausdehnung, die Konzentrationsverteilung und die Kontaktorte mit den Brennraumwänden sind ähnlich, sodass sich reproduzierbare Zusammenhänge einstellen. In der späten Kompression zeigt sich ebenfalls die gute Reproduzierbarkeit bedingt durch die Hochdruckeinspritzung direkt in den Brennraum, Abbildung A.8.

Der Wandfilm befindet sich in der Bildfolge stets am selben Ort. Zur besseren Sichtbarkeit wurde das Hintergrundbild nicht abgezogen (blauer Bereich). Für die Mischungseinspritzung ergibt sich damit eine hohe Reproduzierbarkeit verbunden mit minimalen zyklischen Schwankungen. Damit kann das System verlässlich appliziert werden.

A.2.2 Saugrohreinspritzung (PWI)

J⊗) Variation der Ansauglufttemperatur

Interessant ist die Sensitivität der Wassereinspritzung auf eine Veränderung der Ansauglufttemperatur. Dies tritt beim Realfahrzeug immer wieder auf, wobei die Sprünge in der Regel nicht allzu groß sind. Trotzdem wird im Folgenden der Einfluss auf die Verdampfungseigenschaften und die Wirksamkeit des Systems beleuchtet. Im Rahmen der optischen Untersuchungen wird die Sammlertemperatur schrittweise von $\theta_S = [20 \rightarrow 30 \rightarrow 40 \rightarrow 50]^\circ\text{C}$ erhöht und die Auswirkungen analysiert. Dabei ergibt sich ein linearer Zusammenhang, weshalb der Vergleich zwischen Minimal- und Maximaltemperatur ausreichend für das Verständnis ist, Abbildung A.9. Betrachtet man die zu gleichen Zeitpunkten ϕ aufgenommenen Bilder, so fallen keine großen Unterschiede auf. Bei genauerer Betrachtung und unter Beachtung der Skalierung zeigt sich jedoch, dass bei höherer Ansauglufttemperatur weniger Tropfen und ein kleinerer eingefärbter Bereich zu erkennen sind. Zusätzlich nimmt die mittlere Fluoreszenzintensität als Maß für noch flüssiges Wasser im Brennraum ab. Damit ist gezeigt, dass höhere Ansauglufttemperaturen die Verdampfungsrate bei der Saugrohreinspritzung erhöhen. Dabei spielen zwei Effekte zusammen, zum einen die erhöhte Verdampfung im Saugrohr, sodass weniger flüssiges Wasser den Brennraum erreicht ($\phi = -325^\circ$) und zum anderen die verbesserte Verdampfung im Brennraum durch höhere Gastemperaturen ($\phi = -280^\circ$). Passend zu den Erkenntnissen aus Abbildung A.9 stellt sich auch die Wirkung in der späten Kompression dar, Abbildung A.10. Bei $\phi = -45^\circ$ zeigt der Vergleich zwischen Minimal- und Maximaltemperatur, dass bei höheren Ansauglufttemperaturen mehr Wasser verdampft vorliegt. Während bei niedrigen Temperaturen noch vereinzelte Tröpfchen vorhanden sind und insgesamt eine Wasserdampf-Wolke zu erkennen ist, ist das Bild bei maximaler Ansauglufttemperatur im Vergleich fast komplett schwarz, weshalb in erster Näherung von vollständiger Verdampfung gesprochen werden darf. Ganz richtig ist diese Aussage nicht, denn am Brennbeginn ($\phi = -25^\circ$) sind bei beiden Varianten noch Tropfen zu erkennen, jedoch ist deren An-

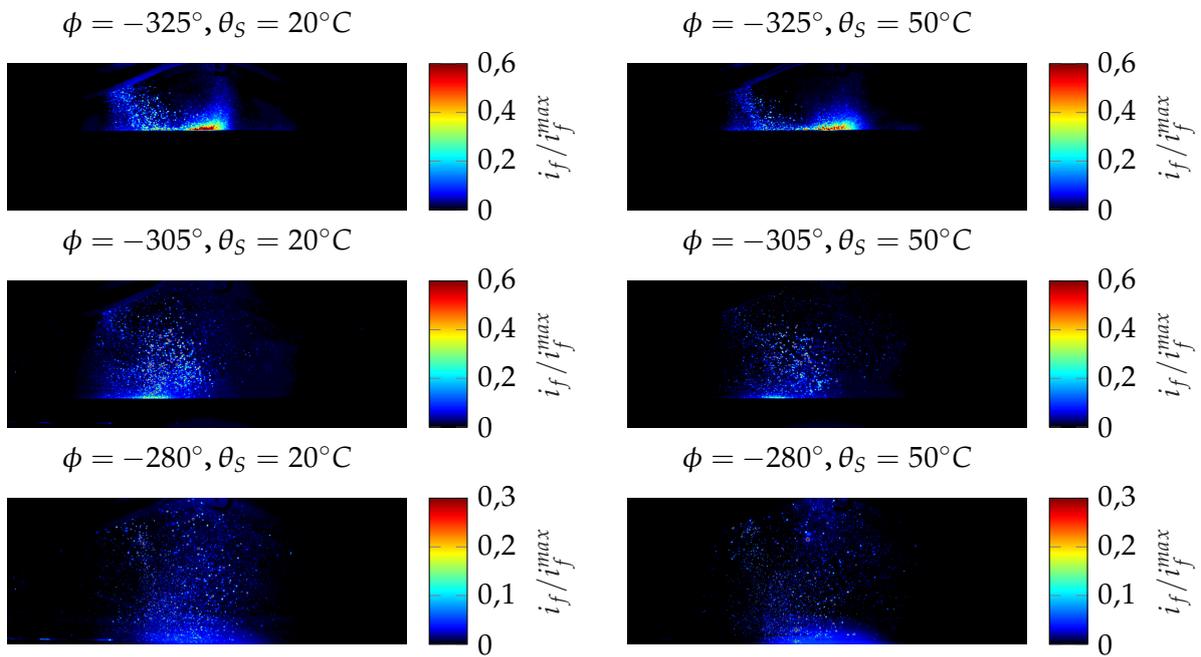


Abbildung A.9: Einfluss der Ansauglufttemperatur θ_S (links: $\theta_S = 20^\circ\text{C}$, rechts: $\theta_S = 50^\circ\text{C}$) auf die Einspritzdynamik am Referenzpunkt.

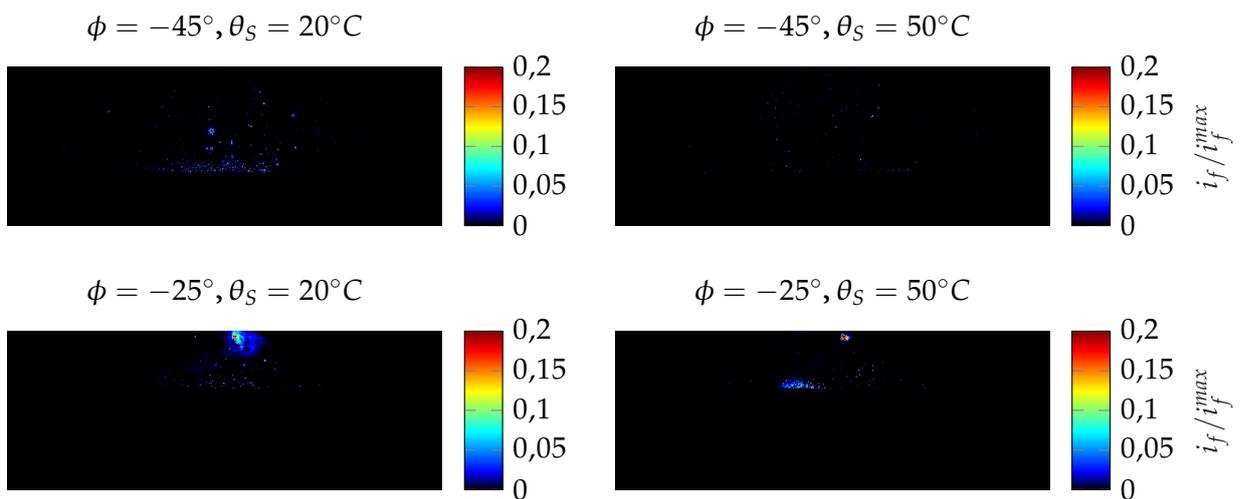


Abbildung A.10: Einfluss der Ansauglufttemperatur θ_S (links: $\theta_S = 20^\circ\text{C}$, rechts: $\theta_S = 50^\circ\text{C}$) auf die Kompressionsphase am Referenzpunkt.

zahl bei $\theta_S = 50^\circ\text{C}$ geringer. Insofern ist die Hypothese verbesserter Verdampfungsraten bei steigenden Ansauglufttemperaturen vor allem bei der Einspritzung und Homogenisierungsphase und zu Teilen auch in der späten Kompression verifiziert.

H⊗) Phänomene bei der Saugrohreinspritzung

Die in Tabelle 4.1 in Abschnitt 4.1.1 geäußerte These „hohes Potential von Wandkontakt des Wassers mit den luftführenden Elementen“ wurde bereits eingehend diskutiert. Außerdem wurden die Auswirkungen auf die Einspritzung und Einströmdynamik detailliert aufgezeigt. Jedoch tritt durch diese auch noch ein weiterer, interessanter Aspekt auf: das Saugen von Tropfen aus dem Einlasskanal während des Ladungswechsels, Abbildung A.11.

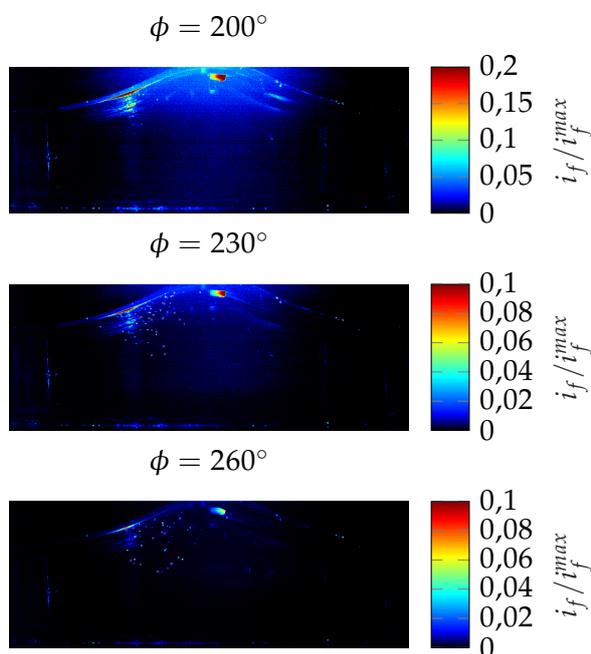


Abbildung A.11: Saugen von Restwasser aus dem Einlasskanal / Ventilspalt am Referenzpunkt (Rohdaten ohne Korrektur aufgrund der geringen Signalintensität).

Nach der Verbrennung und bei sich öffnendem Auslassventil zeigt sich, dass durch die Druck- und Strömungsverhältnisse im Brennraum Tropfen aus dem Ventilspalt am Einlasskanal gesogen werden ($\phi = 200^\circ$), die sich in Richtung Auslassventil bewegen ($\phi = 230^\circ$). Nachdem der Großteil des Wassers vom Ventilspalt wegbefördert wurde, bleibt kein Wasser mehr an den Brennraumwänden zurück ($\phi = 260^\circ$). Dieses Phänomen trägt zum höheren Wasserbedarf bei der Saugrohreinspritzung bei¹. Insofern sollten diese Phänomene bestmöglich vermieden werden, wozu unter anderem angepasste Ventilsitze oder eine verbes-

¹Das im Abgastrakt vor der Turbine verdampfende Wasser trägt noch zur Absenkung der Abgastemperatur bei. Dieser Effekt ist jedoch schwer zu kontrollieren und weniger wirksam als die Temperaturabsenkung im Brennraum und sollte daher vermieden werden. Außerdem gefährden auf das Turbinenrad auftreffende Wassertropfen den Turbolader.

serte Einspritzstrategie mit einer optimierten Position des Einspritzventils dienen.

I*) Analyse zyklischer Schwankungen

Für die Saugrohreinspritzung sind die Zusammenhänge für die Einspritzung während eines zwei Minuten andauernden stationären Motorbetriebs in Abbildung A.12 angegeben.

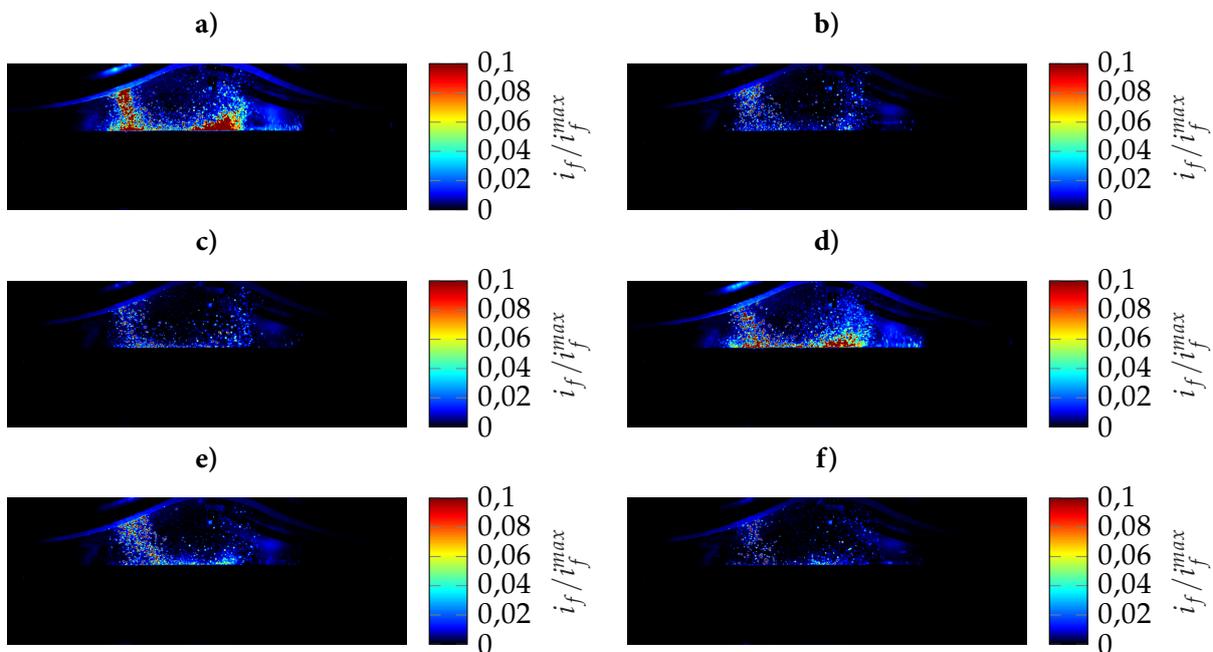


Abbildung A.12: Zyklische Schwankungen während des Einströmens ($\phi = -325^\circ$) bei PWI in unterschiedlichen Arbeitsspielen.

Die Grundform der Wasserbewegung ist immer gleich, jedoch treten teilweise Konzentrationsunterschiede und unterschiedliche Tropfendurchmesser auf. Anhand der Farbe in den Bildern kann die Wassermasse abgeschätzt werden. Die Schwankungen sind geringer als bei der Sammlereinspritzung, aber stärker ausgeprägt als bei der Mischungseinspritzung. Interessant ist jedoch auch das Verhalten in der späten Kompression, siehe Abbildung A.13. Hier sind die Unterschiede geringer. Es befinden sich zwar in allen Bildern unverdampfte Tropfen ähnlicher Größe, jedoch an unterschiedlichen Stellen im Brennraum, wobei dieses Verhalten zu erwarten war. Die Einströmung und die Ladungsbewegung sind bekanntlich immer instationär. Die Bildfolge zeigt jedoch, dass die Verdampfung größtenteils reproduzierbar ist, wobei auch hier zur Verbesserung der Sichtbarkeit der einzelnen Tropfen das Hintergrundbild nicht abgezogen wurde (blaue Färbung im Hintergrund). Insofern sollte das System gut appliziert werden können.

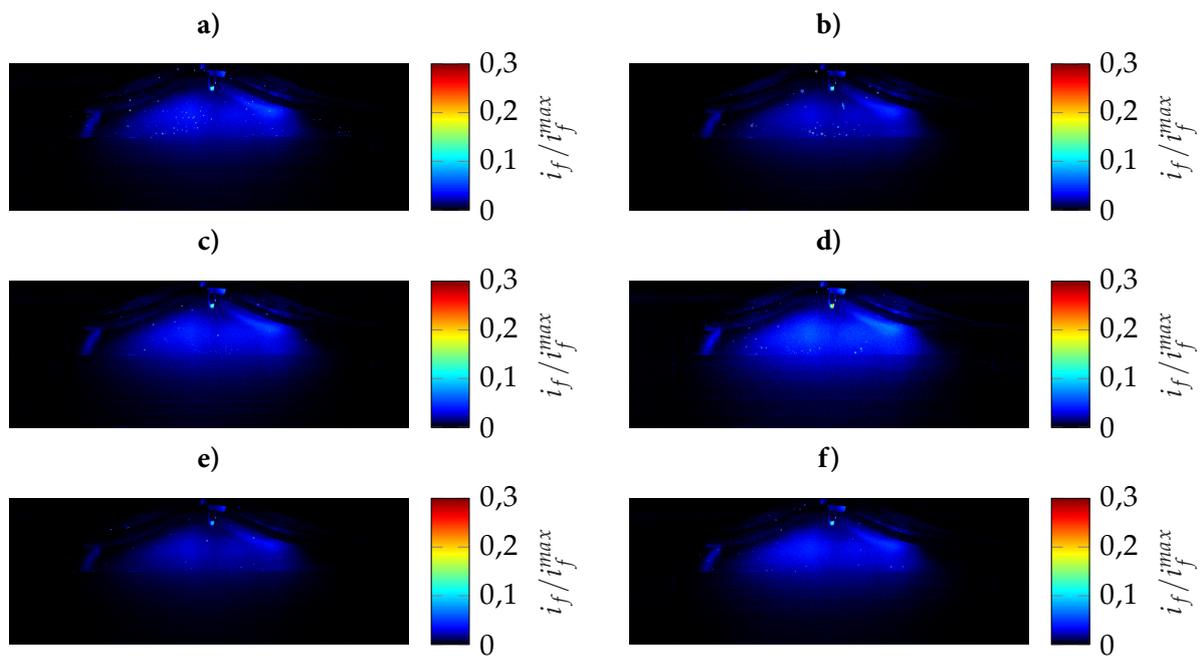


Abbildung A.13: Zyklische Schwankungen während der Kompression ($\phi = -35^\circ$) bei PWI in unterschiedlichen Arbeitsspielen.

A.3 Versuchsaufbau der experimentellen Untersuchungen

In den folgenden Bildern werden die Prüfstandsuntersuchungen, das Equipment und der experimentelle Aufbau zum besseren Verständnis visualisiert.

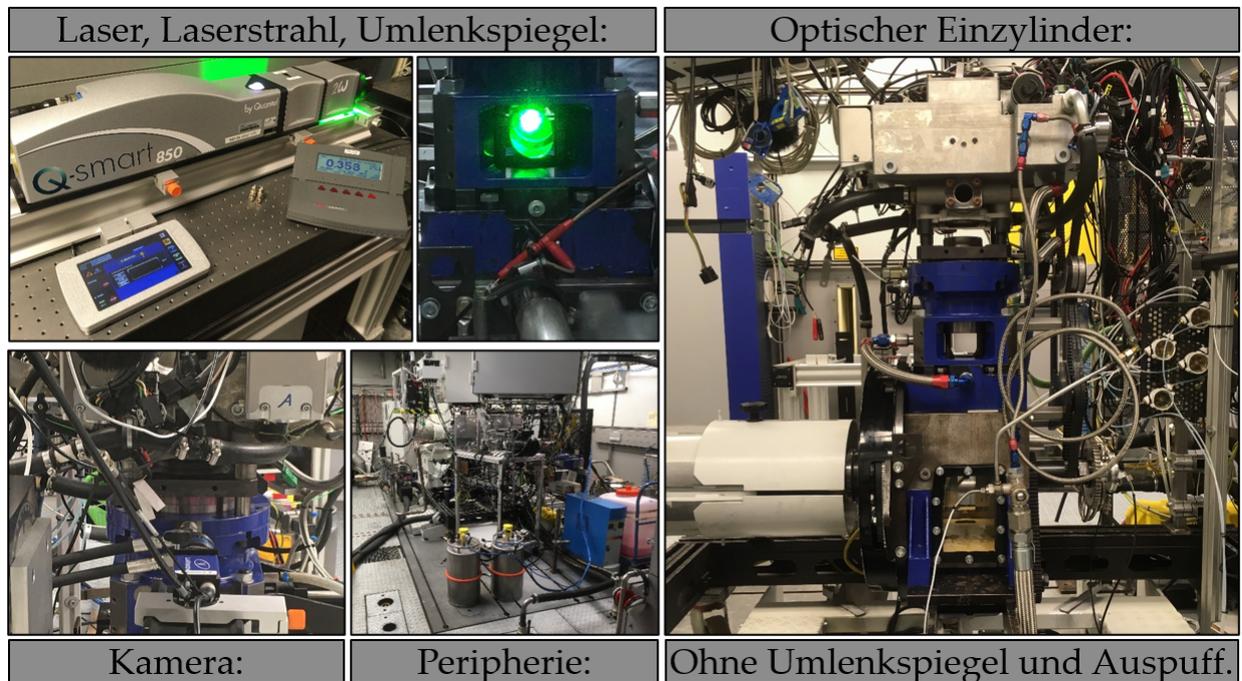


Abbildung A.14: Versuchsaufbau Transparentmotor.



Abbildung A.15: Glasbauteile im Neuzustand und nach einem Experiment.

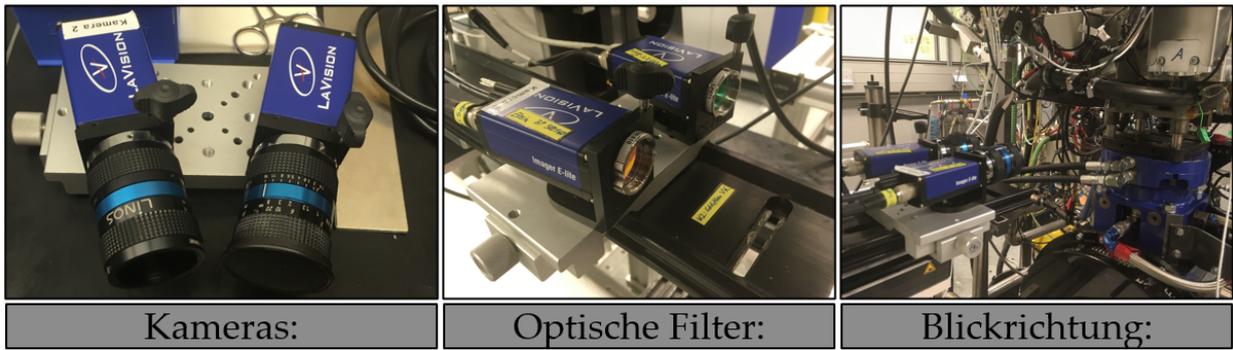


Abbildung A.16: Versuchsaufbau Zwei-Tracer-Untersuchungen.

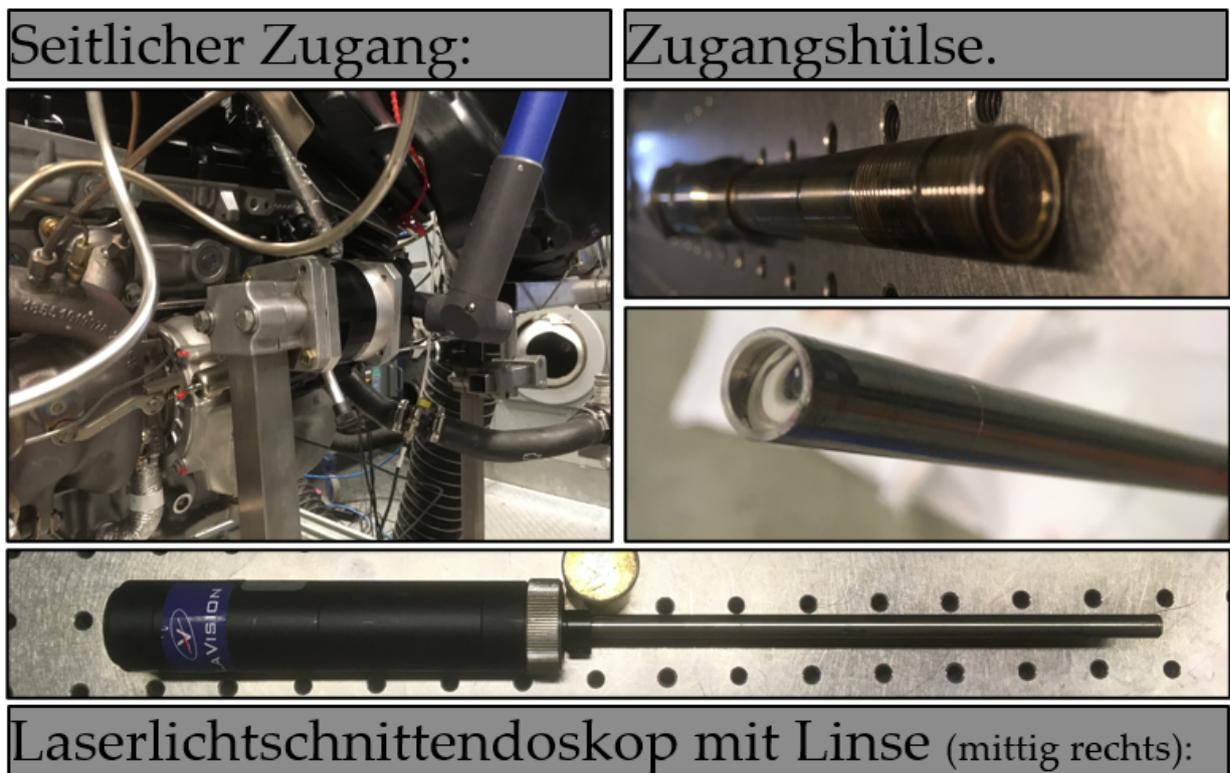


Abbildung A.17: Endoskopischer Zugang für die Vollmotoruntersuchungen.

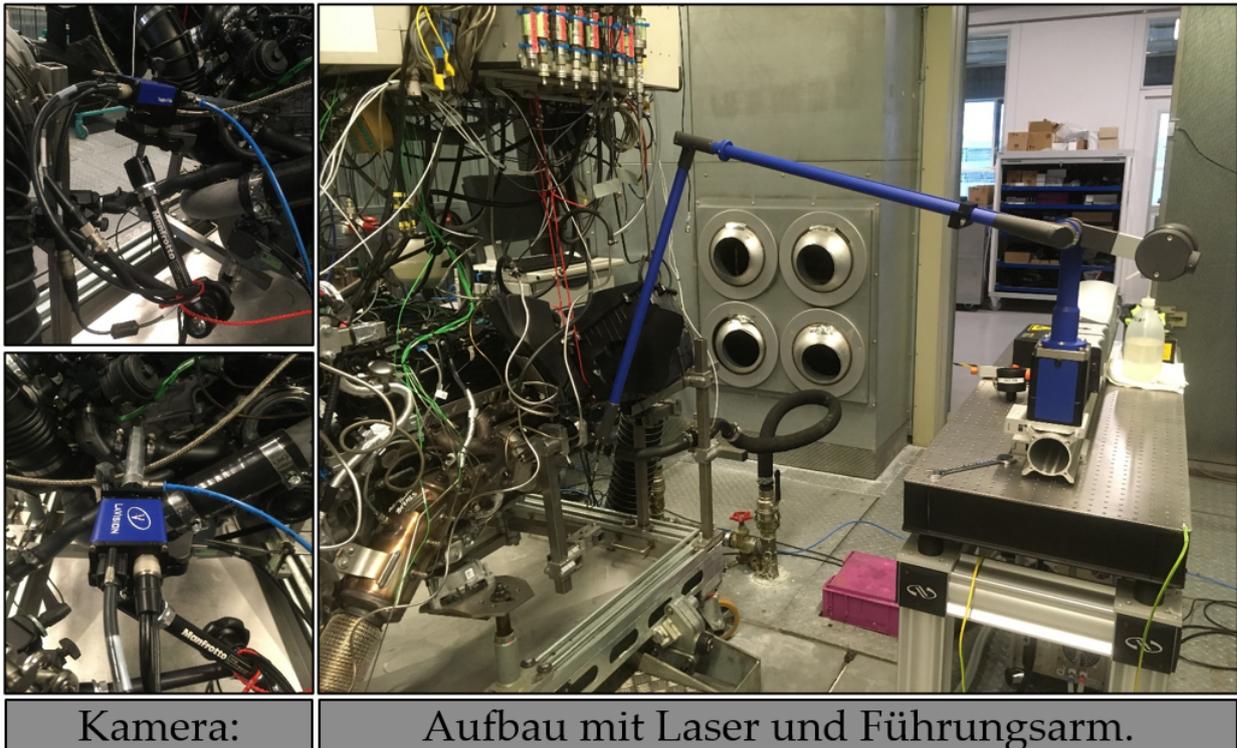


Abbildung A.18: Versuchsaufbau Vollmotor.

A.4 Injektormodellierung

Die Dichte der Kraftstoff-Wasser-Mischung ist gegeben durch:

$$\rho_M = \frac{x_W \cdot \rho_W + \rho_K}{x_W + 1} \quad (\text{A.1})$$

Ausgehend vom Einspritzdruck p_R muss eine Korrektur des effektiven Düsendurchmessers (jeweils sechs Düsen für Kraftstoff und ebenso sechs Düsen für das Wasser) vorgenommen werden.

$$d = d_{ini} \cdot (1 - n_c) \text{ und } n_c(p_R > 200 \text{ bar}) = 0,26 \quad (\text{A.2})$$

Mit den Kenndaten des Injektors (statischer Durchfluss q_{stat} , Massenstromfaktor je Düse f_D , Düsenzahl z_D) und des effektiven Düsendurchmessers d kann die Einstromgeschwindigkeit abgeschätzt werden:

$$v_{calc} = \frac{1}{z_D} \cdot q_{stat} \cdot f_D \cdot \frac{4}{\pi \cdot \rho_H \cdot d^2} \quad (\text{A.3})$$

Dabei symbolisiert ρ_H die Dichte des Referenzfluids bei der Injektorvermessung zur Bestimmung der experimentellen Daten für den stationären Durchfluss. Die somit bei idealen Bedingungen und maximaler Querschnittsfläche der Düse berechnete Geschwindigkeit v_{calc} muss jedoch noch korrigiert werden. Dazu dient eine Erweiterung der Bernoulli'schen Formel mit der Druckverlustziffer ζ .

$$\zeta = \frac{p_{Ref} - p_U}{\rho_H \cdot \frac{1}{2} \cdot v_{calc}^2} \quad (\text{A.4})$$

Ausgehend vom Referenzdruck bei der Injektorprüfung p_{Ref} und des örtlichen Umgebungsdrucks p_U kann damit die Druckverlustziffer errechnet werden. Der Druckunterschied definiert die Differenz zwischen Einspritzdruck und Zylinderinnendruck:

$$\Delta p = p_R - p_Z (\phi = \phi_{soi}) \quad (\text{A.5})$$

Mit Berücksichtigung dieser ergibt sich die nominelle Einspritzgeschwindigkeit nach Bernoulli.

$$v_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_M \cdot \zeta}} = \dots = \sqrt{\frac{\rho_H \cdot (p_R - p_{Cyl})}{\rho_M \cdot (p_{Ref} - p_U)}} \quad (\text{A.6})$$

Mit der Einspritzgeschwindigkeit folgt der Massenstrom durch den Injektor und das eingespritzte Volumen:

$$\dot{m} = \sqrt{\frac{p_R - p_{Cyl}}{p_{Ref} - p_U}} \cdot q_{stat} \cdot \rho_M \quad (\text{A.7})$$

$$V = \frac{m_K}{\rho_K} + x_W \cdot \frac{m_K}{\rho_W}, \quad (\text{A.8})$$

Zur Annäherung der Injektoröffnungszeit werden zwei Rampenfunktionen (Trapezverlauf) benutzt:

$$T = \frac{V \cdot \rho_K}{\dot{m}} + 2 \cdot T_{Ramp}, \quad (\text{A.9})$$

wobei $T_{Ramp} = 0,1 \text{ ms}$ beträgt. Über den trivialen Zusammenhang

$$\phi_{eoi} = \phi_{soi} + T \cdot n \cdot 360^\circ \text{KW} \quad (\text{A.10})$$

ergibt sich auch das Einspritzende.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Die Bereiche klopfender Verbrennung (—) und Volllastanreicherung (rot) im Motorkennfeld nach [Solfrank und Dietz, 2018, Kap. 1].	2
1.2	Konzepte für einen vollständig stöchiometrisch arbeitenden Ottomotor.	3
2.1	Thermodynamische Bilanzierung des Systems Brennraum.	8
2.2	Wirkprinzipien der Wassereinspritzung am Ottomotor nach [Pauer et al., 2016, Kap. 2 & 3, S. 20ff.] und [Hermann et al., 2017, Kap. 3, S. 403].	12
2.3	Beeinflussung des Druck- und Temperaturverlaufs des motorischen Arbeitsprozesses durch Wassereinspritzung (blau markiert), qualitativ nach [Durst et al., 2017, Kap. 2.1, Abb. 1] und erweitert.	13
2.4	Temperaturabhängigkeit einiger Stoffwerte von Wasser und Benzin nach [Vacca et al., 2019, S.3, Abb. 2] und [VDI, 2013, Abs. D2.1, S. 175ff.].	15
2.5	Überblick der verfügbaren Einspritzsysteme für Wasser.	16
3.1	Methodik dieser Arbeit.	30
3.2	Experimenteller Aufbau und Peripherie.	31
3.3	Versuchsaufbau der optischen Untersuchungen am Beispiel der Mischungseinspritzung.	35
3.4	LiF-Spektrum von Eosin bei $\zeta_T = 0,005$ gelöst in Wasser und einer Anregung mit $\lambda_L = 532 \text{ nm}$ in Anlehnung an [Koegl et al., 2018, Kap. 2, S. 4] und [Koegl et al., 2019, Abb. 15, S. 14].	36
3.5	Vier-Niveau-Energieschema eines Lasers.	37
3.6	Emissionsspektren der verwendeten Tracer: a) Emissionsspektren von Nilrot bei unterschiedlicher Ethanolkonzentration β , b) Überlagerung der beiden Emissionsspektren bei Anregung mit $\lambda = 532 \text{ nm}$ und definierter Konzentration $\gamma_E = 5000 \frac{\text{mg}}{\text{l}}$ und $\gamma_N = 3,75 \frac{\text{mg}}{\text{l}}$ aus den Veröffentlichungen [Koegl et al., 2018, Kap. 2, S. 4] und [Koegl et al., 2019, Bild 6d].	40
3.7	Gemessene und approximierete Druckverläufe für den Transparentmotor.	43
3.8	Hübe, Spreizungen, Massenströme und akkumulierte Massen durch die Ventile als Randbedingungen der CFD-Simulation.	44
3.9	Modellierung des DWI-Sprays mit 40% Wasseranteil.	47
4.1	Zusammenhang zwischen Wasserbeladung x_W und Volumenkonzentration c_W im Abgas (Rohemissionen, Forschungsmotor) unter stöchiometrischen Randbedingungen.	52

4.2	Verlauf der Abgastemperatur als Funktion der Wasserbeladung $\Delta T_A = f(x_W, n, w_i)$ bei verschiedenen Betriebspunkten im Systemvergleich.	53
4.3	Verbesserung des Verbrennungsschwerpunkts bei Wassereinspritzung für verschiedene Konzepte und Betriebspunkte im Systemvergleich.	55
4.4	Veränderungen des dimensionslosen maximalen Zylinderdrucks $p_Z^{max}/p_Z^{max}(x_W = 0)$ im Systemvergleich.	56
4.5	Wirkung der Wassereinspritzung am Beispiel von Pentan C_5H_{12}	58
4.6	Wirkung der Wassereinspritzung am Beispiel von Ethanal C_2H_4O	59
4.7	Wirkung der Wassereinspritzung am Beispiel von Toluol C_7H_8	59
4.8	Absolutkonzentration c_P und auf den angereicherten Betrieb (0% Wasser) bezogene normierte Differenzkonzentration $\Delta \bar{c}_P$ bei der Mischungseinspritzung.	60
4.9	Absolutkonzentration c_P und auf den angereicherten Betrieb (0% Wasser) bezogene normierte Differenzkonzentration $\Delta \bar{c}_P$ bei der Saugrohreinspritzung.	61
4.10	Einfluss von Drehzahl ($- n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $- n = 4000 \text{ min}^{-1}$, $- n = 5000 \text{ min}^{-1}$), Wasserrate x_W und Luftverhältnis λ (siehe Legende) auf die Partikelgrößenverteilung bei $w_i = 2,0 \text{ kJ/l}$	62
4.11	Vergleich der Fluoreszenzintensitäten mit (<i>links</i>) und ohne (<i>rechts</i>) Wassereinspritzung.	64
4.12	Vergleich der Fluoreszenzintensitäten beim Betrieb mit Isooktan und Realkraftstoff zum Zeitpunkt $\phi = -304^\circ$	64
4.13	Einspritzcharakteristik der Mischungseinspritzung am Referenzpunkt.	66
4.14	Verdampfungsverhalten in der späten Kompression bei DWI am Referenzpunkt.	67
4.15	Einspritzcharakteristik der Saugrohreinspritzung am Referenzpunkt.	68
4.16	Verdampfungsverhalten in der späten Kompression bei PWI am Referenzpunkt.	69
4.17	Einspritzcharakteristik bei der Sammlereinspritzung am Referenzpunkt.	70
4.18	Verdampfungsverhalten in der späten Kompression bei CWI am Referenzpunkt.	71
4.19	Einspritzdynamik bei der Mischungseinspritzung am Betriebspunkt ($n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $p_i = 2 \text{ bar}$, $x_W = 20\%$) zu verschiedenen Zeitpunkten ϕ	73
4.20	Einspritzdynamik bei der Mischungseinspritzung am Betriebspunkt ($n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $p_i = 2 \text{ bar}$, $x_W = 60\%$) zu verschiedenen Zeitpunkten ϕ	73
4.21	Verhalten in der späten Kompression bei DWI unter den Randbedingungen konstanter Motorlast $p_i = 4 \text{ bar}$ und unterschiedlichen Drehzahlen (<i>links</i> $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, <i>rechts</i> $n = 2000 \text{ min}^{-1}$) bei unterschiedlichen Wasserraten zum Zeitpunkt $\phi = -30^\circ$	74
4.22	Einfluss des Einspritzdrucks p_R auf die Einspritzdynamik bei der Mischungseinspritzung am Referenzpunkt.	76
4.23	Flüssiges, unverdampftes Wasser nach Einspritzende und während der Kompression bei der Mischungseinspritzung am Referenzpunkt und konstantem Einspritzbeginn.	76
4.24	Einfluss der Wassertemperatur θ_W auf die Verdampfungseigenschaften bei der Mischungseinspritzung am Referenzpunkt.	77

4.25	Kondensation von Wasserdampf und Saugen unverdampften Wassers aus dem Ventilsplatt bei der Mischungseinspritzung am Betriebspunkt ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_i = 2 \text{ bar}$, $x_W = 60\%$) zu verschiedenen Zeitpunkten nach dem Arbeitstakt.	78
4.26	Einfluss des Einspritzbeginns ϕ_I auf die Einspritzdynamik bei der Saugrohreinspritzung am Betriebspunkt ($n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $p_i = 2 \text{ bar}$, $x_W = 20\%$) zum Zeitpunkt $\phi = -300^\circ$. . .	80
4.27	Einfluss der Wasserrate x_W auf die Einspritzdynamik bei der Saugrohreinspritzung am Betriebspunkt ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_i = 4 \text{ bar}$) zu verschiedenen Zeitpunkten, <i>unten</i> : $x_W = 20\%$, <i>mittig</i> : $x_W = 40\%$, <i>oben</i> : $x_W = 60\%$	81
4.28	Einfluss der Drehzahl n (<i>unten</i> : $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, <i>mittig</i> : $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, <i>oben</i> : $n = 3000 \text{ min}^{-1}$) auf die Einspritzdynamik bei der Saugrohreinspritzung am Betriebspunkt ($p_i = 2 \text{ bar}$ und $x_W = 60\%$) zu verschiedenen Zeitpunkten.	82
4.29	Einfluss der Drehzahl n (<i>unten</i> : $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, <i>mittig</i> : $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, <i>oben</i> : $n = 3000 \text{ min}^{-1}$) auf das Verdampfungsverhalten in der Kompression bei $p_i = 2 \text{ bar}$ und $x_W = 60\%$ zu verschiedenen Zeitpunkten.	82
4.30	Einfluss der Motorlast p_i (<i>links</i> : $p_i = 2 \text{ bar}$, <i>rechts</i> : $p_i = 4 \text{ bar}$) auf die Wassereinspritzung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $x_W = 40\%$ zu verschiedenen Zeitpunkten.	83
4.31	Einfluss der Motorlast p_i (<i>links</i> : $p_i = 2 \text{ bar}$, <i>rechts</i> : $p_i = 4 \text{ bar}$) auf die Verdampfungseigenschaften bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $x_W = 40\%$ zu verschiedenen Zeitpunkten.	84
4.32	Einfluss des Wasserdrucks p_W auf die Einspritzung am Referenzpunkt.	85
4.33	Einfluss des Wasserdrucks p_W auf die Verdampfung am Referenzpunkt.	86
4.34	Einfluss der Wassertemperatur θ_W auf die Verdampfung in der späten Kompression am Referenzpunkt zum Zeitpunkt $\phi = -50^\circ$	86
4.35	Einfluss des Ventilhubes $h_V = 3 \text{ mm}$ bei der Saugrohreinspritzung unter Vollmotor-Randbedingungen im Schleppbetrieb ($n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $x_W = 40\%$).	87
4.36	Einfluss des Ventilhubes $h_V = 9 \text{ mm}$ bei der Saugrohreinspritzung unter Vollmotor-Randbedingungen im Schleppbetrieb ($n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $x_W = 40\%$).	88
4.37	Zeitliche Schwankungen bei der Sammlereinspritzung am Referenzpunkt zum Zeitpunkt $\phi = -340^\circ$ aus verschiedenen Arbeitsspielen.	90
4.38	Schwankungen im Verdampfungsverhalten bei $\phi = -50^\circ$ bei der Sammlereinspritzung am Referenzpunkt in verschiedenen Zyklen.	90
4.39	Zeitliche Analyse der mittleren Fluoreszenzintensität \bar{i}_n bei vergleichbaren Zeitpunkten (a) und Summierung der quadratischen Abweichung $r(z)$ vom Mittelwert für die verschiedenen Varianten (b).	91
4.40	Rohsignal einer reinen Kraftstoffeinspritzung mit beiden Kameras.	92
4.41	Rohsignal einer Saugrohreinspritzung aufgezeichnet mit beiden Kameras.	93
4.42	Einfluss unterschiedlicher Wasserraten auf die Sprayhomogenität am Referenzpunkt, <i>oben</i> $x_W = 20\%$, <i>mittig</i> $x_W = 40\%$, <i>unten</i> $x_W = 60\%$	94
4.43	Zur Konzentrationsverteilung bei Mischungseinspritzung am Referenzpunkt, <i>oben</i> $x_W = 20\%$, <i>mittig</i> $x_W = 40\%$, <i>unten</i> $x_W = 60\%$	95
4.44	Analyse der Wandfilmzusammensetzung in der späten Kompression am Referenzpunkt. . .	95

4.45	Einspritzung und späte Kompression bei der Mischungseinspritzung am Betriebspunkt $n = 5000 \text{ min}^{-1}$, $p_i = 20 \text{ bar}$, $x_W = 60 \%$	97
4.46	Zur Eindringtiefe und Restwasser bei der Mischungseinspritzung am Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_i = 15 \text{ bar}$, $x_W = 60 \%$	98
4.47	Kolben- und Zylinderwandtemperaturen an verschiedenen Positionen (- -) und als Mittelwerte (—).	100
4.48	Vergleich von Zylindermasse (<i>links</i>) und Brennraumdruckverlauf (<i>rechts</i>) zwischen CFD- und 1D-Simulation.	101
4.49	Vergleich des Sprayprofils aus Experiment (<i>links</i>) und Simulation (<i>rechts</i>).	102
4.50	Vergleich des Wasser-Wandfilms aus Experiment (<i>links</i>) und Simulation (<i>rechts</i>).	103
4.51	Kolbentemperaturvariation am Referenzpunkt.	104
4.52	Verdampfungsverhalten der beiden Fluide Wasser und Kraftstoff im Vergleich.	105
4.53	Randbedingungen des Vollmotor-Betriebspunkts gemäß Tabelle 4.9.	106
4.54	Zur Charakterisierung von Spray und Wandfilm am Vollmotorbetriebspunkt.	107
4.55	Zusammensetzung des Wandfilms (1 \rightarrow Wasser, 0 \rightarrow Kraftstoff) am Liner.	108
4.56	Einfluss des Einspritzdrucks auf den Brennraumzustand, die Sprayverdampfung und die Wandfilmbildung.	109
4.57	Einfluss des Einspritzdrucks auf die Sauterdurchmesser der Tropfen.	109
4.58	Einfluss des Einspritzdrucks auf die Tropfenverdampfung und Wandfilmbildung.	110
4.59	Einfluss der Mischungstemperatur auf die Sprayverdampfung, Wandfilmbildung und Gas-temperatur.	111
4.60	Wandfilmbildung, Impingement und Wandfilmtemperatur.	112
4.61	Einfluss der Medientemperatur auf die Sprayverdampfung und Wandfilmbildung.	112
A.1	Veränderungen des Zündzeitpunkts $\Delta\phi_z$ bei Wassereinspritzung im Systemvergleich. . . .	129
A.2	Veränderungen der Entflammungsdauer $\Delta\phi_e$ bei Wassereinspritzung im Systemvergleich. .	130
A.3	Veränderungen der relativen Brenndauer $\Delta(\Delta\phi)$ bei Wassereinspritzung im Systemvergleich.	130
A.4	Einfluss des Einspritzzeitpunkts ϕ_I auf die Einspritzdynamik bei der Mischungseinsprit- zung am Referenzpunkt zu äquivalenten Zeitpunkten $\phi = \phi_I + 5^\circ$	131
A.5	Einfluss des Einspritzzeitpunkts ϕ_I auf die Verdampfungseigenschaften bei der Mischungs- einspritzung am Referenzpunkt zum Zeitpunkt $\phi = -45^\circ$	132
A.6	Einfluss der Ansauglufttemperatur θ_S auf die Verdampfungseigenschaften bei der Mischungs- einspritzung am Referenzpunkt mit Vergrößerung des interessanten Bereichs.	133
A.7	Zyklische Schwankungen während der Einspritzung ($\phi = -311^\circ$) bei der Mischungsein- spritzung in unterschiedlichen Arbeitsspielen.	134
A.8	Zyklische Schwankungen während der Kompression ($\phi = -34^\circ$) bei der Mischungsein- spritzung in unterschiedlichen Arbeitsspielen.	134
A.9	Einfluss der Ansauglufttemperatur θ_S (<i>links</i> : $\theta_S = 20^\circ\text{C}$, <i>rechts</i> : $\theta_S = 50^\circ\text{C}$) auf die Ein- spritzdynamik am Referenzpunkt.	136

A.10 Einfluss der Ansauglufttemperatur θ_S (links: $\theta_S = 20^\circ\text{C}$, rechts: $\theta_S = 50^\circ\text{C}$) auf die Kompressionsphase am Referenzpunkt.	136
A.11 Saugen von Restwasser aus dem Einlasskanal / Ventilsplatt am Referenzpunkt (Rohdaten ohne Korrektur aufgrund der geringen Signalintensität).	137
A.12 Zyklische Schwankungen während des Einströmens ($\phi = -325^\circ$) bei PWI in unterschiedlichen Arbeitsspielen.	138
A.13 Zyklische Schwankungen während der Kompression ($\phi = -35^\circ$) bei PWI in unterschiedlichen Arbeitsspielen.	139
A.14 Versuchsaufbau Transparentmotor.	140
A.15 Glasbauteile im Neuzustand und nach einem Experiment.	140
A.16 Versuchsaufbau Zwei-Tracer-Untersuchungen.	141
A.17 Endoskopischer Zugang für die Vollmotoruntersuchungen.	141
A.18 Versuchsaufbau Vollmotor.	142

Tabellenverzeichnis

1.1	Leistungszuwächse verschiedener Technologien bei $\lambda = 1$ -Betrieb nach [Glahn et al., 2018].	4
2.1	Stoffeigenschaften von Wasser und Kraftstoff im Normzustand nach [VDI, 2013, Abs. D2.1, S. 175ff.] und [Pischinger et al., 1989, S. 475ff.]	14
2.2	Struktur der Bilanzgleichungen nach [Pischinger et al., 2002, Kap. 1.5.5, S. 48].	26
3.1	Spezifikation des thermodynamischen Einzylinders.	33
3.2	Versuchsrandbedingungen für Abschnitt 4.1 mit Motorspezifikation gemäß Tabelle 3.1.	33
3.3	Spezifikation des optischen Einzylinders.	33
3.4	Zusammenfassung der optischen Elemente.	38
3.5	Einstellungen, Randbedingungen und limitierende Faktoren der optischen Untersuchungen.	38
3.6	Randbedingungen der CFD-Simulation (Index ϕ zeigt die Abhängigkeit vom Kurbelwinkel).	43
3.7	Zusätzliche Modellierungen für DWI gegenüber Standard-CFD-Untersuchungen.	45
3.8	Übersicht der numerischen Modelle und Solver-Einstellungen.	46
4.1	Thermodynamische Modellvorstellungen zur weiteren Analyse.	54
4.2	Untersuchte Abgasbestandteile mittels Fourier-Transformations-Infrarot-Spektroskopie.	57
4.3	Betriebspunkt für die Messung der Partikelgrößenverteilung.	60
4.4	Versuchsprogramm der optischen Untersuchungen mittels laserinduzierter Fluoreszenz.	65
4.5	Referenzpunkt der optischen Untersuchungen.	66
4.6	Übersicht der Parametervariationen bei DWI.	72
4.7	Übersicht der Parametervariationen bei der Saugrohreinspritzung.	79
4.8	Potentiale von Wasser- und Ethanoleinspritzung im Vergleich nach [Rubbert, 2017a].	98
4.9	Betriebspunkt der Vollmotor-Simulation (Düsendurchmesser: $d_{RS} = 0,171 \text{ mm}$, $d_{ZS} = 0,146 \text{ mm}$).	106