

# Schlussbericht

---

zu IGF-Vorhaben Nr. 20397 N

## Thema

Wassereinspritzung am Dieselmotor

## Berichtszeitraum

01.11.2018 - 31.10.2020

## Forschungsvereinigung

Forschungskuratorium Maschinenbau e.V.

## Forschungsstelle(n)

Universität Stuttgart | Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart (IFS) | Pfaffenwaldring 12 | 70569 Stuttgart | Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende

Karlsruher Institut für Technologie | Institut für Kolbenmaschinen (IFKM) | Rintheimer Querallee 2 | 76131 Karlsruhe | Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch

Stuttgart/Karlsruhe, 09.12.2020

Ort, Datum

  
Michael Bargende | Thomas Koch

Name und Unterschrift aller Projektleiter der Forschungsstelle(n)

Gefördert durch:



Bundesministerium  
für Wirtschaft  
und Energie

aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages

# Wassereinspritzung am Dieselmotor

Vorhaben Nr. 1338

---

## Wassereinspritzung mittels zusätzlichem Injektor im Saugrohr von Dieselmotoren zur Absenkung der Stickoxidemissionen, Erhöhung des Wirkungsgrads sowie der spezifischen Leistung

---

### Abschlussbericht

#### Kurzfassung:

Die Wassereinspritzung kommt beim Ottomotor bereits zum Einsatz und dient hauptsächlich der Leistungssteigerung durch eine klopfreduzierende Wirkung. Beim Dieselmotor hingegen birgt die Wassereinbringung ein hohes Potential für die Stickoxidreduzierung und Erhöhung des Wirkungsgrades. Im Rahmen dieses Projekts wurde deshalb die Wassereinspritzung für die Anwendung im Dieselmotor sowohl experimentell als auch simulativ untersucht.

An einem Einzylinderprüfstand wurde hierzu ein Wassereinspritzsystem ausgewählt, implementiert und umfangreiche Messreihen nach einem vorher bestimmten Messplan durchgeführt. Neben grundsätzlichen Auswirkungen auf die Verbrennung und Emissionsentstehung sind weiterführende Untersuchungen bezüglich Rußpartikelgrößenverteilung, -reaktivität und Auswirkungen auf das Schmieröl untersucht worden.

Die Simulationen gliedern sich in 0D/1D, sowie 3D-CFD Betrachtungen und dienen als Unterstützung und Ergänzung zu den Prüfstandsversuchen, als auch für weitergehende und grundsätzliche Untersuchungen zu Reaktionskinetik und Modellvorhersagen.

Am Prüfstand hat sich gezeigt, dass eine Reduzierung von Stickoxidemissionen ohne eine Verschlechterung des Rußausstoßes mithilfe der Wassereinspritzung möglich ist. Durchgeführte Druckverlaufsanalysen zeigen, dass der Einfluss des Wassers auf die dieselmotorische Verbrennung hingegen nur sehr marginal ist. Die Abstimmung des 0D/1D-Modells führt zudem unter Berücksichtigung der 3D-CFD Simulation zu der Annahme, dass die geringen Einflüsse durch eine schlechte Wasserverdampfung im Zylinder zustande kommen.

Weitere Betrachtungen der Wassereffekte auf das gesamte Motorsystem und mögliche Anwendungen für eine RDE-Fahrt zeigen die Potentiale für einen realen Einsatz auf, wobei eine gezielte Anwendung der Wassereinspritzung während des transienten Betriebs teils deutliche Stickoxidverringerungen verursacht. Abschließend wird eine kurze Einschätzung für die Anwendung der Erkenntnisse im Realbetrieb gegeben, wobei weiterführende Berechnungen bezüglich vorhandener Wassermengen im Abgas für eine mögliche Onboard-Rückgewinnung weitere Anhaltspunkte für die Auslegung neuer Systeme geben.

Ergänzt wird dies durch eine Literaturrecherche und Untersuchungen, die auf schlechte Einflüsse eines erhöhten Wassergehalts im Abgas auf die katalytische Aktivität hinweisen, wobei durch eine höhere Rußreaktivität größere Vorteile im Vergleich zu einer AGR zu erwarten sind.

Das Ziel des Forschungsvorhabens ist erreicht worden.

---

Berichtsumfang: 152 S., 123 Abb., 25 Tab., 60 Lit.

Laufzeit: 01.11.2018 - 31.10.2020

Zuschussgeber: BMWi/IGF-Nr. 20397 N

Forschungsstelle(n): Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), Karlsruher Institut für Technologie  
Leiter: Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch

Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart (IFS), Universität Stuttgart  
Leiter: Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende

Bearbeiter und Verfasser: Mohammad Moradi, M.Sc. (IFKM)

Sebastian Welscher, M.Sc. (IFS)  
Antonino Vacca, M.Sc. (IFS)

Vorsitzende(r) projektbegleitender Ausschuss: Dr. Peter Bloch, Robert Bosch GmbH

Vorsitzender Beirat: Dr.-Ing. Tobias Lösche-ter Horst (Volkswagen AG)

Weitere Berichte zum Forschungsvorhaben: -

## Danksagung

Dieser Bericht ist das wissenschaftliche Ergebnis einer Forschungsaufgabe, die von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) e. V. gestellt und am Institut für Kolbenmaschinen (IFKM) des Karlsruher Instituts für Technologie unter der Leitung von Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch und am Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart (IFS) der Universität Stuttgart unter der Leitung von Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende bearbeitet wurde.

Die FVV dankt den Professoren Koch und Bargende und den wissenschaftlichen Bearbeitern Mohammad Moradi (IFKM), Sebastian Welscher (IFS) und Antonino Vacca (IFS) für die Durchführung des Vorhabens sowie der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF) e. V. für die finanzielle Förderung. Das Vorhaben wurde von einem Arbeitskreis der FVV unter der Leitung von Dr. Peter Bloch (Robert Bosch GmbH) begleitet. Diesem projektbegleitenden Ausschuss gebührt unser Dank für die große Unterstützung.

Insbesondere danken wir der Firma Robert Bosch GmbH für die Bereitstellung des Wasserinjektors, sowie der Firma Mahle GmbH für die Bereitstellung eines Wasserabscheiders und dem Unternehmen Daimler AG für die Bereitstellung des Versuchsmotors und der CAD-Daten des Prüflings für die CFD-Simulation.

Das Forschungsvorhaben wurde im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF-Nr. 20397 N) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF) e. V. aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Gefördert durch:





## Inhaltsverzeichnis

1	Executive Summary .....	1
1.1	Executive Summary (DE).....	1
1.2	Executive Summary (EN).....	3
2	Einleitung.....	5
2.1	Motivation .....	6
2.1.1	Transiente Emissionen von Ruß und Stickoxiden .....	6
2.1.2	Stand der Technik .....	8
2.2	Zielsetzung .....	9
3	Injektorauswahl und Sprayanalyse .....	11
3.1	Injektorauswahl.....	11
3.2	Optischen Sprayanalyse .....	12
3.3	Bestimmung der Tropfengrößenverteilung.....	14
4	3D-CFD Spraysimulation .....	17
4.1	Ergebnisse und Analyse .....	18
4.1.1	Einspritzungsmodell.....	18
4.1.2	Einzel-Zylindermotorsimulation.....	20
4.1.3	Fazit .....	28
5	Reaktionskinetik Zündverzug.....	29
5.1	Auswahl des Reaktionsmechanismus und des Ersatzkraftstoffes .....	29
5.2	Aufbau des Zündverzugsmodells.....	31
5.3	Ergebnisse der Zündverzugsuntersuchung.....	38
6	Reaktionskinetik NO-Bildung .....	43
6.1	Aufbau des Simulationsmodelles .....	43
6.2	Ergebnisse der Untersuchung zur NO-Bildung mit Wassereinspritzung.....	44
7	Bestimmung Messmatrix für Prüfstand .....	47
7.1	Aufbau der Motorenmodelle.....	47
7.2	Bestimmung der Randbedingungen.....	53
7.3	Simulationsergebnisse und Herleitung des Prüfprogramms.....	58
8	Aufbau des Prüfstandes.....	67
9	Messergebnisse.....	69
9.1	Ermittlung der Einflüsse von Wassereinspritzzeitpunkt und Wasserdruck.....	69
9.2	Ergebnisse Betriebsparametervariation gemäß Messplan .....	72
9.2.1	Variation des Ladedrucks .....	72
9.2.2	Variation des Ansteuerbeginns des Kraftstoffinjektors .....	79
9.2.3	Allgemeine Statistik und Vergleich einer AGR mit einer Wassereinspritzung ..	83
9.3	Ergebnisse – Partikelgrößenverteilung für Experimente mit nur einer Haupteinspritzung .....	87
9.3.1	Partikelgrößenverteilung des Referenzpunktes.....	87

9.3.2	Variation des Ladedrucks $P_2$ .....	87
9.3.3	Variation des Kraftstoffeinspritzzeitpunktes.....	88
9.3.4	Variation der AGR-Rate .....	89
9.3.5	Variation des Kraftstoffeinspritzdrucks $P_{Rail}$ .....	90
9.3.6	Zusammenfassung der Ergebnisse.....	91
9.4	Untersuchung des Wassereintrags ins Schmieröl durch Wassereinspritzung .....	91
10	Druckverlaufsanalyse Messdaten .....	93
10.1	Aufbau des Modelles für die Druckverlaufsanalyse .....	94
10.2	Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse .....	97
11	Kalibrierung und Simulation Betriebspunkte.....	103
12	Untersuchung weiterer Auswirkungen.....	111
12.1	Aufbau der Simulationsmodelle .....	111
12.2	Ergebnisse weiterer Untersuchungen.....	113
12.3	Ausblick Praxiseinsatz.....	126
13	Der Einfluss von Wasser auf das Abgasnachbehandlungssystem und Partikelemission 127	
13.1	Der Einfluss von Wasser auf das Abgasnachbehandlungssystem.....	127
13.1.1	Erhöhte Wassermenge im Abgas durch Wassereinspritzung.....	127
13.1.2	Effekt einer erhöhten Wassermenge im Abgas auf die katalytische Aktivität einer Abgasnachbehandlung .....	128
13.1.3	Effekt von Wasser auf die thermische Alterung des Katalysators.....	132
13.2	Einfluss von Wasser auf die Rußreaktivität.....	132
13.2.1	Versuche im Kaltstart.....	133
13.2.2	Versuche im Warmbetrieb .....	134
13.2.3	Zusammenfassung der Ergebnisse der Rußreaktivitäts-Analyse .....	135
13.3	On-Board-Gewinnung des Wassers .....	136
13.3.1	Qualität des Abgaskondensatwassers .....	137
14	Zusammenfassung und Ausblick .....	139
15	Anhang .....	141
15.1	Literaturverzeichnis .....	141
15.2	Abkürzungsverzeichnis .....	145
15.3	Abbildungsverzeichnis.....	147
15.4	Tabellenverzeichnis.....	152

## 1 Executive Summary

### 1.1 Executive Summary (DE)

Durch die Einführung strengerer Abgasnormen und Testverfahren, allen voran die Messung der Schadstoffemissionen im realen Verkehr (Real-Driving-Emission, kurz: RDE), sind die Herausforderungen bei der Entwicklung hocheffizienter und schadstoffarmer Dieselmotoren signifikant angestiegen. Ausgehend vom bereits hohen technischen Reife- und Komplexitätsgrad heutiger moderner Motoren, sind zukünftige Anforderungen nur mit immens hohem Aufwand und dadurch entstehenden hohen Kosten zu bewältigen. Dabei liegt der Fokus primär auf der Verringerung der Schadstoffemissionen als auf die Steigerung des Wirkungsgrades, da der Dieselmotor bedingt durch sein Brennverfahren schon einen im Vergleich zum Ottomotor hohen Prozesswirkungsgrad aufweist.

Dennoch stoßen gerade bewährte Maßnahmen zur Emissionsreduzierung, wie etwa die Abgasrückführung (kurz: AGR), bei transienten Bedingungen an ihre Grenzen.

Im Rahmen dieses Projektes wurde deshalb die Wassereinspritzung und deren Einfluss auf die dieselmotorische Verbrennung experimentell als auch simulativ untersucht. Der Implementierung einer Wassereinspritzung am Prüfstandsmotor sind verschiedene Recherchen und Sprayanalysen vorangegangen, um ein geeignetes System, sowie optimale Betriebsparameter zu finden. Hierbei dienten die Aufnahmen aus der Sprayanalyse zur Kalibrierung und Abstimmung eines 3D-CFD Modells, welches die experimentell durchgeführten Arbeiten unterstützte und ergänzte. Es hat sich herausgestellt, dass der Einspritzdruck gegenüber der Temperatur des Wassers bei Einspritzbeginn eine eher untergeordnete Rolle spielt. Die Wasserverdampfung ist demnach bei höheren Temperaturen besser als bei hohen Einspritzdrücken. Als Injektor für die Wassereinspritzung hat sich nach den Recherchen, sowie Analysen ein Einspritzventil von Bosch als besonders geeignet erwiesen.

Vor der Vermessung von unterschiedlichen Betriebspunkten mit Wassereinspritzung am Prüfstand, ist eine Messmatrix auf Grundlage verschiedener simulativer Berechnungen erstellt worden, um zielgerichtet besonders für die reale Anwendung interessante Betriebspunkte zu identifizieren. Als Variationsparameter neben der eingespritzten Wassermenge ergaben sich so zudem eine Veränderung der AGR-Rate, der Motortemperatur, als auch des Kraftstoffeinspritzzeitpunktes und des Ladedrucks. Insgesamt sind am Prüfstand über 560 einzelne Betriebspunkte unter verschiedenen Gesichtspunkten vermessen worden.

Zusätzlich zu den Messungen am Prüfstand fand eine reaktionskinetische Untersuchung des Wassereinflusses auf die Selbstzündung von Dieseldieselkraftstoffen und die Stickoxidbildung statt. Hierzu wurde ein umfangreiches Simulationsmodell in Python mit der Bibliothek Cantera aufgebaut und verschiedene Reaktionsmechanismen untersucht. Der Effekt des Wassers auf die Selbstzündung als auch NO-Bildung hat sich hierbei als sehr ähnlich zu den Auswirkungen bei Verwendung von inertem Abgas (AGR) herausgestellt. Als Haupteffekt ist deshalb ein Verdünnungseffekt zu nennen, wobei auch minimale Unterschiede durch eine geänderte Wärmekapazität des Arbeitsgases erklärt werden können. Die Stickoxidbildung verhält sich hier ebenfalls sehr ähnlich, wobei hier eingespritztes Wasser, welches über die AGR dem Brennraum wieder zurückgeführt wird, zu einem weiteren Verdünnungseffekt bei mageren Bedingungen führt.

Die Druckverlaufsanalyse der Messdaten hat ergeben, dass die Wassereinspritzung kaum einen nennenswerten Einfluss auf die dieselmotorische Verbrennung hat. Lediglich die rohen Stickoxidemissionen werden durch den Einsatz von Wasser teils erheblich vermindert. Insgesamt ergaben die Messungen am Prüfstand, dass die Verminderung der NO<sub>x</sub>-Emissionen durch die Wassereinspritzung meist zu keiner Verschlechterung anderer Emissionen wie etwa Ruß oder unverbrannte Kohlenwasserstoffe führt.

Mit den berechneten Brennverläufen aus der Druckverlaufsanalyse wurde ein 0D-Modell des Motors kalibriert und die modellierte Wasserverdampfung angepasst, um die Stickoxidbildung



hinreichend abbilden zu können. Mit der Bestimmung geeigneter Parametersätze aus einer umfangreichen Untersuchung sind gute Übereinstimmungen mit den Messdaten erreicht worden. Die gefundenen Einstellungen decken sich qualitativ mit den Erkenntnissen einer 3D-CFD Vollmotorensimulation eines Betriebspunktes.

Für weitere Untersuchungen ist die Wassereinspritzung in die Simulationsumgebung GT-Power integriert worden. Dabei wurde die Einbauposition im Einlasskanal aus der 3D-CFD Simulation übernommen, da hier die beste Ausnutzung der Wasserverdampfung bestimmt wurde. Aus den simulativen Untersuchungen ergeben sich positive Effekte der Wassereinspritzung auf Wirkungsgrad und Stickoxide, hauptsächlich hervorgerufen durch eine bessere Füllung und niedrigere Temperaturen im Brennraum. Bei Betrachtung stationärer Betriebspunkte ergeben sich hierbei teilweise Einsparungen von über 80 % bei hohen Lasten und Wassereinspritzraten. Die maximalen NO-Werte bei Lastsprüngen lassen sich hierbei ebenfalls im zweistelligen Prozentbereich, je nach Randbedingungen reduzieren. Beim Einsatz während einer RDE-Fahrt, führt der Einsatz von Wasser zu einer teilweisen Reduzierung der gebildeten Stickoxide von etwa 25 bis 50 %, wobei der insgesamt erreichte Vorteil in der Simulation aufgrund sich leicht geänderten Reglerverhaltens deutlich geringer ausfällt. Eine direkte Vergleichbarkeit zwischen Referenz und Strategie war dadurch nicht mehr gegeben. Die eingesetzten Wassermengen entsprechen hierbei etwa 3 bis 5 % der eingesetzten Kraftstoffmenge.

Weiterhin sind Untersuchungen und Analysen bezüglich der Auswirkungen auf das Öl- und Abgasnachbehandlungssystem durchgeführt worden. Die zusätzliche Wassereinspritzung führt vor allem im Kaltbetrieb des Motors zu einer Erhöhung des Wassergehalts im Öl auf 1,38 %, welcher aber nach Warmlaufen des Motors wieder verschwindet.

Die Partikelgrößenverteilung von Ruß zeigt für die Versuche mit Wassereinspritzung einen Höchstwert im Bereich kleiner als 10 nm. Durch die Bildung von mehr OH-Radikalen infolge der Wassereinspritzung wird der Ruß insgesamt reaktiver, sodass die Temperatur, bei der die maximale Oxidation auftritt, in den Versuchen mit Wasser bis zu 20 °C niedriger ist als in den Versuchen ohne Wasser.

Eine Recherche ergab zudem, dass der durch die Wassereinspritzung erhöhte Wassergehalt im Abgas die NO/NO<sub>2</sub>-Konversionsrate des Katalysators signifikant reduzieren kann.

Im Hinblick auf eine mögliche Onboard-Gewinnung von Wasser im Fahrzeug wurde der Wert des aus dem Abgas extrahierbaren Wassers berechnet. Für eine RDE-Messung sind ca. 34 g Wasser pro Kilometer und für eine WLTP-Messung ca. 40 g Wasser pro Kilometer extrahierbar.

## 1.2 Executive Summary (EN)

The challenges in developing highly efficient and low-emission diesel engines have increased significantly due to the implementation of stricter emission standards and test procedures, in particular the measurement of pollutant emissions in real traffic (Real Driving Emission, RDE). Starting from the already high level of technical maturity and complexity of today's modern engines, future requirements can only be met with immense effort and resulting high costs. The focus here is primarily on reducing pollutant emissions rather than increasing efficiency, as the diesel engine already has a high process efficiency compared to the gasoline engine due to its combustion process.

Nevertheless, it is precisely proven measures for reducing emissions, such as EGR, that reach their limits under transient conditions.

In this project, therefore, water injection and its influence on diesel engine combustion are being investigated both experimentally and simulatively. The implementation of water injection on the test bench engine has been preceded by various research and spray analyses in a constant pressure chamber, in order to find a suitable system and optimal operating parameters. The images from the spray analysis were used to calibrate and adjust a 3D-CFD model, which supported and complemented the experimental work. It turned out that the injection pressure plays a minor role compared to the temperature of the water at the beginning of the injection. The water evaporation is therefore better at higher temperatures than at high injection pressures. According to research and analysis, a Bosch injection valve has proven to be particularly suitable as an injector for water injection.

Before measuring different operating points with water injection on the test bench, a measuring matrix based on various simulative calculations was created in order to specifically identify operating points of particular interest for real applications. As variation parameters in addition to the injected water quantity, this also resulted in a change in the EGR rate, the engine temperature, the fuel injection timing, and the boost pressure. A total of more than 560 individual operating points were measured on the test bench under various aspects.

In addition to the measurements on the test bench, a reaction-kinetic investigation of the influence of water on diesel fuel self-ignition and nitrogen oxide formation was carried out. For this purpose, a comprehensive simulation model was set up in Python with the library Cantera, and various reaction mechanisms were investigated. The effect of water on self-ignition as well as NO formation turned out to be very similar to the effects when using inert exhaust gas (EGR). The main effect is therefore a dilution effect, although even minimal differences can be explained by a changed heat capacity of the working gas. The formation of nitrogen oxide is also very similar here, whereby here injected water, which is returned to the combustion chamber via the EGR, leads to a further dilution effect under lean conditions.

The analysis of the indicated pressure curve of the measured data has shown that water injection has hardly any significant influence on diesel engine combustion. Only the raw nitrogen oxide emissions are reduced, sometimes considerably, by the use of water. Overall, the measurements on the test bench showed that the reduction of NOx emissions through water injection usually does not lead to a deterioration of other emissions such as soot or unburned hydrocarbons.

Using the calculated combustion curves from the analysis of the indicated pressure curve, an OD model of the engine was calibrated and the modeled water evaporation was adjusted to adequately represent the formation of nitrogen oxides. By determining suitable parameter sets a good agreement between simulation and measured data was achieved. More in detailed the water evaporation behaviour in the OD model was adjusted by means of a qualitatively comparison with respect to the results of the 3D CFD simulations of a single-cylinder engine, mostly in one operating point.

For further investigations, water injection has been integrated into the GT-Power simulation environment. The installation position of the water injector with respect to the intake manifold was taken over from the 3D-CFD simulation, as the best utilization of water evaporation was determined here. The simulations show positive effects of water injection on efficiency and nitrogen oxides, mainly caused by a better filling and lower temperatures in the combustion chamber. Considering stationary operating points, savings of more than 80 % at high loads, and water injection rates are partly achieved. The maximum NO-values at load steps can also be reduced in the double-digit percentage range, depending on the boundary conditions. When used during an RDE run, the use of water leads to a temporary reduction in the nitrogen oxides formed of about 25 to 50 %, whereby the overall advantage achieved in the simulation is significantly lower due to the implemented controller properties. Direct comparability between reference and strategy was thus not that accurate. The quantities of water used here correspond to about 3 to 5 % of the quantity of fuel used.

Furthermore, investigations and analyses were carried out regarding the effects on the oil and exhaust aftertreatment system. The additional water injection leads to an increase of the water content in the oil to 1.38 %, especially during cold operation of the engine, which disappears again after the engine has warmed up.

The soot particle size distribution shows a peak in the range of less than 10 nm for the experiments with water injection. The formation of more OH radicals as a result of water injection makes the soot more reactive overall, so that the temperature at which maximum oxidation occurs is up to 20 °C lower in the tests with water than in the tests without water.

Furthermore, research has shown that the increased water content in the exhaust gas due to water injection can significantly reduce the NO/NO<sub>2</sub> conversion rate of the catalyst.

Regarding a possible onboard extraction of water in the vehicle, the value of water-extractable from the exhaust gas was calculated. For an RDE measurement, approx. 34 g water per kilometer and for a WLTP measurement approx. 40 g water per kilometer can be extracted.

## 2 Einleitung

Der Dieselmotor ist für die Erfüllung zukünftiger und mittelfristiger CO<sub>2</sub>-Flottengrenzwerte eine wichtige Technologie, da er im Vergleich zum konventionellen Ottomotor einen hohen Prozesswirkungsgrad aufweist. Allerdings geht der hohe Wirkungsgrad durch das inhomogene magere Brennverfahren mit einer deutlich erhöhten Emissionsbildung, allen voran Stickoxide und Ruß, einher. Um die immer strenger werdenden Abgasgesetzgebungen einhalten zu können, werden moderne Dieselmotoren mit einer aufwändigen Abgasnachbehandlung ausgestattet, die neben Dieselpartikelfilter (kurz: DPF), NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysatoren mittlerweile auch Katalysatoren zur selektiven katalytischen Reduktion (kurz: SCR) mit AdBlue®-Einspritzung enthalten. Die Implementierung und Bereitstellung dieser notwendigen Komponenten erhöhen nicht nur die Gesamtkosten des Fahrzeugs bzw. Antriebsstrangs, sondern vermindern zudem im überwiegenden Betriebsbereich den erreichbaren Wirkungsgrad. Dies liegt zum einen im höheren Abgasgedruck durch die zusätzlichen Katalysatoren begründet, als auch durch Maßnahmen, welche die dieselmotorische Verbrennung direkt beeinflussen. Hierzu zählt die bewusste Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes weg vom Optimum zu einem späteren Zeitpunkt, damit die Abgastemperatur bzw. Enthalpie für die Aufheizung des Nachbehandlungssystems im Warmlaufbetrieb erhöht werden kann. Eine andere sehr weit verbreitete und eingesetzte Maßnahme zur Stickoxidreduzierung ist die Abgasrückführung, welche verbranntes Inertgas dem Brennraum zuführt und die maximalen Verbrennungstemperaturen durch eine insgesamt höhere Wärmekapazität des Arbeitsgases senkt. Da zurückgeführtes Abgas in der Regel die Füllung mit Frischluft verschlechtert, läuft die Verbrennung etwas langsamer ab und die Effizienz des Motors sinkt. Zusätzlich kommt hier der Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-off zum Tragen: Maßnahmen, welche die Stickoxidproduktion deutlich verringern, haben in der Regel eine höhere Rußbildung zur Folge. Das gegenteilige Verhalten ist ebenfalls zu beobachten. Als Beispiel dient der Einsatz der Abgasrückführung. Je höher der Inertgasanteil im Brennraum umso niedrigere Temperaturen für die Stickoxidbildung stellen sich ein. Im Gegenzug dazu wird aber ab gewissen Konzentrationen die Rußoxidation gehemmt, da zu wenig Sauerstoff vorhanden ist. Beispielhaft zeigt Abbildung 2-1 den Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-off.

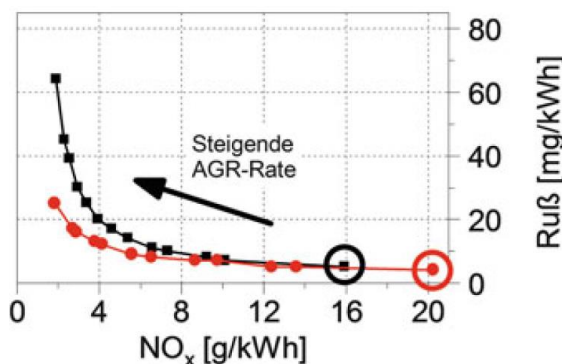


Abbildung 2-1: Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-off [1]

Für die Entwicklung zukünftiger schadstoffarmer Dieselmotoren bietet sich deshalb die Wassereinspritzung an. Wasser birgt durch eine hohe Verdampfungsenthalpie [2] ein großes Potential die Brennraumtemperaturen deutlich zu reduzieren, um der Stickoxidbildung entgegenzuwirken. Abhängig von der Einspritzstrategie des Wassers ist zudem eine potentielle Entschärfung des Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-off möglich, da gleichzeitig der Ausstoß von Ruß vermindert werden kann [3-7].

Dies wird vor allem vor dem Hintergrund neu eingeführter dynamischer Fahrzyklen und Test- bzw. Zertifizierungsmaßnahmen wie dem WLTP oder RDE interessant, da hier die Gültigkeit der Abgasgrenzwerte über ein größeres und vor allem realitätsnahes Betriebsspektrum sichergestellt werden muss. Hauptsächlich rücken nun transiente Vorgänge im Motor in den Fokus

der Entwicklung und Optimierung. Die Nutzung der Wassereinspritzung kann hier beträchtliche Vorteile gegenüber einer AGR aufweisen, da die Ansprechzeit hier mit dem des Kraftstoffpfades vergleichbar ist. Dadurch können transiente Emissionsspitzen gezielt unter überschaubarem Aufwand verringert werden, die durch Verwendung einer konventionellen AGR-Strategie aufgrund der Trägheit des Luftpfades kaum vermieden werden können.

Neben der reinen positiven Beeinflussung der Schadstoffthematik und des Wirkungsgrades bietet die Wassereinspritzung darüber hinaus auch wirtschaftliches Potential. Können durch ein insgesamt abgesenktes Schadstoffniveau auch die konventionellen Reduktionsmaßnahmen vereinfacht werden, sind sehr komplexe und teure Nachbehandlungssysteme im besten Fall nicht mehr notwendig und können durch einfachere und günstigere Komponenten ersetzt werden.

Nichtsdestotrotz ist für die Wassereinspritzung zusätzlicher Bauraum im Fahrzeug einzuplanen, sowie die ständige Wasserversorgung sicherzustellen. Eine Onboard-Gewinnung ist hier einer Lösung mit manueller Betankung vorzuziehen, da dies zum einen eine mögliche Kundenakzeptanz negativ beeinflusst, als auch zusätzliche Maßnahmen bedingt, die bei nicht vorhandenem Wasser z.B. einen Notlauf des Motors beinhaltet.

### **2.1 Motivation**

Der Einsatz von Wasser bei der Verbrennung wird bereits seit Jahren erforscht und auch schon teilweise erfolgreich in größerem Maßstab verwendet [8].

Vorerst für Flugmotoren vorgesehen, fand die Wassereinspritzung im Motorsport Verwendung und wurde schließlich auch in Serie, erstmals beim Saab 99 Turbo, eingesetzt [8].

Während beim Ottomotor bereits wieder eine Serienanwendung der Wassereinspritzung stattfindet, befindet sich der Einsatz von Wasser beim Dieselmotor noch im Entwicklungsstadium, obgleich hier vermehrt Forschung betrieben wird.

#### **2.1.1 Transiente Emissionen von Ruß und Stickoxiden**

Die inhomogene Betriebsweise mit globalem Luftüberschuss ist der Hauptgrund für die dieselmotorischen Emissionen. Im Wesentlichen entstehen aufgrund der Inhomogenitäten fette Bereiche, in denen hauptsächlich Ruß entsteht, als auch magere Bereiche, die im Wesentlichen zur Bildung von Stickoxiden führen. Eine Übersicht über die verschiedenen Bedingungen der jeweiligen Emissionsentstehung gibt Abbildung 2-2.

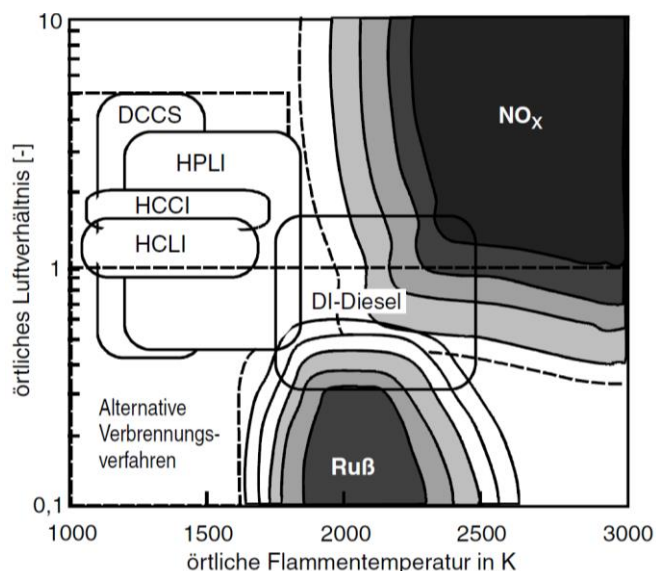
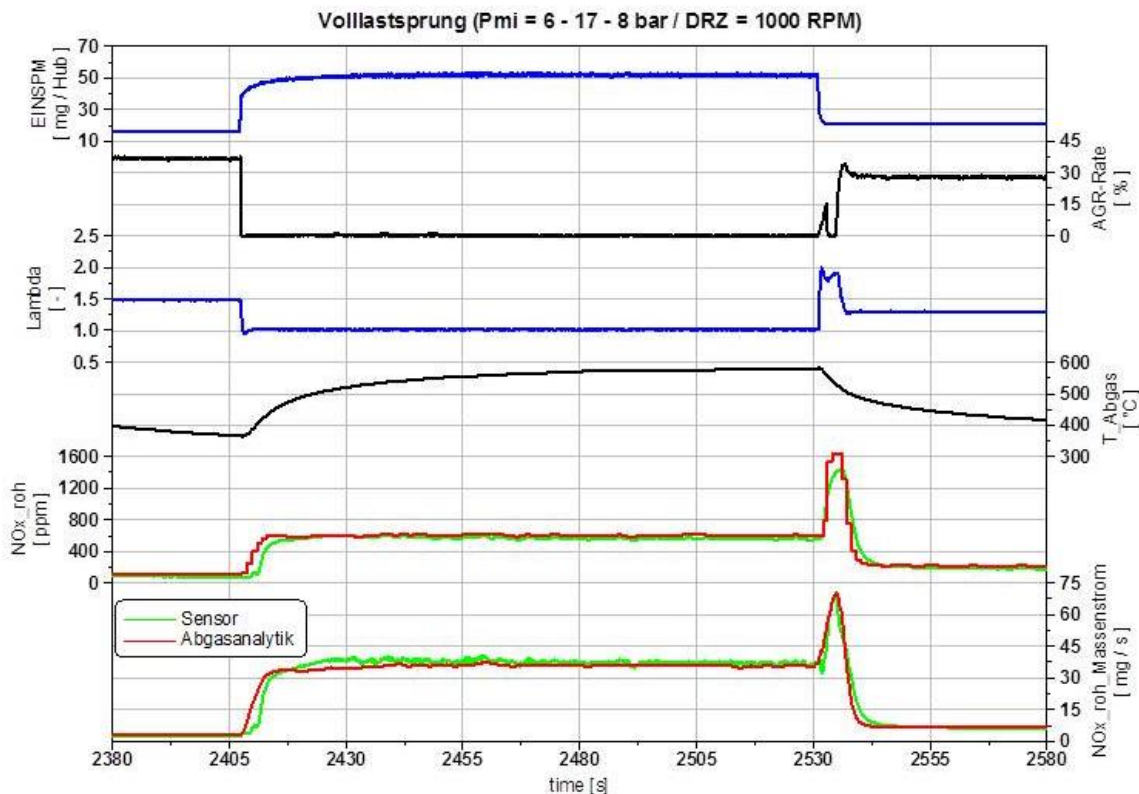


Abbildung 2-2: Betriebsbereiche und Emissionen unterschiedlicher Brennverfahren [9]

Aufgrund der Betriebsweise und Gemischbildung des Dieselmotors kann die inhomogene Gemischaufbereitung nur bedingt vermieden werden [3]. Andere Brennverfahren, wie etwa das Homogenous Charge Compression Ignition (kurz: HCCI), haben hier Vorteile, sind aber in der Regel technisch anspruchsvoller umzusetzen und zu kontrollieren.

In der Serienanwendung hat sich deshalb die Abgasrückführung als einfache Möglichkeit etabliert vor allem die Stickoxidemissionen im Dieselmotor zu senken. Eine Verschlechterung des Rußverhaltens im Zusammenhang mit dem Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-off ist dabei zu beachten, und ggfs. mit anderen Systemen wie dem Dieselpartikelfilter auszugleichen. In Verbindung mit weiteren Systemen wie Speicherkatalysatoren ist insgesamt ein gutes stationäres Emissionsverhalten des Motors einstell- und erreichbar.

Allerdings steigen die Anforderungen dieser Abgasnachbehandlungssysteme im Realbetrieb beträchtlich an. Da das Abgasrückführungssystem im Wesentlichen einen Strömungspfad beschreibt, unterliegt dieses System zum einen einer natürlichen Trägheit des strömenden Abgases und zum anderen ist die Art der Rückförderung stark abhängig von lokalen Druckbedingungen. Verändern sich durch Lastwechsel diese Bedingungen sehr stark und sehr schnell reagiert das System schlicht zu langsam und es stellen sich zu niedrige Inertgasanteile im Brennraum ein. In der Folge steigen temporär die Stickoxid-Emissionen stark an, wie auch Abbildung 2-3 an der Stelle bei ca. 2530 s zeigt. Ein weiterer Aspekt ist die Fahrbarkeit im Realbetrieb. Wird vom Fahrer ein Zieldrehmoment, z.B. während einer Beschleunigungsphase vorgegeben, so entsteht ein Zielkonflikt zwischen schnellem Ansprechverhalten und niedrigem Emissionsausstoß. Auf der einen Seite soll die volle Leistung zur Verfügung stehen, damit die gewünschte Geschwindigkeit schnell erreicht wird. Unter Umständen ist es hierzu nötig die gewünschte AGR-Rate anfangs zu reduzieren, damit eine möglichst hohe Füllung mit Frischluft im Zylinder zur maximalen Kraftstoffeinbringung genutzt werden kann. Auf der anderen Seite benötigt das AGR-System eine gewisse Zeit, um adäquat auf die neuen Randbedingungen reagieren zu können. Wird diese Latenz beim Beschleunigen berücksichtigt, büßt der Motor allerdings an Ansprechverhalten ein, was letztendlich zu geringerer Kundenakzeptanz führen kann. Dem Abgasnachbehandlungssystem wird deshalb in Zukunft ein sehr hoher Entwicklungsaufwand zugeteilt werden, um vor allem die transienten Effekte auffangen zu können.

Abbildung 2-3: Transiente AGR-Rate und NO<sub>x</sub>-Emissionen

### 2.1.2 Stand der Technik

Im Gegensatz zum Ottomotor dient die Wassereinspritzung beim Dieselmotor hauptsächlich der Verringerung der Schadstoffemissionen [10].

Die Wassereinspritzung wirkt durch eine Erhöhung der Wärmekapazität des Arbeitsgases grundsätzlich ähnlich wie zurückgeführtes Abgas. Verdampft allerdings flüssiges Wasser im Brennraum, kann die Temperatur durch die Nutzung der Verdampfungsenthalpie weiter gesenkt werden [10, 11].

Ein weiterer großer erwarteter Vorteil der Wassereinspritzung gegenüber der AGR ist, dass der Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-off entschärft bzw. ganz vermieden werden kann [12].

Abhängig vom verwendeten System und implementierter Strategie fallen die Effekte der Wassereinspritzung auf die Rußemission minimal verschlechternd [13], neutral [12] oder sehr positiv [3-5, 10] aus.

Im Vergleich zur AGR führt die Wassereinspritzung zu einem praktisch unverändertem Sauerstoffgehalt im Brennraum [12] wodurch die Rußoxidation nicht verschlechtert wird. Letztere kann potentiell von der Dissoziation von Wasser in OH-Radikale [14] und einer verbesserten Kraftstoffzerstäubung bei Nutzung einer Diesel-Wasser-Mikroemulsion [15, 16] profitieren. Hiermit entstehen neuen Freiheitsgrade bei der Auslegung von Dieselmotoren zur Schadstoffreduzierung [4, 10, 12].

Ein Nachteil der Wassereinspritzung ergibt sich aber dennoch, da Wasser als zusätzlicher Betriebsstoff im Fahrzeug mitgeführt oder dort erzeugt werden muss. Eine alleinige Onboard-Gewinnung, die über den kompletten Betriebsbereich immer ausreichend Wasser aus z.B. dem Abgas oder dem Kondensat der Klimaanlage extrahiert, ist zumindest technisch nicht einfach umzusetzen, wenn die Bauraumverhältnisse moderner Fahrzeuge berücksichtigt werden. Ein separater Tank, in dem eine gewisse Menge an Wasser vorgehalten wird, ist deshalb

vermutlich nicht gänzlich vermeidbar. Eine weitere Möglichkeit wäre eine reine Nachtanklösung, welche aber voraussetzt, dass der Nutzer immer rechtzeitig das Reservoir auffüllt. Geschieht dies nicht, müssen ähnlich wie bei der Verwendung von Harnstoffen im SCR-System, zusätzliche Maßnahmen implementiert werden, damit der Motor in einen Notbetrieb geht, damit die Einhaltung geltender Abgasgesetzgebungen zu keiner Zeit gefährdet ist.

Die Einspritzung des Wassers selbst ist auf verschiedenen Wegen möglich [15, 17, 18].

Grundsätzlich kann das zusätzliche Wasser direkt oder indirekt in den Brennraum eingebracht werden. Bei der direkten Variante kann ein zusätzlicher reiner Wasserinjektor im Brennraum angebracht oder eine Kombination mit einem vorhandenen Kraftstoffinjektor dienen. Allerdings werden durch zusätzliche Injektoren im Brennraum unter Umständen bereits vorhandene Bauraumprobleme weiter verschärft. Als dahingehend besser geeignete Möglichkeit bietet sich die Saugrohreinspritzung als indirektes Verfahren an. Neben einer kostengünstigeren Realisierung verfügt die Saugrohreinspritzung gegenüber der direkten Einspritzung über ein besseres Homogenisierungsverhalten, wobei die direkte Einspritzung in der Regel einen Vorteil bei der Partikelemission vorweist. [5, 8, 15, 18, 19]

## 2.2 Zielsetzung

Im Rahmen dieses Projekts werden sowohl experimentelle als auch simulative Untersuchungen durchgeführt, um einen möglichen Nutzen und das im Raum stehende Potential der Wassereinspritzung beim Dieselmotor zu bestimmen und zu validieren. Am Prüfstand wird deshalb ein geeignetes Wassereinspritzsystem implementiert und funktionsfähig gestaltet. Hierbei dient die 3D-CFD Simulation als ergänzendes Werkzeug zu den experimentell durchgeführten Sprayanalysen, um Einbauposition als auch Betriebsparameter des Wasserinjektors zu bestimmen. Nach einer simulativ unterstützten Bestimmung einer geeigneten Messmatrix werden am Versuchsmotor verschiedene Betriebspunkte mit unterschiedlichen Wassereinspritzraten vermessen. Neben der Betrachtung der Verbrennung sind vor allem die Messungen der Emissionen und deren Veränderung bei Wassereinsatz zu untersuchen. Die gewonnenen Messdaten bilden die Grundlage für die spätere Druckverlaufsanalyse und die Kalibrierung eines 0D/1D Simulationsmodells, mit dem anschließend weitere virtuelle Untersuchungen in Hinblick auf einen realen Einsatzzweck durchgeführt werden. Die 3D-CFD Simulation unterstützt hierbei den Abstimmungsprozess durch die Simulation eines Betriebspunktes in einem Einzylindermotormodell (inkl. Ansaugung und Abgassysteme) des Prüflings.

Vor den Berechnungen mit den kalibrierten Modellen, findet eine ausführliche Untersuchung der Reaktionskinetik der Selbstzündung und Stickoxidbildung statt, um mögliche bzw. notwendige Anpassungen des bisherigen Verbrennungs- und Emissionsmodells zu bestimmen.

Im Anschluss an die Vermessung von unterschiedlichen Betriebspunkten am Prüfstand findet eine umfangreiche Analyse der Rußreaktivität, sowie des Schmieröls bei Verwendung der Wassereinspritzung statt. Weitergehende Untersuchungen zu einer möglichen Onboard-Gewinnung des notwendigen Wassers sowie weiterer Einflüsse auf die Abgasnachbehandlung runden das Projekt ab.

Insgesamt wird mit den definierten Arbeitspaketen eine umfassende Untersuchung der Wassereinspritzung angestrebt, die Grundlage für einen möglichen Serieneinsatz bilden kann.





### 3 Injektorauswahl und Sprayanalyse

Im Rahmen dieses Arbeitspaketes erfolgte die Bewertung und Auswahl eines für Wassereinspritzung geeigneten Injektors sowie eine detaillierte Sprayanalyse bei Wassereinspritzung zur Charakterisierung der Sprayeigenschaften und Bereitstellung von Validierungsdaten für eine Einspritzsimulation.

#### 3.1 Injektorauswahl

Für die Auswahl eines geeigneten Wasserinjektors erfolgte eine umfangreiche Marktrecherche, welche Systeme für ähnliche Zwecke zum Einsatz kommen bzw. einfach adaptiert werden können. Es konnten verschiedene Anbieter identifiziert werden. Hierzu zählen die Hersteller AEM Performance Electronics Inc<sup>1</sup>, S-Performance GmbH<sup>2</sup> und Robert Bosch GmbH<sup>3</sup>. Die Systeme unterscheiden sich in den charakteristischen Größen wie Einspritzdruck, maximaler Durchflussrate und Steuerung. Für die Auswahl eines geeigneten Systems wurde als eine wesentliche Anforderung die Art der Injektoransteuerung und der Steuerung der eingespritzten Wassermenge definiert. Als Anforderung an den Injektor soll die Steuerung der Einspritzdauer möglich sein, sowie der Einspritzzeitpunkt in Abhängigkeit des Kurbelwellenwinkels wählbar sein. Nach Bewertung der technischen Spezifikationen wurde für die weiteren Untersuchungen in diesem Projekt ein Injektor der Firma Bosch ausgewählt. Dieser Injektor erfüllt alle Anforderungen für die folgenden Versuche und den Versuchsaufbau. Der wesentliche Vorteil dieses Injektors ist, dass er ähnliche Ansteuereigenschaften hat, wie bereits am IFKM verwendete Saugrohrinjektoren.

Tabelle 3-1 zeigt die wichtigsten Kenngrößen des ausgewählten Injektors. Der verwendete Injektor verfügt über 8 Löcher, die jeweils einen Durchmesser von 0,2 mm haben. Besonders wichtig sind die Winkel Zeta und Gamma. Diese haben einen Wert von 20° bzw. 10° bei einem Vordruck von 10 bar. Auf die beiden Winkel wird in Kapitel 3.2 noch einmal genauer eingegangen. Der Sauterdurchmesser beträgt bei einem Druck von 10 bar 69 µm.

Tabelle 3-1: Kenngrößen Bosch Injektor

Attribut		<b>B 280 436 983-03</b>
<b>Anzahl Löcher</b>	-	8
<b>Typ</b>	-	CG
<b>Lochdurchmesser</b>	mm	0,2
<b>Einspritzrate n-heptan bei 3bar</b>	g/min	170
<b>Einspritzrate Wasser bei 7bar</b>	g/min	310
<b>Zeta Winkel</b>	Grad	20
<b>Gamma Winkel</b>	Grad	10
<b>SMD bei 10bar</b>	µm	69

<sup>1</sup> 2205 W 126th Street, Unit A Hawthorne, CA 90250

<sup>2</sup> Buxtehuder Str. 112b, 21073 Hamburg

<sup>3</sup> Robert-Bosch-Platz 1, 70839, Gerlingen-Schillerhöhe

Die notwendige Endstufe wurde für den Injektor vom IFKM explizit aufgebaut. Im Gegensatz zur späteren Verwendung am Motorenprüfstand wurde für die Sprayanalyse ein manueller Trigger verwendet. Das Signal wurde sowohl für die Einleitung des Wasserstrahls als auch für den Start einer Messung verwendet. Am Motorenprüfstand ist diese Ansteuerung dann nockenwellenbasiert. Einspritzzeitpunkt und Einspritzdauer wurden mit einem Indizierungssystem detektiert.

#### 3.2 Optischen Sprayanalyse

Eine optische Analyse des Einspritzstrahls diente zur Charakterisierung des Sprays. Dies erfolgt in zwei Schritten. Zum einen wurde der Einspritzstrahl visualisiert, um die Strahlausbreitung und den Strahlwinkel zu bestimmen, zum anderen wurde die Tropfengrößenverteilung untersucht. Wesentlicher Variationsparameter war der Einspritzdruck.

Tabelle 3-2: Kennwerte Kamera



Max. Sensorauflösung	1280 x 800 Pixel
Frames/sek	16000
Pixelgröße	28 $\mu\text{m}$ x 28 $\mu\text{m}$

Abbildung 3-1: Phantom V1612

Die damit erstellten Aufnahmen wurden mit Hilfe eines dafür entwickelten MATLAB-Tools ausgewertet. Abbildung 3-2 zeigt die Visualisierung und Auswertung des Einspritzstrahls bei 7 bar Einspritzdruck. Analysiert wird die maximale Länge, der Winkel Zeta und die Strahlgeschwindigkeit. Im linken Bild der Abbildung ist die optische Analyse des Einspritzstrahls abgebildet. Im mittleren Bild wird die maximale Strahllänge dargestellt und im rechten Bild der Winkel Zeta und die Geschwindigkeit. Zu erkennen ist, dass die maximale Strahllänge 56,604 mm beträgt. Die durchschnittliche Geschwindigkeit beträgt 14,14 m/s und der durchschnittliche Winkel Zeta beträgt 16,24°.

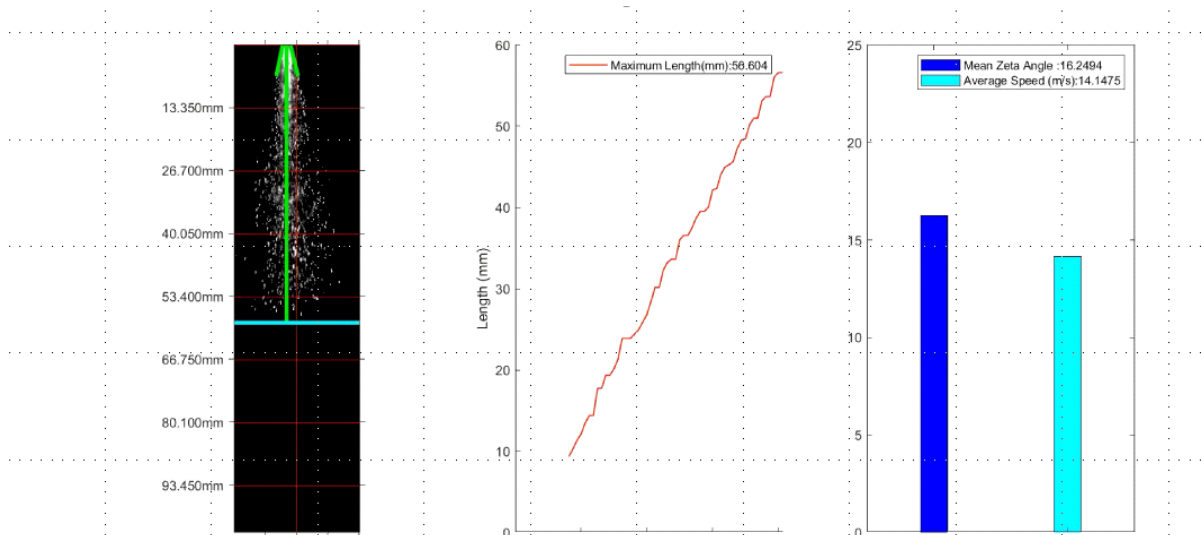


Abbildung 3-2: Visualisierung des Einspritzstrahls

Für ein besseres Verständnis ist in Abbildung 3-3 die Ausrichtung und Nomenklatur der betrachteten Winkel dargestellt. Gamma ist der Winkel des Strahls gemessen von der Injektor Längsachse. Zeta beschreibt die Breite des Strahls.

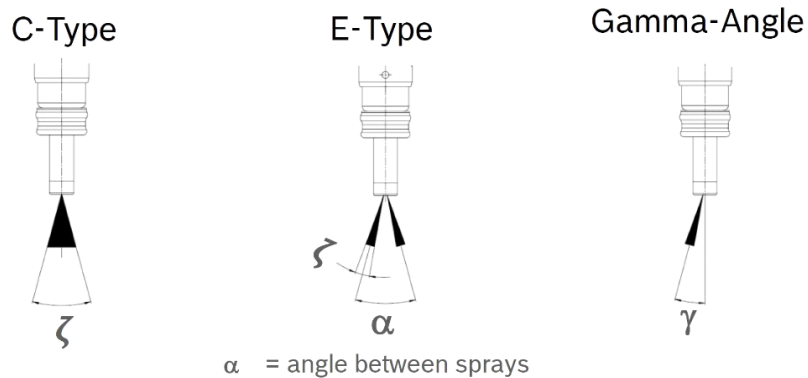


Abbildung 3-3: Zeta und Gammawinkel

Da ein direkter Wandkontakt des Wassersprays aufgrund der geometrischen Sprayausrichtung des Injektors möglichst minimiert werden sollte, war der Winkel Gamma von besonderer Bedeutung. Dieser sollte explizit so gewählt werden, dass der Einspritzstrahl möglichst nicht die Wand des Einlasskanals berührt. Dadurch wird die Restwassermenge im Einlassbereich minimiert. Verdeutlicht wird dies in Abbildung 3-4. Zu sehen ist eine CAD-Zeichnung der Einlassseite mit eingefügtem Injektor und Einspritzstrahl.

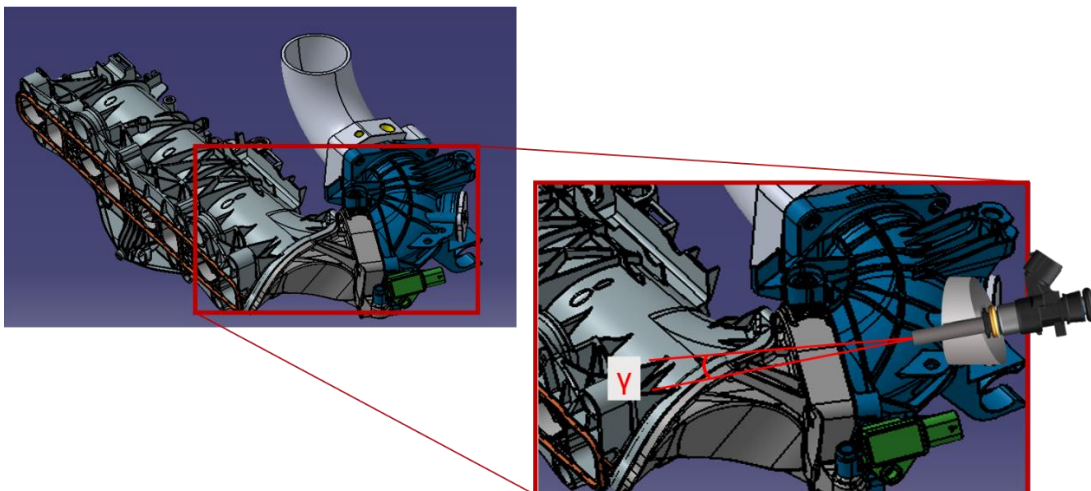


Abbildung 3-4: CAD-Zeichnung Einlasskanal

Tabelle 3-3 zeigt das Ergebnis der Versuche bei unterschiedlichen Vordrücken. Die unterschiedlichen Einspritzdrücke wurden mit Hilfe von Druckluft und einem Druckminderer bereitgestellt. In einem Behälter wurde das zur Einspritzung vorgesehene Wasser mit dem entsprechenden Luftdruck beaufschlagt. Aus diesem Versuch geht hervor, dass die Winkel Gamma und Zeta den technischen Spezifikationen bei 10 bar aus Tabelle 3-1 entsprechen.

Abhängig davon von welcher Seite der Injektor visualisiert wird, können unterschiedliche Winkeln analysiert werden. In Richtung 1 wird der Gamma Winkel bestimmt, dieser bleibt nahezu konstant über die einzelnen Vordruckstufen. Das ist auch erwünscht, da der Strahl in dieser Richtung nicht weiter auffächern soll. Die Geschwindigkeit wurde durch die zeitliche Auflösung der Strahleindringtiefe berechnet. Die berechnete Geschwindigkeit steigt mit steigendem Druck. Bei 5 bar wird eine Geschwindigkeit von 12,49 m/s und bei 9,5 bar eine Geschwindigkeit von 15,49 m/s berechnet. Die Geschwindigkeit steigt um 24 %. In der zweiten Richtung wird der Winkel Zeta bestimmt, dieser verändert sich über die einzelnen Druckstufen. Der Winkel Zeta variiert von 12,64° bei 5 bar bis 20,16° bei 9,5 bar. Die Geschwindigkeit steigt wie in Richtung 1 mit steigendem Druck. Die Geschwindigkeiten sind in beiden Richtungen nahezu identisch.

Tabelle 3-3: Geschwindigkeit und Winkel

		5 bar	7 bar	9,5 bar
<b>1. Richtung</b>	Geschwindigkeit [m/s]	12,49	14,35	15,49
	Gamma Winkel	9,47	9,38	9,3
<b>2. Richtung</b>	Geschwindigkeit [m/s]	12,71	14,15	15,48
	Zeta Winkel	12,64	16,25	20,16

### 3.3 Bestimmung der Tropfengrößenverteilung

Für die Bestimmung der Tropfengrößenverteilung wurde ein Laserbeugungsspektrometer verwendet. Der Versuchsaufbau ist in Abbildung 3-5 zu sehen. Der Wasserstrahl wurde von oben durch eine Laserschranke gespritzt. Variiert wurde dabei die Position der Einspritzdüse. Diese konnte an der vertikalen Achse nach oben oder unten verändert werden. Dadurch konnte der Strahl auf unterschiedlichen Höhen untersucht werden. Die gewählten Höhen waren 2 cm, 6

cm und 15 cm. Der Strahl wurde auf der jeweiligen Höhe mit den Vordrücke von 5 bar, 7bar und 9,5 bar durch die Laserschranke gespritzt.

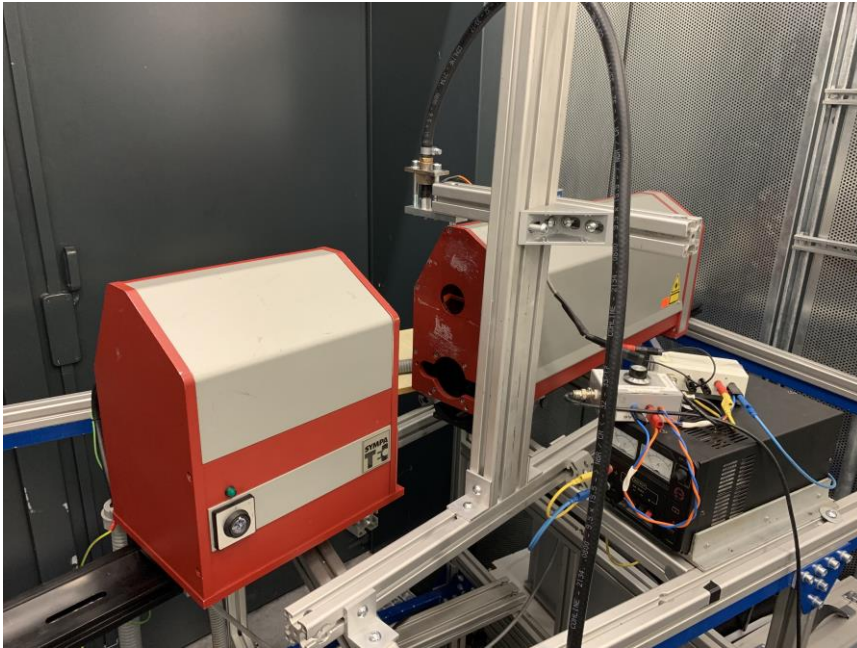


Abbildung 3-5: Versuchsaufbau Laserbeugungsspektrometer

Abbildung 3-6 zeigt die Tropfengrößenverteilung und den Sauterdurchmesser bei einer Strahlhöhe von 6 cm. Im linken oberen Diagramm der Abbildung 3-6 ist der Sauterdurchmesser über die Zeit, bei unterschiedlichen Vordrücke und 6 cm Höhe dargestellt. Der Sauterdurchmesser sinkt mit steigendem Druck. Das liegt daran, dass der Strahl bei einem höheren Druck besser zerfällt. Über den zeitlichen Verlauf verdampfen und zerfallen die Tropfen, sodass der Sauterdurchmesser auch abnimmt.

In den anderen drei Diagrammen ist die Verteilung der Tropfengrößen bei den variierten Vordrücke dargestellt. Dabei wird in einer Zeitspanne von 7 ms die Tropfengrößenverteilung mit einer zeitlichen Auflösung von 1 ms aufgezeichnet. Der rechte Peak ist in der ersten Millisekunde stark ausgeprägt. Dieser Peak verschwindet nahezu vollständig über den zeitlichen Verlauf. Der linke Peak verschiebt sich nach links, die Tropfen werden kleiner. Aus allen drei Diagrammen geht hervor, dass sich der linke Peak bei steigendem Druck nach links verschiebt, hin zu kleineren Tropfen. Abbildung 3-7 zeigt den durchschnittlichen Sauterdurchmesser der jeweiligen Messung. Bei 5 bar ist er am größten, bei 9,5 bar am kleinsten. Zudem ist der Sauterdurchmesser im Allgemeinen bei einer Strahlhöhe von 15 cm am größten.

### 3 Injektorauswahl und Sprayanalyse

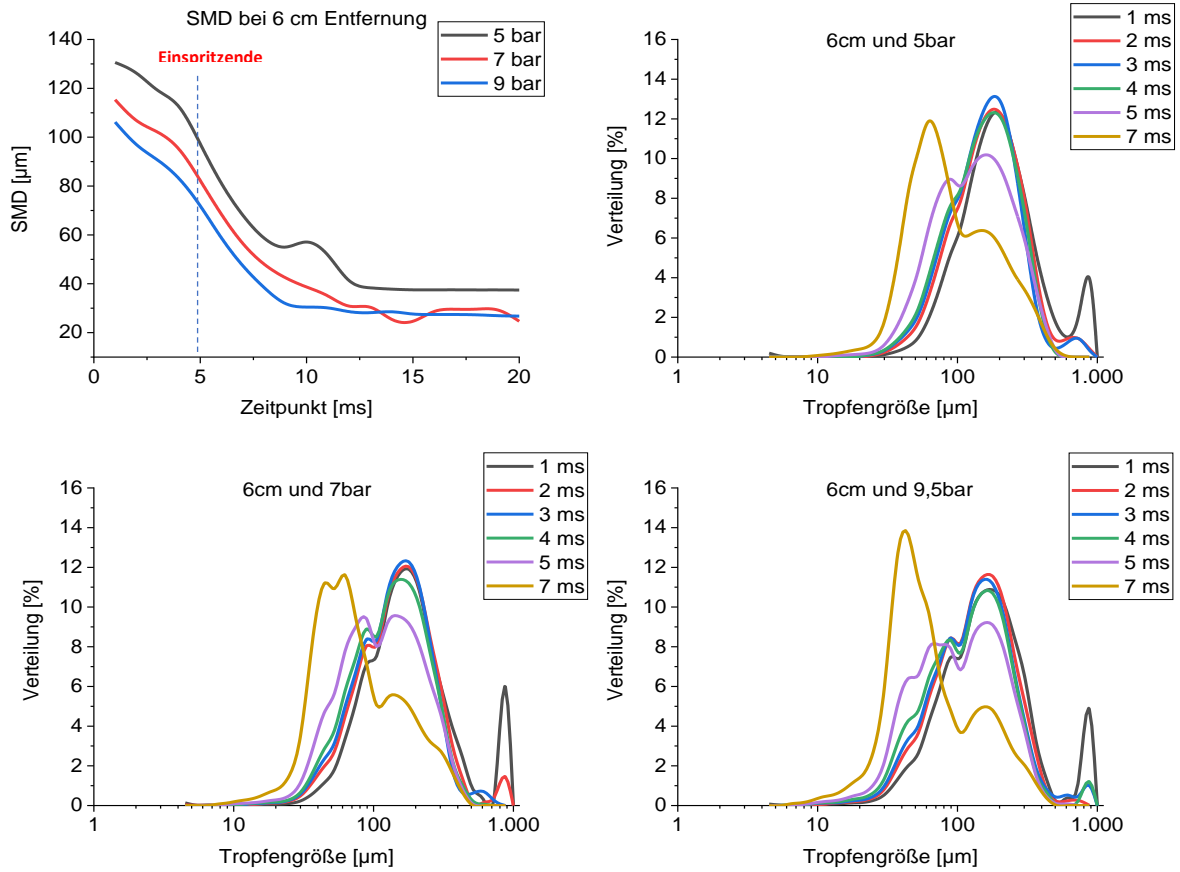


Abbildung 3-6: Tropfengrößenverteilung bei einer Strahlänge von 6 cm

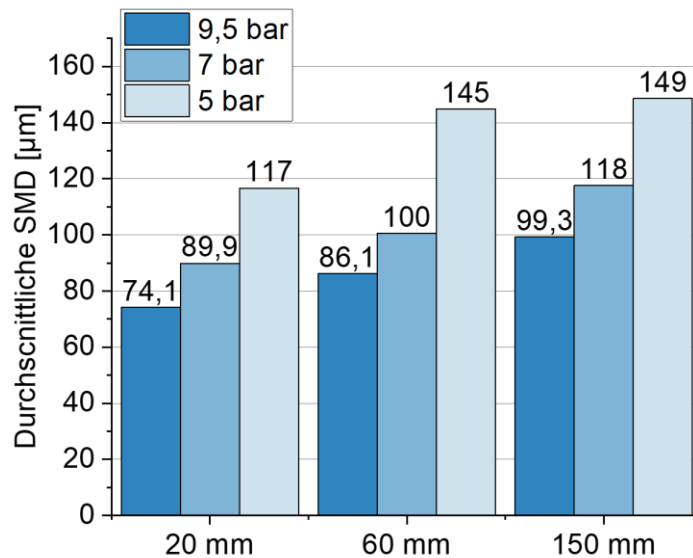


Abbildung 3-7: Sauterdurchmesser bei variierten Drücke und Längen

Die Ergebnisse aus diesem Kapitel werden für die Simulation des Sprays und des Verdampfungsverhaltes des Wassers, verwendet. In dem nächsten Kapitel werden die Ergebnisse aus diesen Simulationen dargestellt.

#### 4 3D-CFD Spraysimulation

Zur Unterstützung der Versuche und der Motorsimulation wurde ein Einspritzmodell des Bosch Wassereinspritzinjektor aufgebaut und durch den Vergleich von optischen Messungen und Einspritzsimulation unter Berücksichtigung einer Konstantvolumenkammer validiert. Die Experimente wurden vom KIT durchgeführt, während die Analyse und Simulation am IFS betrieben wurde. Untersuchungen über die Sprayeigenschaften der Injektoren (z.B. Spray-Targeting und Penetration) wurden mit Hilfe einer Analyse von hochauflösenden Videos von Einspritztests durchgeführt [20].

Verschiedene Kombinationen von Einspritzparametern wurden getestet und simuliert. Die variablen Parameter sind:

- Einspritzdruck (5 – 9.5 bar)
- Kammerdruck (1 – 2 bar)
- Kammertemperatur (20 – 80 °C)
- Einspritztemperatur (20 – 90 °C)
- Einspritzrichtung

Die Experimente und Simulationen werden mit dem gleichen Algorithmus ausgewertet [20], was in Abbildung 4-1 und Abbildung 4-2 gezeigt wird.

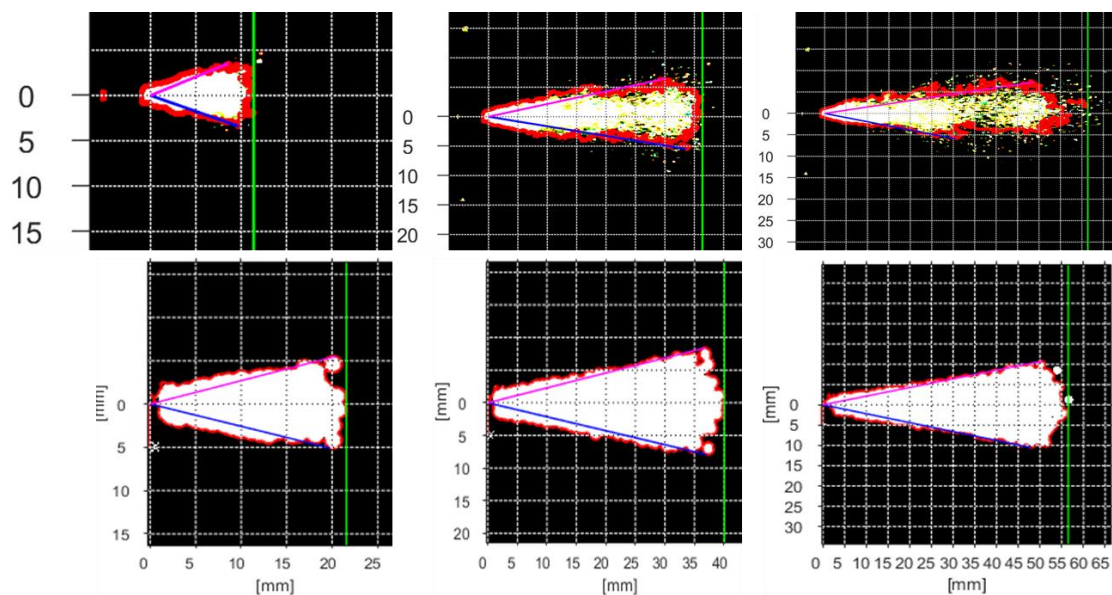


Abbildung 4-1: Kalibrierung des Einspritzmodells durch direkten Vergleich mit optischen Messungen



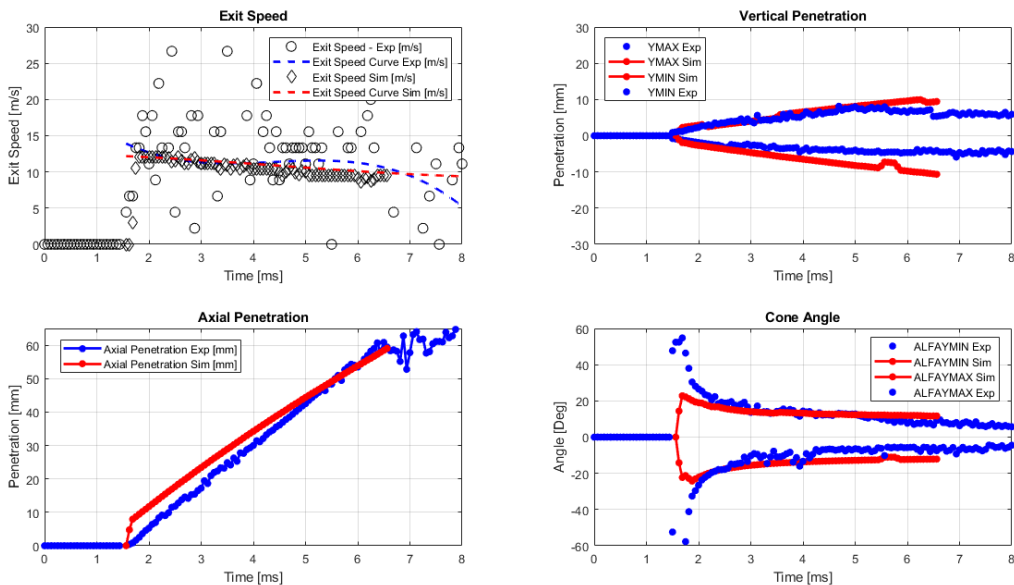


Abbildung 4-2: Validierung des Modells in Bezug auf die optische Messung unter Berücksichtigung der geometrischen Eigenschaften des Sprays

## 4.1 Ergebnisse und Analyse

### 4.1.1 Einspritzungsmodell

Parallel zur optischen Testkampagne wurden Einspritzsimulationen durchgeführt, um das Injektor Modell im Einzylindermodell zu kalibrieren und den Einfluss des Einspritzparameters auf die Wasserverdampfungsneigung zu untersuchen. Da die Prüfkammer nicht konditioniert werden konnte, wurden allein durch die Simulation höhere Gegendruck- und Temperaturbedingungen getestet, ähnlich den Ansaugkrümmerbedingungen bei Motor-Teillast, wie in Tabelle 4-1 gezeigt wird.

Tabelle 4-1: Einspritzungssimulation Matrix

Simulation	Einspritzdruck [bar]	Kammer Druck [bar]	Kammer Temperatur [K]	Wasser Temperatur [K]
1	5	1	20	20
2	9,5	1	20	20
3	5	2	80	20
4	9,5	2	80	20
5	9,5	2	80	90

Der untersuchte Druckbereich hatte keinen wesentlichen Einfluss auf die Spritzcharakteristik und insbesondere die Verdampfungsneigung wurde nur geringfügig beeinflusst (siehe Abbildung 4-3). Eine Erhöhung des Kammerdrucks und der Temperatur (Bedingungen des Ansaugkrümmer) verbessert die Wasserverdampfung, aber der einflussreichste Faktor scheint die Wassereinspritztemperatur zu sein. Wasser verdampft besser, wenn man die realen Bedingungen im Ansaugrohr berücksichtigt (2 bar/ 80°C). Durch die Erhöhung der Temperatur des eingespritzten Wassers (90°C) beträgt die Steigerung der verdampften Masse 60%, wie bei Abbildung 4-3 dargestellt. In jedem Fall ist die Verdampfungsneigung von Wasser

gering. Dies ist auf die höhere Oberflächenspannung des Wassers im Vergleich zu kommerziellen Brennstoffen zurückzuführen, welche nach dem Einspritzen zu größeren Tropfen führt. Dies scheint die Kühlleistung des Wassers zu begrenzen.

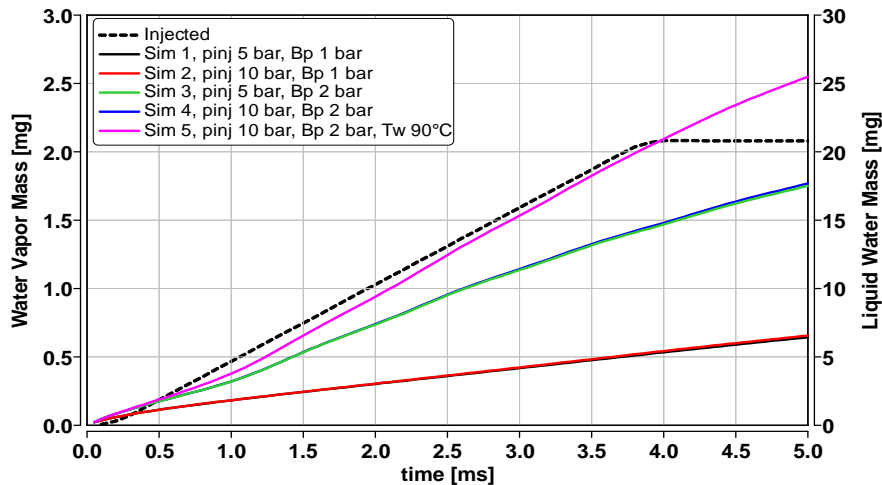


Abbildung 4-3: Vergleich des verdampften Wassers für jede Einspritzstrategie (linke y-Achse) und der flüssig eingespritzten Masse (rechte y-Achse)

Abbildung 4-4 zeigt, wie sich der SMD in Bezug auf den Einspritzdruck bei einem Abstand von 30 mm zur Einspritzspitze verändert. Bei Umgebungsbedingungen in der Kammer ist der SMD-Unterschied erkennbar, aber bei höheren Gegendruck- und Temperaturbedingungen sind die Unterschiede nicht mehr offensichtlich.

Zur Wiederaufnahme der Kalibrierung des Port-Wasserinjektors in der Kammer mit konstantem Volumen sind die folgenden Schlussfolgerungen zu ziehen:

- Optische Messungen und Simulationen zeigen gute Übereinstimmung
- Simulationen zeigen eine geringe Verdunstungsneigung des Wassers
- Die Erhöhung des Einspritzdrucks von 5 auf 10 bar hat keinen großen Einfluss auf den Verdampfungsprozess.
- Verbesserte Wasserverdampfung unter Berücksichtigung der realen Ansaugkrümmerbedingungen ( 2 bar/ 80°C).
- Durch Erhöhung der Temperatur des eingespritzten Wassers (90°C) beträgt die Verbesserung der verdampften Masse 60%.
- Bei 5 bar Einspritzdruck beträgt der gemittelte Durchmesser bei 30 mm Querschnitt ~100 µm
- Bei einem Einspritzdruck von 10 bar beträgt der gemittelte Durchmesser, der bei einem Querschnitt von 30 mm gefunden wurde, ~80 µm

## 4.1.2 Einzel-Zylindermotorsimulation

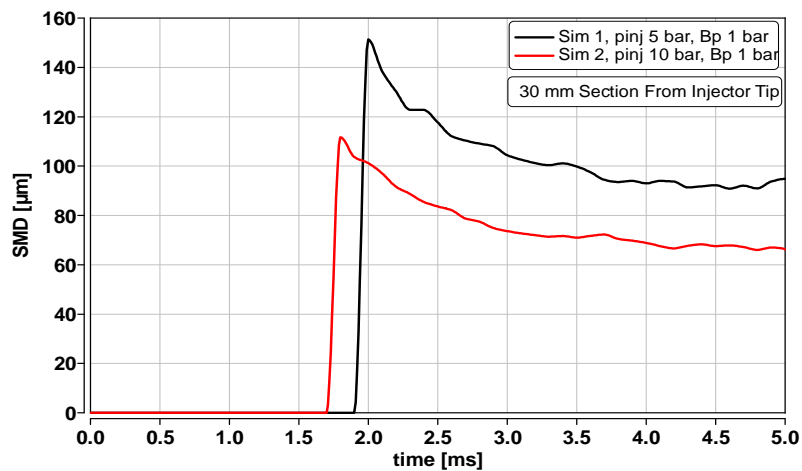


Abbildung 4-4: SMD um 30 mm Querschnitt von Strahl für 5 und 9.5 bar Einspritzdruck

Der Erkenntnisgewinn über die Kammer mit konstantem Volumen wurde dann in das Einspritzmodell der vollständigen Motorsimulation übertragen. Das Einspritzmodell der Motorsimulation hat genau die gleichen Eigenschaften wie das für die Einspritzsimulation im Konstantvolumenraum verwendete und folgt dem Ansatz der QuickSim. Ziel des Tools ist es, den Motorzyklus in seinen verschiedenen Phasen (Einspritzung, Verbrennung, Ladungswechseln) reproduzieren zu können, um zeiteffektive und genaue Ergebnisse zu erzielen. Daher eröffnet dieser Ansatz die Möglichkeit, verschiedene Motorkonfigurationen und Strategien schnell zu testen.

Ähnlich wie bei der Einspritzsimulation in der Motorsimulation wurde festgestellt, dass weder die Einspritzdruckänderung zwischen 5 und 10 bar, noch der Wassereinspritzzeitpunkt eine Rolle bei der Entwicklung der Dieselverbrennung spielen. Zusätzlich wurde festgestellt, dass das 50% Kraftstoffe/Wasser-Verhältnis einen guten Kompromiss zwischen dem Einfluss von Wasser auf die Verbrennungstemperatur und dem Wasserverbrauch selbst darstellt. Aus diesen Gründen zeigt die untenstehende Simulation die Ergebnisse bei einem Wasser-Kraftstoff-Verhältnis von 50%, mit konstantem Einspritzzeitpunkt (360°KW v.ZOT) und 8 bar Einspritzdruck. Es stellte sich dann heraus, dass der größte Einfluss auf die Wasserverdampfung in den Motorsimulationen von der Einspritzdüsenposition ausging. Als Konsequenz wurden verschiedene Einspritzpositionen in der 3D-CFD-Simulation getestet, wobei als Bewertungsparameter das Potenzial zur Reduzierung der Verbrennungstemperaturen im Zylinder und die Ansammlung von flüssigem Wasser an der Laufbuchse verwendet wurden. Es wurden drei Injektor-Positionen analysiert:

- Position 1: Vor Airbox (Konfiguration von Prüfstand)
- Position 2: Drallkanal (Virtuelle Untersuchung)
- Position 3: Fühlungskanal (Virtuelle Untersuchung)

Die drei untersuchten Positionen der Wasserinjektoren sind in Abbildung 4-5 skizziert.

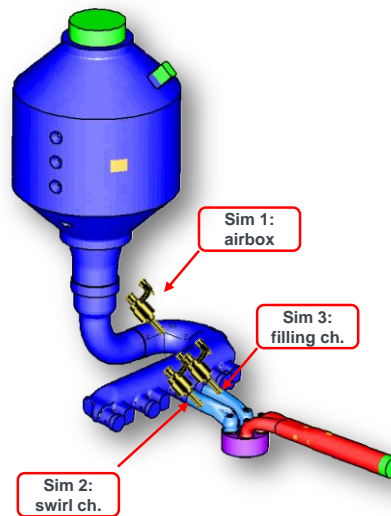


Abbildung 4-5: Untersuchten Positionen der Wassereinspritzoren

Der gewählte Betriebspunkt ist bei 2000 U/min und 15.5 bar indizierter Mitteldruck (IMEP). Die getestete Wassereinspritzstrategie berücksichtigt 8 bar Einspritzdruck, 50% Wasser/Kraftstoff-Verhältnis und als Einspritzzeitpunkt 360°KW v.OT. Für die relative Luftfeuchtigkeit wurden 70 % betrachtet. Tabelle 4-2 fasst die Kalibrierung des Betriebspunktlaufs auf dem Prüfstand zusammen. Die Position der Wassereinspritzung entspricht der Airbox-Konfiguration (Position 1).

Tabelle 4-2: Betriebspunkt Kalibration

Parameter		Betriebspunkt Kalibrierung
Umdrehungen	U/min	2000
IMEP	bar	15,5
Ladedruck	bar	2,1
Gegendruck	bar	2,8
Luft Massestrom	9.5	844
Kraftstoff Massestrom	mg	41
AGR rate	%	15
Lambda	-	1,73
Einspritzdruck	bar	1400
Injektion Muster	-	P2-P1-M
Wasser/Kraftstoff-Verhältnis	%	50
SOL <sub>w</sub>	°KW v.OT	360
Wassereinspritzdruck	Bar	8

Die Simulationskalibrierung wurde auf der Basis des Lastpunktes ohne Wassereinspritzung und anschließend im Fall der Wassereinspritzung mit Einspritzposition 1 durchgeführt. Daher wurden nur durch 3D-CFD-Simulation Position 2 und 3 getestet, sobald die Basiskalibrierung verfügbar war.

Für diesen Betriebspunkt wurden fast 21 mg Wasser eingespritzt. Die Simulation der Prüfstandskonfiguration (Injektorposition 1) zeigte eine kritische Ansammlung von flüssigem Wasser in der Airbox. Mit Injektor-Position 2 ist die Stagnation des Wassers in der Airbox deutlich geringer wie in Abbildung 4-6 gezeigt wird. Das stationäre Strömungsfeld wurde nach mehreren Simulationszyklen erreicht und zeigte eine Ansammlung von 32 mg flüssigem Wasser in der Airbox mit Injektorposition 1.

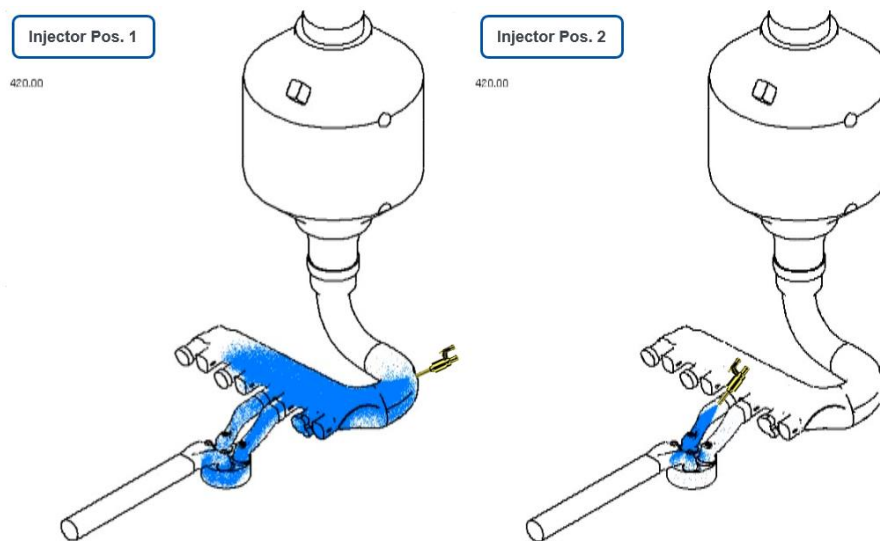


Abbildung 4-6: Vergleich der Wirkung der beiden Injektor-Positionen in Bezug auf die Ansammlung von flüssigem Wasser

Bei der Einspritzung in die Airbox verdampften 2,7 mg Wasser vor Erreichen der Brennraum (12,8 % des eingespritzten Wassers), während fast 2,5 mg (11,8 % des eingespritzten Wassers) vor der Kraftstoffeinspritzung in der Brennkammer verdampften. Die Gesamtmasse, die im Zylinder einschließlich des Verbrennungsprozesses verdampfte, betrug 13,7 mg, was 65 % der eingespritzten Wassermasse entsprach. Etwa 22 % des eingespritzten Wassers nahmen nicht am Verbrennungsprozess teil, verdampften später oder an der Wand und gingen in Richtung Auspuffleitung. Diese Analyse wurde für die gesamte Injektionsposition wiederholt, wie in Tabelle 4-3 zusammengefasst. Die Positionen 2 und 3 nutzten die Wassermasse intensiver aus und eröffneten damit die Möglichkeit, die Zylindertemperatur höher zu senken. Jedenfalls erhöhten sie auch die nicht im Verbrennungsprozess verwendete Wassermasse, da die Restwassermasse am Ende der Verbrennung (flüssig oder verdampft) in Bezug auf die Einspritzposition 1 höher ist. Diese Restwassermasse verliert ihre Kühlleistung an der Wand oder in der Abgasleitung.

Die Absenkung der Zylindertemperatur ist für die Reduzierung der NO<sub>x</sub>-Emissionen unerlässlich. Mit dem Injektor in der zweiten oder dritten Konfiguration kann die verdampfte Wassermasse erhöht und die Wasserkühlleistung mehr ausgenutzt werden. Die Wasserverdampfung für die verschiedenen Injektorkonfigurationen ist in der Abbildung 4-7 in Bezug auf die gesamte eingespritzte Wassermasse (rechte y-Achse) dargestellt.

Tabelle 4-3: Wassermassebilanz im Motor

	Position 1		Position 2		Position 3	
	mg	%***	mg	%***	mg	%***
Verdampfte Ansaugsysteme	2,7	12,8	1	4,6	0,9	4,3
Verdampfte in Zylindern bevor SOI	2,5	11,8	7,3	34,8	6,4	30,7
Verwendet in Zylindern*	13,7	65,5	14,6	70,1	14,5	69,6
Rückstand am Ende der Verbrennung**	4,5	21,7	5,3	25,4	5,4	26,1

\* Verdampft und verdampft und am Verbrennungsprozess beteiligt

\*\* Flüssige und verdampfte Masse, die die Verbrennung nicht beeinflusst

\*\*\* Prozentsatz der Eingespritzten Wassermasse pro Zyklus

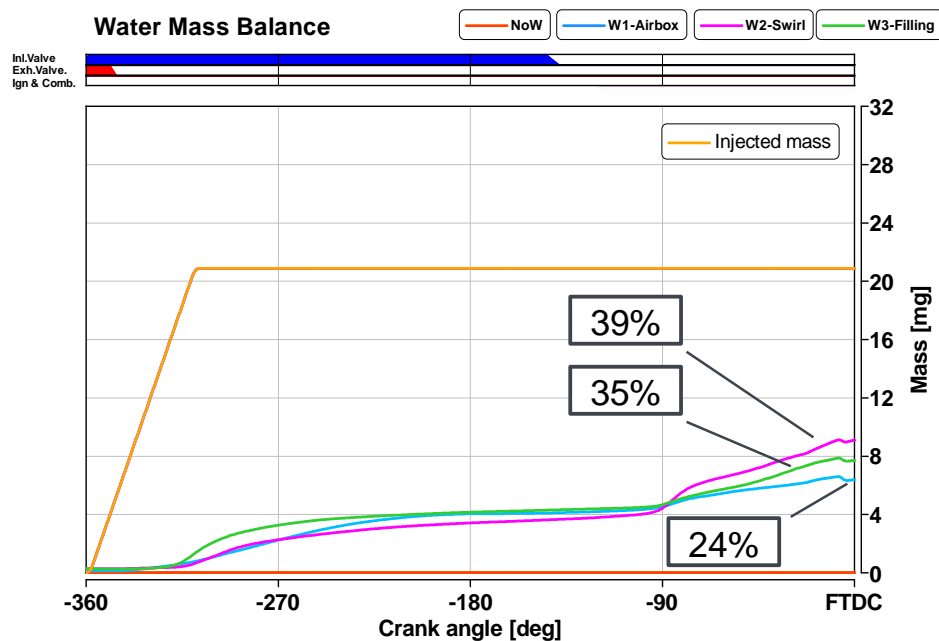


Abbildung 4-7: Wasserverdampfung für die verschiedenen Injektorkonfigurationen

Dennoch führt die Injektor-Position 2 und 3, wie in Abbildung 4-8 dargestellt, zu höheren Tropfendurchmessern im Zylinder (linke y-achse), was wiederum zu einer höheren Wasseransammlung an den Laufbuchszellen führt (rechte y-achse). Diese Konfigurationen könnten aus Sicht der Wandbenetzung kritisch sein. Weiterhin ist zu erkennen, dass der Drallkanal zwar höhere Tröpfchendurchmesser verursacht, der Füllkanal jedoch eine höhere Flüssigwassermasse am Liner mit sich bringt. Wahrscheinlich erzeugte der Füllkanal einen stärkeren Impuls auf die Tröpfchen, der ihr Aufbrechen unterstützt, sie aber intensiver an die Zylinderwand lenkt.

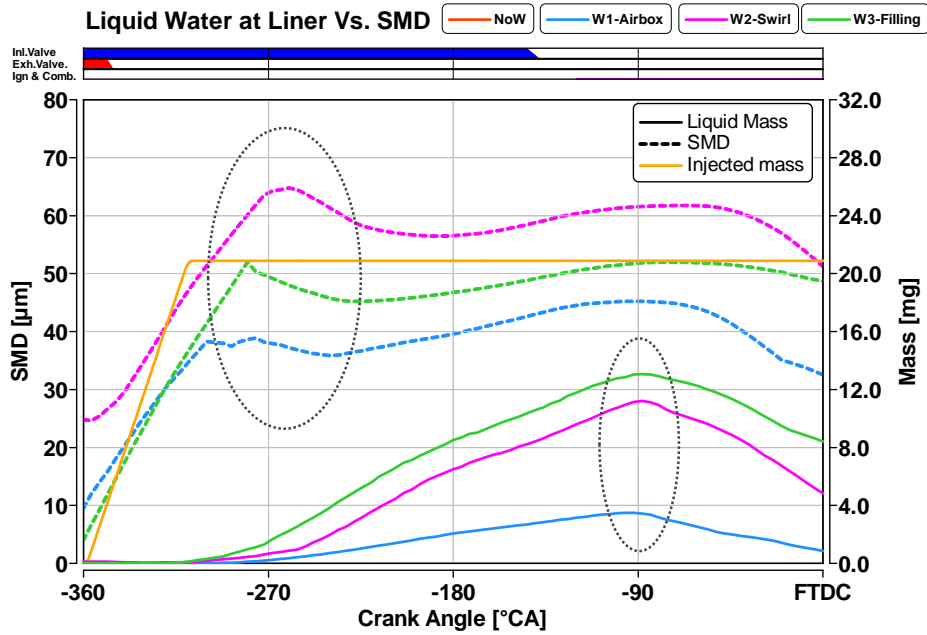


Abbildung 4-8: mittlerer Sauer-Durchmesser (SMD) der in den Zylinder eingespritzten Wasser Tröpfchen und Ansammlung flüssiger Wassermassen an der Laufbuchse für die drei Injektor-Positionen

Abbildung 4-9 stellt die Wasserkonzentration im Zylinder dar, die sich aus der Airbox-Wassereinspritzung (links) und der Füllkanal-Wassereinspritzung (rechts) ergibt. Die Wassereinspritzung näher am Zylinder erzeugte eine verzögerte und weniger gleichmäßige Wasserverdampfung. Die Wasserverdunstung wurde mit einer völlig anderen Charakteristik realisiert, daher ist es wertvoll, das Wasserverhalten vor Ort zu bewerten.

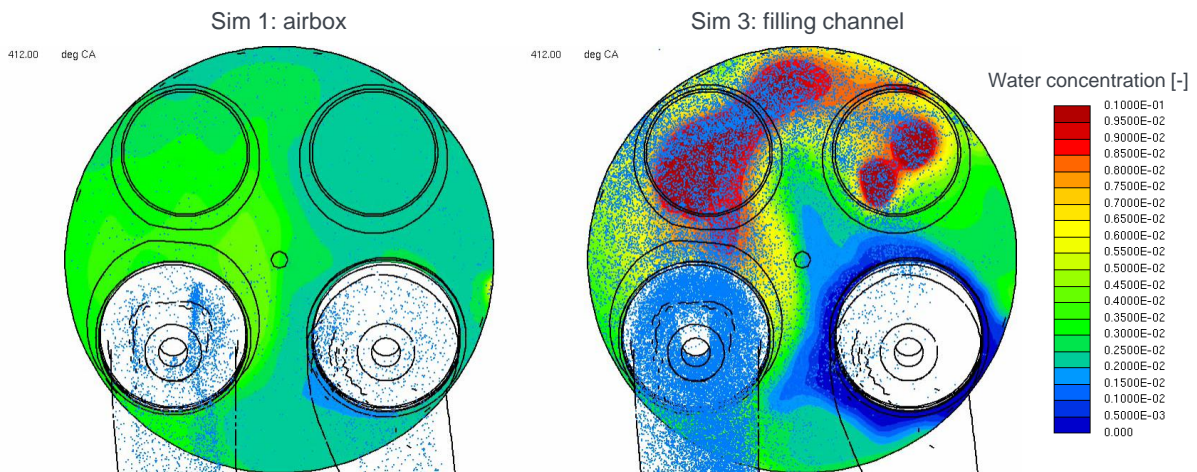


Abbildung 4-9: Wasserkonzentration im Zylinder für die Airbox-Wassereinspritzung (links) und für das Füllkanal (rechts) in Bezug auf den Wassertropfen um 412 °KW

Abbildung 4-10 entspricht der Abbildung 4-9 wenige Kurbelwinkel später. Hier sieht man, wie sich das Wasser an der Wand konzentriert und in der Nähe der Wand bei der Swirl-Bewegung verdunstet. Der Füllkanal zeigte eine höhere Neigung zur Wasseransammlung (verdampft und flüssig) an der Laufbuchse.

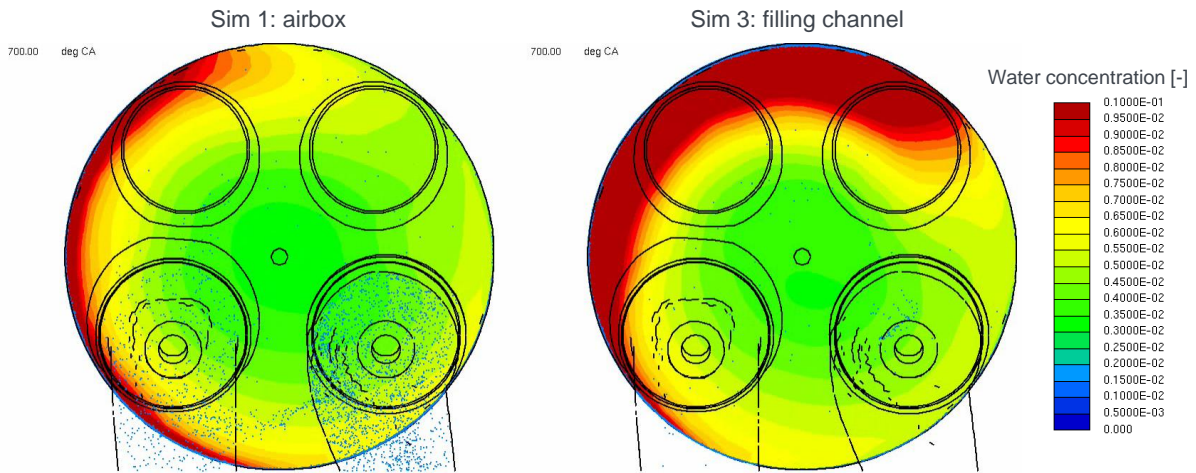


Abbildung 4-10: Wasserkonzentration im Zylinder für die Airbox-Wassereinspritzung (links) und für das Füllkanal (rechts) in Bezug auf den Wassertropfen um 700 °KW

Abbildung 4-11 stellt die Temperatur in der Kolbenmulde während der zweiten Piloteinspritzung dar. Es ist zu erkennen, wie die Wassereinspritzung (Füllkanalgehäuse rechts) die Verbrennungstemperatur gegenüber dem Fall ohne Wassereinspritzung (links) leicht und lokal reduziert.

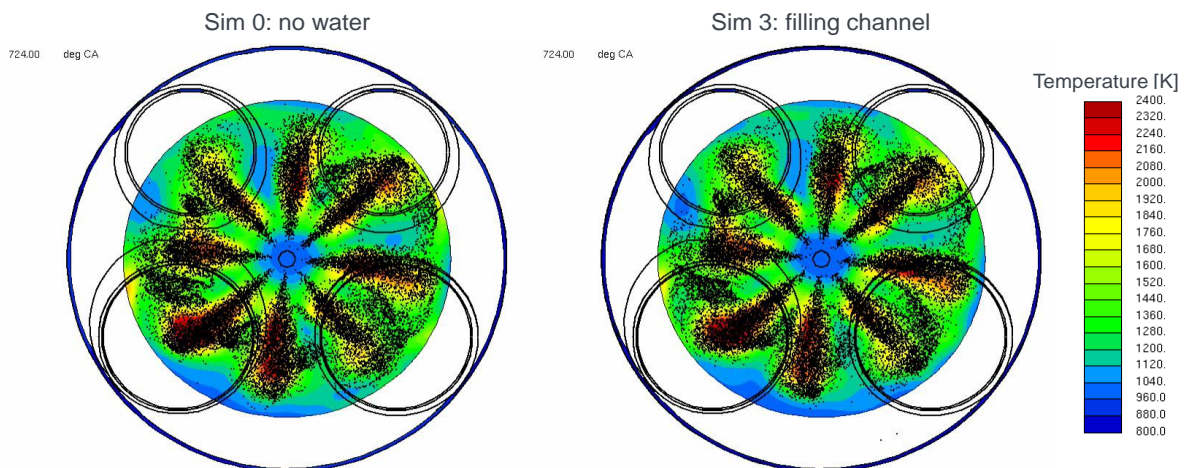


Abbildung 4-11: Temperatur im Zylinder für den Fall ohne Wassereinspritzung (links) und für das Füllkanal (rechts) in Bezug auf den Kraftstoffropfen um 724 °KW



Abbildung 4-12 entspricht der Abbildung 4-11, jedoch am Ende der Kraftstoffeinspritzung und fast am Ende des Verbrennungsprozesses. Hier ist eine stärkere und lokale Temperaturabsenkung durch Wassereinspritzung zu erkennen.

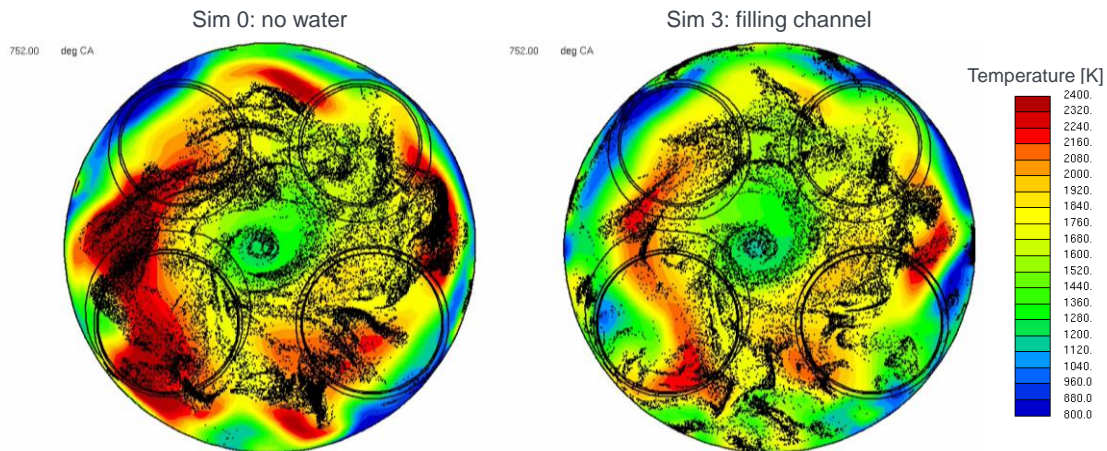


Abbildung 4-12: Temperatur im Zylinder für den Fall ohne Wassereinspritzung (links) und für das Füllkanal (rechts) in Bezug auf den Kraftstofftropfen um 752 °KW (Ende des Vebrennungsprozesses)

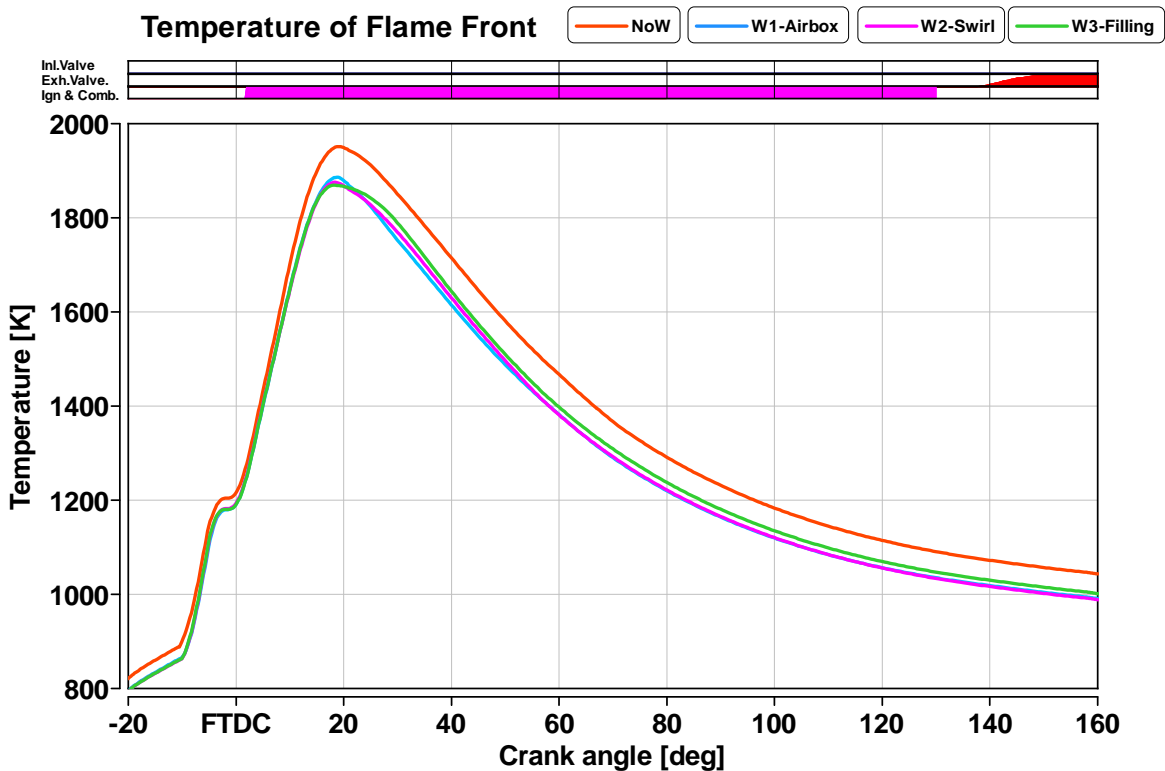


Abbildung 4-13: Durchschnittliche Zylinder Temperatur der 3D-CFD-Zellen unter Verbrennungsbedingungen für den Fall ohne Wasser und die drei getesteten Wassereinspritzkonfigurationen

Die durchschnittliche Temperatur der Zellen, die sich in der Verbrennungsphase befinden (kälter und wärmer), ist in Abbildung 4-13 dargestellt. Hier ist zu erkennen, dass die gesamte Wassereinspritzkonfiguration eine vergleichbare Temperatursenkung brachte. Ein geringfügig höheres Potential zur Verringerung der Verbrennungstemperatur wird durch die Drallkanal-

Wassereinspritzung gezeigt. Abschließend erfolgt eine Vorabschätzung des Potentials der Wassereinspritzung zur Reduzierung der  $\text{NO}_x$ -Bildung bei gleichzeitiger Kontrolle der Rußbildung durch Überprüfung der lokalen Temperatur während des Verbrennungsvorgangs im Vergleich zur Gemischverteilung im Zylinder. Die Rußbildung lässt sich im Allgemeinen erkennen, wenn in fetten Zonen Temperaturen über 1400 K erreicht werden. Durch Zugabe von Wasser (Injektorposition 2) wird die Verbrennungstemperatur lokal reduziert und gleichzeitig scheinen die lokalen Fettzonen reduziert zu werden, wie es auf der rechten Seite von Abbildung 4-14 dargestellt ist. Das durch den Drallkanal eingespritzte Wasser schien eine höhere Turbulenz im Zylinder zu fördern und die Kraftstoffverdampfung selbst zu unterstützen. Weitere Analysen der lokalen Gemischbedingungen sind ohnehin notwendig, in Kombination mit einem Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Modell, das Gegenstand eines zukünftigen Projekts sein wird.

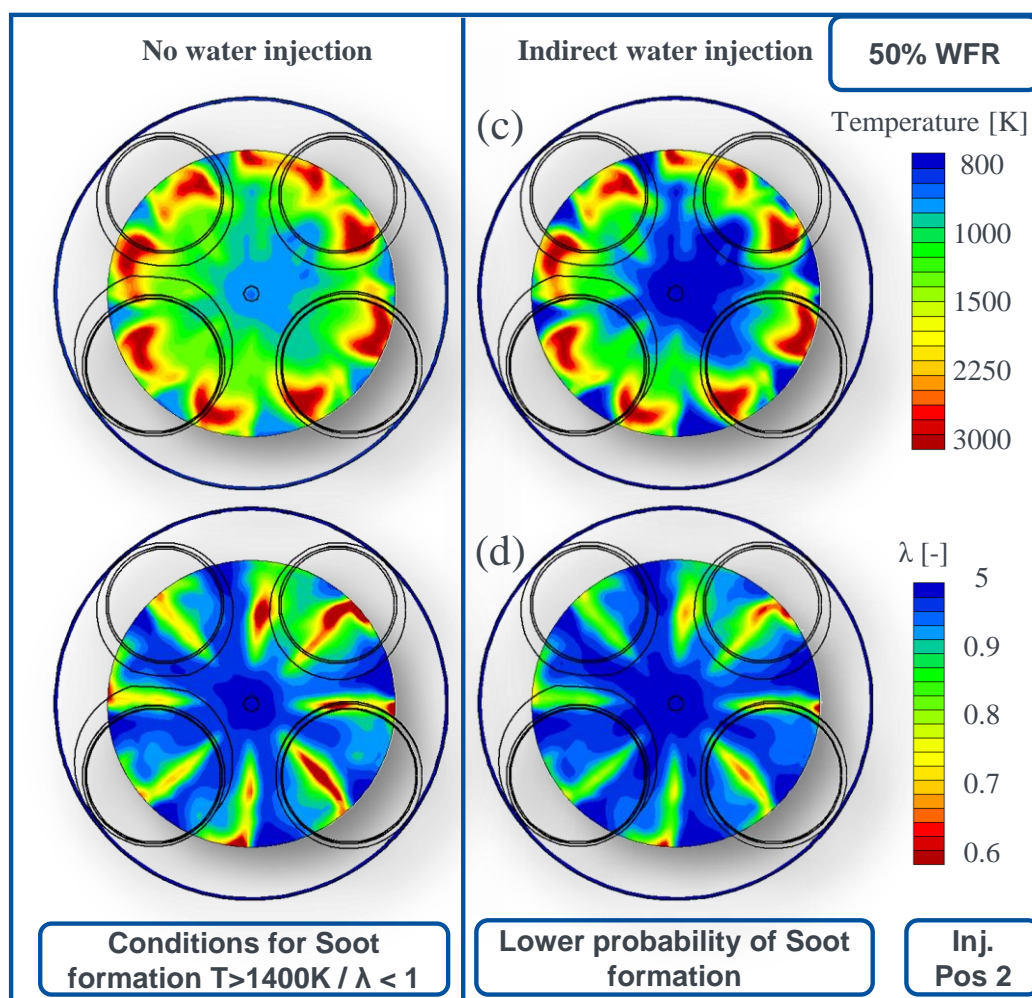


Abbildung 4-14: Vorbewertung der Rußbildung durch Überprüfung der Temperatur und des Mischungsverhältnisses des Falles ohne Wassereinspritzung und des Falles durch Wassereinspritzung in den Drallkanal

### 4.1.3 Fazit

Die 3D-CFD-Simulation ist ein leistungsstarkes und wesentliches Mittel für die Analyse solcher lokalen Phänomene, die das Wasserverhalten während des Betriebs von Dieselmotoren betreffen.

Die Wassereinspritzung wurde zusammen mit dem Dieselerbrennungsmodell in das 3D-CFD-Tool QuickSim implementiert. Der Betriebspunkt 2000 U/min 15,5 bar IMEP und das Verbrennungsmodell wurde mit experimentellen Daten kalibriert.

Der Wassereinspritzdruck (5-10 bar) und der Einspritzzeitpunkt haben einen geringen Einfluss auf den Verbrennungsprozess.

Die Position der Wassereinspritzdüse bringt eine unterschiedliche Verdampfungsneigung und einen unterschiedlichen Wassergehalt im Zylinder mit sich, wodurch der Verbrennungsprozess beeinflusst wird. Die Position in der Nähe des Zylinderkopfes (Drall oder Füllungskanal) führte zu einer besseren Ausnutzung der Kühlleistung des Wassers während der Verbrennungsvorgänge. Dennoch ist ihre Anwendung durch die höhere Neigung zur Wandbeaufschlagung und letztendlich zur Erzeugung von Ölverdünnungsproblemen begrenzt.

## 5 Reaktionskinetik Zündverzug

Ein wichtiger Aspekt bei der dieselmotorischen Verbrennung ist die Selbstzündung. Für die Untersuchung und Implementierung der Wassereinspritzung in bestehende Simulationsmodelle ist es deshalb wichtig den Einfluss von Wasser auf den Selbstzündungsprozess zu untersuchen und zu verstehen.

Grundsätzlich sind hier zwei Effekte von Interesse: der kinetische und der thermische.

Der thermische Einfluss beschreibt Änderungen im Zündverhalten, die sich auf geänderte Temperaturverhältnisse zurückführen lassen. Verdampft Wasser und entzieht der umgebenden Atmosphäre die Verdampfungswärme, kühlt sich die Temperatur im Gemisch ab und die Reaktionsgeschwindigkeiten ändern sich entsprechend des zu Grunde liegenden Mechanismus.

Beim kinetischen Effekt hingegen tritt die Gaszusammensetzung als solches in den Vordergrund. Mischt sich Wasser bzw. Wasserdampf mit dem Gasgemisch aus Frischluft, Inertgas und Kraftstoff, verschieben sich lokale Spezieskonzentrationen und Partialdrücke aufgrund des höheren Wasseranteils. Da die Geschwindigkeit von chemischen Reaktionen nicht nur von der Temperatur, sondern eben auch von den Konzentrationen der Reaktionspartner, sowie deren Partialdrücke abhängt, können lokal höhere Wasserkonzentrationen den Reaktionsablauf ebenfalls verändern. Je nach Beschaffenheit des Reaktionssystems können einzelne Reaktionspfade, die vom Wasseranteil stark abhängig sind, einen großen Einfluss auf nachfolgende Reaktionen ausüben. In der Folge verändert sich der Zündverzug trotz gleicher Temperaturbedingungen merklich.

Um den Einfluss beider Effekte auf die Selbstzündung gezielt und umfangreich analysieren zu können, werden deshalb Berechnungen auf Basis detaillierter chemischer Reaktionsmechanismen durchgeführt. Die Reaktionsprozesse werden dabei in Python mit der freien Bibliothek Cantera [60] berechnet, welche eine Vielzahl von Funktionen und Möglichkeiten zur Untersuchung von Reaktionssystemen bietet. Hierbei sind die Simulationen auf gasförmige Spezies beschränkt, sodass eine Wasserverdampfung im System nicht stattfindet. Zum einen wäre hierzu ein separates und exaktes Verdampfungsmodell des Wassers nötig; zum anderen ist die Unterscheidung zwischen thermischen und kinetischen Effekt schwieriger, da sich die Temperatur aufgrund der Verdampfungsenthalpie zusätzlich ändert.

### 5.1 Auswahl des Reaktionsmechanismus und des Ersatzkraftstoffes

Bevor mit der Implementierung des Rechenmodelles begonnen werden kann, ist die Auswahl eines geeigneten Reaktionsmechanismus vorzunehmen. Diese sind bei verschiedenen Organisationen und Forschungsgruppen oft frei zugänglich und sind für besondere Anwendungen meist speziell gestaltet und optimiert. Daher können sich diese in Komplexität und Umfang deutlich unterscheiden. Als Auswahlkriterium dienen zum einen die enthaltenen Spezies mit denen unter anderem ein Diesel-Ersatzkraftstoff abgebildet werden kann. Zum anderen ist auch die benötigte Rechenkapazität und –dauer nicht zu unterschätzen, da diese in etwa kubisch mit der Anzahl von Reaktionsgleichungen ansteigt. Tabelle 5-1 enthält einen Überblick verschiedener verfügbarer Reaktionsmechanismen, die für Dieselkraftstoffe von der CRECK-Modeling Group bzw. vom Livermore-Lawrence-National-Laboratory (kurz: LLNL) entwickelt wurden. Aus Platzgründen sind die Daten der CRECK-Modeling Group hellgrau hinterlegt; die von LLNL dunkelgrau.

## 5 Reaktionskinetik Zündverzug

Tabelle 5-1: Liste der betrachteten Diesel-Reaktionsmechanismen der CRECK Modeling Group (hellgrau hinterlegt) und des Livermore Lawrence National Laboratory (dunkelgrau hinterlegt)

Bezeichnung	Beschreibung	Spezies	Reaktionen
POLIMI_NC7_REDUCED106_1410 [21-24]	n-Heptan	106	1738
POLIMI_NC12_REDUCED130_14010 [22-25]	n-Dodecan	130	2323
POLIMI_DIESEL_REDUCED201C_1410 [22-24, 26]	Diesel	201	4240
POLIMI_TOT_1412 [22-24, 27, 28]	Basis für reduzierte Mechanismen	451	17848
POLIMI_TOT_NOX_1412 [22-24, 28-32]	Erweiterter POLIMI_TOT_1412 mit Berücksichtigung von NO <sub>x</sub>	484	19341
Chem_sk163MOD [33-35]	Diesel-Surrogat, reduzierter Mechanismus	163	887
Xylene+C12 [34-36]	Diesel-Surrogat, detaillierter Mechanismus	2885	11754

Die kompakteren Mechanismen der CRECK Modeling Group stellen fast ausschließlich eine Vereinfachung bzw. eine ausgewählte Sammlung von Reaktionsgleichungen dar, welche aus den komplexen und umfangreichen Reaktionsdaten extrahiert werden. Bei den Datensätzen des Livermore Lawrence National Laboratory verhält es sich ähnlich. Ob eine Untersuchung der komplexen Reaktionsgleichungen gerechtfertigt ist oder ob die vereinfachten Ansätze reichen, hängt vom ausgewählten Ersatzkraftstoff ab, der damit darstellbar ist. Ein realer Dieselmotorkraftstoff wird in der Regel aus einer Vielzahl von Komponenten und Spezies gemischt, um spezielle Eigenschaften zu erreichen [37]. Alle diese Bestandteile sind unter vertretbarem Rechen- aber auch Forschungsaufwand nur schwierig in einem Reaktionsmechanismus zu vereinen. Zudem besitzen einige Kraftstoffkomponenten einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Zündung bzw. Verbrennung. Es ist deshalb eine Ersatzzusammensetzung des Kraftstoffes mit vergleichbaren Eigenschaften zum realen Pendant zu bestimmen. In der Literatur gibt es eine Vielzahl von untersuchten Vergleichskraftstoffen, die in Tabelle 5-2 zusammengefasst sind. Am Ende der Tabelle befindet sich auch der Kraftstoff, welcher am Prüfstand zum Einsatz kommt.

Tabelle 5-2: Liste der Eigenschaften von Diesel-Ersatzkraftstoffen verschiedener Autoren

Name / (Erst)Autor	Stöich. Koeffizient in kg Luft / kg Kraftstoff	C/H Verhältnis	Hu in MJ/kg
n-Dodecan	14.91	11.7 / 25.4	44.41
n-Heptan	15.08	11.1 / 25.4	44.86
Gustavsson [38]	14.5	13.6 / 25.4	43.53
Hernandez [39]	14.24	15.0 / 25.4	42.87
Lemaire [40]	14.47	13.8 / 25.4	43.31
Li [41]	14.77	12.3 / 25.4	44.07
Xiao [42]	14.87	11.9 / 25.4	44.35
IFKM Referenz	14.63	13.6 / 25.4	42.84

Neben Reinstoffen wie nDodecan oder nHeptan werden auch Ersatzkraftstoffe mit mehr als einer Komponente aufgeführt. Werden letztere für die Berechnung verwendet scheiden bereits mehrere einfachere Reaktionsmechanismen aus, da sie die erforderlichen Spezies schlicht nicht enthalten. Deshalb wird sich im Wesentlichen auf den umfangreichen POLIMI\_TOT\_NOX\_1412 konzentriert. Dieser Mechanismus bietet die Möglichkeit mehrkomponentige Kraftstoffe zu berechnen, wobei die Rechenzeit noch in einem vertretbaren Rahmen bleibt. Der umfangreichste Datensatz der LLNL-Gruppe war hier hingegen mit den verfügbaren Mitteln und dem gewählten Untersuchungsraum nicht in einem annehmbaren Zeitraum rechenbar.

## 5.2 Aufbau des Zündverzugsmodells

In der Praxis haben sich zur Messung von Zündverzugszeiten Stoßwellenrohre oder Kompressionsmaschinen durchgesetzt. Grundprinzip ist, dass einem Gasgemisch in einer Kammer bzw. einem Rohr eine definierte Temperatur und gewünschter Druck aufgeprägt wird. Sind diese Bedingungen erreicht bzw. eingestellt, beginnt eine Zeitmessung. Im Gemisch finden Vorreaktionen statt, die bei Überschreiten eines kritischen Maßes, einen exponentiellen Umsatz anstoßen und den Zündprozess einleiten. Je nach verwendeter Methodologie wird der Zeitpunkt der Durchzündung entweder durch einen charakteristischen Temperaturanstieg oder den Verlauf bestimmter Spezies bestimmt.

Das hierzu entwickelte und implementierte Simulationsmodell verfolgt deshalb mehrere Ziele. Zum einen soll eine definierte Gaszusammensetzung zu Beginn einer Zündungssimulation vorgegeben werden, die durch rein motorische Größen, wie etwa Lambda oder AGR-Rate, bestimmt wird. Zum anderen soll das Modell mit beliebigen Reaktionsmechanismen und Ersatzkraftstoffen funktionieren und die grundsätzlichen Bedingungen in realen Messinstrumenten nachbilden.

Der Aufbau und die Steuerung der Simulation geschieht dabei ausschließlich in Python. Die Herausforderung besteht hierbei aber nicht in der Durchführung einer Zündungssimulation selbst. In Cantera existieren bereits Beispiele zur Berechnung von Zündverzugszeiten, die ohne großen Änderungsaufwand übernommen werden können. Vielmehr liegt ein großer Fokus auf der Bestimmung der Anfangszusammensetzung des betrachteten Gases. In Abhängigkeit von Lambda, AGR-Rate, Kraftstoffzusammensetzung und Wassereinspritzrate soll der Gemischaufbau bestimmbar sein, damit ein Vergleich zur motorischen Verbrennung besser darstellbar ist. Druck, Temperatur und Luftzusammensetzung sind hier ebenfalls zu berücksichtigen.

sichtigen. Für eine bessere Übersicht veranschaulicht Abbildung 5-1 den grundsätzlichen Simulationsaufbau für die Bestimmung der initialen Gaszusammensetzung. Alle Größen, die für die Berechnung vorgegeben werden, sind hierbei separat dargestellt.

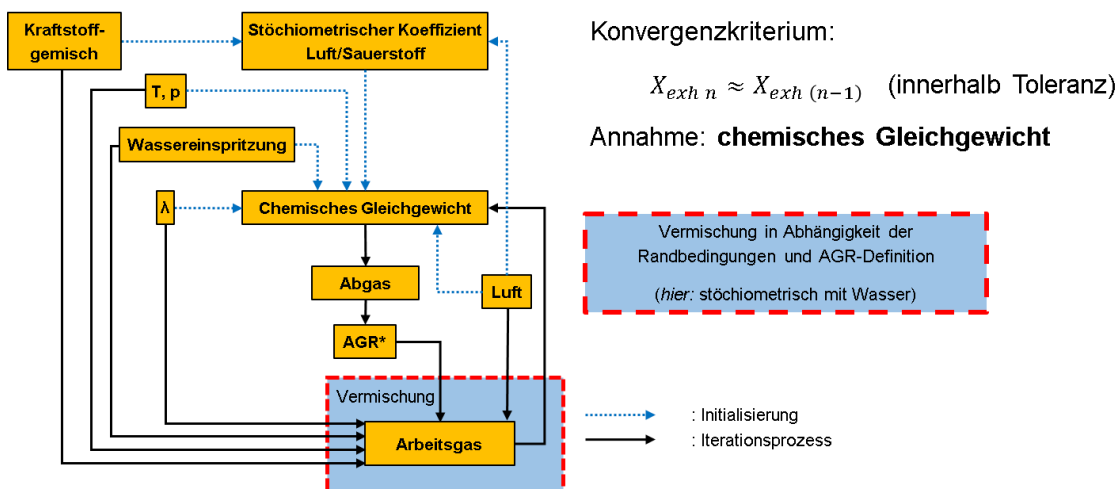


Abbildung 5-1: Aufbau des Simulationsmodells zur Bestimmung von Zündverzugszeiten in Python

Bevor der eigentliche Simulationsprozess beginnt, liest das Modell einen Reaktionsmechanismus ein mit dem alle nachfolgenden chemischen Vorgänge berechnet werden. Im nächsten Schritt wird ein Kraftstoff als Mischung von Spezies bzw. als Reinkomponente bestimmt. Diese müssen im Mechanismus enthalten sein, sonst führt die Berechnung direkt zum Abbruch. Mit der Kraftstoffzusammensetzung bestimmt das Simulationsmodell mit Methoden und Funktionen von Cantera den stöchiometrischen Luft- bzw. Sauerstoffbedarf automatisch. Letzterer wird deshalb gewählt, da sich bei mageren Bedingungen und rückgeführtem Abgas ein zur Luft unterschiedliches Sauerstoff- und Stickstoff-Verhältnis im Brennraum einstellt. Als Folge ist eine Einstellung des Lambda-Wertes auf Basis des reinen Sauerstoffs etwas einfacher implementierbar und weniger fehlerbehaftet.

Zunächst werden die Initialisierung und der erste Rechenschritt des Modells beschrieben.

Mit dem erhaltenen Sauerstoffbedarf und der Kraftstoffzusammensetzung wird die Gemischzusammensetzung unter Berücksichtigung des Lambda-Wertes und der Wasserrate bestimmt und Druck und Temperatur aufgeprägt. Intern ist dieser Prozess mit einem einfachen Mischen und Addieren der beteiligten Speziesmassen vergleichbar. Anschließend berechnet Cantera die Zusammensetzung des Abgases, welches aus dem initialen Gemisch nach Zündung entsteht. Dies geschieht durch eine einfache Gleichgewichtsannahme des Reaktionssystems. Nun ist ein Abgas für die Abgasrückführung im darauffolgenden Rechenschritt vorhanden.

Hier wird dieselbe Berechnung wie bei der Initialisierung durchgeführt, wobei dann zusätzlich Abgas in Abhängigkeit der vorgegebenen AGR-Rate zugemischt wird. Nachfolgend bestimmt Cantera wieder die Gleichgewichtszusammensetzung und die Berechnungsabläufe beginnen wieder von vorne. Vereinfacht beschrieben verhält sich das Simulationsmodell ähnlich wie eine sehr einfache Motorensimulation, wo in jedem neuen Arbeitsspiel bzw. Berechnungsschritt neues Frischgas verbrannt wird.

Das Modell beendet seine Berechnungen erst, wenn sich die initiale Frischgaszusammensetzung in zwei aufeinanderfolgenden Rechenschritten innerhalb eines Toleranzbereiches nicht mehr ändert.

Hintergrund dieser Implementierung ist die zuverlässige Einstellung und Einhaltung der Vorgaben, insbesondere beim kombinierten Einsatz von Wassereinspritzung und AGR. In diesem Zusammenhang ist auch eine detailliertere Betrachtung der Gaszusammensetzung durchzuführen. Da sich durch die Qualitätsregelung des Kraftstoff – Luftverhältnisses das globale

Lambda im Brennraum in etwa umgekehrt proportional zum Mitteldruck verhält, verändert sich auch der Inertgasanteil im Abgas deutlich. Als Inertgas werden Bestandteile im Arbeitsgas bezeichnet, die durch ihre Beschaffenheit und Eigenschaften, nicht am Verbrennungsprozess teilnehmen. In der Regel handelt es sich hier um Produkte einer ideal vollständigen und stöchiometrischen Verbrennung, wie Wasser und Kohlenstoffdioxid (im Folgenden auch als H<sub>2</sub>O und CO<sub>2</sub> abgekürzt), aber auch noch vorhandenem Stickstoff (im Folgenden auch als N<sub>2</sub> abgekürzt) in der verbrannten Luft. Am Prüfstand wird die aktuelle AGR-Rate meist durch das Verhältnis der Massenströme von Frischluft und zurückgeführtem Abgas bestimmt. Weist der aktuelle Betriebspunkt eine niedrige Last und dadurch ein hohes globales Lambda auf, wird ein Teil der Frischluft bzw. des Sauerstoffes nicht verbrannt. In diesem Abgas befindet sich dann noch ein nicht zu vernachlässigender Anteil von verbrennungsfähiger Luft, welche durch das AGR System dem Zylinder wieder zugeführt wird und wieder am Verbrennungsprozess teilnehmen kann. Dadurch ist eine Bewertung bzw. Interpretation dieser nachfolgend als klassischen AGR-Rate bezeichneten Definition schwierig, da der eigentliche Inertgasanteil je nach vorherrschendem globalen Lambda stark schwanken kann. In Hinblick auf die Zündverzugsbestimmung aber auch spätere Erstellung der Prüfmatrix wird deshalb mit der stöchiometrischen AGR-Rate gearbeitet, welche diesen Umstand berücksichtigt und folgendermaßen definiert wird:

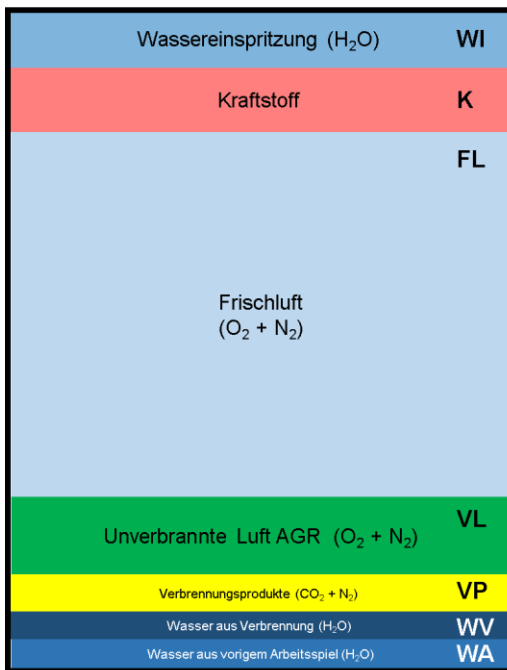
$$x_{AGR,st} = \frac{1 + L_{st}}{1 + \lambda \cdot L_{st}} \cdot x_{AGR} \quad (1)$$

Die stöchiometrische AGR-Rate  $x_{AGR,st}$  ergibt sich demnach aus dem stöchiometrischen Luftbedarf  $L_{st}$ , dem globalen Lambda-Wert  $\lambda$  und der am Prüfstand gemessenen AGR-Rate  $x_{AGR}$ .

Für die Untersuchung des Zündverzuges soll das eingebrachte dampfförmige Wasser der stöchiometrischen AGR bzw. dem effektiven Inertgasanteil zugerechnet werden. Dies ist einfach begründet: Wird der Inertgasanteil als solches bei der Berechnung über die stöchiometrische AGR vorgegeben, ändert sich bei kombinierter und veränderter Nutzung von AGR und Wassereinspritzung lediglich nur die Gaszusammensetzung des im Modell befindlichen Inertgases. Dessen Anteil an der gesamten Gasmasse, sowie die anderen vorgegebenen Parameter bleiben konstant. Dadurch kann der Einfluss des Wassers mit zurückgeführten Abgas eindeutig bestimmt werden, da im Vergleich zum Fall der reinen AGR Nutzung der Inertgasanteil identisch bleibt.

Abbildung 5-2 zeigt die grundsätzlichen Aspekte, die hier zu beachten sind, anhand einer einfachen Skizze des Zylinders und dessen Füllung vor Verbrennungsbeginn.





Klassische AGR-Rate:

$$\frac{(VL + VP + WV + WA)}{(FL + WI + (VL + VP + WV + WA))}$$

Stöchiometrische AGR-Rate:

$$\frac{(\cancel{VL} + VP + WV + WA)}{(FL + WI + \underline{K} + (VL + VP + WV + WA))}$$

Abbildung 5-2: Gaszusammensetzung im Zylinder vor Verbrennungsbeginn bei kombinierter Nutzung von AGR und Wassereinspritzung (nicht maßstabsgetreu)

Die Gesamtmasse im Simulationsmodell besteht im Wesentlichen, je nach Vorgabe der zu untersuchenden Parameter, aus den in Tabelle 5-3 aufgelisteten und erläuterten Bestandteilen.

Tabelle 5-3: Bestandteile der Gaszusammensetzung im Zündungsmodell

Name	Zusammensetzung
Kraftstoff	abhängig von Ersatzkraftstoff
Wasser aus Wassereinspritzung	abhängig von Kraftstoffmenge (Wasserrate)
Wasser bereits vorhanden	aus AGR: aus Wassereinspritzung Verbrennungsprodukte
Luft	Frischluf Unverbrannte Luft aus AGR
Inertgas	Summe aus: Wasser bereits vorhanden Verbrennungsprodukte (N <sub>2</sub> + CO <sub>2</sub> )
AGR	Quotient aus Inertgasmasse und Gesamtmasse

Wie in Abbildung 5-2 dargestellt, berechnet sich die stöchiometrische AGR-Rate allgemein als Quotient von Inertgasmasse und Gesamtmasse.

Die Frischluft-, Kraftstoff- und Wassermasse wird dabei im Wesentlichen vom Kraftstoff-Luftverhältnis bestimmt. Eine besondere Betrachtungsweise erfordert hingegen die Zusammensetzung des Inertgases. Im Simulationsmodell werden diesem vereinfacht nur die Spezies  $\text{CO}_2$  und  $\text{H}_2\text{O}$ , sowie noch vorhandener Stickstoff, der vorher verbrannten Luft zugeordnet. Bei einer einfachen Verbrennung ohne zusätzliche Wassereinspritzung entstehen letztere Spezies hauptsächlich aus dem Verbrennungsprozess. Wird hingegen weiteres Wasser eingebracht, zirkuliert dieses ebenfalls mit dem Abgas zurück in den modellierten Brennraum und muss dringend berücksichtigt werden. Ansonsten ergeben sich, wie bereits erläutert, andere effektive Inertgasanteile in der Berechnung, welche schließlich unter Annahme anderer Randbedingungen zu falschen Interpretationen führen können.

Dabei ist es unerheblich ob eine fette oder magere Verbrennung vorliegt, sofern die genannten Spezies als Inertgasbestandteile behandelt werden. Eine Besonderheit, die es für die Auswertung noch zu beachten gilt, ist die Definition der Wassereinspritzrate. Diese wird als Massenäquivalent des Kraftstoffes in Prozent angegeben und hat in der Simulation Vorrang vor der AGR-Rate beim Zumischprozess. Das bedeutet lediglich, dass die sich dadurch ergebende Wassermasse unabhängig von der AGR-Rate dem Gesamtgemisch immer zugeführt wird. Bei Fällen ohne AGR wird das zusätzliche Wasser ohne weitere Berechnungen einfach dem Kraftstoff-Luftgemisch zugeführt. In Kombination mit AGR ergibt sich durch Verwendung der stöchiometrischen Definition eine bestimmte inerte Masse. Letztere wird dann durch die vorher berechnete Wassermasse der Einspritzung immer befüllt. Die noch fehlende Masse wird dann durch das eigentliche Abgas gebildet. Dadurch entspricht die eingespritzte Wassermasse ebenfalls immer einer stöchiometrischen AGR. Als Folge davon können sich bei der Abrasterung in der Simulation Fälle ergeben, in der eine vorgegebene Wasserrate bereits zu einem höheren Inertgasanteil führt, als durch eine zusätzliche Angabe der AGR vorgesehen. Solche Fälle werden bei der Auswertung herausgefiltert, da hier intern negative Mischungsvorgänge berechnet werden und eine Steuerung der Randbedingungen nicht gewährleistet ist.

Nachdem das zu untersuchende Gas im Modell definiert ist, geschieht die eigentliche Zündungsberechnung. Als Zündkammer dient in Cantera ein nulldimensionaler Reaktor, dem das Arbeitsgas zugeführt wird. In Cantera können isochore oder auch isobare Reaktoren gewählt werden. Für die Untersuchungen im Rahmen dieses Projektes sind beide Arten verwendet worden, wobei sich bei Darstellung der Ergebnisse auf den isobaren Fall beschränkt wird. Bei der isochoren Variante ändern sich die absoluten Zündverzugszeiten zwar etwas, aber die relativen Einflüsse der Wassereinspritzung sind annähernd identisch.

Nach Vorgabe von Druck und Temperatur wird das Reaktionsgleichungssystem des hinterlegten Reaktionsmechanismus über die Zeit gelöst. Dabei werden die Reaktionen immer bis zu einem vorgegebenen Zeitpunkt berechnet, auch wenn ein Gemisch schon nach sehr kurzer Zeit zündet. Dynamische Kriterien zur Ermittlung der Zündung können eingesetzt werden, um die Simulation dann bereits kurz nach dem detektierten Zeitpunkt zu beenden und Rechenzeit zu sparen. Aufgrund der simultanen Anwendung verschiedener Zünddefinitionen hat es sich aber als zweckmäßig erwiesen auf die Entwicklung einer solchen dynamischen Simulationssteuerung zu verzichten. Zudem gleicht die in Cantera integrierte Zeitschrittweitensteuerung eine mögliche zu lange Simulationszeit durch große Zeitschritte wieder aus.

Für die Bestimmung der Zündung sind verschiedene Kriterien ausgewählt worden, welche in Abbildung 5-3 dargestellt sind.

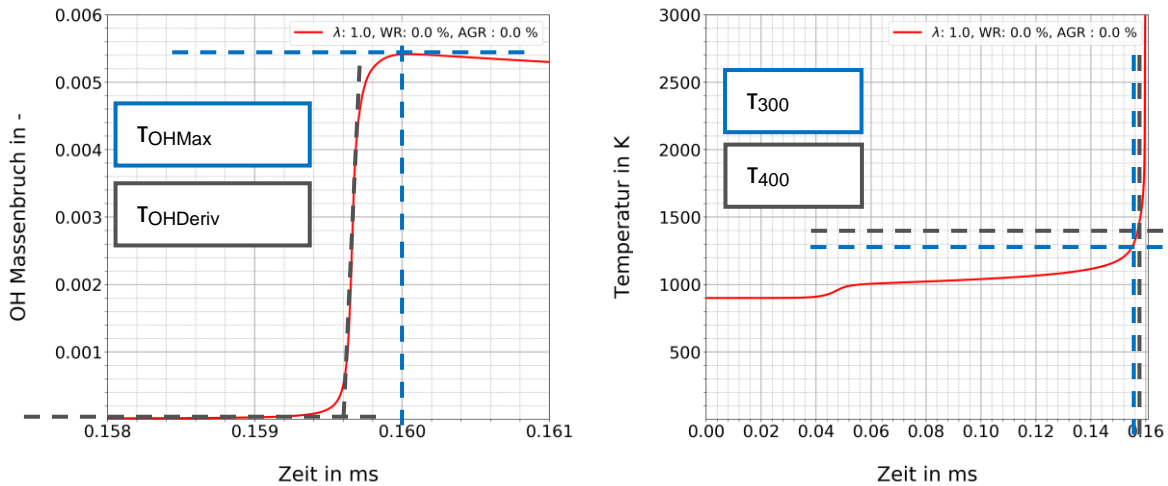


Abbildung 5-3: Bestimmung der Zündverzugszeiten: OH-Kriterien (links), Temperaturkriterien (rechts) für einen identischen Simulationsfall

Das Temperaturkriterium bestimmt die Durchzündung, wenn das Gasgemisch einen gewissen Temperaturanstieg erfahren hat. In dieser Arbeit sind hierbei als Grenzen 300 bzw. 400 K ausgesucht worden.

Weitere Möglichkeiten sind durch die Betrachtung des OH-Verlaufes gegeben. Die Zündung wird hier entweder als Ort der maximalen OH-Konzentration [43] oder des Schnittpunkts der Tangente im maximalen OH-Gradienten [44] mit dem Anfangswert bestimmt. Es hat sich herausgestellt, dass für viele Randbedingungen alle Ansätze sehr ähnliche bis fast identische Ergebnisse liefern. Lediglich bei extremen Randbedingungen wie etwa einem Lambda-Wert von 4 haben manche Kriterien aufgrund der programmierseitigen Implementierung im Simulationsmodell versagt, da hier teilweise eine Zündung detektiert wird, obwohl keine stattfand. Durch den Vergleich der unterschiedlich gewonnenen Ergebnisse, können unplausible Werte zuverlässig aussortiert werden. Im Rahmen der Auswertung werden die Ergebnisse jeweils mit dem zugrundeliegenden Kriterium folgendermaßen gekennzeichnet:

- Temperaturkriterium mit 400 K als Grenze:  $T_{400}$
- Maximaler OH-Gradient:  $T_{OHDeriv}$

In den hier vorgestellten Ergebnissen sind die Kriterien für 300 K Temperaturanstieg und dem maximalen OH-Wert nicht dargestellt, weshalb keine separate Kennzeichnung dieser eingeführt wird.

Insgesamt ergibt sich durch die Abrasterung verschiedener Kraftstoffe, Lambda-Werte, AGR- und Wassereinspritzraten, Drücke und Temperaturen ein sehr umfangreicher Untersuchungsraum. Da eine einzelne Simulation in der Regel mehrere Minuten dauert, wird deshalb das Berechnungsmodell für parallele Rechnungen auf dem High-Performance-Cluster (kurz: HPC) des IFS optimiert. Die gewählten Bedingungen werden in Tabelle 5-4 aufgelistet.

Tabelle 5-4: Untersuchter Parameterraum für die Zündverzugsberechnungen

Parameter	Bereich	Inkrement
Anfangstemperatur	600 bis 1450 K	50 K
$\lambda$	0,6 0,8 1 1,2 1,5 2 4	-
Druck	30 bis 90 bar	10 bar
Stöch. AGR	0 bis 25 %	5 %
Wasserrate	0 5 10 20 50 100 200	-
Gesamtanzahl	~ 37.000 einzelne Simulationsfälle	

### 5.3 Ergebnisse der Zündverzugsuntersuchung

Die Ergebnisse der Simulation zeigen zunächst eine Kraftstoffabhängigkeit der Zündkurven beim selben Reaktionsmechanismus, wie in Abbildung 5-4 dargestellt wird.

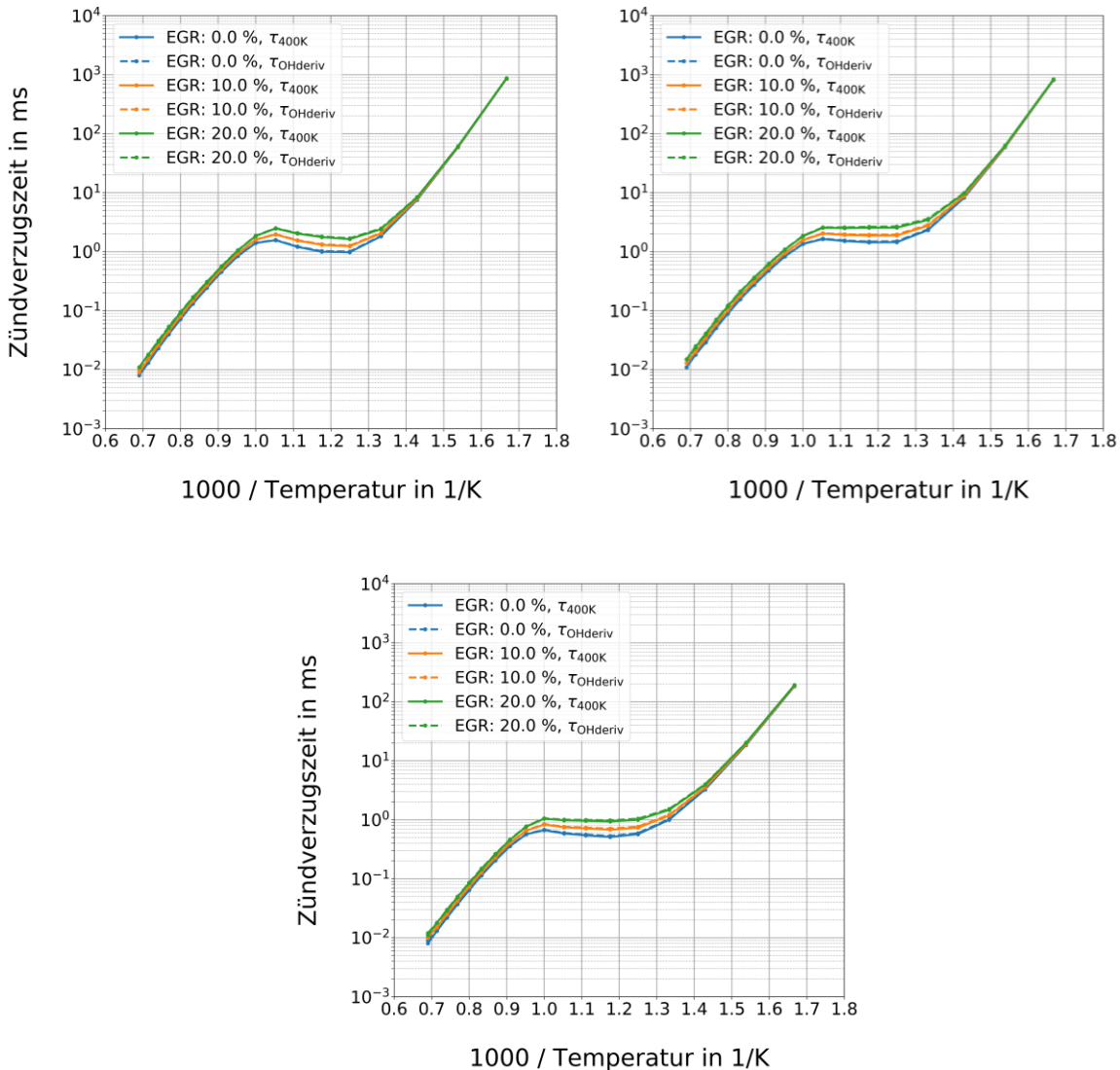


Abbildung 5-4: Unterschiedliche Verläufe der Zündkurven für n-Heptan (oben links), Vergleichskraftstoff nach [38] (oben rechts) und n-Dodecan (unten) bei sich ändernder AGR-Rate, Lambda = 1, Wassereinspritzrate = 0 %, Druck = 30 bar im isobaren Reaktor

Auffallend ist bei allen gezeigten Kraftstoffen der NTC-Bereich im Temperaturbereich von etwa 750 bis 1000 K. Bei reinem n-Heptan fällt dieser noch etwas ausgeprägter aus als bei Verwendung von n-Dodecan und einem n-Heptan Gemisch nach [38]. Wird aber der Einfluss einer erhöhten stöchiometrischen AGR, noch ohne Wassereinspritzung und stöchiometrischer Verbrennung (Lambda = 1) betrachtet, ist der relative Einfluss annähernd identisch, dass die Anwesenheit von mehr Inertgas zu höheren Zündverzügen führt. Der größte Einfluss ist auch hier im NTC-Bereich zu beobachten, wobei auch immer die logarithmische Darstellung der Zündverzugszeit berücksichtigt werden muss. Während zu größeren Anfangstemperaturen (linke Richtung in den Diagrammen) noch marginale Unterschiede aufgrund der sehr kleinen Zeitskala festzustellen sind, verschwinden diese dann zu geringeren Temperaturen (rechte Richtung in den Diagrammen) innerhalb der deutlich größeren Zeitskala.

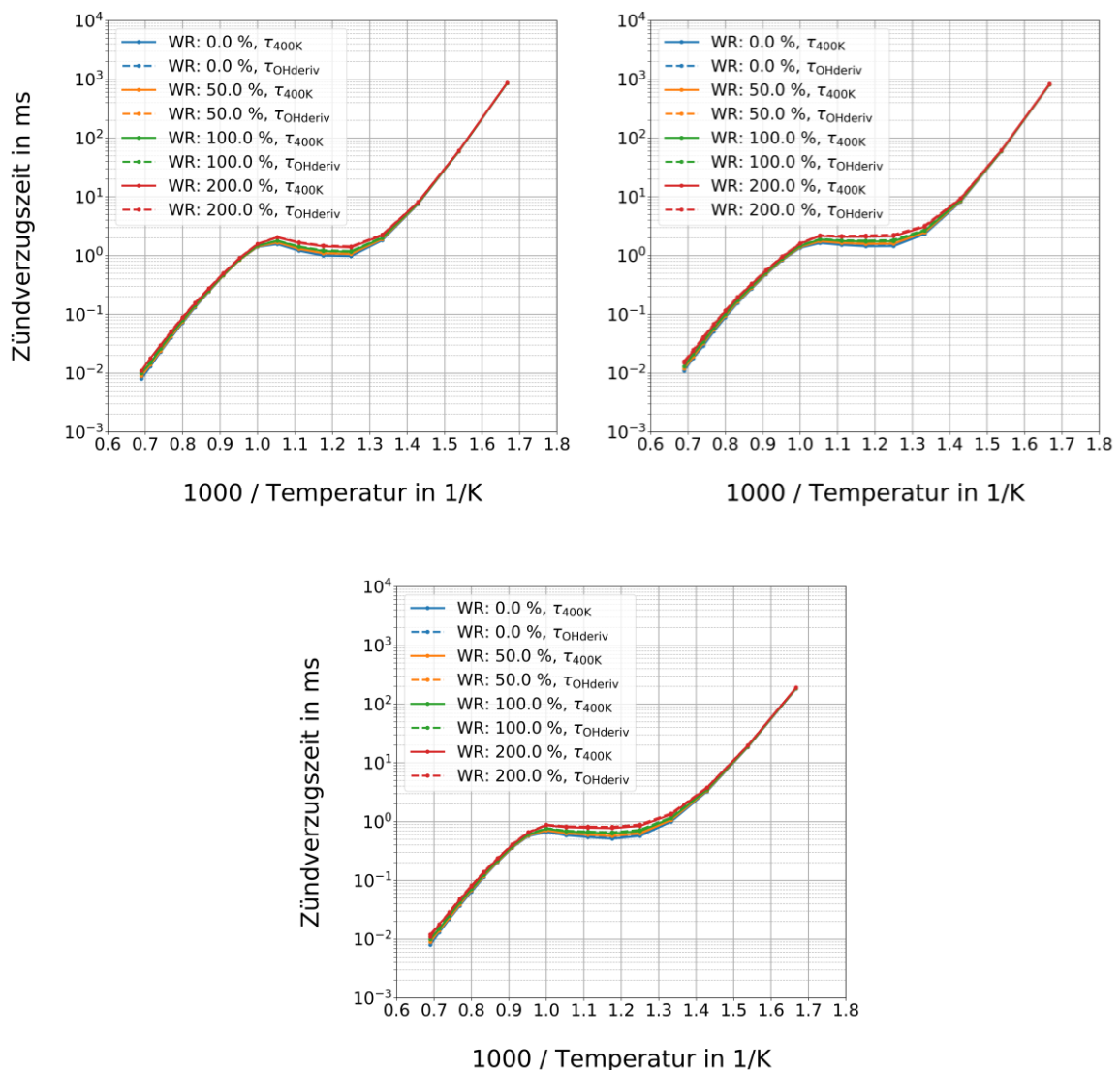


Abbildung 5-5: Zündkurven für n-Heptan (oben links), Gemisch nach [38] (oben rechts) und n-Dodecan (unten) bei unterschiedlichen Wassereinspritzraten, ohne AGR,  $\lambda = 1$ , Druck = 30 bar im isobaren Reaktor

Den Fall ohne AGR, dafür aber mit Wassereinspritzung zeigt Abbildung 5-5. Dort sind für eine stöchiometrische Verbrennung die Verläufe des Zündverzuges mit variierender Wasserrate dargestellt. Zusätzliches Wasser führt ähnlich wie die AGR zu einem Anstieg der Zündverzugszeit hauptsächlich im NTC-Bereich, wobei die absoluten Werte im Vergleich etwas niedriger sind. Der Grund hierfür liegt im Aufbau des Simulationsmodells und der Behandlung bzw. Berechnung der externen Wassermasse. Wird Wasser einzeln vorgegeben, richtet sich die eingebrachte Wassermasse zu Simulationsbeginn einzig nach der Kraftstoffmasse. Als Inertgas betrachtet, wirkt das Wasser dann ähnlich wie zurückgeführtes Abgas. Allerdings unterscheiden sich die äquivalenten Inertgasanteile. Eine Wassereinspritzung von z.B. 200 % im Simulationsmodell entspricht einer stöchiometrischen AGR-Rate von über 11 % bei stöchiometrischen  $\lambda$ . Fließt diese Umrechnung in die Interpretation der Zündkurven mit ein, so liegt die Zündverzugszeit von 200 % Wasser in allen Fällen zwischen den Ergebnissen der AGR-Raten von 10 und 20 % im NTC-Bereich. Die Lage zwischen den AGR-Kurven entspricht auch in etwa der äquivalenten AGR-Rate des Wassers von knapp über 11 %. Mit diesen Resultaten liegt die Vermutung nahe, dass zugeführtes Wasser lediglich wie zurückgeführtes Abgas eine verdünnende Wirkung hat, die den kinetischen Effekt beeinflussen. Der thermische Effekt ist durch die Variation der Anfangstemperaturen bereits teilweise abgebildet, worauf aber erst bei kombinierter Betrachtung von AGR und Wassereinspritzung an späterer Stelle näher eingegangen wird. Werden beide Einflüsse miteinander verglichen, übt der thermische

## 5 Reaktionskinetik Zündverzug

Effekt einen deutlich größeren Einfluss auf die Zündung aus, als das kinetische Pendant. Allerdings wird letzterer vor allem im NTC-Bereich relevant, wobei sich das Verhalten mit Wasser im Grundsatz nicht von dem der AGR unterscheidet.

Ein ähnliches Bild ergibt sich bei Veränderung des Kraftstoff-Luftverhältnisses, wie in Abbildung 5-6 dargestellt wird.

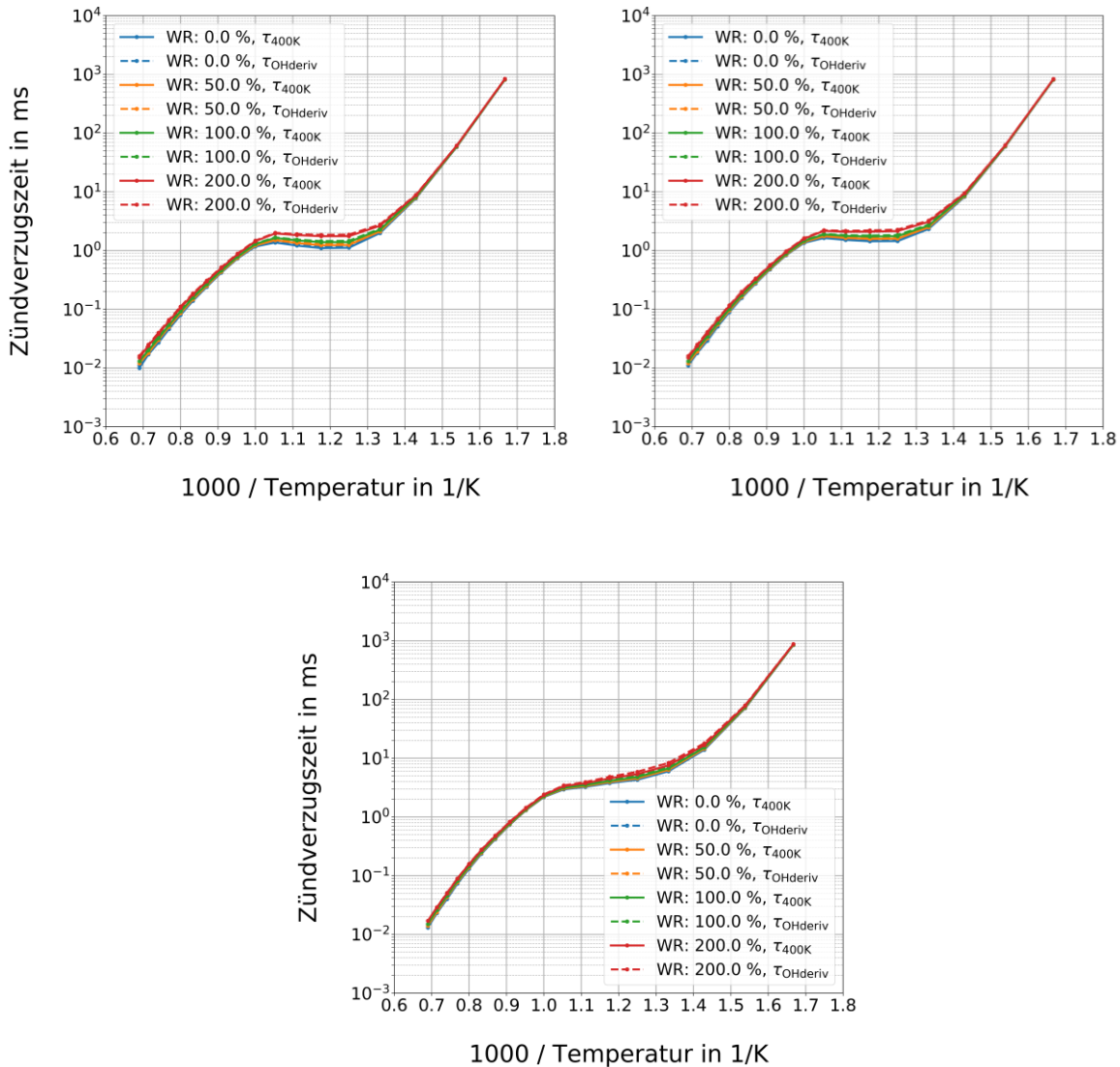


Abbildung 5-6: Verläufe der Zündkurven für Kraftstoff nach [38], für Lambda = 0,8 (oben inks), Lambda = 1 (oben rechts) und Lambda = 2 (unten), ohne AGR, Druck = 30 bar im isobaren Reaktor

Bei mageren Bedingungen (Lambda > 1) ist der Einfluss des Wassers insgesamt niedriger als bei stöchiometrischen Verhältnissen. Dies ergibt sich direkt aus der Abhängigkeit der zugeführten Wassermasse zur Kraftstoffmasse. Das Verhältnis zwischen Frischluft und Kraftstoff steigt, sodass von letzterem insgesamt weniger vorhanden ist. Dadurch sinkt auch der Anteil des Wassers im Systems und die absolute Inertgasmasse. Folglich beeinflusst das externe Wasser die Zündung weniger. Im Gegensatz hierzu ist eine recht fette Verbrennung simuliert worden, die im Wesentlichen ein gegenteiliges Verhalten wie bei mageren Bedingungen aufweist. Das Luft-Kraftstoffverhältnis ist hier niedriger als bei magerer Verbrennung und der Anteil des Kraftstoffes, und somit des Wassers, an der Gesamtmasse sind deutlich höher, als im mageren Fall. Auffallend ist hier auch, dass der Einfluss zu höheren Temperaturen stärker sichtbar und ausgeprägter in der Darstellung ist.

Die Vermutung der Verdünnungswirkung scheint sich auch für diese Simulationsfälle zu bestätigen. Um diese These allerdings zu validieren, sind noch kombinierte Betrachtungen von Wassereinspritzung und AGR notwendig. An dieser Stelle wird auch klar, warum das Simulationsmodell derart gestaltet wurde, dass die Vorgabe eines AGR-Werts den gesamten inerten Gasanteil konstant hält.

Unabhängig davon wie hoch die Wassereinspritzrate eingestellt wird, bleibt die absolute Masse des Inertgases und dessen Anteil an der Gesamtmasse konstant. Es ändert sich somit nur die Zusammensetzung des Inertgases. Bei einem reinen Verdünnungseffekt sollte sich somit unabhängig der Wasserrate die gleiche Zündverzugszeit einstellen. Abbildung 5-7 zeigt die Variation der Wassereinspritzung.

Hier fällt besonders auf, dass sich die Zündverzugszeiten vor allem auch im NTC-Bereich kaum für den untersuchten Parameterraum ändern. Lediglich bei stöchiometrischen und mageren Bedingungen bildet sich noch ein kleiner sichtbarer Unterschied heraus. Die verbleibende Differenz kann durch die Änderung der globalen Wärmekapazität aufgrund der geänderten initialen Gaszusammensetzung erklärt werden.

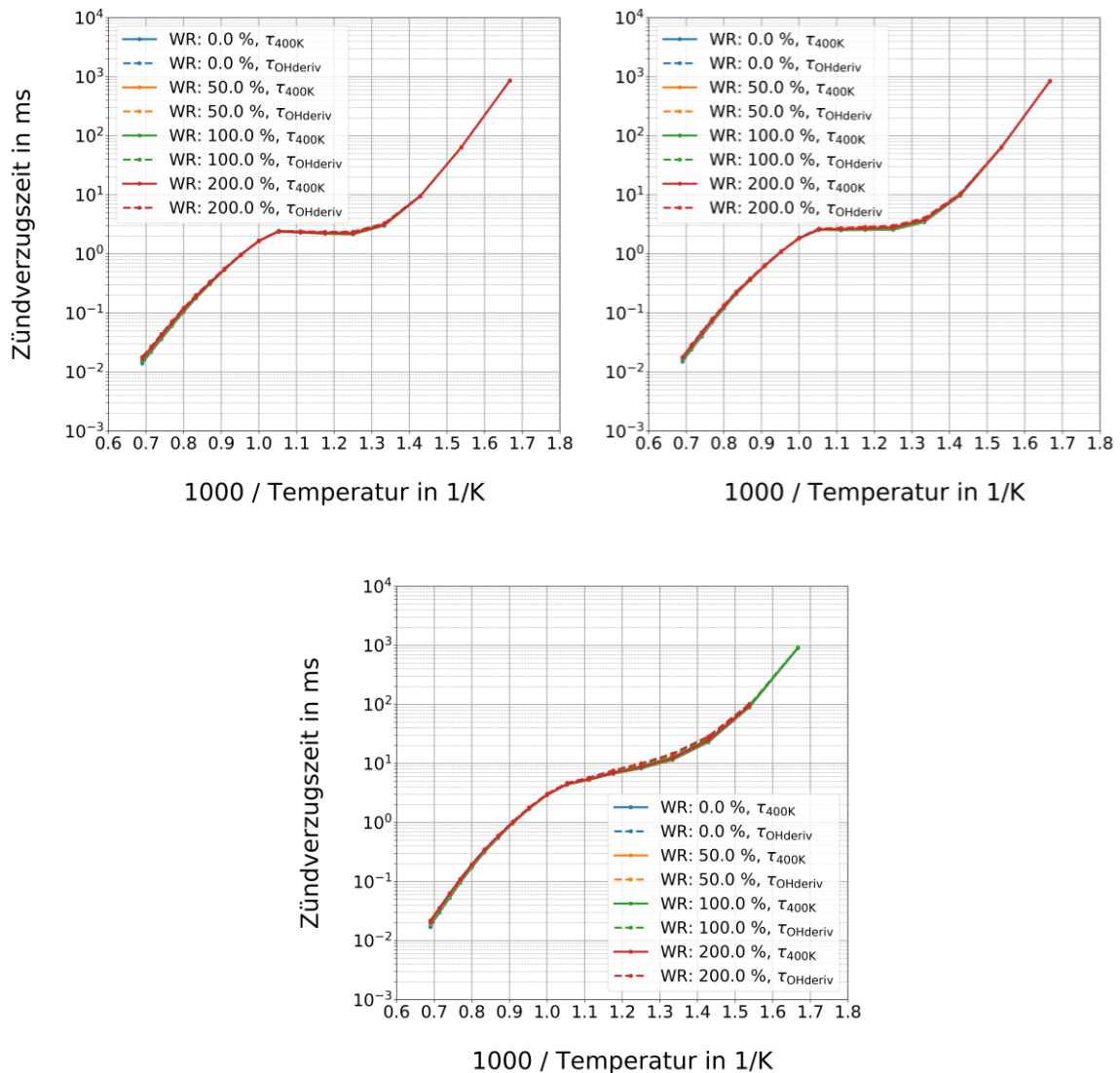


Abbildung 5-7: Verläufe der Zündkurven für Kraftstoff nach [38], für  $\lambda = 0,8$  (oben links),  $\lambda = 1$  (oben rechts) und  $\lambda = 2$  (unten), stöchiometrischer AGR-Rate = 20 %, Druck = 30 bar im isobaren Reaktor





## 6 Reaktionskinetik NO-Bildung

Ein weiterer wichtiger Aspekt, der bei der Wassereinspritzung untersucht werden muss, ist der Einfluss auf die Stickoxidproduktion. Auch hier spielt der thermische als auch kinetische Effekt eine Rolle. Als Gleichungswerk zur Berechnung der motorischen Stickoxidemissionen hat sich im Wesentlichen die Verwendung des Zeldovich-Mechanismus durchgesetzt. Durch eine Adaptierung des bereits bestehenden Simulationsmodells und Nutzung anderer bzw. geänderter Reaktionsmechanismen wird nachfolgend untersucht, ob sich ein kinetischer Effekt ebenfalls durch einen Verdünnungsprozess erklären lässt.

### 6.1 Aufbau des Simulationsmodelles

Das Simulationsmodell entspricht annähernd dem bereits vorgestellten Ansatz. Die initiale Gasberechnung ist identisch. Allerdings wird für die Reaktorrechnung nicht das Frischgemisch verwendet, sondern dessen Abgaszusammensetzung bei Gleichgewichtsbedingungen, um die Bildung der Stickoxide im Abgas nachzubilden. Da im Gleichgewichtszustand bereits vollständig die Stickoxide vorhanden sind, wandelt das angepasste Simulationsmodell die Spezies NO und NO<sub>2</sub> aus dem Gasgemisch, in N<sub>2</sub> und O<sub>2</sub> um, sodass die Massenerhaltung bestehen bleibt. Anschließend wird der zeitliche Verlauf des Stickoxids mit demselben Berechnungsschema bestimmt wie im Modell der Zündverzugsberechnung. Die Berechnung erfolgt hier bewusst bei konstanter Temperatur und konstantem Druck, um die Interpretation der Ergebnisse zu erleichtern. Ändern sich mehrere Randbedingungen gleichzeitig wird die gezielte Untersuchung des kinetischen Effektes schwieriger, da diese berücksichtigt und ggfs. herausgerechnet werden müssen.

Die Struktur des angepassten Simulationsmodells wird in Abbildung 6-1 nochmals dargestellt.

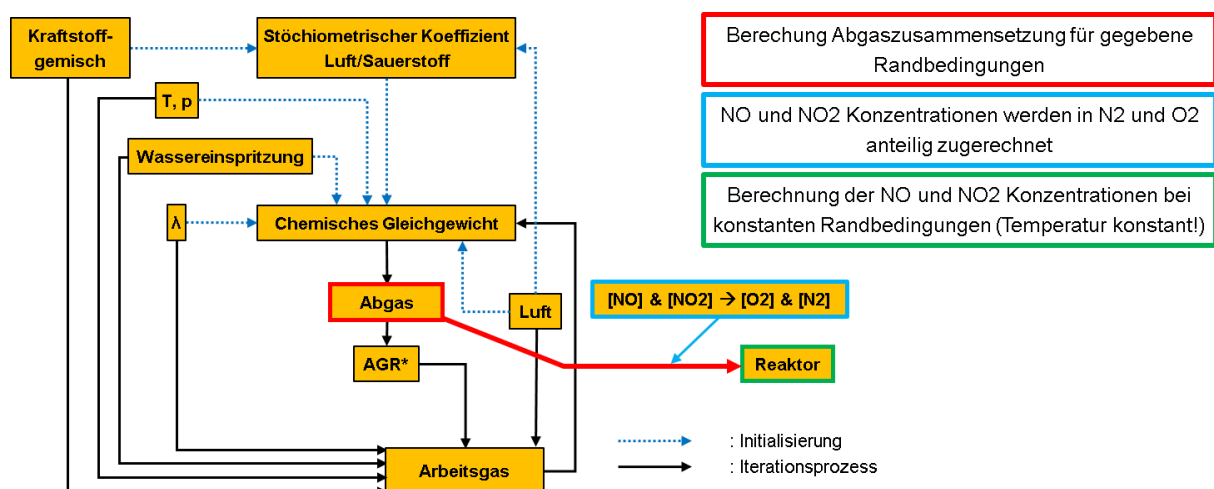


Abbildung 6-1: Schema des angepassten Simulationsmodells für die Untersuchung der Stickoxidbildung

Bei den verwendeten Reaktionsmechanismen sind allerdings Änderungen vorgenommen worden, um die Stickoxid-Berechnung nach Zeldovich durchführen zu können. Da der komplette Zeldovich-Mechanismus im POLIMI-TOT-NOX\_1412 Datensatz nicht enthalten ist, wird ein anderer geeigneter Mechanismus gewählt, der die ganze Stickoxid-Berechnung abbildet. Hierzu wird der Mechanismus nach [45] verwendet, der auch die Abbildung der Kraftstoffzusammensetzung nach [38] erlaubt. Dieser Mechanismus besitzt aber insgesamt deutlich weniger Spezies als auch Reaktionsgleichungen. Parallel dazu werden die Berechnungen dennoch auch mit dem POLIMI Datensatz für Vergleichszwecke durchgeführt. Die Verläufe beider Mechanismen sind zwar nicht identisch, aber zeigen identische Tendenzen. Lediglich die sich einstellende Gleichgewichtskonzentration der Stickoxide unterscheidet sich minimal. Aus diesem Grund werden nur die Ergebnisse des Mechanismus nach [38] gezeigt.

Da das Abspeichern des ganzen zeitlichen Verlaufes der Spezieskonzentrationen mehr Ressourcen benötigt als im Fall der Zündverzugsberechnung, wird der zu untersuchende Parameterraum eingeschränkt. Dessen Eigenschaften sind in Tabelle 6-1 zu finden.

Tabelle 6-1: Untersucher Parameterraum für die Berechnung der Stickoxidbildung unter Wassereinfluss

Parameter	Werte
Temperatur	1000 1400 1800 2000 2200 2400 2600 K
$\lambda$	0.6 1 2
Druck	60 100 140 180 220 bar
Stöch. AGR	0 15 25
Wasserrate	0 50 100 200 %
<b>Gesamtanzahl</b>	<b>1260</b>

### 6.2 Ergebnisse der Untersuchung zur NO-Bildung mit Wassereinspritzung

Grundsätzlich zeigen die Ergebnisse zur NO-Bildung ähnliche Effekte wie bei der Zündverzugsberechnung. Abbildung 6-2 vergleicht die Stickoxid-Produktion in Abhängigkeit der Wassereinspritzung und der AGR-Rate, wobei beide Randbedingungen zuerst separat betrachtet werden.

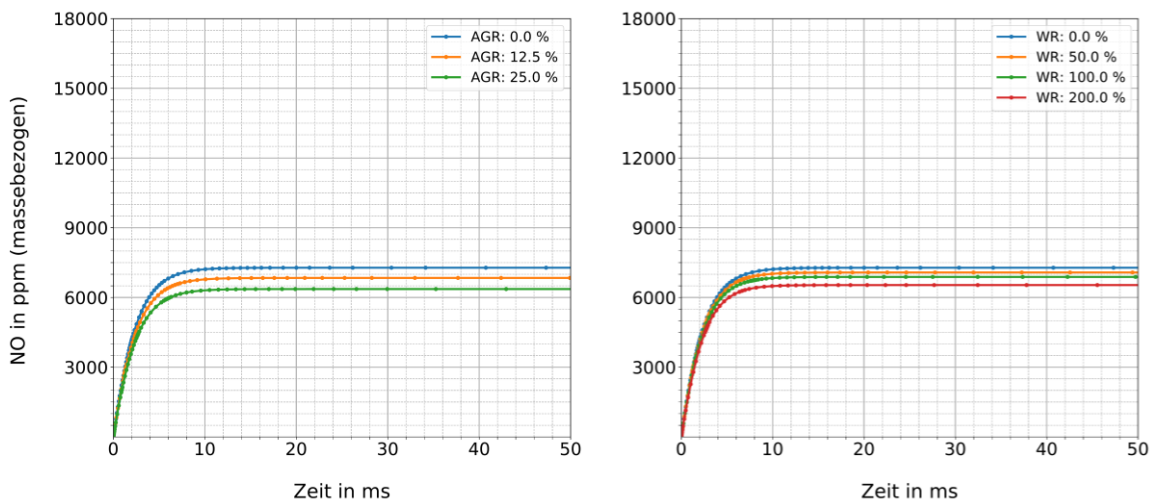


Abbildung 6-2: Verlauf der Stickoxidbildung in Abhängigkeit der AGR-Rate (links) und der Wassereinspritzung (rechts) bei  $\lambda = 1,2$ ,  $T = 2400$  K, Druck = 140 bar

Beide Verläufe zeigen einen linearen Zusammenhang zwischen dem Wert von NO im Gleichgewicht und der jeweiligen Wasser- bzw. AGR-Rate. Dies weist erneut darauf hin, dass der Einfluss durch die geänderten Massenanteile der Spezies hervorgerufen wird und ein Verdünnungseffekt vorliegt.

Bei der kombinierten Nutzung von AGR und Wassereinspritzung ergibt sich ein etwas anderes Bild, wie Abbildung 6-3 darstellt.

Durch den höheren Anteil von Wasser im Abgas, welches zurückgeführt wird, verringert sich der Anteil der dort zurückgeführten Luft, wenn magere Bedingungen vorgegeben werden.

Diese Konzentrationsänderung schlägt sich dann in einer im Vergleich zu vorher überproportionalen Wirkung des Wassers nieder.

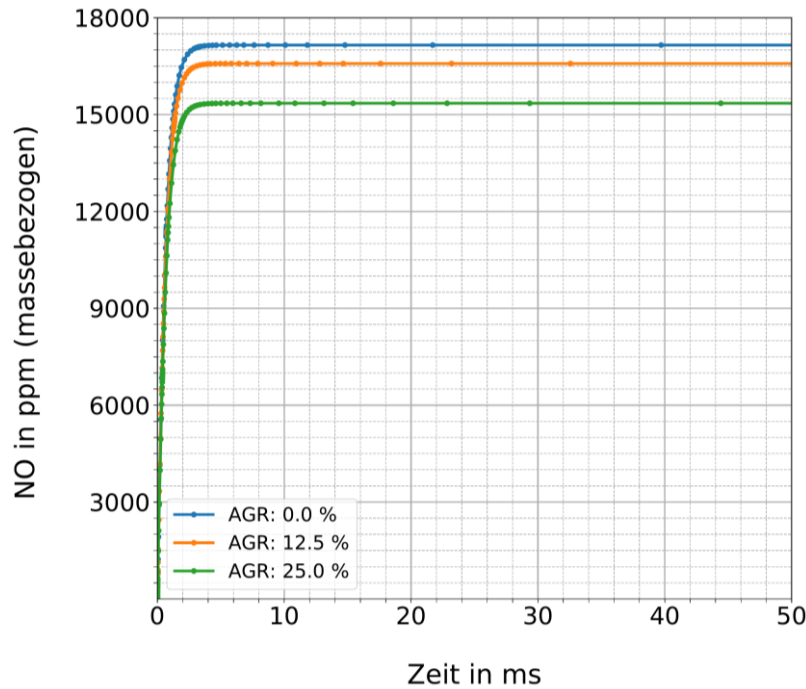


Abbildung 6-3: Verlauf der NO-Bildung bei kombinierter Nutzung von Wassereinspritzung und AGR-Rate,  $T = 2600\text{K}$ ,  $\text{AGR} = 20\%$ ,  $p = 60\text{ bar}$ ,  $\text{WR} = 200\%$ ,  $\text{Lambda} = 2$

Insgesamt lassen sich die Effekte der Wassereinspritzung anhand der Berechnungen mit detaillierten Reaktionsmechanismen folgendermaßen zusammenfassen:

Der thermische Effekt hat bei allen Untersuchungen den größten Einfluss auf die Zündverzugszeit als auch Bildung der Stickoxide gezeigt. Dies wird durch die Abbildung der Temperaturen im 0D/1D-Modell berücksichtigt, indem die Temperaturabsenkung durch die Wasserverdampfung korrekt abgebildet wird.

Auch der kinetische Effekt kann durch die korrekte Abbildung der Spezieszusammensetzung bzw. der Verdünnung in der späteren 0D/1D-Simulation abgebildet werden. Andere Einflüsse auf den Zeldovich-Mechanismus konnten mit den verwendeten Reaktionsmechanismen nicht festgestellt werden. Umfangreiche notwendige Änderungen an den bisherigen Verbrennungs- und Emissionsmodellen sind davon nicht abzuleiten.



## 7 Bestimmung Messmatrix für Prüfstand

Für die Bestimmung einer geeigneten Messmatrix für die Prüfstandsversuche werden unterschiedliche Versionen eines Grundmodells in der Simulationsumgebung GT-Power verwendet. Die nachfolgenden Ausführungen zu den Modellen beschränken sich hauptsächlich auf deren Aufbau und Funktionsweise, sowie besonderer Eigenschaften oder Modellierungsansätze.

### 7.1 Aufbau der Motorenmodelle

Als Grundlage der simulativen Untersuchungen fungiert ein digitaler Versuchsträger des Instituts für Fahrzeugtechnik Stuttgart (IFS) bzw. des Forschungsinstituts für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS). Es handelt sich hier um ein Modell eines modernen Vierzylinder-Dieselmotors mit einstufiger Aufladung, zweiteiliger Abgasrückführung (Hoch- und Niederdruck) und einer rudimentär implementierten Abgasnachbehandlung. Die technischen Daten des Aggregats sind in Tabelle 7-1 aufgelistet.

Tabelle 7-1: Technische Daten des verwendeten Motormodells

Hubraum	1949 ccm
Zylinderanzahl	4
Nennleistung	140 kW
Max. Drehmoment	400 Nm
Aufladung	einstufig mit Ladeluftkühlung
Abgasrückführung	Kombinierte Hoch- und Niederdruckabgasrückführung
Ventiltrieb	konstante Steuerzeiten
Geometrisches Verdichtungsverhältnis	15,5

Als reales Vorbild diente der Motor OM654 von Mercedes Benz, der in unterschiedlichen Ausbaustufen in vielen Derivaten des Herstellers verbaut wird. Betrachtet wird im Rahmen des Projekts aber nur eine Ausbaustufe mit etwa 140 kW respektive 190 PS. Das Modell wurde in der Simulationsumgebung GT-Power von Gamma Technologies aufgebaut. Besonders hervorzuheben ist hierbei die Verwendung des FKFS UserCylinders® als Modul für die Berechnung der dieselmotorischen Verbrennung. Die im FKFS UserCylinder® implementierten Algorithmen und Modelle bilden reale Verbrennungs- als auch Emissionsprozesse mit hinreichender Genauigkeit ab und erlauben so auch belastbare Vorhersagen. Die weiteren Komponenten des Gesamtmotormodells wurden mit GT-Power internen Templates abgebildet. Im Rahmen dieses Projektes wird der vom FKFS bereitgestellte digitale Versuchsträger ggfs. an bestimmten Stellen erweitert bzw. für die Projektumfänge angepasst. Für die Grundbedatung der Simulationsmodelle wurden unter anderem verschiedene öffentlich zugängliche Publikationen des Motors OM654 herangezogen [46]. An dieser Stelle sei betont, dass das Modell sich zwar an einigen Stellen am realen OM654 – Aggregat orientiert, dieses aber das letztendliche Betriebs- als auch Emissionsverhalten des realen Motors höchstens qualitativ wiedergibt. Absolute Betriebswerte als auch für etwaige Zulassungsprozesse wichtige Kennwerte dieses Motors werden aufgrund diverser Abweichungen und Unkenntnis unternehmensinterner oder geheimhaltungsrelevanter Informationen nicht korrekt nachgebildet. In Summe ergibt sich aber dennoch ein repräsentatives Motormodell, welches aktuelle Motorentechnik beinhaltet und darstellen kann, aber gleichzeitig flexibel und skalierbar für andere Anwendungen und Untersuchungen ist. Einen Überblick über das gesamte Motormodell in GT-Power mit Hervorhebungen der einzelnen Subsysteme zeigt Abbildung 7-1.

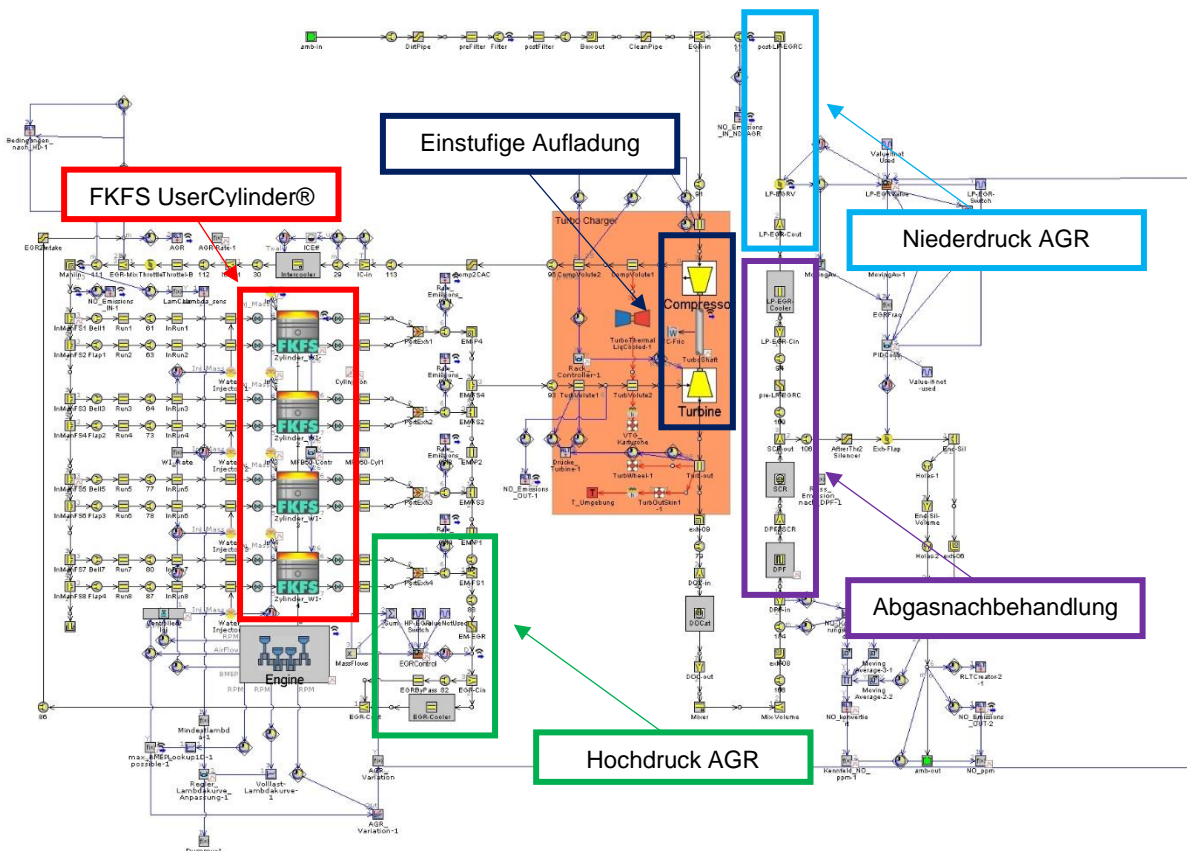


Abbildung 7-1: Übersicht über das vom FKFS bereitgestellte und verwendete GT-Power Motorenmodell

Dieser Modellstand ermöglicht stationäre Rechnungen von verschiedenen Motorbetriebspunkten, was im Wesentlichen auch der Messmethodik am Prüfstand entspricht. Durch die Vorgabe von Drehzahl und Last berechnet das Simulationsmodell alle Strömungs- und Verbrennungsprozesse im System und berücksichtigt dabei das jeweilige Betriebsverhalten der Komponenten. Die vorgegebenen Parameter bleiben hier über den Rechenzeitraum konstant und verändern sich nicht. Limitierende Faktoren wie z.B. ein minimaler globaler Lambda-Wert, der aufgrund der Rußbildung nicht unterschritten werden darf, können ggfs. dennoch dazu führen, dass bestimmte Zielgrößen nicht erreicht werden. Dadurch werden unplausible oder für reale Anwendungen nicht relevante Zustände grundsätzlich vermieden. Die simulierte Vollastkennlinie des Motormodells wird in Abbildung 7-2 gezeigt. Aus der Vollastlinie und anderen veröffentlichten Kennlinien können weitere Parameter bestimmt werden. So erlaubt der Verlauf des globalen Lambdas bei Vollast und die geforderte Leistung einen Rückschluss auf den anliegenden Ladedruck. Gleichzeitig fungiert die Lambdakennlinie als bereits erwähnter minimaler Lambda-Wert, den der Einspritzregler nicht unterschreiten darf. Das restliche Kennfeld ergibt sich im Wesentlichen aus der Skalierung der Vollastwerte und ggfs. einzelner Anpassungen. Das sich hieraus ergebende Motormodell dient als Basismodell für alle weiteren folgenden Untersuchungen und Anpassungen. Für eine bessere Adressierung wird dieses Modell nachfolgend als stationäres Basismodell bezeichnet und beinhaltet alle Kennfelder, auf die später bei der Analyse von implementierten Maßnahmen oder Änderungen referenziert wird.

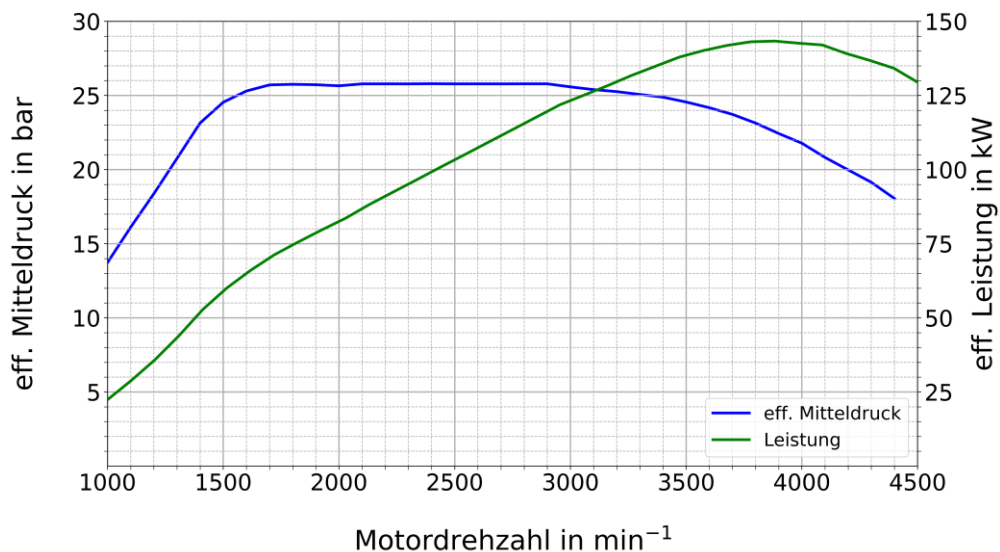


Abbildung 7-2: Vollastlinien des Motormodells in der Simulation

Die Abbildung des realen Motorbetriebs mit alleinigen stationären Berechnungen ist meist für viele Untersuchungen nicht ausreichend. Der Hauptgrund liegt hier in den hochdynamischen Zuständen, die während einer Realfahrt auftreten. Es ändert sich in sehr kurzen Abständen die angeforderte Leistung, durch Schaltvorgänge ergeben sich schnelle und große Drehzahl-spreizungen und das im Gesamtsystem Motor geförderte Gasvolumen unterliegt bestimmten Trägheitseffekten. Ein weiterer Aspekt sind thermische Trägheiten, die vor allem beim Aufheizen und Abkühlen des Abgasnachbehandlungssystems wichtig werden. Können bestimmte Temperaturen nicht erreicht werden oder kühlt z.B. ein Katalysator zu stark ab, finden emissionsrelevante Konvertierungsprozesse nicht mehr in ausreichendem Maße statt, sodass deutlich mehr Emissionen das Abgassystem verlassen als in warmen Zustand. Allerdings können mit einem Modell nicht alle möglichen Last- oder Drehzahl-sprünge abgebildet werden. Dies liegt zu einem in der sehr großen Anzahl möglicher Kombinationen begründet, die eine entsprechend lange Berechnungszeit und damit einhergehender Nutzung von Ressourcen erfordert. Zum anderen ist eine Untersuchung erwähnter Prozesse bei einem sehr großen Ergebnisraum nicht zielführend und zielgerichtet durchführbar. Deshalb kommt ein hybrider Einsatz zum Tragen, der die kurze Berechnungszeit und den einfachen Aufbau des stationären Basismodells nutzt, aber gleichzeitig transiente Vorgänge nach steuerbaren Randbedingungen zugänglich macht. Das stationäre Basismodell bleibt dabei im Grundaufbau der Simulationsmodule unverändert. Allerdings gibt es weitreichende Änderung in der Simulationsdurchführung selbst, als auch in der Betriebsweise einiger Subkomponenten. Durch eine Abrasterung des Kennfelds mit dem stationären Basismodell werden für die Subsysteme Einspritzung, Aufladung und Abgasrückführung deren Betriebsparameter über Last und Drehzahl ermittelt. Bei der Einspritzung umfasst dies Einspritzmenge und –zeitpunkt. Im Aufladesystem betrifft dies die Stellung der Schaufeln des Abgasturboladers (variable Turbinengeometrie, kurz: VTG), während beim AGR-System die Öffnungswinkel bzw. –durchmesser der AGR-Ventile aufgezeichnet werden. Beispielhaft zeigt Abbildung 7-3 den Öffnungswinkel der AGR-Klappe nach der Abgasturbine (Niederdruck-AGR).



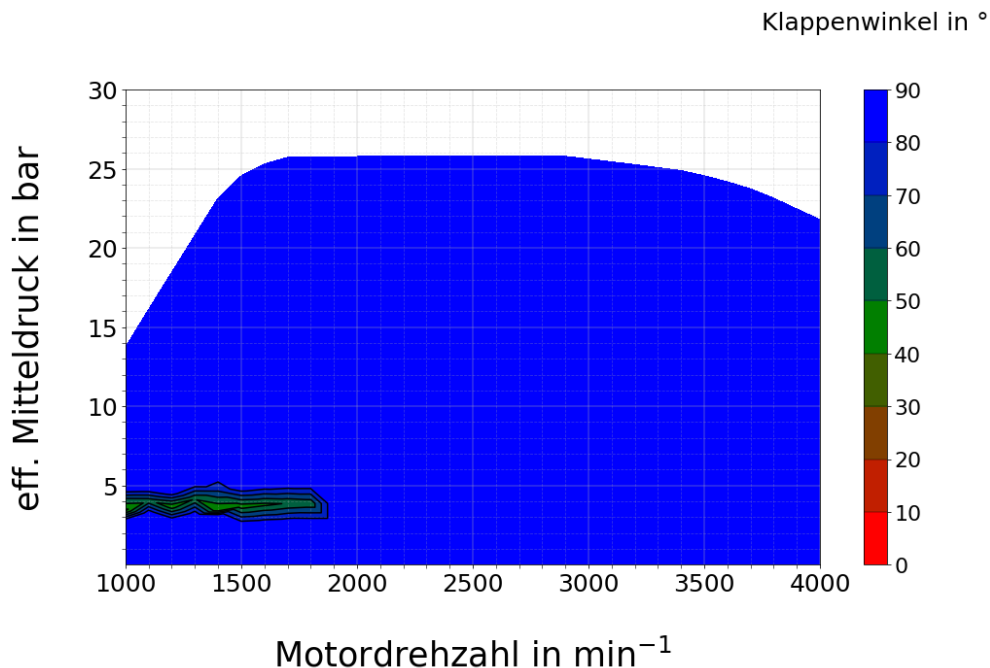


Abbildung 7-3: Kennfeld des Öffnungswinkel der AGR-Klappe im Niederdruck-AGR-System

Die so gewonnenen Kennfelder können nun zur reinen Steuerung der betroffenen Komponenten genutzt werden. Der Einsatz einer Steuerung gegenüber einer Regelung während eines Lastsprunges ist zum einen in der grundsätzlich schnelleren Reaktion auf die neuen Randbedingungen begründet und zum anderen kann so ein ungewolltes Verhalten der verfügbaren Regler bzw. eine zeitintensive Abstimmung letzterer auf den jeweiligen Lastsprung vermieden werden. Die Simulationen zur Berechnung der Lastsprünge ohne spezielle Anpassungen werden nachfolgend als Lastsprungmodelle bezeichnet. Der zusätzliche Endterm „Hoch“ beschreibt einen Lastsprung von niedriger zu hoher Last; der Term „Niedrig“ den Sprung von hoher auf eine niedrigere Last. Es werden nachfolgend nur die Simulationen zur Untersuchung von Lastsprüngen bei konstanter Drehzahl vorgestellt. Eine Betrachtung und Modellierung von Schaltvorgängen (konstante Last bei Änderung der Drehzahl) hat zwar stattgefunden, aber für die Aufgaben und Ziele dieses Projekts keine nennenswerten Einflüsse und Erkenntnisse ergeben. Deshalb wird auf eine Beschreibung dieser Modelle verzichtet.

Jeder transiente Simulationsfall deckt eine simulierte physikalische Zeit von 15 Sekunden ab. Nötig wird dies, damit die Simulation vor dem Lastsprung einen stationären und definierten Zustand erreicht. Begünstigt wird dieses Verhalten durch eine zweigeteilte Strategie: Erst wird eine stationäre Simulation mit den Zielwerten vor dem Lastsprung durchgeführt. Anschließend dienen die konvergierten Simulationsergebnisse als Startpunkt der transienten Simulation. Letztere unterscheidet sich von ihrem stationären Pendant lediglich durch das Abbruchkriterium, welches nun eben erst nach Erreichen der vorgegebenen physikalischen Zeit endet und nicht wenn die Simulation als Ganzes konvergiert. Innerhalb der Simulationszeit wird dem Motorenmodell ein Lastprofil vorgegeben, welches bei der Hälfte der Zeit den Lastsprung vollzieht, der nach einer halben Sekunde abgeschlossen ist. Die Bestimmung der verschiedenen Lastvorgaben wird in 7.2 näher erläutert. Während des Lastsprunges wechselt die Strategie im Modell von einem geregelten auf einen rein gesteuerten Betrieb, der auf die zuvor erstellten Kennfelder zurückgreift. Dabei modelliert eine implementierte zeitverzögerte Signalübertragung die Totzeiten der Aktuatoren von VTG und AGR-Ventilen, sowie deren Schaltzeit. Dadurch berücksichtigt die Simulation auch Grenzen, die reale Bauteile vorgeben und erlaubt so eine realistische Abbildung von Trägheiten. Letztere setzen sich somit aus einem signal-

übertragenden Anteil und einem strömungsmechanischen Anteil zusammen, welcher das verzögerte Antwortverhalten des Arbeitsgases auf andere Druck- und Temperaturbedingungen meint. Nach Vollendung des Lastsprungs schaltet das Modell wieder auf die Regelung um und nutzt die integrierten Regler zur Einstellung von Einspritzung, AGR und Ladedruck.

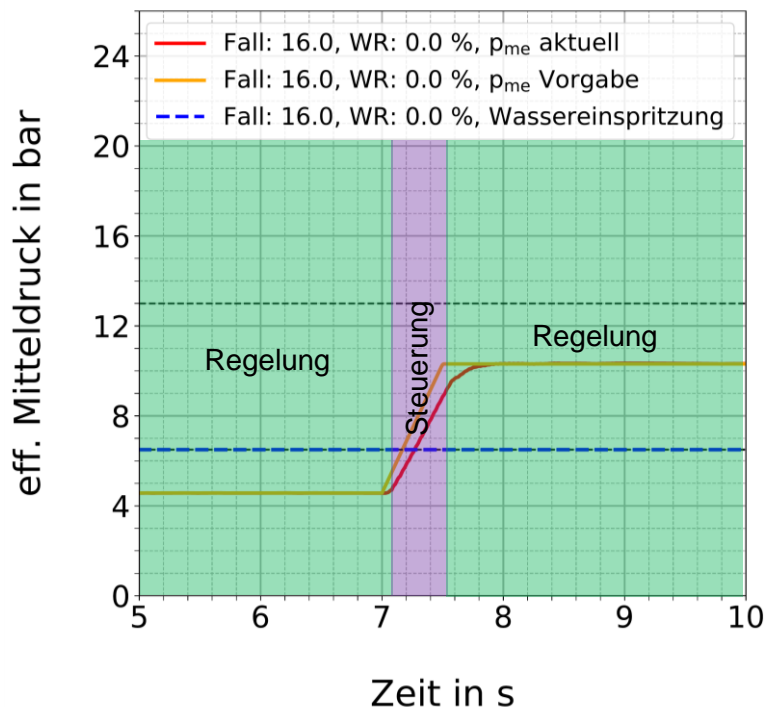


Abbildung 7-4: Darstellung eines Lastsprungs mit Hervorhebung des geregelten (grün) und gesteuerten (lila) Betriebs; Wassereinspritzung inaktiv (blau)

Anschaulich wird die Vorgehensweise in Abbildung 7-4. Hier ist ein beispielhafter Lastsprung Hoch (niedrige auf hohe Last) dargestellt. Die Last wird hier durch den effektiven Mitteldruck  $p_{me}$  ausgedrückt. Sofern sich das Modell ausserhalb des Lastsprungs befindet, werden die GT-Power internen Regler verwendet, damit die vorgegebene Last erreicht wird. Beim Lastsprung selbst, werden letztere durch die Vorgaben aus den Kennfeldern überschrieben und eine reine Steuerung findet statt. Hierbei wird bereits ersichtlich, dass durch diesen Ansatz die Vorgaben bezüglich der Last sehr gut getroffen werden, wobei sich hier der Dieselerbrennungsprozess durch die Qualitätssteuerung sehr gut eignet. Solange keine Lambda-Grenze erreicht wird, korreliert der erreichte Mitteldruck in etwa mit der eingespritzten Kraftstoffmenge.

Um dennoch einen Überblick über die transienten Zustände am Verbrennungsmotor während einer Realfahrt zu erhalten, wird das Simulationsmodell mit weiteren Komponenten und Systemen ergänzt. Adressiert wird dieses Modell nachfolgend als Längsdynamikmodell. Ziel ist die Simulation einer Fahrt unter Real-Driving-Emission (kurz: RDE) Testbedingungen. Dies wird möglich durch den Einsatz eines Fahrzeug- und Fahrermodells, welche mit dem stationären Basismodell verknüpft werden. Das Fahrermodell bzw. der Fahrregler, nachfolgend auch einfach als Fahrer bezeichnet, agiert als globale Steuereinheit und gibt wie im realen Fahrzeug Gas- und Bremspedalstellung vor und bedient das Getriebe. Letzteres benötigt die zusätzliche Steuerung eines Kupplungspedals und Vorgabe einer Schaltstrategie. Geschwindigkeits- aber auch Höhenprofil des zu fahrenden Wegs sind im Fahrzeugmodell integriert, welches auch das Getriebe mit Achsübersetzungen, sowie Bremsanlage und den Fahrzeugaufbau als solches enthält. Für den Betrieb des Motors ist noch ein zusätzliches Steuergerät implementiert, das als Schnittstelle zum Fahrer benötigt wird. Die Darstellung der zusätzlichen Komponenten mit dem Motormodell zeigt Abbildung 7-5.

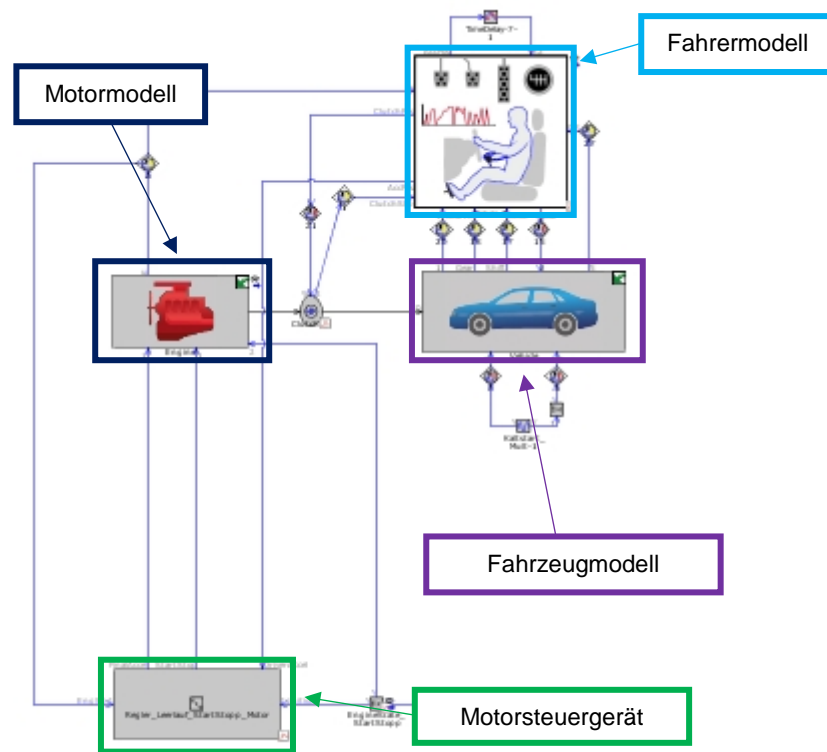


Abbildung 7-5: Darstellung des Längsdynamikmodelles mit den zusätzlichen Komponenten Fahrer, Fahrzeug und Motorsteuergerät

Während einer Simulation versucht der Fahrer einem vorgegebenen Geschwindigkeits- bzw. Streckenprofil zu folgen. Die aktuelle benötigte Motorleistung ergibt sich dann im Wesentlichen aus der momentanen Geschwindigkeit des Fahrzeugs und der aktuellen Zielgeschwindigkeit. Je nach eingelegtem Gang, Steigung der Strecke und Trägheit bzw. Masse des Fahrzeugs fällt diese dann unterschiedlich aus. Ist ein Abbremsen notwendig wird zudem eine integrierte Schubabschaltung im Motor aktiviert, welche die Einspritzung im Schubbetrieb deaktiviert. Die Daten des verwendeten Fahrzeugs werden in Tabelle 7-2 gezeigt und wurden in Anlehnung an eine Mercedes E-Klasse Baujahr 2017 mit dem Neungang-Getriebe 9G-Tronic getroffen.

Tabelle 7-2: Technische Daten des verwendeten Fahrzeugmodells und Getriebes

Fahrzeuggewicht (mit Fahrer)	1750 kg
cw-Wert	0,26
Frontfläche	2,33 m <sup>2</sup>
Getriebe	9 Gang

Insgesamt stehen nun drei Simulationsmodelle zur Verfügung, um unterschiedliche Betriebspunkte als auch Fahrzustände zu simulieren. Die Wahl und Berechnung der Randbedingungen für die reinen Motormodelle, sowie das Streckenprofil für das Längsdynamikmodell werden nachfolgend erläutert. Für eine bessere Übersicht werden die Modelle und deren Eigenschaften und Zwecke in

Tabelle 7-3 noch einmal gegenübergestellt.

Modellname	Zweck
Stationäres Basismodell	Stationäre Kennfelduntersuchungen
Lastsprungmodell Hoch	Lastsprung von niedrige auf hohe Last bei konstanter Drehzahl
Lastsprungmodell Niedrig	Lastsprung von hohe auf niedrige Last bei konstanter Drehzahl
Längsdynamikmodell	Darstellung einer RDE-Fahrt

Tabelle 7-3: Übersicht über die verwendeten Simulationsmodelle in GT-Power

Modellname	Zweck
Stationäres Basismodell	Stationäre Kennfelduntersuchungen
Lastsprungmodell Hoch	Lastsprung von niedrige auf hohe Last bei konstanter Drehzahl
Lastsprungmodell Niedrig	Lastsprung von hohe auf niedrige Last bei konstanter Drehzahl
Längsdynamikmodell	Darstellung einer RDE-Fahrt

## 7.2 Bestimmung der Randbedingungen

Die vorgestellten Simulationsmodelle werden verwendet, um besonders attraktive Betriebspunkte für die Anwendung der Wassereinspritzung zu identifizieren. Hierzu gehören im Wesentlichen zwei Aspekte, die betrachtet werden: der Wirkungsgrad und die Emissionsentstehung. Andere Parameter, wie etwa der Einfluss auf die Alterung von Bauteilen oder eine mögliche Wasserrückgewinnung aus dem Abgas, sind in diesem Projekt zweitrangig und werden allenfalls qualitativ am Prüfstand untersucht. Im Sinne der simulativen Berechnungen werden diese für die Bestimmung des Messprogramms am Prüfstand nicht berücksichtigt.

Den Wirkungsgrad und Emissionen betreffend gibt es kaum klare Abgrenzungen bei den Betriebsparametern, die jeweils nur einen Bereich beeinflussen. In der Regel führen Maßnahmen, die zur Erhöhung des Wirkungsgrads eingesetzt werden zu einer Verschärfung des Emissionsausstoßes. Auch der umgekehrte Fall stellt sich oft ein. Der als Ruß-No<sub>x</sub>-Tradeoff bekannte Effekt wurde bereits in der Einleitung ausführlich erläutert.

Wie in den Ausführungen zu den Grundlagen aber bereits erläutert, weist die Wassereinspritzung ein hohes Potential auf, solche Zielkonflikte in manchen Betriebsbereichen aufzulösen. Deshalb werden mit dem stationären Basismodell unterschiedliche Konfigurationen betrachtet, wie sich das Motorverhalten ändert und ob die Wassereinspritzung unter Annahme positiver Effekte auf Wirkungsgrad und Emissionen hier eine Anwendungsgrundlage rechtfertigt. Da sich im Rahmen des Projekts die simulativen Untersuchungen vor allem auf die Stickoxid-Emissionen beschränken sollen, werden andere unerwünschte Schadstoffe wie Ruß und unverbrannte Kohlenwasserstoffe nicht näher analysiert.

Das AGR-System bietet sich als Stellgröße für interessante Betriebspunkte aus den bisher benannten Gründen besonders gut an. Dabei werden im vorliegenden Fall Änderungen auf das externe Abgasrückführungssystem beschränkt, weil jenes durch Steuerung der AGR-Ventile einfach beeinflusst werden kann. Die Verstellung der internen AGR-Rate wird hauptsächlich von den Ventilsteuerzeiten und der Ventilüberschneidung bestimmt, deren Einstellung

weitreichende Veränderungen des gesamten Motorsystems und –verhaltens zur Folge haben können. Auf eine zeitintensive Studie der Ventilsteuerzeiten wird daher verzichtet. Unter dem Aspekt einer Betriebsoptimierung kann eine reduzierte AGR-Rate oder ein Verzicht einer Abgasrückführung zu einem erhöhten Wirkungsgrad bei gleichzeitig höherem Stickoxidausstoß führen, der durch Einsatz einer Wassereinspritzung kompensiert werden kann.

Ein anderer Gesichtspunkt, der die Betrachtung geänderter AGR-Raten zum Ausgangskennfeld notwendig macht, sind transiente Betriebssituationen. Hierzu zählen vor allem Last- und Drehzahlvariationen. Als vereinfachte Grenzfälle werden Lastsprünge bei konstanter Drehzahl und Drehzahländerungen bei gleicher geforderter Last angesehen. Liegt eine hohe Last an werden die AGR-Ventile so gesteuert, dass eine etwas niedrigere AGR-Rate anliegt, um den Anforderungen an Leistung und Wirkungsgrad gerecht zu werden. Verringert sich die Last nun schlagartig, reagiert das System zur Regelung bzw. Steuerung der AGR-Ventile etwas zeitverzögert auf die neuen Randbedingungen. In der Folge stimmen die aktuellen Öffnungswinkel bzw. –durchmesser der Ventile nicht mit dem nötigen Strömungsquerschnitt überein, der bei niedriger Last notwendig wäre, um die geforderte Abgasrückführung einzustellen. Verstärkt wird dieses verzögerte Ansprechverhalten durch die Trägheit des Gases selbst als auch durch die geänderten Druckgradienten zwischen Abgassystem und Rückführungsstrecke. Dadurch gelangt für einen gewissen Zeitraum deutlich weniger Abgas in den Zylinder, als im stationären Betrieb am Prüfstand gemessen wird.

Eine Untersuchung zum Motorverhalten bei reduzierter AGR-Rate bzw. abgeschaltetem AGR-System bietet sich demnach an, um ein mögliches Potential der Wassereinspritzung abzuschätzen. Verwendet wird hierzu das stationäre Basismodell in GT-Power, dessen einzustellende AGR-Rate sukzessive verringert wird. Die daraus erhaltenen Kennfelder für Wirkungsgrad und Stickoxidentstehung dienen im Vergleich mit dem Referenzkennfeld als Basis für die Herleitung von zu untersuchenden Betriebspunkten am Prüfstand.

Die Simulationsparameter für die Untersuchungen mit dem Lastsprung-Modell folgen hingegen einem anderen Ansatz. Eine einfache Vorgabe und Abrasterung von Lastpunkten über das gesamte Motorkennfeld mit unterschiedlicher Sprungrichtung (Hoch, Niedrig) führt schnell zu tausenden Simulationsfällen. Hinzu kommen noch die jeweils stationären Simulationen für die Initialisierung der dynamischen Berechnung.

Deshalb geschieht die Auswahl der Last- und Drehzahlpunkte auf Basis von Fahrzuständen, die mit der allgemeinen Leistungsgleichung aus der Krafftfahrzeugtechnik berechnet werden:

$$P_e = P_{VT} + P_S + P_R + P_{LW} + P_{St} + P_a \quad (2)$$

Die effektive Motorleistung  $P_e$  wird demnach aus den Leistungsbedarf ermittelt, der sich aus den Triebstrangverlusten  $P_{VT}$ , der Schlupfverlustleistung  $P_S$ , der Rollwiderstandsleistung  $P_R$ , dem Luftwiderstand  $P_{LW}$ , der Steigleistung  $P_{St}$  und der Beschleunigungsleistung  $P_a$  ergibt.

Die benötigten Fahrzeugparameter werden hierbei aus Tabelle 7-2 entnommen. Mithilfe eines in Python geschriebenen Tools werden die Fahrzeug-, Motor- und Getriebedaten, sowie Annahmen über die Fahrbahneigenschaften eingelesen. Über die Vorgabe von Fahrzeuggeschwindigkeiten berechnet das Werkzeug die benötigte Motorleistung und berücksichtigt dabei unterschiedliche Antriebsverluste in Form von Schlupf und Reibung. Der eingelegte Gang bestimmt dabei Drehzahl und folglich Mitteldruck des Motors. Übersteigt oder unterschreitet die Drehzahl oder die Last des Motors vorgegebene Grenzen, wie etwa die Mindestdrehzahl oder den maximalen Mitteldruck, wird die aktuelle Parameterkombination verworfen. So ergeben sich reale Lastanforderungen des Motors um bestimmte Fahrzeuggeschwindigkeiten konstant

zu halten. Beschleunigungsvorgänge werden nicht untersucht, da eine definierte und gleichzeitige Steuerung von Last und Drehzahl im Modell in vertretbarer Zeit kaum abzustimmen ist. Zudem erhöht sich hier der zu untersuchende Raum von Last- und Drehzahlkombinationen aufgrund der jeweiligen Änderung über der Zeit immens, der eine zielgerichtete Untersuchung von grundlegenden Phänomenen ad absurdum führt. Die Beschleunigungsleistung  $P_a$  entfällt deshalb. Sind die benötigten Motorleistungen bekannt, fungieren diese als Zielwert vor (Lastsprungmodell-Hoch) bzw. nach (Lastsprungmodell-Niedrig) dem Lastsprung. Die jeweils noch fehlende Leistungsangabe für die Berechnung des Lastprofils bestimmt das Python-Werkzeug als Anteil der Volllast des Motors, welche ebenfalls nach Vorgabe abgerastert wird. Das Prinzip zur Lastprofilerstellung für beide Versionen des Lastsprungmodells veranschaulicht Abbildung 7-6.

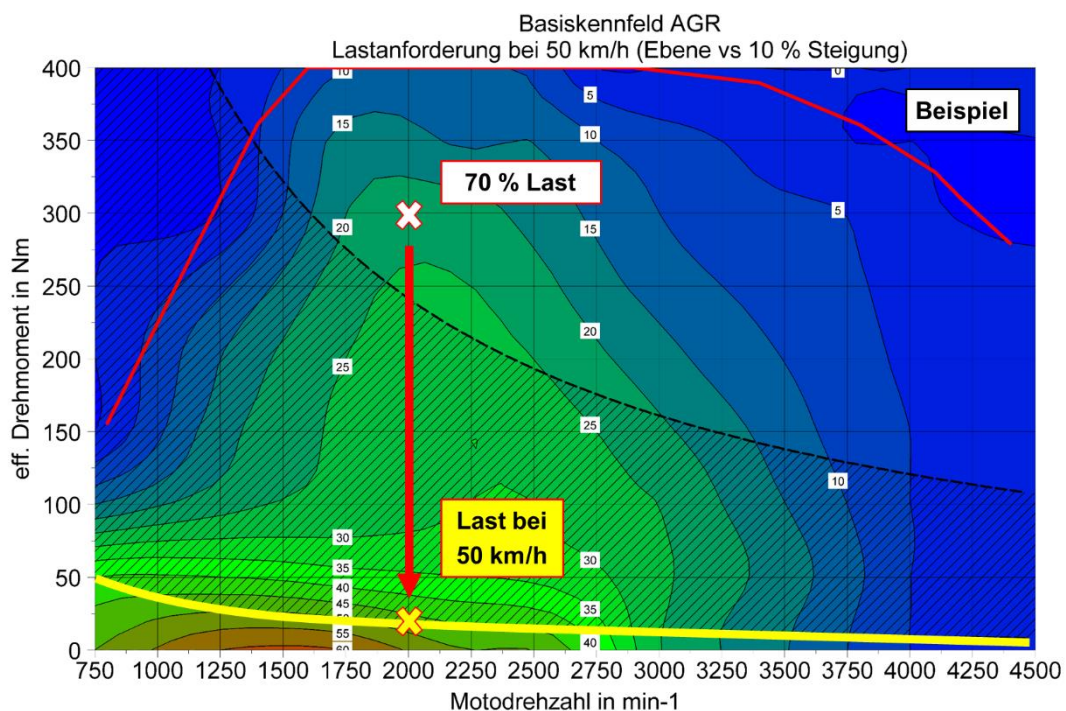


Abbildung 7-6: Prinzipdarstellung zur Berechnung von Lastprofilen für die Untersuchung von Lastsprüngen

Die Auswahl von Geschwindigkeiten erfolgt nach den Aspekten der größten Wahrscheinlichkeit von Lastwechseln und kritischer Fahrzustände im Realbetrieb. Während im Stadtverkehr bis ca. 50 km/h mit vielen Anfahr- und Haltevorgängen zu rechnen ist, unterliegen Überland- und Autobahnfahrten in der Regel weniger stark wechselnden Lastzuständen. Zusätzlich können Stadtfahrten aufgrund des meist deutlich niedrigeren durchschnittlichen Lastniveaus zur Auskühlung der Abgasnachbehandlung (kurz: AGN) führen, was den Emissionsausstoß negativ beeinflusst. In Abbildung 7-7 sind beispielhaft die zeitlich gewichteten mittleren Lastanforderungen einer RDE-Simulation in Abhängigkeit des gefahrenen Streckenabschnitts dargestellt. Dabei werden die Phasen von Schubabschaltung als auch Leerlauf herausgefiltert, um die Mittelung der Abschnitte nicht zu verzerren.

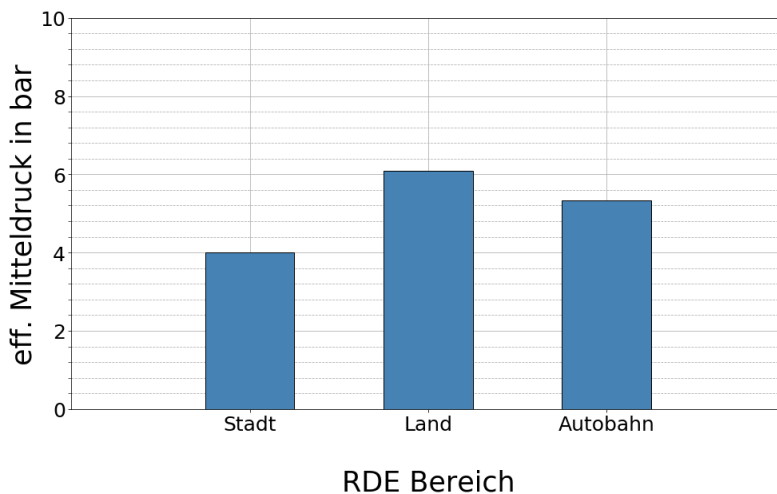


Abbildung 7-7: Mittlere Leistungsanforderung in Abhängigkeit des Streckenabschnittes der durchgeführten RDE-Simulation (Leerlaufphasen und Schubabschaltung berücksichtigt)

Aufgrund dieser Überlegungen und der vorliegenden Daten wird der Fokus bei den Lastsprunguntersuchungen auf den Geschwindigkeitsbereich im Stadtverkehr gelegt. Die Erweiterung und Ergänzung der Geschwindigkeiten in der Stadt geschieht etwas grober aufgelöst ebenfalls für den Überland- als auch Autobahnbetrieb. Typische Geschwindigkeitsbegrenzungen, die im deutschen Straßenverkehr auftreten, dienen hier als Anhaltspunkt.

Die in Abbildung 7-7 vorgestellten Daten basieren bereits auf Ergebnissen des Längsdynamikmodells. Als Strecke dient hier ein am IFS erstelltes Profil, welches aus realen Messungen im Rahmen des FVV-Projekts "VVT für Diesel NSK Regeneration" Nr. 1275 (zum Zeitpunkt der Erstellung dieses Berichts noch nicht abgeschlossen) gewonnen wurde und die damalig gültigen Richtlinien der RDE-Konformität erfüllt. Über die physikalische Zeit aufgetragen, verwendet das Längsdynamik-Modell wie bereits erwähnt den vorgegebenen Verlauf der Strecke als Zielwert für die Fahrzeuggeschwindigkeit. Diesen zeigt Abbildung 7-8. Besonders markant sind die unterschiedlichen Streckenabschnitte von Stadt-, Überland- und Autobahnfahrt, welche charakteristische Lastniveaus und Lastwechselhäufigkeiten aufweisen. Das gewählte Profil zeichnet sich vor allem dadurch aus, dass die gemessene Dynamik am oberen zulässigen Grenzwert liegt, wie Abbildung 7-9 veranschaulicht. Dadurch können besonders dynamische und kritische Fahrzustände simuliert werden, welche durch die RDE-Konformität dennoch eine Praxisrelevanz besitzen.

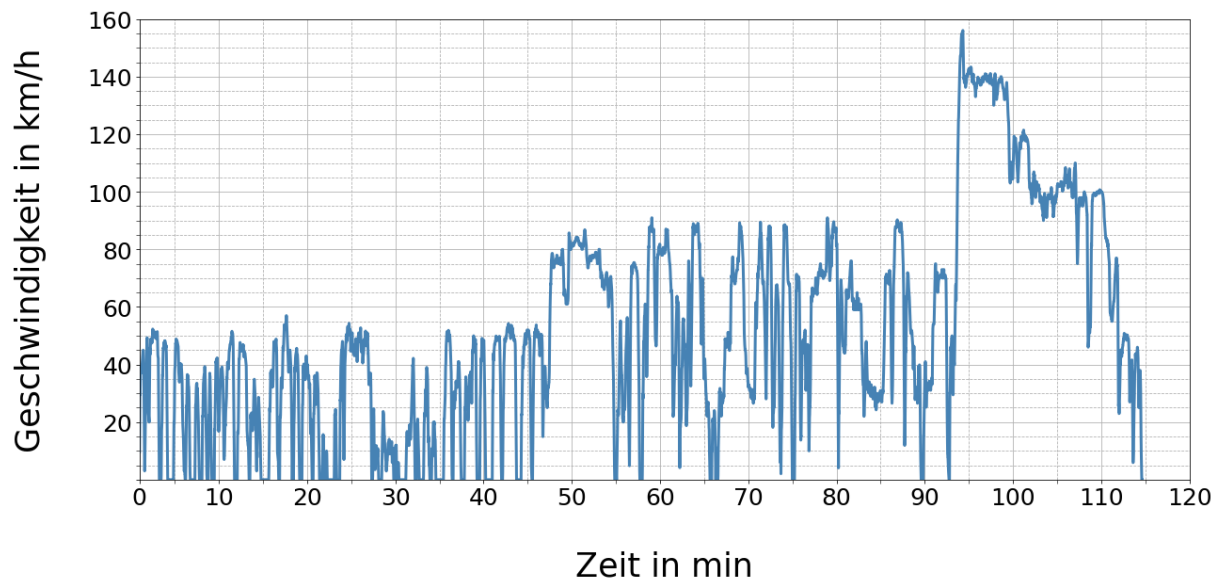


Abbildung 7-8: Verwendetes Streckenprofil für die RDE-Simulation

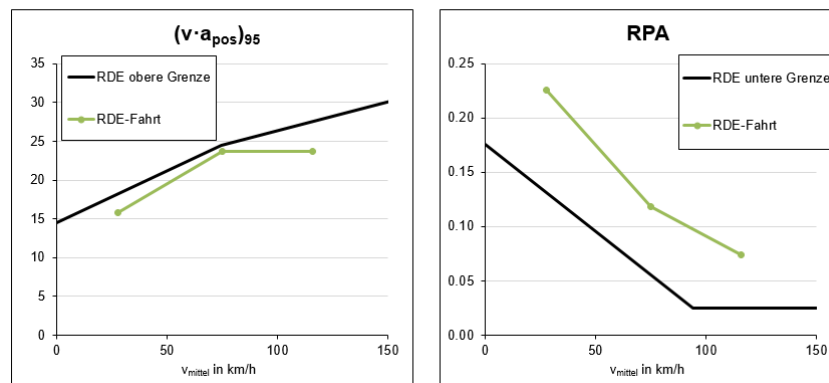


Abbildung 7-9: Auswertung der Dynamik des verwendeten Streckenprofils nach RDE-Richtlinien



### 7.3 Simulationsergebnisse und Herleitung des Prüfprogramms

Nachfolgend werden die Ergebnisse aus den unterschiedlichen Simulationen diskutiert und deren Relevanz für die Prüfstandsuntersuchungen abgeleitet.

Eine Abschaltung der AGR spiegelt sich direkt im effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch bzw. dem effektiven Wirkungsgrad wider, wie das Kennfeld in Abbildung 7-10 darstellt. Das Diagramm beinhaltet die Differenz des effektiven Wirkungsgrades der beiden AGR Strategien. Ein positiver Wert bedeutet, dass der Betrieb mit verminderter bzw. abgeschalteter AGR um diesen absoluten Betrag besser als der Standardfall mit Serienkennfeld ist.

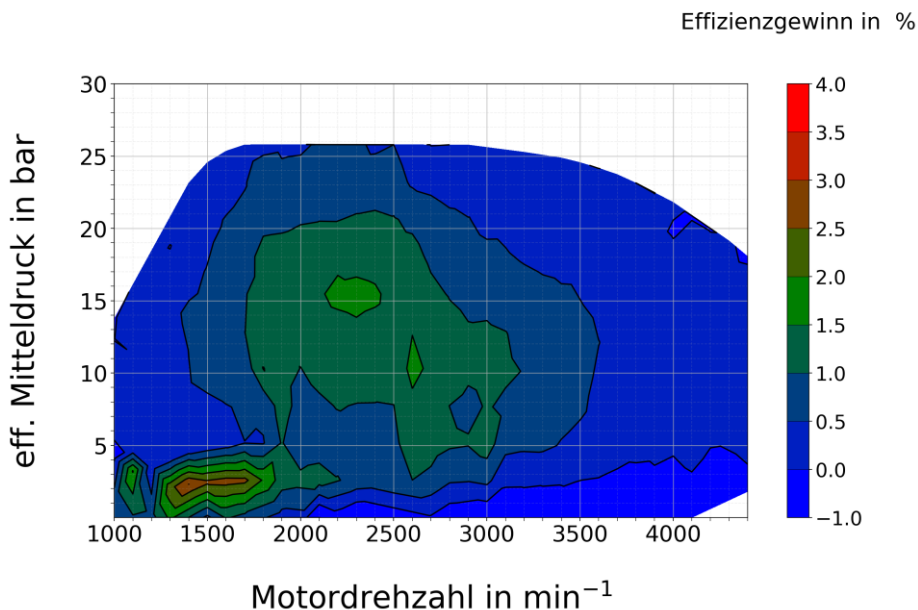


Abbildung 7-10: Wirkungsgradgewinn durch Abschaltung des AGR-Systems

Über das gesamte Kennfeld stellt sich ein Wirkungsgradgewinn von teilweise bis zu 3 Prozent ein. In einer vereinfachten Kennfeld-Simulation des Worldwide harmonized Light Duty Test Cycle (kurz: WLTC) mit dem bereits bekannten Fahrzeugmodell ergibt sich dadurch eine Kraftstoffersparnis von etwa 1,5 %.

Allerdings erhöht sich die Stickoxid-Emission im Brennraum signifikant, da deutlich höhere Temperaturen erreicht werden. Abbildung 7-11 stellt die Auswirkungen auf die Stickoxidentstehung mit abgeschalteter Abgasrückführung dem Emissionsverhalten des stationären Basismodells gegenüber. Die Stickoxid-Produktion vervielfacht sich vor allem in Nähe der Vollastlinie sehr stark und fällt in etwa drei bis fünfmal höher aus.

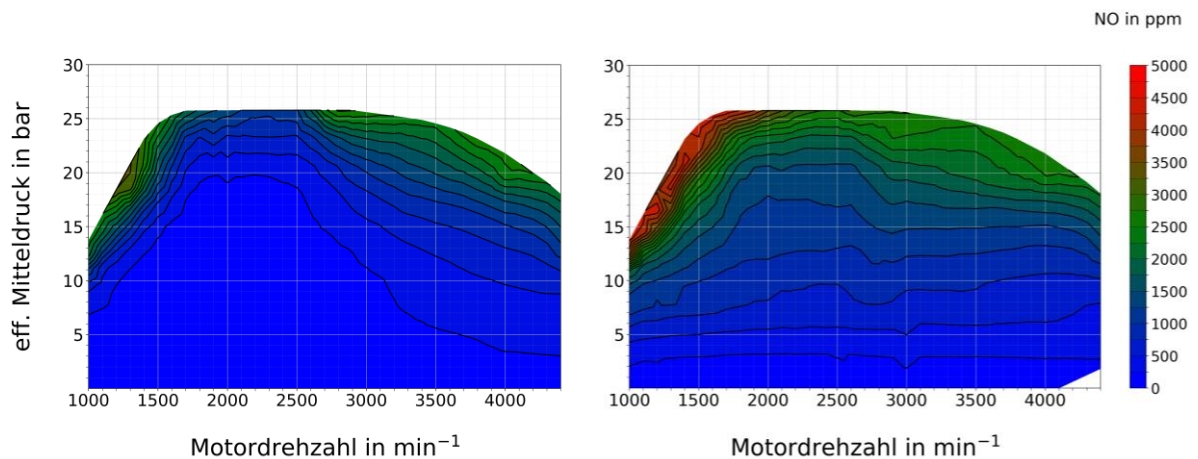


Abbildung 7-11: Vergleich der Stickoxidproduktion mit Basis-AGR-Betrieb (links) und abgeschalteter AGR (rechts)

Ist es nun möglich mithilfe der Wassereinspritzung den Wirkungsgradgewinn beizubehalten und gleichzeitig die Stickoxide auf ein Maß zu reduzieren, das mindestens dem Niveau des Standardmodells entspricht, sind bereits spürbare positive Effekte zu beobachten.

Ergänzt werden muss diese Betrachtung aber auch in Hinblick auf die Folgen für das AGN-System. Auch wenn mit der Wassereinspritzung bessere Wirkungsgrade und niedrige Rohemissionen von Stickoxiden im Raum stehen, bleibt die Notwendigkeit der Abgasnachbehandlung mit hoher Wahrscheinlichkeit weiterbestehen. Grund hierfür ist zum einen, dass neben Stickoxid und Ruß auch weitere Schadstoffe wie unverbrannte Kohlenwasserstoffe (kurz: HC) oder auch Kohlenmonoxid (kurz: CO) in den Katalysatoren des Abgassystems aufgefangen und nachoxidiert werden müssen. Das Einbringen von Wasser und Verringern der Verbrennungstemperaturen kann hier deren Entstehung sogar begünstigen, da es für interne Nachoxidiationsprozesse schlicht zu kühl wird. Zum anderen können für einen effizienten Betrieb des Dieselmotors die Temperaturen nicht auf ein beliebiges Maß reduziert werden, welche die Stickoxidproduktion gänzlich zum Erliegen bringen. Hierbei sind physikalische Grenzen, welche die Selbstzündung oder die maximal mögliche verdampfende Wassermenge betreffen noch nicht berücksichtigt. Aus diesem Grund ist auch ein Blick auf die Temperaturen im AGN-System sinnvoll. Wie der Vergleich in Abbildung 7-12 zeigt, erweitert sich durch Abwesenheit der Abgasrückführung der kritische Bereich unterhalb von 200 °C bei niedrigen Lasten.

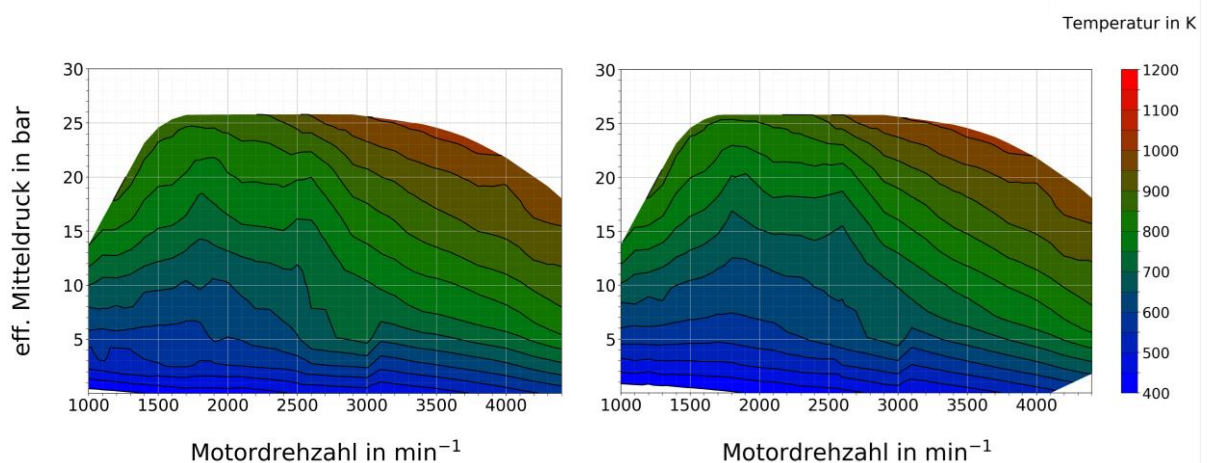


Abbildung 7-12: Vergleich der Abgastemperaturen am Turbinenausgang beim Standardmodell (links) und abgeschalteter AGR (rechts)

Diese Temperatur beschreibt bei vielen Nachbehandlungskomponenten bzw. Katalysatoren in etwa die Grenztemperatur unterhalb welcher eine Umwandlung von Emissionen nahezu nicht

mehr stattfinden kann. Dieser Bereich ist vor allem auch deshalb kritisch, weil dort ein Großteil des Warmlaufbetriebs während einer RDE-Fahrt geschieht. Sind die Abgastemperaturen dort aufgrund einer veränderten Verbrennung kühler, verlängert sich die Aufheizphase des AGN-Systems. Damit die nötige Betriebstemperatur dennoch schnell erreicht wird, ist die Verbrennung derart zu ändern, dass sich der Wärmeeintrag ins Abgassystem erhöht. Erreicht wird dies durch eine Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes nach spät oder durch zusätzliche Nacheinspritzungen. In beiden Fällen erhöht sich der Kraftstoffverbrauch, welcher sich negativ auf die Gesamtbilanz des Motors auswirkt. Die Erweiterung dieses kritischen Bereiches ist hauptsächlich auf einen höheren Liefergrad zurückzuführen, da ein Teil der Füllung nicht durch Abgas verdrängt wird. Folglich erhöht sich der Luftanteil im Zylinder und die Diffusionsverbrennung findet etwas schneller statt, was anhand des Vergleichs der Brenndauern in Abbildung 7-13 ersichtlich wird. Durch die schnellere Verbrennung wird der Wirkungsgrad verbessert und ein kleinerer Anteil der zuvor eingebrachten Kraftstoffenergie verlässt den Brennraum über das Abgas. Wird nun zusätzlich die Wassereinspritzung verwendet um die rohen Stickoxid-Emissionen zu kompensieren, ist eine weitere Reduzierung der Brennraum- und Abgastemperaturen zu erwarten. Dabei wirkt das Wasser zum einen über dessen Verdampfungsenthalpie und zum anderen über die Erhöhung der Wärmekapazität des Gasgemisches im Brennraum.

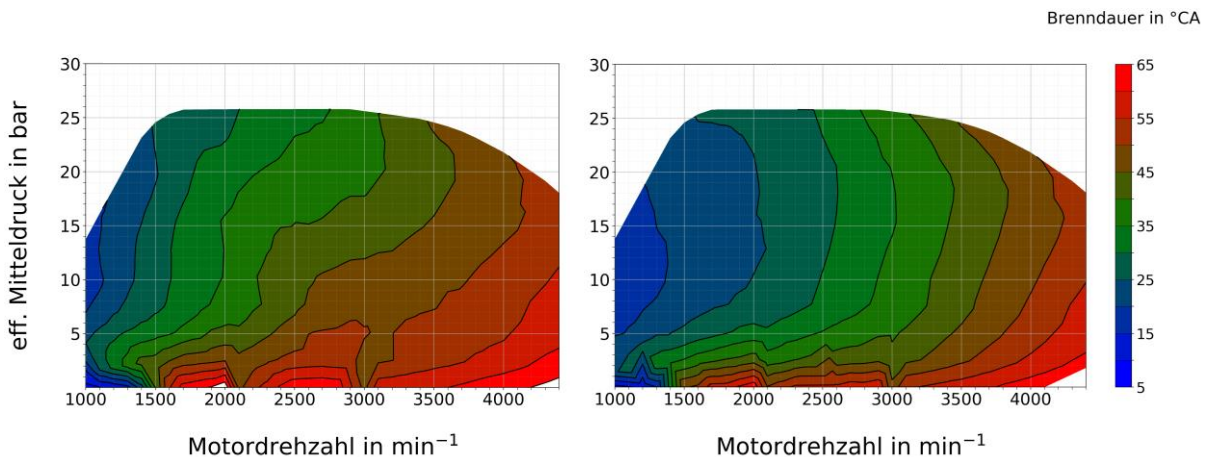


Abbildung 7-13: Vergleich der Brenndauern im Standardmodell (links) und bei abgeschalteter AGR (rechts)

Eine Variation der AGR-Raten am Prüfstand bei unterschiedlichen Wasserraten ist deshalb empfehlenswert und für die Beurteilung und Potentialanalyse der Wassereinspritzung notwendig.

Über weiter zu beachtende und mit den experimentellen Versuchen abzudeckende Randbedingungen geben die Lastsprungmodelle Aufschluss. Exemplarisch werden hierzu die Ergebnisse der transienten Stickoxidbildung für einen Fall von niedriger zu hoher Last und dem anderen Fall von hoher zu niedriger Last in Abbildung 7-14 gezeigt.

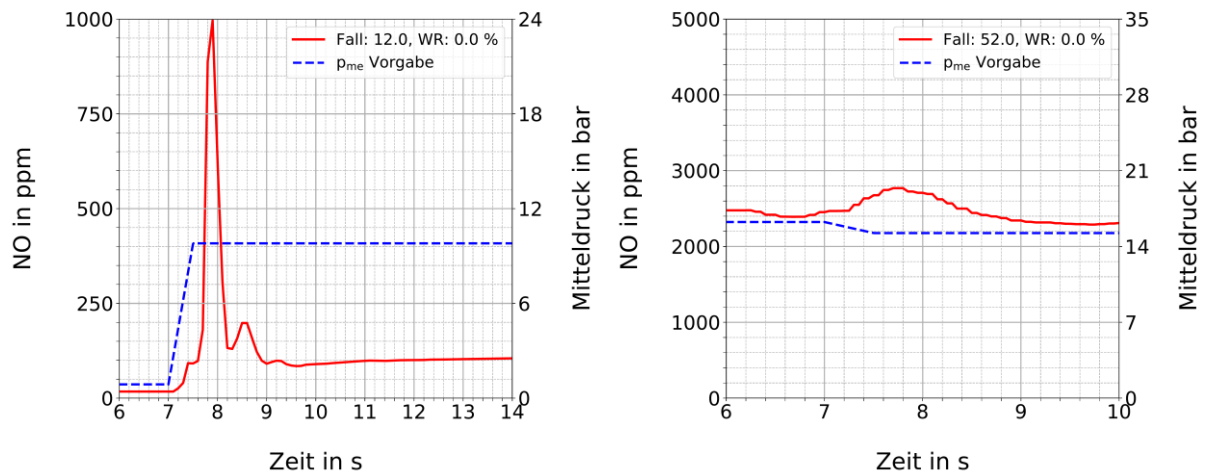


Abbildung 7-14: Stickoxidproduktion während eines Lastsprunges von niedriger zu hoher Last (links) und hoher zu niedriger Last (rechts)

Auffallend ist, dass die Stickoxide kurz nach Abschluss des Lastsprunges ansteigen und noch einen beträchtlichen Zeitraum lang auf einem teils sehr hohen Niveau verbleiben. Die im Zylinder ankommende Inertgasmasse bzw. die sich einstellende stöchiometrische AGR-Rate bricht während des Lastsprunges ein, sodass kurzzeitig hohe Temperaturen im Brennraum entstehen. Beim ersten Fall von hoher zu niedriger Last ist das AGR-Ventil vor dem Sprung relativ weit geschlossen, um die geforderte Leistung zu ermöglichen. Verringert sich der angeforderte Mitteldruck schlagartig, wird über die Steuerung weniger Kraftstoff eingespritzt und das Luft-Kraftstoffverhältnis erhöht sich. Bevor nach der Laständerung die geforderte AGR-Rate wieder eingeregelt ist, entstehen durch die zeitweise fehlende Inertgasmasse und dem höheren überstöchiometrischen Verhältnis sehr hohe rohe Stickoxidemissionen. Im anderen Fall von niedriger zu hoher Last kommt es ebenfalls zu unvorteilhaften AGR-Zuständen am bzw. im Zylinder. In Korrelation zur Lastanforderung wird schlagartig mehr Kraftstoff eingespritzt. Stellt sich dadurch ein kritisches Lambda-Verhältnis ein, steigt ebenfalls die Stickoxidbildung beträchtlich an, vor allem, wenn durch Druckschwankungen und der verzögerten AGR-Förderung kurzzeitig weniger Inertgasmasse im Brennraum ankommt.

Neben dem verzögerten Ansprechen des AGR-Systems trägt auch der Verlauf des Ladedrucks zu den Stickoxidausschlägen bei, wie Abbildung 7-15 zeigt. Besonders hervorzuheben ist auch hier der vergleichsweise lange Zeitraum bis der Zielwert nach dem Lastsprung erreicht wird, obwohl auch hier eine reine Steuerung zum Einsatz kommt. Da unterschiedliche AGR Variationen bereits beim stationären Modell berücksichtigt sind, ist auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse aus dem Lastsprungmodell eine Variation des Ladedrucks ebenfalls empfehlenswert. Hiermit können auch transiente Zustände am Prüfstand zumindest annähernd abgebildet werden.

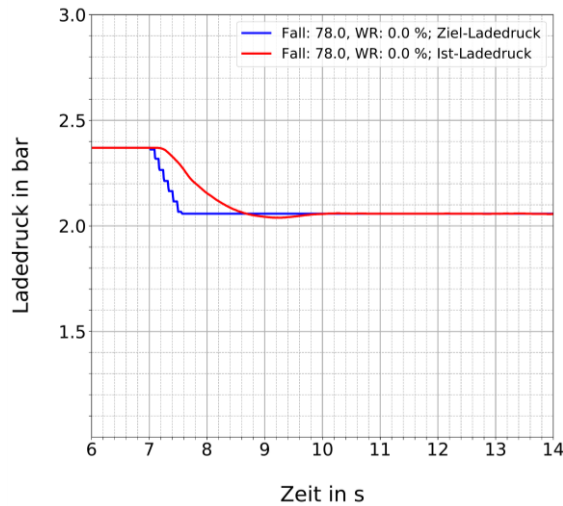


Abbildung 7-15: Vergleich des Verlaufes des Ladedrucks in einem beispielhaften Fall des Lastsprungmodell Niedrig

Zum Schluss der Untersuchungen werden die Ergebnisse aus der RDE-Simulation analysiert. Das verwendete Längsdynamik-Modell eignet sich aufgrund seiner Komplexität und erreichten Genauigkeit nicht für umfangreiche Parameterstudien. Deshalb ist eine Auswertemethodik entwickelt worden, um aus den Simulationsergebnissen möglichst viele Informationen zu gewinnen.

Deshalb wird unter Berücksichtigung des zeitlichen Verlaufs eine Auswerteroutine erstellt und in Python realisiert.

Grundidee dieses Werkzeuges ist es, mit vorgegebenen Parametern ein Gitter von Bereichen zu erstellen und die Simulationsdaten diesen zuzuordnen. Veranschaulicht wird diese Vorgehensweise in Abbildung 7-16.

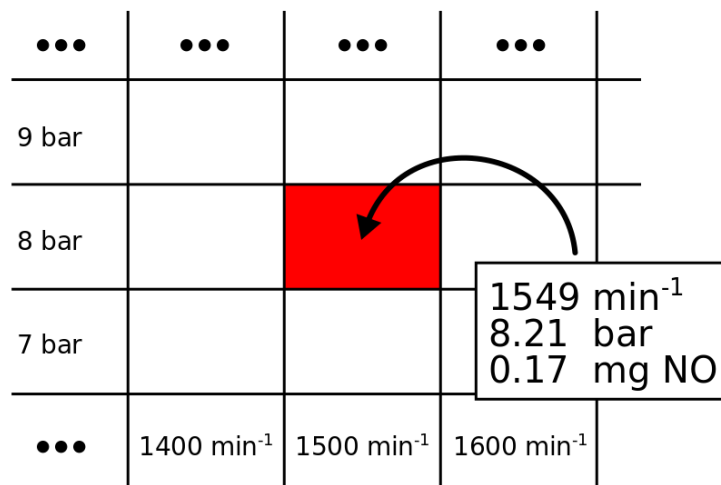


Abbildung 7-16: Prinzip der Einteilung und Zuordnung von Simulationsdaten in Bereiche für eine gewichtete Auswertung

Wird beispielsweise eine Auswertung des Verlaufs der Stickoxidemissionen über die Betriebspunkte angestrebt, so wird ein Gitter definiert, welches letztere repräsentiert. Hierfür bietet sich, wie dargestellt, eine Aufteilung über Drehzahl und effektivem Mitteldruck an. Anschließend werden nun die Simulationsergebnisse bzw. die einzelnen Zeitschritte der Simulation diesem Gitter zugeordnet. Im Beispiel befindet sich der Betriebspunkt zwischen 1500 und 1600 Motorumdrehungen pro Minute und einem Mitteldruck zwischen 8 und 9 bar Mitteldruck. Die dazugehörige Stickoxidmasse ist vor dieser Zuteilung für den aktuell betrachteten Zeitschritt über den Massenstrom integriert und bestimmt worden. Dadurch wird vermieden, dass unterschiedlich große Zeitschritte zu einer verzerrten kumulierten Stickoxidmasse führen. Die zugeordneten Stickoxidmassen werden jeweils aufsummiert, sodass am Ende der Berechnung jede Gitterzelle die absolute Stickoxidmasse enthält, die im dargestellten Betriebsbereich entsteht. Über eine Normierung aller Gitterzellen, kann anschließend der Anteil zur gesamten Masse bestimmt werden.

Das Ergebnis dieses Auswertansatzes zeigen die Diagramme in Abbildung 7-17. Im oberen Bild ist die rohe Stickoxidemission der RDE-Simulation über ein Drehzahl- und Mitteldruckgitter aufgetragen. Besonders fallen die Drehzahlbereiche zwischen 2500 und 3000  $\text{min}^{-1}$  bei Mitteldrücken zwischen 8 und 14 bar auf. Dort entstehen während der RDE-Fahrt die meisten rohen Stickoxide.

Im mittleren Bild hingegen werden die Stickoxidemissionen nach dem SCR-Katalysator dargestellt. Grundsätzlich folgt die Verteilung denen der rohen Emissionen, wobei der bereits genannte Bereich etwas weniger kritisch auffällt bzw. heraussticht.

Das untere Bild hingegen stellt Drehzahl und Last anhand ihres zeitlichen Auftretens während der Simulation dar. An dieser Stelle ist deutlich erkennbar, dass die maximalen Werte des unteren Diagramms von der Lage im Drehzahl-Last-Gitter nicht mit denen der oberen Diagramme übereinstimmen. Obwohl sich der Motor während der RDE-Fahrt zeitlich gesehen am häufigsten in einem Bereich von etwa 1400 bis 2000 Motorumdrehungen pro Minute und etwa bis 6 bar Mitteldruck aufhält, entstehen die meisten Stickoxide an anderer Stelle. Eine einfache Betrachtung der Stickoxidemissionen über ein kennfeldbasiertes Längsdynamikmodell, in dem der Stickoxidausstoß lediglich über Last und Drehzahl hinterlegt wird, ist daher auch für spätere Betrachtungen ungeeignet. Nichtsdestotrotz sind nach Möglichkeit höhere Drehzahlen als auch Lasten für die Messungen am Prüfstand zu berücksichtigen.

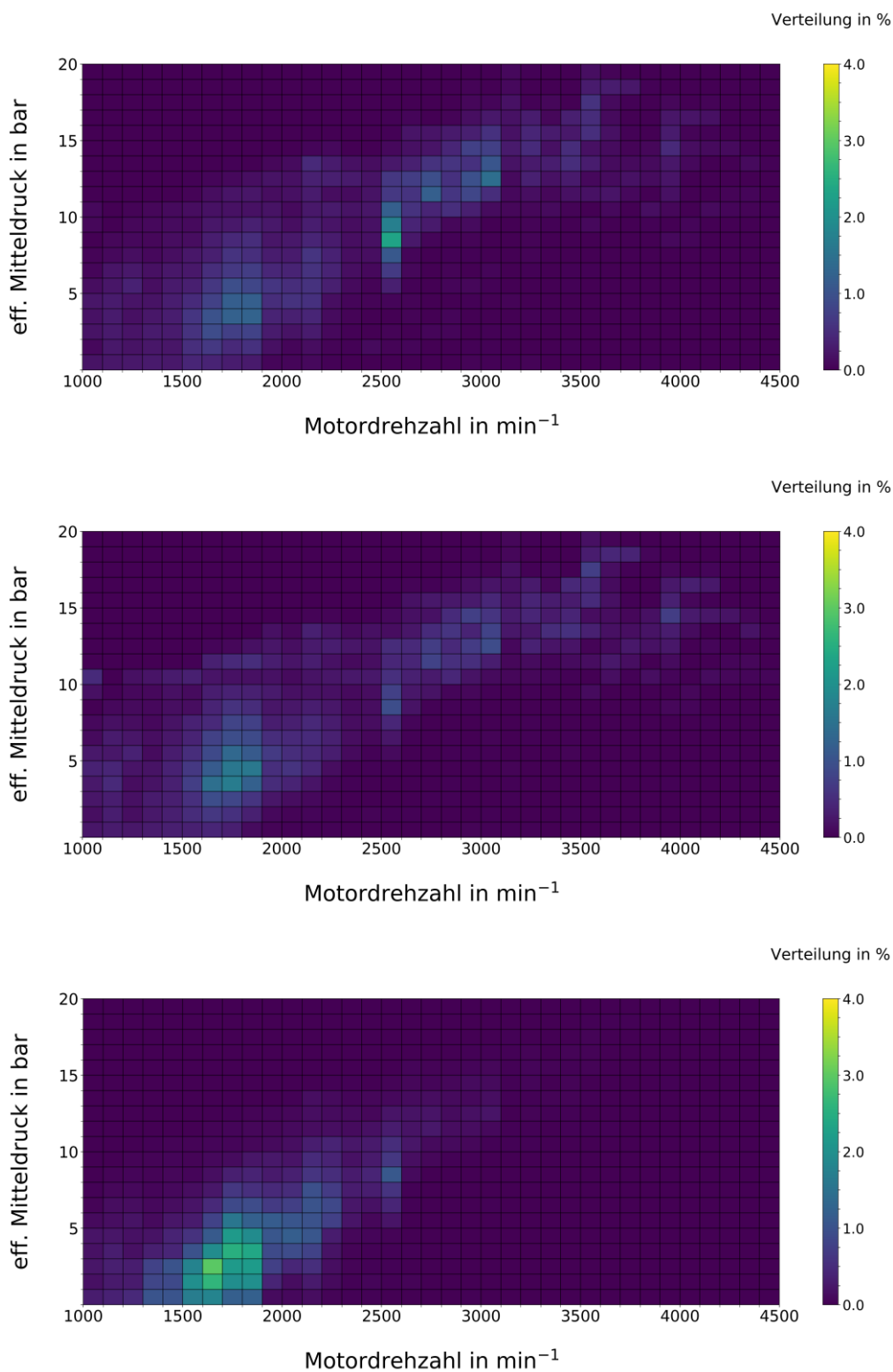


Abbildung 7-17: Vergleich der gewichteten Auswertung der Stickoxidemission roh (oben), nach dem SCR-Katalysator (mittig) und des zeitlichen Anteils in der RDE-Simulation (unten)

Mit den Erkenntnissen aus den stationären und transienten Simulationen lassen sich kritische Bereiche und Lastpunkte identifizieren, welche für die Untersuchung der Wassereinspritzung am Prüfstand in Hinblick auf Praxisrelevanz besonders in den Fokus geraten. Neben einer Variation der stöchiometrischen AGR-Rate ist insbesondere auch eine Veränderung des Ladedrucks empfehlenswert. Ein weiterer Punkt, der hier mit eingeht, aber nicht gesondert dargestellt wurde, ist eine Variation der Kühl- bzw. Schmiermitteltemperatur, um weitere Effekte bezüglich der Wasseradsorption ins Öl und der Stickoxidemission zu untersuchen.

Erweitert werden diese Überlegungen und Erkenntnisse durch eine Verstellung des Zeitpunktes der Kraftstoffeinspritzung, welche in den Simulationen nicht explizit betrachtet wurde. Hintergrund ist, die Einflüsse und Auswirkungen der Wassereinspritzung am Prüfstand durch Variation der Randbedingungen so gut wie möglich bestimmen zu können. Ein weiterer Aspekt ist die Definition der eingespritzten Wassermenge. In der Regel wird die Wassermasse als Anteil der eingebrachten Kraftstoffmasse ausgedrückt. Verändert sich letztere zwischen zwei Messungen bei einer Variation der Wasserrate, sind diese untereinander nicht mehr ohne Weiteres vergleichbar. Aus diesem Grund beschreiben die Lastangaben in der Messmatrix die Kraftstoffmenge, die sich für den Referenzpunkt ohne Wassereinspritzung ergibt. Diese Kraftstoffmasse wird dann während einer Variationsreihe konstant gehalten, d.h. die Angabe eines Mitteldrucks beschreibt nicht unbedingt die Last, die sich am Prüfstand ergeben hat, sondern ein Kraftstoffäquivalent bezogen auf den Referenzpunkt. Die gesamte Messmatrix wurde mit den zuständigen Verantwortlichen aus Karlsruhe und dem Arbeitskreis besprochen. Insgesamt ergeben sich um die 800 einzelne Messpunkte, von denen über 560 am Prüfstand im Rahmen dieses Projektes vermessen werden konnten.





## 8 Aufbau des Prüfstandes

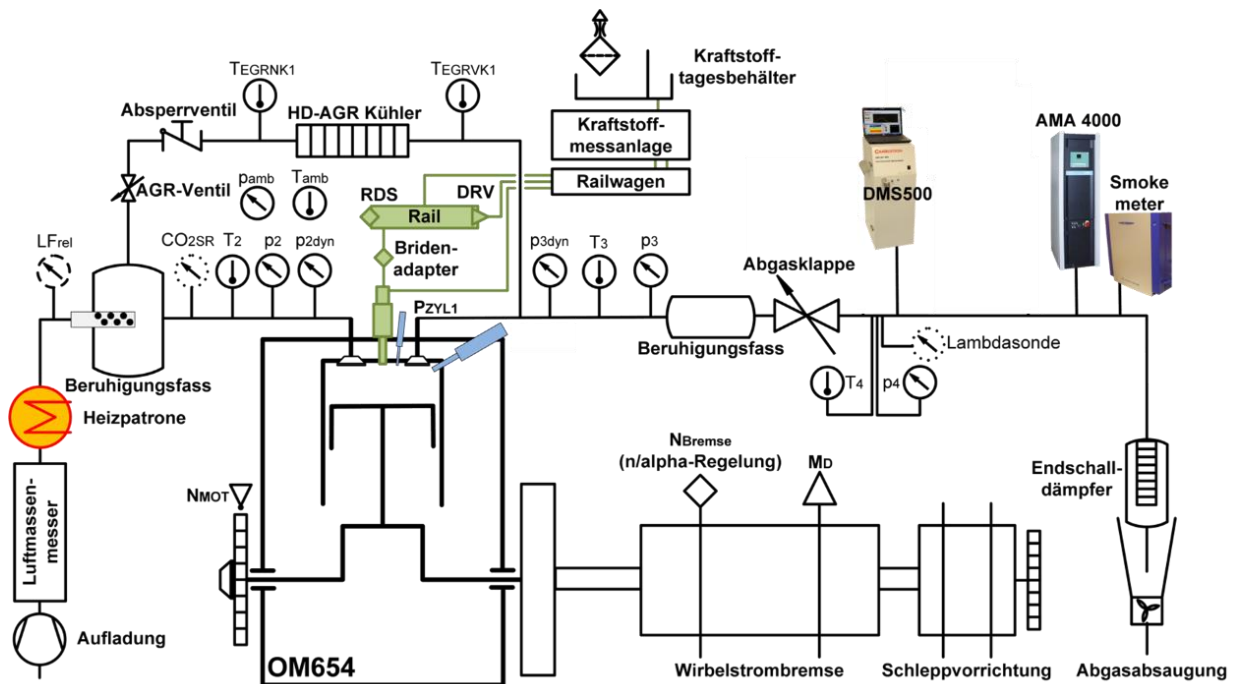


Abbildung 8-1: Prüfstands- und Messstellenplan

Abbildung 8-1 zeigt den schematischen Aufbau des Prüfstandes mit allen relevanten Versuchskomponenten und Messstellen, die zur Darstellung realistischer und reproduzierbarer Betriebsrandbedingungen sowie zur thermodynamischen und emissionsseitigen Beurteilung erforderlich sind. Der Motor ist über eine Kupplung mit einer Wirbelstrombremse verbunden. Somit ist es möglich, Drehzahl und Last beliebig einzustellen. Auf der gegenüberliegenden Seite ist ein Kurbelwinkelgeber mit einer Auflösung von  $0,1^\circ$  KW angebracht. Wie bei Einzylinder-Versuchsmotoren üblich, wird der Motor mit einer externen Ladeluftversorgung betrieben. Die Luftmasse und die Luftfeuchte werden dabei erfasst. Mittels einer Heizpatrone wird die Luft vorkonditioniert. Um realitätsnahe Ansaugbedingungen zu erzielen, wird saugseitig ein Beruhigungsvolumen verwendet. Die Überwachung der Saugrohrtemperatur  $T_2$  erfolgt nach dem Beruhigungsvolumen. Es werden sowohl der statische Druck  $p_2$  als auch der dynamische Druck  $p_{2,dyn}$  erfasst. Das  $CO_2$ -Messgerät im Saugrohr wird für die Bestimmung der AGR-Rate herangezogen. Auslassseitig befinden sich, wie auch auf der Einlassseite, Temperatur- und Drucksensoren. Auch auf der Abgasseite gibt es zwei Pfade. Zum einen wird direkt hinter dem Abgaskrümmers das heiße Abgas entnommen und in die Abgasrückführstrecke eingeleitet. Hier wird die Temperatur des Abgases zunächst in einem Hochdruck-AGR-Kühler gesenkt. Um die Kühlleistung zu ermitteln, befindet sich vor und hinter dem Kühler jeweils ein Temperatursensor. Werden Betriebspunkte ohne Abgasrückführung gefahren, so kann die AGR-Strecke mit einem Absperrventil geschlossen werden. Zuletzt gelangt das gekühlte Abgas über ein geregeltes AGR-Ventil in das Beruhigungsvolumen der Ansaugseite. Das restliche Abgas wird über eine Abgasdrosselklappe geleitet, welche den Abgasgegendruck einstellt. Dieser wird von dem Drucksensor  $p_4$  erfasst. Zusätzlich wird zum Schutz der Messgeräte noch die Temperatur  $T_4$  gemessen. Nach den Analysatoren wird das Abgas über einen Endschalldämpfer in die Abgasabsaugung geleitet. Die Kraftstoffdruckbereitstellung erfolgt über einen separaten Railwagen, der aus einem Tagesbehälter mit Kraftstoff versorgt wird. Der Kraftstoffverbrauch wird mit Hilfe eines Coriolis-Durchflussmessers ermittelt. Die Kraftstoffhochdruckfassung erfolgt sowohl mit einem Raildrucksensor im Kraftstoffrail als auch mit einem Hochdrucksensor in der Zuleitung des Injektors über einen Briden-Adapter.

Die emittierten Abgaskomponenten werden mit einer Messanlage AMA 4000 der Firma AVL aufgezeichnet. Mit diesem Analysator ist es möglich,  $CO$ -,  $HC$ -,  $CO_2$ - und  $NO_x$ -Emissionen zu

erfassen. Der Rußgehalt im Abgas wird mit einem Smoke Meter 415S von AVL bestimmt. Das Messgerät basiert auf der Messung der Filterpapier-Schwärzung. Um zuverlässige Messwerte zu erhalten, wird vor den Abgasmessgeräten ein Beruhigungsvolumen vorgeschaltet. Somit ist es möglich, Pulsationen im Abgas zu vermeiden. Um einen reproduzierbaren stationären Betrieb zu gewährleisten, werden Ladedruck, Einspritzdruck, Hochdruck-Abgasrückführventil (AGR-Ventil) und Abgasgegendruck durch einen externen Regler geregelt. Somit ist eine freie Auswahl der Motorbetriebsparameter möglich.

Zur Beurteilung des Verbrennungsablaufs hinsichtlich der thermodynamischen Eigenschaften erfolgt eine Hochdruckindizierung (Messstelle  $p_{Zyl1}$  in Abbildung 8-1). Die mit dieser Messstelle mögliche zeitlich hochaufgelöste Messung des Zylinderdruckes während eines gesamten Arbeitsspiels stellt die alleinige Möglichkeit dar, kraftstoffseitige Einflüsse auf den Verbrennungsablauf zu identifizieren. Um sicherstellen zu können, dass die gemessenen Drücke richtig sind, ist ein zweiter Zylinderdrucksensor verbaut. Mit Hilfe einer sogenannten Druckverlaufsanalyse erfolgt aus dem Zylinderdruckverlauf die Ermittlung des zeitlichen Verlaufs der Wärmefreisetzung. Daraus errechnet sich der Verbrennungsablauf. Wie schon erwähnt wurde für den ausgewählten Boschinjektor eine Endstufe vom IFKM gebaut. Am Prüfstand erfolgt die Ansteuerung des Injektors nockenwellenbasiert.

## 9 Messergebnisse

### 9.1 Ermittlung der Einflüsse von Wassereinspritzzeitpunkt und Wasserdruck

Als Erstes soll der Einfluss des Wassereinspritzzeitpunktes und des Wasserdrucks untersucht werden. Der Versuch fand bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  und 8 bar  $p_{mi}$  statt. Das Verhältnis von Wasser- und Kraftstoffmenge war dabei 1:2. Das bedeutet, dass halb so viel Wasser wie Kraftstoff eingespritzt wird. Variiert wurde bei diesem Versuch der Wassereinspritzzeitpunkt bezogen auf den oberen Totpunkt des Kolbens. Der Einspritzdruck wurde konstant bei 6 bar gehalten. Der Einspritzzeitpunkt wurde von 270 °KW bis -180 °KW vor OT variiert. Der Einfluss des Einspritzzeitpunktes wurde unter anderem auf folgende Werte untersucht: die Stickoxidmasse, die Rußemission, der 5%, 50% und 90% Umsatzpunkt und der indizierte Mitteldruck. Als Referenz wurde eine Messung ohne Wassereinspritzung bei gleichen Motorparametern verwendet. Tabelle 9-1 zeigt das Ergebnis des Versuchs. Der Stickoxidwert liegt bei 1,48 g/kWh bei der Referenzmessung. Bei den Messungen mit Wassereinspritzung verringert sich der Wert auf ungefähr 1,2 g/kWh. Bei der Referenzmessung hat die Rußemission einen Wert von 0,07 g/kWh. Dieser Wert erhöht sich leicht, bei den Messungen mit Wassereinspritzung auf ungefähr 0,09 g/kWh. Diese Schwankungen liegen jedoch innerhalb der Messunsicherheit. Die Umsatzpunkte verschieben sich bei den Messungen mit Wassereinspritzung etwas in Richtung spät. Der indizierte Mitteldruck sinkt etwas im Vergleich zu der Referenzmessung von 8,25 bar auf etwa 8,2 bar. Die Wassereinspritzung hat einen Einfluss auf diese Messgrößen, jedoch nicht der Einspritzzeitpunkt. Die Messwerte mit Wassereinspritzung schwanken nur gering bzw. befinden sich innerhalb der Messtoleranzen.

Tabelle 9-1: Variation des Einspritzzeitpunkts

Wassereinspritzzeitpunkt	NO <sub>x</sub>	Ruß	5% Umsatzpunkt	50% Umsatzpunkt	90% Umsatzpunkt	$p_{mi}$
[°KW vor OT]	[g/kWh]	[g/kWh]	[°KW]	[°KW]	[°KW]	[bar]
ohne Wasser (Referenz)	1,48	0,07	-1,46	8,16	41,71	8,25
270	1,201	0,093	-0,84	8,43	43,16	8,21
225	1,206	0,092	-0,94	8,35	43,08	8,23
180	1,202	0,095	-0,89	8,29	42,66	8,21
135	1,194	0,102	-0,94	8,4	42,87	8,2
80	1,198	0,101	-0,88	8,42	42,7	8,2
-180	1,193	0,089	-0,71	8,31	42,52	8,19

In Abbildung 9-1 werden die Druckverläufe aus der jeweiligen Messung dargestellt. Die Druckverläufe mit Wassereinspritzung liegen etwas unter der Referenzmessung. Die unterschiedlichen Druckverläufe der Einspritzzeitpunktvariation unterscheiden sich jedoch nur gering. Das bestätigt, dass die Wassereinspritzung den Druckverlauf beeinflusst, der Einspritzzeitpunkt aber nicht.

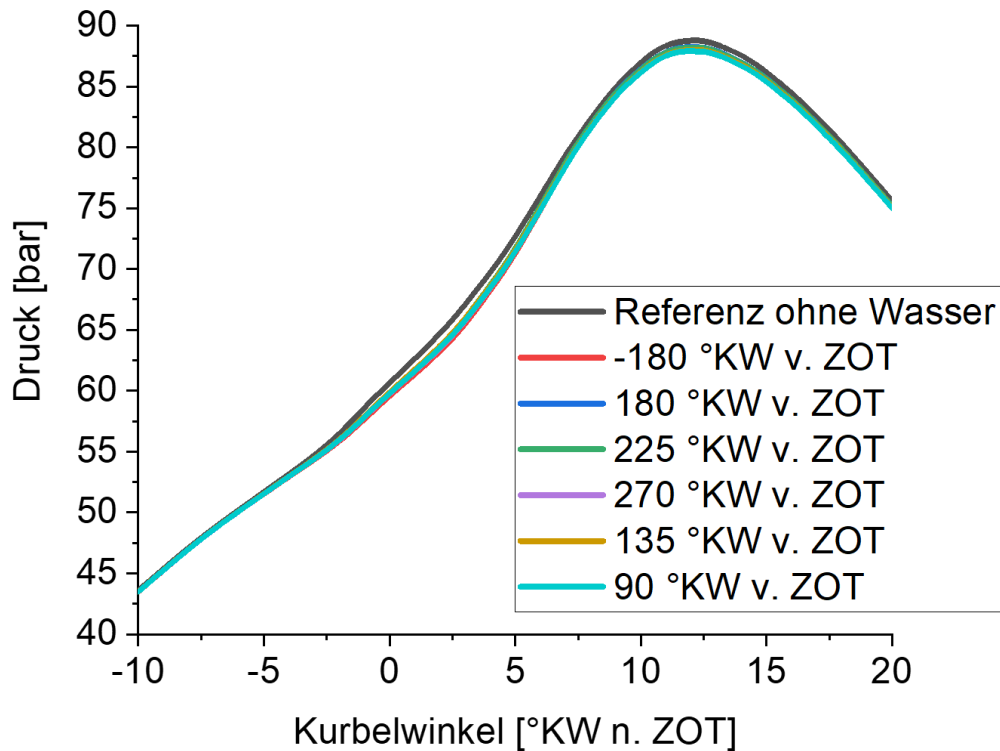


Abbildung 9-1: Druckverläufe bei Variation des Wassereinspritzdrucks

Als Nächstes wurde der Einfluss des Einspritzdrucks auf die Messwerte untersucht. Dazu wurde der Einspritzdruck auf folgende Werte eingestellt: 5 bar, 6 bar, 7 bar und 8 bar. Da bei diesem Versuch nur der Einfluss des Drucks ermittelt werden sollte, wurde der Einspritzzeitpunkt bei allen Messungen konstant bei 180 °KW vor OT gehalten. Der Betriebspunkt für diesen Versuch war der gleiche wie im Vorherigen. Der Motor wurde bei 2000 min<sup>-1</sup> und 8 bar p<sub>mi</sub> betrieben. In Tabelle 9-2 sind die Ergebnisse der Versuche dargestellt, diese verhalten sich ähnlich wie im Vorherigen. Die Stickoxidwerte sinken bei Versuchen mit Wassereinspritzung, während die Rußemissionen steigen. Die Umsatzpunkte verschieben sich in Richtung spät und der indizierte Mitteldruck sinkt leicht. Die Messergebnisse bei den Messungen mit Wassereinspritzung liegen sehr nah beieinander. Die Schwankung liegt innerhalb der Messunsicherheit. Das zeigt, dass die Wassereinspritzung einen Einfluss auf den Verbrennungsprozess hat, der jeweilige Einspritzdruck jedoch nicht.

Tabelle 9-2 Variation des Einspritzdrucks

Wassereinspritzdruck [bar]	NO <sub>x</sub> [g/kWh]	Ruß [g/kWh]	5% Umsatzpunkt [°KW]	50% Umsatzpunkt [°KW]	90% Umsatzpunkt [°KW]	p <sub>mi</sub> [bar]
ohne Wasser (Referenz)	1,581	0,067	-1,41	8,1	41,38	8,18
5	1,2	0,093	-0,87	8,36	42,91	8,14
6	1,228	0,084	-0,79	8,25	42,34	8,16
7	1,201	0,088	-0,76	8,36	42,64	8,17
8	1,191	0,084	-0,74	8,34	42,82	8,14

Abbildung 9-2 bestätigt diesen Sachverhalt. Dort sind die Druckverläufe der jeweiligen Versuche dargestellt. Der Druckverlauf der Referenzmessung ohne Wassereinspritzung liegt oberhalb der Versuche mit Wassereinspritzung. Die Druckverläufe mit Wassereinspritzung unterscheiden sich nur gering. Das zeigt, dass der Wassereinspritzdruck keinen Einfluss auf die Messergebnisse hat. Die Reproduzierbarkeit der Versuche wurde überprüft.

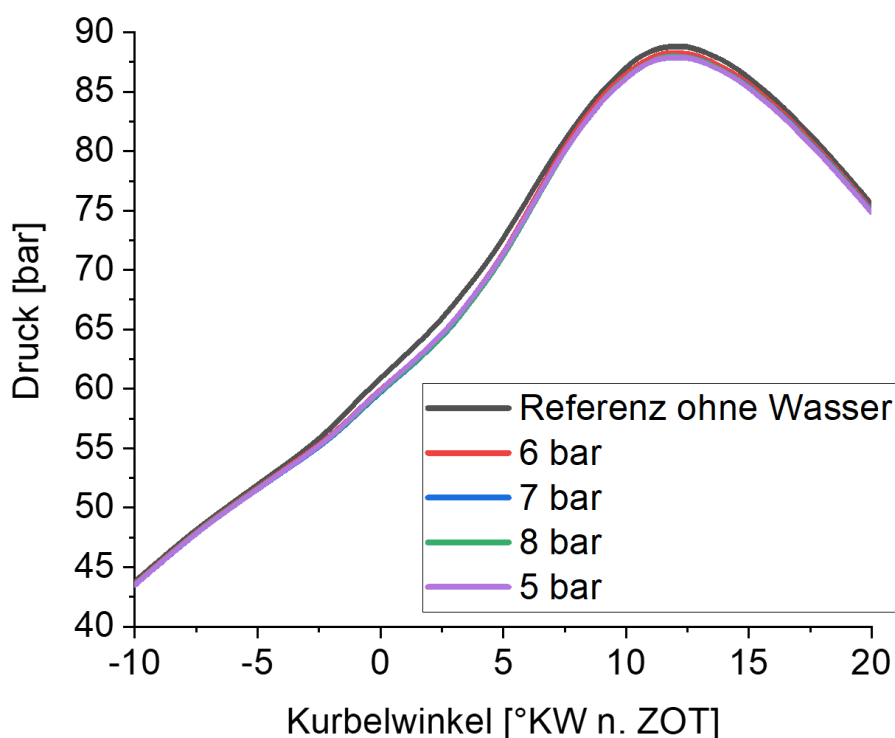


Abbildung 9-2: Druckverläufe bei variierten Wassereinspritzdrücke

Zusätzlich wurde der Einfluss von Wassereinspritzzeitpunkt und -druck mit weiteren Variationsparametern untersucht. Einmal wurde der indizierte Mitteldruck von 8 bar auf 12,5 bar erhöht und in einem anderen Versuch die Wassermenge. Als Letztes wurde noch der Einfluss bei angepasstem Kraftstoffeinspritzzeitpunkt untersucht. Der Kraftstoffeinspritzzeitpunkt wurde dabei so eingestellt, dass der 50% Umsatzpunkt den gleichen Wert hat wie die Referenzmessung. Diese Anpassung erfolgte in Kombination mit den vorherigen Variationen.

Die Druckverläufe aus den einzelnen Versuchen sind in Abbildung 9-3 dargestellt. Links oben ist der Versuch mit gesteigertem  $p_{mi}$ , rechts oben mit geänderter Wassermenge. In den Diagrammen unterhalb sind die verschiedenen Variationen, mit zusätzlich angepasstem Kraftstoffeinspritzzeitpunkt dargestellt.

Der Versuch mit erhöhtem indiziertem Mitteldruck wurde mit den Wassereinspritzdrücken von 5 bar und 8 bar durchgeführt. Zu sehen ist der gleiche Effekt wie oben beschrieben, die Referenzkurve liegt über den Kurven mit Wassereinspritzung. Die beiden Verläufe mit Wassereinspritzung liegen übereinander. Der Druck der Wassereinspritzung hat hier keinen Einfluss. Im rechten Diagramm werden die Verläufe mit 5 bar und 8 bar dargestellt, mit jeweils zusätzlich erhöhtem Wasser/Kraftstoff-Verhältnis. Das Verhältnis wurde auf 100% erhöht. Zu sehen ist, dass die eingespritzte Wassermenge einen Einfluss hat, jedoch nicht der Einspritzdruck. Die Verläufe mit gleicher Wassermenge und unterschiedlichem Druck liegen übereinander. Das linke untere Diagramm zeigt die Verläufe bei 5 bar und 8 bar und variiertem Einspritzzeitpunkt des Wassers. Zusätzlich wird der Kraftstoffeinspritzzeitpunkt so eingestellt, dass der 50% Umsatzpunkt sich im Vergleich zur Referenzmessung nicht verändert. Auch in diesem Fall haben der Einspritzdruck und der Einspritzzeitpunkt des Wassers keinen Einfluss auf den Druckver-

lauf. Das rechte untere Diagramm zeigt die Verläufe bei 5 bar und 8 bar mit einem Kraftstoff/Wasser Verhältnis von 100%, auch hier wurde der 50% Umsatzpunkt angepasst. Zu erkennen ist, dass die Wassermenge einen Einfluss auf den Druckverlauf hat, der Einspritzdruck jedoch nicht.

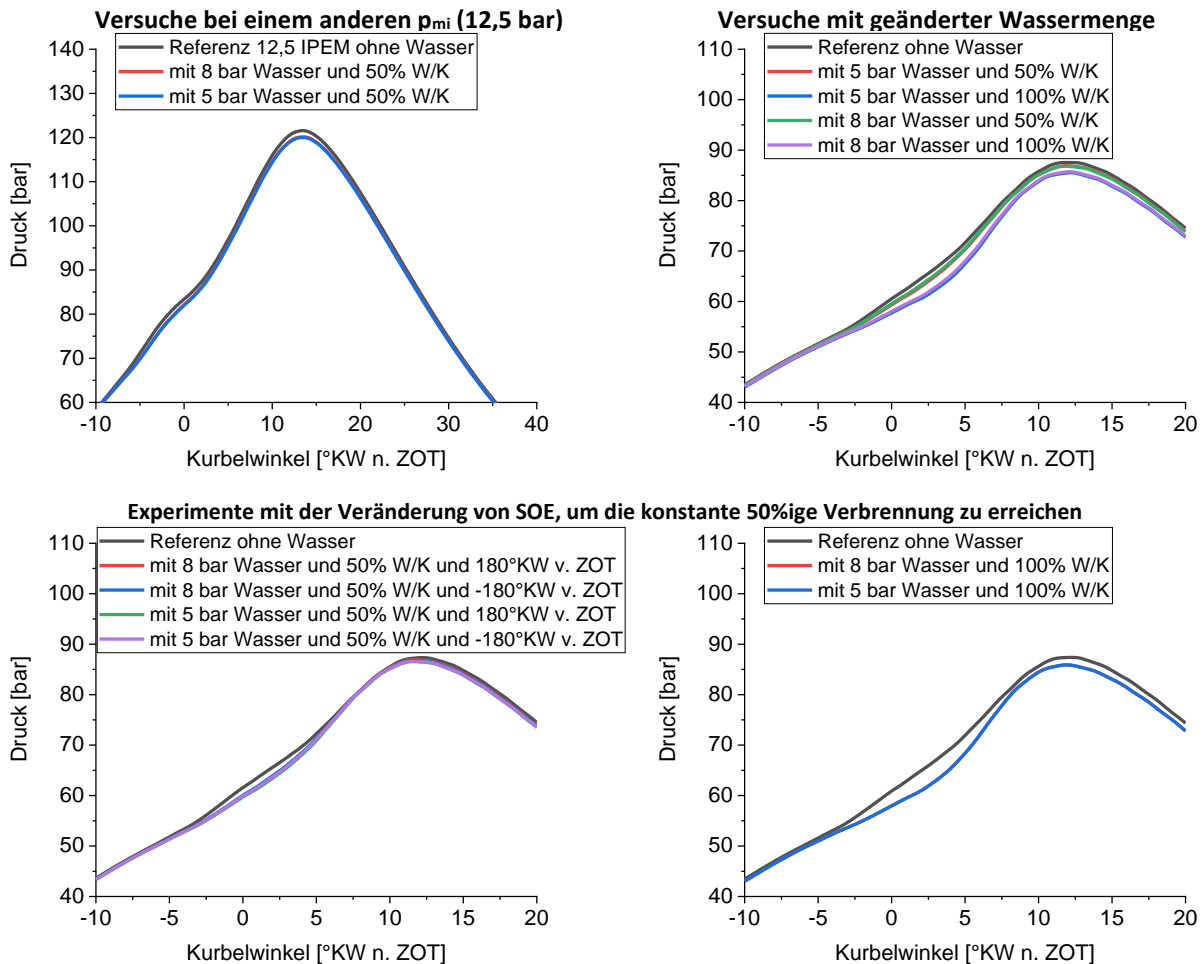


Abbildung 9-3: Druckverläufe mit variiertem Wassermenge und erhöhtem  $p_{mi}$  I

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Ergebnisse aus allen Versuchen unabhängig von dem Wassereinspritzdruck und dem Wassereinspritzzeitpunkt sind. Die Schwankungen bei den Versuchen liegen innerhalb der Messunsicherheit. Die Wassermenge hingegen hat einen Einfluss auf die Messergebnisse. Dadurch werden der Einspritzzeitpunkt und der Einspritzdruck in den nachfolgenden Versuchen nicht mehr variiert. Die Wassermenge hingegen wird weiterhin variiert, um deren Einfluss zu untersuchen.

## 9.2 Ergebnisse Betriebsparametervariation gemäß Messplan

### 9.2.1 Variation des Ladedrucks

Im Folgenden soll der Effekt einer Wassereinspritzung bei Variationen des Ladedrucks und der Abgasrückführungsrate dargestellt werden. Dazu wurde der Motor in einem bestimmten Betriebspunkt betrieben und der Ladedruck wurde ausgehend vom Kennfeldladedruck variiert. Diese Variation fand ohne und mit 10% stöchiometrischer AGR statt. Die einzelnen Versuche wurden mit einem Wasser/Kraftstoff-Verhältnis von 0%, 50% und 100% gefahren. Als Ausgangsgröße wurden unter anderem die Emissionen CO, HC, NO<sub>x</sub> und FSN betrachtet und

verglichen. Auch hier wurde der Kraftstoffeinspritzzeitpunkt so eingestellt, dass sich der 50% Umsatzpunkt durch die verschiedenen Variationen nicht verändert.

Abbildung 9-4 zeigt die Emissionsergebnisse bei einem Betriebspunkt von  $1000 \text{ min}^{-1}$  und einem indiziertem Mitteldruck von 3,5 bar. Ziel ist es, die Wassereinspritzung und AGR als Maßnahme zur  $\text{NO}_x$  Reduzierung zu beurteilen. Die Diagramme stellen die Effekte einer einzelnen Maßnahme und deren Kombinationen dar. Die Diagramme in der Abbildung zeigen auf der X-Achse die jeweilige Emissionsgröße. Die Balken, die nach links zeigen, sind Messungen mit AGR, die nach rechts zeigenden ohne AGR. Die einzelnen Blöcke sind Staffellungen bei gleichem Ladedruck und variiertes Wassereinspritzung. Dadurch sieht man den Effekt einer Ladedruckänderung mit und ohne Wassereinspritzung. In diesem Betriebspunkt ist der Referenzladedruck 1050 mbar, der Ladedruck wird auf 1300 mbar und 1550 mbar erhöht.

Im linken oberen Diagramm sind die CO-Emissionen dargestellt. In beiden Fällen (mit und ohne AGR) reduziert eine Ladedruckerhöhung die CO-Emissionen, wobei der Effekt einer Wassereinspritzung mit einem Verhältnis von 50% hier nicht so groß ist. Bei einer Erhöhung des Wasser/Kraftstoff-Verhältnisses auf 100% steigen die CO-Emissionen. Im rechten oberen Diagramm sind die HC-Emissionen dargestellt. Die Wassereinspritzung hat hier einen nicht so großen Effekt auf die HC-Emissionen. Die unteren beiden Diagramme zeigen die  $\text{NO}_x$ -Emission und die Schwärzungszahl. Der Schwerpunkt der weiteren Betrachtungen liegt bei diesen Messwerten. Das linke untere Diagramm zeigt die  $\text{NO}_x$ -Emissionen, das rechte untere die Schwärzungszahl. In jedem Ladedruckbereich führt eine Wassereinspritzung zu einer  $\text{NO}_x$  Reduzierung, wobei eine 10% stöchiometrische AGR die  $\text{NO}_x$ -Emissionen in allen Ladedruckbereichen stärker reduziert. Auf der anderen Seite werden die anderen Emissionskomponenten, nämlich FSN, CO und HC, bei der Addierung einer AGR erhöht. Jedoch kann bei einem 50% Wasser/Kraftstoff-Verhältnis eine Einsparung von  $\text{NO}_x$  ohne Verschlechterung andere Emissionswerte erreicht werden. Eine weitere Betrachtung ist die Kombination von Wassereinspritzung und AGR. Bei der Verwendung beider Maßnahmen zur  $\text{NO}_x$  Reduzierung, kann mehr  $\text{NO}_x$  eingespart werden, wobei sich die anderen Emissionskomponenten nur leicht erhöhen. Da eine Ladedruckerhöhung die Emissionskomponenten mit Ausnahme der  $\text{NO}_x$ -Emission reduziert, kann als eine Ersatzstrategie folgendes verwendet werden. Bei einer gleichzeitigen Erhöhung des Ladedrucks und einer Wassereinspritzung (mit AGR) könnte eine Reduktion der  $\text{NO}_x$ -Emission bei gleichbleibender Schwärzungszahl, CO- und HC-Emission erzielt werden.



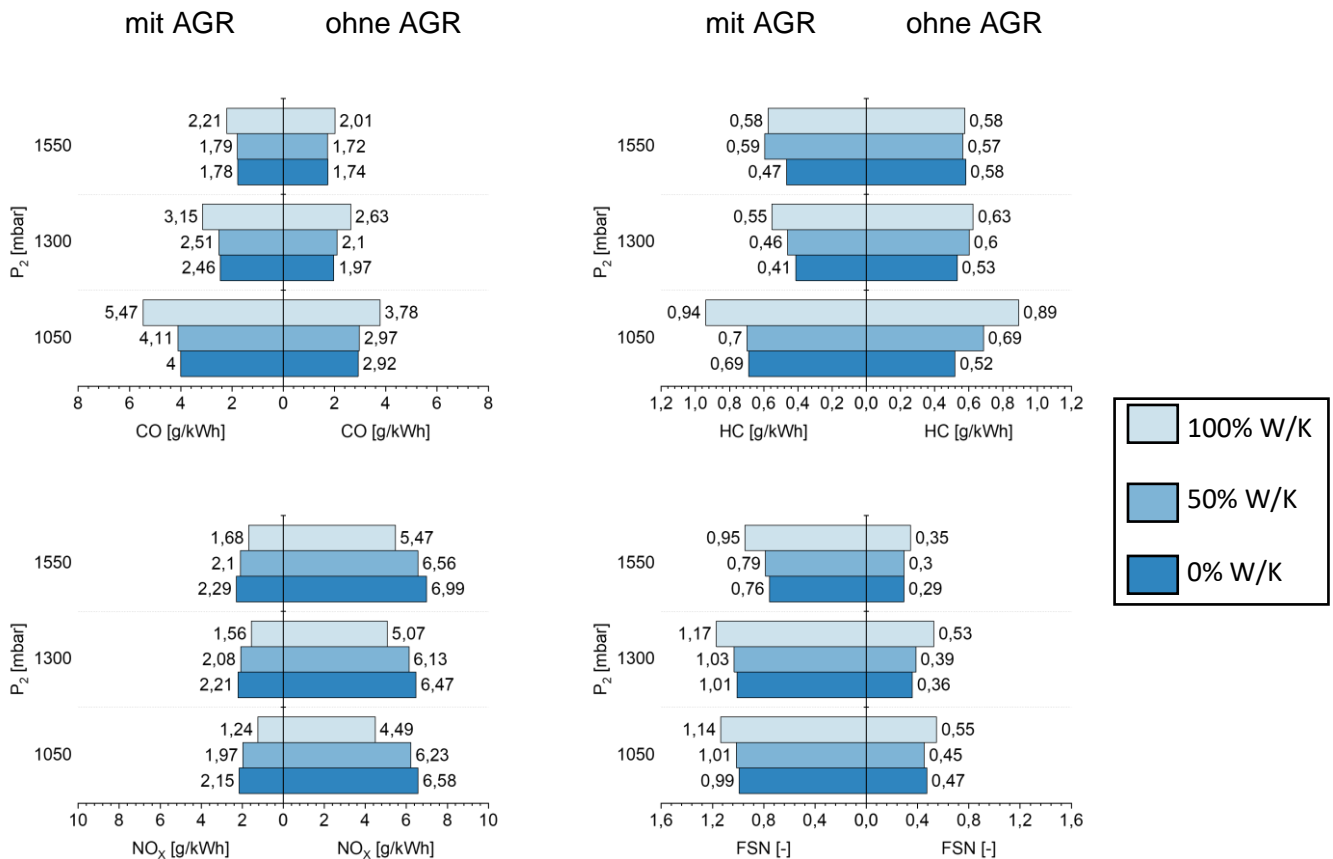


Abbildung 9-4: Emissionen bei 1000 U/min und 3,5 bar p<sub>mi</sub>

Der nächste Betriebspunkt, der untersucht wurde, lag bei 2000 min<sup>-1</sup> und 9,5 bar p<sub>mi</sub>. Abbildung 9-5 zeigt die Emissionsergebnisse aus diesem Versuch und ist genauso aufgebaut wie vorher beschrieben. Der Referenzladedruck war in diesem Betriebspunkt 1400 mbar. Dieser wurde auf 1650 mbar und 1900 mbar erhöht. Auch in diesem Betriebspunkt steigen die CO-Emissionen mit einer AGR. Bei 1400 mbar steigen die CO-Emissionen stark mit Wassereinspritzung. Das kann mit einer Ladedruckerhöhung reduziert werden. Bei den Balken ohne AGR steigen die Emissionen mit Wassereinspritzung leicht an. Die HC-Emissionen werden weder mit AGR noch mit einer Ladedruckerhöhung signifikant verschlechtert. Eine Wassereinspritzung erhöht die HC-Emissionen. Die NO<sub>x</sub>-Emissionen werden mit AGR reduziert. Die Wassereinspritzung reduziert diese Emissionen weiter. Dabei steigt der Effekt mit steigendem Wasser/Kraftstoff-Verhältnis. Die Rußemissionen werden mit einer AGR erhöht. Bei den Versuchen ohne AGR ist der Effekt der Wassereinspritzung auf die Rußemissionen zu vernachlässigen. Das bedeutet, dass NO<sub>x</sub>-Emissionen reduziert werden können, ohne die Rußemission zu erhöhen. Auch hier kann eine gleichzeitige Erhöhung des Ladedrucks und eine Wassereinspritzung (mit AGR) verwendet werden, um eine Einsparung der NO<sub>x</sub>-Emission bei gleichbleibender Schwärzungszahl, CO- und HC-Emission zu erzielen.

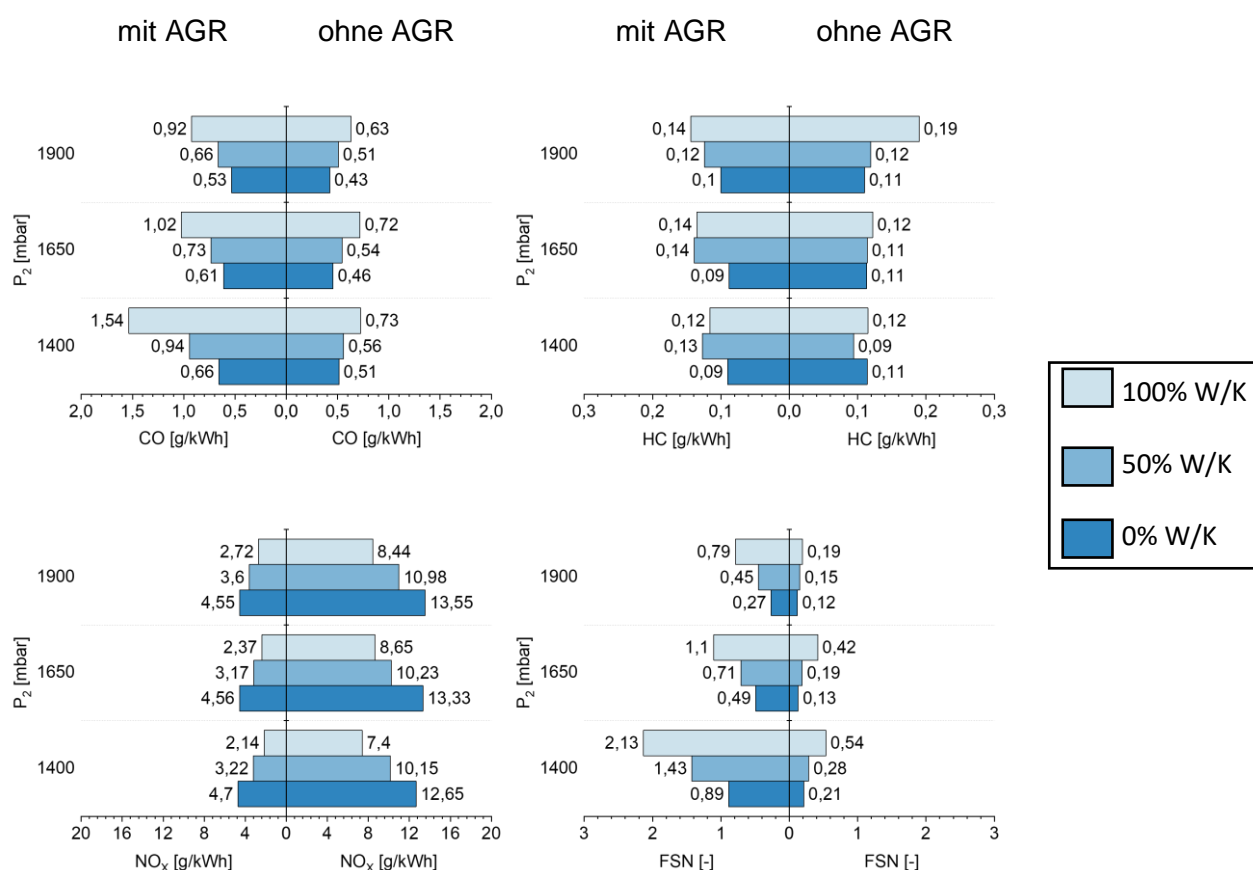
Abbildung 9-5: Emissionen bei 2000 U/min und 9,5 bar  $p_{mi}$ 

Abbildung 9-6 zeigt die Ergebnisse der Versuche mit  $2000 \text{ min}^{-1}$  und  $15,5 \text{ bar } p_{mi}$ . Als Referenz wurde hier ein Ladedruck von  $2150 \text{ mbar}$  genommen. Dieser wurde zweimal auf  $1900 \text{ mbar}$  und  $1650 \text{ mbar}$  reduziert und einmal auf  $2400 \text{ mbar}$  erhöht. Bei den Messungen mit AGR lässt eine Ladedrucksenkung die CO-Emissionen stark ansteigen. Eine Ladedruckerhöhung hat einen geringen Einfluss auf die CO-Emissionen, sowohl mit als auch ohne Wassereinspritzung. Der Effekt der Wassereinspritzung auf die HC-Emissionen ist zu vernachlässigen. Die  $NO_x$ -Werte verändern sich kaum mit variiertem Ladedruck, sowohl mit als auch ohne AGR. Mit zusätzlicher Wassereinspritzung werden diese stark reduziert. Ohne AGR ist der Effekt noch deutlich stärker. Die Rußemissionen steigen mit fallendem Ladedruck, vor allem mit zusätzlicher AGR. Der Effekt der Wassereinspritzung auf die Rußemission ist auch hier zu vernachlässigen. Das bedeutet, dass  $NO_x$  reduziert wird, während die anderen Emissionskomponenten sich kaum verändern.

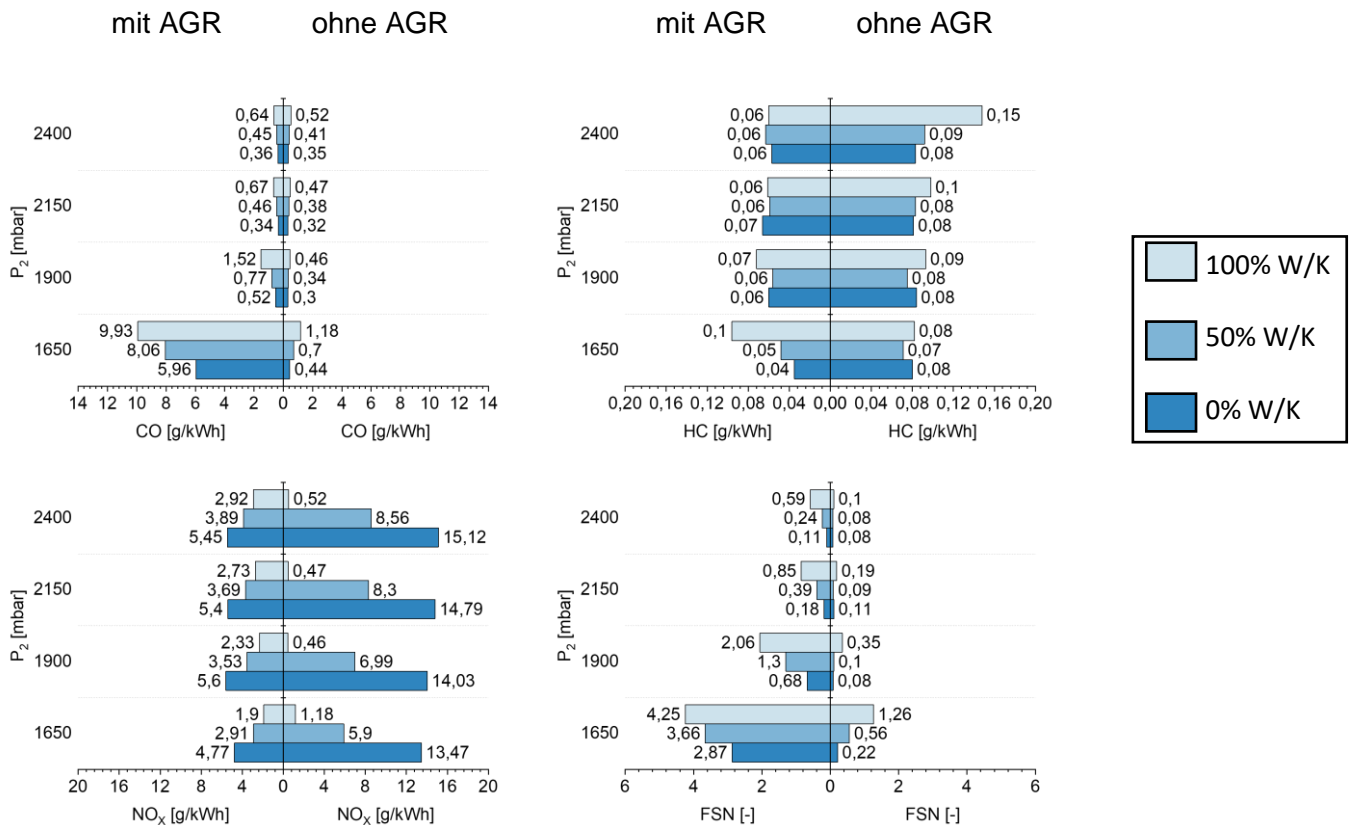
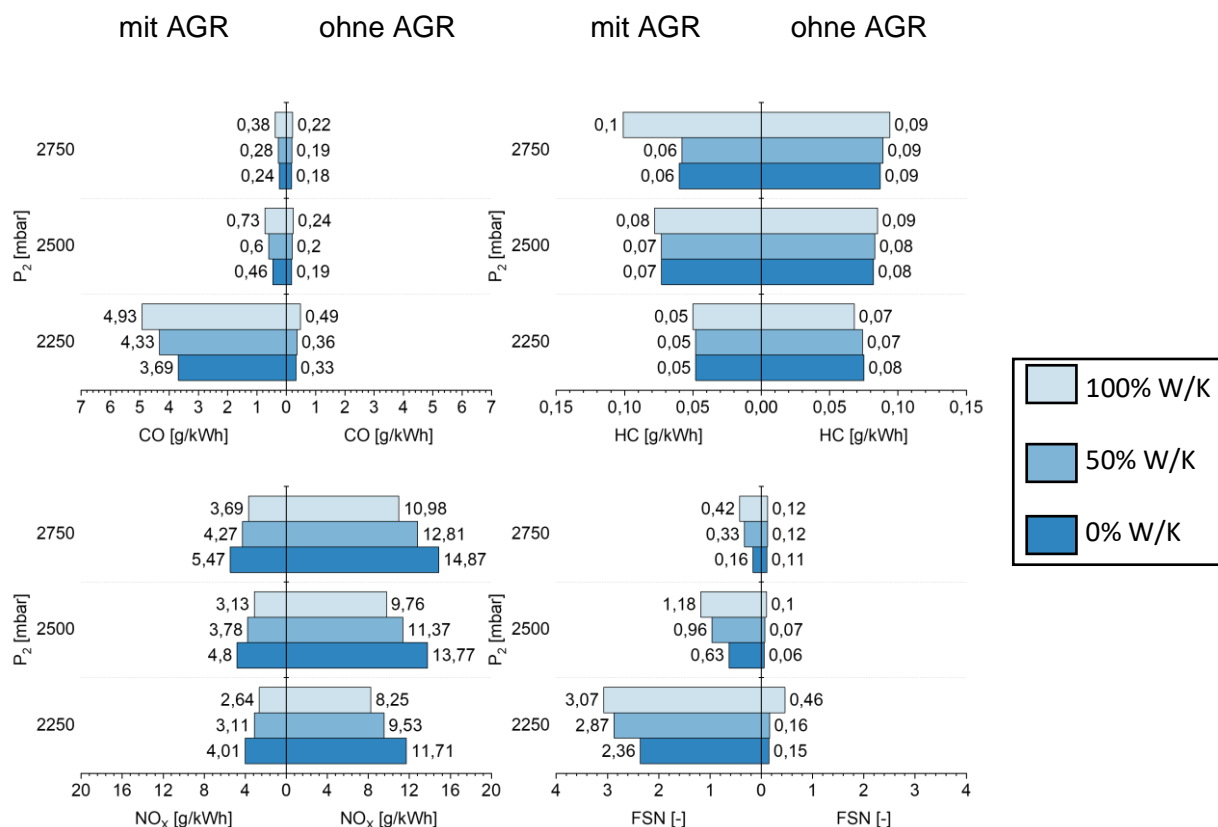


Abbildung 9-6: Emissionen bei 2000 U/min und 15,5 bar p<sub>mi</sub>

Als letztes Beispiel werden die Ergebnisse bei 2000 min<sup>-1</sup> und 21,5 bar p<sub>mi</sub> gezeigt. Diese sind in Abbildung 9-7 dargestellt. Hier wurde der Ladedruck auf 2500 mbar und 2250 mbar, ausgehend von einem Referenzladedruck von 2750 mbar reduziert. Die CO-Emissionen steigen mit fallendem Ladedruck und mit der Hinzufügung der AGR. Die Einflüsse der Wassereinspritzung sind hier zu vernachlässigen. Gleiches gilt für die HC-Emissionen. In diesem Betriebspunkt hat eine Ladedruckreduzierung einen leicht positiven Effekt auf die NO<sub>x</sub>-Emissionen. Die Wassereinspritzung verstärkt diesen Effekt, dabei ist der Einfluss bei Versuchen ohne AGR besonders stark. Die Rußemissionen steigen mit fallendem Ladedruck bei den Versuchen mit AGR. Bei den Versuchen ohne AGR steigen diese nur gering. Der Einfluss der Wassereinspritzung liegt auch hier innerhalb der Messunsicherheit.

Abbildung 9-7: Emissionen bei 2000 U/min und 21,5 bar  $p_{mi}$ 

Diese Experimente zeigen, dass der Einfluss der Wassereinspritzung am größten bei den Messungen ohne AGR ist. Das Ruß-, CO- und HC-Emissionsverhalten verbessert sich mit steigendem Ladedruck. Die steigenden  $NO_x$ -Werte bei der Erhöhung des Ladedrucks können mit einer zusätzlichen Wassereinspritzung kompensiert werden, das bedeutet eine gleichzeitige Einsparung aller Emissionswerte.

### 9.2.1.1 Einfluss des Luftverhältnisses auf die Messgrößen

Nun soll der Einfluss des Luftverhältnisses  $\lambda$  auf die Emissionen untersucht werden. Dazu wurden unabhängig vom Betriebspunkt die Messungen in die Abbildung 9-8 und die Abbildung 9-9 eingetragen. In Abbildung 9-8 sind die Messungen mit AGR dargestellt. Auf der X-Achse ist der Lambdawert und auf der Y-Achse die Emissionskomponente. Bei höheren Lambdawerten ist der Einfluss der Wassereinspritzung auf die Schwärzungszahl und CO-Emissionen zu vernachlässigen. Die  $NO_x$ -Werte werden bei steigendem Lambda und Wassereinspritzung kontinuierlich verbessert. Die HC-Schwankungen liegen innerhalb der Messunsicherheit.

## 9 Messergebnisse

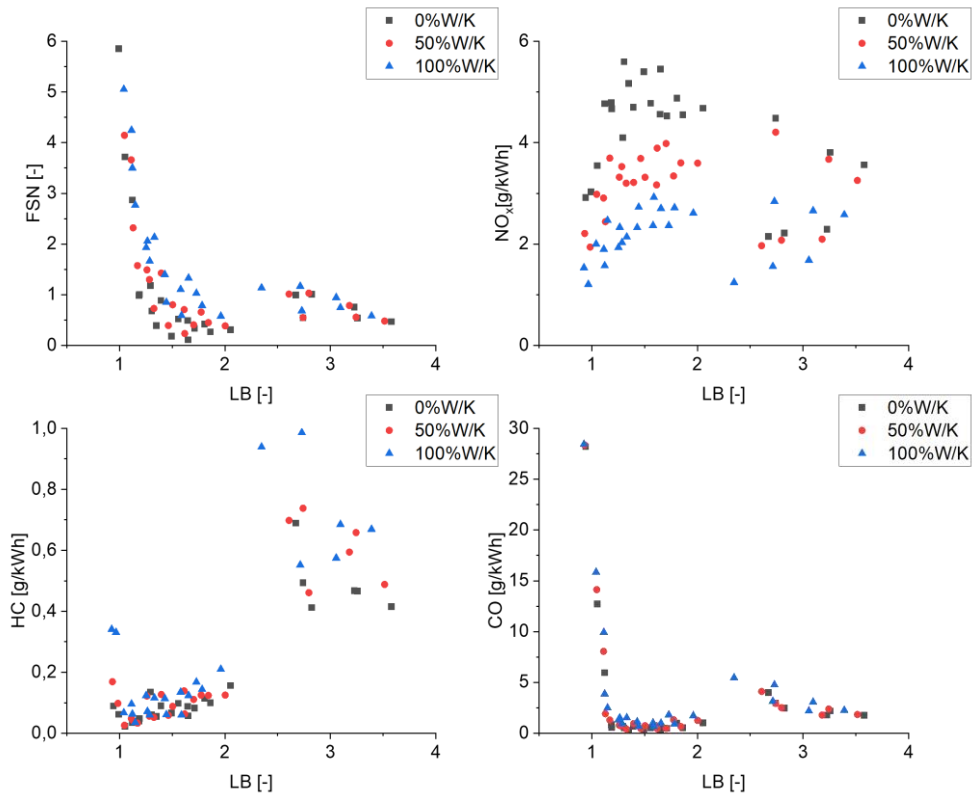


Abbildung 9-8: Emissionen in Abhängigkeit von Lambda mit AGR

Abbildung 9-9 zeigt die Abhängigkeit von Lambda auf die Emissionen bei Messungen ohne AGR. Der Effekt ist hier der gleiche wie bei den Messungen mit AGR. Hier ist auch zu sehen, dass bei steigendem Lambda die Wassereinspritzung die Emissionen nicht verschlechtert. Dieses Phänomen kann nur bereits mit niedrigen Lambdawerten erreicht werden.

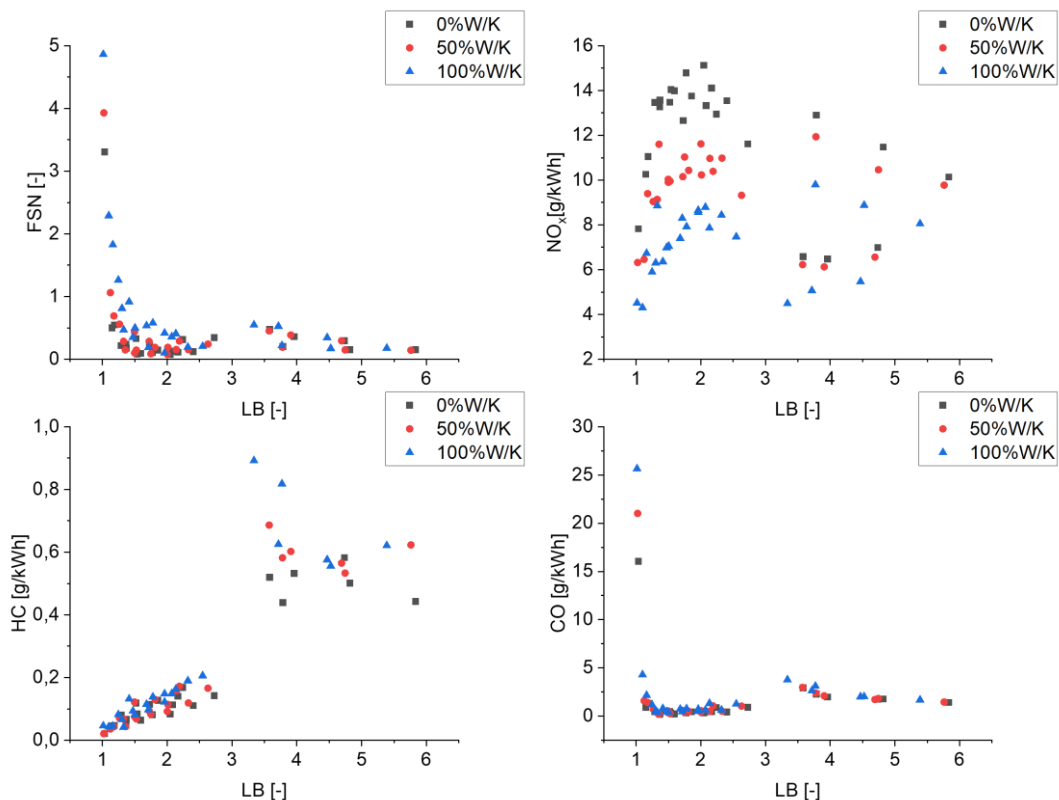


Abbildung 9-9: Emissionen in Abhängigkeit von Lambda ohne AGR

### 9.2.2 Variation des Ansteuerbeginns des Kraftstoffinjektors

Als Nächstes wurde der Ansteuerbeginn des Kraftstoffinjektors variiert und dessen Einfluss auf die Wassereinspritzung untersucht. Es wurde der Ansteuerbeginn des Kraftstoffinjektors genommen, weil dieser im Motorsteuergerät hinterlegt ist.

Ausgehend von einem Betriebspunkt wurde der Ansteuerbeginn des Kraftstoffinjektors variiert. Als Beispiel wird der Betriebspunkt bei  $1500 \text{ min}^{-1}$  und einem indiziertem Mitteldruck von 3,5 bar gezeigt. Der Referenzbeginn wurde aus dem Kennfeld entnommen. Für diesen Betriebspunkt sind die Referenzbeginne in Tabelle 9-3 dargestellt. Die Einspritzung besteht aus 2 Voreinspritzungen und einer Haupteinspritzung.

Tabelle 9-3: Kennfeld Injektorsteuerung

	<b>Injektoransteuerbeginn [°KW vor ZOT]</b>	<b>Einspritzdauer [µs]</b>
<b>Haupteinspritzung</b>	-0,9	299
<b>Voreinspritzung 1</b>	4,95	236
<b>Voreinspritzung 2</b>	10,35	228

Als Variation wurde der Ansteuerbeginn nun jeweils um  $\pm 4 \text{ °KW}$  und  $\pm 8 \text{ °KW}$  verändert. Die einzelnen Steuerbeginne wurden jeweils mit 0%, 25 %, 50% und 100% Wassereinspritzung gefahren. Zusätzlich wurden die Versuche mit und ohne stöchiometrischer AGR durchgeführt. Der Lambdawert beträgt im Versuch mit AGR 2,9. Das Ergebnis aus dieser Variation ist in Tabelle 9-4 dargestellt. In der linken Spalte ist die Ansteuerungsvariation ausgehend von der Referenz in Tabelle 9-3 dargestellt. Die nächste Spalte zeigt die eingespritzte Wassermenge. Als ausgewählte Ausgangsgrößen sind die Umsatzpunkte, der effektive Mitteldruck,  $\text{NO}_x$ - und Rußwerte dargestellt. Als erstes werden die  $\text{NO}_x$ - und die Rußwerte ohne Wassereinspritzung miteinander verglichen. Eine Verschiebung der Steuerung um  $+4 \text{ °KW}$  Richtung spät reduziert die  $\text{NO}_x$ -Werte um  $0,9 \text{ g/kWh}$ . Verschiebt man den Referenzbeginn um  $+ 8 \text{ °KW}$  nach spät sinken die  $\text{NO}_x$ -Werte um  $1,8 \text{ g/kWh}$ . Wird der Steuerbeginn in Richtung früh verschoben, steigen die  $\text{NO}_x$ -Emissionen, jeweils um  $1,3 \text{ g/kWh}$  und  $2,9 \text{ g/kWh}$ . Die Rußwerte verhalten sich gegenteilig. Diese steigen leicht bei einer Verschiebung in Richtung spät und sinken bei einer Verschiebung Richtung früh. Wird nun Wasser mit eingespritzt verstärkt sich dieses Verhalten. Mit steigender Wassermenge sinken die  $\text{NO}_x$ -Emissionen weiter. Das ist in allen Variationen zu beobachten.

## 9 Messergebnisse

Tabelle 9-4: Ergebnis der Variation des Steueransteuerbeginn mit AGR

ASB	W/K	p <sub>mi</sub>	5%	50%	90%	NO <sub>x</sub>	Ruß
			Umsatzpunkt	Umsatzpunkt	Umsatzpunkt		
	[%]	[bar]	[°KW]	[°KW]	[°KW]	[g/kWh]	[g/kWh]
ref	0	3,7	1,4	9,3	41,5	3,7	0,04
ref	25	3,7	1,8	9,3	42,8	3,4	0,039
ref	50	3,7	2,2	9,3	42,8	3	0,04
ref	100	3,7	2,5	9,4	43,5	2,6	0,04
+4	0	3,7	5,7	13,4	43,7	2,8	0,047
+4	25	3,7	6,1	13,5	44,5	2,5	0,044
+4	50	3,6	6,2	13,6	44,8	2,4	0,041
+4	100	3,7	6,4	13,6	45,2	2,1	0,038
+8	0	3,4	12,5	18,7	48,8	1,9	0,023
+8	25	3,4	12,8	18,8	48,4	1,7	0,02
+8	50	3,4	13,2	19	48,2	1,7	0,018
+8	100	3,3	13,9	19,4	49,5	1,5	0,015
-4	0	3,7	-2,1	4,9	40,9	5	0,029
-4	25	3,7	-1,9	4,8	40,7	4,7	0,029
-4	50	3,7	-1,7	4,9	40,9	4,4	0,029
-4	100	3,7	-1,5	5	41,4	4	0,029
-8	0	3,6	-4,5	0,5	40,4	6,6	0,017
-8	25	3,6	-4,1	0,6	40,5	5,9	0,018
-8	50	3,6	-3,9	0,7	42,3	5,5	0,016
-8	100	3,6	-3,6	0,8	42,5	4,8	0,016

Abbildung 9-10 zeigt die Druckverläufe, beispielhaft von 0% und 100% Wassereinspritzung aus den oben beschriebenen Variationen. Die durchgezogenen Linien sind Versuche ohne und die gestrichelten Linien sind mit Wassereinspritzung. Je früher die Einspritzung erfolgt, desto höher steigt der Maximaldruck. In allen Ansteuerbeginnvariationen ist das Verhalten der Wassereinspritzung auf den Druckverlauf identisch. Eine Wassereinspritzung senkt den Druckverlauf und mit steigender Wassermenge sinkt der Druckverlauf mehr.

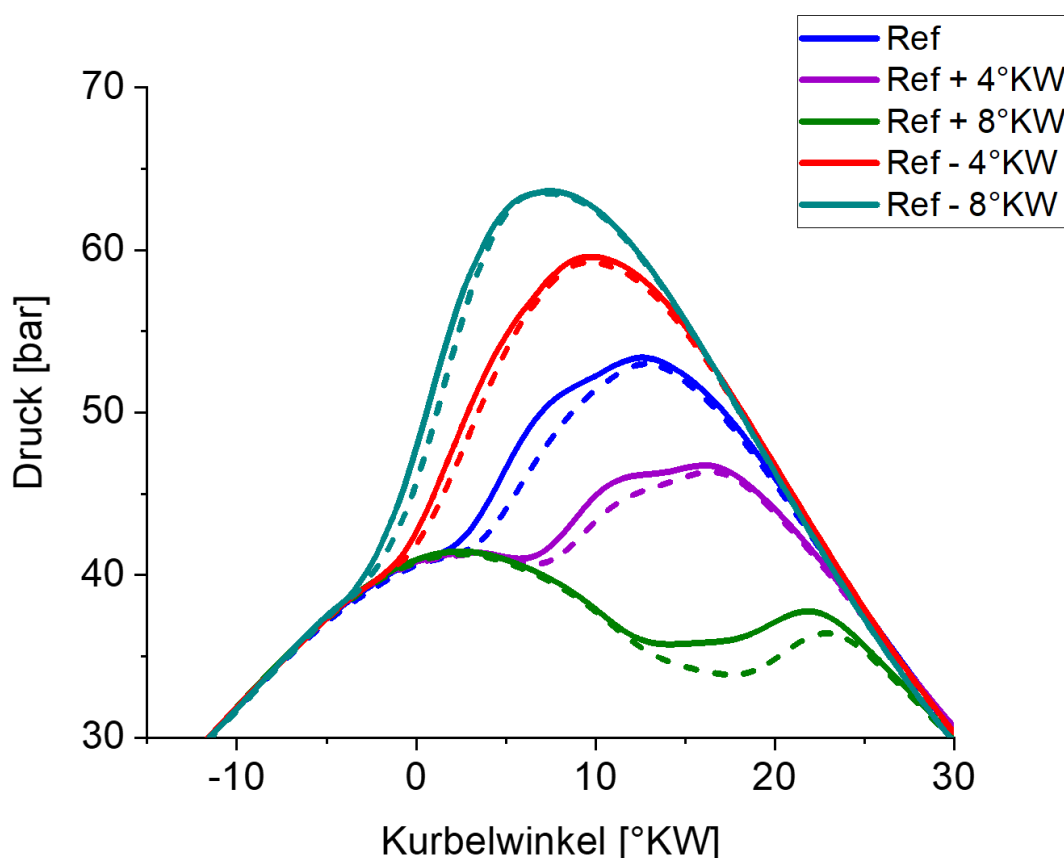


Abbildung 9-10: Druckverläufe mit Variation des Ansteuerbeginns mit AGR

Nun soll die gleiche Variation ohne AGR untersucht werden. Dadurch steigt der Lambdawert auf 4,14. Tabelle 9-5 zeigt das Ergebnis aus diesem Versuch. Allgemein ist zu erkennen, dass durch die fehlende AGR die  $\text{NO}_x$ -Werte höher sind. Die Variation der Ansteuerung hat hier den gleichen Effekt auf die  $\text{NO}_x$ -Werte wie in Tabelle 9-4. Eine Wassereinspritzung senkt auch hier die  $\text{NO}_x$ -Werte in allen Variationen.



## 9 Messergebnisse

Tabelle 9-5: Ergebnis der Variation des Steueransteuerbeginn ohne AGR <sup>4</sup>

ASB	W/K	p <sub>mi</sub>	5%	50%	90%	NO <sub>x</sub>	Ruß
	[%]	[bar]	Umsatzpunkt [°KW]	Umsatzpunkt [°KW]	Umsatzpunkt [°KW]	[g/kWh]	[g/kWh]
ref	0	3,8	0,1	8,5	39,4	12,7	0,03
ref	25	3,8	0,2	8,5	39,1	12,2	0,03
ref	50	3,8	0,4	8,6	39,5	10,9	0,03
ref	100	3,8	0,8	8,6	40,1	9,3	0,03
+4	0	3,6	4,2	12,8	41,4	9,3	0,04
+4	25	3,7	4,3	12,8	41,1	8,9	0,03
+4	50	3,7	4,4	12,8	41	8,1	0,04
+4	100	3,6	4,9	13	42,5	7	0,04
+8	0	3,5	9,5	17,3	44,3	7	0,04
+8	25	3,5	9,7	17,3	44	6,2	0,04
+8	50	3,5	10	17,5	45,7	5,9	0,03
+8	100	3,4	10,6	17,5	45,2	5,2	0,03
-4	0	3,7	-3	4,2	37,5	16,2	0,02
-4	25	3,6	-2,6	4,4	39,8	14,9	0,02
-4	50	3,7	-2,6	4,4	39,4	14	0,02
-4	100	3,7	-1,7	4,5	40,3	12,4	0,02
-8	0	3,6	-5,3	-0,1	38,3	19,8	0,02
-8	25	3,5	-5,1	0	38,6	19,1	0,02
-8	50	3,6	-4,9	0	38,2	17,7	0,02
-8	100	3,6	-4,6	0,1	38,5	15,2	0,02

<sup>4</sup> Wegen der Änderung im Auswertungsskript weichen die Werte leicht von den in AK3 präsentierten Werten ab

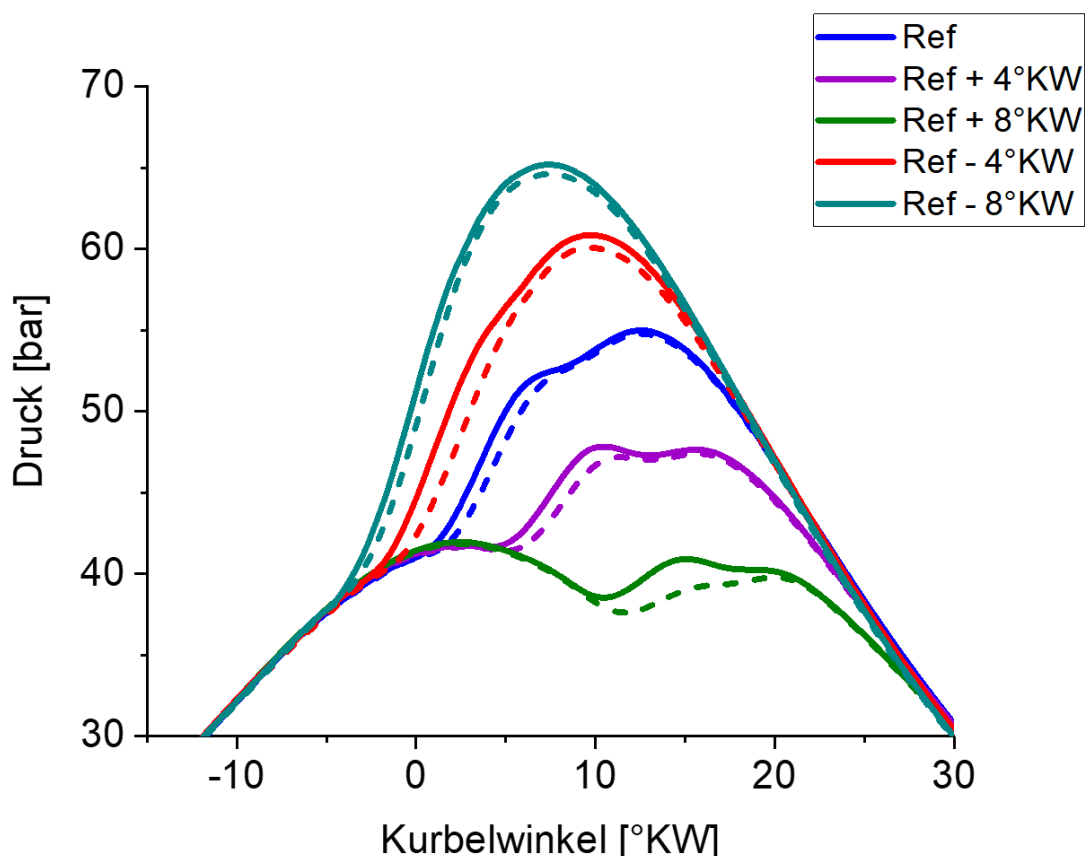


Abbildung 9-11: Druckverläufe mit Variation des Ansteuerbeginns ohne AGR

Die Druckverläufe, mit 0% und 100% Wassereinspritzung aus diesem Versuch sind in Abbildung 9-11 dargestellt. Die durchgezogenen Linien sind Messungen ohne und die gestrichelten Linien sind mit Wassereinspritzung. Die Injektoransteuervariation hat hier den gleichen Effekt auf die Druckverläufe wie in Abbildung 9-10. Auch hier senkt eine Wassereinspritzung den Maximaldruck im Brennraum. Der prinzipielle Verlauf des Drucks wird mit der Wassereinspritzung nicht verändert. Diese senkt lediglich die Kurve.

### 9.2.3 Allgemeine Statistik und Vergleich einer AGR mit einer Wassereinspritzung

9.2.3.1 Statistik über die Einflüsse einer Wassereinspritzung auf die Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Werte  
 Abbildung 9-12 zeigt den prozentualen Anteil der Daten innerhalb von Änderungsbereichen der  $\text{NO}_x$ - und FSN-Werten. In diesem Diagramm sind alle Messungen eingetragen sowohl mit als auch ohne AGR. Betrachtet wird eine Wassereinspritzung von 25%, 50% und 100%. Zu erkennen ist, dass bei einer Wassereinspritzung von 25% in ca. 95% der Messungen eine  $\text{NO}_x$  Einsparung von bis -2,5 g/kWh erzielt werden kann. Wird die Wassermenge erhöht wird mehr  $\text{NO}_x$  eingespart. Bei einer Wassereinspritzung von 100% wird bei ca. 20% der Daten bis zu -7,5 g/kWh eingespart. Bei einer höheren Wassermenge wird in einem größeren Variationsbereich mehr  $\text{NO}_x$  eingespart. Anders ist es bei den FSN-Werten. Eine höhere Wassermenge erhöht die FSN-Werte, wobei die Messdaten, in dem Bereich von -0,1 bis 0,05, innerhalb der Messunsicherheit liegen. In allen anderen Bereichen führt die Wassereinspritzung zu einer Erhöhung der FSN Werten. Es ist zu beachten, dass in diesen beiden Diagrammen die Messungen zwischen den beiden Diagrammen nicht direkt einander zugeordnet werden können.

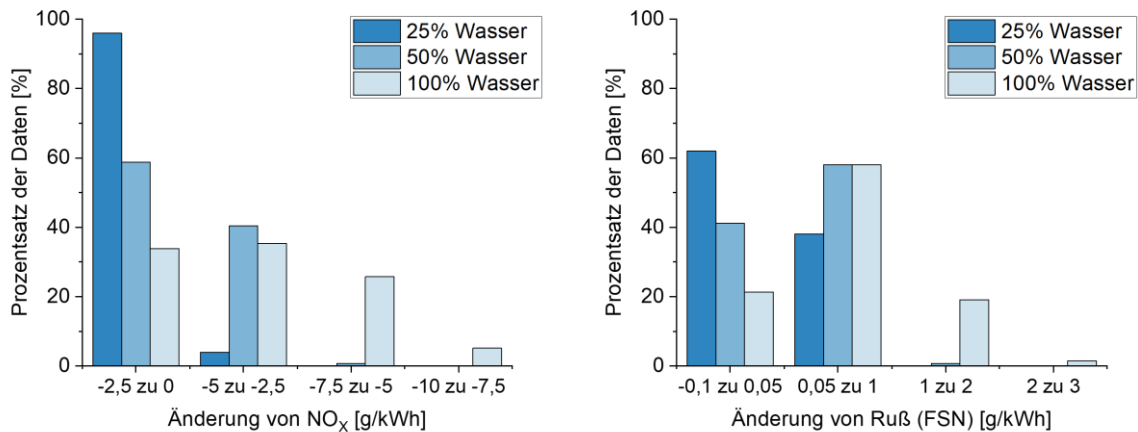


Abbildung 9-12: Prozentualer Anteil der Daten bei der Änderung der NOx- und FSN-Werten

Diese Zuordnung ist in Abbildung 9-13 dargestellt. In diesem Diagramm wurden nur die Messungen eingetragen, bei denen der FSN-Wert innerhalb der Messunsicherheit liegt. Bei einer Wassereinspritzung von 25% hat die Wassereinspritzung in 62 von 100 Messungen keinen Einfluss auf den FSN-Wert gehabt. Bei einer Wassermenge von 50% hat in 56 von 136 Messungen die Einspritzung keinen Einfluss. Bei einer Wassermenge von 100% in 29 von 136 Fällen.

Bei einer Wassereinspritzung von 25% liegen ca. 90% der Messdaten in dem Bereich von 0 bis -2.5 g/kWh. Bei einer Wassereinspritzung von 100% liegen etwa 30% der 36 eingetragenen Messungen in einem NO<sub>x</sub>-Einsparungsbereich von -6,6 g/kWh bis -10 g/kWh. Wird die Wassermenge erhöht wird mehr NO<sub>x</sub> eingespart, jedoch verringert sich die Anzahl der Messungen, bei denen die Wassereinspritzung keinen Einfluss auf den FSN-Wert haben. In den anderen Messungen erhöht sich der FSN-Wert.

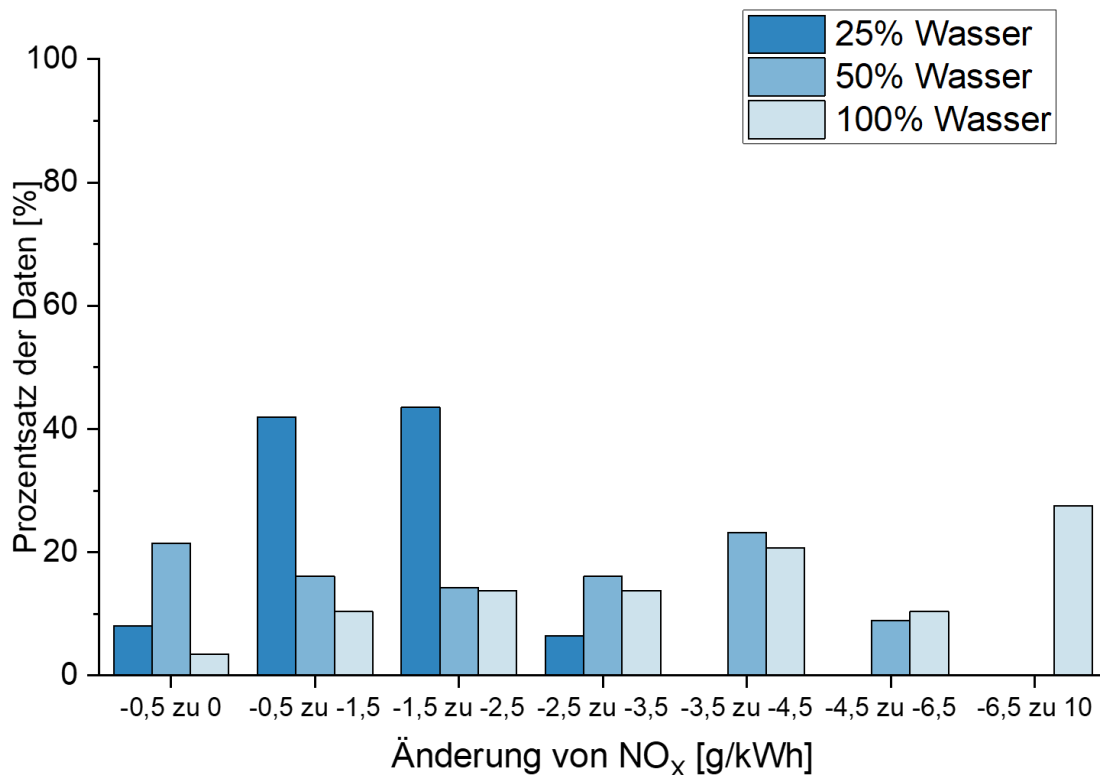


Abbildung 9-13: Prozentualer Anteil der Daten bei denen sich der FSN Wert nicht ändert

### 9.2.3.2 Vergleich einer Wassereinspritzung mit einer AGR als NO<sub>x</sub>-Reduzierungsmaßnahmen

Im nächsten Schritt sollen die beiden Maßnahmen, AGR und Wassereinspritzung gegenübergestellt werden. Dazu wurde der Motor in einem bestimmten Betriebspunkt (Last und Drehzahl) gefahren. Ein Versuch wurde mit AGR und ohne Wassereinspritzung gefahren. Bei den anderen wurde Wasser eingespritzt, jeweils mit einer Wassermenge von 25%, 50% und 100%.

Abbildung 9-14 zeigt die Emissionsergebnisse der oben beschriebenen Versuche. Der gezeigte Betriebspunkt lag bei 1000 min<sup>-1</sup> und bei einem indizierten Mitteldruck von 9,5 bar. Dargestellt sind die Messdaten in Form von Netzdiagrammen. In einem Diagramm wird der Effekt von einer 7% AGR mit dem Effekt einer Wassereinspritzung auf die Emissionen und den  $p_{mi}$  verglichen. Der  $p_{mi}$  ändert sich in diesem Betriebspunkt über die Variationen nicht, er liegt konstant bei 9,6 bar. Bei einer Wassermenge von 25% sind kaum Unterschiede bei den HC- und CO-Emissionen im Vergleich zu der Messung mit AGR zu erkennen. In diesem Fall reduziert eine AGR die NO<sub>x</sub>-Emissionen stärker als eine Wassereinspritzung von 25%. Die FSN Zahl ist hingegen etwas höher bei der Messung mit AGR. Bei einer Wassermenge von 50% wird die Differenz bei den NO<sub>x</sub>-Werten geringer. Der FSN-Wert steigt etwas über die Messung mit AGR. Erhöht man nun die Wassermenge auf 100% wird mehr NO<sub>x</sub> durch die Wassereinspritzung reduziert als mit einer AGR. Dafür steigt der FSN-Wert noch stärker an.

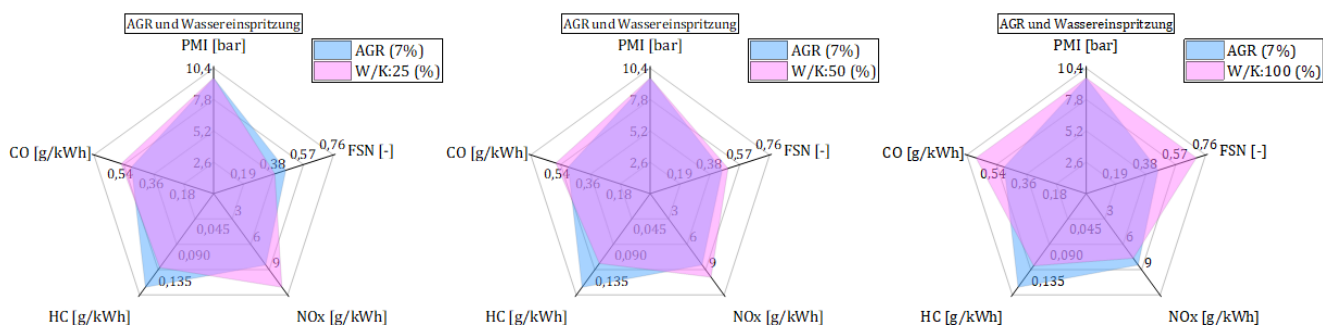


Abbildung 9-14: Emissionen bei 1000 U/min und 9,5 bar  $p_{mi}$  mit und ohne AGR

Der nächste Betriebspunkt, der untersucht wurde, lag bei 1500 min<sup>-1</sup> und 9,5 bar  $p_{mi}$ . Die entsprechende Auswertung ist in Abbildung 9-15 dargestellt. Auch hier änderte sich der Mitteldruck nicht über die einzelnen Variationen. Bei einer Wassermenge von 25% und 50% sind die Unterschiede bei den HC- und CO-Werten zu vernachlässigen. In diesem Betriebspunkt spart eine AGR mehr g/kWh NO<sub>x</sub> ein als eine 25% und 50% Wassereinspritzung. Bei einer Wassermenge von 100% sind die Unterschiede bei den NO<sub>x</sub>-Werten geringer. Die FSN-Werte hingegen sind bei den Wassermengen von 25% und 50% ca. 70% besser als bei Versuchen mit AGR. Bei einer Wassermenge von 100% steigt die FSN Zahl auf 0,67.

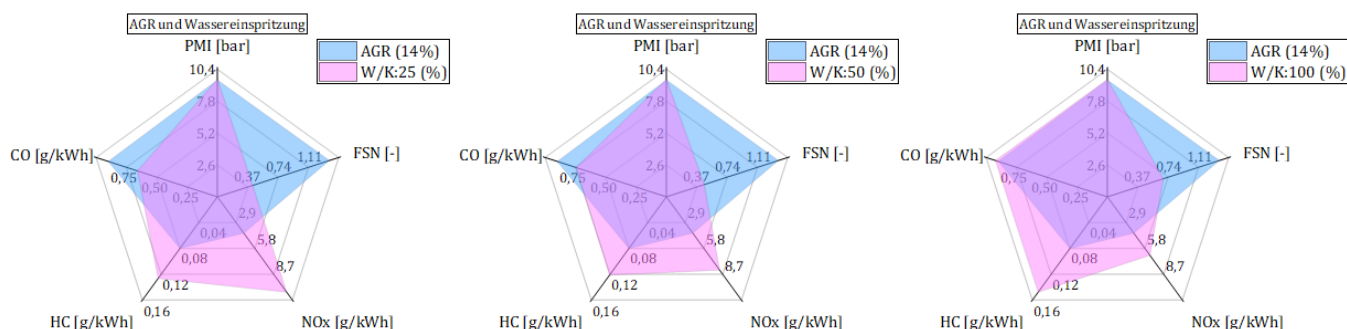


Abbildung 9-15: Emissionen bei 1500 U/min und 9,5 bar  $p_{mi}$  mit und ohne AGR

## 9 Messergebnisse

Das letzte Beispiel an Betriebspunkten lag bei  $1500 \text{ min}^{-1}$  und einem indizierten Mitteldruck von  $21,5 \text{ bar}$ . Der tatsächliche indizierte Mitteldruck lag bei allen Messungen ohne AGR bei  $21,6 \text{ bar}$ , mit AGR bei  $21,3 \text{ bar}$ . In allen Messungen mit Wassereinspritzung liegen die CO-Werte und die FSN-Werte deutlich unter den Messungen mit AGR. In diesem Fall reduziert eine AGR die  $\text{NO}_x$ -Werte mehr als eine Wassereinspritzung. Diese Differenz wird mit steigender Wassermenge reduziert. Die Schwärzungszahl steigt auch in diesem Fall mit steigender Wassermenge, jedoch ist sie nur ein Drittel so groß wie mit AGR.

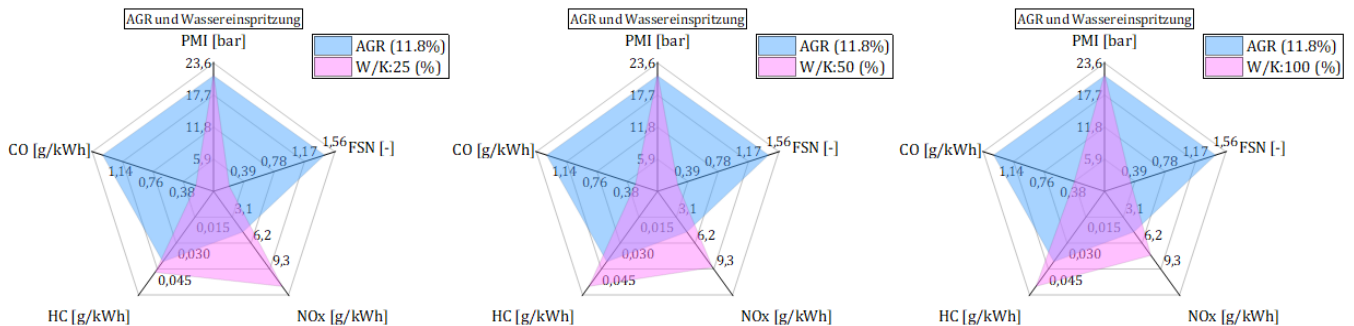


Abbildung 9-16: Emissionen bei  $1500 \text{ U/min}$  und  $21,5 \text{ bar } p_{mi}$  mit und ohne AGR

Es lässt sich erkennen, dass beide Maßnahmen unterschiedliche Stärken und Schwächen haben. Als eine sinnvoll mögliche Strategie stellt sich eine Kombination aus beiden Verfahren dar. Die Ergebnisse einer solchen Strategie sind für zwei verschiedene Betriebspunkte in Abbildung 9-17 dargestellt. Der linke Betriebspunkt ist bei einer Drehzahl von  $2000 \text{ min}^{-1}$  und  $15,5 \text{ bar } p_{mi}$ , der rechte Betriebspunkt ist bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  und  $9,5 \text{ bar } p_{mi}$ . Verglichen wird in diesem Diagramm eine Messung nur mit AGR mit einer Messung in der AGR und Wassereinspritzung kombiniert wurde. Als Wassermenge wird 25% verwendet. Diese Wassermenge hat den Effekt, dass sie die  $\text{NO}_x$ -Werte zusätzlich reduziert, während die anderen Emissionswerte sich kaum bzw. gar nicht erhöhen. Das ist in beiden Betriebspunkten der Fall.

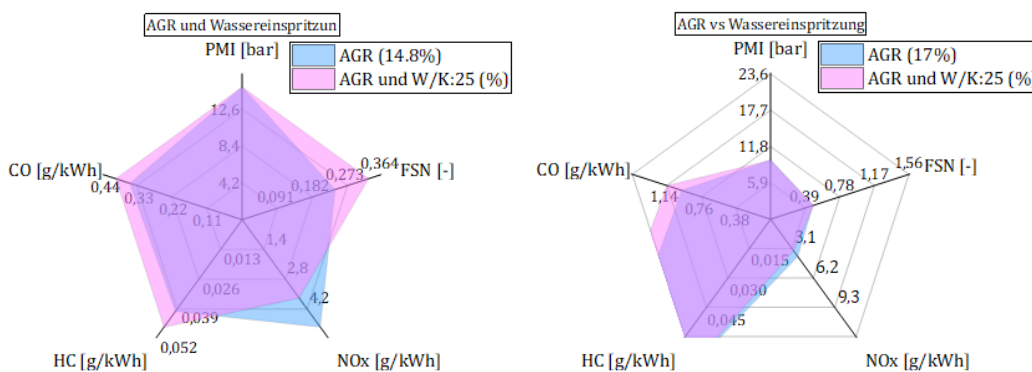


Abbildung 9-17: Betriebspunkte mit einer Kombination aus Wassereinspritzung und AGR

### 9.3 Ergebnisse – Partikelgrößenverteilung für Experimente mit nur einer Haupteinspritzung

#### 9.3.1 Partikelgrößenverteilung des Referenzpunktes

In diesem Betriebspunkt wurde der Einfluss einer Wassereinspritzung mit einer Wasserrate von 100% W/K bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  und 6 bar  $p_{mi}$  untersucht. Die AGR-Rate lag bei 0% und der Ladedruck beträgt 1,2 bar. Der Ansteuerbeginn Kraftstoffeinspritzung lag bei  $10^\circ \text{KW}$  vor ZOT. Die Messungen wurden jeweils mit und ohne Wassereinspritzung durchgeführt.

Abbildung 9-18 zeigt die Partikelgrößenverteilung des Referenzpunktes. Hier wird deutlich, dass die Einspritzung von Wasser einen großen Einfluss auf die Partikelanzahl hat. Der Verlauf der beiden Kurven ist jedoch sehr ähnlich aus. Auffällig ist, dass das Maximum der Partikelanzahl sowohl mit als auch ohne Wasser in einem Größenbereich von ca. 10 nm liegen.

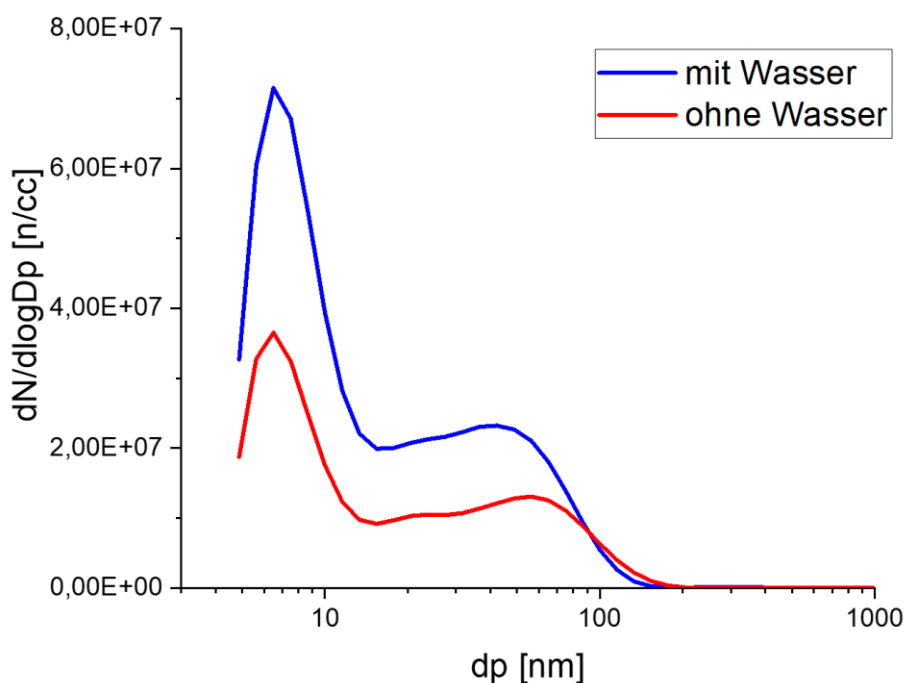


Abbildung 9-18: Partikelgrößenverteilung für Referenzpunkt

Ausgehend vom Referenzpunkt wurden weitere Motorparameter wie Ladedruck, Einspritzzeitpunkt, AGR-Rate und Raildruck variiert und deren Einfluss auf die Partikelgrößenverteilung ermittelt.

#### 9.3.2 Variation des Ladedrucks $P_2$

In diesem Teilversuch wurde der Ladedruck variiert. Die restlichen Betriebsparameter waren äquivalent zum Referenzpunkt. Dabei wurde die Partikelgrößenverteilung bei den Ladedrücken 1,1 bar und 1,4 bar untersucht. Die Lambdawerte waren jeweils bei 2,4 und 3,2. Bei der Referenzmessung lag der Lambdawert bei 2,7.

Wird der Einfluss des Ladedrucks betrachtet, so ist festzustellen, dass die Erhöhung des Ladedrucks auf 1,4 bar keinen Einfluss auf die Partikelgrößenverteilung hat (Abbildung 9-19). Hier ist nur eine Messabweichung zu erkennen. Das Messgerät ist in dem Größenbereich von kleiner als 10 nm anfällig für Messungenauigkeiten. Außerdem ist die Differenz der Extrempunkte der Kurven mit und ohne Wasser beider Betriebspunkte in etwa gleich.

Wird der Druck jedoch auf 1,1 bar gesenkt, so ist ein signifikanter Anstieg der Anzahl an kleinen Partikeln kleiner als 10 nm im Vergleich zum Referenzpunkt ersichtlich. Die Anzahl an großen Partikeln ist jedoch geringer als bei einem Ladedruck von 1,2 bar. Aber auch die Differenz der Extrempunkte der blauen und roten Kurve ist in diesem Betriebspunkt um einen Faktor 3 größer als bei den anderen Betriebspunkten.

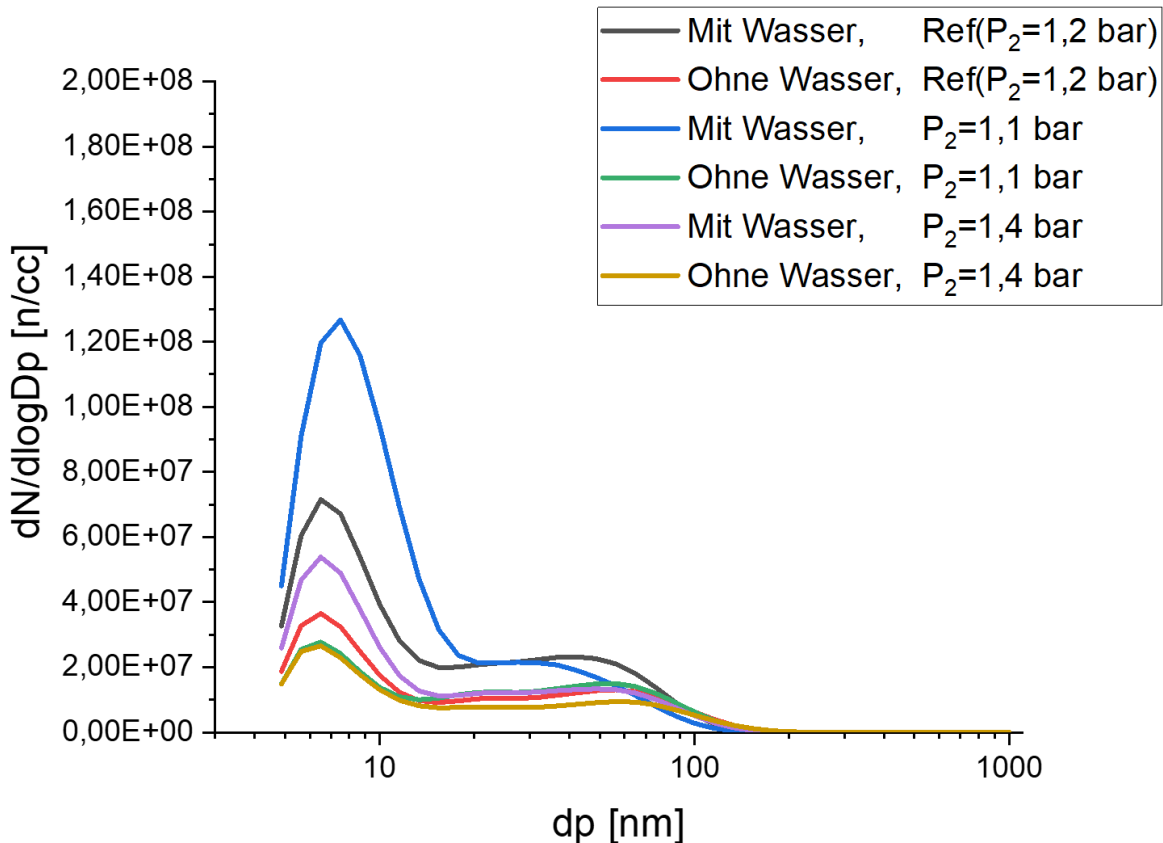


Abbildung 9-19: Partikelgrößenverteilungen für Ladedruckvariation

### 9.3.3 Variation des Kraftstoffeinspritzzeitpunktes

In diesem Telexperiment wurde der Einspritzzeitpunkt variiert. Die restlichen Betriebsparameter waren dabei äquivalent zum Referenzpunkt. Betrachtet wurde der Einfluss auf die Partikelgrößenverteilung jeweils bei einem Einspritzzeitpunkt von 6, 10 und 14 °KW vor ZOT.

In Abbildung 9-20 sind die Ergebnisse der Partikelgrößenverteilung für die drei Einspritzzeitpunkte dargestellt. Ein Vergleich zwischen dem Referenzeinspritzzeitpunkt (HE=10 °KW vor ZOT) und dem früheren Einspritzzeitpunkt (HE=14 °KW vor ZOT) zeigt insgesamt eine leichte Erhöhung der Partikelanzahl. Werden die Bereiche von kleineren Partikeln betrachtet, so ist festzustellen, dass Versuche mit Wassereinspritzung hier einen größeren Anteil an Partikeln haben.

Eine Betrachtung des Betriebspunktes mit einem Einspritzzeitpunkt von 6 °KW vor ZOT und Wassereinspritzung zeigt einen deutlichen Anstieg der Partikelanzahl. Auch die Differenz der Extrempunkte der blauen und roten Kurve ist erheblich größer als bei den anderen Betriebspunkten.

Eine belastbare Interpretation dieser Ergebnisse hinsichtlich Ursache-Wirkung-Zusammenhänge ist aufgrund der geringen Datenbasis nicht möglich. Hier bedarf es aus Sicht der Forschungsstellen weiterer Untersuchungen.

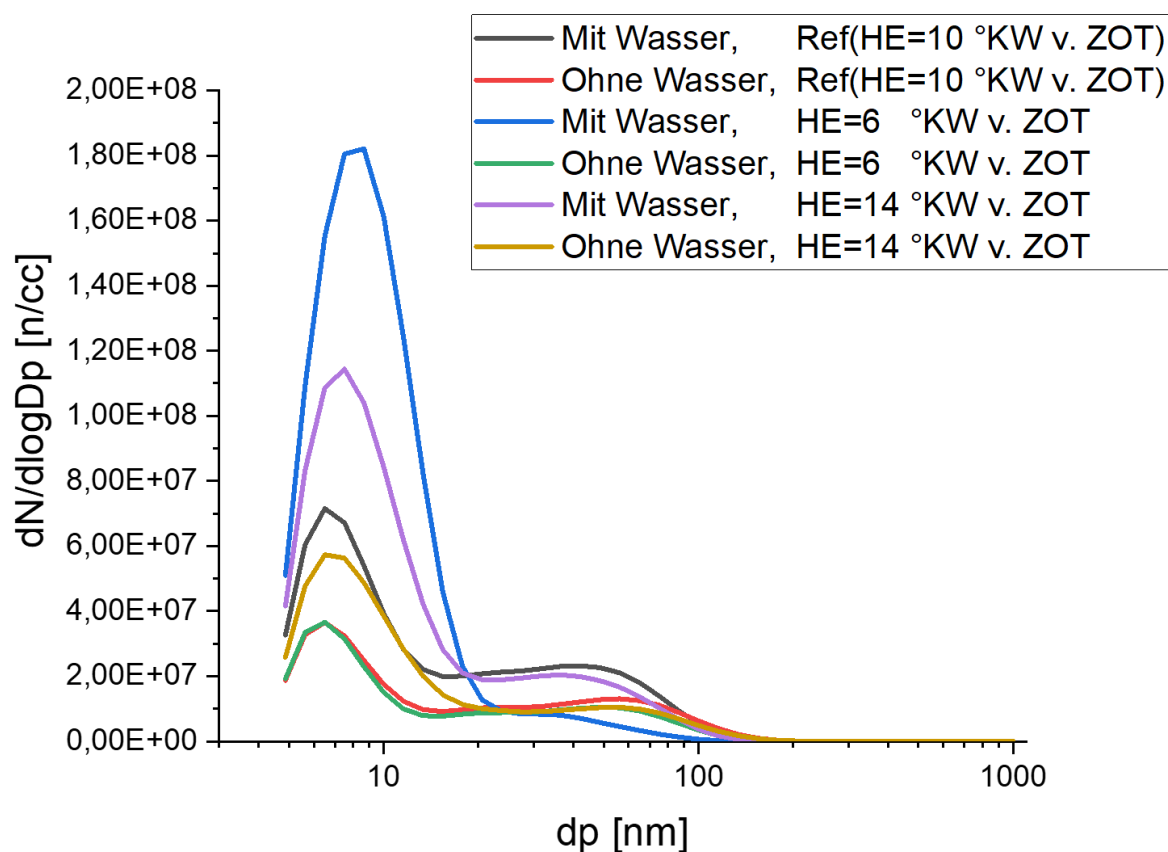


Abbildung 9-20: Partikelgrößenverteilungen Einspritzzeitpunktvariation

### 9.3.4 Variation der AGR-Rate

Im folgenden Abschnitt wurde der Einfluss der AGR-Rate auf die Partikelgrößenverteilung untersucht. Dabei wurden die Betriebspunkte mit einer AGR-Rate von 0%, 10% und 30% durchgeführt. Auch hier waren die restlichen Betriebsparameter wie beim Referenzpunkt.

Wird die Partikelgrößenverteilung der drei Betriebspunkte in Abbildung 9-21 betrachtet, so ist festzustellen, dass sich mit Zunahme der AGR-Rate das Maximum der Partikelanzahl bei den Betriebspunkten ohne Wassereinspritzung in Richtung größerer Partikel verschiebt. Das Maximum verschiebt sich mit steigender AGR-Rate nach rechts. Der Peak im Bereich von kleiner als 10 nm verschwindet mit erhöhter AGR.

Bei den Betriebspunkten mit Wassereinspritzung bleibt das Maximum jedoch für alle AGR-Raten im Bereich von kleiner als 10 nm.



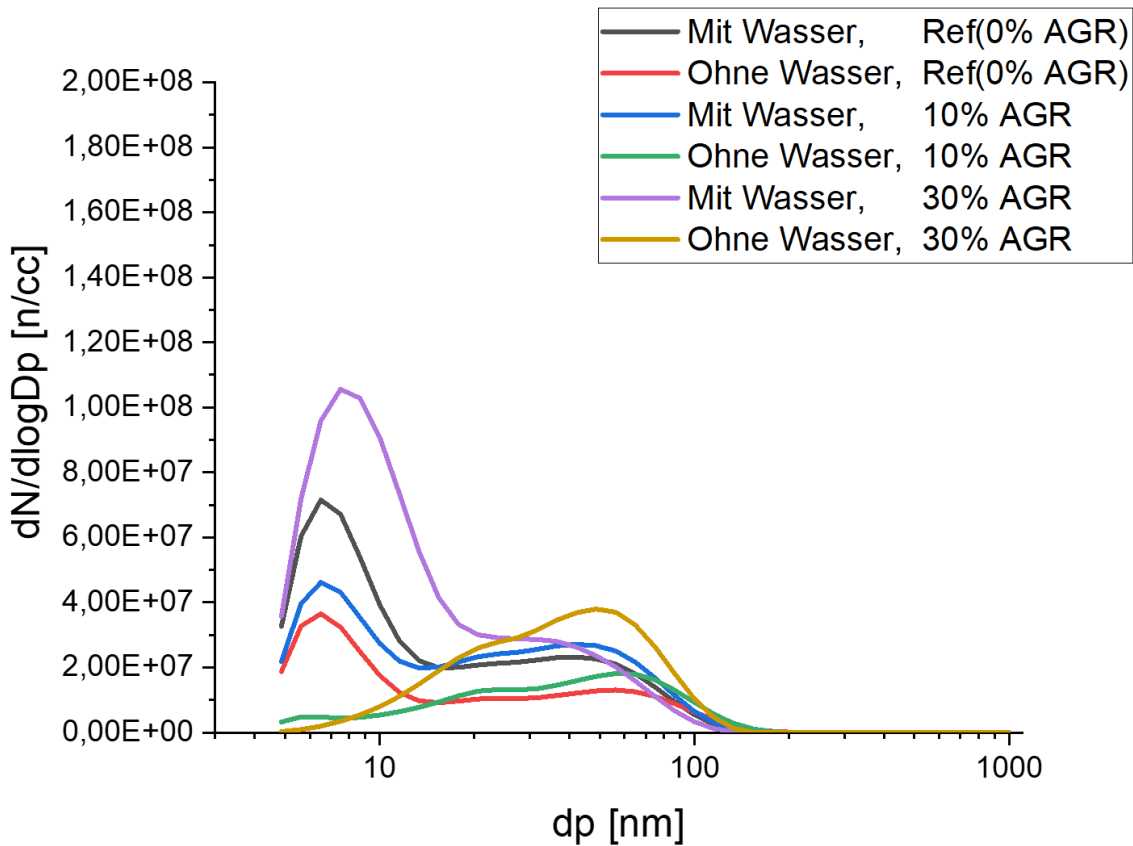


Abbildung 9-21: Partikelgrößenverteilungen AGR-Variation

### 9.3.5 Variation des Kraftstoffeinspritzdrucks $P_{\text{Rail}}$

Der Einfluss des Einspritzdrucks auf die Partikelgrößenverteilung wird im folgenden Verlauf betrachtet. Der Einspritzdruck des Referenzpunktes betrug 800 bar. In den anderen Betriebspunkten wurde der Druck jeweils auf 600 bar gesenkt und auf 1000 bar erhöht.

Abbildung 9-22 zeigt, dass die Änderung des Einspritzdrucks einen geringen Einfluss auf die Partikelgrößenverteilung bei den Betriebspunkten ohne Wassereinspritzung hat.

Mit Zunahme des Raildrucks und Wassereinspritzung steigt die Anzahl an Partikeln in der Größenordnung kleiner als 10 nm an. Auch hier liegt die Vermutung nahe, dass durch den erhöhten Einspritzdruck die Kolbenbenetzung zunimmt. Des Weiteren ist auffällig, dass mit Erhöhung des Einspritzdrucks auch die Anzahl an größeren Partikeln steigt.

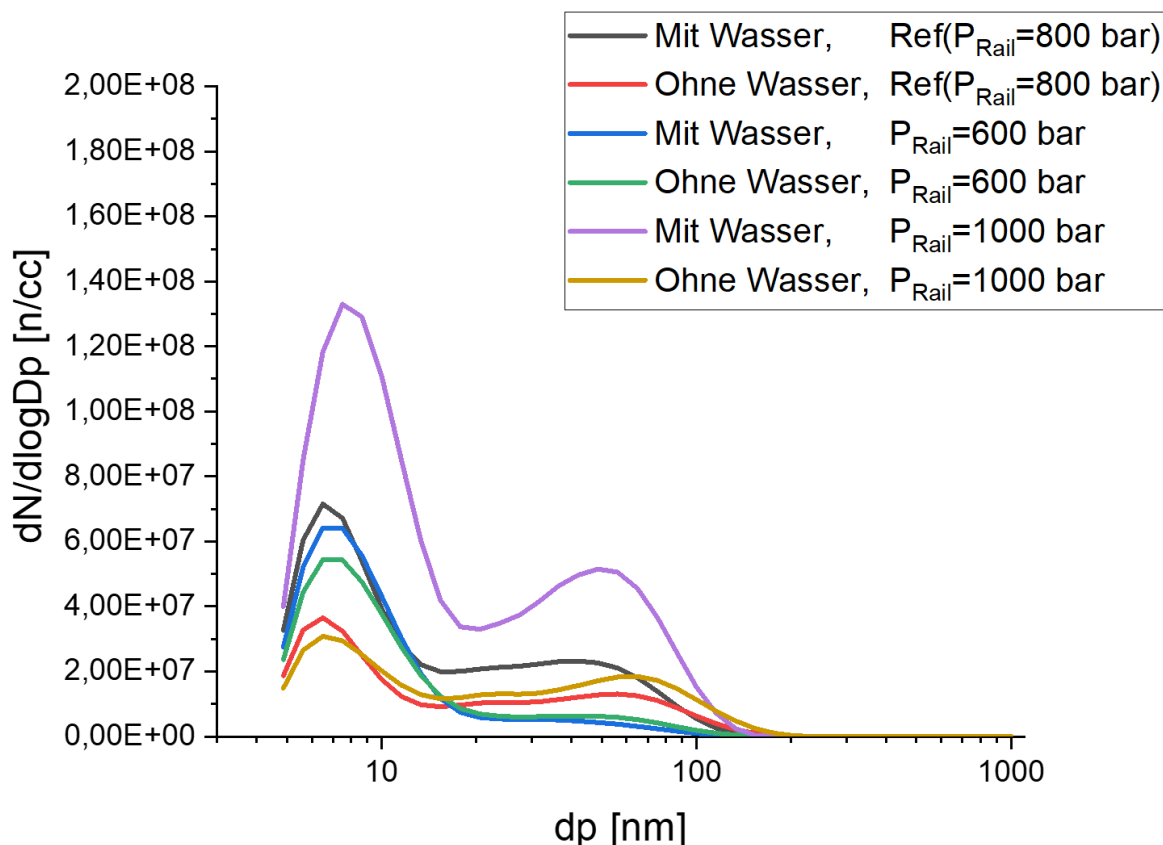


Abbildung 9-22: Partikelgrößenverteilungen Einspritzdruckvariation

### 9.3.6 Zusammenfassung der Ergebnisse

Alle Messungen mit Wassereinspritzung weisen ein Maximum in einem Bereich kleiner als 10 nm auf. Wie erwähnt ist die kausale Deutung dieser Beobachtung schwierig. Mögliche Gründe für diese Beobachtung können folgende sein. Entweder erhöht die Wassereinspritzung die Rußemission oder ein erhöhter Wassergehalt, Ölemission, Wasser/Kraftstoff-Tropfen im Abgas werden fälschlicherweise von dem Messgerät als Partikel erkannt. Hier wird weiterer Forschungsbedarf gesehen.

### 9.4 Untersuchung des Wassereintrags ins Schmieröl durch Wassereinspritzung

Neben den Emissionen kann eine Wassereinspritzung auch die Ölqualität beeinflussen, indem Wasser in das Öl gelangt und dessen Schmiereigenschaften verschlechtert. Das kann im ungünstigen Fall zu schweren Motorschäden führen.

Im nachfolgenden soll der Wassereintrag ins Öl, während dem Betrieb mit Wassereinspritzung beurteilt werden. Dazu wurde der Motor etwa 6h mit Wassereinspritzung betrieben, einmal im warmen Betrieb und einmal im Kaltbetrieb. In dem Kaltbetrieb wurde die Wasserkühltemperatur auf 44 °C konditioniert. Der Wassergehalt wurde vor und nach dem Betrieb gemessen. Im warmen Betrieb zeigt das Ergebnis keinen Unterschied im Wassergehalt vor und nach der Betriebszeit mit Wassereinspritzung. Das liegt daran, dass der Wassereintrag während dem Betrieb wieder ausdampfen kann. Unter Kaltstartbedingungen erhöht sich der Wassereintrag von <0,1% auf 1,3%. Hier sind die Temperaturen nicht ausreichend hoch, damit die Wassermenge wieder verdampfen kann. Die Ergebnisse sind in Abbildung 9-23 dargestellt.

## 9 Messergebnisse

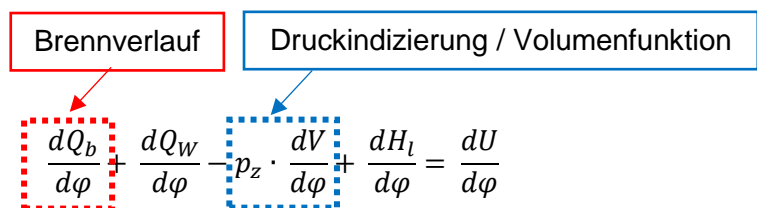
Warmbetrieb			Nach	Bevor	Kaltstart			Nach	Bevor
Silizium	Si	mg/kg	7	7	Silizium	Si	mg/kg	9	7
Kalium	K	mg/kg	3	3	Kalium	K	mg/kg	5	3
Natrium	Na	mg/kg	7	6	Natrium	Na	mg/kg	16	10
Wasser	%		< 0.10	< 0.10	Wasser	%		1.38	< 0.10
IR-Glykol	-		negativ	negativ	IR-Glykol	-		negativ	negativ
Dieselmotorenöl	%		< 0.3	< 0.3	Dieselmotorenöl	%		< 0.3	< 0.3
Biodiesel	%		< 0.3	< 0.3	Biodiesel	%		< 0.3	< 0.3
Rußgehalt	%		0.1	0.1	Rußgehalt	%		< 0.1	< 0.1

Abbildung 9-23: Wassereintrag in das Öl

## 10 Druckverlaufsanalyse Messdaten

Die gewonnenen Druckverläufe des Prüfstands werden mithilfe einer Druckverlaufsanalyse (kurz: DVA) genauer untersucht, um die Brennverläufe zu erhalten.

Im Wesentlichen entspricht die DVA einer Massen- und Energiebilanz, deren Ziel es ist, die freigewordene Kraftstoffenergie pro Zeiteinheit während der Verbrennung zu berechnen. Dabei beschränkt sich die Betrachtung auf den Hochdruckteil während der Verbrennung im Zylinder. Grundlage der Berechnung bilden dabei die thermische als auch kalorische Zustandsgleichung aus der Thermodynamik, sowie die Kontinuitätsgleichung bzw. Massenerhaltung. Für die Bilanzierung müssen deshalb sämtliche Massen bzw. Massenströme im Zylinder, sowie deren Zustand bekannt sein. Wird dem Gleichungssatz nun zusätzlich der gemessene Zylinderdruckverlauf vorgegeben, bleibt, vereinfacht ausgedrückt, die gesuchte Energiefreisetzung der Kraftstoffverbrennung als einzige Unbekannte übrig. Da die Energiebilanz zu jeder Zeit ausgeglichen sein muss, ergibt sich so der Brennverlauf. Gleichung (3) zeigt sehr vereinfacht das grundsätzliche Prinzip der Druckverlaufsanalyse:



$$\frac{dQ_b}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} - p_z \cdot \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dH_l}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} \quad (3)$$

Die Terme der dargestellten Gleichung beschreiben bereits jeweils die Änderung der freigesetzten Kraftstoffenergie  $Q_b$ , der Wandwärme  $Q_w$ , dem Zylindervolumen  $V$ , der Leckageenthalpie  $H_l$  und die innere Energie  $U$  über den Kurbelwinkel  $\varphi$ . Der gemessene Zylinderdruck wird im Parameter  $p_z$  ausgedrückt und ist direkt mit dem Volumen verknüpft. Die nicht gekennzeichneten Terme in Gleichung 3 werden dann entweder aus thermodynamischen bzw. kalorischen Betrachtungen gewonnen oder durch ein geeignetes Ersatzmodell beschrieben. Ein prominentes Beispiel ist hier die Modellierung der Wandwärmeverluste nach Bargende [47]. Zusätzlich geschieht die Bilanzierung im vorliegenden Fall mehrzonig, d.h. das thermodynamische System innerhalb des Brennraums wird in zwei Teilsysteme unterteilt, welche eine verbrannte und unverbrannte Zone repräsentieren. Erstere stellt den Zustand zu Beginn der Berechnung dar, wenn noch keine Verbrennung stattfindet und füllt den kompletten Brennraum aus. In diese Zone wird dann auch die Kraftstoffmasse eingespritzt. Kommt es zur Selbstzündung des Kraftstoffes erscheinen die Verbrennungsprodukte dann in der verbrannten Zone, welche dann erst entsteht. Dort geschieht dann im Wesentlichen auch die Berechnung der Stickoxidemissionen. Zwischen den Zonen kann noch ein Zumischmassenstrom von dem unverbrannten in den verbrannten Bereich modelliert werden, der vor allem Einfluss auf die Emissionsentstehung hat. Da es sich beim betrachteten Motor um einen Dieselmotor handelt und Unsicherheiten bei der Kraftstoffmessung vorlagen, wird die vorgegebene Luftmasse während der Druckverlaufsanalyse konstant gehalten.

Bei der Auswertung der Brennverläufe gilt dem Zündverzug eine besondere Aufmerksamkeit, um die Ergebnisse aus den Reaktionskinetikrechnungen einordnen und mögliche Modelländerungen ableiten zu können.

### 10.1 Aufbau des Modelles für die Druckverlaufsanalyse

Mit den Druckindizierdaten vom Prüfstand kann grundsätzlich eine DVA in GT-Power durchgeführt werden. Allerdings wird aufgrund der Messkonfiguration am Prüfstand darauf verzichtet.

Die Messung des Einlassdruckes geschieht am Eingang der eigentlichen Ansaugbrücke. Dadurch ergibt sich zum einen eine große Distanz zwischen Brennraum und Druckmessung, zum anderen resultiert die Verwendung der Seriengeometrie des Ansaugtraktes in einem großen Volumen. Auch wenn eine Modellerstellung in GT-Power mithilfe der CAD-Daten des Prüfstands bzw. des Einzylinderaggregats grundsätzlich möglich ist, wird in Hinblick auf den nötigen Abstimmungsaufwand darauf verzichtet. Unsicherheiten bei der Bedatung des gesamten Ansaugtraktes bzw. Abschätzung dessen Eigenschaften, können sich aufsummieren und ein zielgerichtetes Optimieren erschweren, wobei immer fraglich ist, ob die notwendige Genauigkeit so überhaupt erreicht werden kann. Letztendlich wird sich deshalb dazu entschieden das Modell zur Druckverlaufsanalyse in der Standalone-Variante des FKFS UserCylinders® aufzubauen. Hierbei wird nur der Hochdruckteil abgebildet. Eine Ladungswechselberechnung findet nicht statt. Für die Bestimmung des Restgasanteils im Zylinder durch die interne AGR, wird ein Erfahrungswert von 3,5 % angesetzt, da beim verwendeten Motor eine sehr geringe Ventilüberschneidung vorliegt.

Die anderen benötigten Größen zur Beschreibung des Zylinders zu Beginn des Hochdruckteils werden aus den Motor- bzw. Messdaten direkt übernommen oder aus diesen berechnet. In Tabelle 10-1 ist eine Übersicht dargestellt, welche die Berechnung oder die Quelle von notwendigen Parametern zeigt und erläutert.

Tabelle 10-1: Übersicht über die Quelle bzw. Berechnung von Größen für die DVA aus den Daten vom Prüfstand

Parameter	Quelle
Luftmasse	Drehzahl und Luftmassenstrom (Prüfstand)
Kraftstoffeigenschaften	Kraftstoffvermessung IFKM
Kraftstoffmasse	Prüfstand
AGR-Rate	geschätzte interne AGR-Rate gemessene externe AGR-Rate (Prüfstand)
Temperaturen Brennraum	geschätzt mit Ergebnissen aus stationärem Basismodell
Flüssiges / dampfförmiges Wasser	Relative Luftfeuchtigkeit (Prüfstand) Wasserrate (Prüfstand) Abgeschätzte / nachträglich angepasste Wasserverdampfung

Eine besondere Rolle übernimmt hier die relative Luftfeuchtigkeit, die bei konventionellen Betrachtungen bzw. Untersuchungen meist eine untergeordnete Rolle spielt. Durch die hohen globalen Luft-Kraftstoffverhältnisse im Dieselmotor gelangt bereits ein nicht unerheblicher Anteil von Wasser über die angesaugte Luft in den Brennraum. Vor allem bei niedrigen Lasten, wo insgesamt wenig Kraftstoff eingebracht wird, erreicht die absolute Wassermasse aus der Luftfeuchtigkeit Größenordnungen im Bereich der extern eingespritzten Wassermassen. Es stellt sich somit je nach Betriebspunkt eine deutlich andere effektive Wasserrate ein, als durch die zusätzliche aktive Wassereinspritzung vermutet bzw. beabsichtigt wird. Deshalb wird nach

[48] der Sättigungsdampfdruck der feuchten Luft und anschließend das darin gebundene Wasser separat berechnet und zu der abgeschätzten initialen gasförmigen Wassermenge hinzugefügt.

Bezüglich des Wassers sind weitere Einstellungen und Annahmen zu treffen. Im FKFS UserCylinder® existiert ein Wasserverdampfungsmodul, das im Wesentlichen dem der Kraftstoffverdampfung aus der Simulationsumgebung GT-Power nachempfunden wurde und sich folgendermaßen darstellt:

$$\frac{dm_{evap}}{d\varphi} = \frac{4.16}{\tau_{50}} \cdot \left(\frac{T}{600K}\right)^{expo_T} \cdot \left(\frac{n}{4000min^{-1}}\right)^{expo_n} \cdot \frac{1}{6} \quad (4)$$

Die sich ergebende Verdampfungsrate wird hierbei über die verdampfte Masse  $m_{evap}$  über den Kurbelwinkel  $\varphi$  beschrieben. Die Exponenten für die Temperatur- und die Drehzahlabhängigkeit dienen als Abstimmparameter und werden im Rahmen dieses Projekts auf den Standardeinstellungen belassen ( $expo_T = 1$ ,  $expo_n = 0$ ). Aufgrund dieser Parametrisierung bleibt die Verdampfungszeit in Sekunden über die Drehzahl  $n$  konstant. Lediglich ein linearer Einfluss über die Zylindertemperatur  $T$  bleibt bestehen.

Es handelt sich hierbei um ein sehr einfaches Modell, auf dessen Grenzen und Schwächen später noch detaillierter eingegangen wird. Es sei an dieser Stelle aber darauf hingewiesen, dass im Rahmen des Projekts eine eigene Modellierung bzw. Weiterentwicklung der Wasserverdampfung nicht explizit vorgesehen ist.

Die Verdampfung des Wassers wird darüber hinaus im Wesentlichen von zwei Parametern bestimmt:

- $\tau_{50}$
- Wandfaktor (nicht in Gleichung (4) enthalten)

Der Parameter  $\tau_{50}$  beschreibt die Zeit, in welcher bei Referenzbedingungen die Hälfte des Wassers verdampft ist, wohingegen der Wandfaktor angibt, welcher Anteil der Verdampfungsenthalpie über die Brennraumwände verloren geht und somit nicht zur Abkühlung der Ladung im Zylinder beiträgt.

Ein weiterer Punkt, der bereits bei der Luftfeuchtigkeit angesprochen wurde, ist die Wassermenge, welche zu Beginn der Berechnung bereits gasförmig vorliegt. Im Zylindermodul erscheint das Wasser erst im thermodynamischen System bzw. den Zonen, wenn es gasförmig vorliegt. Flüssiges Wasser wird in der thermodynamischen Betrachtung nicht berücksichtigt und hat lediglich einen Einfluss darauf, wie viel gasförmiges Wasser während der Verdampfung der Zone hinzugeführt wird. Da am Prüfstand die Wassereinspritzung über einen Injektor am Eingang des Ansaugtraktes geschieht, ist davon auszugehen, dass vor Erreichen des Brennraums bereits ein Teil des Wassers verdampft. Wie groß dieser Anteil ist, kann durch die Messdaten nicht bestimmt werden. Die durchgeführte 3D-CFD Simulation gibt hier einen Anhaltspunkt, wobei eine endgültige Aussage über deren Ergebnisgüte ohne Einschränkungen bzw. Vorbehalte schwierig ist. Ein Grund ist die fehlende Stickoxidberechnung, über deren Vergleich mit Messdaten zumindest eine tendenzielle Bewertung über die für die Stickoxidbildung maßgeblichen Temperaturen im Brennraum möglich wäre. Weitere Anpassungen der Simulationsparameter können hier unter Umständen notwendig sein, die auch das Verdampfungsverhalten des Wassers bereits im Ansaugtrakt betreffen. Dennoch bietet die 3D-CFD einen deutlich besseren Einblick in die Vorgänge am Prüfstand, als die Messdaten abbilden können. Die gasförmige Wassermenge zu Beginn des Arbeitsspiels setzt sich somit aus dem Wasser der Luftfeuchtigkeit und dem bereits verdampften Anteil der eingespritzten Wassermenge in der Ansaugbrücke zusammen. Für die Betrachtungen in der DVA wird die bereits

gasförmige externe Wassermenge als Massenbruch der flüssig eingebrachten Menge bestimmt. Dies geschieht ausserhalb des Zylindermoduls während einer automatisierten Strukturierung der Eingabeparameter in Python, sodass letztendlich im Simulationsmodell eine absolute gasförmige Wassermenge bei Berechnungsbeginn vorgegeben wird.

Nachdem der Brennverlauf bestimmt ist, dient dieser für die Berechnung es Zündzeitpunktes der jeweiligen Einspritz- bzw. Verbrennungsereignisse. Mit Kenntnis des Einspritzzeitpunktes ist der Zündverzug einfach durch Differenzbildung bestimmbar. Hierfür kommt ähnlich wie bei den reaktionskinetischen Betrachtungen mehr als ein Ansatz zur Anwendung.

Die erste Möglichkeit wird nach [49] implementiert und in Abbildung 10-1 gezeigt.

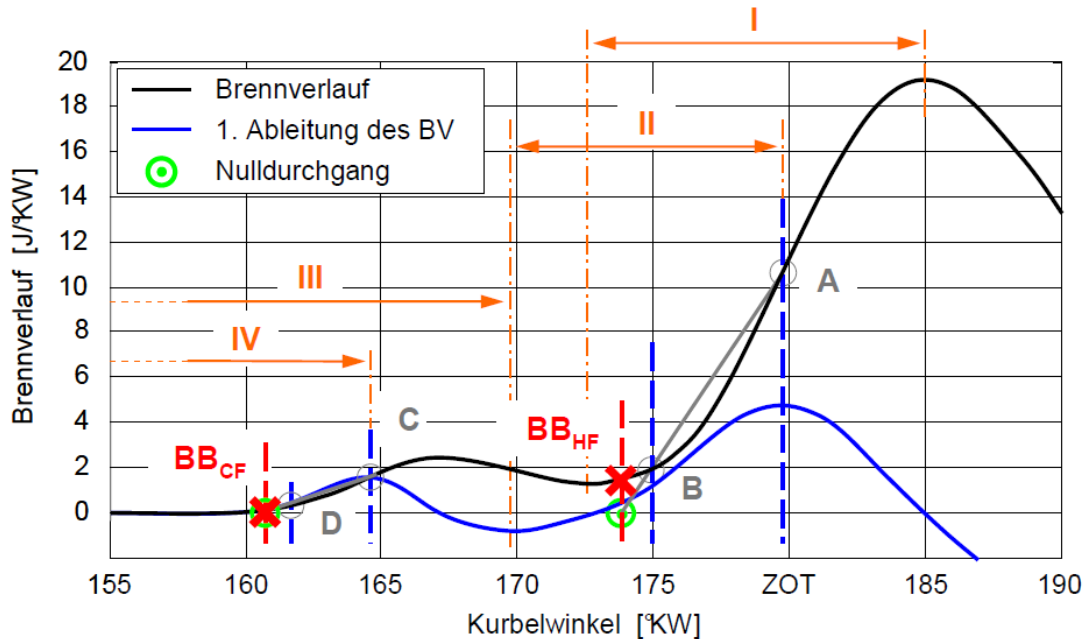


Abbildung 10-1: Bestimmung des Zündverzuges anhand des Brennverlaufs nach [49]

Dabei geschieht die Einteilung des Brennverlaufs und die Bestimmung des Beginns der Selbstzündung nach folgendem Schema:

- Das absolute Maximum des Brennverlaufs wird bestimmt ( $=BV_{Max,abs}$ )
- Das Minimum des Brennverlaufs vor  $BV_{Max,abs}$  wird bestimmt ( $=BV_{Min}$ )
- Das Maximum der ersten Ableitung des Brennverlaufs wird im so aufgespannten Intervall I ( $\overline{BV_{Min}BV_{Max,abs}}$ ) bestimmt ( $=BV'_{Max}$ )
- Das Minimum der ersten Ableitung des Brennverlaufs vor  $BV'_{Max}$  wird bestimmt ( $=BV'_{Min}$ )
- Der Punkt der ersten Ableitung mit 25% des Wertes von  $BV'_{Max}$  im so aufgespannten Intervall II ( $\overline{BV'_{Min}BV'_{Max}}$ ) wird bestimmt ( $=BV'_{25\%Max}$ )
- Die Gerade durch den Punkt A (X-Wert von  $BV'_{Max}$  auf den Brennverlauf projiziert) und den Punkt B (X-Wert von  $BV'_{25\%Max}$  auf den Brennverlauf projiziert) wird konstruiert
- Der Nulldurchgang dieser Gerade durch die X-Achse definiert den Brennbeginn

Da sich gezeigt hat, dass aufgrund der individuellen Brennverlaufsform mancher Betriebspunkte mit dieser Methode nicht immer der Zündzeitpunkt bestimmt werden kann, ist noch ein weiterer ähnlicher Ansatz eingesetzt worden, der anhand Abbildung 10-2 erläutert wird.

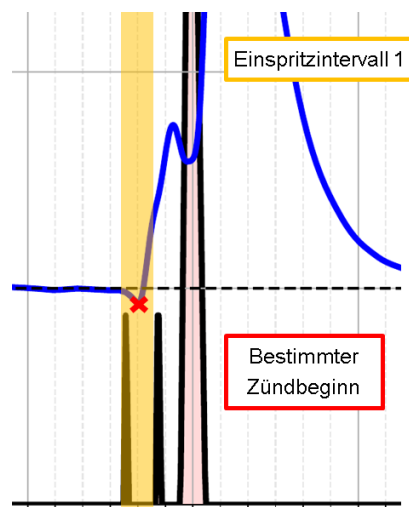


Abbildung 10-2: Methode 2 zur Bestimmung des Zündzeitpunktes

Beide Methoden teilen den Brennverlauf anhand der Einspritzereignisse ein, wobei ein Bereich jeweils mit der aktuellen Einspritzung beginnt und ggfs. durch einen nachfolgenden Einspritzvorgang begrenzt wird. Methode 2 bestimmt den Zeitpunkt der Zündung vereinfacht als Minimum des Brennverlaufs im betrachteten Zeitintervall, wobei die Auswertung von Intervallende zu Intervallbeginn erfolgt. Dabei muss sich die Richtung des Gradienten im Minimum des Brennverlaufs ändern, damit eine Zündung detektiert wird. Verläuft eine Brennrate nur steigend oder fallend im jeweiligen Intervall gibt das Kriterium keine Zündung an.

Ist eine zuverlässige Bestimmung des Ortes der Selbstzündung bei einem Kriterium nicht möglich, berücksichtigt das die verwendete Auswerterroutine automatisch. In solchen Fällen ist dann die Darstellung im Diagramm schlicht unvollständig und die betroffenen Punkte sind ausgeblendet. Bei Betriebspunkten, welche eine Zündzeitpunktbestimmung zulassen, führen allerdings alle Kriterien meist zu identischen Ergebnissen.

## 10.2 Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse

Aufgrund von Materialgrenzen und aus Gründen der Betriebssicherheit war es nicht möglich am Prüfstand alle in der Messmatrix vorgeschlagenen Messpunkte zu untersuchen. Dennoch sind über 560 einzelne Betriebspunkte vermessen worden, die mit einer Druckverlaufsanalyse näher untersucht wurden. Nachfolgend werden vor allem solche Ergebnisse gezeigt, die innerhalb bestimmter Korrekturgrenzen der Kraftstoffmasse liegen. Nachfolgend bezeichnet die Angabe des Referenzmitteldruckes den indizierten Mitteldruck des Referenzbetriebspunktes von welchem ausgehend die jeweilige Variation durchgeführt wurde. Bei Betriebspunkten gleichen Referenzmitteldruckes ist die eingebrachte absolute Kraftstoffmenge immer konstant, während je nach Messreihe der Einspritzzeitpunkt des Kraftstoffes bzw. der Verbrennungsschwerpunkt konstant gehalten wird.

In Abbildung 10-3 werden die Brennverläufe bei verschiedenen Wasserraten und Einspritzzeitpunkten des Kraftstoffes, aber gleicher Drehzahl und absolut gleicher Kraftstoffmasse gegenübergestellt. Dazu sind in Abbildung 10-4 Brennverläufe eines identischen Betriebspunktes mit einer Variation des Einspritzzeitpunktes des Kraftstoffes dargestellt. Der Einfluss der Wassereinspritzung äußert sich hauptsächlich bei den Voreinspritzungen, wo sich die Brennrate in einem niedrigen Maße verlangsamt. Die Hauptverbrennung bleibt davon annähernd



unberührt. Lediglich im Maximalwert erscheinen marginale Unterschiede. Werden die Einspritzverläufe verglichen, fällt auf, dass der Einfluss des Wassers auf die Voreinspritzung bei früheren Einspritzungen etwas höher ausfällt, als bei späteren Einspritzungen. Dieses Verhalten zeigt auch ein Betriebspunkt mit höherer Drehzahl und Last in Abbildung 10-5.

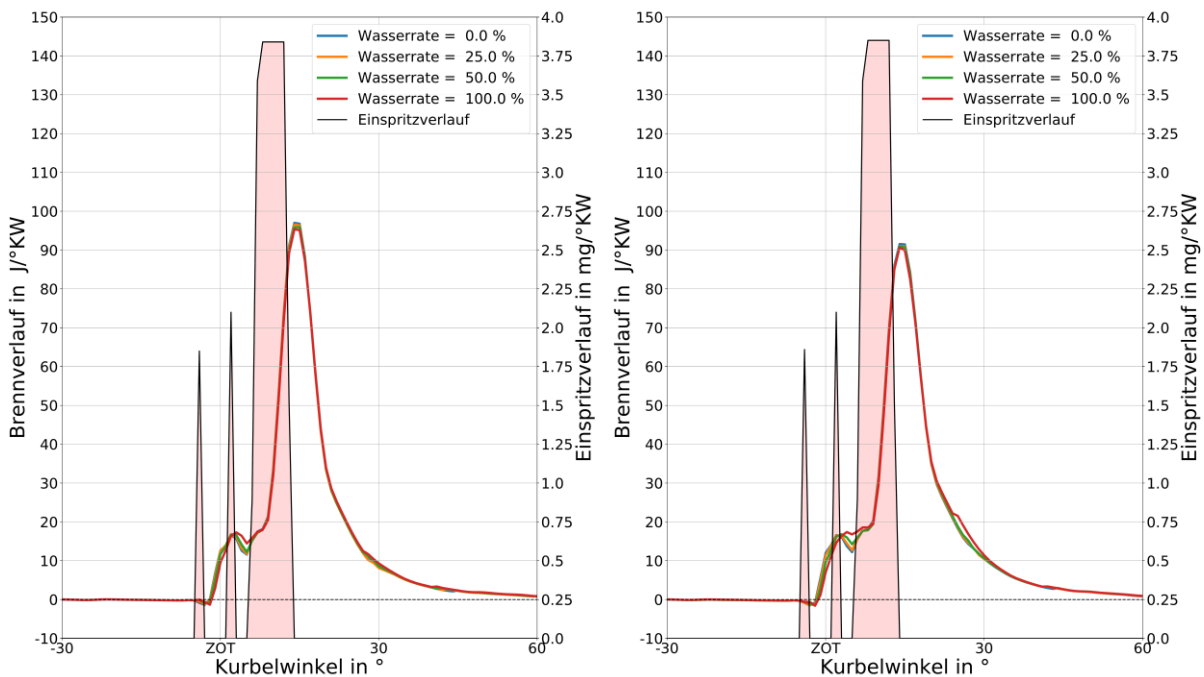


Abbildung 10-3: Vergleich der Brennverläufe bei verschiedenen Wassereinspritzrate, Einspritzzeitpunkt Haupteinspritzung = 5,72 °KW nach ZOT, Motordrehzahl = 1000 min<sup>-1</sup>, Referenzmitteldruck = 9,5 bar, p<sub>2</sub> = 1,3 bar, stöich. AGR = 0 % (links), stöich. AGR = 5 % (rechts)

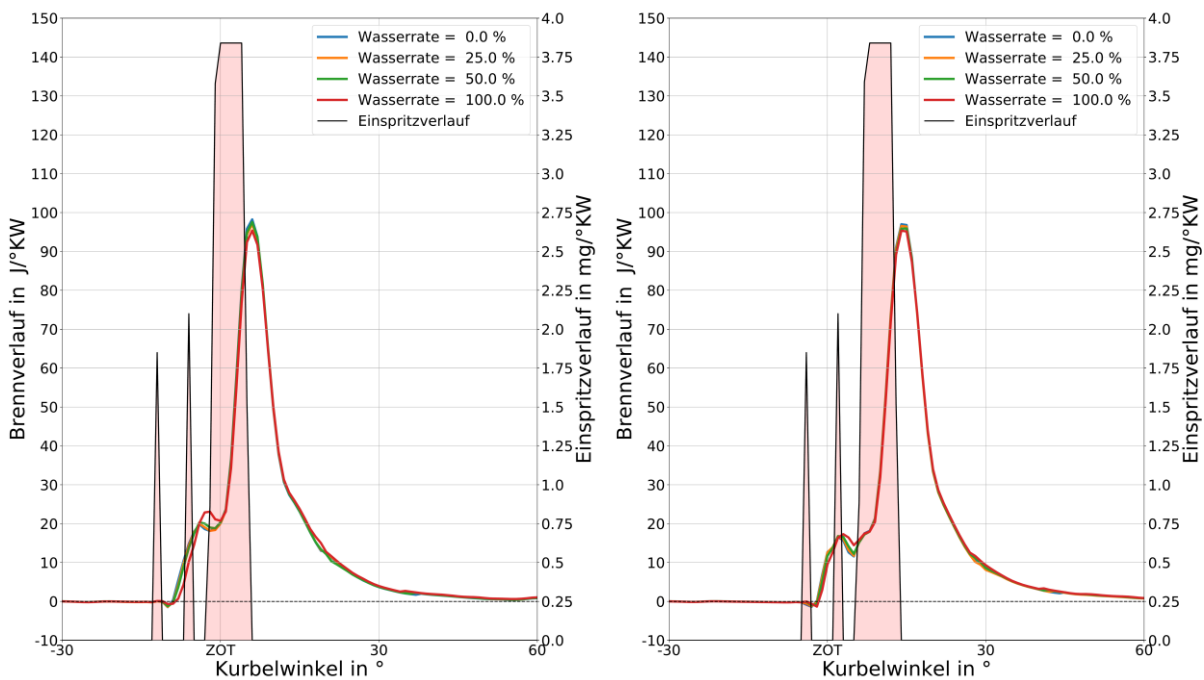


Abbildung 10-4: Vergleich der Brennverläufe bei verschiedenen Wassereinspritzraten, stöich. AGR = 5 %, Motordrehzahl = 1000 min<sup>-1</sup>, Referenzmitteldruck = 9,5 bar, p<sub>2</sub> = 1,3 bar, Einspritzzeitpunkt Haupteinspritzung = 2,27 °KW vor ZOT (links), Einspritzzeitpunkt Haupteinspritzung = 5,72 °KW nach ZOT (links)

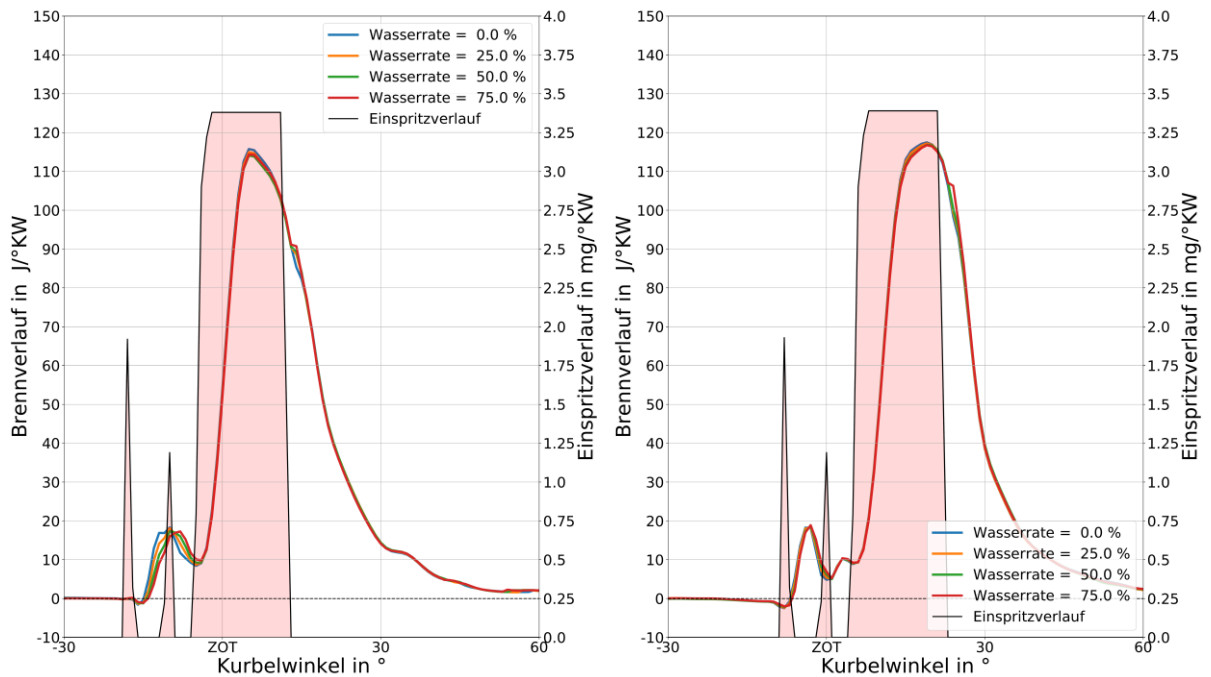


Abbildung 10-5: Vergleich der Brennverläufe bei verschiedenen Wassereinspritzraten und 0 % AGR, Motordrehzahl = 1500 min<sup>-1</sup>, Referenzmitteldruck = 21,5 bar, p<sub>2</sub> = 2,4 bar, Einspritzzeitpunkt Haupteinspritzung = 5,28 °KW vor ZOT (links), Einspritzzeitpunkt Haupteinspritzung = 4,72 °KW nachr ZOT (rechts)

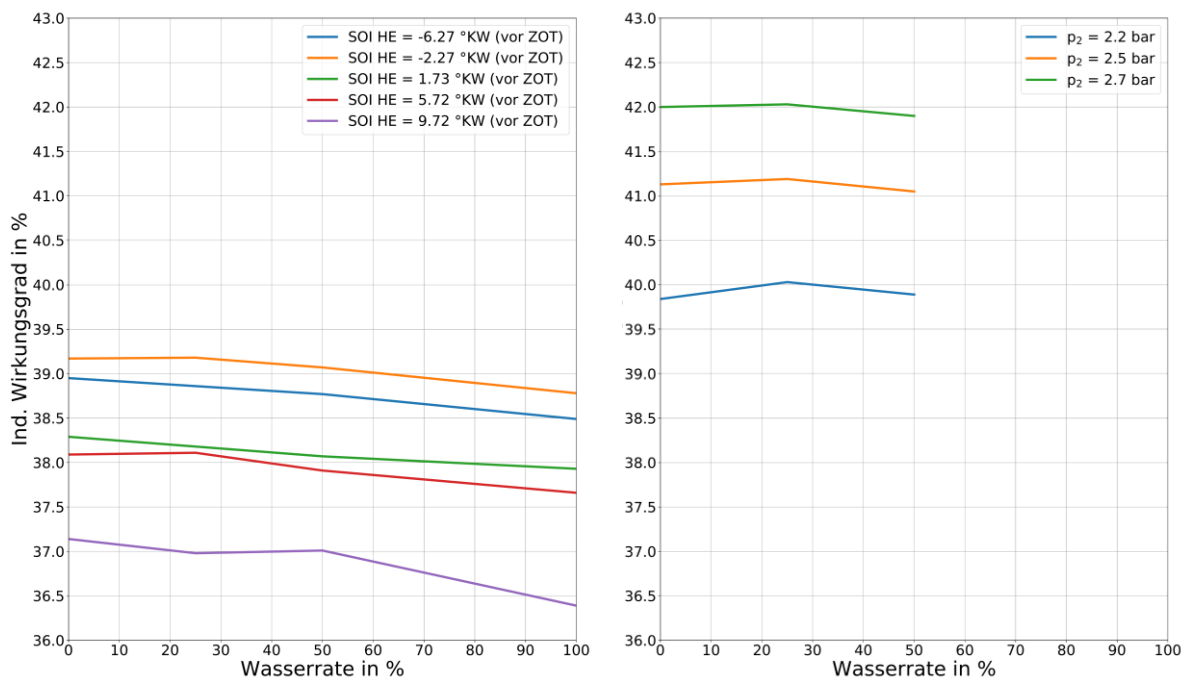


Abbildung 10-6: Verlauf des indizierten Wirkungsgrads bei Drehzahl = 1000 min<sup>-1</sup>, Referenzmitteldruck = 9,5 bar, p<sub>2</sub> = 1,3 bar, Variation der Kraftstoffeinspritzung (links) und Drehzahl = 2000 min<sup>-1</sup>, Referenzmitteldruck = 21,5 bar, Variation des Ladedruckes (rechts)

Dieses Verhalten setzt sich insgesamt bei allen untersuchten Betriebspunkten fort. Bezüglich des indizierten Wirkungsgrades ergibt sich durch die minimalen Änderungen ebenfalls marginale Einflüsse. Dazu stellt Abbildung 10-6 den Verlauf des berechneten indizierten Wirkungsgrades repräsentativ für zwei Betriebspunkte dar.

Die gezeigten Verläufe sind der Messreihe bei variierendem Einspritzzeitpunkt des Kraftstoffes (linke Abbildung) und einer Messreihe bei variierendem Ladedruck entnommen. Im ersten Fall wird die Kraftstoffmasse, sowie alle anderen Randbedingungen konstant gehalten. Lediglich die Menge des eingespritzten Wassers ändert sich. Eine minimale Abnahme der gefangenen Luftmasse sowie die minimal geänderten Brennraten der Voreinspritzungen, führen zu einer marginalen Wirkungsgradverschlechterung. Beim zweiten Fall wird der Ladedruck verändert, und der Verbrennungsschwerpunkt konstant gehalten. Eine Anpassung der Kraftstoffmasse geschieht nicht und bezieht sich auf den jeweiligen Referenzfall. Obwohl in den Messreihen der Ladedruckvariation teilweise etwas höhere Füllungen auftreten, bleibt auch hier der Wirkungsgrad im Wesentlichen fast unverändert.

Insgesamt ist der Einfluss der Wassereinspritzung auf die eigentliche Verbrennung sehr niedrig bis vernachlässigbar. Die Auswertung des Zündverzuges unterstützt diese These auch quantitativ. Hierzu sei in Abbildung 10-7 der berechnete Zündverzug nach dem Kriterium von [49] für einen Betriebspunkt dargestellt, wo eine Bestimmung möglich war. Andere Messpunkte, für welche die Berechnung der Zündung mittels der Kriterien fehlschlug, weisen aber auch die Brennverläufe qualitativ auf kaum Änderungen im Zündverzug hin.

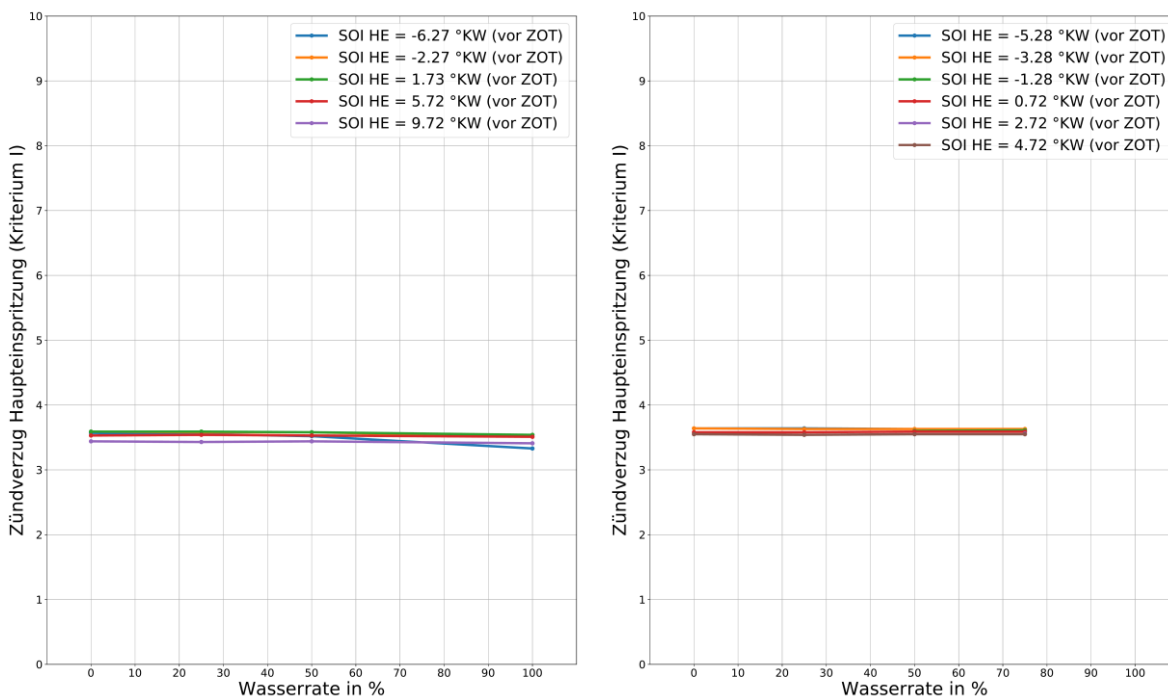


Abbildung 10-7: Änderung des Zündverzuges der Haupteinspritzung in Abhängigkeit der Wasserrate für Motordrehzahl = 1000 min<sup>-1</sup>, Referenzmitteldruck = 9,5 bar, p<sub>2</sub> = 1,3 bar , ohne AGR (links) und Motordrehzahl = 1500 min<sup>-1</sup>, Referenzmitteldruck = 21,5 bar, p<sub>2</sub> = 2,4 bar , ohne AGR (rechts)

Bezüglich der Zündung treten kaum Änderungen auf, sowohl bei den Voreinspritzungen als auch bei dem Haupteinspritzereignis. Im Gegensatz zu den Ergebnissen der reaktionskinetischen Untersuchungen, welche auf einen Einfluss des Wassers ähnlich zur AGR hinweisen, bleibt der Zündzeitpunkt durchgehend annähernd konstant.

Ein weiterer Aspekt, der bei der DVA mit Wassereinspritzung zum Tragen kommt, ist der Einfluss auf die Nulllinienkorrektur. Diese ist notwendig, da am Prüfstand aufgrund der piezoelektrischen Druckaufnehmer, der Absolutdruck nicht direkt gemessen werden kann. Es ist eine Korrektur erforderlich, um den relativ aufgenommenen Druck der Sensoren in einen absoluten Druck zu überführen, welcher für die DVA erforderlich ist. Am Prüfstand geschieht dies meist über Abgleich mit dem gemessenen Saugrohrdruck. Im Rahmen der Druckverlaufsanalyse

wird das Summenbrennverlaufskriterium genutzt. Vorteil dieser Methode ist, dass dadurch weitere Energieströme, wie verdampfendes Wasser, während der Nulllinienfindung berücksichtigt werden. Damit lassen sich bereits erste Rückschlüsse auf die Bedatung des Wasserverdampfungsmodells treffen.

Zu Beginn der Druckverlaufsanalyse war noch keine ausreichende Kenntnis über die Verdampfung des Wassers vorhanden. Deshalb ist das Verdampfungsmodell mit verschiedenen Parametern gerechnet worden, um den Einfluss der Wasserverdampfung für die DVA darzustellen. Es hat sich gezeigt, dass die Abbildung der Verdampfung des flüssigen Wassers im Zylinder den resultierenden Brennverlauf bemerkenswert verändert. Hierzu sind in Abbildung 10-8 zwei Brennverläufe gegenübergestellt. Im linken Diagramm geschieht die Verdampfung des Wassers sehr schnell und ist bereits lange vor Verbrennungsbeginn fast komplett abgeschlossen. Infolgedessen ergibt sich durch den hohen Energieaustrag aus der Ladung zur Verdampfung der Wassermenge ein Anstieg im Brennverlauf direkt zu Beginn der Analyse. Dieser entsteht, da in diesem Bereich der Ladung viel Energie entzogen wird bzw. viel Wasser verdampft und sich dadurch eine große Abkühlung im Zylinder ergibt. Letzteres würde aber zur Absenkung des Zylinderdruckes führen, welcher aber in der Druckverlaufsanalyse vorgegeben wird. Als Resultat berechnet die DVA einen Energiestrom in die Zylinderladung, damit der gemessene Zylinderdruck gehalten und die, durch die Wasserverdampfung aufgenommene Energiemenge ausgeglichen wird. Vor dem Hintergrund, dass zu diesem Zeitpunkt noch kein Kraftstoff in das System eingebracht wurde, erscheint ein solcher Brennverlauf sehr unplausibel, zumal der Druck und die Temperatur für eine Selbstzündung oder Oxidation von unverbranntem Kraftstoffanteilen aus dem zurückgeführten Abgas nicht ausreicht.

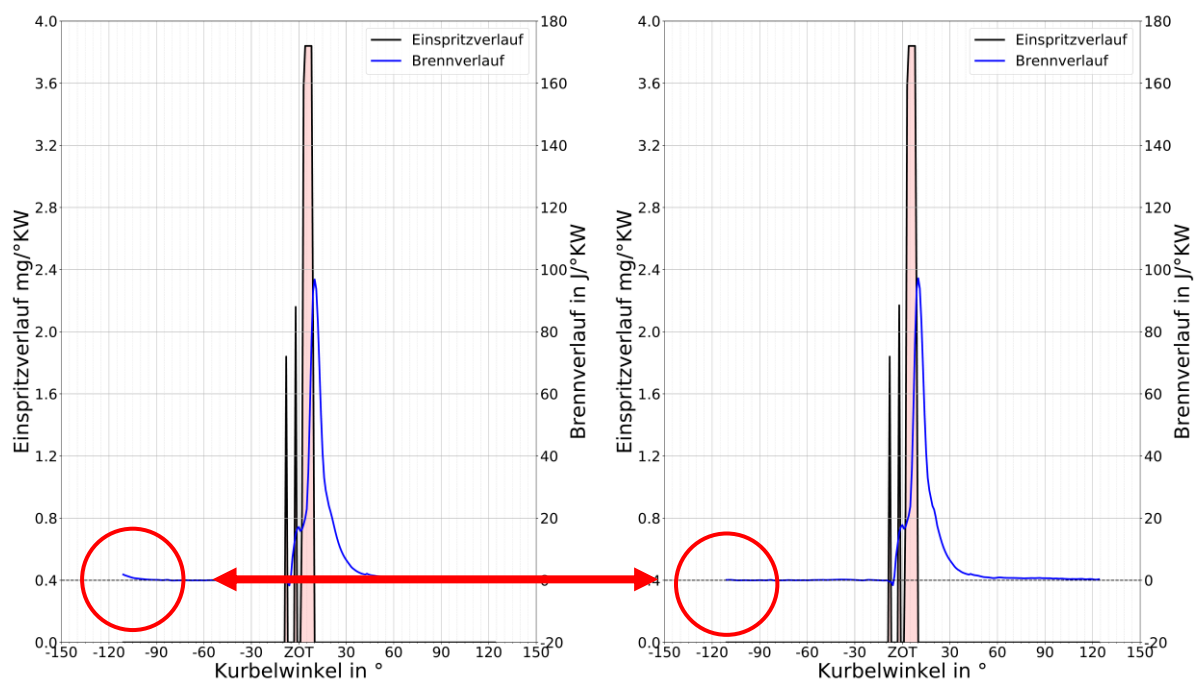


Abbildung 10-8: Brennverlauf Motordrehzahl = 1000 min<sup>-1</sup>, Referenzmitteldruck = 9.5 bar,  $p_2 = 1,3$  bar, ohne AGR, bei schneller Wasserverdampfung,  $\tau_{50} = 20$  °CA (links) und deutlich längerer Wasserverdampfung,  $\tau_{50} = 360$  °CA (rechts)

Im Vergleich dazu weist der zweite Brennverlauf in Abbildung 10-8 den Anstieg zu Beginn nicht auf. Hier ist die charakteristische Verdampfungszeit vervierfacht worden. Allerdings tritt nun bei Betrachtung der Nulllinienkorrektur ein anderes Phänomen auf, wie der Vergleich in Abbildung 10-9 zeigt.

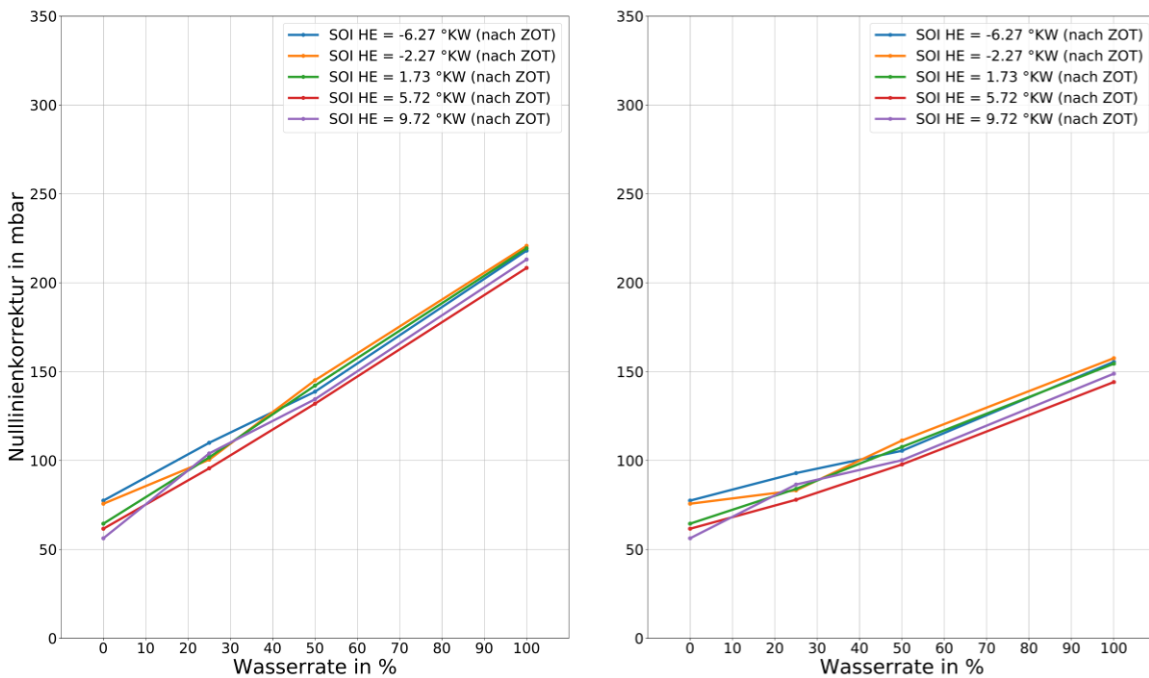


Abbildung 10-9: Vergleich der Nulllinienkorrektur Motordrehzahl = 1000 min<sup>-1</sup>, Referenzmitteldruck = 9,5 bar,  $p_2 = 1,3$  bar, ohne AGR, bei schnellerer Wasserverdampfung  $\tau_{50} = 80$  °KW (links) und gewählter langsamerer Wasserverdampfung  $\tau_{50} = 360$  °KW (rechts)

Verdampft ein nicht vernachlässigbarer Teil des Wassers während der Nulllinienfindung, steigt die Druckkorrektur an, da dem Gemisch im Zylinder Wärme entzogen wird. Im Summenbrennverlaufskriterium erscheint dann dieser Energiefluss als zusätzliche Wärmesenke und erhöht dadurch bei ungenau abgebildeter Wasserverdampfung die Druckdifferenz.

In der Theorie führt auch eine zu konservativ eingestellte sehr langsame Wasserverdampfung zu einer geringeren Druckniveauekorrektur. Es ist deshalb ein Datensatz für die Einstellung des Wasserverdampfungsmoduls zu finden, mit welcher eine vertretbare Druckkorrektur im Sinne der Genauigkeit und eine realistische Abbildung der realen Wasserverdampfung erreicht wird. Aus den späteren Untersuchungen ergibt sich ein Satz von Parametern, um die Verdampfung mit dem vorhandenen Modell soweit abstimmen zu können, dass die Emissionswerte in hinreichender Übereinstimmung abgebildet werden können. Für diesen Parametersatz zeigen die Verläufe in Abbildung 10-9 (rechtes Diagramm) das korrigierte Druckniveau über die Wasserrate. Obwohl die Korrektur auch hier ansteigt, bleibt sie dennoch in einem akzeptablen Rahmen von maximal etwa 150 mbar. Ein weiterer Aspekt, der in diesem Zuge betrachtet wird, ist die Wahl des Zeitraums für die Nulllinienfindung. Als Richtwert wird für alle durchgeführten Druckverlaufsanalysen ein Kurbelwinkelbereich von 90 bis 60 ° vor dem oberen Totpunkt (kurz: OT) gewählt. Es hat sich ebenfalls gezeigt, dass eine Veränderung dieses Bereichs ebenfalls eine Auswirkung auf die Druckkorrektur hat. Je größer dieser Zeitraum vorgegeben wird, umso mehr absolute Wassermasse kann in dieser Zeit verdampfen, was sich wiederum direkt auf die Energiebilanz des Summenbrennverlaufskriteriums bei ungenauer Wasserverdampfung auswirkt. Dieser Einfluss stellt sich aber als sehr gering heraus, sodass auf diesen nicht mehr ausführlich eingegangen wird, zumal das erreichte Korrekturniveau zufriedenstellend ist und eine zu starke Detailoptimierung vermieden werden soll.

## 11 Kalibrierung und Simulation Betriebspunkte

Im nächsten Schritt werden die gewonnenen Brennverläufe und das DVA-Modell dazu genutzt, um ein Simulationsmodell zu parametrieren. Hierbei entsprechen die Einstellungen im DVA-Modell im Wesentlichen dem des reinen Simulationsmodells. Die Abstimmung der Verbrennungsparameter für das genutzte Dieselmodell erfolgt hierbei automatisiert über einen eingebauten Optimierungsalgorithmus des verwendeten Zylindermoduls. Aufgrund der großen Menge zu kalibrierender Betriebspunkte geschieht die Datenorganisation automatisiert und überwacht in Python. Alle benötigten Daten werden dabei von einem für diese Aufgabe erstellten Tool gesammelt und alle notwendigen Parameterdateien erzeugt. Den Aufruf und die Durchführung der Simulation übernimmt dann das Zylindermodul, welches die bereitgestellten Parametersätze einliest. Es wird folgender Ansatz verfolgt: Erst wird die Verbrennung und anschließend die Emissionen kalibriert. Dabei werden nur die Fälle berücksichtigt, in denen kein Wasser zusätzlich eingebracht wird, um dann bei aktivierter Wassereinspritzung die Modellvorhersage bewerten zu können.

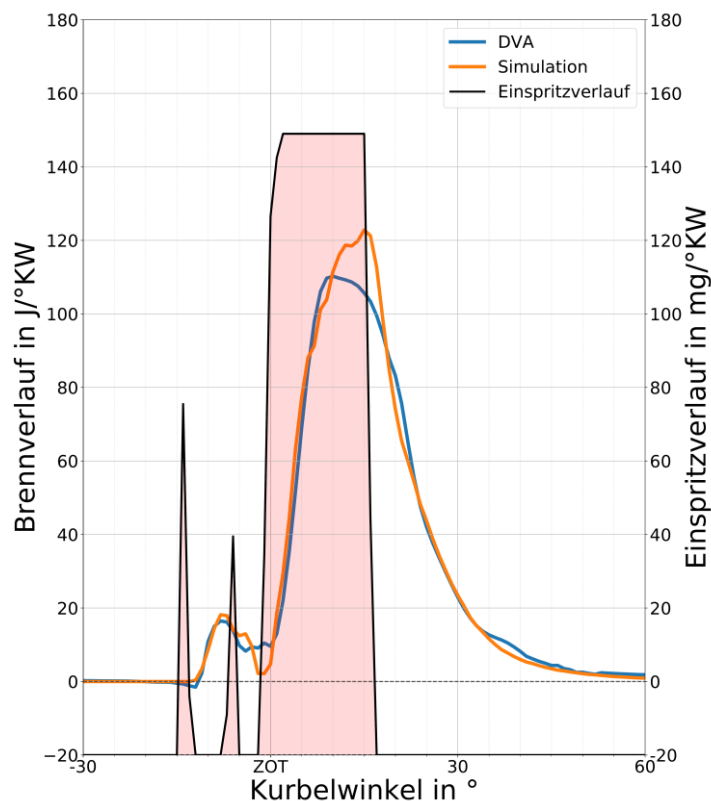


Abbildung 11-1: Zusammenhang zwischen Einspritz- und Brennverlauf in der Simulation gegenüber den erhaltenen Verläufen aus der DVA, Motordrehzahl = 1500 min<sup>-1</sup>, p<sub>2</sub> = 2,3 bar, ohne AGR

Insgesamt ist festzustellen, dass der Kalibrierungsprozess nicht in allen Betriebspunkten zu den gewünschten Übereinstimmungen zwischen Simulation und Druckverlaufsanalyse führt. Neben einem Unterschied in skalaren Größen, wie dem erreichten indizierten Mitteldruck, treten vor allem Abweichungen bei den Voreinspritzereignissen auf. Bei manchen untersuchten Punkten in der DVA stimmt zudem der Ort des Einspritzendes nicht mit dem Ort des maximalen Brennverlaufs überein, trotz Berücksichtigung etwaiger Einspritzverzugszeiten. Da das Simulations- bzw. Verbrennungsmodell aber die maximale Brennrate mit Ende der Haupteinspritzung verbindet, verschiebt sich der Brennverlauf. Das Modell kann in diesem Fall den Verlauf aus der DVA nicht abbilden. In den Messwerten bzw. den Ergebnissen der DVA hat sich dies vor allem insofern gezeigt, dass dort Punkte auftraten, deren Einspritzende nach dem

Brennverlaufsmaximum liegt. Exemplarisch zeigt Abbildung 11-1 die genannte Verschiebung aufgrund der Modellgrenzen. Ein gegensätzliches Verhalten hat sich kaum gezeigt.

Die gezeigten Ergebnisse beziehen sich jeweils auf den vollständig abgestimmten Betriebspunkt und enthalten, wenn nicht explizit anders deklariert, bereits Erkenntnisse über die Parametrierung des Wasserverdampfungsmoduls. Letztere sind zu einem späteren Zeitpunkt gewonnen und in frühere Resultate implementiert worden.

In Abbildung 11-2 werden die simulierten Brennverläufe zweier Betriebspunkte gezeigt, die exemplarisch für das grundsätzliche Modellverhalten stehen. Insgesamt ergeben sich im Simulationsmodell wie auch bereits in der DVA nur geringe Änderungen bei der Anwesenheit von Wasser. Der Zündzeitpunkt wird sehr gut getroffen und bleibt auch in der Simulation mit Wassereinspritzung annähernd konstant.

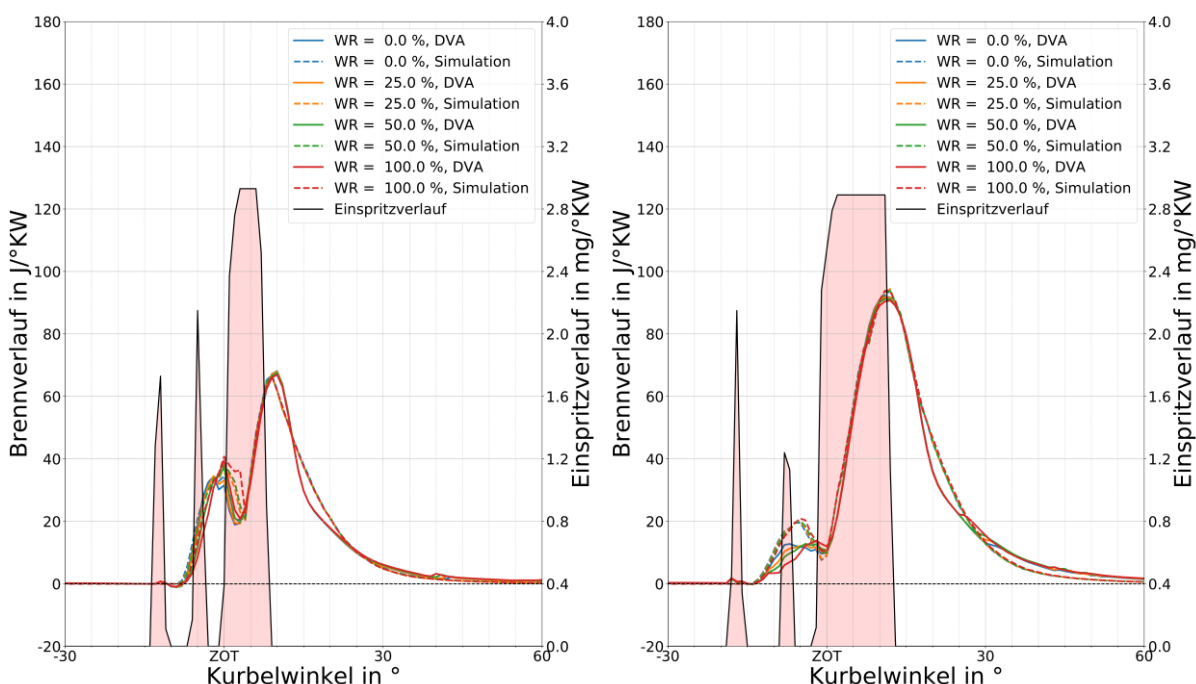


Abbildung 11-2: Vergleich der Brennverläufe aus DVA und Simulation für einen Betriebspunkt, Drehzahl = 1500 min<sup>-1</sup>, Mitteldruck = 9,5 bar, p<sub>2</sub> = 1,3 bar, ohne AGR (links) und Drehzahl = 2000 min<sup>-1</sup>, Mitteldruck = 15,5 bar, p<sub>2</sub> = 2,1 bar, stöich. AGR = 10 %

Bei der Betrachtung der Stickoxid-Emissionen zeichnet sich hingegen ein anderes Bild ab. Während der Brennverlauf in der Simulation kaum Einflüsse bei der Veränderung der Wasserverdampfung aufweist, hängen die berechneten Stickoxid-Emissionen hiervon deutlich stärker ab. Als noch keine optimierte Parametrierung des Wasserverdampfungsmodells stattgefunden hat und mit einer einfachen Annahme die Simulationen durchgeführt wurden, sind die berechneten Stickoxide im Vergleich zu den gemessenen Werten tendenziell deutlich unterschätzt worden. Da der für die NO-Bildung maßgebliche Prozess, der Zeldovich-Mechanismus, stark temperaturabhängig ist, werden deshalb zwei Einflüsse untersucht, die diese Abweichung verursachen können: die Simulationsgüte bezüglich der Verbrennung und die Parametrisierung des Wasserverdampfungsmodells.

Im ersten Fall wird deshalb der Brennverlauf aus der DVA dem Simulationsmodell direkt vorgegeben und nicht über ein Verbrennungsmodul berechnet. Die Parameter des Wasserverdampfungsmoduls bleiben gleich wie vorher. Abbildung 11-3 zeigt hierzu exemplarisch den Vergleich zwischen Simulation und Vorgabe der Verbrennung.

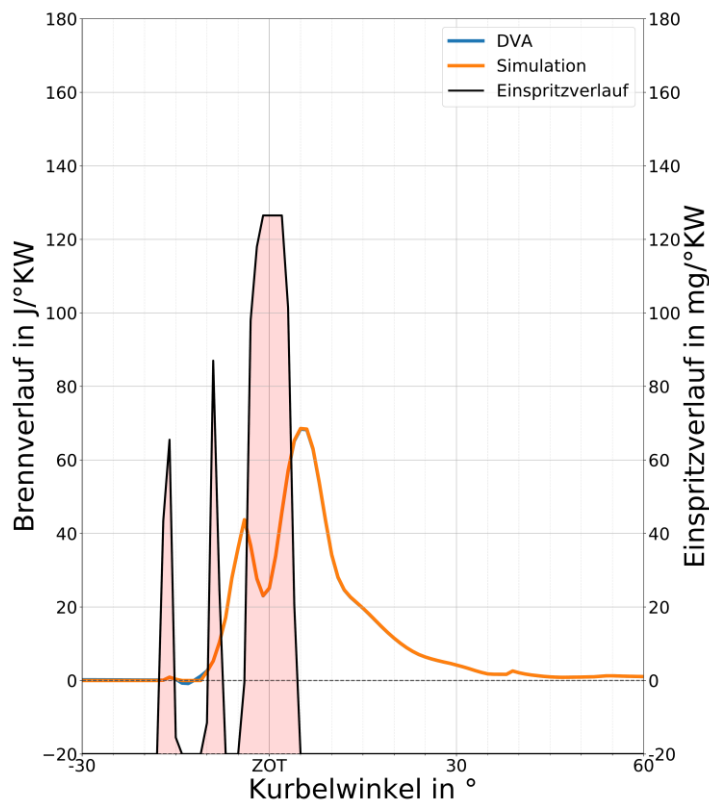


Abbildung 11-3: Vergleich zwischen simuliertem und importiertem Brennverlauf, Drehzahl =  $1500 \text{ min}^{-1}$ , Mitteldruck =  $9,5 \text{ bar}$ ,  $p_2 = 1,2 \text{ bar}$ , ohne AGR

Auch hier ergibt sich die gleiche Tendenz, dass die NO-Bildung deutlich unterschätzt wird.

Für die Untersuchung des zweiten Falls, der Parametrisierung des Wasserverdampfungsmoduls bei importiertem Brennverlauf, kommt hingegen eine „brute-force“ Methode zum Einsatz. Dieses, meist im Kontext der Informatik genannte Verfahren, beruht im Wesentlichen auf ein Testen aller möglichen Parameter zur Lösung eines Problems. Optimierende Algorithmen zur verbesserten und schnelleren Findung des besten Parametersatzes kommen dabei nicht zum Einsatz. Auf eine Implementierung und Nutzung von besonderen Algorithmen, um eine geeignete Bedatung des Wasserverdampfungsmoduls zu finden, wird bewusst verzichtet. Hintergrund ist zum einen eine zeitaufwändige Implementierung und Identifizierung eines geeigneten Algorithmus. Zum anderen besteht immer die Gefahr des punktuellen „Überoptimierens“. Damit ist gemeint, dass die Lösung des Optimierungsproblems im vorliegenden Fall der NO-Bildung durchaus dazu führen kann, dass für jeden einzelnen Betriebspunkt zwar ein optimaler Parametersatz gefunden wird, sich diese dann aber für die Ableitung eines Beschreibungsansatzes dann doch zu sehr unterscheiden. Vereinfacht ausgedrückt wird zwar für jeden Betriebspunkt eine Parametrisierung gefunden, welche die beste Übereinstimmung ergibt, aber ein Vergleich aller gefundenen Parametersätze scheint zu keiner Modellierungsgrundlage zu führen. Ein Zusammenhang der Parameter in Abhängigkeit der Randbedingungen lässt sich unter Umständen nicht oder nur schwer erkennen. Aus diesem Grund dient die brute-force Methode dazu, alle Ergebnisse aufzuzeichnen, um dann eine hinreichend gute Korrelation zwischen den gefundenen Werten zu finden. Der individuelle Fehler kann dann zwar etwas größer ausfallen, das globale Verhalten aber deutlich besser abgebildet werden.



Um die Methode auszuführen, ruft ein hierfür erstelltes Tool in Python auf dem HPC des IFS das Zylindermodul auf und übergibt die jeweiligen Randbedingungen. Durch eine Parallelisierung dieses Prozesses und den Ressourcen des HPC kann ein großer Versuchsraum in vertretbarer Zeit berechnet werden. Insgesamt ergeben sich mehr als hunderttausend individuelle Kombinationen der Wasserverdampfungsparameter.

Anschließend sammeln weitere Tools die benötigten Ergebnisse ein, berechnen die jeweilige Abweichung und stellen für jeden Betriebspunkt eine Rangliste der besten Übereinstimmung für jede Parameterkombination auf. Die eigentliche Auswertung erfolgt dann zwar manuell, ist aber durch die übersichtliche Aufbereitung der Parameter in vertretbarer Zeit möglich. Für die Auswahl der Parametersätze wird dabei einmal das Verhalten der Abweichung innerhalb einer Messreihe betrachtet, als auch die Messreihen untereinander. So wird versucht z.B. für die Messung der Einspritzzeitpunktvariationen bei einer Drehzahl und Last für alle Variationen eine geeignete Bedatung der Wasserverdampfung zu finden, als für jeden individuellen Punkt. Darüber hinaus werden dabei auch die Erkenntnisse anderer Messreihen mit einbezogen. Insgesamt stellt sich heraus, dass es einen Parametersatz für das Wasserverdampfungsmodell gibt, welcher global betrachtet zu guter Übereinstimmung mit den NO Werten aus der Messung führt. Vereinzelt größere Unterschiede treten aber dennoch auf und können nicht gänzlich vermieden werden. In Anbetracht der großen Anzahl der Mess- bzw. Simulationenpunkte, kann aber das Simulationsverhalten insgesamt als gut bewertet werden. Abbildung 11-4 zeigt hierzu den Vergleich von Messung und Simulation mit optimierten Wasserverdampfungsmodell.

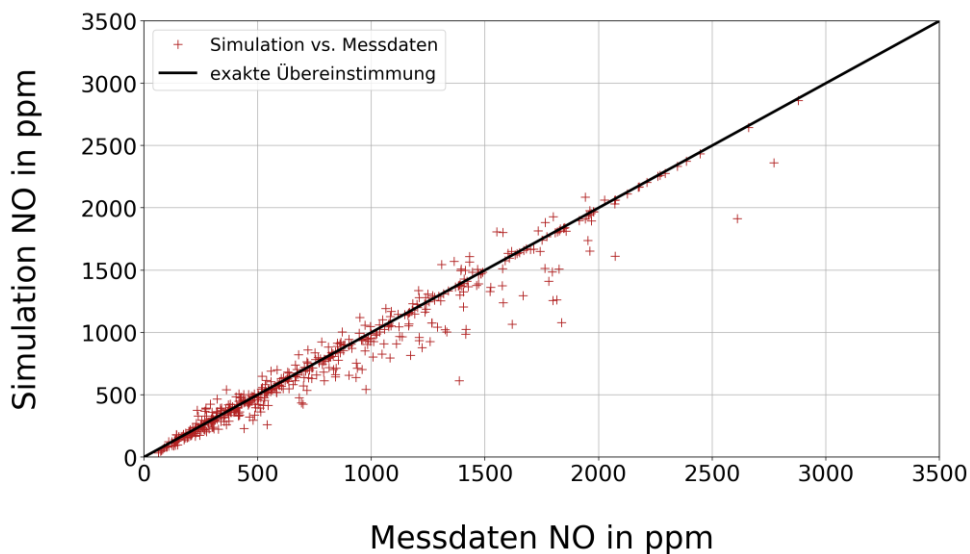


Abbildung 11-4: Vergleich der Stickoxidwerte aus der Messung und dem optimierten Simulationsmodell

Die Auswertung bzw. Wahl der drei Parameter für jede einzelne Messreihe ist in Tabelle 11-1 zusammengefasst.

Tabelle 11-1: Übersicht des gewählten Parameter für das Wasserverdampfungsmodell

<b>Messreihe</b>	<b>Initial verdampfter Wasseranteil</b>	<b>tau50</b>	<b>Wandfaktor</b>
<i>„Drehzahl min-1“_rpm-„Mitteldruck bar“_IMEP-„Messreihe“</i>			
1000_rpm-3.5_IMEP-wwtEGRBPV	0,1	350	0,4
1000_rpm-9.5_IMEP-wwtEGR	0,05	350	0,4
1000_rpm-9.5_IMEP-wwtEGRBPV	0,05	350	0,5
1500_rpm-3.5_IMEP-wEGR	0,1	350	0,4
1500_rpm-3.5_IMEP-wtEGR	0,1	350	0,4
1500_rpm-3.5_IMEP-wwtEGRBPV	0,1	350	0,4
1500_rpm-9.5_IMEP-wEGR	0,05	350	0,4
1500_rpm-9.5_IMEP-wtEGR	0,05	350	0,4
1500_rpm-9.5_IMEP-wwtEGRBPV	0,05	350	0,4
1500_rpm-15.5_IMEP-wwtEGR	0,05	350	0,4
1500_rpm-15.5_IMEP-wwtEGRBPV	0,05	350	0,4
1500_rpm-21.5_IMEP-wwtEGR	0,05	350	0,4
1500_rpm-21.5_IMEP-wwtEGRBPV	0,05	350	0,4
2000_rpm-9.5_IMEP-wEGR	0,1	200	0,4
2000_rpm-9.5_IMEP-wtEGR	0,1	200	0,4
2000_rpm-9.5_IMEP-wwtEGRBPV	0,05	150	0,4
2000_rpm-15.5_IMEP-wEGR	0,05	200	0,4
2000_rpm-15.5_IMEP-wtEGR	0,1	250	0,4
2000_rpm-15.5_IMEP-wwtEGRBPV	0,05	300	0,4
2000_rpm-21.5_IMEP-wwtEGRBPV	0,05	250	0,4
2500_rpm-9.5_IMEP-wtEGR	0,05	150	0,4
2500_rpm-15.5_IMEP-wtEGR	0,05	300	0,4

Auffällig ist hier neben einem recht konstanten Wert des initialen verdampften Wassers, sowie einer sich etwas ändernden Verdampfungszeit vor allem die Größe des Wandfaktors, welche mit 0,4 vergleichsweise hoch ist. Der Wandfaktor beschreibt dadurch, dass 40 % des Wassers, welches im Zylinder verdampft, nicht zu einer Verringerung der Temperatur beiträgt und dessen Verdampfungsenthalpie in diesem Sinne verloren geht.

Werden die Ergebnisse der Zylindermodul-Simulation mit der 3D-CFD Simulation bezüglich der Wasserverdampfung in Tabelle 11-2 verglichen, erscheint dieser Wert insgesamt nicht mehr so hoch.

Tabelle 11-2: Vergleich von 0D-Simulation mit 3D-CFD Simulation bezüglich der Wasserverdampfung

Parameter	3D-CFD	0D
Wasser verdampft in Ansaugtrakt	~ 12 %	5 %
Verdampfung vor Verbrennung	~ 12 %	~ 34 %
Unverdampftes Wasser	~ 20 %	~ 25 %

Während beide Simulationen bezüglich initial verdampften Wassers und nicht verdampften Wassers in ähnlicher Größenordnung vorliegen, unterscheiden sich die verdampften Mengen vor Beginn der Verbrennung doch erheblich.

Dies liegt im verwendeten Wasserverdampfungsmodell begründet, welches insgesamt eine recht zügige Verdampfung des Wassers während der Kompression und vor der Selbstzündung berechnet. Selbst mit Anpassung der Verdampfungsdauer geschieht ein Großteil des Verdampfungsprozesses vor der eigentlichen Verbrennung. Dazu sind in Abbildung 11-5 die Verläufe des betrachteten Betriebspunktes der 0D-Simulation dargestellt.

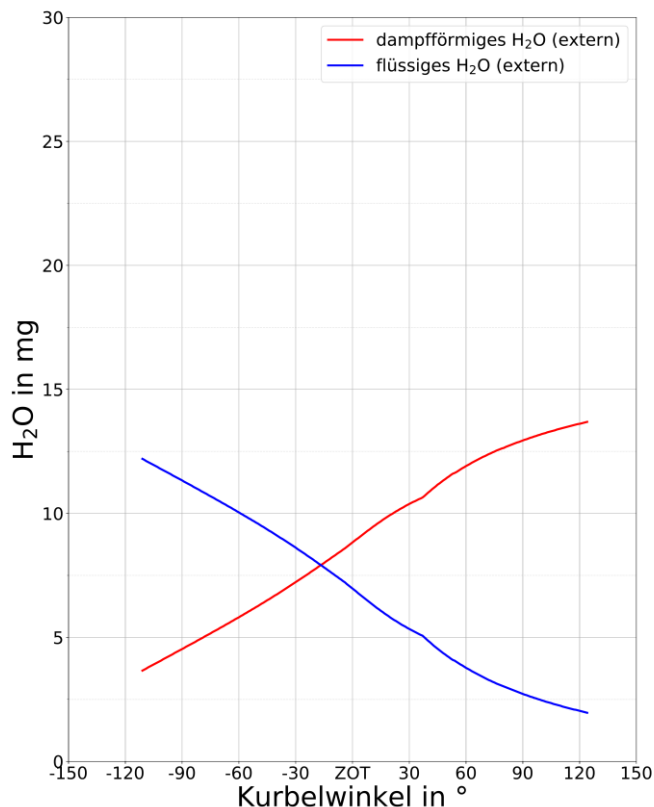


Abbildung 11-5: Verlauf der Wasserverdampfung im 0D-Simulationsmodell

Aufgrund der starken Wasserverdampfung vor der Verbrennung, welche sich durch das vorhandene Modell nicht vermeiden lässt, wird zwangsweise ein zu starker Wassereinfluss auf

die NO-Bildung berechnet. Ein hoher Wandfaktorwert kann dies zumindest im Sinne einer fehlenden Verdampfungsenthalpie in gewissem Maße ausgleichen. Deshalb erscheint der erhaltene Wert vor allem im Vergleich mit der 3D-CFD Simulation dennoch plausibel. Dies bedeutet allerdings auch in Hinblick auf die flüssige Wassermasse, die in beiden Simulationen den Brennraum verlässt, dass die Verdampfung des Wassers bzw. dessen erhoffte Wirkung deutlich unter den Erwartungen liegt. Da in der 3D-CFD Simulation zum Zeitpunkt der Untersuchungen kein Mechanismus zur Berechnung der Stickoxidemissionen implementiert ist, kann letztendlich keine genaue Aussage getroffen werden, inwiefern die Ergebnisse aus der 3D-Betrachtung auch mit den gemessenen Werten übereinstimmen. Eine angemessene Bewertung der Simulationsgüte der CFD-Simulation ist so final nicht möglich. Dennoch weisen beide Simulationstypen und auch die Erfahrungen über die Genauigkeit des Simulationstools Quicksim darauf hin, dass insgesamt weniger Wasser verdampft wird und damit effektiv für die Emissionsreduzierung genutzt werden kann. Ein weiterer Aspekt, der hier eine nicht zu unterschätzende Rolle spielen kann, ist die Kompression des Motors, welche durch den höheren Kompressionsdruck, im Vergleich zu einem Ottomotor, die Wasserverdampfung tatsächlich behindern kann. Da dies nicht im Rahmen dieses Projekts adressiert wird, sind daher weitergehende Untersuchungen in diese Richtung empfehlenswert.



## 12 Untersuchung weiterer Auswirkungen

Der Nutzen bzw. Einsatz der Wassereinspritzung wird nachfolgend mit den Motorenmodellen untersucht, welche bereits ausführlich in 7.1 beschrieben wurden. Hier steht vor allem der Einfluss im Vordergrund, den das Wasser auf andere Komponenten im Gesamtmotorsystem hat und unter welchen Bedingungen die Wassereinspritzung einen praktischen Nutzen aufweist.

### 12.1 Aufbau der Simulationsmodelle

Für die Kennfelduntersuchungen wird das stationäre Basismodell um Wassereinspritzinjektoren erweitert, die in den Einlasskanälen sitzen. Abbildung 12-1 zeigt hierzu den Ausschnitt aus dem GT-Modell.

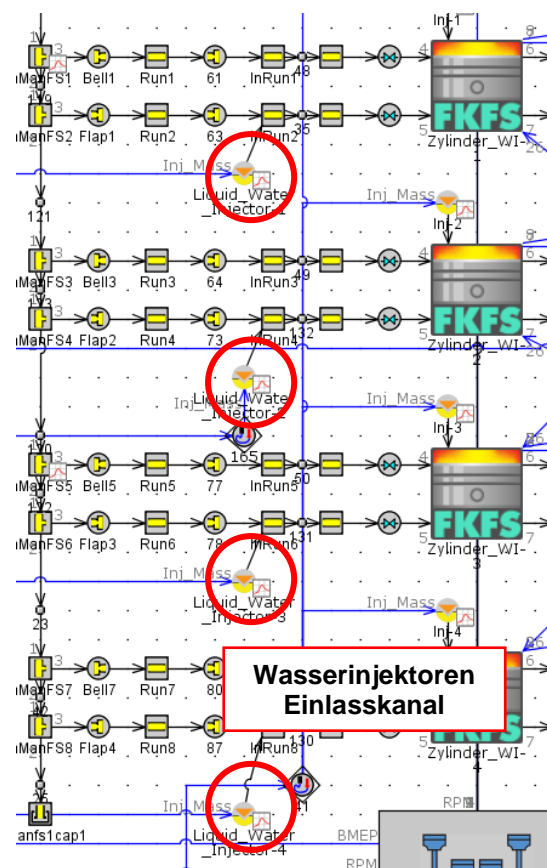


Abbildung 12-1: Implementierung der Wassereinspritzung im GT-Power Modell

Die Platzierung der Wassereinjektoren nahe dem Brennraum im Gegensatz zu der Prüfstandskonfiguration geschieht aus mehreren Gründen. Zum einen kann die am Zylinder ankommende verdampfte Wassermenge besser kontrolliert werden, da über die Einstellungen am Injektor ein gewisser Anteil des Wassers direkt als verdampft vorgegeben werden kann. Zusätzlich entspricht diese Konfiguration ungefähr den Empfehlungen aus der 3D-CFD Betrachtung. Zum anderen werden mit den Modellen auch transiente Bedingungen untersucht. Eine Platzierung vor der Airbox und damit weit weg vom Brennraum, erhöht die Latenz, bis das Wasser im Zylinder ankommt und verschenkt dadurch unter Umständen Potential zur Emissionsreduzierung bei hochdynamischen Zuständen.

Die untersuchten Varianten der Wassereinspritzung mit dem stationären Basismodell als Grundlagen umfassen neben der Variation von Einspritzmenge und –zeitpunkt, auch eine Veränderung der AGR-Rate und den Temperaturen von Kühlmittel und Schmieröl. Für die Einstellung der Wasserverdampfung werden die Erkenntnisse aus den vorigen Berechnungen mit dem Zylindermodul verwendet. Etwas vereinfachend werden für die Verdampfung konstante Werte mit der höchsten Übereinstimmung angenommen. Der Wandfaktor wird auf 0,4 gesetzt, sowie die Verdampfungsdauer auf 360 °KW. Ansonsten werden alle Randbedingungen und Kennfelder direkt vom Ursprungsmodell übernommen. Spezielle Anpassungen im Zusammenhang mit der Wassereinspritzung wie etwa eine Veränderung des Zielladedrucks finden nicht statt.

Die aufgebauten Simulationen zum Lastsprung Niedrig und zum Lastsprung Hoch werden ebenfalls um die Wassereinspritzung in gleicher Form wie beim stationären Basismodell ergänzt. Im Zuge der Untersuchungen wird die verwendete Wasserrate variiert. Eine Besonderheit besteht dabei in der Steuerung bzw. Regelung der Wassereinspritzung. Da der Lastsprung als solches nur eine halbe Sekunde dauert, wäre eine Einspritzung des Wassers nur während dieses Ereignisses nicht zielführend. Grund hierfür ist, dass vor allem der Ladedruck noch eine gewisse Zeitspanne benötigt, um den hinterlegten Zielwert zu erreichen. Wäre die Wassereinspritzung bei der Ladedruckveränderung nicht aktiv, könnte auch hier mögliches Potential zur Emissionsreduzierung verloren gehen. Deshalb wird im Modell eine weitere Anpassung vorgenommen. Die Wassereinspritzung wird zu Beginn des Lastsprungs aktiviert und erst wieder abgeschaltet, wenn mindestens zwei Sekunden vergangen sind und der Ladedruck den Zielwert innerhalb eines Toleranzbereiches erreicht hat. Vergrößert sich die Abweichung des Ladedruckes wieder, aktiviert sich die Wassereinspritzung ggfs. erneut. Abbildung 12-2 veranschaulicht diesen Ansatz und zeigt exemplarisch den aktiven Zeitraum der Wassereinspritzung.

Das Basis-Längsdynamik-Modell erhält im Wesentlichen die gleichen Erweiterungen, wie die zwei anderen Modelltypen. Auf Grundlage einer umfangreichen Auswertung der für die Stickoxid-Bildung zuträglichen Randbedingungen während einer RDE-Simulation ohne Wassereinspritzung, wird eine rudimentäre Strategie der Wassereinspritzung entwickelt.

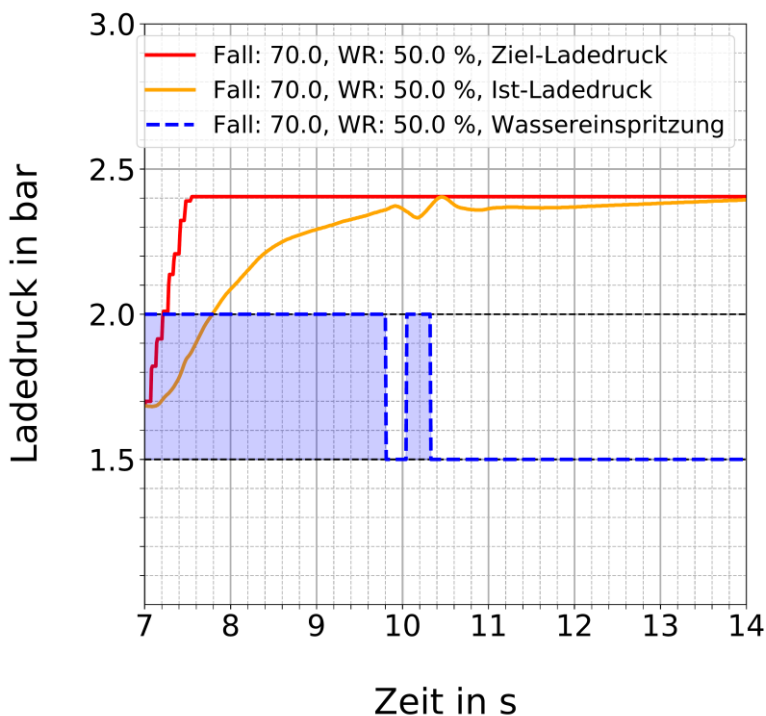


Abbildung 12-2: Prinzip zur Aktivierung der Wassereinspritzung in den Lastsprungmodellen

## 12.2 Ergebnisse weiterer Untersuchungen

Zuerst werden die Ergebnisse aus den Kennfelduntersuchungen auf Grundlage des stationären Basismodells vorgestellt.

Die Variation des Einspritzzeitpunktes der Wassereinspritzung zeigt einen Einfluss auf die Füllung des Zylinders. In Abbildung 12-3 sind die Kennfelder der Zylinderfüllung für den Referenzfall ohne Wassereinspritzung und der Variationen mit jeweils 100% Wasserrate dargestellt.

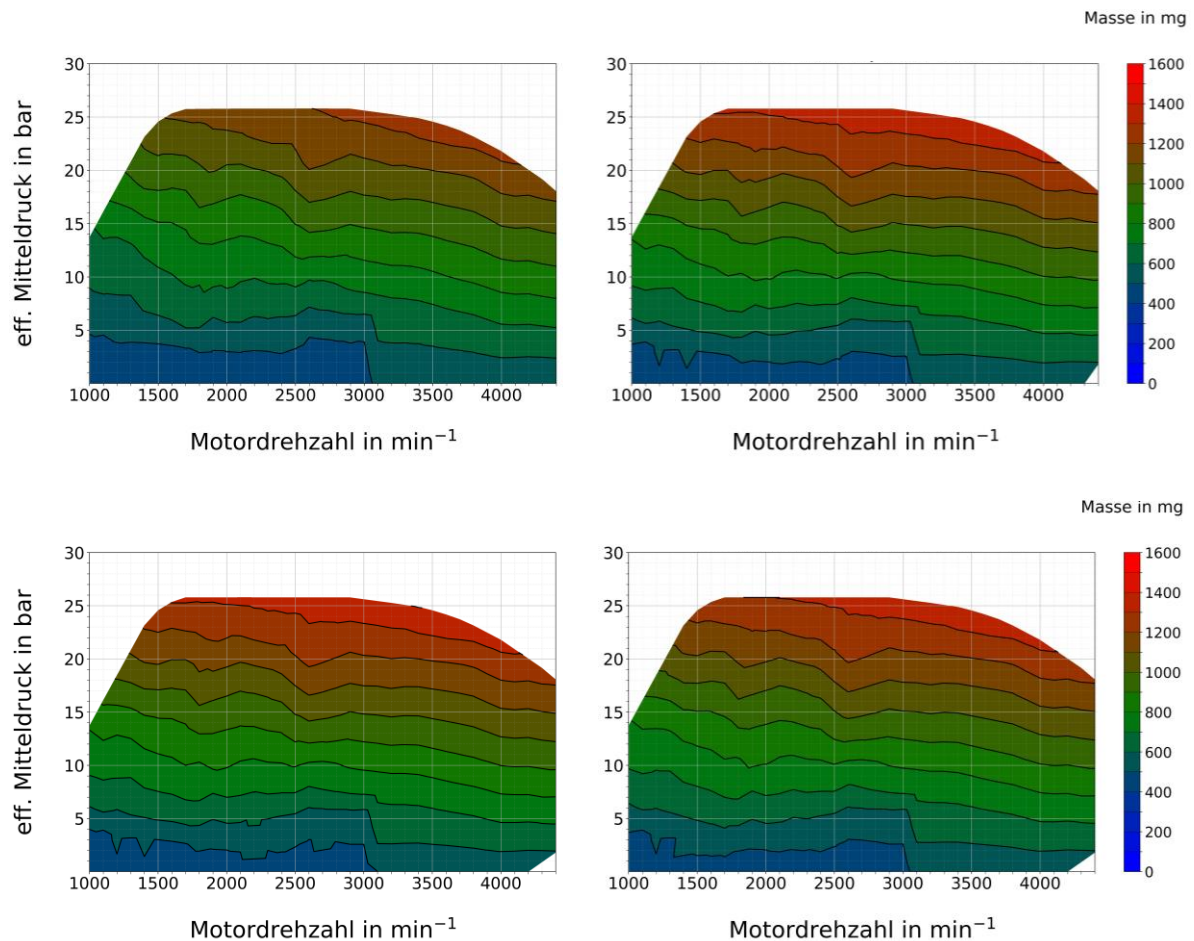


Abbildung 12-3: Vergleich der Zylinderfüllung in Abhängigkeit des Einspritzzeitpunktes des Wassers bei 100 % Wasserrate für 300 °KW vor Zünd-OT (unten links), 150 °KW vor Zünd-OT (oben rechts), 450 °KW vor Zünd-OT (unten rechts) und dem Referenzfall ohne Wasser (oben links)

Geschieht die Wassereinspritzung kurz vor bzw. bei geöffnetem Einlassventil wird eine höhere Zylinderladung erzielt, als bei deutlich späterem Einspritzen. Als Grund hierfür ist das Verdampfen eines Teils des Wassers verantwortlich, der dadurch Druck und Temperatur am bzw. im Zylinder beim Ladungswechsel etwas senkt, sodass durch den höheren Druckgradienten mehr Luft in den Zylinder einströmt. Ein ähnliches, aber in seinem Ausmaß nicht so starkes Verhalten, ist auch bei der Ladedruckvariation am Prüfstand aufgetreten. Im Modell wird sowohl Ladedruck, als auch Verbrennungsschwerpunkt konstant gehalten. Wird der Zeitpunkt der Einspritzung geändert, schwächt sich dieser Effekt etwas ab. Durch die Veränderung der Zylinderfüllung verschieben sich auch die aktuellen Betriebsbedingungen für das Turboladersystem. Aufgrund des höheren Massendurchflusses werden bei sonst gleichem Druckverhältnis bessere Wirkungsgrade erreicht, wie für den Fall mit 100% Wasserrate und Einspritzzeitpunkt von 300 °KW vor Zünd-OT zeigt Abbildung 12-4.



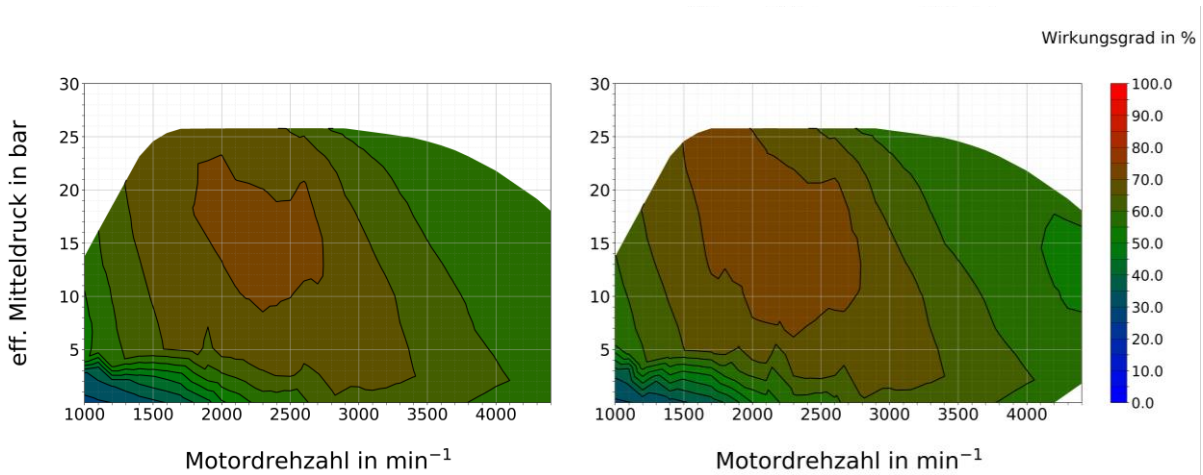


Abbildung 12-4: Vergleich des Turboladerwirkungsgrades für den Fall ohne Wassereinspritzung (links) und 100 % Wassereinspritzung bei Einspritzung des Wassers 300 °KW vor Zünd-OT (rechts)

An dieser Stelle taucht auch die Frage auf welche Rolle die zusätzlich eingebrachte Enthalpie über das Wasser allein ausmacht. Hierzu stellt Abbildung 12-5 die Gesamtenthalpie am Turboladereintritt bei 100% Wasserrate der Enthalpie des reinen gasförmigen Wassers bei Einspritzbedingungen gegenüber. Die zusätzlich eingebrachte Enthalpie des Wassers hat an der Gesamtenthalpie kaum einen Anteil. Vielmehr steigt die Gesamtenthalpie durch den höheren Luftmassenstrom an. Bei Betrachtung der beiden Kennfelder sei zudem auf die Skalierung der Werte verwiesen.

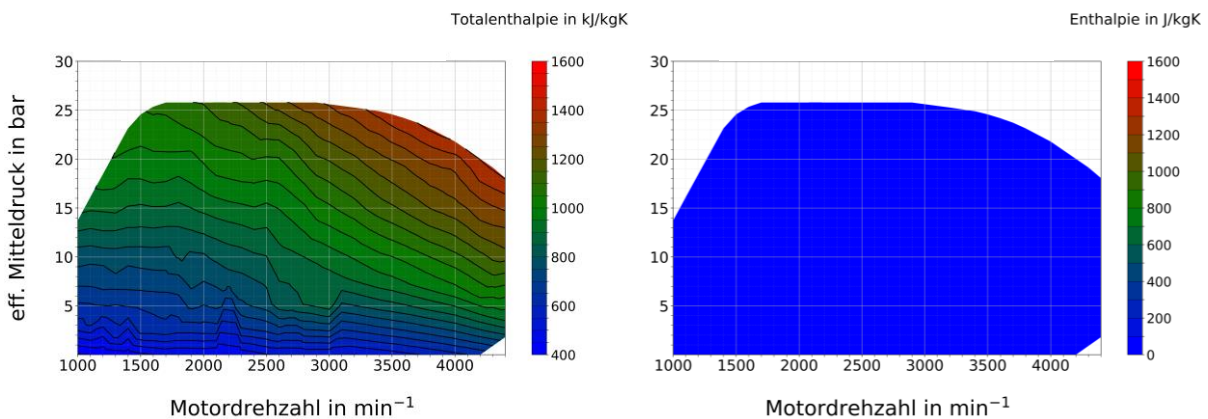


Abbildung 12-5: Totalenthalpie an Turboladereintritt (links) und Enthalpie des Wassers an Turboladereintritt bei 100% Wasserrate bei Einspritzung des Wassers 300 °KW vor Zünd-OT (rechts)

Insgesamt ergibt sich durch die bessere Zylinderfüllung und besserer Effizienz des Turboladersystems ein Anstieg im indizierten Wirkungsgrad, wie in Abbildung 12-6 zu sehen ist.

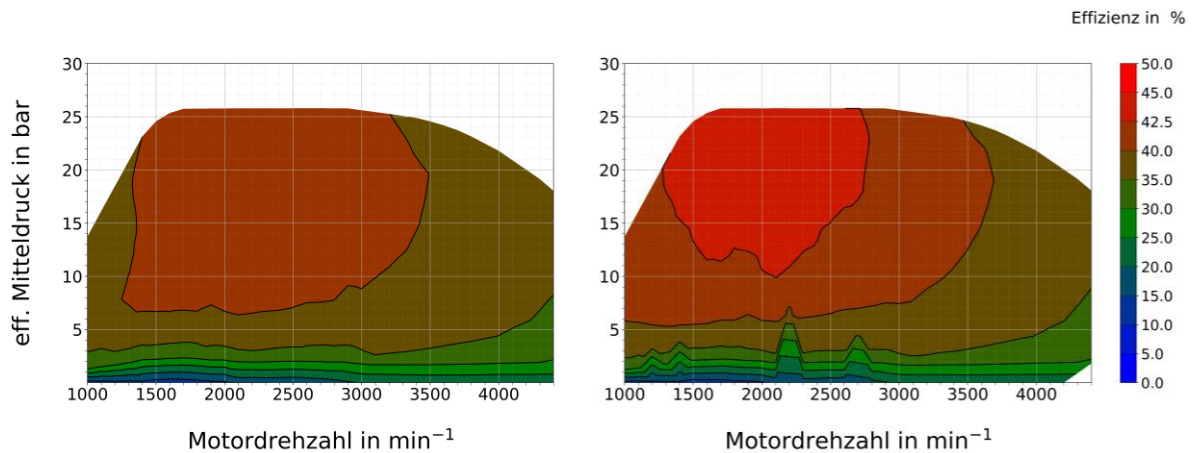


Abbildung 12-6: Vergleich des indizierten Wirkungsgrades zwischen Referenzfall (links) und 100 % Wasserrate bei Einspritzung des Wassers 300 °KW vor Zünd-OT (rechts)

Aufgrund des besseren Wirkungsgrades, des erhöhten Luftmassenstroms und etwas niedrigerer Temperaturen durch die Wasserverdampfung, ist auch die Abgasnachbehandlung direkt betroffen.

In Abbildung 12-7 ist die Wandtemperatur des SCR-Katalysators des Referenzfalls dem Fall mit 100% Wasserrate gegenübergestellt. Gerade der kritische Bereich unterhalb der Light-Off Temperatur von etwa 200°C erweitert sich etwas.

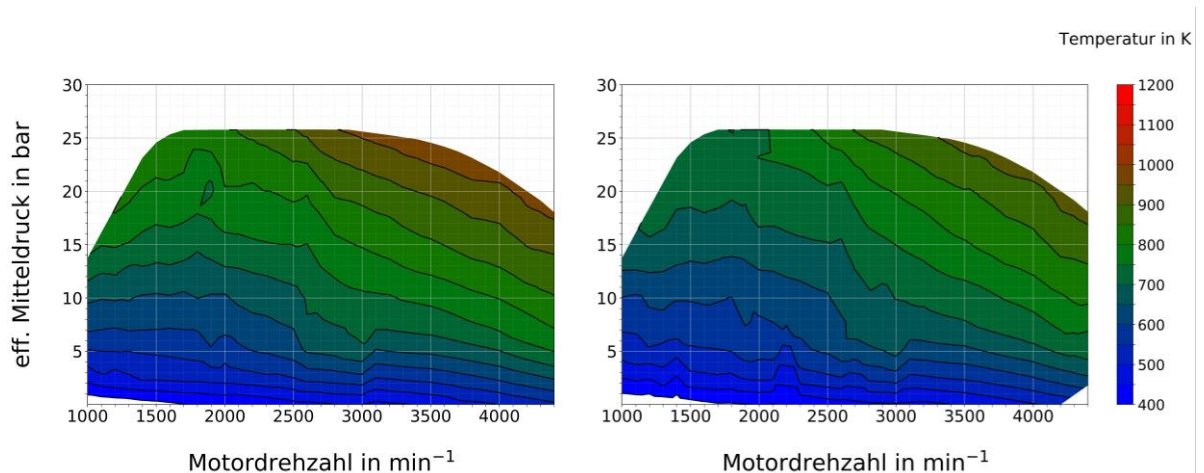


Abbildung 12-7: Vergleich der Wandtemperaturen des SCR-Katalysators für den Referenzfall (links) und einer Wasserrate von 100% bei Einspritzung des Wassers 300 °KW vor Zünd-OT (rechts)

Die Rohemissionen von Stickoxidrn werden durch die Verwendung der Wassereinspritzung deutlich reduziert wie die Kennfelder in Abbildung 12-8 zeigen.

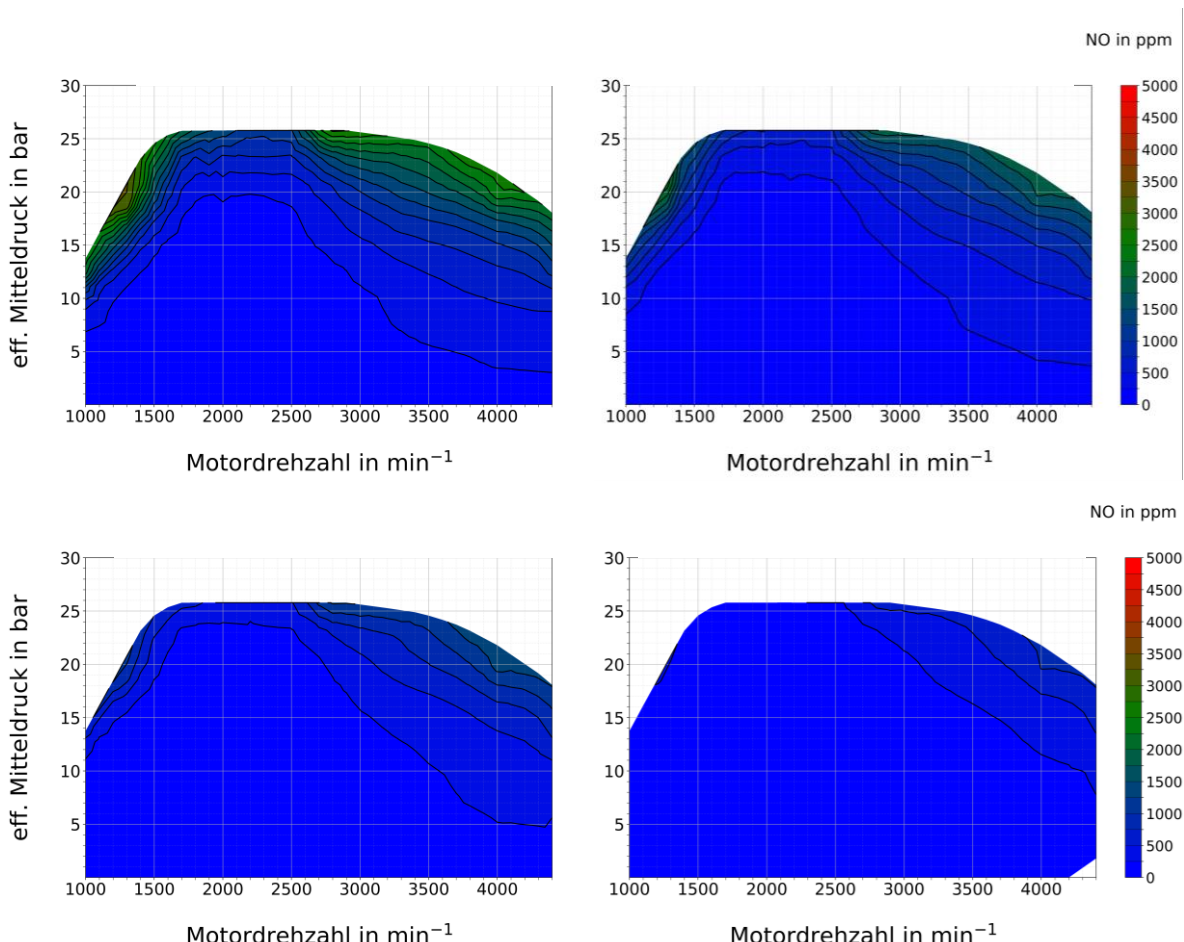


Abbildung 12-8: Reduzierung der NO-Emissionen mit Einsatz der Wassereinspritzung, Referenzfall (oben links), 25 % Wasserrate (oben rechts), 50 % Wasserrate (unten links), 100 % Wasserrate (unten rechts) bei Einspritzung des Wassers 300 °KW vor Zünd-OT (rechts)

Diese Einsparung ist auch noch bei kaltem Motor in Abbildung 12-9 zu beobachten, wobei auch hier der Temperatur der kritischen Light-off Temperatur des SCR-Katalysators noch einmal bemerkenswert erweitert wird. Der Vergleich hierzu wird in Abbildung 12-10 und dargestellt.

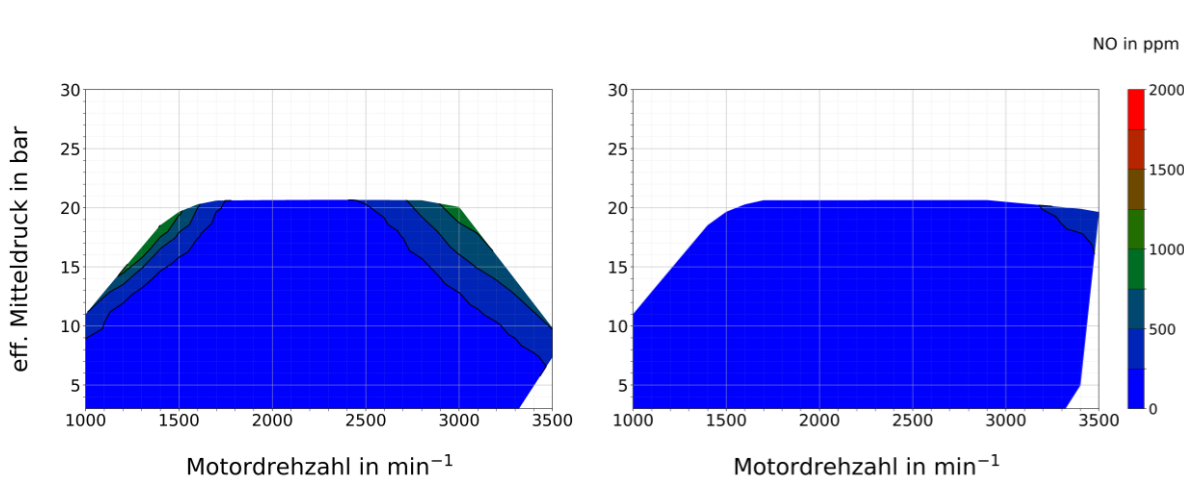


Abbildung 12-9: NO-Emissionen bei kaltem Motor (298 K) ohne Wassereinspritzung (links) und mit 100% Wassereinspritzrate bei Einspritzung des Wassers 300 °KW vor Zünd-OT (rechts)

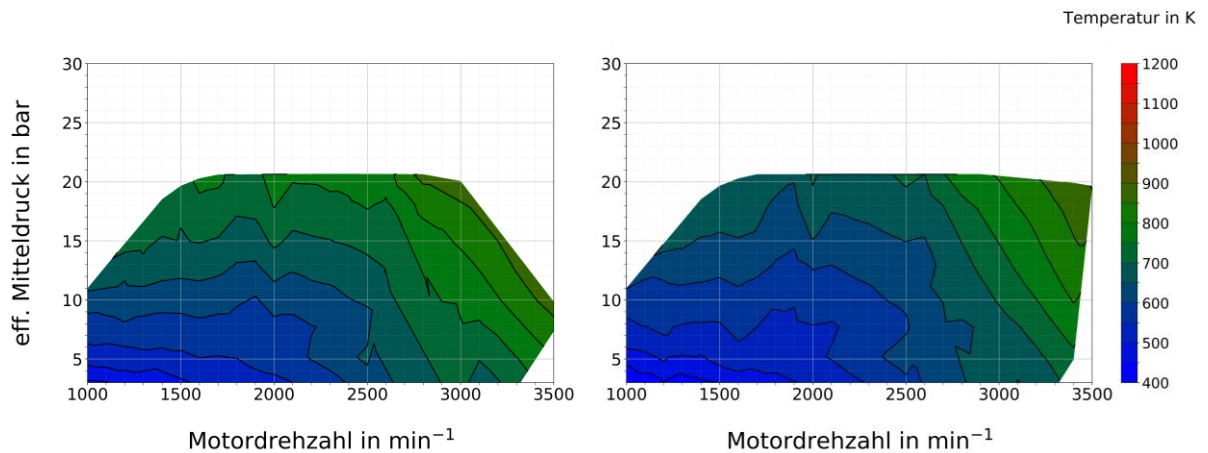


Abbildung 12-10: Temperaturen des SCR-Katalysators bei kaltem Motor (298 K) ohne Wassereinspritzung (links) und mit 100% Wassereinspritzrate bei Einspritzung des Wassers 300 °KW vor Zünd-OT (rechts)

Als nächstes werden auch mögliche Verbesserungen betrachtet, wenn die Wassereinspritzung als Ersatz für das AGR-System verwendet wird. Wie bereits erläutert, steigt der indizierte Wirkungsgrad an, wenn die AGR abgeschaltet wird. Ergeben sich durch das Einbringen von externem Wasser die gleichen positiven Effekte bezüglich Zylinderfüllung, steigt auch hier der Wirkungsgrad noch einmal an, wie in Abbildung 12-11 dargestellt wird.

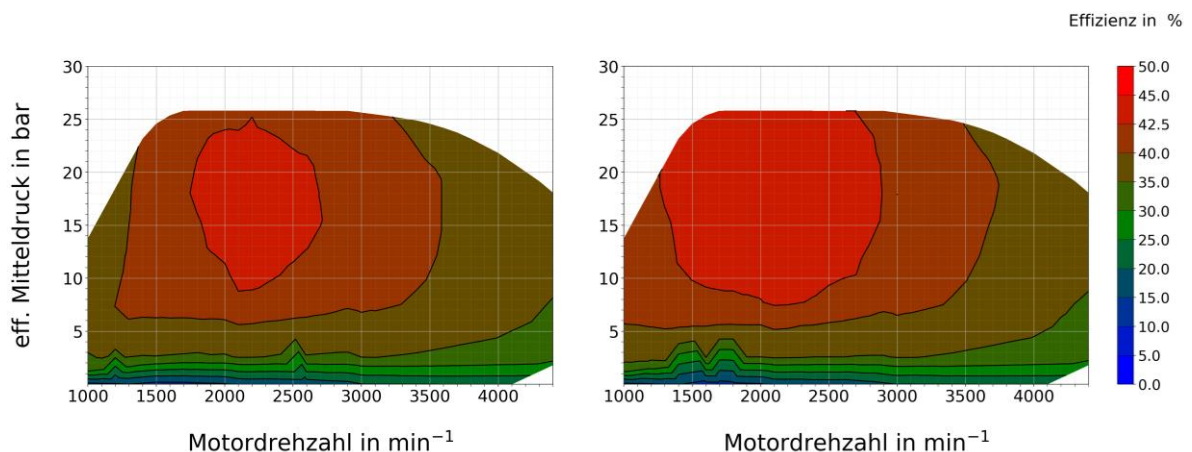


Abbildung 12-11: Vergleich des indizierten Wirkungsgrades ohne AGR für den Fall ohne Wassereinspritzung (links) und mit einer Wassereinspritzrate von 100% bei Einspritzung des Wassers 300 °KW vor Zünd-OT (rechts)

Wie zu erwarten steigt ohne Verwendung einer Abgasrückführung der rohe Stickoxidausstoß stark an. Durch die Wassereinspritzung kann dieser Anstieg auf ein ähnliches Niveau herabgesenkt werden, wie bei einer kombinierten Nutzung mit AGR, wie Abbildung 12-12 zeigt.

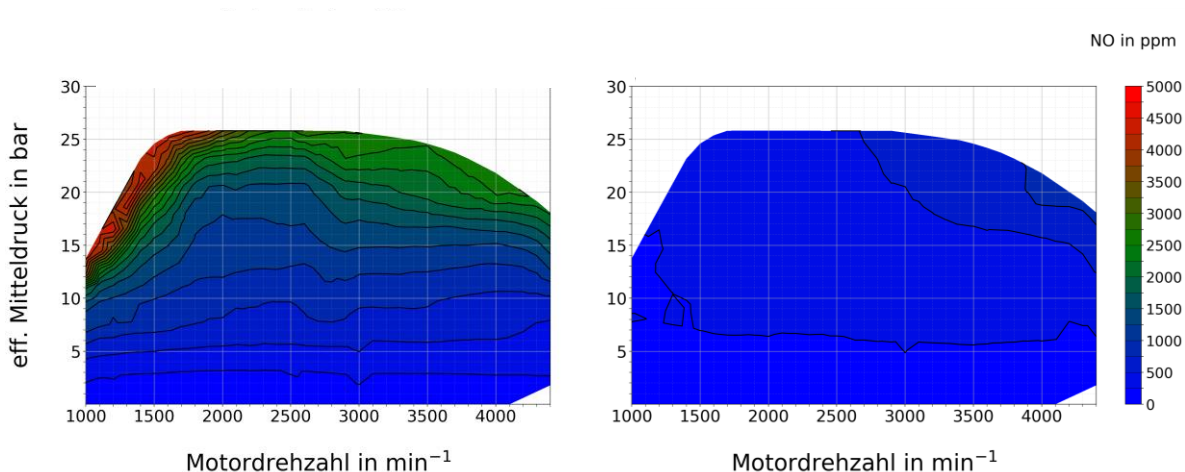


Abbildung 12-12: rohe Stickoxidemissionen ohne AGR und ohne Wassereinspritzung (links) und mit einer Wassereinspritzrate von 100% bei Einspritzung des Wassers 300 °KW vor Zünd-OT (rechts)

Anhand der stationären Kennfeldbetrachtungen ist bereits ein positiver Effekt der Wassereinspritzung erkennbar. Allerdings bilden diese Simulationen nicht die transienten Bedingungen ab, welche während einer Realfahrt auftreten können.

Mit den Ergebnissen aus den Lastsprungmodellen werden deshalb die bisher gefundenen Erkenntnisse erweitert. Da in diesem Rahmen nicht alle simulierten Lastsprünge diskutiert und gezeigt werden können, konzentriert sich die nachfolgende Auswertung auf wenige repräsentative Verläufe.

Abbildung 12-13 zeigt hierzu die Simulationsergebnisse eines Lastsprunges von niedriger zu hoher Last bei etwa 1300 Motorumdrehungen pro Minute. Wie aus den Diagrammen ersichtlich folgt das Modell der Lastvorgabe sehr gut. Der Ladedruck erreicht erst deutlich nach dem eigentlichen Lastsprung seinen Vorgabewert für die gegebene Ziellast. Auch die AGR-Rate bricht während des Sprunges kurz ein.

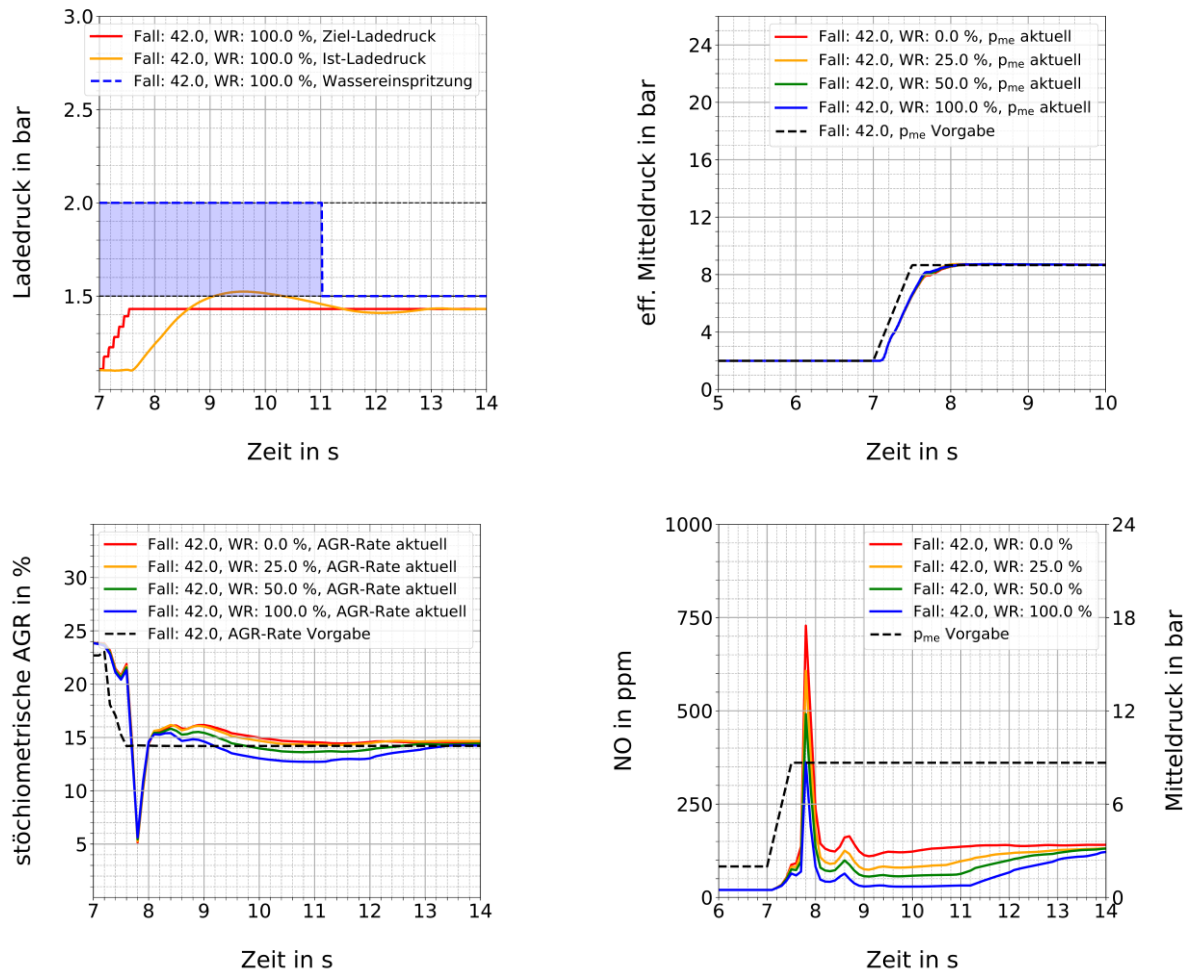


Abbildung 12-13: Vergleich der Verläufe von Ladedruck, AGR, Last und Stickoxidemissionen bei einem Lastsprung von ca. 2 bar auf über 8,6 bar, bei einer Drehzahl von  $1340 \text{ min}^{-1}$

In der Folge steigt die NO-Emission sehr stark an und befindet sich etwa 2 Sekunden nach dem Lastsprung wieder in einem stationären Zustand. Wird während der Phase, in welcher sich der aktuelle Ladedruck noch deutlich vom Zielwert unterscheidet, Wasser eingespritzt, kann die transiente Stickoxidproduktion zum Teil deutlich verringert werden. Bei bereits 25 % Wasserrate ergibt sich über dem Zeitraum der Wassereinspritzung eine beträchtliche integrierte Einsparung. Wird die Wasserrate auf 100% erhöht, sinkt der kumulierte Stickoxidausstoß noch einmal immens.

Ähnliches gilt auch für den umgekehrten Lastsprung, dessen Verläufe in Abbildung 12-14 abgebildet sind.

Die Leistung nach dem Sprung entspricht in etwa einer Fahrleistung bei einer Geschwindigkeit von 50 km/h. Als Last vor dem Sprung liegen 100 % der Vollast an. Nach dem Sprung reagiert auch hier der Ladedruck recht träge. Durch die deutliche geringe Lastanforderung wird weniger Kraftstoff eingebracht. Zusammen mit dem höheren Ladedruck steigt das globale Lambda und in der Folge auch die Stickoxidproduktion an. Die Last nach dem Sprung reicht aus, immer noch ausreichend hohe Temperaturen bei einem Luftüberschuss zu erzielen und damit die NO-Bildung anzuheben.

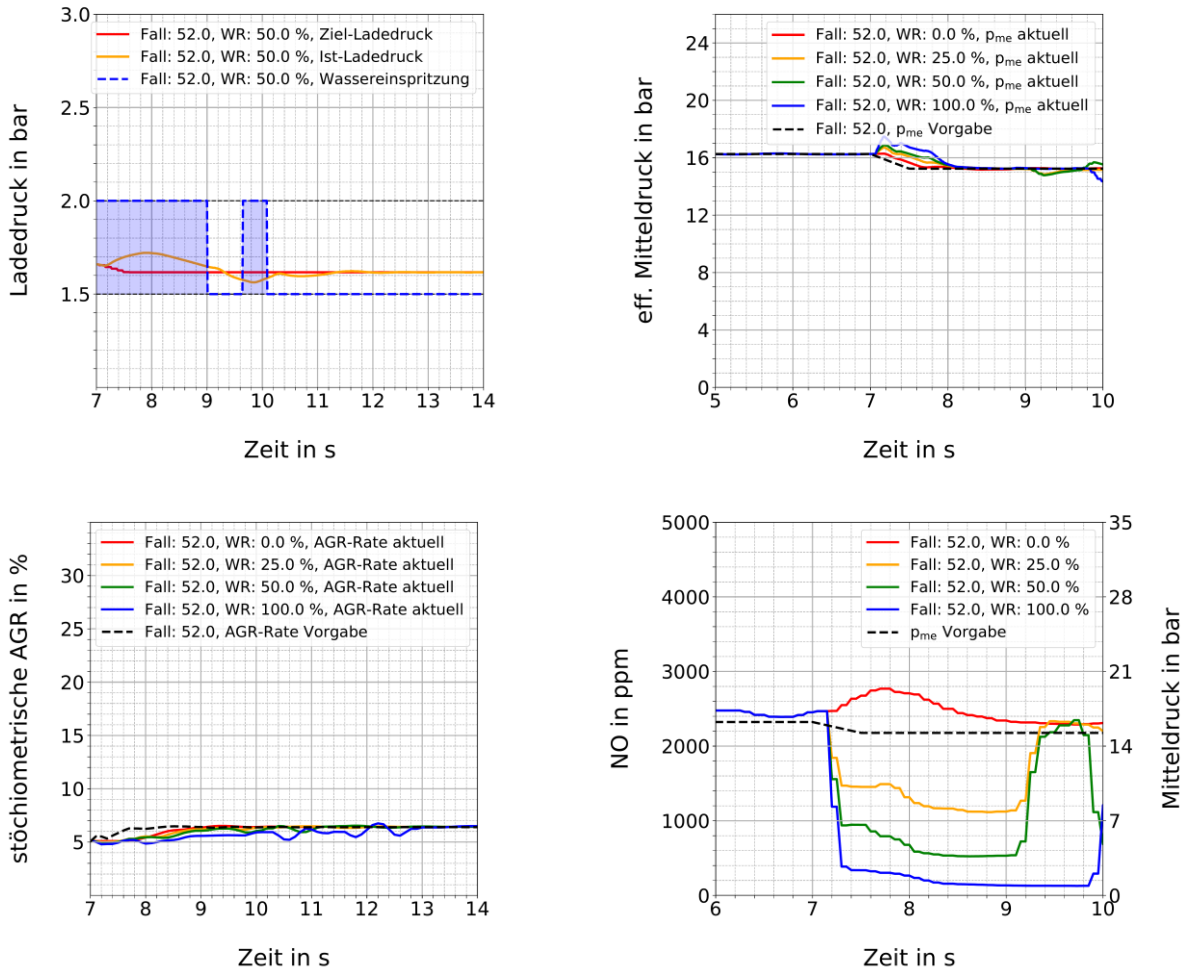


Abbildung 12-14: Vergleich der Verläufe von Ladedruck, AGR, Last und Stickoxidemissionen bei einem Lastsprung von 16,2 bar auf 15,2 bar bei einer Drehzahl von 1100 min<sup>-1</sup>

Mit Verwendung der Wassereinspritzung kann dieser temporäre Anstieg in der Stickoxidbildung bereits mit 25 % Wassereinspritzrate deutlich gedämpft werden. Eine Wasserrate von 100% bewirkt ebenfalls eine beträchtliche Verringerung von teilweise um die 90 %.

Zusammenfassend bietet die Wassereinspritzung die Möglichkeit bei transienten Bedingungen schnell und zielgerichtet, die NO-Produktion zu unterbinden.

Zum Abschluss der Untersuchungen werden noch weitere Anwendungsstrategien für die Nutzung der Wassereinspritzung betrachtet. Hierzu dienen ebenfalls gewichtete Auswertungen der bereits bekannten RDE-Simulation, sowie eine Einteilung von Streckenabschnitten.

Abbildung 12-15 zeigt den Verlauf der NO Verteilung während der simulierten RDE-Fahrt ohne den Einsatz der Wassereinspritzung. Hervorgehoben sind jeweils in rot die 10 Minuten während der Fahrt, welche den höchsten Beitrag zur gesamten NO Bildung beitragen. Besonders auffällig sind die Minuten 92 und 93, in welchen eine starke und lange Beschleunigungsphase auftritt, wie bereits in Abbildung 7-8 ersichtlich ist.

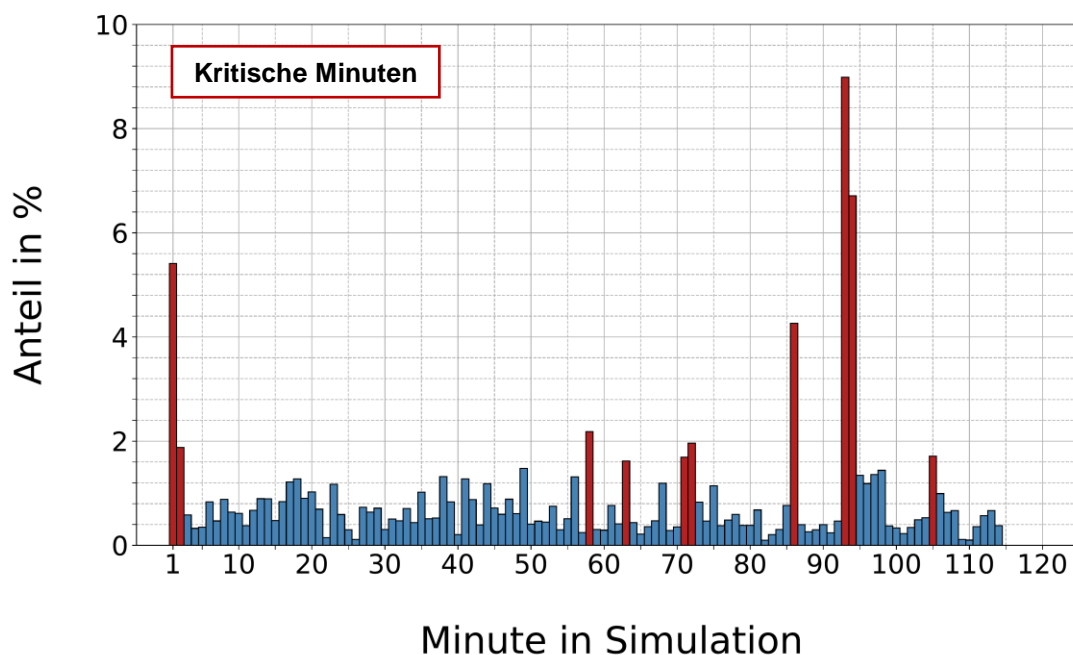


Abbildung 12-15: Verteilung der NO-Entstehung für jede Minute in der RDE-Simulation mit Hervorhebung der zehn kritischsten Minuten

Um nun eine mögliche Strategie bzw. ein mögliches Potential der Wassereinspritzung zu bestimmen, wird in nur in den determinierten kritischen Minuten Wasser eingespritzt. Aufgrund numerischer Konvergenzprobleme bei längeren Simulationszeiten, wird bei dieser Strategie eine Wasserrate von 50 % verwendet.

Eine weitere Strategie kann bei Auswertung der Emissionen über die Differenz zwischen aktuell anliegendem Ladedruck und demjenigen Ladedruck gefunden werden, der sich nach dem stationären Kennfeld bei einer bestimmten Drehzahl und Last ergibt. Ähnlich zu den bisherigen gewichteten Darstellungen und in Anlehnung an die Lastsprungsimulationen, zeigt Abbildung 12-16 die Verteilung der Stickoxidproduktion über die Abweichung des aktuellen Ladedrucks vom eigentlichen Ziel-Ladedruck. Aus diesem Diagramm ist deutlich erkennbar, dass die meisten NO-Emissionen in einem Bereich bis etwa 12 bar effektivem Mitteldruck und im Bereich bis 200 mbar positive Ladedruckabweichung auftreten. Aus diesem Grund wird als weitere Strategie eine Wassereinspritzung von 50 % Wasserrate so implementiert, dass in diesem Bereich eine Einbringung von externem Wasser stattfindet.



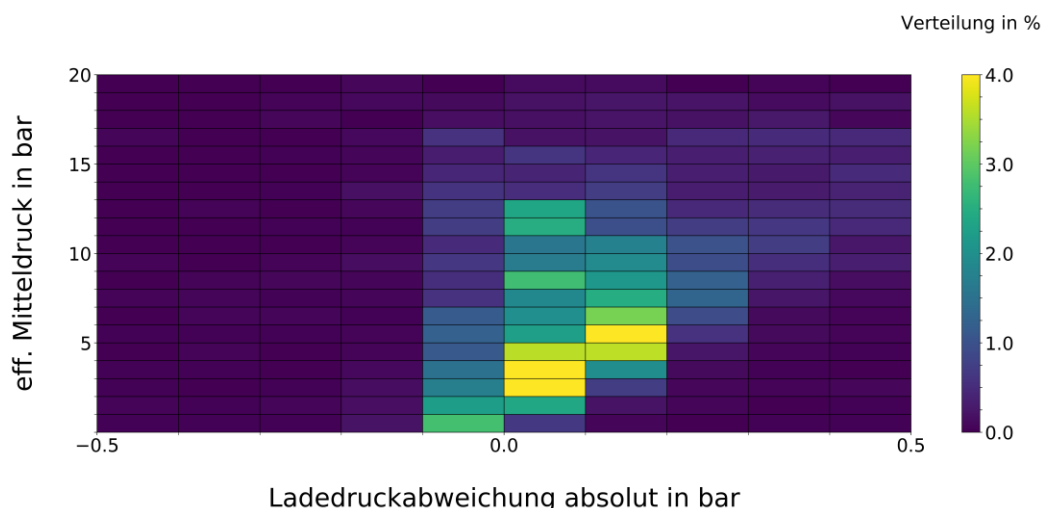


Abbildung 12-16: Verteilung der NO-Produktion über die Ladedruckabweichung

Als letzte Strategie wird eine einfache Onboard-Wasserrückgewinnung im Modell realisiert. Hierzu wird die im Abgas enthaltene Wassermasse gemessen und mit einem Rückführungsgrad verrechnet. Anschließend teilt sich die erhaltene Wassermenge gleichmäßig auf alle Zylinder auf und wird in flüssiger Form wieder eingespritzt. Eine Modellierung eines zu diesem Zweck notwendigen Kondensierungssystems findet nicht statt. In Tabelle 12-1 werden die hergeleiteten und betrachteten Strategien nochmals zusammengefasst.

Tabelle 12-1: Übersicht über die betrachteten Wassereinspritzstrategien

Name	Inhalt
Strategie 1	Wasserrate von 50% innerhalb kritischer Minuten
Strategie 2	Wasserrate von 50 % bei Ladedruckabweichung <= 200 mbar und Mitteldruck <= 12 bar
Strategie 3	Kontinuierliche Wassereinspritzung durch 10 % Rückgewinnung aus Abgas

Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind in Abbildung 12-7 abgebildet und zeigen scheinbar eine vergleichsweise kleine Einsparung bei den rohen NO-Emissionen.

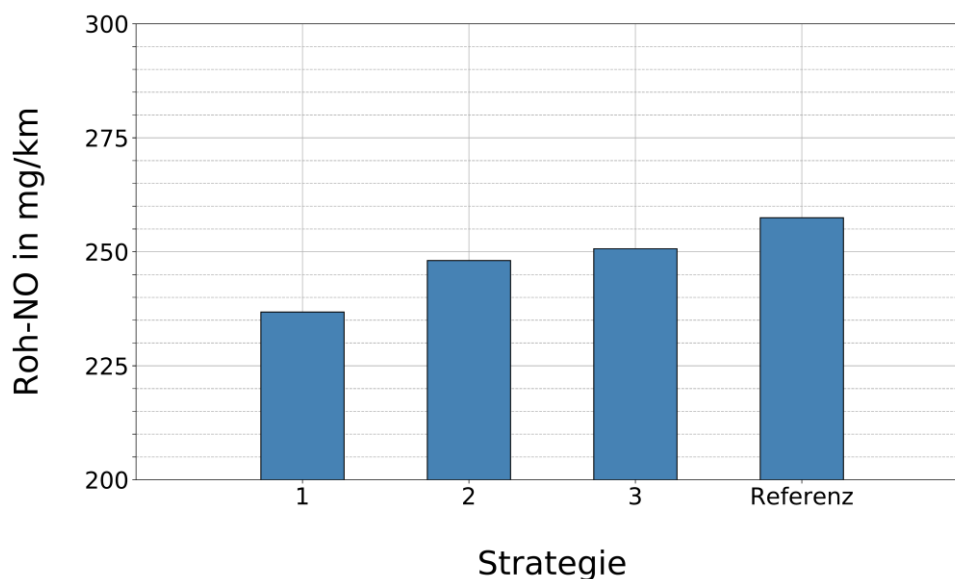


Abbildung 12-17: Vergleich der Wirkung der verschiedenen Wassereinspritzstrategien in der RDE-Simulation

Werden die Zustände nach dem SCR-Katalysator betrachtet, ergeben sich ähnliche relative Einsparungen, wie in Abbildung 12-18 dargestellt wird.

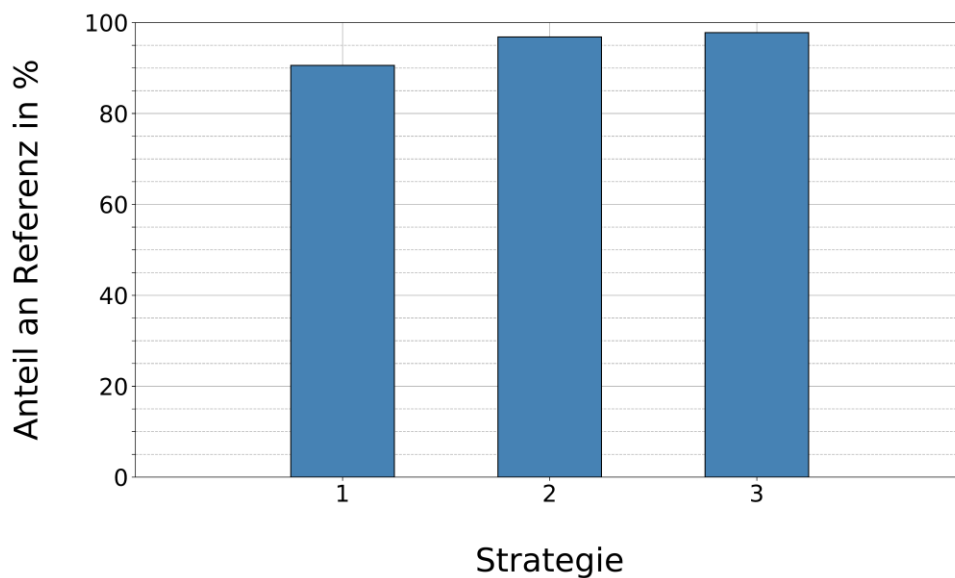


Abbildung 12-18: Verringerung der NO-Emissionen nach dem SCR-Katalysator in Abhängigkeit der verwendeten Wassereinspritzstrategie

Mit der zeitlich gesteuerten Einspritzung aus Strategie 1 ist eine Verringerung der NO-Emissionen nach dem SCR-Katalysator um knapp 10 % möglich, wohingegen die beiden anderen Strategien eine NO-Verminderung von weniger als 5 % aufweisen. Dies spiegelt sich auch in der insgesamt eingebrachten Wassermenge wider, wie das Diagramm aus Abbildung 12-19

zeigt. Bemerkenswert hierbei ist der Vergleich zwischen Strategie 2 und 3. Trotz einer geringeren verwendeten Wassermasse in der zweiten Strategie, ist die Verminderung der Emissionen höher, als bei einer kontinuierlichen Rückführung und Einspritzung von Wasser.

Werden die absolut ermittelten Wassermengen mit der jeweils eingesetzten Kraftstoffmenge der gesamten RDE-Fahrt verrechnet ergeben sich gemittelte Wassereinspritzraten zwischen drei und fünf Prozent. Die eingesetzte Kraftstoffmenge hat sich in allen Simulation kaum verändert und war annähernd identisch, sodass auf eine Darstellung dieser verzichtet wird.

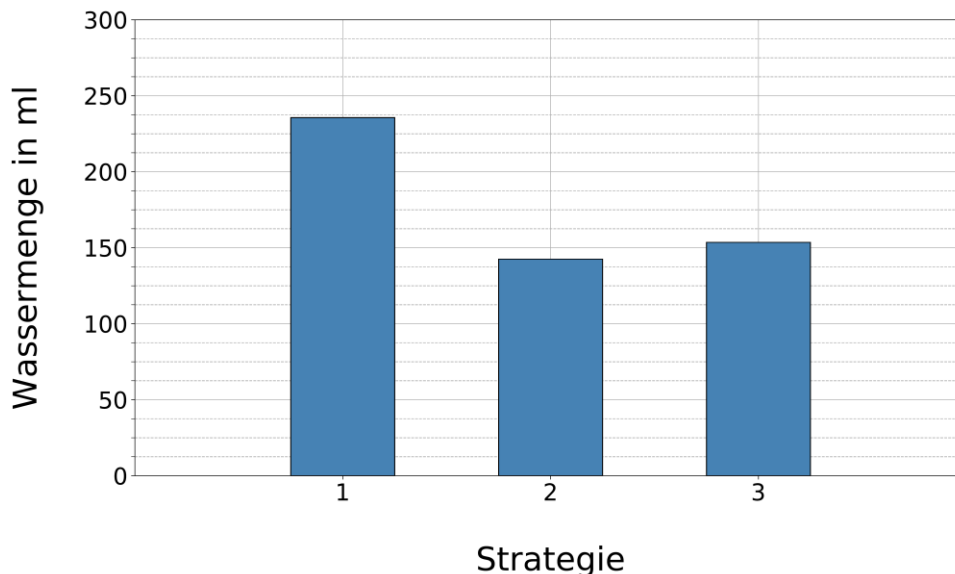


Abbildung 12-19: Insgesamt verwendete Wassermenge in der RDE-Simulation für die verschiedenen Einspritzstrategien

Insgesamt scheinen sich in der RDE-Simulation deutlich geringere Auswirkungen auf die Stickoxidemissionen zu ergeben, als von den stationären und quasi-stationären Betrachtungen zu erwarten war. Deshalb wird vor allem für Strategie 1 eine etwas differenzierte und detailliertere Auswertungen vorgenommen, da hier die expliziten Zeiträume in Minuten besser bestimmt werden können, in denen Wasser eingebracht wurde. Abbildung 12-20 stellt hierzu den relativen Unterschied in den NO-Emissionen zwischen der RDE-Simulation ohne Wassereinspritzung derjenigen von Strategie 1 gegenüber. Die rot dargestellten Balken zeigen diejenigen Zeiträume in denen die Wassereinspritzung aktiv genutzt wird.

Es ergibt sich hier durchgehend eine Einsparung von etwa 25 % an NO-Emissionen, die durch Nutzung der Wassereinspritzung erreicht werden können. In diesem Diagramm ist auch ersichtlich, dass in anderen Zeitbereichen die NO-Emissionen größer zum Referenzfall ausfällt. Durch diese Erhöhung ergibt sich auch ein etwas niedriger kumulierter Wert der Emissionsverringerung, als die punktuellen Verbesserungen im Emissionsverhalten initial erwarten lassen. Ein Grund hierfür liegt im Simulationsmodell, dass den Referenzfall nicht exakt nachbildet. Da es sich hier um ein sehr komplexes Gesamtmodell mit vielen Regel- und Steuereinheiten handelt, können scheinbar kleine Eingriffe und Veränderungen zu etwas anderem Modellverhalten führen. Als Folge entstehen etwas andere Fahrzustände, welche dann wieder der NO-Bildung förderlich sein können. Prinzipiell ist die Verringerung der NO-Emission auch auf das etwas geänderte Fahrerverhalten zurückzuführen. Wird hierzu allerdings der qualitative Verlauf der Unterschiede betrachtet, fällt auf, dass bei der Simulation von Strategie 1 über den Zeitraum relativ gesehen, mehr NO erzeugt wird. Dass ausgerechnet in den Zeiträumen der aktiven Wassereinspritzung, dass Modell von vornherein etwas weniger NO berechnet hätte,

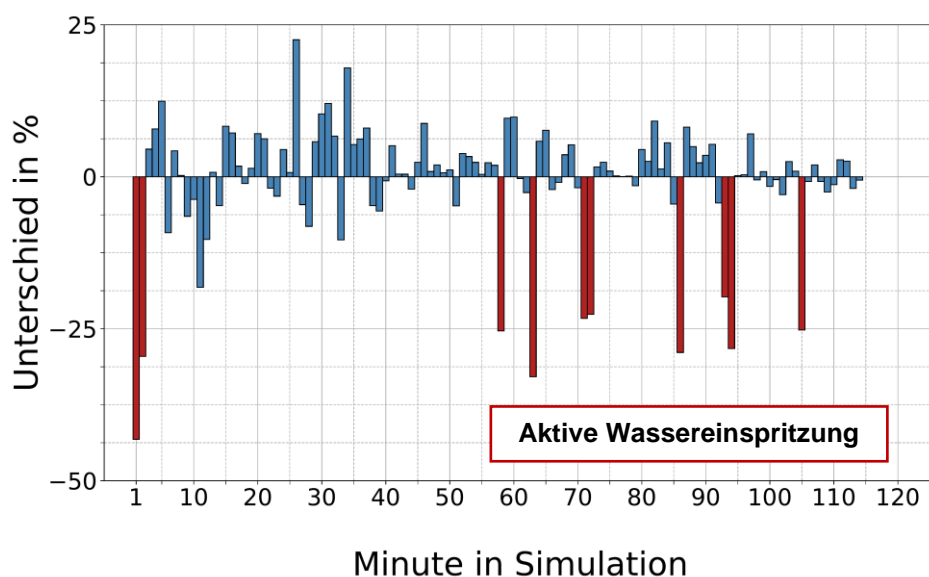


Abbildung 12-20: Relativer Vergleich der NO-Emissionen zwischen Referenz und Strategie 1 des untersuchten RDE-Fahrprofils

ist aber nicht vollkommen auszuschließen. Werden aber die Einsparungen untereinander verglichen, übersteigt die relative Einsparung von Stickoxidemissionen mit der Wassereinspritzung die Tendenz anderer Stellen verringerter NO-Bildung deutlich.

Insgesamt ist deshalb das Emissionsverringierungspotential in den Zeiträumen der aktiven Wassereinspritzung, auch in Hinblick auf die geringe eingesetzte Wassermenge als gut einzustufen.

Wird hierzu in Abbildung 12-21 auch ein Vergleich zwischen den mittleren Wandtemperaturen des SCR-Katalysators herangezogen, scheint die Wassereinspritzung gerade zu Beginn der RDE-Simulation, keine nennenswerte Temperaturdifferenz im Abgassystem zu erzeugen.

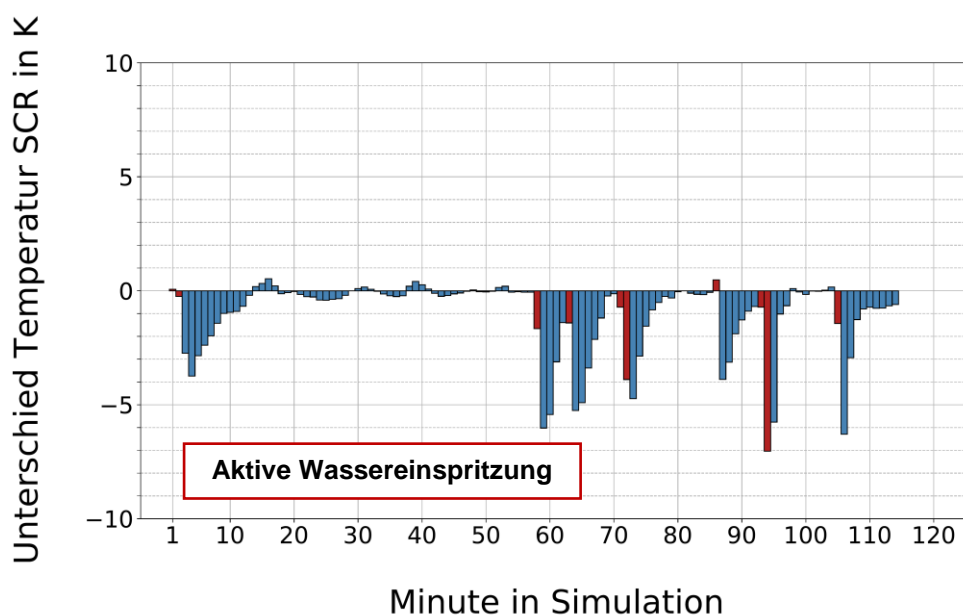


Abbildung 12-21: absoluter Temperaturunterschied der Wandtemperatur des SCR-Katalysators zwischen Referenz und Strategie 1 in der RDE-Simulation

### 12.3 Ausblick Praxiseinsatz

Die Auswertung der RDE-Simulation zeigt, dass eine gezielte Wassereinbringung durchaus ein hohes Potential zur Verringerung der Stickoxidemissionen birgt, wobei die insgesamt eingebrachte Wassermenge deutlich unter der verbrauchten Kraftstoffmenge liegt. Vor allem im Warmlaufbetrieb kann die Wassereinspritzung unterstützend wirken, da hier im deutlich zweistelligen Prozentbereich Verminderungen in den Roh-NO-Emissionen in der Simulation erreicht wurden, wobei die mittlere Temperatur des Katalysators im betrachteten Zeitintervall kaum Änderungen aufweist. Die Auslegung des Abgasnachbehandlungssystems kann daher von der Integration eines Wassereinspritzsystems profitieren und kompakter ausgelegt werden. Voraussetzung hierfür ist allerdings die Sicherstellung, dass genug Wasser für die Einspritzung zur Verfügung steht. Ein Onboard-Rückgewinnungssystem bietet sich an, erhöht aber gleichzeitig den technischen Aufwand am Fahrzeug, der durch die Vereinfachung des AGN-Systems unter Umständen eingespart werden könnte.

Insgesamt sind aber auch weitere Untersuchungen empfehlenswert, die auch reale RDE-Messfahrten und eine größere Spreizung von Fahrzeug- und Streckeneigenschaften beinhalten, um eine größere Datenbasis für die Strategieentwicklung zu erhalten. Gewichtete Auswertungen der Daten, wie sie auch im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden, können hier ein Mittel zum Zweck sein, zielgerichtet Verbesserungspotentiale zu entwickeln. Eine reine virtuelle Auslegung ist zumindest insofern schwierig, als dass die Berechnung der transienten Emissionsentstehung mit vereinfachten Modellen zu ungenau werden kann. Detaillierte Modelle hingegen benötigen schlicht zu viel Rechenzeit für umfangreiche Untersuchungen und Detailoptimierungen.

Bezüglich des Kraftstoffverbrauches scheint die Wassereinspritzung, zumindest für die untersuchte Simulationskonfiguration, weder einen Vorteil noch Nachteil aufzuweisen. Die Menge des verbrauchten Kraftstoffes war in allen Fällen annähernd identisch. Auch hierzu sind weitere und vor allem reale Versuche empfehlenswert.

Insgesamt bleibt festzuhalten, dass die Wassereinspritzung beim Dieselmotor durchaus ein Potential birgt, zukünftige strengere Emissionsgesetzgebungen einzuhalten. Eine gänzliche Ersetzung bisheriger Abgasnachbehandlungssysteme scheint vor dem Hintergrund der Wasserbereitstellung aber schwierig, sodass die zusätzliche Wassereinbringung eher als unterstützendes System zu betrachten ist.

## **13 Der Einfluss von Wasser auf das Abgasnachbehandlungssystem und Partikelemission**

Dieses Kapitel befasst sich mit dem Einfluss von Wasser auf das Abgasnachbehandlungssystem und die Rußreaktivität. Im Kapitel 13.1 wird der Einfluss einer Wassereinspritzung auf die Abgasnachbehandlungssysteme gezeigt und der Einfluss einer Wassereinspritzung auf die Rußemissionen in Kapitel 13.2. Zusätzlich wird das Thema Wasser-On-Board Gewinnung in Kapitel 13.3 behandelt, um die Vorschriften der OBD zu berücksichtigen.

### **13.1 Der Einfluss von Wasser auf das Abgasnachbehandlungssystem**

Neben dem positiven Einfluss des Wassers auf die Emissionswerte, ist auch zu erwähnen, dass das Wasser ebenso einen starken Einfluss auf das Abgasnachbehandlungssystem ausübt. Um die Folgen abzuschätzen, ist es notwendig zu wissen, wie stark der Wassergehalt im Abgas bei der Wassereinspritzung zunimmt. Dazu sind sowohl Aussagen aus der Literatur als auch experimentelle Messungen von hoher Notwendigkeit.

#### **13.1.1 Erhöhte Wassermenge im Abgas durch Wassereinspritzung**

Im ersten Schritt wurde ermittelt, in welchem Maße sich die Wassermenge im Abgas durch die Wassereinspritzung erhöht. Abbildung 13-1 zeigt die Ergebnisse von den Prüfstandsmessungen zu dieser Untersuchung. Die Versuche wurden bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  und 8 bar  $p_{mi}$  betrieben. Der Wassergehalt im Abgas wurde mit einer H- und C- Bilanzierung berechnet, indem mit Hilfe der gemessenen Abgasemissionen, der Luft- und Kraftstoffmasse, die weiteren Gaszusammensetzungen berechnet wurden. In der Bilanzierung der Wassermenge wurde die Luftfeuchtigkeit, die hinzugefügte Wassermenge durch eine Wassereinspritzung und das Wasser als Produkt des Verbrennungsprozesses berücksichtigt.

Gern et al. [50] haben gezeigt, dass bei einem beispielhaften Otto-Motor die Wasserkonzentration im Abgas, bei einer Erhöhung des Wasser/Kraftstoff-Verhältnisses um 10%, um 1 Volumenprozent gesteigert wird. Abbildung 13-1 zeigt hier eine gute Bestätigung dieser Aussage. In dem vorliegenden Versuch wurde mit einem Wasser/Kraftstoff-Verhältnis von 50% Wasser eingespritzt. Als erstes wurden die Versuche ohne AGR durchgeführt und im Anschluss mit AGR. In den Versuchen ohne AGR lag der Lambda-Wert bei 2,4 und mit AGR bei 1,8.

Es ist zu erkennen, dass bei beiden Lambda-Werten der Wasseranteil im Abgas deutlich mit einer Wassereinspritzung zunimmt. Bei den Versuchen mit AGR wird durch eine Wassereinspritzung von 50% der Wassergehalt im Abgas um 3,3% erhöht. Wobei in den Versuchen ohne AGR, bei denen größere Lambda-Werte vorhanden sind, der Wassergehalt im Abgas sich durch eine Wassereinspritzung nur um 2,4% erhöht. Es ist eindeutig zu erkennen, dass der Lambda-Wert einen signifikanten Einfluss auf den Wasseranteil im Abgas ausübt. Der schlechteste anzunehmende Fall wäre ein Lambda-Wert von 1 und ein Wasser/Kraftstoff-Verhältnis von 100%, das würde zu einer Erhöhung des Wasseranteils im Abgas um 10% führen.

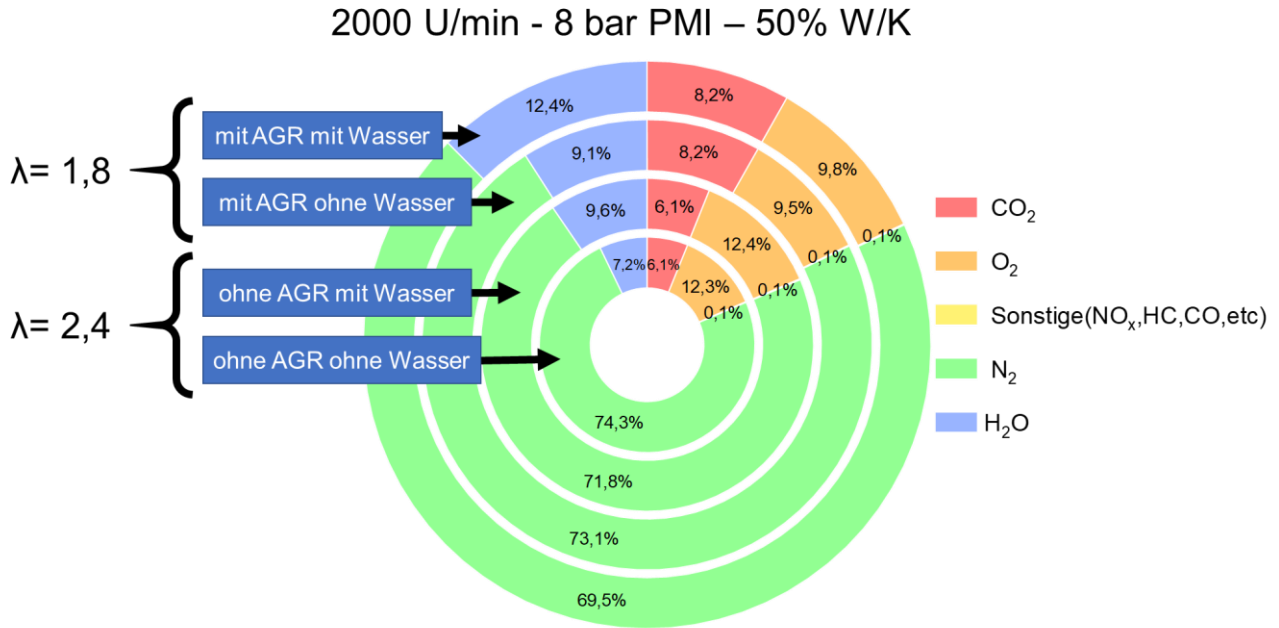


Abbildung 13-1: Verhältnis der Abgaszusammensetzung bei Wassereinspritzung

### 13.1.2 Effekt einer erhöhten Wassermenge im Abgas auf die katalytische Aktivität einer Abgasnachbehandlung

Wie in Kapitel 13.1.1 bereits dargestellt wurde, führt die Wassereinspritzung zu einer Erhöhung des Wasseranteils im Abgas. Die erhöhte Wassermenge im Abgas hat negative Auswirkungen auf die Bauteile der Abgasnachbehandlung, wie z.B. eine Reduzierung der katalytischen Aktivität des Katalysators. Um die katalytische Aktivität zu untersuchen, ist es notwendig, die NO-Konvertierung abhängig von der Gaskomposition zu betrachten. Abbildung 13-2 [51] zeigt die Abhängigkeit der NO<sub>2</sub>/NO<sub>x</sub>-Konvertierung von der Temperatur und von den Gaskomponenten wie H<sub>2</sub>O, CO, HC, P und Ruß. In dem Temperaturbereich von 150°C bis 300°C führt eine H<sub>2</sub>O Zugabe von 4,5% zu einer Verschlechterung um 10% bei der NO<sub>2</sub>/NO<sub>x</sub>-Konvertierung. Die Zugabe von CO und HC verschlechtert die NO<sub>2</sub>/NO<sub>x</sub>-Konvertierung deutlich, sodass im niedrigeren Temperaturbereich diese Konvertierung kaum vorhanden ist.

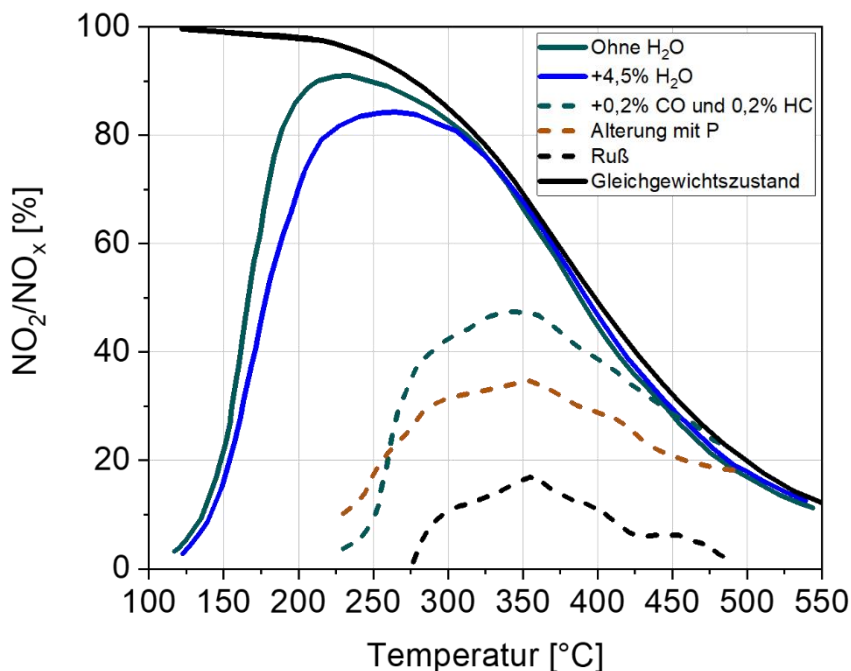


Abbildung 13-2: NO-Konvertierung eines Diesel Oxidations Katalysators [51]

Gremminger [52] hat unterschiedliche Untersuchungen zur Konvertierung von Methan durchgeführt. Abbildung 13-3 stellt den Methanumsatz eines Pd/ZrO<sub>2</sub>-Ce-Katalysators dar, welcher 30 Stunden lang bei 550°C mit und ohne Wasserdampf im Gasstrom betrieben wurde. Auch in dieser Untersuchung wurde festgestellt, dass das Wasser einen hohen negativen Einfluss auf die Aktivität des Katalysators ausübt. Die beiden Diagramme in der Abbildung 13-3 zeigen, dass eine Zugabe von Wasser die katalytische Aktivität verschlechtert. Durch die Wegnahme des Wassers wird die katalytische Aktivität wieder verbessert.

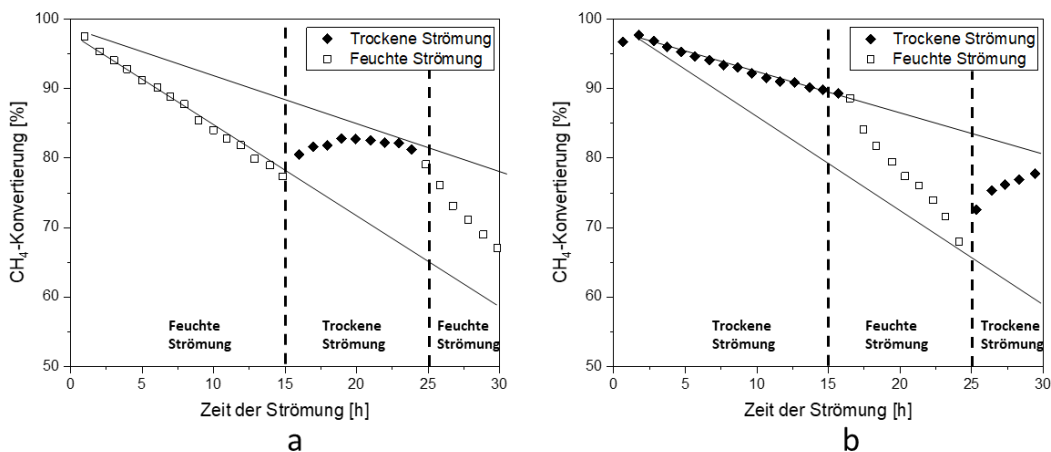


Abbildung 13-3: Methanumsatz des Pd/ZrO<sub>2</sub>-Ce-Katalysator über 30h Laufzeit in Anwesenheit bzw. Abwesenheit von Wasserdampf im Gasstrom [52]

Eck [53] hat als Grund für den negativen Effekt des Wassers, auf die katalytische Aktivität eines Pd-basierten Katalysators die Bildung von einem blockierenden Pd(OH)<sub>2</sub> Molekül genannt. Dies kann auf den inhibierenden Effekt des Wassers zurückgeführt werden. Dieser Effekt basiert vor allem auf der Bildung von Hydroxiden auf der katalytisch aktiven Schicht [52, 53].



Das oben beschriebene Phänomen wird durch Gleichung (5) beschrieben [53].



Hierbei entsteht somit ein inaktives Pd(OH)<sub>2</sub> Molekül, dadurch sinkt die Aktivität des Pd-basierten Katalysators. Abbildung 13-4 zeigt hierbei schematisch verschiedene Abläufe der Oxidation von Methan. In Abbildung 13-4a wird der normale Ablauf dargestellt, während Abbildung 13-4b die drei verschiedenen Deaktivierungsarten des Wassers beschreibt [53]. In dieser Abbildung wird die Konvertierung von CH<sub>4</sub> in CO<sub>2</sub> betrachtet. Für diese Konvertierung wird Sauerstoff benötigt, welcher von dem PdO Katalysator bereitgestellt wird. Durch Wasser bilden sich Hydroxide, die die Sauerstoffmenge für die Konvertierung von CH<sub>4</sub> zu CO<sub>2</sub> verringern [53].

Bei Randbedingungen in einem Temperaturbereich von T > 500°C kann das Wasser zu einem Sintereffekt der Edelmetallpartikel beitragen [53]. Die Sinterung der Partikel hat eine Disper-sion zur Folge und führt somit zu einer Verkleinerung der Oberfläche. Das wiederum bringt eine Verringerung der Aktivität des Katalysators mit sich.



Abbildung 13-4: Abläufe der katalysierten Oxidation von CH<sub>4</sub>: a) Normaler Ablauf der katalysierten Oxidation von CH<sub>4</sub>. b) Möglichkeiten der Wasserinhibierung und Deaktivierung. Von links: Adsorption von Wasser und Blockieren der aktiven Stellen, Bildung von inaktiven Spezies, und Sintern der Katalysatorpartikel [53]

In der Literatur sind noch weitere Untersuchungen in diesem Bereich durchgeführt worden. Abbildung 13-5 und Abbildung 13-6 [54] zeigen die Untersuchungen zu der Methanoxidationsaktivität eines Pd/SnO<sub>2</sub> Katalysators (Abbildung 13-5) und eines Pd/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Katalysators (Abbildung 13-6). In diesen Untersuchungen wurde die Wassermenge von 0 bis 20 Vol.% variiert. Die Ergebnisse zeigen, dass mit einem zunehmenden Wasseranteil im Gasstrom die Methan Konvertierung erst in höheren Temperaturen stattfindet. Dieser Effekt ist bei dem Pd/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Katalysator deutlicher zu erkennen [54].

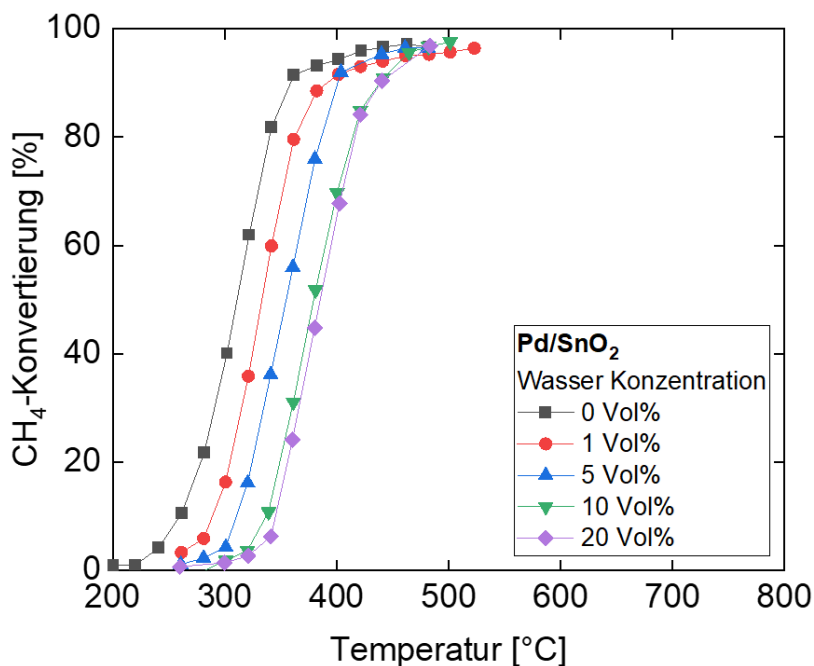


Abbildung 13-5: Katalytische Konvertierung von Methan über ein Pd/SnO<sub>2</sub> Katalysator mit unterschiedlicher Anzahl des hinzugefügten Wassers[54]

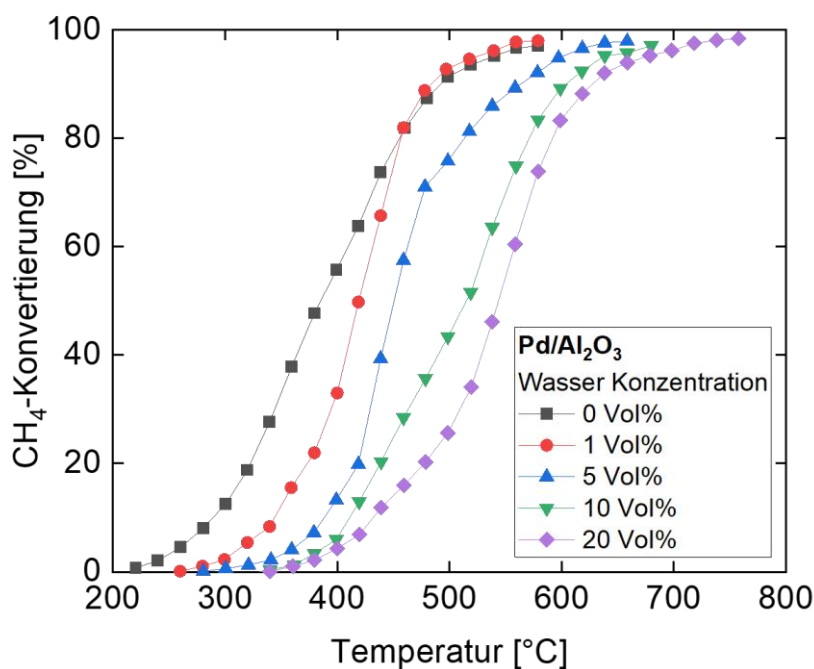


Abbildung 13-6: Katalytische Konvertierung von Methan über ein Pd/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> Katalysator mit unterschiedlicher Anzahl des hinzugefügten Wassers[54]

Zusätzlich wurde für beide Katalysatortypen in einem Zeitintervall von 10 Minuten Versuche mit und ohne Wasser bei 280°C durchgeführt. Die Abbildung 13-7 zeigt, dass eine Zunahme

des Wassers in dem Gasstrom eine Konvertierungsrate von 0% für beide Katalysatortypen verursacht. Mit der Wegnahme des Wassers erhöht sich die Konvertierungsrate wieder [54].

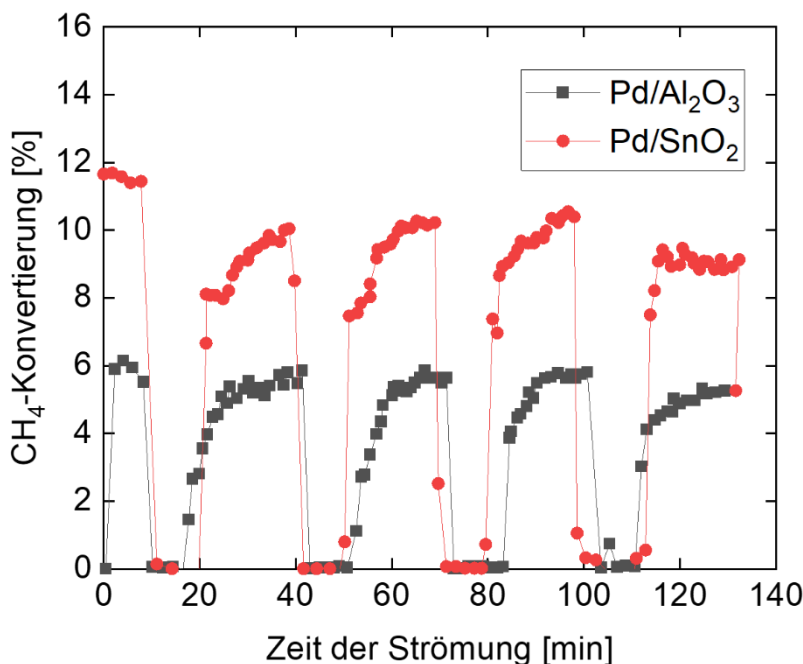


Abbildung 13-7: Verschlechterung und Erholung der katalytischen Aktivität nach der Wasserbehandlung[54]

### 13.1.3 Effekt von Wasser auf die thermische Alterung des Katalysators

Neben dem Einfluss auf die katalytische Aktivität, besitzt der Wassergehalt im Abgas auch einen Effekt auf die thermische Alterung des Katalysators. In der Literatur sind dazu verschiedene Untersuchungen durchgeführt worden. In [55] wurde dargestellt, dass die thermische Alterung sich hauptsächlich durch die Sinterung der Edelmetalle und der Washcoat-Komponenten über 600°C äußert. Das im Abgas enthaltene Wasser beschleunigt dieses Phänomen, so dass die katalytisch aktive Oberfläche weiter verringert wird. Außerdem wurde in [Quelle: Alterungsmechanismen von Abgaskatalysatoren für Nutzfahrzeug-Dieselmotoren] gezeigt, dass die hydrothermale Alterung einen sehr starken Rückgang der spezifischen Oberfläche im Vergleich zur rein oxidativen Alterung bewirkt.

### 13.2 Einfluss von Wasser auf die Rußreaktivität

Neben der Messung der Partikelgrößenverteilung in Kapitel 9.3 erfolgt zusätzlich auch eine Partikelprobenentnahme, um nachgelagert die Rußreaktivität mittels thermogravimetrischer Methoden (TGA: Thermogravimetrische Analyse, TPO: Temperaturprogrammierte Oxidation) zu bestimmen. Damit ist eine detaillierte Aussage über mögliche Effekte einer Wassereinspritzung auf partikelseitige AGN-Maßnahmen möglich. Für die Probenentnahme wurde in diesem Projekt das Messgerät PSS-20 an dem Prüfstand angeschlossen. Für die Probenentnahme wurde ein Teilstrom über ein Filterplättchen geleitet. Die Rußprobe wurde anschließend in einer Mikrowaage definiert geheizt. Die Kopplung von thermogravimetrischer Analyse (TGA) und Fourier-Transformations-Infrarotspektroskopie (FTIR) bietet eine quantitative Beurteilung des Prozesses über die TG-Kurve (das Thermogramm) und eine Identifizierung der Zersetzungsprodukte aus den IR-Spektren der entwickelten Gase. In Abbildung 13-8 ist das verwendete Messgerät dargestellt.

Auf Basis der Gewichtsabnahme und der CO/CO<sub>2</sub> Messung wurde die temperaturabhängige Reaktivität ermittelt. Es wurden acht unterschiedliche Versuche durchgeführt und jeweils eine Probe entnommen. Der Betriebspunkt lag bei 2000 min<sup>-1</sup> und 8 bar p<sub>mi</sub>. Die Versuche wurden

mit und ohne AGR, mit und ohne Wasser und im Warmbetrieb und Kaltstart durchgeführt. Für die Versuche mit Wassereinspritzung wurde ein Wasser/Kraftstoff-Verhältnis von 50% gewählt.



Abbildung 13-8: PSS-20 zur Entnahme von Rußproben

### 13.2.1 Versuche im Kaltstart

Wie schon erwähnt wurden die Versuche im Warmbetrieb und im Kaltstart durchgeführt.

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse aus den Kaltstartversuchen und in Kapitel 13.2.2 die Ergebnisse aus den Warmbetriebsversuche dargestellt.

Die wichtige Kenngröße in dieser Analyse ist die Temperatur, in der die maximale Abnahme des Rußes stattfindet. Es muss auch erwähnt werden, dass erst ab einer Temperatur von 400°C die Rußabnahme eintritt. Das bedeutet, dass die Abnahme bei Temperaturen niedriger als 400°C auf die Oxidation von organischen Komponenten zurückzuführen ist. Da in dieser Arbeit die Rußabnahme betrachtet werden soll, werden ausschließlich Temperaturbereiche oberhalb von 400°C berücksichtigt. Die Ergebnisse zeigen, dass eine Wassereinspritzung die Rußreaktivität erhöht. Die Abbildung 13-9 zeigt, dass sowohl bei den Versuchen ohne AGR als auch bei den Versuchen mit AGR die Temperatur, in der die maximale Rußabnahme stattfindet, sich durch eine Wassereinspritzung um 20°C reduziert. Eine Erhöhung der AGR-Rate kann diese Temperatur dagegen um bis zu 100°C erhöhen. Zusätzlich wird in Abbildung 13-10 die prozentuale Rußabnahme für verschiedene Temperaturen dargestellt. Wie in dem letzten Kapitel gesagt wurde, sind AGR und Wassereinspritzung zwei unterschiedliche Maßnahmen für die NO<sub>x</sub>-Reduierung. Beide haben unterschiedliche Vor- und Nachteile. Bei der Betrachtung der Rußreaktivität bietet die Wassereinspritzung im Vergleich zu einer AGR größere Vorteile. Der Grund für die steigende Rußreaktivität durch eine Wassereinspritzung sind die entstehenden OH-Radikale. Diese OH-Radikale zerlegen die Kohlenstoffketten und dadurch entstehen kurze Kohlenstoffketten, die reaktiver sind.

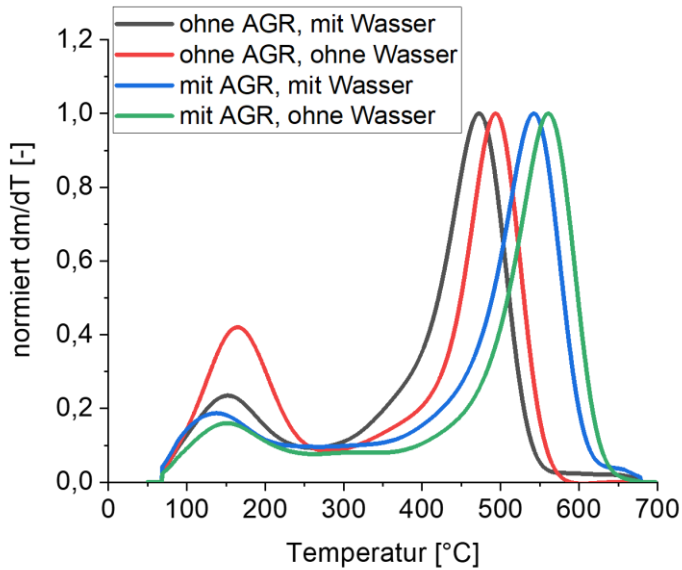


Abbildung 13-9: Normalisierte Rußabnahme in verschiedenen Temperaturbereiche

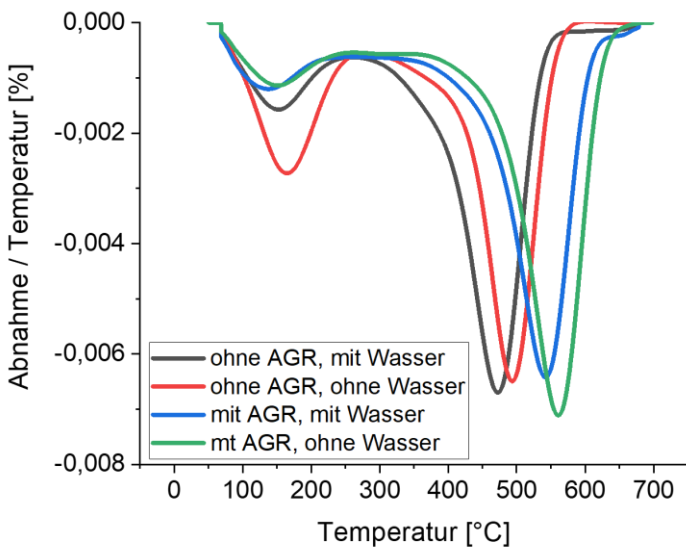


Abbildung 13-10: Prozentuale Rußabnahme für verschiedene Temperaturen

**13.2.2 Versuche im Warmbetrieb**

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse aus den Versuchen im Warmbetrieb gezeigt. Auch die Analyse von diesen Rußproben zeigt das gleiche Verhalten wie die Versuche im Kaltstart. Auch in diesem Fall führt eine Wassereinspritzung zu einer Erhöhung der Rußreaktivität, wobei eine AGR die Temperatur, in der die maximale Rußabnahme stattfindet, wieder in Richtung höhere Temperaturen verschiebt.

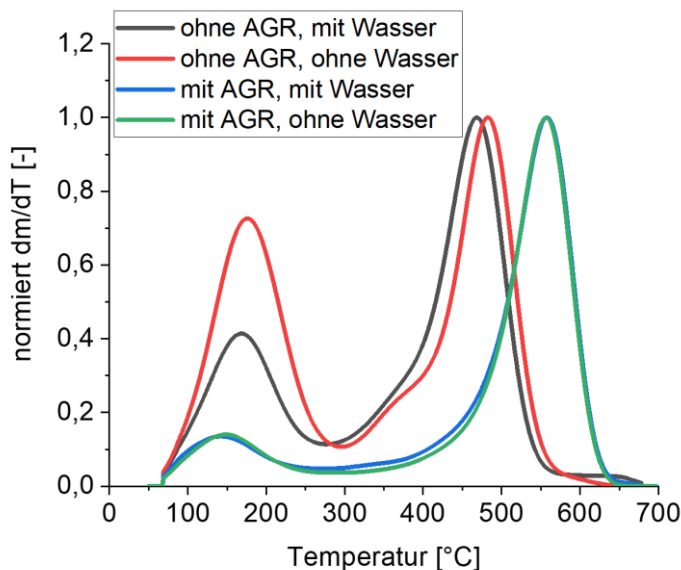


Abbildung 13-11: Normalisierte Rußabnahme in verschiedenen Temperaturbereichen

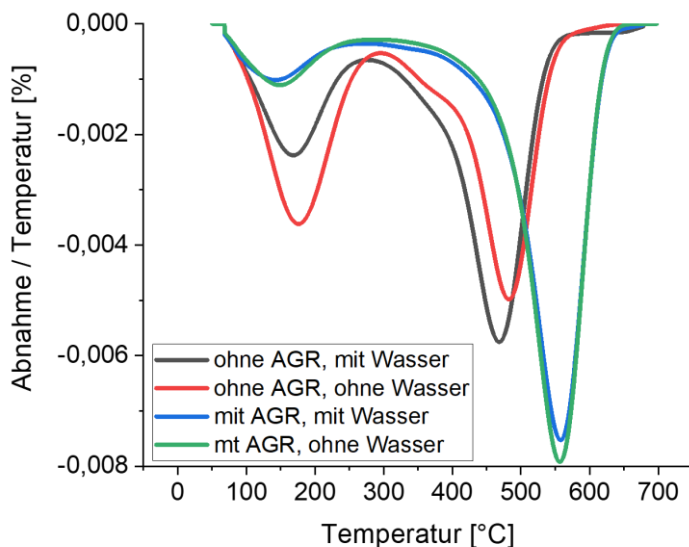


Abbildung 13-12: Prozentuale Rußabnahme für verschiedene Temperaturen

### 13.2.3 Zusammenfassung der Ergebnisse der Rußreaktivitäts-Analyse

Abbildung 13-13 zeigt einen großen Vorteil der Wassereinspritzung im Vergleich zu einer AGR. Durch die Bildung von mehr OH-Radikalen bei der Wassereinspritzung wird der Ruß reaktiver. Die Temperatur, bei der die maximale Oxidation auftritt, ist in den Versuchen mit Wasser bis zu 20°C niedriger als bei den Versuchen ohne Wasser. Die Temperatur, bei der die maximale Rußoxidation auftritt, wird hauptsächlich von der AGR beeinflusst. Diese Temperatur kann mit einer AGR bis zu 90°C höher sein als ohne AGR, da durch eine AGR größere kristallisierte Kohlenstoffstrukturen entstehen.

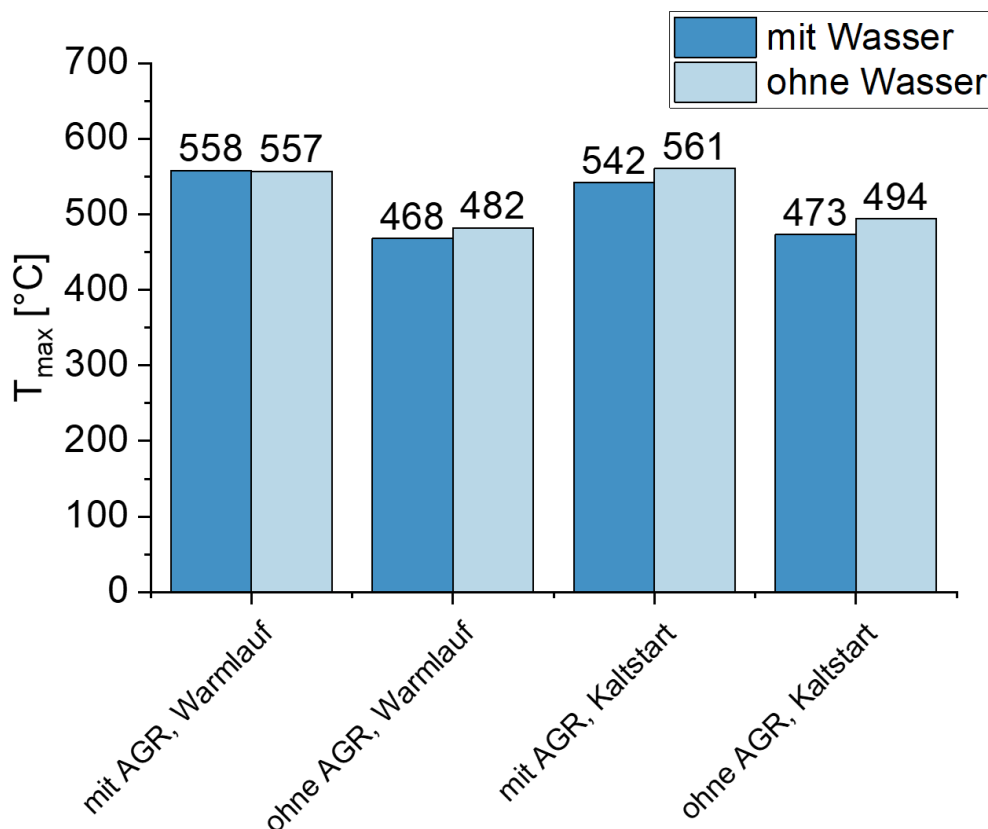


Abbildung 13-13: Die Temperatur, bei der die maximale Rußoxidation auftritt für alle durchgeführte Versuche

### 13.3 On-Board-Gewinnung des Wassers

Die dauerhafte Versorgung mit ausreichend Wasser kann zwar prinzipiell durch einen Tank und manuellem Nachtanken erfolgen, allerdings ist bei der Nutzung der Wassereinspritzung zur Emissionsminderung die OBD-Vorschriften zu beachten als auch erhöhte Aufwände für den Nutzer durch Nachfüllen als Komfortnachteil in Erwägung zu ziehen [56]. Deshalb ist eine Lösung mit On-Board-Gewinnung der notwendigen Wassermenge zu favorisieren. Grundsätzlich können hierfür unterschiedliche Systeme zur Wassergewinnung genutzt werden [17]. Als potenzielle Wasserquellen stehen dem Fahrzeug das aus der Verbrennung stammende und im Abgas vorhandene Wasser, Oberflächenwasser sowie Wasser aus dem Kondensat der Klimaanlage zur Verfügung. Für die Wassereinspritzung zur Reduzierung der Stickoxide sind die Wassergewinnung aus Oberflächenwasser sowie Wasser aus dem Kondensat der Klimaanlage nicht zuverlässig genug, da sie von den Wetterverhältnissen bzw. den Vorlieben des Fahrers abhängen. Da die Zuverlässigkeit jedoch oberste Priorität hat, bietet sich hierfür die Verwendung des Wassers aus dem Abgas an.

Wegen der Notwendigkeit der on-board Wasserrückgewinnung wurde in diesem Projekt das verfügbare Wasser im Abgas bestimmt. Dazu wurde ein MATLAB-Code entwickelt. Dieser MATLAB-Code basiert auf der H- und C-Bilanzierung. Die Messdaten stammen von einem Dieselmotor.

Die verfügbaren Wassermengen im Abgas wurden für die WLTP (Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure) und RDE (Real Driving Emissions) Messungen bestimmt. Die Eigenschaften der verschiedenen Strecken und die verfügbaren Wassermengen sind in Tabelle 13-1 zu sehen.

Tabelle 13-1: Die Eigenschaften von verschiedene strecken

Dieselmotor	WLTP	RDE
Abstand (km)	23,35	93,76
Zeit (min)	30	90
Kraftstoffverbrauch (kg)	1,088	5,080
Gesamtmenge an Wasser im Abgas (kg)	1,608	7,486
produziertes Wasser pro Kilometer (kg/km)	0,0688	0,0798

Wie aus der Tabelle hervorgeht, sind im WLTP-Zyklus knapp 70g/km Wasser im Abgas vorhanden, im RDE beträgt dieser Wert knapp 80g/km. Diese Werte sind die Gesamtmenge des im Abgas verfügbaren Wassers. Diese gesamte Wassermenge kann jedoch nicht vollständig extrahiert werden. Es gibt verschiedene Studien, die verschiedene Methoden zur Extraktion von Wasser aus dem Abgas zeigen.

Barros, S., et al. [57] beschreibt eine Technik, bei der das Abgas zunächst über einen modifizierten AGR-Kühler gekühlt und dann durch einen Zyklonabscheider geleitet wird, um schwere Flüssigkeitspartikel aus dem Abgasstrom abzuscheiden. Mit dieser Methode kann eine Wasserrückgewinnung von bis zu 35% erreicht werden. In den anderen Studien haben M. Moses-Debusk et al. [58] ein Wasserrückgewinnungskonzept mit anorganischen Membranen als eine Methode zur Rückgewinnung von Wasser aus dem Abgas eines Verbrennungsmotors verwendet. Die Effizienz der Wasserrückgewinnung lag in dieser Studie zwischen 50% und 70%.

Bei einer durchschnittlichen Effizienz der Wasserrückgewinnung von 50% beträgt der Wert des extrahierbaren Wassers bei der RDE Messung 34 g/km und der Wert des extrahierbaren Wassers bei der WLTP Messung 40 g/km.

### 13.3.1 Qualität des Abgaskondensatwassers

Die Wasserqualität wurde bei dem folgendem Betriebspunkt analysiert. Der Motor wurde bei 2000 min<sup>-1</sup> und 8 bar p<sub>mi</sub> betrieben, jeweils mit und ohne AGR und mit und ohne Wassereinspritzung. Das Wasser wurde über eine Kondensatfalle, die für diese Versuche zusätzlich in der Abgasstrecke vom Prüfstand installiert wurde, gewonnen. Tabelle 13-2 zeigt den pH-Wert und den Nitratgehalt der einzelnen Kondensatproben. Zu sehen ist, dass der pH-Wert fast unabhängig von einer Wassereinspritzung oder einer AGR ist. Außerdem liegt er immer im sauren Bereich. Liegt der pH-Wert unter fünf werden Motorkorrosion und -verschleiß stark begünstigt [17, 59], Deshalb muss Kondensatwasser aus dem Abgas neutralisiert werden, bevor es zur Wassereinspritzung verwendet wird.

Andere Komponenten wie Alkohole, Aromaten, Phenole, Derivate und sonstige Oxygenate wurden nicht nachgewiesen.

Tabelle 13-2: Eigenschaften der Wasserproben

	Einheit	o. Wasser o. AGR	m. Wasser o. AGR	o. Wasser m. AGR	m. Wasser m. AGR
pH-Wert bei 21°C <i>DIN 38 404 – C5</i>	-	3,2	3,2	3,3	3,4
Nitratgehalt	mg/l	Ca. 50	Ca. 50	Ca. 50	Ca. 50





## 14 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieses Projektes wurde die Wassereinspritzung am Dieselmotor experimentell und simulativ untersucht und die definierten Projektumfänge durchgeführt und erfüllt.

Die Experimente, Berechnungen und Analysen zur Bestimmung der Spraycharakterisierung haben gezeigt, dass vor allem die Wassertemperatur einen großen Einfluss auf die Wasserverdampfung hat. Der Einspritzdruck spielt im Vergleich hierzu eine untergeordnete Rolle. Auch hat sich herausgestellt, dass eine Variation des Wassereinspritzzeitpunktes kaum eine Auswirkung auf die Verbrennung bzw. Emissionen am Prüfstand hat. Lediglich die eingebrachte Wassermenge hat hierbei einen großen Einfluss auf die Schadstoffemissionen.

Insgesamt konnten am Prüfstand 562 einzelne Betriebspunkte unter Variation bestimmter Betriebsparameter vermessen werden.

Es hat sich gezeigt, dass die Wassereinspritzung ohne AGR zu einer höheren  $\text{NO}_x$ -Reduktion führt als im Vergleich zu Messungen mit AGR. Darüber hinaus geht der Einsatz von Wasser bei höheren Lambdawerten nicht mit einer Verschlechterung des Ruß- und CO-Ausstoßes einher. Bei Wasserraten von 25 %, 50 % und 100 % kann in 62 %, 40 % und 20 % der Experimente eine  $\text{NO}_x$ -Reduktion ohne Verschlechterung der Rußwerte erreicht werden. Durch die Bildung von mehr OH-Radikalen infolge der Wassereinspritzung wird der Ruß reaktiver, so dass die Temperatur, bei der die maximale Oxidation auftritt, um bis zu 20 °C niedriger mit Wassereinspritzung ist als in den Versuchen ohne Wasser.

Eine Messung der Partikelgrößenverteilungen für die Versuche mit Wassereinspritzung zeigt, dass ein Peak im Bereich von weniger als 10 nm auftritt.

In allen Punkten kann bei gleichzeitiger Erhöhung von  $P_2$  und Zugabe von Wasser eine Verbesserung aller Emissionen (bzw. bei HC-Emissionskonstanten) im Vergleich zum Referenzpunkt (Referenz  $P_2$  und ohne Wassereinspritzung) erreicht werden.

Die Ölanalyse vor und nach dem Warmbetrieb und dem Kaltbetrieb wurde durchgeführt. Nach sechs Stunden Motorbetrieb mit Wassereinspritzung wurde kein Unterschied im Wassergehalt des Öls beim Warmbetrieb festgestellt, während sich beim Kaltbetrieb der Wassergehalt auf 1,38% erhöhte.

Der Einsatz der Wassereinspritzung führt zu einem erhöhtem Wassergehalt im Abgas, der laut Literatur die  $\text{NO}/\text{NO}_2$ -Konversionsrate des Katalysators signifikant reduzieren kann. Als Beispiel erhöht sich der Wassergehalt im Abgas um 3,3% bei einer Wassereinspritzung von 50% und  $\lambda=1,8$ .

Die Temperatur, bei der die maximale Rußoxidation auftritt, wird hauptsächlich von der AGR dominiert. Diese Temperatur kann mit AGR bis zu 90°C höher sein als ohne AGR-Betrieb.

Zusätzlich wurde der Wert des aus dem Abgas extrahierbaren Wassers berechnet. Für eine RDE-Messung sind ca. 34 g Wasser pro Kilometer und für eine WLTP-Messung ca. 40 g Wasser pro Kilometer extrahierbar.

Aus den Reaktionskinetikbetrachtungen stellt sich der grundsätzliche Einfluss des Wassers auf Zündverzug und NO-Bildung sehr ähnlich zu dem einer Abgasrückführung dar. Die Auswertung der Brennverläufe aus der Druckverlaufsanalyse zeigen nur sehr marginale Einflüsse der Wassereinspritzung auf die dieselmotorische Verbrennung. In den berechneten Brennverläufen ist, wenn überhaupt, nur ein minimaler Unterschied in den Vorverbrennungen zu erkennen, wobei der Zündverzug, sofern er bestimmbar war, kaum bis gar keine Veränderung mit der Wassereinspritzung zeigt.

Das 0D/1D Modell kann durch Einstellung einer langen Verdampfungszeit im Wasserverdampfungszeit die gemessenen Stickoxidemissionen gut nachbilden. Dadurch sind weitergehende Berechnungen in Hinblick auf das gesamte Motorsystem durchgeführt worden. Bei stationärer Betrachtung führt die Wassereinspritzung zu einer Erhöhung der Zylinderfüllung und damit einhergehender Verbesserung des indizierten Wirkungsgrades um etwa 2 bis 3 % in der

Spitze. Bei transienten RDE-Betrachtungen fällt der Einfluss der Wassereinspritzung auf den Wirkungsgrad allerdings sehr marginal aus bzw. ist faktisch für das untersuchte RDE-Profil nicht detektierbar. Dem entgegen führt zusätzliches Wasser im Brennraum zu einer teils deutlichen Stickoxideinsparung, welche durch niedrigere Temperaturen und der starken Temperaturabhängigkeit der Stickoxidbildung zu erklären ist. Bei RDE-Betrachtungen sind hierbei teilweise punktuelle Verringerungen des Stickoxidausstoßes von bis zu 50 % zu beobachten, wobei die insgesamt eingebrachte Wassermenge im unteren einstelligen Prozentbereich bezogen auf die benötigte Kraftstoffmenge liegt. Über eine ganze RDE-Simulation kumuliert, ergibt sich eine Stickoxidverminderung zwischen 3 bis 10 % bei einer eingesetzten Wassermenge bis etwa 250 ml. Hierbei spielt aber auch die schwierige Vergleichbarkeit der betrachteten RDE-Simulationen eine Rolle, da das Fahrermodell sich in allen Fällen nicht exakt gleich verhält und so an anderer Stelle wieder mehr Stickoxide entstehen können, die im Referenzfall ohne Wassereinspritzung so nicht vorhanden waren.

Eine Verringerung der Temperaturen im AGN-System bei zusätzlicher Wassereinbringung fällt für stationäre Untersuchungen deutlich größer aus und liegt hier im Bereich bis etwa 50 K. Im transienten RDE-Betrieb hingegen, ergaben sich maximale Temperaturunterschiede von etwa 5 bis 10 K. Eine rudimentär entwickelte Wassereinspritzstrategie auf Basis des Ladedrucks zeigt Vorteile gegenüber einer kontinuierlich einspritzenden Strategie einer Onboard-Lösung bei gleichzeitig geringerem Wassereinsatz.

Die Berechnungen der 3D CFD Simulation zeigen, dass die Wasserverdampfung hauptsächlich von der Temperatur des Wassers abhängt und weniger vom Einspritzdruck. Eine Erhöhung der Temperatur des Wassers bei der Einspritzung kann die Verdampfung hierbei um bis zu 60 % verbessern. Nachdem das 3D Modell anhand der Vermessung des Wasserinjektors kalibriert wurde, sind unterschiedliche Einbaupositionen des Wassereinspritzventils untersucht worden. Hierbei hat sich herausgestellt, dass eine Positionierung des Wasserinjektors in den Einlasskanälen gegenüber der Implementierung an der Ansaugbrücke Vorteile in der Wasserverdampfung aufweist. Allerdings erhöht sich dabei der Anteil der mit Wasser benetzten Zylinderwand, was hinsichtlich der Ölverdünnung als negativ zu bewerten ist.

## 15 Anhang

### 15.1 Literaturverzeichnis

- [1] H. Tschöke, K. Mollenhauer, R. Maier, and V. Springer, *Handbuch Dieselmotoren*, 4. Auflage ed. (Springer Reference Technik). Wiesbaden ; [Heidelberg]: Springer Vieweg (in Deutsch), 2018, pp. xxvii, 1193 Seiten.
- [2] M. Böhm, W. Mährle, H.-C. Bartelt, and S. Rubbert, "Funktionale Integration einer wassereinspritzung in den ottomotor," *MTZ-Motortechnische Zeitschrift*, vol. 77, no. 1, pp. 38-43, 2016.
- [3] R. Pauls and C. Simon, "Einfluss der geschichteten Wassereinspritzung auf das Abgas-und Verbrauchsverhalten eines Dieselmotors mit Direkteinspritzung," *MTZ-Motortechnische Zeitschrift*, vol. 65, no. 1, pp. 49-55, 2004.
- [4] C. Bartsch, "Mit Wasser gegen Rußemissionen," *MTZ-Motortechnische Zeitschrift*, vol. 75, no. 10, pp. 34-39, 2014.
- [5] F. Bedford, C. Rutland, P. Dittrich, A. Raab, and F. Wirbeleit, "Effects of direct water injection on DI diesel engine combustion," SAE Technical Paper, 0148-7191, 2000.
- [6] C. Simon and H. Dörksen, "Schadstoffreduzierungsopotenzial unterschiedlicher Diesel-Wasser-Emulsionen," *MTZ-Motortechnische Zeitschrift*, vol. 77, no. 3, pp. 76-83, 2016.
- [7] B. Kegl and S. Pehan, "Reduction of diesel engine emissions by water injection," *SAE Transactions*, pp. 2040-2047, 2001.
- [8] C. Heinrich, H. Dörksen, E. Tölkes, and A. Esch, "Direkte Benzin-Wasser-Einspritzung: CO<sub>2</sub>-Potentiale und technische Anforderungen," in *10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2016*: Springer, 2017, pp. 363-379.
- [9] R. v. Basshuysen and F. Schäfer, *Handbuch Verbrennungsmotor : Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*, 7., vollst. überarb. u. erw. Aufl. 2014 ed. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015. [Online]. Available: <http://swbplus.bsz-bw.de/bsz417087233cov.htm>.
- [10] K. Takasaki, "Verbesserung der Verbrennung im Dieselmotor durch geschichtete Wassereinspritzung," *MTZ-Motortechnische Zeitschrift*, vol. 59, no. 4, pp. 276-284, 1998.
- [11] S. Birkenhagen and H. Rulfs, "Reduktionsmittel-und Wassereinspritzung bei mittelschnelllaufend en Dieselmotoren," *MTZ-Motortechnische Zeitschrift*, vol. 62, no. 11, pp. 946-954, 2001.
- [12] H. Dörksen, A. Weißgerber, and C. Simon, "Vorgelagerte Kraftstoffmenge bei geschichteter Diesel-Wasser-Einspritzung," *MTZ-Motortechnische Zeitschrift*, vol. 68, no. 1, pp. 58-64, 2007.
- [13] R. Plöntzke and H. Zellbeck, "Wassereinspritzung im Dieselmotor," *MTZ-Motortechnische Zeitschrift*, vol. 77, no. 4, pp. 28-33, 2016.
- [14] O. Armas, R. Ballesteros, F. Martos, and J. Agudelo, "Characterization of light duty diesel engine pollutant emissions using water-emulsified fuel," *Fuel*, vol. 84, no. 7-8, pp. 1011-1018, 2005.
- [15] X. Tauzia, A. Maiboom, and S. R. Shah, "Experimental study of inlet manifold water injection on combustion and emissions of an automotive direct injection diesel engine," *Energy*, vol. 35, no. 9, pp. 3628-3639, 2010.
- [16] A. Lif and K. Holmberg, "Water-in-diesel emulsions and related systems," *Advances in colloid and interface science*, vol. 123, pp. 231-239, 2006.
- [17] M. Böhm, B. Durst, G. Unterweger, and S. Rubbert, "Ansätze zur Onboard-Wassergewinnung für eine Wassereinspritzung," *ATZ-Automobiltechnische Zeitschrift*, vol. 118, no. 1, pp. 54-59, 2016.
- [18] A. Velji, E. Eichel, W. Rimmels, and F. Haug, "Dieselmotoren erfüllen mit Wassereinspritzung zukünftige NO<sub>x</sub>-und Rußgrenzwerte," *Motortechnische Zeitschrift*, vol. 57, no. 7/8, 1996.
- [19] A. Velji, "Water to Reduce NO<sub>x</sub> Emissions in Diesel Engines-A Basic Study," in *21<sup>st</sup> International Congress on Combustion Engines, CIMAC*, 1995.

- [20] A. Vacca, S. Hummel, K. Müller, M. Reichenbacher, M. Chiodi, and M. Bargende, "Virtual Development of Injector Spray Targeting by Coupling 3D-CFD Simulations with Optical Investigations," SAE Technical Paper, 0148-7191, 2020.
- [21] "POLIMI\_NC7\_REDUCED106\_1410 " <http://creckmodeling.chem.polimi.it/menu-kinetics/menu-kinetics-reduced-mechanisms/menu-kinetics-reduced-n-heptane> (accessed 29.07.2019, 2019).
- [22] E. Ranzi, A. Frassoldati, A. Stagni, M. Pelucchi, A. Cuoci, and T. Faravelli, "Reduced kinetic schemes of complex reaction systems: fossil and biomass-derived transportation fuels," *International Journal of Chemical Kinetics*, vol. 46, no. 9, pp. 512-542, 2014.
- [23] A. Stagni, A. Cuoci, A. Frassoldati, T. Faravelli, and E. Ranzi, "Lumping and reduction of detailed kinetic schemes: an effective coupling," *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 53, no. 22, pp. 9004-9016, 2014.
- [24] A. Stagni, A. Frassoldati, A. Cuoci, T. Faravelli, and E. Ranzi, "Skeletal mechanism reduction through species-targeted sensitivity analysis," *Combustion and Flame*, vol. 163, pp. 382-393, 2016.
- [25] "POLIMI\_NC12\_REDUCED130\_14010 " <http://creckmodeling.chem.polimi.it/menu-kinetics/menu-kinetics-reduced-mechanisms/menu-kinetics-reduced-n-dodecane> (accessed 29.07.2019, 2019).
- [26] "POLIMI\_DIESEL\_REDUCED201C\_1410 " <http://creckmodeling.chem.polimi.it/menu-kinetics/menu-kinetics-reduced-mechanisms/menu-kinetics-reduced-diesel-surrogates> (accessed 29.07.2019, 2019).
- [27] "POLIMI\_TOT\_1412." <http://creckmodeling.chem.polimi.it/menu-kinetics/menu-kinetics-detailed-mechanisms/menu-kinetics-complete-mechanism> (accessed 29.07.2019, 2019).
- [28] E. Ranzi *et al.*, "Hierarchical and comparative kinetic modeling of laminar flame speeds of hydrocarbon and oxygenated fuels," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 38, no. 4, pp. 468-501, 2012.
- [29] "POLIMI\_TOT\_NOX\_1412." <http://creckmodeling.chem.polimi.it/menu-kinetics/menu-kinetics-detailed-mechanisms/menu-kinetics-complete-mechanism> (accessed 29.07.2019, 2019).
- [30] A. Cuoci, A. Frassoldati, T. Faravelli, and E. Ranzi, "Formation of soot and nitrogen oxides in unsteady counterflow diffusion flames," *Combustion and Flame*, vol. 156, no. 10, pp. 2010-2022, 2009.
- [31] T. Faravelli, A. Frassoldati, and E. Ranzi, "Kinetic modeling of the interactions between NO and hydrocarbons in the oxidation of hydrocarbons at low temperatures," *Combustion and Flame*, vol. 132, no. 1-2, pp. 188-207, 2003.
- [32] A. Frassoldati, T. Faravelli, and E. Ranzi, "Kinetic modeling of the interactions between NO and hydrocarbons at high temperature," *Combustion and Flame*, vol. 135, no. 1-2, pp. 97-112, 2003.
- [33] "Chem\_sk163MOD." <https://combustion.llnl.gov/mechanisms/surrogates/diesel-surrogate-detailed-and-reduced> (accessed 29.07.2019, 2019).
- [34] Y. Pei, M. Mehl, W. Liu, T. Lu, W. J. Pitz, and S. Som, "A multicomponent blend as a diesel fuel surrogate for compression ignition engine applications," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 137, no. 11, 2015.
- [35] S. M. Sarathy *et al.*, "Comprehensive chemical kinetic modeling of the oxidation of 2-methylalkanes from C7 to C20," *Combustion and flame*, vol. 158, no. 12, pp. 2338-2357, 2011.
- [36] "Xylene+C12." <https://combustion.llnl.gov/mechanisms/surrogates/diesel-surrogate-detailed-and-reduced> (accessed 29.07.2019, 2019).
- [37] J. Farrell *et al.*, "Development of an experimental database and kinetic models for surrogate diesel fuels," SAE Technical Paper, 0148-7191, 2007.
- [38] J. Gustavsson and V. Golovitchev, "Spray combustion simulation based on detailed chemistry approach for diesel fuel surrogate model," SAE Technical Paper, 0148-7191, 2003.

- [39] J. Hernandez, J. Sanz-Argent, J. Benajes, and S. Molina, "Selection of a diesel fuel surrogate for the prediction of auto-ignition under HCCI engine conditions," *Fuel*, vol. 87, no. 6, pp. 655-665, 2008.
- [40] R. Lemaire, A. Faccinetto, E. Therssen, M. Ziskind, C. Focsa, and P. Desgroux, "Experimental comparison of soot formation in turbulent flames of diesel and surrogate diesel fuels," *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 32, no. 1, pp. 737-744, 2009.
- [41] B. Li, N. Liu, R. Zhao, F. N. Egoopoulos, and H. Zhang, "Extinction studies of flames of heavy neat hydrocarbons and practical fuels," *Journal of Propulsion and Power*, vol. 29, no. 2, pp. 352-361, 2013.
- [42] G. Xiao, Y. Zhang, and J. Lang, "Kinetic modeling study of the ignition process of homogeneous charge compression ignition engine fueled with three-component diesel surrogate," *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 52, no. 10, pp. 3732-3741, 2013.
- [43] M. Reyes, F. Tinaut, C. Andrés, and A. Pérez, "A method to determine ignition delay times for Diesel surrogate fuels from combustion in a constant volume bomb: Inverse Livengood–Wu method," *Fuel*, vol. 102, pp. 289-298, 2012.
- [44] B. Gauthier, D. F. Davidson, and R. K. Hanson, "Shock tube determination of ignition delay times in full-blend and surrogate fuel mixtures," *Combustion and Flame*, vol. 139, no. 4, pp. 300-311, 2004.
- [45] L. Cai and H. Pitsch, "Optimized chemical mechanism for combustion of gasoline surrogate fuels," *Combustion and flame*, vol. 162, no. 5, pp. 1623-1637, 2015.
- [46] T. Eder, P. Lückert, M. Kemmer, and H. Sass, "OM 654—Start einer neuen Motorenfamilie bei Mercedes-Benz," *MTZ-Motortechnische Zeitschrift*, vol. 77, no. 3, pp. 62-69, 2016.
- [47] M. Bargende, "Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren. Darmstadt, Technische Hochschule," Dissertation, 1991.
- [48] J. Huang, "A Simple Accurate Formula for Calculating Saturation Vapor Pressure of Water and Ice," *Journal of Applied Meteorology and Climatology*, vol. 57, no. 6, pp. 1265-1272, 2018.
- [49] S. Beck, "Beschreibung des Zündverzuges von dieselähnlichen Kraftstoffen im HCCI-Betrieb. Stuttgart, Universität Stuttgart," dissertation, 2012.
- [50] M. S. Gern, G. M. Kauf, A. Vacca, T. Franken, and A. C. Kulzer, "Ganzheitliche Methode zur Bewertung der Wassereinspritzung im Ottomotor," *MTZ-Motortechnische Zeitschrift*, vol. 80, no. 7-8, pp. 124-129, 2019.
- [51] W. A. Majewski, "Diesel oxidation catalyst," *DieselNet*, [https://www.dieselnet.com/tech/cat\\_doc.php](https://www.dieselnet.com/tech/cat_doc.php), 2018.
- [52] A. Gremminger, "Experimentelle Untersuchungen zum Einfluss verschiedener Gaskomponenten auf die Aktivität und Alterung eines Pd-Pt/Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-Methan-Oxidationskatalysators."
- [53] M. Eck, "Experimentelle Untersuchungen an Oxidationskatalysatoren zur Abgasnachbehandlung."
- [54] R. Kikuchi, S. Maeda, K. Sasaki, S. Wennerström, and K. Eguchi, "Low-temperature methane oxidation over oxide-supported Pd catalysts: inhibitory effect of water vapor," *Applied Catalysis A: General*, vol. 232, no. 1-2, pp. 23-28, 2002.
- [55] O. Deutschmann and J. D. Grunwaldt, "Abgasnachbehandlung in mobilen Systemen: stand der Technik, Herausforderungen und Perspektiven," *Chemie Ingenieur Technik*, vol. 5, no. 85, pp. 595-617, 2013.
- [56] H.-H. Braess and U. Seiffert, *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Springer-Verlag, 2011.
- [57] S. Barros, W. Atkinson, and N. Piduru, "Extraction of Liquid Water from the Exhaust of a Diesel Engine," SAE Technical Paper, 0148-7191, 2015.
- [58] M. Moses-Debusk, B. Bischoff, J. Hunter, J. Klett, E. Nafziger, and S. Daw, "Ceramics for Environmental and Energy Applications II," ed: Wiley, 2014.

- [59] S. Schneider, R. Lutz, and J. Curras-Guede, "Kombinierte Hochdruck-Niederdruck-Abgasrückführung für Nutzfahrzeug-Dieselmotoren," *MTZ-Motortechnische Zeitschrift*, vol. 81, no. 1, pp. 16-23, 2020.
- [60] David G. Goodwin, Raymond L. Speth, Harry K. Moffat, and Bryan W. Weber, Cantera: An object-oriented software toolkit for chemical kinetics, thermodynamics, and transport processes. <https://www.cantera.org>, 2018. Version 2.4.0. doi:10.5281/zenodo.1174508

## 15.2 Abkürzungsverzeichnis

°KW	Grad Kurbellwellewinkel
AGN	Abgasnachbehandlung
AGR	Abgasrückführung
BMEP	Effektiver Mitteldruck
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
DVA	Druckverlaufsanalyse
FSN	Filter Smoke Number
H <sub>2</sub> O	Wasser
HC	Unverbrannte Kohlenwasserstoffe
HCCI	Homogenous Charge Compression Ignition
HPC	High-Performance-Cluster
IMEP	Indizierter Mitteldruck
LLNL	Lawrence Livermore National Laboratory
N <sub>2</sub>	Stickstoff
NO <sub>x</sub>	Stickoxidemissionen
NTC	Negative Temperature Coefficient
OH	Hydroxidion
OT	Oberer Totpunkt
P <sub>2</sub>	Ladeluftdruck
P <sub>mi</sub>	Indizierter Mitteldruck
P <sub>Rail</sub>	Raildruck
RDE	Real Driving Emissions
SMD	Sauter-Mean-Diameter
TGA	Thermogravimetrische Analyse
TPA	Three-Pressure-Analysis
TPO	Temperaturprogrammierte Oxidation
VE	Voreinspritzung
VTG	Variable Turbinengeometrie
W/K	Wasser zu Kraftstoff Verhältnis



WLTC	Worldwide harmonized Light Duty Test Cycle
WLTP	Worldwide harmonized Light Duty Test Procedure
WR	Wasserrate
ZOT	Zünd-OT
$\lambda$	Kraftstoff-Luft-Verhältnis

### 15.3 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Ruß-NO <sub>x</sub> -Trade-off [1].....	5
Abbildung 2-2: Betriebsbereiche und Emissionen unterschiedlicher Brennverfahren [9] .....	7
Abbildung 2-3: Transiente AGR-Rate und NO <sub>x</sub> -Emissionen .....	8
Abbildung 3-1: Phantom V1612 .....	12
Abbildung 3-2: Visualisierung des Einspritzstrahls .....	13
Abbildung 3-3: Zeta und Gammawinkel .....	13
Abbildung 3-4: CAD-Zeichnung Einlasskanal.....	14
Abbildung 3-5: Versuchsaufbau Laserbeugungsspektrometer .....	15
Abbildung 3-6: Tropfengrößenverteilung bei einer Strahllänge von 6 cm .....	16
Abbildung 3-7: Sauterdurchmesser bei variierten Drücke und Längen.....	16
Abbildung 4-1: Kalibrierung des Einspritzmodells durch direkten Vergleich mit optischen Messungen .....	17
Abbildung 4-2: Validierung des Modells in Bezug auf die optische Messung unter Berücksichtigung der geometrischen Eigenschaften des Sprays .....	18
Abbildung 4-3: Vergleich des verdampften Wassers für jede Einspritzstrategie (linke y-Achse) und der flüssig eingespritzten Masse (rechte y-Achse) .....	19
Abbildung 4-4: SMD um 30 mm Querschnitt von Strahl für 5 und 9.5 bar Einspritzdruck .....	20
Abbildung 4-5:Untersuchten Positionen der Wasserinjektoren.....	21
Abbildung 4-6: Vergleich der Wirkung der beiden Injektor-Positionen in Bezug auf die Ansammlung von flüssigem Wasser .....	22
Abbildung 4-7: Wasserverdampfung für die verschiedenen Injektorkonfigurationen.....	23
Abbildung 4-8: mittlerer Sauer-Durchmesser (SMD) der in den Zylinder eingespritzten Wasser Tröpfchen und Ansammlung flüssiger Wassermassen an der Laufbuchse für die drei Injektor-Positionen .....	24
Abbildung 4-9: Wasserkonzentration im Zylinder für die Airbox-Wassereinspritzung (links) und für das Füllkanal (rechts) in Bezug auf den Wassertropfen um 412 °KW .....	24
Abbildung 4-10: Wasserkonzentration im Zylinder für die Airbox-Wassereinspritzung (links) und für das Füllkanal (rechts) in Bezug auf den Wassertropfen um 700 °KW .....	25
Abbildung 4-11: Temperatur im Zylinder für den Fall ohne Wassereinspritzung (links) und für das Füllkanal (rechts) in Bezug auf den Kraftstofftropfen um 724 °KW .....	25
Abbildung 4-12: Temperatur im Zylinder für den Fall ohne Wassereinspritzung (links) und für das Füllkanal (rechts) in Bezug auf den Kraftstofftropfen um 752 °KW (Ende des Verbrennungsprozesses) .....	26
Abbildung 4-13: Durchschnittliche Zylinder Temperatur der 3D-CFD-Zellen unter Verbrennungsbedingungen für den Fall ohne Wasser und die drei getesteten Wassereinspritzkonfigurationen .....	26
Abbildung 4-14: Vorbewertung der Rußbildung durch Überprüfung der Temperatur und des Mischungsverhältnisses des Falles ohne Wassereinspritzung und des Falles durch Wassereinspritzung in den Drahlkanal.....	27
Abbildung 5-1: Aufbau des Simulationsmodells zur Bestimmung von Zündverzugszeiten in Python .....	32
Abbildung 5-2: Gaszusammensetzung im Zylinder vor Verbrennungsbeginn bei kombinierter Nutzung von AGR und Wassereinspritzung (nicht maßstabsgetreu).....	34
Abbildung 5-3: Bestimmung der Zündverzugszeiten: OH-Kriterien (links), Temperaturkriterien (rechts) für einen identischen Simulationsfall .....	36
Abbildung 5-4: Unterschiedliche Verläufe der Zündkurven für n-Heptan (oben links), Vergleichskraftstoff nach [38] (oben rechts) und n-Dodecan (unten) bei sich ändernder AGR-Rate, Lambda = 1, Wassereinspritzrate = 0 %, Druck = 30 bar im isobaren Reaktor .....	38
Abbildung 5-5: Zündkurven für n-Heptan (oben links), Gemisch nach [38] (oben rechts) und n-Dodecan (unten) bei unterschiedlichen Wassereinspritzraten, ohne AGR, Lambda =1, Druck = 30 bar im isobaren Reaktor.....	39
Abbildung 5-6: Verläufe der Zündkurven für Kraftstoff nach [38], für Lambda = 0,8 (oben links), Lambda = 1 (oben rechts) und Lambda = 2 (unten), ohne AGR, Druck = 30 bar im isobaren Reaktor .....	40

Abbildung 5-7: Verläufe der Zündkurven für Kraftstoff nach [38], für $\lambda = 0,8$ (oben links), $\lambda = 1$ (oben rechts) und $\lambda = 2$ (unten), stöchiometrischer AGR-Rate = 20 %, Druck = 30 bar im isobaren Reaktor.....	41
Abbildung 6-1: Schema des angepassten Simulationsmodells für die Untersuchung der Stickoxidbildung.....	43
Abbildung 6-2: Verlauf der Stickoxidbildung in Abhängigkeit der AGR-Rate (links) und der Wassereinspritzung (rechts) bei $\lambda = 1,2$ , $T = 2400$ K, Druck = 140 bar.....	44
Abbildung 6-3: Verlauf der NO-Bildung bei kombinierter Nutzung von Wassereinspritzung und AGR-Rate, $T = 2600$ K, AGR = 20%, $p = 60$ bar, $WR = 200\%$ , $\lambda = 2$ .....	45
Abbildung 7-1: Übersicht über das vom FKFS bereitgestellte und verwendete GT-Power Motorenmodell.....	48
Abbildung 7-2: Vollastlinien des Motormodells in der Simulation.....	49
Abbildung 7-3: Kennfeld des Öffnungswinkel der AGR-Klappe im Niederdruck-AGR-System.....	50
Abbildung 7-4: Darstellung eines Lastsprungs mit Hervorhebung des geregelten (grün) und gesteuerten (lila) Betriebs; Wassereinspritzung inaktiv (blau).....	51
Abbildung 7-5: Darstellung des Längsdynamikmodelles mit den zusätzlichen Komponenten Fahrer, Fahrzeug und Motorsteuergerät.....	52
Abbildung 7-6: Prinzipdarstellung zur Berechnung von Lastprofilen für die Untersuchung von Lastsprüngen.....	55
Abbildung 7-7: Mittlere Leistungsanforderung in Abhängigkeit des Streckenabschnittes der durchgeführten RDE-Simulation (Leerlaufphasen und Schubabschaltung berücksichtigt)....	56
Abbildung 7-8: Verwendetes Streckenprofil für die RDE-Simulation.....	57
Abbildung 7-9: Auswertung der Dynamik des verwendeten Streckenprofils nach RDE-Richtlinien.....	57
Abbildung 7-10: Wirkungsgradgewinn durch Abschaltung des AGR-Systems.....	58
Abbildung 7-11: Vergleich der Stickoxidproduktion mit Basis-AGR-Betrieb (links) und abgeschalteter AGR (rechts).....	59
Abbildung 7-12: Vergleich der Abgastemperaturen am Turbinenausgang beim Standardmodell (links) und abgeschalteter AGR (rechts).....	59
Abbildung 7-13: Vergleich der Brenndauern im Standardmodell (links) und bei abgeschalteter AGR (rechts).....	60
Abbildung 7-14: Stickoxidproduktion während eines Lastsprunges von niedriger zu hoher Last (links) und hoher zu niedriger Last (rechts).....	61
Abbildung 7-15: Vergleich des Verlaufes des Ladedrucks in einem beispielhaften Fall des Lastsprungmodell Niedrig.....	62
Abbildung 7-16: Prinzip der Einteilung und Zuordnung von Simulationsdaten in Bereiche für eine gewichtete Auswertung.....	62
Abbildung 7-17: Vergleich der gewichteten Auswertung der Stickoxidemission roh (oben), nach dem SCR-Katalysator (mittig) und des zeitlichen Anteils in der RDE-Simulation (unten).....	64
Abbildung 8-1: Prüfstands- und Messstellenplan.....	67
Abbildung 9-1: Druckverläufe bei Variation des Wassereinspritzdrucks.....	70
Abbildung 9-2: Druckverläufe bei variierten Wassereinspritzdrücke.....	71
Abbildung 9-3: Druckverläufe mit variierten Wassermenge und erhöhtem $p_{mi}$ I.....	72
Abbildung 9-4: Emissionen bei 1000 U/min und 3,5 bar $p_{mi}$ .....	74
Abbildung 9-5: Emissionen bei 2000 U/min und 9,5 bar $p_{mi}$ .....	75
Abbildung 9-6: Emissionen bei 2000 U/min und 15,5 bar $p_{mi}$ .....	76
Abbildung 9-7: Emissionen bei 2000 U/min und 21,5 bar $p_{mi}$ .....	77
Abbildung 9-8: Emissionen in Abhängigkeit von $\lambda$ mit AGR.....	78
Abbildung 9-9: Emissionen in Abhängigkeit von $\lambda$ ohne AGR.....	78
Abbildung 9-10: Druckverläufe mit Variation des Ansteuerbeginns mit AGR.....	81
Abbildung 9-11: Druckverläufe mit Variation des Ansteuerbeginns ohne AGR.....	83
Abbildung 9-12: Prozentualer Anteil der Daten bei der Änderung der NOx- und FSN-Werten.....	84
Abbildung 9-13: Prozentualer Anteil der Daten bei denen sich der FSN Wert nicht ändert... 84	84

Abbildung 9-14: Emissionen bei 1000 U/min und 9,5 bar $p_{mi}$ mit und ohne AGR.....	85
Abbildung 9-15: Emissionen bei 1500 U/min und 9,5 bar $p_{mi}$ mit und ohne AGR.....	85
Abbildung 9-16: Emissionen bei 1500 U/min und 21,5 bar $p_{mi}$ mit und ohne AGR.....	86
Abbildung 9-17: Betriebspunkte mit einer Kombination aus Wassereinspritzung und AGR..	86
Abbildung 9-18: Partikelgrößenverteilung für Referenzpunkt .....	87
Abbildung 9-19: Partikelgrößenverteilungen für Ladedruckvariation.....	88
Abbildung 9-20: Partikelgrößenverteilungen Einspritzzeitpunktvariation .....	89
Abbildung 9-21: Partikelgrößenverteilungen AGR-Variation.....	90
Abbildung 9-22: Partikelgrößenverteilungen Einspritzdruckvariation .....	91
Abbildung 9-23: Wassereintrag in das Öl.....	92
Abbildung 10-1: Bestimmung des Zündverzuges anhand des Brennverlaufs nach [49] .....	96
Abbildung 10-2: Methode 2 zur Bestimmung des Zündzeitpunktes.....	97
Abbildung 10-3: Vergleich der Brennverläufe bei verschiedenen Wassereinspritzrate, Einspritzzeitpunkt Haupteinspritzung = 5,72 °KW nach ZOT, Motordrehzahl = 1000 min <sup>-1</sup> , Referenzmitteldruck = 9,5 bar, $p_2$ = 1,3 bar, stöich. AGR = 0 % (links), stöich. AGR = 5 % (rechts) .....	98
Abbildung 10-4: Vergleich der Brennverläufe bei verschiedenen Wassereinspritzraten, stöich. AGR = 5 %, Motordrehzahl = 1000 min <sup>-1</sup> , Referenzmitteldruck = 9,5 bar, $p_2$ = 1,3 bar, Einspritzzeitpunkt Haupteinspritzung = 2,27 °KW vor ZOT (links), Einspritzzeitpunkt Haupteinspritzung = 5,72 °KW nach ZOT (links).....	98
Abbildung 10-5: Vergleich der Brennverläufe bei verschiedenen Wassereinspritzraten und 0 % AGR, Motordrehzahl = 1500 min <sup>-1</sup> , Referenzmitteldruck = 21,5 bar, $p_2$ = 2,4 bar , Einspritzzeitpunkt Haupteinspritzung = 5,28 °KW vor ZOT (links) , Einspritzzeitpunkt Haupteinspritzung = 4,72 °KW nach ZOT (rechts) .....	99
Abbildung 10-6: Verlauf des indizierten Wirkungsgrads bei Drehzahl = 1000 min <sup>-1</sup> , Referenzmitteldruck = 9,5 bar, $p_2$ = 1,3 bar, Variation der Kraftstoffeinspritzung (links) und Drehzahl = 2000 min <sup>-1</sup> , Referenzmitteldruck = 21,5 bar, Variation des Ladedruckes (rechts) .....	99
Abbildung 10-7: Änderung des Zündverzuges der Haupteinspritzung in Abhängigkeit der Wasserrate für Motordrehzahl = 1000 min <sup>-1</sup> , Referenzmitteldruck = 9,5 bar, $p_2$ = 1,3 bar , ohne AGR (links) und Motordrehzahl = 1500 min <sup>-1</sup> , Referenzmitteldruck = 21,5 bar, $p_2$ = 2,4 bar , ohne AGR (rechts).....	100
Abbildung 10-8: Brennverlauf Motordrehzahl = 1000 min <sup>-1</sup> , Referenzmitteldruck = 9,5 bar, $p_2$ = 1,3 bar , ohne AGR, bei schneller Wasserverdampfung, $\tau_{50}$ = 20 °CA (links) und deutlich längerer Wasserverdampfung, $\tau_{50}$ = 360 °CA (rechts).....	101
Abbildung 10-9: Vergleich der Nulllinienkorrektur Motordrehzahl = 1000 min <sup>-1</sup> , Referenzmitteldruck = 9,5 bar, $p_2$ = 1,3 bar , ohne AGR, bei schnellerer Wasserverdampfung $\tau_{50}$ = 80 °KW (links) und gewählter langsamerer Wasserverdampfung $\tau_{50}$ = 360°KW (rechts) .....	102
Abbildung 11-1: Zusammenhang zwischen Einspritz- und Brennverlauf in der Simulation gegenüber den erhaltenen Verläufen aus der DVA, Motordrehzahl = 1500 min <sup>-1</sup> , $p_2$ = 2,3 bar, ohne AGR.....	103
Abbildung 11-2: Vergleich der Brennverläufe aus DVA und Simulation für einen Betriebspunkt, Drehzahl = 1500 min <sup>-1</sup> , Mitteldruck = 9,5 bar, $p_2$ = 1,3 bar, ohne AGR (links) und Drehzahl = 2000 min <sup>-1</sup> , Mitteldruck = 15,5 bar, $p_2$ = 2,1 bar, stöich. AGR = 10 %.....	104
Abbildung 11-3: Vergleich zwischen simuliertem und importiertem Brennverlauf, Drehzahl = 1500 min <sup>-1</sup> , Mitteldruck = 9,5 bar, $p_2$ = 1,2 bar , ohne AGR .....	105
Abbildung 11-4: Vergleich der Stickoxidwerte aus der Messung und dem optimierten Simulationsmodell.....	106
Abbildung 11-5: Verlauf der Wasserverdampfung im 0D-Simulationsmodell.....	108
Abbildung 12-1: Implementierung der Wassereinspritzung im GT-Power Modell .....	111
Abbildung 12-2: Prinzip zur Aktivierung der Wassereinspritzung in den Lastsprungmodellen .....	112
Abbildung 12-3: Vergleich der Zylinderfüllung in Abhängigkeit des Einspritzzeitpunktes des Wassers bei 100 % Wasserrate für 300 °KW vor Zünd-OT (unten links), 150 °KW vor Zünd-	

OT (oben rechts), 450 °KW vor Zünd- OT (unten rechts) und dem Referenzfall ohne Wasser (oben links) .....	113
Abbildung 12-4: Vergleich des Turboladerwirkungsgrades für den Fall ohne Wassereinspritzung (links) und 100 % Wassereinspritzung bei Einspritzung des Wassers 300 °KW vor Zünd-OT (rechts).....	114
Abbildung 12-5: Totalenthalpie an Turboladereintritt (links) und Enthalpie des Wassers an Turboladereintritt bei 100% Wasserrate bei Einspritzung des Wassers 300 °KW vor Zünd-OT (rechts) .....	114
Abbildung 12-6: Vergleich des indizierten Wirkungsgrades zwischen Referenzfall (links) und 100 % Wasserrate bei Einspritzung des Wassers 300 °KW vor Zünd-OT (rechts) .....	115
Abbildung 12-7: Vergleich der Wandtemperaturen des SCR-Katalysators für den Referenzfall (links) und einer Wasserrate von 100% bei Einspritzung des Wassers 300 °KW vor Zünd-OT (rechts) .....	115
Abbildung 12-8: Reduzierung der NO-Emissionen mit Einsatz der Wassereinspritzung, Referenzfall (oben links), 25 % Wasserrate (oben rechts), 50 % Wasserrate (unten links), 100 % Wasserrate (unten rechts) bei Einspritzung des Wassers 300 °KW vor Zünd-OT (rechts) .....	116
Abbildung 12-9: NO-Emissionen bei kaltem Motor (298 K) ohne Wassereinspritzung (links) und mit 100% Wassereinspritzrate bei Einspritzung des Wassers 300 °KW vor Zünd-OT (rechts) .....	116
Abbildung 12-10: Temperaturen des SCR-Katalysators bei kaltem Motor (298 K) ohne Wassereinspritzung (links) und mit 100% Wassereinspritzrate bei Einspritzung des Wassers 300 °KW vor Zünd-OT (rechts).....	117
Abbildung 12-11: Vergleich des indizierten Wirkungsgrades ohne AGR für den Fall ohne Wassereinspritzung (links) und mit einer Wassereinspritzrate von 100% bei Einspritzung des Wassers 300 °KW vor Zünd-OT (rechts).....	117
Abbildung 12-12: rohe Stickoxidemissionen ohne AGR und ohne Wassereinspritzung (links) und mit einer Wassereinspritzrate von 100% bei Einspritzung des Wassers 300 °KW vor Zünd-OT (rechts) .....	118
Abbildung 12-13: Vergleich der Verläufe von Ladedruck, AGR, Last und Stickoxidemissionen bei einem Lastsprung von ca. 2 bar auf über 8,6 bar, bei einer Drehzahl von 1340 min <sup>-1</sup> ...	119
Abbildung 12-14: Vergleich der Verläufe von Ladedruck, AGR, Last und Stickoxidemissionen bei einem Lastsprung von 16,2 bar auf 15,2 bar bei einer Drehzahl von 1100 min <sup>-1</sup> .....	120
Abbildung 12-15: Verteilung der NO-Entstehung für jede Minute in der RDE-Simulation mit Hervorhebung der zehn kritischsten Minuten .....	121
Abbildung 12-16: Verteilung der NO-Produktion über die Ladedruckabweichung .....	122
Abbildung 12-17: Vergleich der Wirkung der verschiedenen Wassereinspritzstrategien in der RDE-Simulation .....	123
Abbildung 12-18: Verringerung der NO-Emissionen nach dem SCR-Katalysator in Abhängigkeit der verwendeten Wassereinspritzstrategie .....	123
Abbildung 12-19: Insgesamt verwendete Wassermenge in der RDE-Simulation für die verschiedenen Einspritzstrategien .....	124
Abbildung 12-20: Relativer Vergleich der NO-Emissionen zwischen Referenz und Strategie 1 des untersuchten RDE-Fahrprofils .....	125
Abbildung 12-21: absoluter Temperaturunterschied der Wandtemperatur des SCR-Katalysators zwischen Referenz und Strategie 1 in der RDE-Simulation .....	125
Abbildung 13-1: Verhältnis der Abgaszusammensetzung bei Wassereinspritzung.....	128
Abbildung 13-2: NO-Konvertierung eines Diesel Oxidations Katalysators [51] .....	129
Abbildung 13-3: Methanumsatz des Pd/ZrO <sub>2</sub> -Ce-Katalysator über 30h Laufzeit in Anwesenheit bzw. Abwesenheit von Wasserdampf im Gasstrom [52].....	129
Abbildung 13-4: Abläufe der katalysierten Oxidation von CH <sub>4</sub> : a) Normaler Ablauf der katalysierten Oxidation von CH <sub>4</sub> . b) Möglichkeiten der Wasserinhibierung und Deaktivierung. Von links: Adsorption von Wasser und Blockieren der aktiven Stellen, Bildung von inaktiven Spezies, und Sintern der Katalysatorpartikel [53].....	130
Abbildung 13-5: Katalytische Konvertierung von Methan über ein Pd/SnO <sub>2</sub> Katalysator mit unterschiedlicher Anzahl des hinzugefügten Wassers[54].....	131

---

Abbildung 13-6: Katalytische Konvertierung von Methan über ein Pd/Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> Katalysator mit unterschiedlicher Anzahl des hinzugefügten Wassers[54] .....	131
Abbildung 13-7: Verschlechterung und Erholung der katalytischen Aktivität nach der Wasserbehandlung[54] .....	132
Abbildung 13-8: PSS-20 zur Entnahme von Rußproben .....	133
Abbildung 13-9: Normalisierte Rußabnahme in verschiedenen Temperaturbereiche .....	134
Abbildung 13-10: Prozentuale Rußabnahme für verschiedene Temperaturen .....	134
Abbildung 13-11: Normalisierte Rußabnahme in verschiedenen Temperaturbereiche .....	135
Abbildung 13-12: Prozentuale Rußabnahme für verschiedene Temperaturen .....	135
Abbildung 13-13: Die Temperatur, bei der die maximale Rußoxidation auftritt für alle durchgeführte Versuche.....	136

**15.4 Tabellenverzeichnis**

Tabelle 3-1: Kenngrößen Bosch Injektor .....	11
Tabelle 3-2: Kennwerte Kamera.....	12
Tabelle 3-3: Geschwindigkeit und Winkel.....	14
Tabelle 4-1: Einspritzungssimulation Matrix .....	18
Tabelle 4-2: Betriebspunkt Kalibration.....	21
Tabelle 4-3: Wassermassebilanz im Motor.....	23
Tabelle 5-1: Liste der betrachteten Diesel-Reaktionsmechanismen der CRECK Modeling Group (hellgrau hinterlegt) und des Livermore Lawrence National Laboratory (dunkelgrau hinterlegt).....	30
Tabelle 5-2: Liste der Eigenschaften von Diesel-Ersatzkraftstoffen verschiedener Autoren .	31
Tabelle 5-3: Bestandteile der Gaszusammensetzung im Zündungsmodell.....	34
Tabelle 5-4: Untersuchter Parameterraum für die Zündverzugsberechnungen .....	37
Tabelle 6-1: Untersuchter Parameterraum für die Berechnung der Stickoxidbildung unter Wassereinfluss .....	44
Tabelle 7-1: Technische Daten des verwendeten Motormodells .....	47
Tabelle 7-2: Technische Daten des verwendeten Fahrzeugmodells und Getriebes .....	52
Tabelle 7-3: Übersicht über die verwendeten Simulationsmodelle in GT-Power.....	53
Tabelle 9-1: Variation des Einspritzzeitpunkts.....	69
Tabelle 9-2 Variation des Einspritzdrucks .....	70
Tabelle 9-3: Kennfeld Injektorsteuerung.....	79
Tabelle 9-4: Ergebnis der Variation des Steueransteuerbeginn mit AGR .....	80
Tabelle 9-5: Ergebnis der Variation des Steueransteuerbeginn ohne AGR .....	82
Tabelle 10-1: Übersicht über die Quelle bzw. Berechnung von Größen für die DVA aus den Daten vom Prüfstand .....	94
Tabelle 11-1: Übersicht des gewählten Parameter für das Wasserverdampfungsmodell ...	107
Tabelle 11-2: Vergleich von 0D-Simulation mit 3D-CFD Simulation bezüglich der Wasserverdampfung.....	108
Tabelle 12-1: Übersicht über die betrachteten Wassereinspritzstrategien .....	122
Tabelle 13-1: Die Eigenschaften von verschiedene strecken .....	137
Tabelle 13-2: Eigenschaften der Wasserproben .....	137