

Potenziale eines Dieselmotors mit variablem Ventiltrieb und Zylinderzuschaltung in einem Traktor

vorgelegt von
Dipl.-Ing. (FH)
Thomas Buitkamp

von der Fakultät V - Verkehrs- und Maschinensysteme
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften
- Dr.-Ing.-

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzende: Prof. Dr. Cornelia Weltzien
Gutachter: Prof. Dr. Henning Meyer
Gutachter: Prof. Dr. Michael Günthner

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 21. August 2019

Berlin 2019

Vorwort

Diese Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit an der Technischen Universität Kaiserslautern in Zusammenarbeit mit dem John Deere European Technology Innovation Center. An dieser Stelle möchte ich mich bei all denjenigen Menschen bedanken, die mich sowohl indirekt, als auch direkt bei meiner Arbeit unterstützt haben.

Zunächst möchte ich mich bei Herrn Prof. Henning Meyer für sein mir entgegengebrachtes Vertrauen bedanken. Mein Dank gilt auch Herrn Prof. Michael Günthner für die Zeit am Lehrstuhl für Antriebe in der Fahrzeugtechnik. Außerdem möchte ich mich bei Herrn Prof. Peter Pickel für die hervorragende Betreuung seitens John Deere bedanken.

Besonders möchte ich mich bei meinen Kollegen am Lehrstuhl bedanken. Die Zeit im Büro und in der Halle war nie langweilig und hat mit euch immer Spaß gemacht. Vielen Dank an Anton Schurr für die vielen Diskussionen die mich oft sehr viel weitergebracht haben. Danke an Alexander Scholz für die tolle Zusammenarbeit im gemeinsamen Projekt. Herzlichen Dank auch an Florian Müller, David Woike und Thorsten Fuchs für das Kontrolllesen meiner Arbeit und für die wertvollen Tipps und Hinweise dazu.

Mein Dank gilt vor allem auch meiner Familie, die mich stets in meinem Vorhaben unterstützt und gefördert haben. Ganz besonders möchte ich mich bei meiner Freundin Martina Gerstlauer bedanken, die immer an mich geglaubt hat und mich auf meinem Weg unterstützt hat.

Kaiserslautern im November 2018

Thomas Buitkamp

Kurzfassung

Ziel aktueller Forschungen an Verbrennungsmotoren ist die weitere Reduzierung der Abgasschadstoffemissionen bei gleichzeitiger Senkung des Kraftstoffverbrauches. Die daraus resultierenden Maßnahmen bedeuten oftmals eine Steigerung der Komplexität der Verbrennungskraftmaschine, womit einerseits die Herstellungskosten steigen, andererseits die Fehleranfälligkeit des Gesamtsystems zunimmt. Es ist daher notwendig Technologien zu entwickeln, welche trotz der zwangsläufig steigenden Komplexität einen Vorteil für den Verbraucher generieren können.

Im Rahmen dieser Arbeit werden dazu zwei Technologien an einem 4-Zylinder Nutzfahrzeugdieselmotor von John Deere untersucht. Zunächst wird ein neues Zylinderzuschaltkonzept vorgestellt, dessen Potenzial zur Kraftstoffeinsparung untersucht wird. Zudem werden die Änderungen der Schadstoffemissionen diskutiert, sowie Verbesserungsmöglichkeiten und Grenzen aufgezeigt.

Dieses Konzept wird im Weiteren durch einen am Lehrstuhl für Antriebe in der Fahrzeugtechnik (LAF) der Technischen Universität Kaiserslautern entwickelten mechanisch vollvariablen Ventiltrieb erweitert. Dieser ermöglicht einerseits die Optimierung des Zuschaltsystems, indem damit die Ventile des abgeschalteten Zylinders stillgelegt werden können. Andererseits verfügt der Ventiltrieb über die Möglichkeit, durch ein zweites Öffnen eines Auslassventils in der Ansaugphase Abgas in den Zylinder zu fördern. Die Auswirkungen des auf diese Weise zurückgeführten (internen) Restgases auf das Schadstoffemissionsverhalten sowie auf den Kraftstoffverbrauch wird im zweiten Teil der Arbeit beleuchtet.

Weiterhin werden die Potenziale des Zylinderzuschaltsystems in einem Traktor untersucht. Dazu werden am Prüfstand gemessene Kraftstoffverbrauchsdaten verwendet und daraus analytisch die Auswirkung auf den Kraftstoffverbrauch in verschiedenen Anwendungsgebieten ermittelt. Abschließend wird eine Empfehlung für ein ideales Anwendungsgebiet für einen Traktor herausgearbeitet, welcher mit dem vorgestellten System ausgestattet ist.

Ein auf Messdaten basierender Vergleich dieses neuen Motorkonzepts mit dem Referenzmotor zeigte in den Feld- bzw. Arbeitszyklen im Niedriglastbereich des DLG-PowerMix einen Verbrauchsvorteil von bis zu 5,2 %.

Die hier vorgestellten Arbeiten wurden im Rahmen des Projekts „Hocheffizientes Dieselmotorenkonzept“ (HDMK) durchgeführt, gefördert durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie mit dem TÜV Rheinland als Projektträger (Förderkennzeichen: 19U15003A).

Abstract

The objective of current research on combustion engines is to further reduce exhaust emissions while simultaneously reducing fuel consumption. The resulting measures often mean an increase in the complexity of the internal combustion engine, which on the one hand increases production costs and on the other hand increases the susceptibility of the overall system to defects. It is therefore necessary to develop technologies that can generate an advantage for the consumer despite the increasing complexity.

Within the scope of this work, two technologies on a 4-cylinder commercial vehicle diesel engine from John Deere will be investigated. First, a new cylinder activation concept is presented whose potential for fuel savings in the partial load range is being examined. In addition, the changes in emissions will be discussed and opportunities for improvement and limits will be identified.

This concept will be further extended by a fully variable valve train developed at the Institute of Propulsion Systems (LAF) at the Technical University of Kaiserslautern. This allows, on the one hand, the optimization of the connection system by shutting down the valves of the deactivated cylinder. On the other hand, the valve train has the option of rebreathing exhaust gas by opening an exhaust valve a second time during the intake phase. The effects of this recirculated (internal) residual gas on pollutant emission behaviour and fuel consumption are examined in the second part of this paper.

Furthermore, the potentials of the cylinder activation concept in a tractor engine are examined. The data measured on the test bench will be used to analyze the impact on fuel consumption in various application areas. Finally, an ideal application for a tractor equipped with the presented system will be identified.

A comparison of this engine concept with the reference engine based on measurement data displayed a consumption advantage of up to 5.2 % in the low load field cycles of the DLG-PowerMix.

The work presented here was carried out as part of the project "Highly Efficient Diesel Engine Concept" (HDMK), funded by the Federal Ministry of Economic Affairs and Energy with the TÜV Rheinland as project management organisation (funding code: 19U15003A).

Inhalt

Vorwort	
Kurzfassung	I
Abstract.....	II
Inhalt.....	III
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik.....	2
2.1 Ventiltrieb.....	2
2.2 Dieselmotorische Verbrennung.....	5
2.3 Maßnahmen zur Kraftstoffverbrauchsreduktion	8
2.3.1 Reibungsreduktion.....	9
2.3.2 Downsizing	10
2.3.3 Zylinderabschaltung	11
3 Ziel der Arbeit	14
4 Grundlagen	16
4.1 Berechnungsgrundlagen	16
4.2 Schadstoffbildung und -reduktion.....	18
4.2.1 Stickstoffoxide	19
4.2.2 Partikel.....	24
4.2.3 Kohlenstoffmonoxid.....	26
4.2.4 Kohlenwasserstoffe	26
4.2.5 Gesetzliche Rahmenbedingungen	28
5 Material und Methodik.....	30
5.1 Referenzmotor	30
5.2 Messtechnik.....	32
5.3 Referenzmessung	35
5.4 Simulationsmodelle	38
6 3/4-Zylinder-Konzept	42
6.1 Motivation.....	42

6.2	Konstruktion	44
6.3	Experimentelle und simulative Untersuchung	46
6.3.1	Spezifischer Kraftstoffverbrauch	47
6.3.2	Abgastemperatur	54
6.3.3	Vollastlinie	57
6.3.4	Stickstoffoxide	61
6.3.5	Partikel	65
6.3.6	Kohlenstoffmonoxid	66
6.3.7	Kohlenwasserstoffe	66
7	3/4-Zylinder-Konzept in Kombination mit variablem Ventiltrieb	68
7.1	Motivation	68
7.2	Konstruktion	69
7.2.1	Mögliche Funktionalitäten	72
7.2.2	Verwendete Funktionalitäten	72
7.3	Experimentelle und simulative Untersuchung	76
7.3.1	Abgastemperatur	76
7.3.2	NO _x -Partikel Trade-Off	78
7.3.3	Spezifischer Kraftstoffverbrauch	80
8	Potenziale im Traktor	83
8.1	Ergebnisse im DLG-PowerMix	84
8.2	Vergleich zu einem alternativen Abschaltbetrieb	87
8.3	Wirtschaftliche Anwendungsgebiete	88
9	Zusammenfassung und Ausblick	90
10	Anhang	92
11	Abbildungsverzeichnis	93
12	Tabellenverzeichnis	96
13	Formelzeichenverzeichnis	97
14	Abkürzungsverzeichnis	99
15	Literaturverzeichnis	101

1 Einleitung

Der vom Menschen durch die Emission von Treibhausgasen verursachte Klimawandel führt zu einer globalen Erwärmung unseres Planeten. Die daraus entstandenen Temperaturanomalien von 1950 bis 2018 zeigt Abbildung 1-1 nach [1]. Folgen sind fundamentale Veränderungen des globalen Klimas mit noch nicht vollständig absehbaren und bewertbaren negativen Konsequenzen wie das Abschmelzen der Polkappen, sowie ein Anstieg der Meeresspiegel. Am 12. Dezember 2015 wurde deswegen auf der UN-Klimakonferenz in Paris beschlossen, die globale Durchschnittstemperatur um nicht mehr als 1,5 °C gegenüber den vorindustriellen Werten steigen zu lassen [2]. 195 Mitgliedstaaten verfolgen mit länderspezifischen Maßnahmen dieses Ziel, indem sie die anthropogenen Treibhausgasemissionen reduzieren. Die Europäische Union hat dazu im Zuge ihres Fahrplans für den Übergang zu einer CO₂-armen Wirtschaft definiert die Treibhausgasemissionen bis 2050 um 80 %, bezogen auf das Jahr 1995 zu reduzieren [3]. Da die Herstellung, Verteilung und Bereitstellung von Lebensmitteln in Deutschland in großem Umfang an Transporte gebunden ist, die heute bevorzugt mit Traktoren, aber auch mit anderen Nutzfahrzeugen durchgeführt werden, bietet dieser Sektor großes Potenzial, einen Betrag dazu zu leisten. Dem Traktor kommt in der Landwirtschaft eine besondere Bedeutung zu, da er nicht nur als Transportfahrzeug, sondern auch als zentrale Arbeitsmaschine in der Primärgütererzeugung eingesetzt wird. Eine Senkung des Kraftstoffverbrauchs und damit eine Senkung der ausgestoßenen CO₂-Emissionen sowie der gesetzlich limitierten Schadstoffemissionen, kann aufgrund der hohen jährlichen Einsatzzeiten einen wesentlichen Beitrag zum Umweltschutz bedeuten.

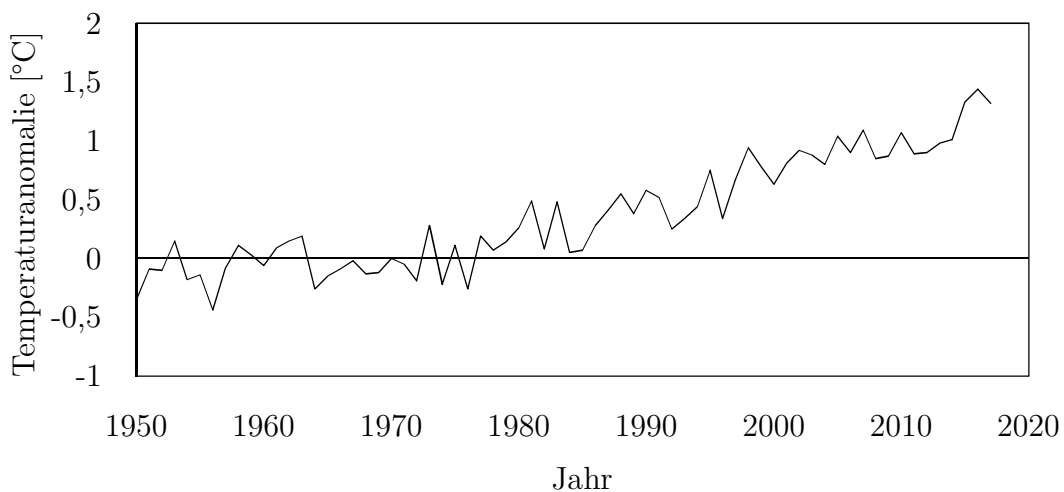


Abbildung 1-1: Temperaturanomalien der durchschnittlichen Kontinental-Temperaturen auf globaler Ebene von 1950 bis 2017 nach [1]

2 Stand der Technik

Das primäre Ziel dieser Arbeit ist die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs eines Dieselmotors. Dementsprechend wird im Folgenden auf den aktuellen Stand der Forschung und Entwicklung im Bereich der Dieselmotortechnologie eingegangen. Dabei werden die für diese Arbeit relevanten Elemente und Mechanismen behandelt. Dies ermöglicht eine Einordnung der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen in die auf dem Markt verfügbaren Maßnahmen zur Verbrauchsreduktion und zeigt die theoretischen Potenziale des hier vorgestellten Konzepts auf.

2.1 Ventiltrieb

Die Lage der Nockenwelle bzw. der Nockenwellen ist ein bezeichnendes Merkmal einer Verbrennungskraftmaschine. Neben anderen Anordnungen sind die in Abbildung 2-1 gezeigten Konfigurationen üblich [4]. Auf der linken Bildhälfte ist eine untenliegende Nockenwelle (OHV: engl.: overhead valve) zu sehen, auf der sich sowohl Einlass-, als auch Auslassnocken befinden. Im rechten Teil des Bildes ist die DOHC-Anordnung (DOHC: engl.: double overhead camshaft) abgebildet. Dabei ist für jeweils die Ein- und Auslassseite eine eigene Nockenwelle oberhalb des Motorblocks angebracht. Untenliegende Nockenwellen wurden zu Beginn der Motorenentwicklung häufig aufgrund des einfachen Aufbaus gewählt. Die Kraftübertragung zu den Ventilen erfolgt über Stoßstangen und Kipphebel. Vorteil dieser Technologie ist die Robustheit aufgrund des direkten Antriebs der Nockenwelle durch die Pleuellwelle über ein Pleuellrad. Zudem ist die Bauhöhe gering. Durch die großen bewegten Massen in dieser Art des Ventiltriebs ist jedoch die maximale Motordrehzahl stark begrenzt.

In der DOHC-Anordnung sind die bewegten Massen geringer und die Steifigkeit des Ventiltriebs höher. Ferner können die Ventilsperrungen der Ein- und Auslassventile mit speziellen Nockenwellenstellern unabhängig voneinander gesteuert werden. Der Antrieb

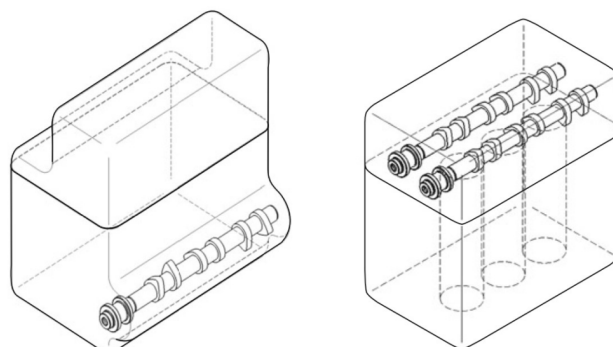


Abbildung 2-1: OHV-Anordnung (links), DOHC-Anordnung (rechts) [4]

des Ventiltriebs erfolgt meist mit Hilfe einer Steuerkette oder eines Zahnriemens. Die obenliegenden Nockenwellen bieten prinzipiell mehr Flexibilität bei erhöhter Komplexität und höherem Bauraumbedarf.

In Abbildung 2-2 sind exemplarische Ventilhubverläufe eines Dieselmotors dargestellt. Der Zünd-OT (ZOT) liegt bei 0 Grad Kurbelwinkel ($^{\circ}$ KW), folglich entspricht 360 $^{\circ}$ KW dem Ladungswechsel-OT (LWOT). Gegen Ende der Expansionsphase öffnen die Auslassventile (AÖ) gemäß ihren Hubkurven für die Dauer der Auslass-Steuerzeit (3). Der Abstand des Ventilhubmaximums zum Ladungswechsel-OT in Grad Kurbelwinkel wird als Auslass-Spreizung (1) bezeichnet. Die Einlassventile öffnen kurz vor dem oberen Totpunkt (EÖ) und schließen unmittelbar nach Erreichen des unteren Totpunktes (ES). Analog zur Auslass-Spreizung und Auslass-Steuerzeit, sind die Einlass-Spreizung (2) und Einlass-Steuerzeit (4) definiert. Die Auslassventile schließen knapp nach LWOT. Als Nockenspreizung bezeichnet man den Abstand zwischen beiden Ventilhubmaxima. Der Anfang der Ventilerhebungskurven ist mit einem flachen Anstieg ausgeführt. Diese sog. Öffnungsrampe sorgt für einen sanften Geschwindigkeitsaufbau beim Öffnen des Ventils. Gleiches gilt für die Schließrampe, welche ein definiertes Absetzen des Ventils ohne Beschleunigungsüberhöhung auf dem Ventilsitzring zum Ziel hat. Anders als in der Abbildung werden üblicherweise aufgrund dieser Rampen die Ventilöffnungszeiten definitionsgemäß erst ab einer Öffnung von 1 mm angegeben.

Der Bereich, in dem sowohl Auslass-, als auch Einlassventile geöffnet sind, heißt (positive) Ventilüberschneidung und fällt aufgrund des hohen Verdichtungsverhältnisses und der damit einhergehenden Kollisionsgefahr zwischen Kolben und Ventil bei Dieselmotoren in der Regel sehr gering aus.

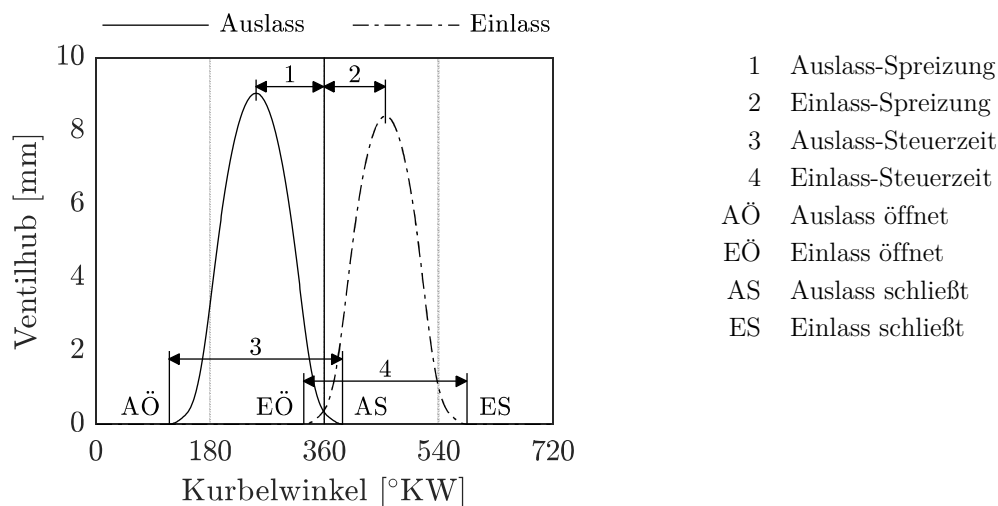


Abbildung 2-2: Definition Spreizung, Steuerzeit und Ventilhuböffnungszeiten

Durch die Veränderung der Ventilhubverläufe kann die Verbrennung maßgeblich beeinflusst werden. Im Gegensatz zum Ottomotor, bei dem durch einen geeigneten Ventiltrieb hauptsächlich Ansaugdrosselverluste verringert werden [5], steht bei der dieselmotorischen Verbrennung zusätzlich die Reduzierung der Emissionen im Vordergrund der Entwicklung. Dies kann entweder direkt, beispielsweise durch Erzeugung von Ladungsbewegung und damit verbessertem Verbrennungsablauf, oder indirekt, z.B. durch ein schnelleres Erreichen der Light-off-Temperatur der Katalysatoren in der Abgasnachbehandlung, stattfinden. Erhöhte Ladungsbewegung kann unter anderem durch ein sog. Ventilhubphasing erzeugt werden [6]. Dabei werden die Einlassventile entweder zeitlich versetzt (phasenverschoben) oder unterschiedlich weit geöffnet, sodass es zur Ausbildung einer um die Zylinderhochachse rotierenden Strömung (Drall) in der Brennkammer kommt. Auf diese Weise wird der eingespritzte Kraftstoff intensiver mit der Luft durchmischt. Damit kommt es zu weniger brennstoffreichen Zonen, was wiederum die Rußentstehung mindert und gleichzeitig die Rußoxidation fördert [7]. Drall kann auch induziert werden, indem zwei Einlasskanäle unterschiedlich geformt ausgeführt werden [8]. Stand der Technik ist die Kombination aus Füll- und Drall-Kanal. Letzterer kann über eine Klappe (Drall-Klappe) mehr oder weniger stark mit Massenstrom beaufschlagt werden, womit die Intensivität des Dralls gesteuert werden kann.

Das Potenzial von Variabilitäten im Luftpfad eines Diesel-Nutzfahrzeugmotors hinsichtlich Abgastemperaturmanagement wurde beispielsweise in [9] untersucht. In [10] konnte gezeigt werden, dass durch eine Variation der Einlasssteuerzeit sowohl Partikel-Emissionen, als auch Diesel-Kraftstoff eingespart werden kann. In [11] konnte durch ein spätes Einlassschließen (SES) eine Kraftstoffverbrauchersparnis von 0,5 % bis 2 % (je nach Betriebspunkt) nachgewiesen werden. Variationen unterschiedlicher Einlasssteuerzeiten für Drall- und Füllkanal an einem Dieselmotor zeigten in [12] ebenfalls eine Verbrauchsverbesserung, sowie eine Verbesserung des NO_x-Partikel Trade-Offs.

Durch eine Abgasrückführung kann Einfluss auf die Stickstoffoxidemissionen genommen werden (siehe Kapitel 4.2.1). Mit einer entsprechenden Variabilität im Ventiltrieb kann eine interne Abgasrückführung gesteuert werden. Hierfür gibt es verschiedene Ansätze für den Einsatz in einem Dieselmotor. Mit einer Restgasspeicherung [13], hervorgerufen durch frühes Auslassschließen (FAS) und spätes Einlassöffnen (SEÖ), kann ein Teil des verbrannten Gemischs im Zylinder zurückbehalten und im LWOT komprimiert und wieder expandiert werden. Dazu werden die Spreizungen der Aus- und Einlassventilhübe vergrößert und die Steuerzeiten verkürzt.

Eine Alternative dazu ist das erneute Öffnen eines Ventils in der Phase, in der die anderen Ventile geöffnet sind. So kann ein Auslassventil während der Einlassphase erneut geöffnet werden, um so Restgas aus dem Auslasskanal mit anzusaugen. Wahlweise kann ein Einlassventil in der Auslassphase geöffnet und damit ein Teil des Abgases in den Ansaugtrakt geschoben werden, welcher im nächsten Zyklus wieder angesaugt wird.

Außerdem kann durch frühes oder spätes Einlassschließen (FES oder SES) das effektive Verdichtungsverhältnis des Motors gesenkt werden. Die damit verbundenen niedrigeren Verbrennungstemperaturen wirken sich ebenfalls positiv auf die Stickstoffoxid-Emissionsbildung aus.

Mit Hilfe eines variablen Ventiltriebs können die Emissionen und der Kraftstoffverbrauch zudem indirekt positiv beeinflusst werden. Durch ein frühes Auslassöffnen (FAÖ) wird die Abgasenthalpie signifikant erhöht. Zwar steigen damit die Expansionsverluste an, allerdings kann das Abgasnachbehandlungssystem schneller auf das erforderliche Temperaturniveau gebracht werden. So wurde die Motorenbaureihe OM 93x von Mercedes-Benz mit einem Nockenwellensteller auf der Auslassseite ausgestattet, um damit bei Bedarf erhöhte Abgastemperaturen realisieren zu können [14].

Mit geeigneten Systemen können die Ventilhubverläufe nicht nur verschoben oder geformt, sondern die Ventile auch vollständig deaktiviert werden. Die Ventile verharren dann bei „Null-Hub“ und die Einspritzung wird abgeschaltet. Eine solche Zylinderabschaltung wird in Kapitel 2.3.3 näher behandelt.

2.2 Dieselmotorische Verbrennung

Dieselmotoren zeichnen sich durch eine heterogene Gemischbildung aus. Der Kraftstoff wird kurz vor dem oberen Totpunkt mit hohem Druck in den Zylinder eingespritzt, wo er sich selbst entzündet.

Die Gemischaufbereitung erfolgt in mehreren, teils simultan ablaufenden Schritten. Der Dieseldieselkraftstoff wird mittels Hochdruckpumpe auf einen Druck von bis zu 2500 bar komprimiert und in einen Hochdruckspeicher geleitet (sog. Common-Rail). Die Injektoren sind separat an diesen Speicher angeschlossen und werden so permanent mit hoch verdichtetem Dieseldieselkraftstoff versorgt. Dies ermöglicht eine drehzahlunabhängige Einspritzdruckeinstellung sowie Mehrfacheinspritzungen. Die Common-Rail-Technologie hat sich daher gegenüber dem älteren Pumpe-Düse-System durchgesetzt und gilt als Stand der Technik beim Dieselmotor.

Der Kraftstoff wird über das Common-Rail zum jeweiligen, im Regelfall zentral im Zylinder montierten, elektromagnetisch betätigten Injektor gefördert. Das Funktionsprinzip dieser Magnetventil-Injektoren ist in Abbildung 2-3 gezeigt [15]. Durch

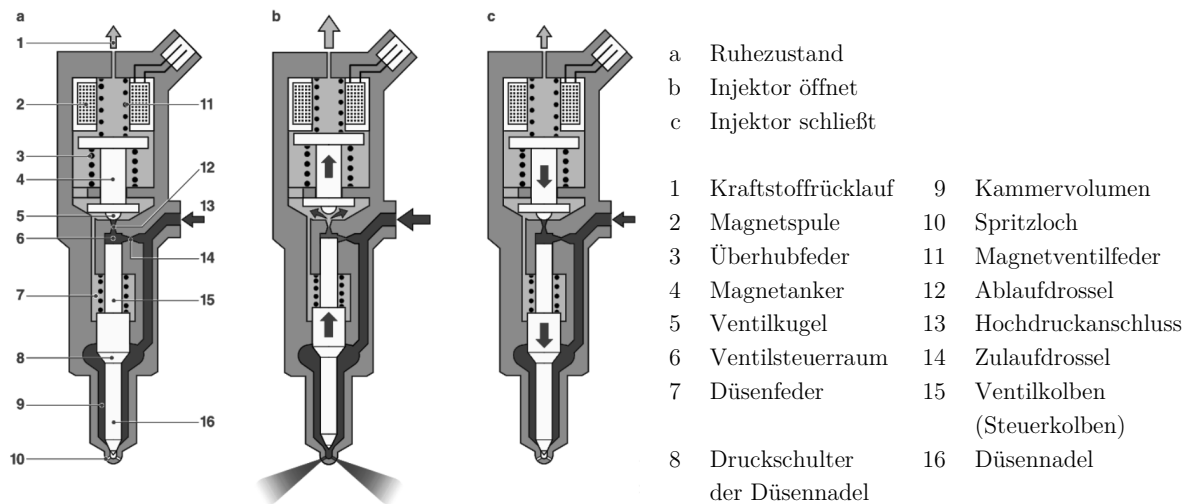


Abbildung 2-3: Funktionsprinzip Magnetventil-Injektor nach [15]

gezieltes Herabsetzen des Drucks im Ventilsteuerraum verschiebt sich die Düsennadel nach oben und öffnet damit die Spritzlöcher zum Brennraum. Hier muss der flüssige Kraftstoff in die Gasphase überführt werden, um ein zündfähiges Gemisch herzustellen. Dies geschieht durch den Strahlzerfall, welcher in den (düsennahen) Primärzerfall und den (düsenfernen) Sekundärzerfall unterteilt werden kann.

Aufgrund von turbulenten Rückströmungen in der Düse bilden sich beim Einspritzvorgang Kavitationsblasen, welche die zusammenhängende flüssige Phase des Kraftstoffes in Ligamente und Tröpfchen auflöst. Weitere Einflussfaktoren für den primären Strahlzerfall sind Umverteilungen des Geschwindigkeitsprofils im Inneren des Kraftstoffstrahls, sowie die Oberflächenspannung und der Impulsaustausch des Strahls mit der Brennraumluft.

Der düsenferne Sekundärzerfall sorgt in Folge aerodynamischer Kräfte zur Durchmischung der Kraftstoff-Ligamente und -Tröpfchen mit der verdichteten, heißen Brennraumluft (siehe Abbildung 2-4 [16]).

Die Zeit zwischen dem Einspritzbeginn und dem Brennbeginn wird Zündverzögerung genannt. Die in dieser Zeitspanne kleine eingespritzte Kraftstoffmenge vermischt sich nahezu homogen mit der Brennraumluft und entzündet sich dann schlagartig. Man spricht in diesem Zusammenhang von einer vorgemischten Flamme. Die daraus resultierende Energiefreisetzung verursacht einen steilen Druckanstieg im Brennraum, welcher für das dieseltypische „harte“ Verbrennungsgeräusch (auch bekannt als „Dieselnageln“ oder „Dieselschlag“) verantwortlich ist. Eine Methode, um den Druckanstieg zu verlangsamen, ist das Absetzen einer kleinen Kraftstoffmenge vor der Haupteinspritzung (sog.

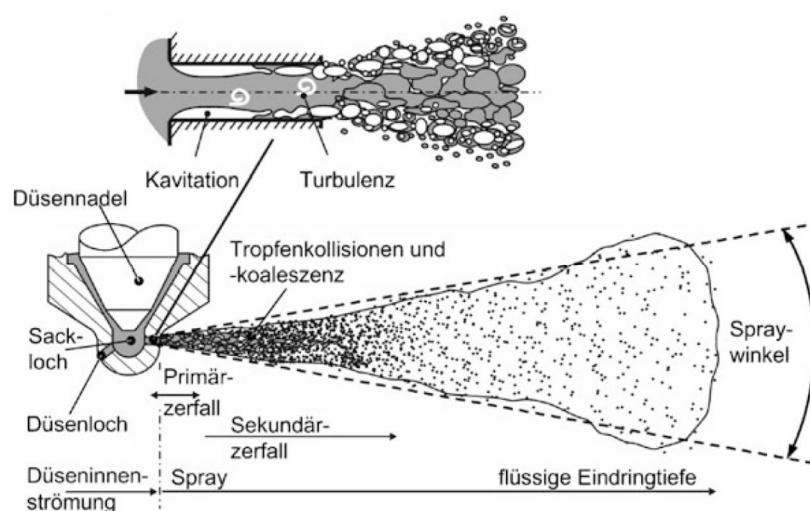


Abbildung 2-4: Düseninnenströmung und Strahlausbreitung [16]

Voreinspritzung). Der verbrannte voreingespritzte Kraftstoff erhöht die Brennraumtemperatur und verkürzt damit den Zündverzug der Haupteinspritzung.

Die anschließende Diffusionsverbrennung ist ein Hauptmerkmal der dieselmotorischen Verbrennung. Hier laufen verschiedene Prozesse zeitgleich ab. So wird weiterhin Kraftstoff eingespritzt und aufbereitet, gleichzeitig verbrennt ein Teil des Kraftstoffs, setzt damit Wärme frei und bildet Verbrennungsprodukte (darunter Schadstoffe). Das inhomogene Gemisch im Zylinder hat dabei jedes Verbrennungsluftverhältnis von reinem Kraftstoff ($\lambda = 0$) bis reiner Luft ($\lambda = \infty$). Zündfähig ist das Gemisch zwischen $\lambda = 0,25$ und $\lambda = 0,65$ [17]. Hier wird die Verbrennung maßgeblich über die Rate der sukzessive aufbereiteten (zündfähigen) Kraftstoff-Luft-Mischung gesteuert, daher wird diese Phase auch mischungskontrollierte Verbrennung genannt.

Die dritte Phase der Verbrennung ist die Nachverbrennung. Sie beginnt mit dem Schließen der Düsennadel, womit kein weiterer Kraftstoff in den Brennraum eintreten kann. Aufgrund des größer werdenden Zylindervolumens sinkt die Brennraumtemperatur ab, sodass die Verbrennung nicht mehr durch eine veränderbare Mischungsrate gesteuert wird, sondern unter chemisch betrachtet konstanten Mischungsverhältnissen abläuft. Diese Phase wird auch „reaktionskinetisch kontrollierte Verbrennung“ genannt. Dieser Abschnitt der Verbrennung ist von hoher Bedeutung für die Rußoxidation (siehe 4.2.2). Abbildung 2-5 zeigt die 3 Phasen der Verbrennung im Überblick [13].

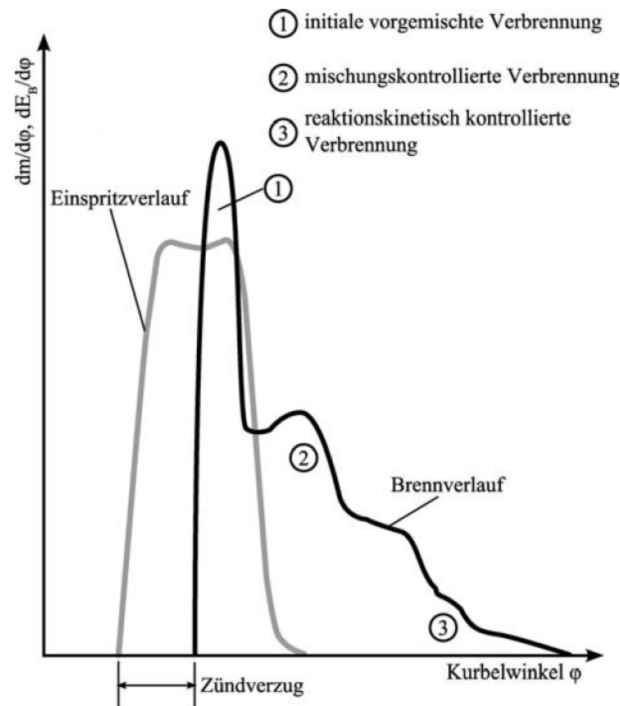


Abbildung 2-5: Einspritz- und Brennverlauf im Dieselmotor [13]

2.3 Maßnahmen zur Kraftstoffverbrauchsreduktion

Um bei gleicher Leistungsabgabe weniger Kraftstoff zu verbrauchen, muss der effektive Wirkungsgrad der Maschine erhöht werden.

Der effektive Wirkungsgrad (η_e) kann in den mechanischen (η_m) und den indizierten (η_i) Wirkungsgrad unterteilt werden. Dabei beinhaltet der mechanische Wirkungsgrad alle Verluste, die durch Reibung im Motor entstehen (Kurbeltrieb, Ventiltrieb, etc.). Außerdem werden hier auch die Verluste infolge des Antriebs der Nebenaggregate (Hochdruckpumpe, Ölpumpe, etc.) hinzugezählt. Der indizierte Wirkungsgrad steht für den Wirkungsgrad des Gasprozesses und kann ebenfalls unterteilt werden. Hierbei unterscheidet man den Wirkungsgrad im Niederdruckteil ($\Delta\eta_{i,ND}$) von den Verlusten, welche im Hochdruckteil ($\Delta\eta_{i,HD}$) auftreten.

$$\eta_e = (\eta_{i,HD} - \Delta\eta_{i,ND}) * \eta_m \quad (1)$$

Eine weitere Aufteilung der Wirkungsgrade kann im Zuge einer Verlustanalyse erfolgen, wie sie im Rahmen der Arbeit durchgeführt wurde (siehe Kapitel 6.3.1). Dabei wird der Motorprozess mit einem Idealprozess verglichen und die Annahmen aus der Idealprozessrechnung sukzessive durch Messdaten ersetzt. Aus Gleichung (1) ist ersichtlich, dass der effektive Wirkungsgrad verbessert werden kann, indem mindestens

einer der drei in der Gleichung enthaltenen Wirkungsgrade vergrößert wird. Eine Reduktion der innermotorischen Reibung oder der Reibung eines der Nebenaggregate würde beispielsweise eine Verbrauchsverbesserung bedeuten, da der mechanische Wirkungsgrad der Maschine verbessert wird. Weiter kann eine optimierte Verbrennung den indizierten Wirkungsgrad des Hochdruckteils verbessern. Entsprechend bedeutet eine geringere Ladungswechselerbeit ebenfalls einen höheren Gesamtwirkungsgrad.

Der indizierte Wirkungsgrad ist zudem vom Betriebsmodus des Motors abhängig. So ist es je nach Abgasnachbehandlungssystem notwendig unter bestimmten Randbedingungen eine definierte Abgaszusammensetzung herzustellen [18]. Dies wirkt sich unmittelbar auf den Kraftstoffverbrauch aus. Im Folgenden soll auf drei Maßnahmen zur Wirkungsgradoptimierung eingegangen werden.

2.3.1 Reibungsreduktion

Die Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrades erfolgt durch die Minderung der Reibung in der Maschine. Zur Maschine werden dabei auch deren Nebenaggregate gezählt. Kann die Leistungsaufnahme eines Nebenaggregates verringert werden, verbessert sich damit der Gesamtwirkungsgrad des Motors.

Bei Nenndrehzahl verteilen sich die Reibverluste nach [19] wie folgt:

- Kolben und Kolbenringe - ca. 50 %
- Lager - ca. 20 %
- Ventiltrieb - ca. 10 %
- Ölpumpe - ca. 10 %
- Kühlmittelpumpe - ca. 5 %
- Einspritzpumpe - ca. 5 %

Durch spezielle Beschichtungen [20–22], besondere Fertigungsverfahren [23] oder andere Werkstoffzusammensetzungen [24] im Bereich der Kolbengruppe kann die Reibung in diesem Bereich minimiert werden.

Eine weitere Verbesserung des Wirkungsgrades kann durch die Optimierung der Lager erzielt werden. So können beispielsweise die Nockenwellen mit einer Wälzlagerung anstelle einer Gleitlagerung ausgestattet werden [25]. Dies reduziert die Reibung in der Lagerung und senkt gleichzeitig den Ölbedarf im Motor, wodurch die Ölpumpe eine geringere Leistung aufnimmt und die Reibungsverluste weiter gesenkt werden.

Auch durch die bedarfsgerechte Regelung der Ölpumpe, z.B. mittels Pendelschieberpumpe wie in [26], kann der Kraftstoffverbrauch gesenkt werden. Einen kleinen Beitrag zur Verbrauchsabsenkung kann auch die Reduzierung der Reibung in den

Radialwellendichtringen leisten [27]. Ein reibungsoptimierter Ventiltrieb [28] oder optimierte Teile des Ventiltriebs, wie dessen Kettentrieb [29] oder elektrische Aktuatoren [30], beeinflussen den Gesamtwirkungsgrad ebenfalls positiv. So kann anstatt eines Gleitabgriffs durch einen Rollenabgriff am Nockenfolger die Reibleistung gemindert werden.

Neben der direkten Verbesserung der einzelnen Komponenten kann auch indirekt Einfluss auf deren Einzelwirkungsgrad genommen werden. Gelingt es nach einem Kaltstart schneller die korrekte Betriebstemperatur einzuregeln, nimmt unter anderem das Motoröl früher die vorgesehene Viskosität ein und minimiert damit die Reibleistung aller Lagerstellen des Motors. Somit kann durch ein optimiertes Thermomanagement [31] der Verbrauch reduziert werden, indem die ineffiziente Warmlaufphase verkürzt wird.

2.3.2 Downsizing

Beim Downsizing wird das Motorhubvolumen reduziert. Um dennoch dieselbe Maximalleistung darstellen zu können, muss die Leistungsdichte des Motors erhöht werden. Hierfür gilt der Zusammenhang:

$$\frac{P_e}{V_H} = p_{me} * n * i \quad (2)$$

Nach Formel (2) kann die Erhöhung der Leistungsdichte entweder durch das Erhöhen der Drehzahl (n) oder durch Steigerung des effektiven Mitteldrucks (p_{me}) erfolgen [32]. Die Arbeitsspiele pro Umdrehung ($i = 0,5$) sind durch den 4-Takt-Betrieb des Motors festgelegt. Hieraus leiten sich das Hochdrehzahl- sowie das Hochlastkonzept ab. Bei einer Auslegung mit Motordrehzahlen von über 7000 min^{-1} wird nach [32] von einem Hochdrehzahlkonzept gesprochen. Dieser Drehzahlbereich ist aufgrund des speziellen Prozessablaufs in einem Dieselmotor sowie der hohen Massenträgheitsmomente und -kräfte praktisch nicht erreichbar. Ferner wird die Maximaldrehzahl durch den Zündverzug der dieselmotorischen Verbrennung begrenzt. Zudem sinkt bei höheren Drehzahlen der mechanische Wirkungsgrad eines Verbrennungsmotors aufgrund der überproportional steigenden Reibleistung. Diese Art des Downsizings wäre damit lediglich eine Maßnahme zur Gewichtsreduktion des Triebwerks und kann nicht zur Steigerung der Effizienz des Motorprozesses eingesetzt werden.

Beim Hochlastkonzept hingegen kann über die Anhebung des Mitteldrucks eine Verschiebung der auftretenden Betriebspunkte im Motorkennfeld in energetisch günstigere Gebiete erreicht werden. Dies betrifft vornehmlich das Teillastgebiet, da im

Motorenkennfeld der spezifisch beste Verbrauch bei höheren Mitteldrücken erreicht wird. Der effektive Mitteldruck lässt sich wie folgt ausdrücken [32]:

$$p_{me} = \rho_L * \frac{\lambda_L}{\lambda} * \frac{H_U}{L_{min}} * \eta_i * \eta_m \quad (3)$$

Nach Gleichung (3) kann der effektive Mitteldruck des luftverdichtenden Motors praktisch nur durch die Erhöhung der dem Motor zugeführten Luftdichte signifikant vergrößert werden. Die anderen Einflussfaktoren sind nur in begrenztem Maße beeinflussbar. So sind der Liefergrad λ_L , der indizierte Wirkungsgrad η_i sowie der effektive Wirkungsgrad η_m bei einem gegebenen Motor kaum veränderbar. Der untere Heizwert H_U sowie der Mindestluftbedarf L_{min} sind rein kraftstoffabhängig. Die Luftdichte hingegen kann durch ein geeignetes Auflade-System deutlich erhöht werden. Mit einem größeren effektiven Mitteldruck steigen allerdings die Zylinderspitzen drücke in der Vollast ebenfalls an, sodass entsprechende Maßnahmen zum Bauteilschutz ergriffen werden müssen.

Zudem muss das Brennverfahren angepasst werden, da es zu einer Verschiebung zu höheren Lasten kommt [33]. Nach [34] kann durch das Downsizing beim Dieselmotor bis zu 13 % Verbrauchsminderung erzielt werden. Diesem wird deshalb eine hohe Bedeutung zugeschrieben [35]. Die dafür notwendige Aufladung kann auf unterschiedliche Arten erfolgen. In [36] wurde das Potenzial der mehrstufigen Aufladung, auch in Kombination mit einem Elektrokompessor, untersucht. Alternativ kann auch ein Abgasturbolader durch einen Elektromotor unterstützt werden, um so für einen schnelleren Drehmomenten-Aufbau zu sorgen [37].

2.3.3 Zylinderabschaltung

Die Zylinderabschaltung stellt ebenfalls ein geeignetes Mittel zur Kraftstoffverbrauchsreduktion dar. Durch das Deaktivieren von mindestens einem Zylinder kann die Zylinderlast der aktiven Zylinder erhöht werden. Diese sog. Lastpunktverschiebung verlagert, wie im vorangehenden Kapitel erläutert, den Lastpunkt der aktiven Zylinder in ein Gebiet erhöhten Mitteldruckes und damit typischerweise in ein Gebiet höheren effektiven Wirkungsgrades. Da diese Maßnahme während des Betriebs ein- und ausgeschaltet werden kann, spricht man auch von dynamischem Downsizing. Vorteil dieses Konzeptes gegenüber dem statischen Downsizing ist die geringere Triebwerksbelastung im Vollastbetrieb, da hier die Motorlast auf das komplette Hubvolumen aufgeteilt werden kann. Wird eine erhöhte

Triebwerksbelastung toleriert, können im Zuschaltbetrieb sogar höhere spezifische Maximallasten dargestellt werden.

Im Abschaltbetrieb werden die Ladungswechselventile der inaktiven Zylinder geschlossen gehalten und die Einspritzung abgeschaltet. Durch das Schließen der Ventile können die Verluste durch den Ladungswechsel eingespart werden. Das eingeschlossene Gas im inaktiven Zylinder wirkt als pneumatische Feder, sodass nur geringe Verluste bedingt durch den Wandwärmeübergang an den Zylinderwänden auftreten. Die Reibung des abgeschalteten Zylinders fällt aufgrund der fehlenden Gaskräfte und der damit deutlich geringeren Kolbenseitenkräfte ebenfalls gering aus.

Eine Untersuchung zur Abschaltung von zwei Zylindern an einem 4-Zylinder-Dieselmotor in [38] zeigte Verbrauchsvorteile bei niedrigen Motorlasten. Nach [39] ergibt sich durch die Zylinderabschaltung beim Dieselmotor ein Verbrauchsvorteil zwischen 0 % und 17,5 % bei gleichzeitiger Abgastemperaturerhöhung. In [40] wird von einer Verbrauchsverbesserung von 10 % bis 30 % bei einem 6-Zylinder Dieselmotor berichtet. Abbildung 2-6 zeigt vier auf dem Markt verfügbare Zylinderabschaltsysteme [41]. In der Abbildung sind neben der Bezeichnung der Systeme auch die jeweiligen Zündfolgen und die abschaltbaren Zylinder eingetragen. Üblicherweise wird die Hälfte der Zylinder deaktiviert. Eine Ausnahme bildet das VCM System von Honda, mit welchem es möglich ist, auch nur 2 von 6 Zylindern zu deaktivieren. Mit der „Active Cylinder Technology (ACT)“ von VW können bei einem 4-Zylindermotor die Zylinder 2 und 3 abgeschaltet werden [42]. Mazda bietet in seinem 4-Zylindermotor „SkyActive-G“ die Abschaltung der Zylinder 1 und 4 an. Mit einer Entwicklung von Schaeffler ist eine rollierende Zylinderabschaltung an einem 3-Zylindermotor möglich [43]. Damit werden alternierend nur Zylinder 2 und Zylinder 1 gemeinsam mit Zylinder 3 abgeschaltet. Dadurch ergibt

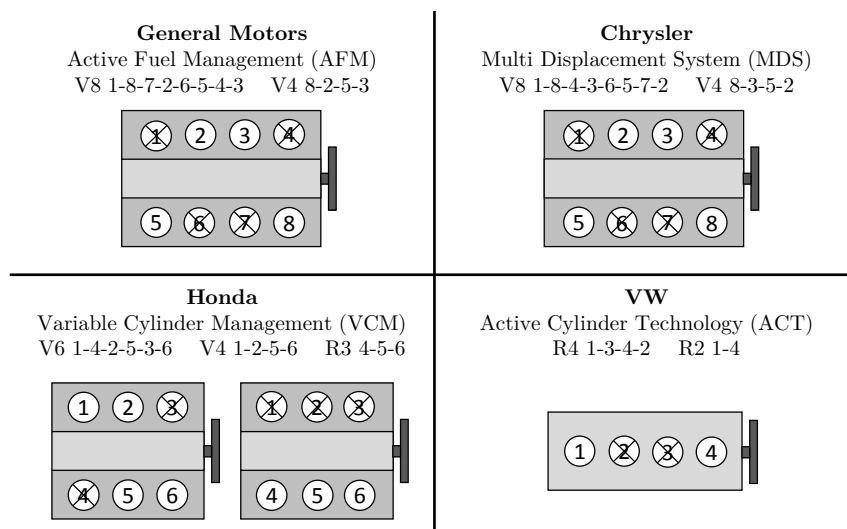


Abbildung 2-6: Zylinderabschaltsysteme nach [41]

sich ein gleichmäßiger Zündabstand über zwei Zyklen. Dieses Konzept wurde auch von Ford im EcoBoost 1,0l 3-Zylindermotor untersucht [44].

Das von Tula vorgestellte System „Dynamic Skip Fire“ (DSF) erlaubt es, einzelne Zylinder nach Bedarf zu deaktivieren [41, 45]. So kann in einem 8-Zylindermotor jede Kombination aus aktiven und nicht aktiven Zylindern realisiert werden.

Um einen Zylinder abzuschalten, muss zum einen die entsprechende Kraftstoffzufuhr unterbrochen werden, zum anderen müssen die Ladungswechselventile geschlossen werden, um die Ladungswechselverluste zu minimieren. Die Stilllegung der Ventile kann dabei über unterschiedliche Systeme realisiert werden. Sogenannte Schiebenockensysteme erlauben es, zwischen zwei verschiedenen Nockenkonturen hin und her zu schalten. Beispiele hierfür sind die Systeme „AVS“ von Audi [46] oder „Camtronic“ von Daimler [47]. Dies kann genutzt werden, um zwischen unterschiedlichen Ventilhuben zu wechseln. Alternativ kann ein solches System genutzt werden um zwischen Hub und „Null-Hub“ umzuschalten. In [48] wird darüber hinaus ein System vorgestellt, indem nicht nur die Ventile und die Einspritzung, sondern die gesamte entsprechende Kolbengruppe stillgelegt wird. Hieraus ergeben sich weitere Vorteile durch die reduzierte Reibung.

Alternativ zu Hubumschaltsystemen können auch vollvariable Ventiltriebe genutzt werden, um einzelne Zylinder zu deaktivieren. Ein Beispiel hierfür ist das Univalve-System [49, 50] oder der in dieser Arbeit vorgestellte Ventiltrieb (siehe Kapitel 7.2). Der Vorteil hierbei besteht in den zusätzlichen Funktionalitäten, die durch den Ventiltrieb gegeben sind. So können, je nach System, die Ventilhübe beeinflusst werden oder zusätzliche Ventilhübe implementiert werden. Dadurch werden neben der Kraftstoffverbrauchsminderung auch weitere Ziele verfolgt, zum Beispiel die Verbesserung des Emissionsverhaltens des Motors.

3 Ziel der Arbeit

Ziel der vorgestellten Untersuchung ist die Darstellung von Potenzialen hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen, die sich durch ein Zylinderzuschaltkonzept (3/4-Zylinder-Konzept) und dessen Kombination mit einem mechanisch voll variablen Ventiltrieb ergeben. Dabei liegt der Fokus bei diesem System auf dem 3-Zylinder-Betrieb, wodurch sich dieses Konzept grundlegend von einer herkömmlichen Zylinderabschaltung unterscheidet. Die Bewertung der Potenziale erfolgt anhand von Lastzyklen für Traktoren, die von der Deutschen Landwirtschaftsgesellschaft (DLG) entwickelt wurden.

Die Verbrauchsvorteile können dabei sowohl direkt als auch indirekt entstehen. Ein Beispiel für einen indirekten Kraftstoffverbrauchsvorteil ist die Erhöhung der Abgastemperatur bei gleichem spezifischen Kraftstoffverbrauch [51]. Durch die zusätzliche Energie im Abgas kann das Abgasnachbehandlungssystem nach einem Kaltstart schneller auf die gewünschte Betriebstemperatur gebracht werden und in Phasen geringer Motorlast verhindern, dass das System unter den Reaktionsbereich auskühlt. So müssen keine effizienzmindernden Maßnahmen zur künstlichen Erhöhung der Abgastemperatur ergriffen werden. Ferner steigert eine erhöhte Abgastemperatur die Konvertierungsrate der im Abgasstrang eingesetzten Katalysatoren und kann damit das Emissionsverhalten des Motors verbessern [52, 53]. Ein Vergleich unterschiedlicher Heizmaßnahmen hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen zeigt [54].

Wie in den vorangegangenen Kapiteln beschrieben, gibt es diverse Maßnahmen, um den Verbrauch durch Optimierung des effektiven Wirkungsgrades direkt zu verbessern. Im Rahmen dieser Arbeit wird eine detaillierte Verlustanalyse durchgeführt, um Aufschluss über die Änderungen der Wirkungsgrade bedingt durch das realisierte Zylinderzuschaltkonzept zu erhalten. Dafür wird nach einer Referenzvermessung des Basismotors auf einem Motorenprüfstand das 3/4-Zylinder-Konzept implementiert und ebenfalls vermessen. Durch den Vergleich der Messdaten in einem dafür entwickelten Simulationsmodell ist es dann möglich, die Systeme hinsichtlich deren Effizienz zu vergleichen.

Nach einer ausführlichen Untersuchung des 3/4-Zylinder-Konzepts wird der Motor um den variablen Ventiltrieb erweitert, um auch dessen Effekte auf das Gesamtsystem zu verstehen. Dafür wird neben den Prüfstandsuntersuchungen ein weiteres 1D-Simulationsmodell aufgebaut, mit dem eine Bestimmung der Abgasrückführraten möglich ist. Dies ist notwendig, um das System hinsichtlich seines Emissionsverhaltens mit dem Basisbetrieb vergleichen zu können.

Abschließend wird das Konzept hinsichtlich seines Potenzials in einem Traktor beurteilt und eine Empfehlung für ein optimales Anwendungsgebiet formuliert.

4 Grundlagen

Zum besseren Verständnis der nachfolgenden Erläuterungen und Schlussfolgerungen wird in diesem Kapitel auf die hierfür notwendigen Grundlagen eingegangen. Dafür werden zunächst die physikalischen Grundlagen erläutert und anschließend ein Überblick über die Schadstoffe der dieselmotorischen Verbrennung gegeben.

4.1 Berechnungsgrundlagen

Die durch die Gaskraft am Kolben geleistete Arbeit wird mit folgender Formel berechnet:

$$dW_K = p * A_K * ds_\alpha \quad (4)$$

Dabei ist W_K die Arbeit am Kolben, p der Gasdruck im Zylinder, A_K die Kolbenfläche und s_α der Kolbenweg. Das Produkt aus Kolbenfläche und Kolbenweg pro Zeit ist die Volumenänderung (dV_h) des Zylinders. Für die Arbeit pro Arbeitsspiel (W_{KA}) gilt damit:

$$W_{KA} = \oint p * dV_h \quad (5)$$

Betrachtet man ein Arbeitsspiel und stellt Formel (5) um, erhält man den indizierten Mitteldruck p_{mi} :

$$p_{mi} = \frac{W_{KA}}{V_h} \quad (6)$$

Aus dem indizierten Mitteldruck kann mit der Drehzahl (n) und der Anzahl der Arbeitsspiele pro Umdrehung ($i=0,5$ für 4-Takt-Motoren) die indizierte Leistung (P_i) errechnet werden. Analog gilt derselbe Zusammenhang für die Reibleistung (P_r) und die effektive Leistung (P_e) mit dem Reibmitteldruck (p_{mr}) und dem effektiven Mitteldruck (p_{me}):

$$P_i = V_h * p_{mi} * n * i \quad (7)$$

$$P_r = V_h * p_{mr} * n * i \quad (8)$$

$$P_e = V_h * p_{me} * n * i \quad (9)$$

Ist der indizierte Mitteldruck zum Beispiel aus einer Zylinderdruckindizierung bekannt und wurde die effektive Leistung des Motors gemessen, kann durch Umstellen der Formeln auf die Reibleistung geschlossen werden, welche zum Überwinden der innermotorischen Reibung erforderlich ist.

Wie schon in Kapitel 2.3 angedeutet, kann der indizierte Mitteldruck in den Hochdruck- und den Niederdruckteil eines Zyklus aufgeteilt werden. Der Hochdruckteil umfasst die Kompression des Arbeitsgases und den Arbeitstakt (Expansion) im Zylinder. Der Niederdruckteil beschreibt hingegen den Ladungswechsel, also den Ausschiebe- und Ansaugtakt. Die Summe der beiden Anteile ergibt den indizierten Mitteldruck.

Der effektive Mitteldruck ist die Differenz aus dem indizierten Mitteldruck und dem Reibmitteldruck und kann zum Vergleich von Motoren unterschiedlicher Hubraumklassen herangezogen werden.

Zur Bewertung der Effizienz eines Prozesses wird dessen Wirkungsgrad betrachtet. Dieser entspricht dem Verhältnis aus dem Nutzen und dem dafür aufgebrauchten Aufwand. So ergeben sich für einen Verbrennungsmotor unter anderem die drei folgenden Wirkungsgrade:

Indizierter Wirkungsgrad:

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{m}_B * H_U} \quad (10)$$

Effektiver Wirkungsgrad:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_B * H_U} \quad (11)$$

Mechanischer Wirkungsgrad

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{p_{me}}{p_{mi}} \quad (12)$$

Darin ist H_U der untere Heizwert des verwendeten Kraftstoffes und \dot{m}_B der Kraftstoffmassenstrom. Der effektive Wirkungsgrad ist der maßgebliche Wirkungsgrad zur Beurteilung der Effizienz eines gegebenen Motors.

Eine weitere bezeichnende Kenngröße ist der effektive spezifische Kraftstoffverbrauch (b_e). Er beschreibt das Verhältnis aus Kraftstoffmassenstrom und effektiver Leistung und hängt unmittelbar über den unteren Heizwert mit dem effektiven Wirkungsgrad zusammen:

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} = \frac{1}{\eta_e * H_U} \quad (13)$$

Der untere Heizwert des in dieser Arbeit verwendeten Kraftstoffs wurde nach DIN 51900-1 [55] und DIN 51900-2 [56] ermittelt und beträgt 42578 J/g [57].

Zur Berechnung der spezifischen Emissionen muss der Abgasmassenstrom bekannt sein. Dieser ergibt sich aus den dem Motor zugeführten Massenströmen, also dem Kraftstoff- und dem Luftmassenstrom.

$$\dot{m}_{Abg} = \dot{m}_B + \dot{m}_L \quad (14)$$

Die Abgasmessanlage ermittelt den Massenanteil (r_i) der entsprechenden Emissionskomponente im Abgasmassenstrom. Der Massenstrom der jeweiligen Emissionskomponente errechnet sich mit folgender Formel:

$$\dot{m}_i = \dot{m}_{Abg} * r_i * \frac{M_i}{M_{Abg}} \quad (15)$$

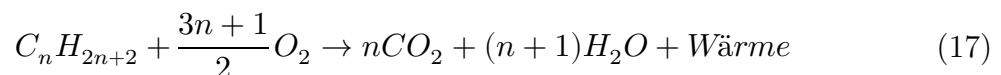
Darin ist M_i die molare Masse der Emissionskomponente und M_{Abg} die molare Masse des gesamten Abgases. Wird der obige Wert auf die abgegebene Leistung bezogen, ergibt sich die sog. spezifische Emission.

$$\dot{m}_{i,spez} = \frac{\dot{m}_i}{P_e} \quad (16)$$

Diese Kenngröße dient z.B. zum Vergleich des Emissionsverhaltens unterschiedlicher Motoren.

4.2 Schadstoffbildung und -reduktion

Das Abgas einer Verbrennungskraftmaschine setzt sich bei einer idealen und vollständigen Verbrennung nach (17) ausschließlich aus Kohlenstoffdioxid und Wasser zusammen:



Da der Dieselmotor mit Luftüberschuss betrieben wird, ist ebenfalls Sauerstoff im Abgas zu finden. Der in der Luft enthaltene Stickstoff wird im Idealfall ohne Reaktionsbeteiligung durch die Brennkammer geleitet.

Bei der in der Praxis vorkommenden realen Verbrennung entstehen jedoch diverse weitere Abgaskomponenten. Dazu zählen zum einen die vier gesetzlich limitierten

Schadstoffe, Stickstoffoxide (NO_x), Partikel (PM), Kohlenstoffmonoxid (CO) und unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), zum anderen Schwefelverbindungen, Aldehyde, Zyanid, Ammoniak sowie andere Kohlenwasserstoffverbindungen [58].

In Abbildung 4-1 sind die gesetzlich limitierten Schadstoffemissionskomponenten eines DI-Dieselmotors in Abhängigkeit vom Luftverhältnis dargestellt [59]. Die für die dieselmotorische Verbrennung bedeutendsten Schadstoffe sind Stickstoffoxid- und Partikel-Emissionen (Ruß). In der Abbildung ist außerdem zu sehen, dass die CO- und HC-Emissionen insgesamt gering ausfallen [59].

Im Folgenden sollen diese Komponenten und ihre Entstehung bei der dieselmotorischen Verbrennung erläutert werden. Zudem werden Möglichkeiten aufgezeigt, die jeweiligen Komponenten zu minimieren. Die Minderung kann dabei sowohl innermotorisch als auch durch ein entsprechendes Abgasnachbehandlungssystem erfolgen [60].

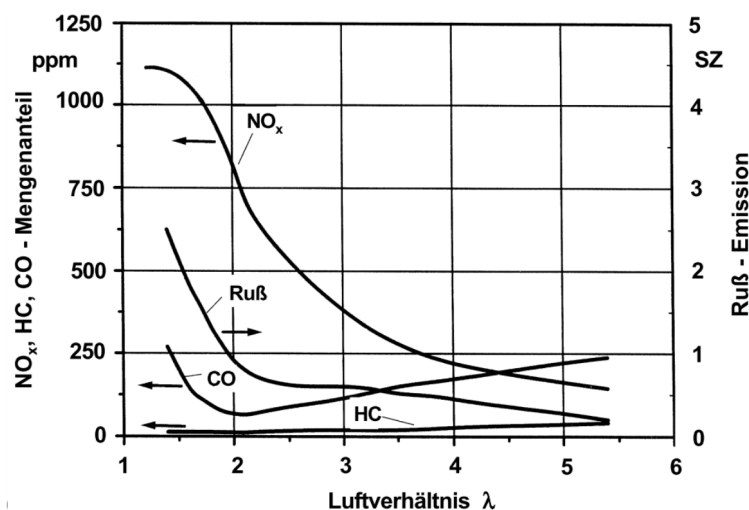


Abbildung 4-1: Schadstoffemissionen eines DI-Dieselmotors ohne AGR [59]

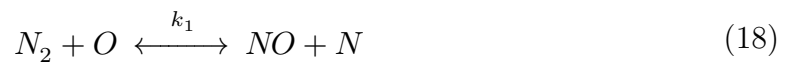
4.2.1 Stickstoffoxide

Stickstoffoxide (NO_x) ist ein Sammelbegriff für sämtliche Verbindungen aus Stickstoff (N) und Sauerstoff (O) (z.B.: NO, NO_2 , NO_3 , N_2O , N_2O_3) [61]. Die für die dieselmotorische Verbrennung relevanten Verbindungen sind Stickstoffdioxid (NO_2) und Stickstoffmonoxid (NO).

Stickstoffdioxid ist ein bräunliches, nach dem Abkühlen blass gelbes Gas mit einem stechenden Geruch. Es wird hauptsächlich über die Atemwege aufgenommen und übt eine reizende Wirkung auf die Schleimhäute aus. Folgen daraus können Lungenfunktionsstörungen sein [62]. Es entsteht nur zu geringen Teilen bei der Verbrennung im Zylinder.

Stickstoffmonoxid ist ein geruch- und farbloses Gas, welches den Hauptbestandteil der NO_x -Rohemissionen eines Dieselmotors ausmacht. Im Abgasmachbehandlungssystem oder nach Austritt in die Atmosphäre oxidiert es mit dem Luftsauerstoff zu NO_2 . Als Bildungsmechanismen werden sog. thermisches NO, prompt-NO, N_2O -Mechanismus oder Brennstoff-NO unterschieden.

Der bedeutendste Mechanismus (thermisches NO) wurde erstmalig 1946 von Jakow Borissowitsch Seldowitsch (englische Schreibweise: Yakov Borisovich Zel'dovich) beschrieben und 1970 von Lavoie erweitert. Der so genannte erweiterte Zeldovich-Mechanismus besteht aus den drei aufeinander beruhenden Elementarreaktionen



mit den Geschwindigkeitskoeffizienten k_1 , k_2 , k_3 . In der Literatur sind unterschiedliche Werte für diese Faktoren zu finden. Eine Übersicht ist in [63] zu finden. Nach [64] berechnen sich diese mit der Einheit $\left[\frac{\text{cm}^3}{\text{mol}\cdot\text{s}}\right]$ wie folgt:

$$k_{1,r} = 7,6 * 10^{13} * e^{\frac{-38000}{T}} \quad k_{1,l} = 1,6 * 10^{13} \quad (21)$$

$$k_{2,r} = T * 6,4 * 10^9 * e^{\frac{-3150}{T}} \quad k_{2,l} = T * 1,5 * 10^9 * e^{\frac{-19500}{T}} \quad (22)$$

$$k_{3,r} = 4,1 * 10^{13} \quad k_{3,l} = 2,0 * 10^{14} * e^{\frac{-23650}{T}} \quad (23)$$

Darin ist T die Temperatur in Kelvin. Die NO-Bildungsrate kann damit folgendermaßen ermittelt werden:

$$\begin{aligned} \frac{d[\text{NO}]}{dt} = & k_{1,r}[\text{O}][\text{N}_2] + k_{2,r}[\text{N}][\text{O}_2] + k_{3,r}[\text{N}][\text{OH}] \\ & - k_{1,l}[\text{NO}][\text{N}] - k_{2,l}[\text{NO}][\text{O}] - k_{3,l}[\text{NO}][\text{H}] \end{aligned} \quad (24)$$

Dabei stehen die Geschwindigkeitskoeffizienten mit dem Index „r“ für die vorwärts laufende Reaktion, die mit dem Index „l“ für die rückwärts laufende Reaktion.

Die N-Bildungsrate kann analog dazu wie folgt berechnet werden:

$$\begin{aligned} \frac{d[\text{N}]}{dt} = & k_{1,r}[\text{O}][\text{N}_2] + k_{2,l}[\text{NO}][\text{O}] + k_{3,l}[\text{NO}][\text{H}] \\ & - k_{1,l}[\text{NO}][\text{N}] - k_{2,r}[\text{N}][\text{O}_2] - k_{3,r}[\text{N}][\text{OH}] \end{aligned} \quad (25)$$

Aufgrund der N₂-Dreifachbindung benötigt die Reaktion der Gleichung (18) eine hohe Aktivierungsenergie und läuft damit erst bei hohen Temperaturen ausreichend schnell ab. So ist bei einer Temperatur von 2000K, $k_1=4,26 \cdot 10^5$, $k_2=2,65 \cdot 10^{12}$ und $k_3=4,10 \cdot 10^{13}$. Die Geschwindigkeitskoeffizienten der beiden anderen Reaktionen sind also um mehrere Größenordnungen höher. So wird der in (18) gebildete atomare Stickstoff instantan von den Reaktionen (19) und (20) umgesetzt. Die Änderung der N-Konzentration über die Zeit kann damit annähernd zu null gesetzt werden:

$$\frac{d[N]}{dt} \approx 0 \quad (26)$$

Damit folgt aus Addition von (24) und (25):

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_{1,r}[O][N_2] - 2k_{1,l}[NO][N] \quad (27)$$

Da diese Reaktionen verglichen mit dem Verbrennungsprozess relativ langsam ablaufen, kommt es zu keinem chemischen Gleichgewicht. So liegt die NO-Konzentration vorwiegend unter der Gleichgewichtskonzentration, was zur Folge hat, dass die Vorwärtsreaktion maßgeblichen Einfluss auf den Gesamtumsatz hat. Erst in der späten Expansionsphase ist mit einer über der Gleichgewichtskonzentration liegenden NO-Konzentration zu rechnen, sodass die Rückreaktion bestimmend wird. Hier sinken die Prozesstemperaturen allerdings stark ab, was dazu führt, dass die Reaktion „einfriert“. Ab einer Temperatur von weniger als 2200 K ist mit keiner N-Bildung nach (18) und damit keiner NO-Bildung nach dem Zeldovich-Mechanismus zu rechnen [58]. Dies ist damit zu begründen, dass unterhalb dieser Temperatur kein atomarer Sauerstoff (O) aus dem in der Luft enthaltenen molekularen Sauerstoff (O₂) gebildet wird, welcher ein Edukt der ersten Zeldovich-Kettenreaktion (18) ist.

Die prompte NO-Bildung, in der N₂ mit Kraftstoffradikalen reagiert, der N₂O-Mechanismus, in dem NO aus N₂O entsteht, sowie die Brennstoff-NO-Bildung haben in der dieselmotorischen Verbrennung nur eine untergeordnete Rolle. Für eine Erläuterung dieser Mechanismen sei an dieser Stelle auf [63] verwiesen.

Der NO₂-Anteil im Rohabgas liegt je nach Lastpunkt des Motors bei 5 % bis 15 % [58]. Gebildet wird das Stickstoffdioxid bei niedrigen Flammentemperaturen, in denen hohe HO₂-Konzentrationen [63] vorliegen, maßgeblich nach:



Um die gesetzlichen Rahmenbedingungen (siehe Kapitel 4.2.5) einhalten zu können, ist es notwendig entweder die NO_x -Bildung zu mindern, oder die gebildeten NO_x -Schadstoffe in einem geeigneten Abgasmachbehandlungssystem zu reduzieren.

Ein probates Mittel zur Reduzierung der NO_x -Bildung ist die Abgasrückführung [65, 66]. Hierbei wird ein Teilmassenstrom des Abgases in den Ansaugtrakt zurückgeleitet und mit der Frischluft vermengt. Die Abgasrückführrate ist definiert als das Verhältnis von rückgeführtem Abgasmassenstrom zum gesamten Einlassmassenstrom [32]:

$$x_{AGR} = \frac{\dot{m}_{AGR}}{\dot{m}_{AGR} + \dot{m}_{Luft}} \quad (29)$$

Das so entstandene Gemisch weist einen niedrigeren Polytropenexponenten als reine Luft ($\kappa_{Luft} \approx 1,4$) auf, wodurch der Temperaturanstieg in der Verdichtungsphase geringer ausfällt. Zudem haben die im Abgas enthaltenen dreiatomigen Moleküle H_2O und CO_2 eine hohe Wärmekapazität, was bei derselben Wärmefreisetzung zu niedrigeren Spitzentemperaturen führt. Dieser Effekt wird durch die Verlangsamung der Verbrennung zusätzlich unterstützt. Diese Einflüsse hemmen die thermische NO-Bildung nach dem Zeldovich-Mechanismus.

Es ist zwischen interner und externer Abgasrückführung zu differenzieren. Bei der internen AGR werden Abgase entweder durch frühes Einlassöffnen in den Einlasskanal geschoben, von wo aus sie im nächsten Zyklus wieder rückgesaugt werden, oder durch spätes Auslassschließen direkt aus dem Auslasskanal gesaugt. Alternativ können Abgase durch frühes Auslassschließen und spätes Einlassöffnen im Zylinder verbleiben. Da beim Dieselmotor kaum positive Ventilüberschneidungen zugelassen werden können (siehe Kapitel 2.1), kommt nur die Abgasrückhaltung oder ein zweiter Ventilhub des Auslass- oder des Einlassventils für eine interne Restgassteuerung in Frage.

Die externe Abgasrückführung kann nach [58] wiederum in „replaced EGR“ und „additional EGR“ unterteilt werden.

Bei der „replaced EGR“ herrscht ein ähnlicher Ladedruck wie ohne AGR, sodass ein Teil der Ansaugluft durch Restgas ersetzt wird. Durch das geringere Luftverhältnis sinkt die adiabate Flammentemperatur ab und damit die NO-Bildung. Allerdings kann der gebildete Ruß aufgrund der geringeren Menge an Sauerstoff im Brennraum nicht in gleichem Maße oxidiert werden, die Partikelemissionen steigen. Die „additional EGR“ zeichnet sich durch einen erhöhten Ladedruck aus. Restgas wird zusätzlich zur Luft angesaugt. Die zuvor erwähnte hohe Wärmekapazität des Abgases senkt dabei die Spitzentemperaturen im Brennraum.

Ferner kann unterschieden werden, an welcher Stelle das Abgas entnommen und wo es der Frischluft beigemischt wird. Bei der Hochdruck-AGR wird der Abgasmassenstrom vor der Turbine des Turboladers entnommen und nach dem Verdichter dem Einlassmassenstrom zugeführt [67]. Ist eine Niederdruck-AGR verbaut, werden die Abgase nach dem Partikelfilter entnommen und vor dem Verdichter zugemischt. Hierbei ist auf den Bauteilschutz der Verdichter-Räder zu achten [68].

Es ist darauf hinzuweisen, dass bei örtlich zunehmendem Sauerstoffmangel die Partikelbildung gefördert wird, sodass es zu einem Trade-Off-Verhalten zwischen NO_x -Emissionen und Partikel-Emissionen kommt. Abbildung 4-2 zeigt diesen Zusammenhang exemplarisch für den untersuchten Referenzmotor. Beginnend mit 0 % AGR-Rate (Punkt ganz rechts), wurde die AGR-Rate in vier Schritten auf 32 % erhöht (Punkt ganz links). Mit steigender AGR-Rate sinken erwartungsgemäß die NO_x -Emissionen, allerdings wird die Partikelbildung stark gefördert. Durch Anheben des Einspritzdruckes kann die Kurve nach links verschoben werden, der grundsätzliche Zusammenhang bleibt jedoch erhalten. Da der maximale Einspritzdruck auf Grund der Bauteilbelastung und Leistungsaufnahme der Hochdruckpumpe begrenzt ist, müssen für eine weitere Senkung der NO_x -Emissionen Abgasnachbehandlungssysteme herangezogen werden.

Derzeit gibt es zwei verbreitete Systeme zur außermotorischen NO_x -Minderung: den NO_x -Speicherkatalysator und das SCR-System. Die folgende Erläuterung beschäftigt sich mit dem SCR-System.

Bei der selektiven katalytischen Reduktion (engl.: selective catalytic reduction - SCR) wird unter Zuhilfenahme von Ammoniak (NH_3) NO_x zu N_2 und H_2O reduziert. Die zugehörigen Reaktionsgleichungen lauten:

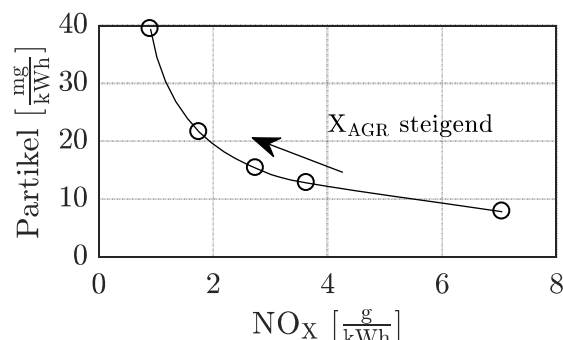
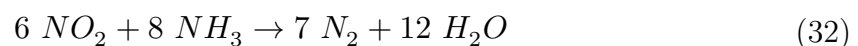
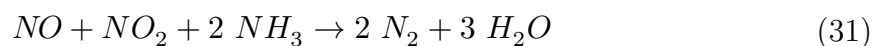
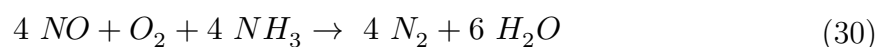


Abbildung 4-2: NO_x -Partikel-Trade-Off des Referenzmotors bei 1800 min^{-1} - 200 Nm

Aufgrund der toxischen Wirkung von Ammoniak kann dieses nicht in der Reinform im Fahrzeug mitgeführt werden. Stattdessen hat man sich auf eine 32,5 %ige wässrige Harnstofflösung geeinigt (Handelsname: AdBlue). Aus dieser wird mittels Thermolyse und Hydrolyse NH_3 gewonnen. Für diese Reaktionen ist eine Temperatur von mindestens 180 °C erforderlich [58]. Bei der Einbringung der Harnstofflösung ist zudem durch erhöhte Abgastemperaturen ein Auskristallisieren des Harnstoffes auszuschließen.

Da bei Temperaturen unter 250 °C die sog. „schnelle SCR“-Reaktion (31) überwiegt, muss für eine hohe Konvertierungsrate ein NO_2/NO_x -Verhältnis von 50 % vorliegen. Aus dem vorangegangenen Text ist bekannt, dass innermotorisch fast ausschließlich NO gebildet wird. Folglich muss das Stickstoffmonoxid zwischen Brennraum und SCR-Katalysator teilweise zu Stickstoffdioxid oxidiert werden. Dieser Vorgang ist in diesem Verbund eine der Hauptaufgaben des Dieseloxidationskatalysators (engl.: diesel oxidation catalyst (DOC)) (siehe Kapitel 4.2.4).

4.2.2 Partikel

Partikel-Emissionen entsprechen der Gesamtmasse von Feststoffen und angelagerten flüchtigen oder löslichen Bestandteilen im Abgas. Neben Ruß zählen hierzu unter anderem angelagerte Kohlenwasserstoffe aus unverbranntem Schmieröl und Kraftstoff. Ruß ist mit ca. 75 % Massenanteil die Hauptkomponente der Partikel und entsteht vorzugsweise in Luftmangelgebieten [58].

Nach der Polyzyklen-Hypothese entsteht durch die Zersetzung des Kraftstoffs unter Ausschluss von Sauerstoff (Pyrolyse) und Abspaltung von Wasserstoff der Kohlenwasserstoff Ethin (C_2H_2). Durch wiederholte Anlagerung von weiteren Ethin-Molekülen entstehen graphitische Strukturen, welche sich durch einzelne Unregelmäßigkeiten krümmen. Diese annähernd sphärischen Strukturen verbinden sich zu sog. Primärpartikeln mit einer typischen Größe von 2-10 nm [58]. Durch Agglomeration der Primärpartikel entstehen die eigentlichen Rußpartikel. Dieser Vorgang geschieht zunächst aufgrund der hohen Beweglichkeit der Primärpartikel schnell und nimmt mit der sinkenden Verfügbarkeit der Primärpartikel wieder ab. Die Folge sind unterschiedlich große Agglomerate, welche eine typische Größenverteilung einnehmen. Der größte Anteil fällt dabei auf Rußpartikel mit einem Durchmesser von zwischen 80 nm und 100 nm.

Die meisten der so entstandenen Rußpartikel oxidieren noch im Brennraum wieder, sobald sie in Gebiete mit hoher Sauerstoffkonzentration gelangen. Allerdings findet diese Rückreaktion nur bei Temperaturen von mehr als 1300 K statt [69]. Bei der

dieselmotorischen Verbrennung wird diese Schwelle in der Expansionsphase unterschritten, bevor alle Partikel nachoxidiert werden können.

Die so im Rohabgas enthaltenen Rußpartikel können mit einem Dieselpartikelfilter aus dem Abgasmassenstrom gefiltert werden. Dazu werden die Abgase zunächst durch einen Dieseloxidationskatalysator (siehe Kapitel 4.2.4) und anschließend durch den Dieselpartikelfilter geleitet. Es gibt verschiedene Filtertypen, welche für diese Aufgabe in Frage kommen. Im Folgenden soll auf den aus Cordierit bestehenden Dieselpartikelfilter eingegangen werden. Dieser auf dem Wandstromfilterprinzip beruhende Filter leitet das Abgas durch eine poröse Wand, an der sich die Rußpartikel anlagern. Um die Filterfläche zu vergrößern, ist der Filter in viele, alternierend auf der Vorder- und Rückseite verschlossene Kanäle aufgeteilt (siehe Abbildung 4-3 nach [70]). Zunächst diffundieren die kleineren Partikel in die Filterwände ein und lagern sich dort ab. Dieser Vorgang beeinflusst den Strömungswiderstand des Filters maßgeblich. Ist die poröse Struktur der Kanäle gesättigt, lagern sich die Partikel in den Kanälen ab. Dadurch steigt der Strömungswiderstand mit einer geringeren Rate weiter an. Der Strömungswiderstand kann über eine Differenzdruckmessung vor und nach dem Filter ermittelt werden. Ab einem vom Hersteller definierten Schwellenwert muss der Partikelfilter regeneriert werden. Es müssen also die abgelagerten, brennbaren Partikel oxidiert werden. Dazu wird im vorgelagerten DOC zusätzlicher Kraftstoff eingebracht, welcher dort oxidiert und eine Temperaturerhöhung auch im DPF verursacht. Der abgelagerte Ruß oxidiert oberhalb von 600 °C zu CO₂ [58]. Einziger Rückstand im Partikelfilter ist Asche. Dabei ist die Reaktivität des Rußes abhängig von der motorischen Prozessführung [71, 72].

Neben der beschriebenen aktiven Regeneration gibt es die passive Partikelfilterregeneration. Dabei handelt es sich um eine kontinuierlich ablaufende Reaktion, bei der der abgelagerte Kohlenstoff mit NO₂ zu CO, CO₂ und NO oxidiert. Hierfür ist eine hinreichende NO₂-Verfügbarkeit erforderlich. Für die Verbrennung des Rußes mit NO₂ ist ein Massenverhältnis von mindestens 8:1 notwendig [70]. Dabei läuft die Reaktion ab ca. 250 °C ausreichend schnell ab [63]. Die innermotorisch gebildeten Stickstoffmonoxide werden zu diesem Zweck in dem vorgelagerten Dieseloxidationskatalysator zu NO₂ oxidiert.

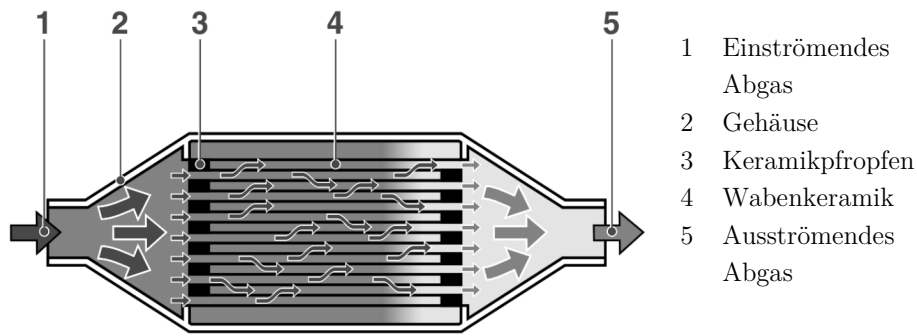


Abbildung 4-3: Schema Partikelfilter als Wandstromfilter nach [70]

4.2.3 Kohlenstoffmonoxid

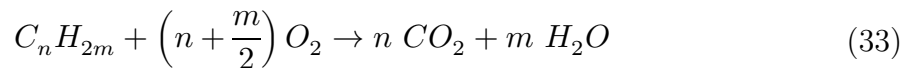
Kohlenstoffmonoxid (CO) ist ein farb- und geruchloses Gas, welches die Sauerstoffaufnahme des Blutes im menschlichen Körper behindert.

Es entsteht bei unvollständiger Verbrennung in Gebieten mit fetten Luft-Kraftstoff-Gemischen und spielt im Dieselmotor nur eine untergeordnete Rolle. Zurückzuführen ist dies auf den Luftüberschuss im dieselmotorischen Betrieb. Bei guter Durchmischung wird Kohlenstoffmonoxid stets zu CO_2 oxidiert, sodass unter dieser Voraussetzung CO nur in geringen Mengen den Brennraum verlässt. Vornehmlich bei niedrigen Lasten ist dennoch darauf zu achten, dass ausreichend Ladungsbewegung zum Beschleunigen der Reaktion vorliegt, da dabei die für die Oxidation notwendige Temperatur früher unterschritten wird.

4.2.4 Kohlenwasserstoffe

Der Begriff „unverbrannte Kohlenwasserstoffe“ umfasst alle emittierten HC-Verbindungen. Sie entstehen in Gebieten, in denen die Temperatur für eine Verbrennung zu gering ist. Trifft der unverbrannte Kraftstoff zum Beispiel bei einem Kaltstart an die Brennraumwand, können dort HC-Emissionen entstehen, da die Oxidationstemperatur örtlich unterschritten wird. Eine weitere Quelle für Kohlenwasserstoffe sind die Sacklöcher der Injektoren. Hier kann sich nach dem Einspritzvorgang Kraftstoff sammeln und ausdampfen. Aufgrund des Luftüberschusses bei der dieselmotorischen Verbrennung entstehen jedoch nur geringe Mengen an HC-Emissionen.

Die Konvertierung der innermotorisch entstandenen HC- und CO-Emissionen erfolgt in einem Dieseloxydationskatalysator. Hier werden die Komponenten mit dem im Abgas enthaltenen Restsauerstoff zu CO_2 und H_2O oxidiert. Die Reaktionsgleichungen hierfür lauten:



Dem DOC werden neben der Oxidation von HC und CO noch weitere Aufgaben zugesprochen. So kann für eine Temperaturerhöhung des Abgases zusätzlicher Kraftstoff, entweder durch eine späte Nacheinspritzung oder durch eine Eindüsung in das Abgasrohr vor den DOC, eingebracht werden. Dieser oxidiert im DOC, und kann so als sog. katalytischer Brenner einer aktiven DPF-Regeneration (siehe 4.2.2) zuträglich sein.

Zudem ist es mit dem DOC möglich, das Verhältnis von NO_2 zu NO_x zu beeinflussen. Durch Oxidation des innermotorisch gebildeten NO zu NO_2 kann ein Verhältnis von 50 % eingestellt werden, welches die Konvertierungsrate des SCR-Systems positiv beeinflusst.



Die Umsatzraten der Reaktionen im DOC sind stark temperaturabhängig. Eine Umsatzrate von mindestens 50 % des thermodynamisch möglichen Umsatzes kennzeichnet die sog. Light-off-Temperatur. Dies ist die Temperatur, welche durch das Thermomanagement des Motorsteuergerätes in der Warmlaufphase möglichst schnell erreicht werden soll. Da die Light-off-Temperatur vom Katalysator und von der umzusetzenden Substanz bestimmt wird, ist die geforderte Temperatur von Hersteller und Motorkonfiguration sowie außerdem vom zu konvertierenden Stoff abhängig. So beginnt die Konvertierung von CO zu CO_2 bei niedrigeren Temperaturen als die Konvertierung von HC. Nach [64] ist eine 50 %-Konvertierung von CO schon bei ca.

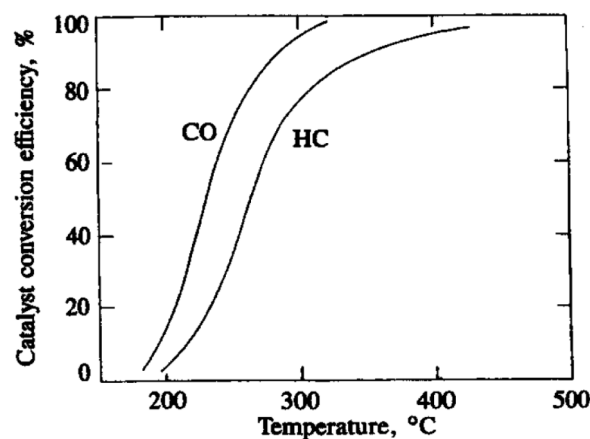


Abbildung 4-4: Konvertierungswirkungsgrad für CO und HC im DOC [64]

240 °C erreicht, während die HC-Konvertierung ihr Light-off erst bei ca. 270 °C erreicht (siehe Abbildung 4-4 [64]).

4.2.5 Gesetzliche Rahmenbedingungen

Um die Auswirkungen der gesundheitsgefährdenden Abgasemissionen einzudämmen, verabschiedete das europäische Parlament am 16. Dezember 1997 die Richtlinie 97/68/EG [73], welche am 14. September 2016 durch die Verordnung 2016/1628 [74] ersetzt wurde. In diesen Schriften wurden die vier im vorhergehenden Kapitel beschriebenen Schadstoffe (NO_x, Partikel, CO und HC) stufenweise limitiert. Der Grenzwert des jeweiligen Schadstoffes ist dabei abhängig von der maximalen Leistung und vom Einsatzgebiet des Motors. Der im Rahmen dieser Dissertation untersuchte Motor wird in einem Traktor verwendet und verfügt über eine Maximalleistung von zwischen 56 kW und 130 kW. Somit ist er nach Verordnung 2016/1628 Anhang I Tabelle I-1 in der Motorklasse „NRE-v-5“ eingestuft. Er erfüllt die aktuell geltende Abgasemissionsstufe 4, welche in dem stationären Prüfzyklus „non road steady state cycle“ (NRSC) und dem instationären Zyklus „non road transient state cycle“ (NRTC) nachgewiesen werden muss. In Tabelle 4-1 ist eine Übersicht der Abgasemissionsstufen für nicht für den Straßenverkehr bestimmte mobile Maschinen und Geräte in der EU aufgeführt. Da die Motorklassen der Emissionsstufen nicht einheitlich definiert sind, beziehen sich die in der Tabelle eingetragenen Grenzwerte jeweils nur auf die Motorklasse, in die der hier verwendete Motor einzuordnen ist.

Der Prüfzyklus NRSC-C1, welcher für den diskutierten Motor relevant ist, besteht aus 8 Phasen, welche bei warmem Motor nacheinander eingestellt und gehalten werden. Jeder Lastpunkt wird für die Dauer von 10 Minuten gehalten, wobei während der letzten drei Minuten die emittierten Abgasemissionen ermittelt werden. Die ersten vier Lastpunkte sind bei Nenndrehzahl und 100 %, 75 %, 50 % sowie 10 % des für diese Drehzahl maximalen Drehmoments definiert. In den drei darauffolgenden Phasen wird der Motor

Tabelle 4-1: Abgasemissionsstufen für den Referenzmotor nach [73] und [74]

	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3A	Stufe 3B	Stufe 4	Stufe 5
Inkrafttreten	1999	2003	2007	2012	01.10.2014	2020
NO_x [g/kWh]	9,2	6	4	3,3	0,4	0,4
HC [g/kWh]	1,3	1		0,19	0,19	0,19
CO [g/kWh]	5	5	5	5	5	5
PM [g/kWh]	0,7	0,3	0,3	0,025	0,025	0,015
PN [# /kWh]	-	-	-	-	-	1x10 ¹²

mit der sog. Zwischendrehzahl betrieben. Diese ist definiert als die Drehzahl, bei welcher der Motor sein maximales Drehmoment abgibt. Liegt diese Drehzahl unter 60 % bzw. über 75 % der Nenndrehzahl, ist 60 % bzw. 75 % der Nenndrehzahl als Zwischendrehzahl zu verwenden. Das Drehmoment für diese Phasen beträgt 100 %, 75 % und 50 % des maximalen Drehmomentes für diese Drehzahl. Die achte Messung wird bei Leerlaufdrehzahl ohne Belastung durchgeführt. Die so ermittelten Emissionswerte werden anschließend jeweils mit einem Wichtungsfaktor gewertet (siehe Tabelle 4-2 nach [75]). Dabei müssen die resultierenden Emissionen unter den gesetzlich vorgegebenen Grenzwerten liegen.

Zusätzlich dazu darf der Motor auch in dem transienten Prüfzyklus NRTC die Grenzen nicht überschreiten. In diesem Zyklus werden mit einer Frequenz von 1 Hz insgesamt 1238 Lastpunkte nacheinander eingestellt. Dieser transiente Zyklus ist an die Betriebsbedingungen von Dieselmotoren in mobilen Arbeitsmaschinen und Geräten angelehnt und wird zweimal nacheinander durchgeführt. Vor dem ersten Start wird der Motor inklusiver aller Betriebsflüssigkeiten und des Abgasnachbehandlungssystems auf eine Temperatur von zwischen 293 K und 303 K (20 °C und 30 °C) vorkonditioniert. Nach Abschluss der ersten Phase mit einem Kaltstart wird der Motor für 20 Minuten durchgewärmt, bevor die zweite Phase mit einem Warmstart beginnt. Hier wird derselbe Zyklus erneut durchfahren. Die gemessenen Emissionen werden anschließend gemäß Verordnung 2017/654 [75] Anhang VII mit 10 % für die Kaltstart-Phase und 90 % für die Warmstart-Phase gewichtet.

Tabelle 4-2: Zyklus-C1-Prüfphasen und Wichtungsfaktoren nach [75]

Prüfphase	1	2	3	4	5	6	7	8
Drehzahl	Maximale Drehzahl				Zwischendrehzahl			Leerlauf
Drehmoment	100	75	50	10	100	75	50	0
Wichtungsfaktor	0,15	0,15	0,15	0,1	0,1	0,1	0,1	0,15

5 Material und Methodik

Um eine Aussage über die Effekte der zu prüfenden Systeme treffen zu können, ist es zunächst notwendig, eine Referenz zu schaffen. Hierzu wurden Untersuchungen an einem Motorenprüfstand der Technischen Universität Kaiserslautern durchgeführt. Zudem wurden 1D-Simulations-Modelle mit der Software „GT-Suite v2016“ aufgebaut und mit den Messdaten des Prüfstandes abgeglichen. Damit ist es möglich, am Motorenprüfstand nicht messbare Größen zu ermitteln und eine Druckverlaufsanalyse durchzuführen.

Zunächst wurde das Kennfeld des Referenzmotors aufgenommen, um als Basis für die Bewertung der neuen Systeme zu dienen. Anschließend wurde in einer ersten Ausbaustufe das 3/4-Zylinder-Konzept implementiert und vermessen. In der zweiten, finalen Ausbaustufe wurde der Motor um einen mechanisch vollvariablen Ventiltrieb mit zwei obenliegenden Nockenwellen erweitert und erneut vermessen.

5.1 Referenzmotor

Untersucht wird ein doppelt turboaufgeladener Reihenvierzylinder-Dieselmotor mit Common-Rail-Einspritzsystem der Firma John Deere. Die wesentlichen Motordaten sind Tabelle 5-1 zu entnehmen.

Die Frischluft wird zunächst durch einen Niederdruck-Turbolader und direkt danach durch einen kleineren Hochdruck-Turbolader verdichtet. Letzterer ist mit einem Abgas-Bypass-Ventil (Wastegate) ausgestattet, welches ab einem Einlassdruck von 2,0 bar_{abs} öffnet und ab 3,0 bar_{abs} vollständig geöffnet ist. Der Referenzdruck wird unmittelbar nach dem zweiten Verdichter vor dem Ladeluftkühler abgegriffen. Auf der Auslassseite

Tabelle 5-1: Motordaten Referenzmotor

Bezeichnung	Wert	Einheit
Maximale effektive Leistung	130	kW
Maximales Drehmoment (bei 1600 min ⁻¹)	703	Nm
Nenndrehzahl	2100	min ⁻¹
Hubraum	4,5	dm ³
Verdichtungsverhältnis	17,3 : 1	-
Bohrung	106,5	mm
Hub	127,0	mm
Pleuellänge	203,0	mm
Kurbelradius	63,5	mm
Zündfolge	1-3-4-2	-
Ventile pro Zylinder	4	-
Maximaler Einspritzdruck	2000	bar
Abgasstufe	FT4	-

durchströmen die Abgase zunächst die Turbine des Hochdruck-Turboladers und anschließend die des Niederdruck-Turboladers. Unmittelbar nach dem Austritt der zweiten Turbine ist eine Abgasdrosselklappe verbaut, mit welcher der Abgasgegendruck gesteuert werden kann. Der Motor verfügt außerdem über eine externe, gekühlte Hochdruck-Abgasrückführung. Die Gasentnahme befindet sich direkt am Abgaskrümmter und wird über einen Abgas-Kühlwasser-Wärmetauscher auf die Einlassseite geleitet. Geregelt wird das System über eine in diesem Pfad befindliche Klappe.

Der Ventiltrieb wird über eine untenliegende Nockenwelle angetrieben, welche über ein Stirnradgetriebe mit der Kurbelwelle verbunden ist, siehe Abbildung 5-1 [76]. Die Kraftübertragung von der Nockenwelle zu den Ventilen wird über Stoßstangen und Kipphebel realisiert. Dabei betätigt je eine Stoßstange über einen Kipphebel zwei Ventile. Der Kontakt zwischen Nockenfolger und Nocken ist als Gleitkontakt ausgeführt.

Der Kraftstoff wird durch einen Spuleninjektor mit Sacklochdüse in die Brennkammer geleitet. Je nach Kennfeldbereich kommt es zu bis zu drei Einspritzvorgängen pro Arbeitszyklus und einem maximalen Einspritzdruck von 2000 bar. Das Verhalten des Motors hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs und der Abgasemissionen zeigt Kapitel 5.3.

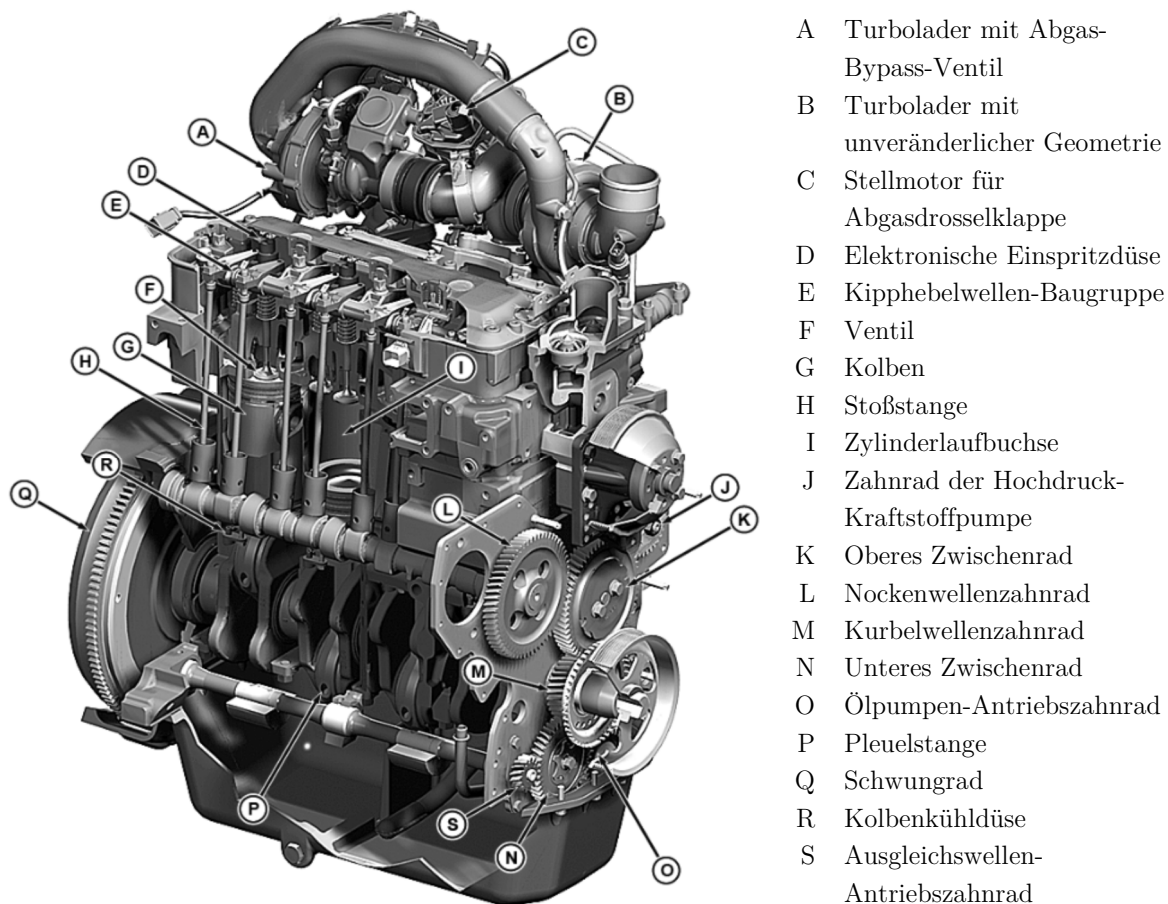


Abbildung 5-1: Schnittbild Referenzmotor nach [76]

5.2 Messtechnik

Der Prüfling wurde auf einem stationären Motorenprüfstand vermessen. Hierzu wurde der Motor auf einem gedämpften Fundament aufgebaut und mittels hochelastischer Kupplung (Reich Kupplungen TOK-System) an eine Wirbelstrombremse (Schenck W400) angeschlossen. Die Bremse verfügt über einen mechanischen Durchtrieb mit Freilauf, sodass eine dahinter befindliche Asynchronmaschine (Siemens 1PH7 184) den Motor schleppen kann. Das Gehäuse der Wirbelstrombremse ist pendelnd gelagert, sodass das effektive Motordrehmoment über einen Hebelarm mit einer Kraftmessdose (HBM U2B) gemessen werden kann. Alle vier Zylinder des Versuchsträgers wurden mit einer piezoelektrischen Druckindizierung (Kistler 6056A42) versehen, welche mittels Glühkerzenadapter in den Zylinderkopf eingeschraubt wurden. Außerdem wurde sowohl auf der Einlass-, als auch auf der Auslassseite eine Niederdruckindizierung (jeweils Kistler 4075A10) verbaut. Die kurbelwinkelabhängige Synchronisation erfolgte mit einem Winkelmarkengeber (Heidenhain ROD 426), welcher eine Auflösung von 0,1 °KW erlaubt. Stationäre Drücke wurden mit Druckmessumformern des Typs Kistler PMC131 aufgezeichnet. Temperaturen wurden sowohl mit PT-100 als auch mit Ni-Cr-Ni-Messfühlern erfasst. Der dem Motor zugeführte Luftmassenstrom wurde mit einem Heißfilm-Anemometer (Degussa DegufLOW 8740-20 700) erfasst. Die Turboladerdrehzahl wurde jeweils mit induktiven Sensoren von Micro Epsilon (DS05(15)) aufgenommen. Der Kraftstoffmassenstrom wurde gravimetrisch ermittelt (AVL Fuel Balance). Das Verbrennungsluftverhältnis zeichnete ein Lambdameter der Marke ETAS auf (Typ LA3). Für die Abgasemissionszusammensetzung standen Geräte der Firma AVL zur Verfügung. Ein FTIR-Spektrometer wurde zur Erfassung von folgenden Komponenten gewählt: NMHC, NO, NO₂, CO, CO₂, H₂O, CH₄, N₂O, C₂H₆, C₃H₆, C₄H₆, C₃H₈, O₂. Die Abgasrußkonzentration wurde nach einer fotoakustischen Methode (AVL Microsoot) detektiert. Um eine Aussage über die AGR-Rate zu erhalten, wurde der CO₂-Gehalt im Ansaugtrakt mit einem Infrarot Analysator (AVL Sesam i60) gemessen.

Infolge der modifizierten Zündfolge des 3/4-Zylinder Konzepts (siehe Kapitel 6) wurde zusätzlich zu der motorzugehörigen ECU, ein weiteres Motorsteuergerät (Vemac VeRa 3.0) implementiert. Mit diesem Steuergerät für Prototypenmotoren ist eine Verschiebung der Einspritzsignale entsprechend der neuen Zündfolge und der neuen Zündabstände möglich. Dazu wurden die Einspritzsignale zwischen der ECU und den Injektoren abgegriffen. Das Gerät verfügt über vier Injektor-Ersatzlasten, welche das elektrische Verhalten der Injektoren simulieren. Die Signale können so aufgezeichnet und im darauffolgendem Zyklus gemäß der neuen Zündfolge wiedergegeben werden. Die

Motorsteuerung bekommt demnach keine Informationen über die geänderte Zündfolge, sodass es zu keinem Notlauf oder ähnlich verändertem Regelungsverhalten kommen kann. Die Referenzvermessung wurde, nach einer vorhergehenden Validierung, ebenfalls mit integrierter VeRa 3.0 gefahren, um mögliche Quereinflüsse auszuschließen. Die Verschiebung aller Signale wurde dabei auf 0 °KW gesetzt.

Die Messdatenerfassung erfolgte mit den Programmen „LabVIEW 2012“, „AVL IndiCom 2014“, „AVL Device Control Software“ sowie dem John Deere-eigenen Diagnosesystem „DevX“. Zusammengeführt und ausgewertet wurden die gemessenen Daten mit dem Programm „Matlab R2017a“.

Zudem stand die Software „GT-Suite v2016“ für 1D-Simulationen zur Verfügung. Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Simulationsmodelle werden in Kapitel 5.4 näher erläutert.

Eine Übersicht über die verwendete Messtechnik am Motorenprüfstand zeigt Abbildung 5-2. In der Darstellung sind die Hauptmessgrößen der entsprechenden Messsysteme aufgeführt. Zusätzlich dazu wurden Druck und Temperatur an diversen Stellen sowie die Öffnungswinkel der verbauten Klappen aufgezeichnet. Im Anhang befindet sich dazu eine ausführliche Messstellenübersicht, in die alle Messgrößen eingetragen sind.

Den realen Versuchsaufbau des Motorenprüfstandes zeigt Abbildung 5-3. Im Bild sind der Elektromotor links, die Wirbelstrombremse mittig und der untersuchte Motor auf dem Fundament ganz rechts im Bild zu erkennen.

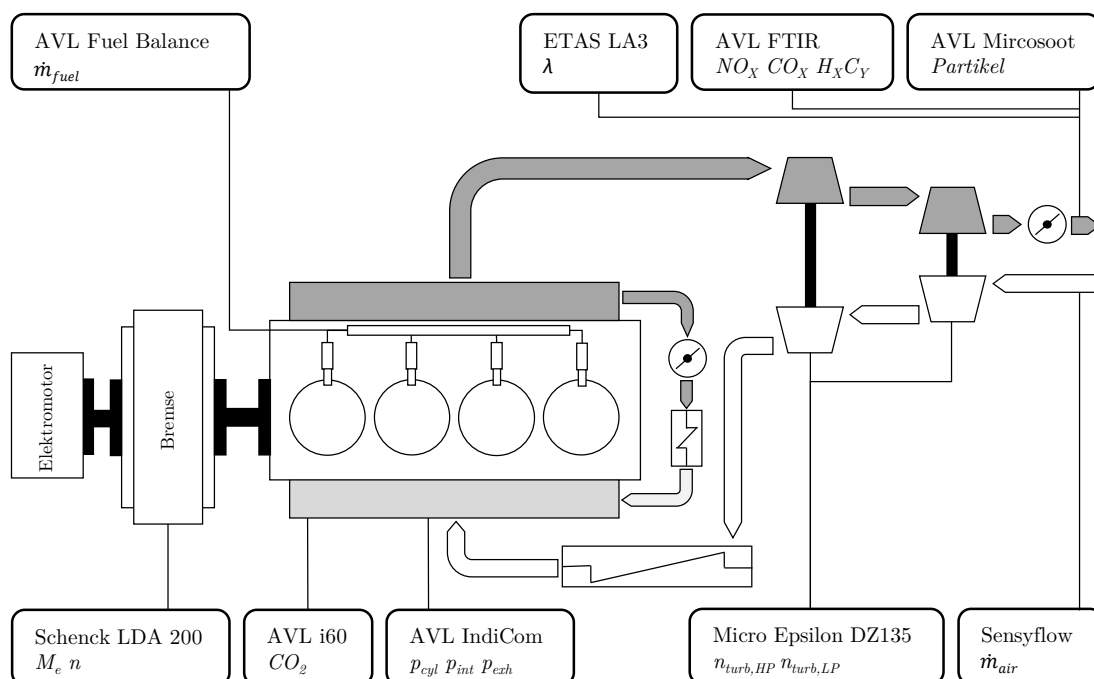


Abbildung 5-2: Messtechnikübersicht Motorenprüfstand

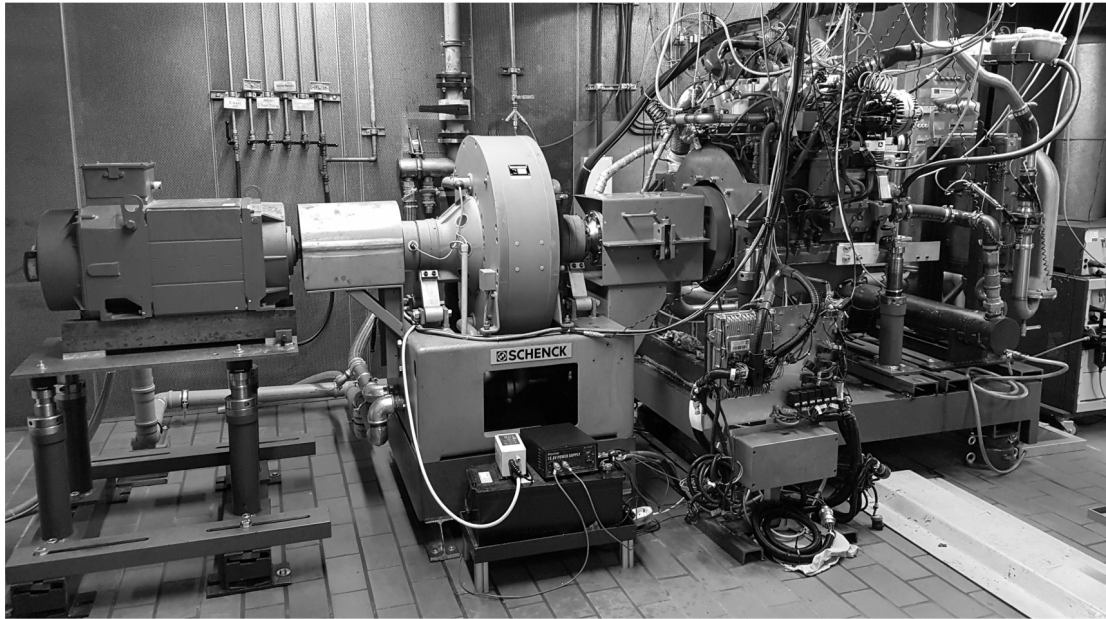


Abbildung 5-3: Versuchsaufbau Motorenprüfstand

Neben den Versuchen am Motorenprüfstand wurden Messungen an einem Komponentenprüfstand vorgenommen, um den für das Projekt entwickelten variablen Ventiltrieb zu untersuchen.

Dazu wurde der Zylinderkopf mit dem Ventiltrieb auf einer Grundplatte mit Bohrungen an den Positionen der Zylinder montiert und relativ zu einem Elektromotor so ausgerichtet, dass die Achse des E-Motors mit einer der Nockenwellen fluchtet. Abbildung 5-4 zeigt die Messtechnikübersicht des Versuchsaufbaus für die Vermessung

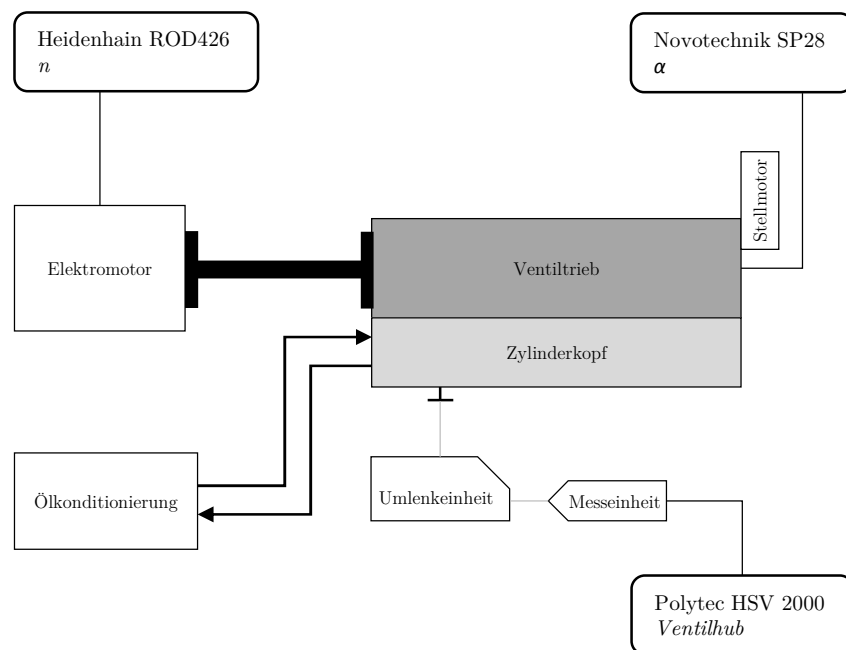


Abbildung 5-4: Messtechnikübersicht Komponentenprüfstand

der Ventilerhebungskurven. In Abbildung 5-5 ist links im Bild der Elektromotor zu sehen, welcher über eine Klauenkupplung mit einer der beiden Nockenwellen verbunden ist. Der Ventiltrieb ist auf dem Zylinderkopf montiert und rechts im Bild zu sehen. Unter dem Zylinderkopf ist ein Laser-Doppler-Vibrometer (Polytec HSV 2000) auf dem Fundament angebracht, welches die Änderung des Abstandes von seiner Position zu einem Ventil erfasst. Da das Messgerät fixiert ist, entspricht diese Abstandsänderung dem Ventilhub. Die Nockenwellendrehzahl wird mit einem am Elektromotor verbauten Drehwinkelmarkengeber (Heidenhain ROD 426) erfasst. So kann der Ventilhubverlauf für verschiedene Drehzahlen und Einstellungen des Ventiltriebs ermittelt werden. Die Verstellung des Ventiltriebs erfolgt in diesem Fall durch das Drehen einer exzentrischen Welle über ein Schneckengetriebe mittels Elektromotor. Dieser Stellmotor ist rechts im Bild am Ventiltrieb zu sehen. Die Winkellage der Exzenterwelle wird mit einem Winkelsensor (Novotechnik SP28) aufgenommen, welcher stirnseitig auf die Exzenterwelle aufgesteckt ist.

Die Ergebnisse der Ventilhubvermessung sind in Kapitel 7.2.2 dargestellt.

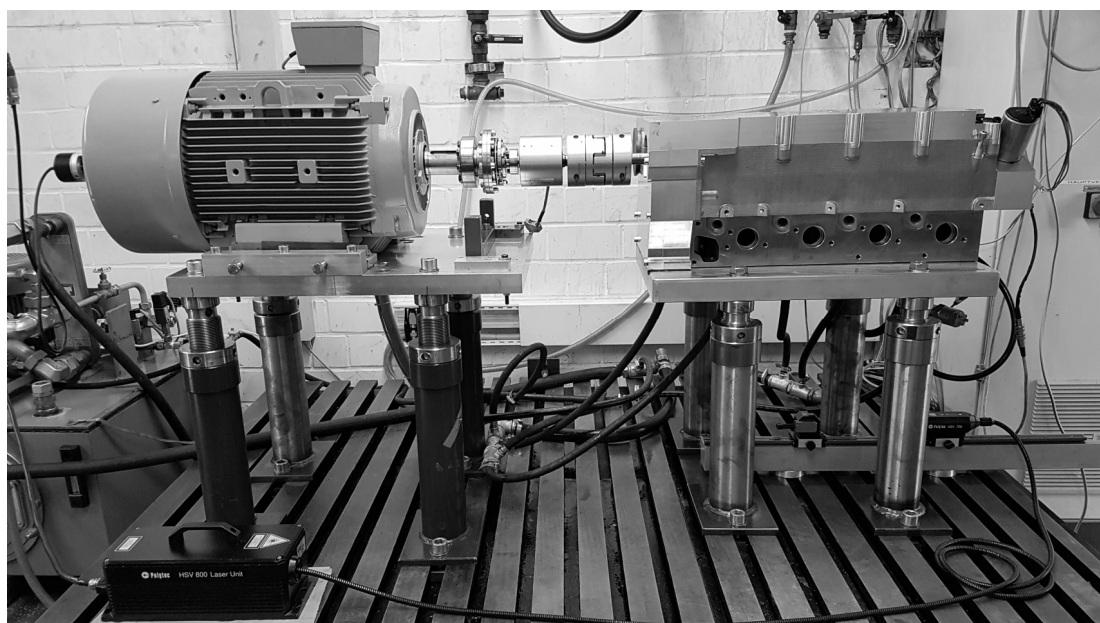


Abbildung 5-5: Versuchsaufbau Komponentenprüfstand

5.3 Referenzmessung

Der Motor wurde ohne Abgasnachbehandlungskomponenten auf dem Motorenprüfstand aufgebaut. Gemessen wurden ausschließlich Rohemissionen, um Einflüsse von DOC/DPF sowie des SCR-Systems ausschließen zu können.

Die Motorsteuerung verfügt über mehrere Betriebsmodi, um verschiedene Betriebsbedingungen abdecken zu können. So werden wesentliche

Motorsteuerungsparameter wie Einspritzzeitpunkt, Einspritzdruck oder die Stellung der Abgasdrosselklappe gegenüber dem Normalmodus verändert, um beispielsweise nach einem Kaltstart eine kurze Warmlaufphase realisieren zu können. Ein weiteres Beispiel für einen Betriebsmodus ist die DPF-Regeneration. Hierfür müssen definierte Temperaturen im Partikelfilter hergestellt werden, um den Filter zu reinigen, was zu einem veränderten Motorverhalten gegenüber dem Normalbetrieb führt.

Die ECU wurde derart programmiert, dass sich der Motor permanent im Normalbetrieb befindet. Innerhalb dieser Betriebsstrategie ist das Kennfeld in zwei Bereiche geteilt. Wird der Motor bei Drehzahlen unterhalb von 1150 min^{-1} betrieben, wird keine Abgasrückführung zugeschaltet. Ab 1150 min^{-1} bis zur Maximaldrehzahl wird die AGR entsprechend der Applikation von John Deere eingestellt. Dies führt je nach betrachtetem Parameter zu sprunghaften Änderungen im Motorkennfeld. Diese so entstehende Grenzlinie wird im Folgenden als „AGR-Grenze“ bezeichnet.

Für die Referenzmessung wurde das Kennfeld in 255 Lastpunkte eingeteilt, wobei 16 verschiedene Drehzahlen und je nach maximal möglichem Drehmoment bis zu 17 unterschiedliche Lasten pro Drehzahl eingestellt und vermessen wurden. In Abbildung 5-6 ist die AGR-Rate des Basismotors dargestellt. Die AGR-Grenze ist schwarz-weiß gestrichelt markiert. Die Rate wird maßgeblich durch die Stellung des AGR-Ventils bestimmt, welches bei niedrigem Drehmoment durch das Anstellen der Abgasdrosselklappe und der damit verbundenen Druckerhöhung im Abgaskrümmen unterstützt werden kann.

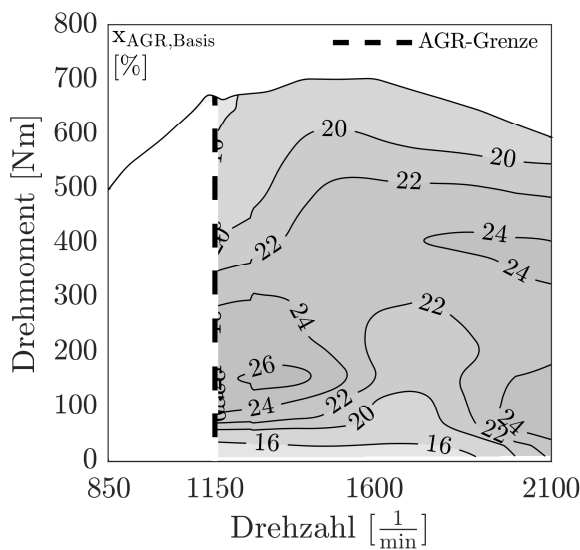


Abbildung 5-6: AGR-Rate,
Referenzmessung

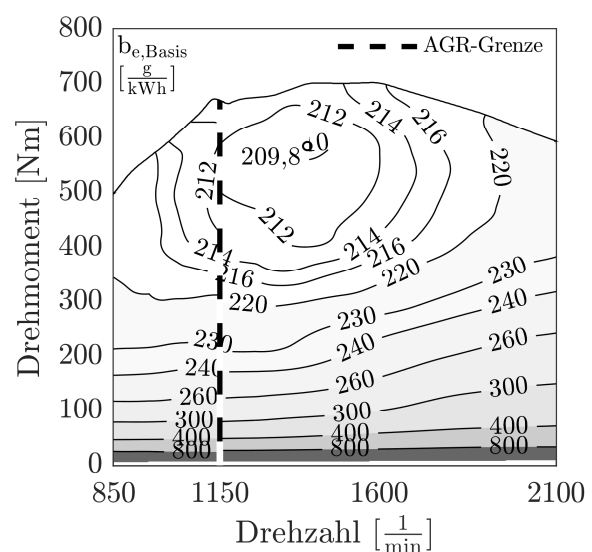


Abbildung 5-7: Spezifischer
Kraftstoffverbrauch, Referenzmessung

In Abbildung 5-7 ist das Kennfeld des spezifischen Kraftstoffverbrauchs des Basismotors zu sehen. Der Lastpunkt mit dem geringsten spezifischen Kraftstoffverbrauch (209,8 g/kWh) liegt bei 1400 min^{-1} und ca. 600 Nm.

Wie in Kapitel 4.2.1 beschrieben, sind die NO_x -Emissionen von der Menge des zurückgeführten Abgases abhängig. Dieser Zusammenhang ist im NO_x -Kennfeld (Abbildung 5-8) wiederzufinden. Links der AGR-Grenze wurden NO_x -Konzentrationen von ca. 9-10 g/kWh gemessen, rechts der Grenze stellten sich je nach AGR-Rate und anderen Motorsteuerungsparametern deutlich niedrigere Werte ein. Diese liegen in weiten Teilen des Kennfelds bei 2,0 - 2,4 g/kWh. Bei niedrigen Lasten sind höhere spezifische Werte zu erkennen. Dies ist im Wesentlichen dem Umstand geschuldet, dass die Werte in dieser Darstellung auf die geringe Motorleistung bezogen wiedergegeben werden.

Die spezifischen Partikelemissionen (Abbildung 5-9) sind ebenfalls abhängig von der AGR-Rate. Allerdings ist der Zusammenhang umgekehrt, sodass hohe Partikelemissionen bei hohen AGR-Raten zu erwarten sind. Dieser Effekt ist ebenfalls ersichtlich. So sind links der AGR-Grenze geringe, rechts der Grenze höhere Werte zu finden.

In den Kennfeldern ist zu sehen, dass bei ca. 1600 min^{-1} die AGR-Rate offenkundig so gewählt ist, dass es zu geringeren spezifischen Partikelemissionen verglichen mit dem Rest des Kennfeldes kommt. Dieser Zusammenhang ist vermutlich auf den Prüfzyklus NRSC-C1 zurückzuführen (siehe Kapitel 4.2.5). In diesem Test wird das Emissionsverhalten des Motors bei etwa dieser Drehzahl untersucht.

Betrachtet man die spezifischen HC-Emissionen in Abbildung 5-10, zeigt sich ein direkter Zusammenhang der Emissionen mit der Motorlast. Dies ist zum einen auf den Effekt der

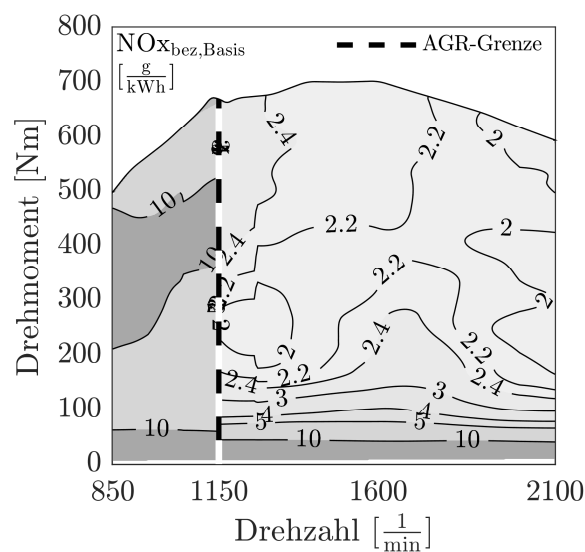


Abbildung 5-8: Spezifische NO_x -Rohemissionen, Referenzmessung

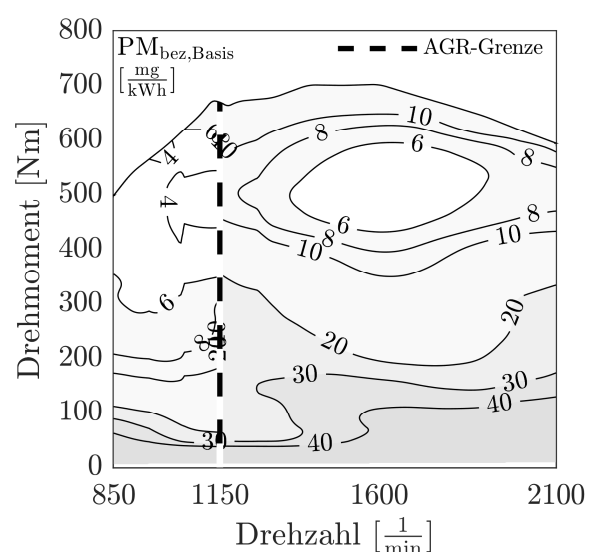


Abbildung 5-9: Spezifische Partikel-Rohemissionen, Referenzmessung

geringen Bezugsleistung bei niedriger Last zurückzuführen, zum anderen ist bei hohen Motorlasten das Verbrennungsluftverhältnis kleiner. Damit sind die Verbrennungstemperaturen höher und es kommt zu geringeren HC-Emissionen (siehe Kapitel 4.2.4).

Abbildung 5-11 zeigt den vierten gesetzlich limitierten Schadstoff, Kohlenstoffmonoxid. Die Bildung von Kohlenstoffmonoxid ist wie die HC-Bildung stark temperaturabhängig und sinkt deshalb mit steigender Motorlast und Temperatur. Da bei hohen Motorlasten das Luftverhältnis nahe an die Rußgrenze von $\lambda = 1,3$ kommt, steigen die CO-Emissionen an der Vollastlinie erneut leicht an.

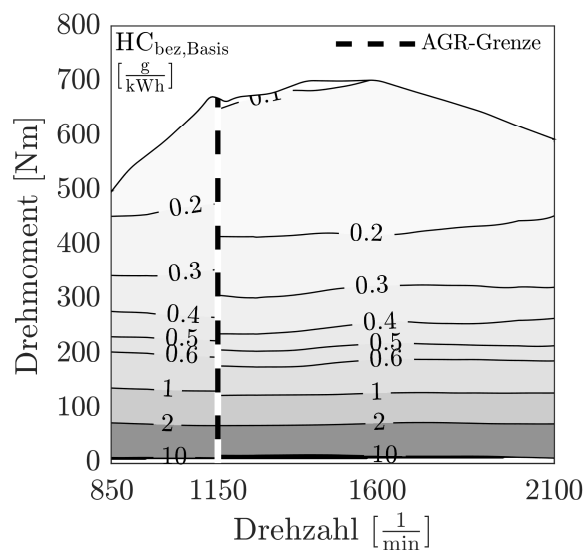


Abbildung 5-10: Spezifische HC-Rohemissionen, Referenzmessung

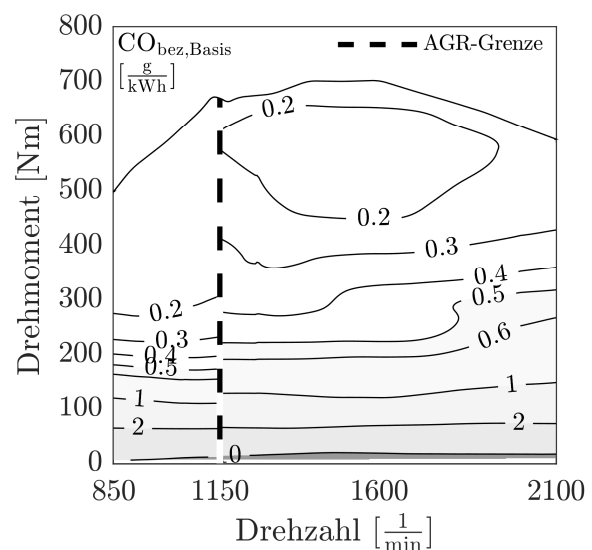


Abbildung 5-11: Spezifische CO-Rohemissionen, Referenzmessung

5.4 Simulationsmodelle

Zur Bewertung der Konzepte stand neben den Prüfstanduntersuchungen die Motorsimulationssoftware „GT-Power“ aus der „GT-Suite“ von Gamma Technologies zur Verfügung. Im Rahmen dieser Arbeit wurden damit zwei Simulationsmodelle aufgebaut, welche jeweils einen anderen Ansatz verfolgen.

Zunächst wurde ein prädiktives Modell des Motors entwickelt, welches mit den Messdaten der Referenzvermessung abgeglichen wurde. Dieses Modell erlaubt es, den Effekt verschiedener Änderungen am Motor zu beurteilen. So konnten damit unterschiedliche Ventilhubverläufe und die Auswirkungen der geänderten Zündfolge vorab bewertet werden. Zudem ist es mit dem Modell möglich, die Betriebspunkte der Turbolader einzuordnen. Das prädiktive Modell eignet sich vornehmlich für die Abschätzung der Effekte einer Änderung im Rahmen von Voruntersuchungen. Abbildung

5-12 zeigt das prädiktive GT-Power Modell in einer vereinfachten Form. Hier sind zentral im Bild die vier Zylinder mit jeweils einem Injektor darüber zu erkennen. Unter den Zylindern ist der Kurbeltrieb des Motors gezeigt. Die Komponenten der Turbolader, Turbine und Kompressor, sind jeweils durch eine Welle miteinander verbunden. Die Leitungen des Luftpfades verbinden die erwähnten Elemente. Jeder gezeigte Baustein kann dabei hinsichtlich seiner physikalischen Eigenschaften parametrisiert werden.

Ein zweites Modell wurde aufgebaut, um eine Verlustanalyse des Verbrennungsprozesses zu ermöglichen. In dem sog. TPA-Modell (engl.: three pressure analysis) werden dafür, ausgehend vom idealen Gleichraumprozess, sukzessive einzelne Annahmen durch reale Messdaten ersetzt. Der ideale Gleichraumprozess wird aufgrund der optimalen Energieausnutzung als Idealprozess gewählt [77]. In Tabelle 5-2 sind in der linken Spalte die Annahmen des idealen Gleichraumprozesses aufgeführt. Eine Prozessrechnung mit diesen Annahmen führt zum maximal möglichen Wirkungsgrad des entsprechenden Lastpunktes. Im nächsten Schritt wird der Zyklus erneut berechnet, allerdings wird dabei nicht reine Luft als Arbeitsmedium angenommen, sondern die aus den Messdaten ermittelte Zusammensetzung. Aus der Subtraktion der beiden Wirkungsgrade folgt dann der Wirkungsgradverlust durch die tatsächliche Ladung. Werden auch die Stoffeigenschaften des Arbeitsmediums nicht bei 1 bar und 273 K berechnet, sondern bei dem kurbelwinkelsynchron aufgezeichneten Zustand, können die Verluste durch Kalorik

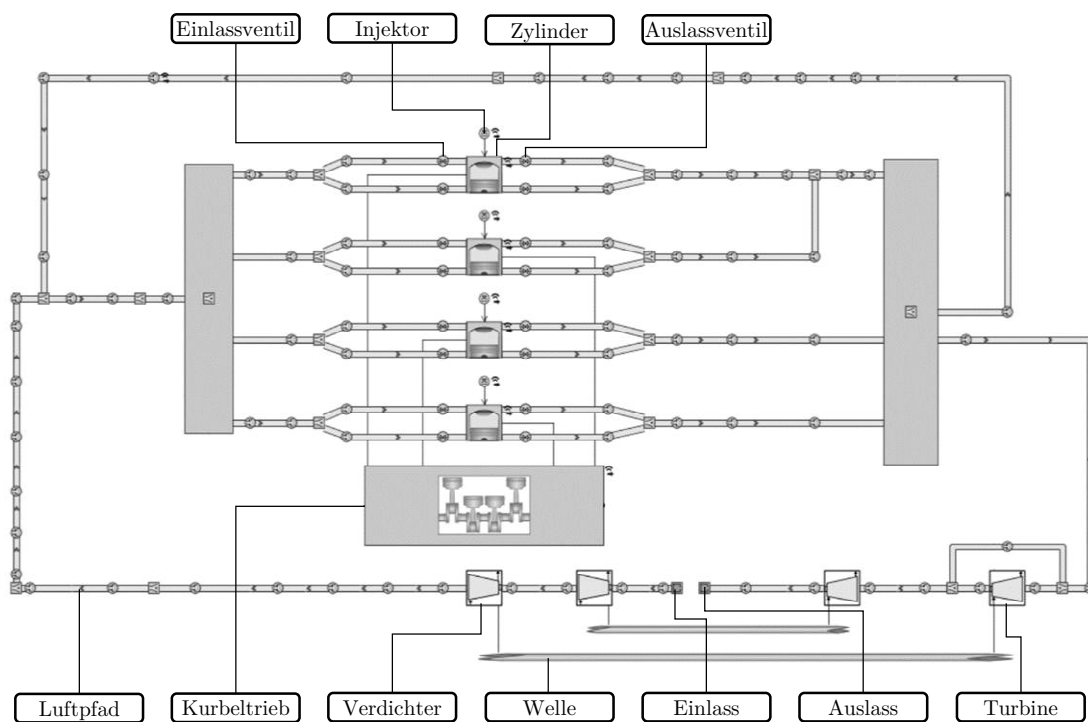


Abbildung 5-12: Prädiktives GT-Power Modell

ermittelt werden. Diese beiden Verluste werden kombiniert und als Wirkungsgradverlust durch reale Ladung ($\Delta\eta_{rL}$) bezeichnet.

Da der Verbrennungsschwerpunkt nicht genau im oberen Totpunkt liegt, kann mit dem tatsächlichen Verbrennungsschwerpunkt der Zyklus erneut berechnet werden. Dies ergibt den Wirkungsgradverlust durch den Verbrennungsschwerpunkt. In der nächsten Prozessrechnung wird der tatsächliche Brennverlauf anstelle der schlagartigen Verbrennung zu Grunde gelegt. Der Wirkungsgradverlust durch den tatsächlichen Brennverlauf ist das Resultat dieses Vergleichs. Über die CO- und H₂-Konzentrationen im Rohabgas wird auf die Vollständigkeit der Verbrennung geschlossen, was wiederum den Wirkungsgradverlust durch unvollständige Verbrennung liefert, welcher jedoch bei der dieselmotorischen Verbrennung aufgrund des Luftüberschusses marginal ausfällt. Die drei letztgenannten Verluste werden zusammengefasst als Wirkungsgradverlust durch reale Verbrennung ($\Delta\eta_{rV}$) bezeichnet.

Aufgrund der Wandwärmeverluste ergibt sich ein weiterer Wirkungsgradverlust ($\Delta\eta_{Ww}$). Die Berechnung des Wandwärmeübergangs erfolgte dabei nach Hohenberg [78]. Der vierte kombinierte Wirkungsgradverlust, Verlust durch realen Ladungswechsel ($\Delta\eta_{rLw}$), setzt sich aus weiteren vier Prozessrechnungen zusammen. Zunächst wird in der

Tabelle 5-2: Aufteilung der Wirkungsgradverluste

Annahme	Wirkungsgradverlust	kombinierter Wirkungsgradverlust
Das Arbeitsmedium ist reine Luft	Tatsächliche Ladung	Reale Ladung ($\Delta\eta_{rL}$)
Die thermodynamischen Eigenschaften der Stoffe werden bei 1 bar und 298 K berechnet	Kalorik	
Schlagartige Verbrennung im oberen Totpunkt	Verbrennungsschwerpunkt	Reale Verbrennung ($\Delta\eta_{rV}$)
	Tatsächlicher Brennverlauf	
Vollständige Verbrennung	Unvollständige Verbrennung	
Keine Wandwärmeverluste	Wandwärmeübergang	Wandwärmeübergang ($\Delta\eta_{Ww}$)
Die Arbeit von AÖ bis UT wird als adiabate Expansion errechnet	Expansion	Realer Ladungswechsel ($\Delta\eta_{rLw}$)
Die Arbeit von ES bis UT wird als adiabate Expansion errechnet	Kompression	
Keine Ladungswechsellarbeit	Ideale Ladungswechsellarbeit	
	Reale Ladungswechsellarbeit	
Keine Reibung	Reibung	Reibung ($\Delta\eta_R$)

Expansionsphase eine polytrope anstatt einer adiabaten Expansion zwischen AÖ und unterem Totpunkt (UT) angenommen (Expansionsverlust). Selbiges wird in der Kompressionsphase zwischen unterem Totpunkt und Einlassschließen berücksichtigt (Kompressionsverlust). Außerdem wird zuerst ein idealer Ladungswechsel, d.h. mit den Mittelwerten der gemessenen Drücke, einbezogen (Wirkungsgradverlust durch idealen Ladungswechsel) und schließlich werden die kurbelwinkelaufgelösten Druckverläufe des Ladungswechsels betrachtet (Verlust durch realen Ladungswechsel).

Der letzte Wirkungsgradverlust ergibt sich aus der Reibung des Aggregates ($\Delta\eta_R$). Werden alle Wirkungsgradverluste von dem Wirkungsgrad des idealen Gleichraumprozesses abgezogen, ergibt sich der effektive Wirkungsgrad (η_e). Dieser ist ein Maß für die Effizienz des Motors.

Der maximal erreichbare Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses errechnet sich ausschließlich aus dem effektiven Verdichtungsverhältnis und dem Isentropenexponenten nach:

$$\eta_{GR} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \quad (36)$$

Das geometrische Verdichtungsverhältnis des Motors ist 17,3:1, allerdings konnten die Messdaten in der Simulation mit einem Verdichtungsverhältnis von 16:1 am besten widerspiegelt werden. Das geringere effektive Verdichtungsverhältnis ist vor allem auf Blow-By-Verluste zurückzuführen. Da der ideale Prozess mit reiner Luft ($\kappa = 1,4$) als Arbeitsmedium berechnet wird, ergibt sich für den theoretisch maximal erreichbaren Wirkungsgrad ein Wert von 67,01 %.

6 3/4-Zylinder-Konzept

Im Bereich niedriger Motorlasten läuft die Verbrennung in den Zylindern eines Verbrennungsmotors mit einem vergleichsweise schlechten Wirkungsgrad ab, welcher sich mit steigender Motorlast verbessert und damit die Effizienz des gesamten Motors steigert. Eine Möglichkeit den Wirkungsgrad zu erhöhen, ist demnach die Erhöhung der Last. Soll bei einem bestehenden Motor die Effizienz auf diese Weise erhöht werden, muss mindestens ein Zylinder abgeschaltet werden, da sich ansonsten der Motorlastpunkt ändern würde. Bekannt sind Systeme, welche zwei von vier Zylindern deaktivieren, um so diesen Effekt zu nutzen (siehe Kapitel 2.3.3). Der nutzbare Bereich des Motorenkennfeldes im 2-Zylinder-Betrieb ist dadurch jedoch relativ klein. Mit dem 3/4-Zylinder-Konzept ist es möglich, nur einen Zylinder zu deaktivieren und damit einen größeren Bereich im Kennfeld verbrauchsgünstig zu gestalten. Die Wirkung der Lastpunktverschiebung ist zwar geringer, jedoch in einem größeren Bereich nutzbar. Weiterhin wird im Rahmen dieses Konzeptes nicht der 4-Zylinder-Betrieb, sondern der 3-Zylinder-Betrieb als Hauptbetriebsmodus betrachtet. Um diesen Betriebsmodus möglichst optimal zu gestalten, wurde für die Zylinder 2, 3 und 4 eine Zündfolge implementiert, wie sie von einem 3-Zylindermotor bekannt ist. Bei hohen Lastanforderungen kann optional Zylinder 1 zugeschaltet werden. Dementsprechend lautet die Zündfolge nicht 1-3-4-2 mit 180 °KW äquidistantem Zündabstand, sondern 1-4-2-3 mit den Zündabständen 0-240-240-240 °KW. Um die Ladungswechselarbeit zu minimieren, werden die Ladungswechselventile des abgeschalteten Zylinders geschlossen. Zur Vereinfachung der Darstellung werden die folgenden Bezeichnungen bzw. Abkürzungen eingeführt:

- Basis: Referenzmessung
- 3zyl: 3-Zylinder-Betrieb in 3/4-Zylinder Anordnung
- 4zyl: 4-Zylinder-Betrieb in 3/4-Zylinder Anordnung
- 3/4zyl: 3- oder 4-Zylinder-Betrieb in 3/4-Zylinder Anordnung, je nach Lastpunkt.

6.1 Motivation

Die Zylinderabschaltung als Maßnahme zur Kraftstoffverbrauchsreduzierung ist von Ottomotoren bereits bekannt. Hier sind die Verbrauchsvorteile im Teillastbereich vor allem auf die verringerten Ladungswechselverluste des quantitáts-geregelten Motors zurückzuführen. Da der Dieselmotor nicht mit einem konstanten Luftverhältnis arbeitet, muss die Verbrennungsluftzufuhr bei Teillast nicht gedrosselt werden. Das Potenzial zur Verringerung von Drosselverlusten fällt damit geringer aus. Dennoch kann mit dem 3/4-

Zylinder-Konzept die Ladungswechselerbeit eines Zylinders vermieden und so Kraftstoff eingespart werden.

Durch die hohen Spitzentemperaturen im Brennraum entstehen Wirkungsgradverluste durch den Wandwärmeübergang an den Zylinderwänden, welche ebenfalls durch den Abschaltbetrieb verringert werden können, da die Verluste maßgeblich an nur 3 von 4 Zylinderwänden auftreten.

Zudem ist mit einer Anhebung der Abgastemperatur zu rechnen, da die drei aktiven Zylinder jeweils in einem höheren Lastpunkt betrieben werden und damit die Arbeitsgastemperatur beim Ausschiebevorgang höher ausfällt. Die erhöhte Abgastemperatur kann wiederum im Abgasnachbehandlungssystem genutzt werden, um die Konvertierungsraten der Katalysatoren zu verbessern [79]. Außerdem kann der Abschaltbetrieb in das Thermomanagement des Motors miteinbezogen werden, sodass die energetisch ungünstige Warmlaufphase kürzer ausfällt.

Bei 4-Zylindermotoren sind Systeme zum Abschalten von zwei Zylindern bekannt. Hieraus resultiert ein kleiner Kennfeldbereich, in dem der Motor wirkungsgradoptimiert betrieben werden kann. Motoren von Traktoren werden allerdings häufig in Betriebspunkten eingesetzt, welche außerhalb eines 2-Zylinderbetriebes liegen, und könnten damit nur selten dessen Vorteile nutzen. Ein größerer optimierter Kennfeldbereich kann mit der Abschaltung nur eines von 4 Zylindern erreicht werden. Damit kann der Motor unter den meisten Betriebsbedingungen im 3-Zylinderbetrieb arbeiten.

Diesen Sachverhalt verdeutlicht auch die Betrachtung der mittleren Motorbetriebspunkte der DLG-PowerMix-Feldzyklen (siehe Kapitel 8.1). Abbildung 6-1 zeigt diese für einen Traktor der Firma John Deere, welcher mit dem Referenzmotor ausgestattet ist. Zusätzlich zu den Motorbetriebspunkten sind drei Lastkurven eingezeichnet. Die oberste Kurve ist die Volllastkurve des Motors im Vergleichstraktor. Die darunterliegenden Kurven zeigen eine angenäherte Volllastkurve des 3- bzw. 2-Zylinder-Betriebes dieses Motors. Es ist zu erkennen, dass die Hälfte der Lastpunkte theoretisch im 3-Zylinder-Betrieb erreichbar ist. Der 2-Zylinder-Betrieb deckt dagegen nur einen einzigen Lastpunkt ab.

An dieser Stelle ist darauf hinzuweisen, dass es sich beim DLG-PowerMix um eine dynamische Messung handelt. Die dargestellten Lastpunkte sind also die Mittelwerte von jeweils einer Messreihe. Die tatsächlichen Betriebspunkte innerhalb der jeweiligen Zyklen streuen um den dargestellten Mittelwert. Es ist dennoch davon auszugehen, dass im Mittel Kraftstoff in einem 3-Zylinder-Betrieb eingespart werden kann.

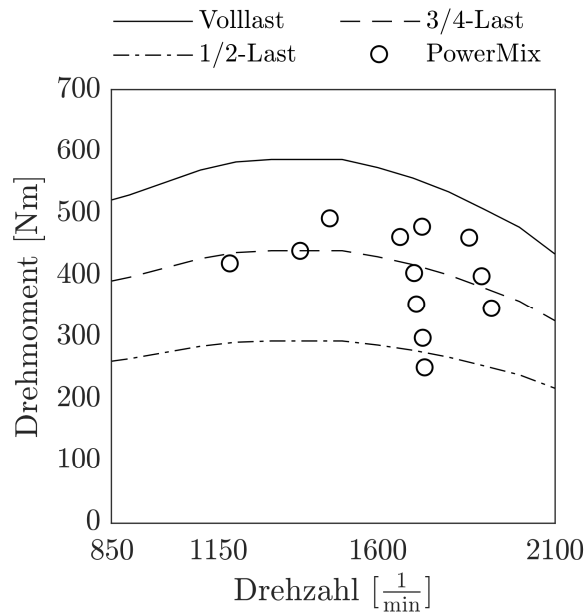


Abbildung 6-1: DLG-PowerMix
Betriebspunktverteilung

Ferner ist damit zu rechnen, dass es seltener zu einem Umschalten zwischen den Betriebsmodi kommt. Dies ist insofern von Vorteil, als dass jeder Umschaltvorgang Energie kostet. Durch einen großen Kennfeldbereich im Abschaltbetrieb kann dieser Energieverlust minimal gehalten werden.

Ein weiterer Vorteil der 3-Zylinder-Zündfolge im Abschaltbetrieb ist der, verglichen mit einem 2-Zylinder-Betrieb, kürzere Zündabstand. So kann auch der Leerlauf im Abschaltbetrieb dargestellt werden. Dies wird in einem 2-Zylinder-Betrieb aus Komfortgründen nicht realisiert [42]. An der TU Kaiserslautern wurden bereits Untersuchungen zu diesem Konzept an einem Otto- und einem Dieselmotor durchgeführt, und zeigten vor allem beim Otto-Motor einen erheblichen Kraftstoffverbrauchsvorteil [80–83].

6.2 Konstruktion

Da der Hauptbetriebsmodus des 3/4-Zylinder-Konzeptes der 3-Zylinder-Betrieb ist, soll dieser optimal gestaltet sein. Hierzu wurde, wie einleitend erwähnt, die Zündfolge des Referenzmotors verändert. Die resultierende Umgestaltung des Kurbelsterns ist in Abbildung 6-2 zu erkennen. Die Zündfolge im 3/4-Zylinder-Betrieb lautet 1-4-2-3 mit den Zündabständen 0-240-240-240 °KW. Zylinder 1 und 4 werden also im Parallelhub betrieben und können zeitgleich befeuert werden. Als Konsequenz daraus musste sowohl eine neue Kurbelwelle als auch eine neue Nockenwelle entwickelt werden. Um ausschließlich die Effekte des 3/4-Zylinder-Konzeptes herauszuarbeiten, wurden dazu die

Nocken auf einer modifizierten Nockenwelle entsprechend neu orientiert, die Nockenkonturen und Spreizungen aber nicht verändert. Im Rahmen der Neukonstruktion der Kurbelwelle musste ein Massen- und Momentenausgleich durchgeführt werden. Dazu wurde zunächst ein Koordinatensystem definiert (siehe Abbildung 6-3).

Ein 4-Zylindermotor weist weder freie Kräfte noch freie Momente in der ersten Motorordnung auf. In der zweiten Motorordnung treten freie Kräfte auf, welche bei dem Referenzmotor allerdings mit einem Lanchester-Ausgleich kompensiert wurden.

In einem ersten Ansatz kann die 3/4-Zylinder-Kurbelwelle als eine Kombination aus einem 3-Zylinder Motor und einem Einzylinder Motor betrachtet werden. In einem 3-Zylinder Motor treten nur freie Momente in der ersten und zweiten Motorordnung auf, in einem Einzylinder-Motor dagegen nur freie Kräfte erster und zweiter Ordnung. Die freien Kräfte des Einzylinder-Teils resultieren aus den oszillierenden Massen. Um diese zu kompensieren, wurde der Schwerpunkt der Kurbelwelle außerhalb der Rotationsachse platziert. Dadurch entsteht eine rotierende Kraft, welche einerseits die durch die oszillierenden Massen hervorgerufene Kraft zu 50 % ausgleicht, andererseits entsteht eine gleich große Kraft in der Horizontalen (x-Achse). Mit diesem 50 %-Ausgleich wird die resultierende Kraft aus den x- und y-Komponenten ohne zusätzliche Maßnahmen minimal gehalten.

Da das Zentrum des Koordinatensystems in der Mitte der Kurbelwelle liegt, heben sich die Momente, welche durch die Massenkräfte der Zylinder 1 und 4 zeitgleich in Richtung der y-Achse wirken, auf. Die freien Momente der 3/4-Zylinder-Kurbelwelle entstehen durch die Zylinder 2 und 3. Diese erzeugen ein Drehmoment um die y-Achse des Motors. Abbildung 6-4 zeigt eine Ordnungsanalyse der freien Kräfte und Momente der 3/4-Zylinder-Kurbelwelle für die maximale Motordrehzahl von 2100 min^{-1} .

Für die Abschaltung des ersten Zylinders müssen die Ventile deaktiviert werden, da ansonsten unnötige Ladungswechselarbeit überwunden werden müsste. Hierzu stehen

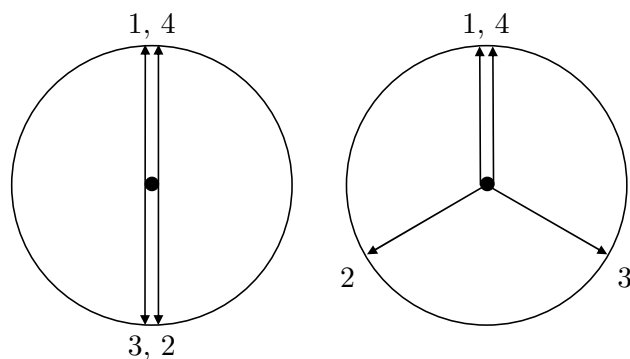


Abbildung 6-2: Kurbelstern Basis (links),
Kurbelstern 3/4-Zylinder (rechts)

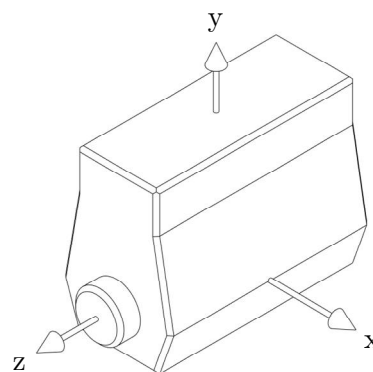


Abbildung 6-3:
Motorkoordinatensystem

verschiedene Systeme bereits zur Verfügung. Im einfachsten Fall könnte ein schaltbares HVA-Element den Kraftfluss zum Ventil unterbrechen. Ebenfalls denkbar ist ein Hubumschalter welcher zwischen einem Nullhub-Nocken und dem entsprechenden Haupt-Nocken umschaltet. Alternativ dazu ist jeder Ventiltrieb denkbar, bei dem der Ventilhub des ersten Zylinders vollständig abgeschaltet werden kann. Der in Kapitel 7.2 vorgestellte Ventiltrieb eignet sich ebenfalls zum Abschalten des ersten Zylinders. Um Einflüsse durch den Ventiltrieb zu vermeiden, wurden im Rahmen der reinen 3/4-Zylinder-Untersuchungen die Stoßstangen des ersten Zylinders entfernt, um so den Kraftfluss von der Nockenwelle zu den Ventilen zu unterbrechen und damit den Zylinder zu deaktivieren.

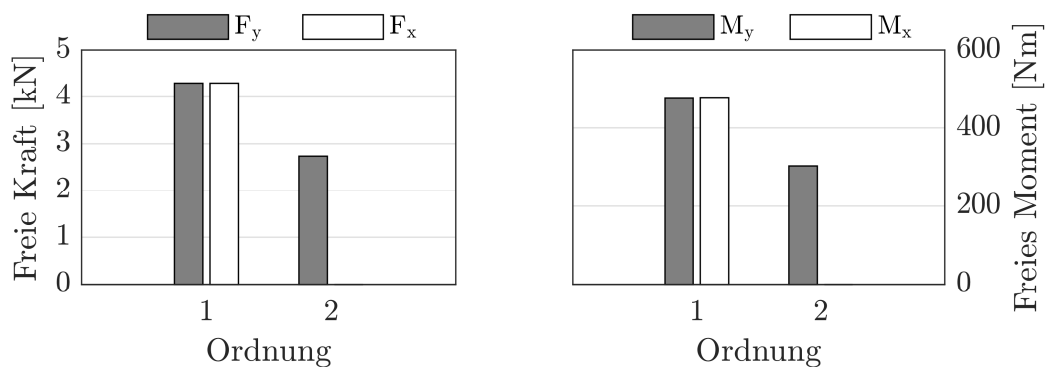


Abbildung 6-4: Freie Kräfte und Momente der 3/4-Zylinder-Kurbelwelle bei 2100 min⁻¹

6.3 Experimentelle und simulative Untersuchung

Zur Bewertung des 3/4-Zylinder-Konzeptes wurde das Kennfeld im Drei- sowie im Vierzylinder-Betrieb in stationären Lastpunkten vermessen. Dazu wurde der Basismotor mit der 3/4-Zylinder-Kurbelwelle und -Nockenwelle ausgestattet.

Zunächst wurde das Kennfeld des 4zyl-Modus in 255 Lastpunkten vermessen. Anschließend wurden die Ventile des ersten Zylinders verschlossen und die Einspritzung deaktiviert. Die Vermessung des 3zyl-Modus wurde in 201 Lastpunkten durchgeführt. Da der Fokus des Vorhabens die Kraftstoffverbrauchssenkung ist, wurden die Messdaten der Betriebsmodi bezüglich des spezifischen Kraftstoffverbrauches miteinander verglichen und zusammengeführt. Aus dieser Überlegung folgt die Zylinder-Zuschalt-Line (ZZS), welche den 3zyl-Betrieb bei niedrigen bis mittleren Lasten vom 4zyl-Betrieb bei mittleren bis hohen Lasten trennt. Das resultierende Kennfeld kann so mit dem der Referenzvermessung verglichen werden. Ziel ist es, das Konzept hinsichtlich Kraftstoffverbrauch, Abgasemissionen, sowie sonstigen Auffälligkeiten zu bewerten.

Im Folgenden werden dazu der spezifische Kraftstoffverbrauch, die Abgastemperatur, die Vollastlinie sowie die gesetzlich limitierten Abgasemissionen diskutiert.

6.3.1 Spezifischer Kraftstoffverbrauch

In Abbildung 6-5 ist der spezifische Kraftstoffverbrauch des 3/4-Zylinder-Konzepts aufgetragen. Der Bestpunkt liegt mit 213,8 g/kWh ca. 2 % über dem der Referenzvermessung (209,8 g/kWh). Wie beschrieben entspricht die Zylinder-Zuschalt-Linie (ZZS) nicht der Vollastkurve des 3zyl-Betriebs, sondern resultiert aus einer Gegenüberstellung der beiden Betriebsmodi (3zyl-Betrieb und 4zyl-Betrieb) hinsichtlich des jeweils besseren spezifischen Kraftstoffverbrauchs.

Abbildung 6-6 zeigt die prozentuale Differenz des spezifischen Kraftstoffverbrauchs des Referenzmotors gegenüber dem 3/4-Zylinder-Konzept. Der höchste Verbrauchsvorteil wurde demnach bei hohen Drehzahlen und niedrigen Drehmomenten erfasst. Hier kann bis zu 18 % Kraftstoffverbrauch im 3zyl-Betrieb gegenüber dem Basis-Betrieb eingespart werden. Weiter fällt bei der Betrachtung des Differenzkennfelds auf, dass die Verbrauchsvorteile mit steigender Motorlast sinken. In einem schmalen Bereich zwischen der 0 %-Isolinie und der ZZS-Linie ist der Verbrauch im 3zyl-Betrieb höher als im Basis-Betrieb. Dies kommt dadurch zustande, da in diesem Bereich der spezifische Kraftstoffverbrauch im 3zyl-Betrieb niedriger als im 4zyl-Betrieb, aber höher als im Basis-Betrieb ist. Nahezu im gesamten 4zyl-Betrieb ist mit einem Mehrverbrauch von ca.

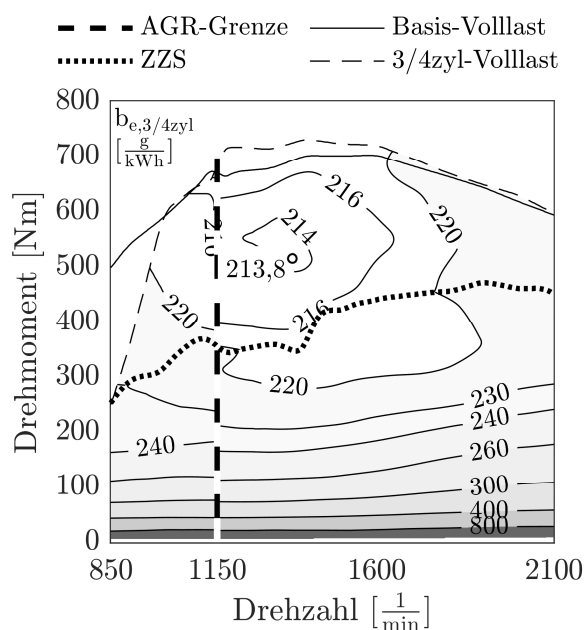


Abbildung 6-5: Spezifischer Kraftstoffverbrauch, 3/4zyl

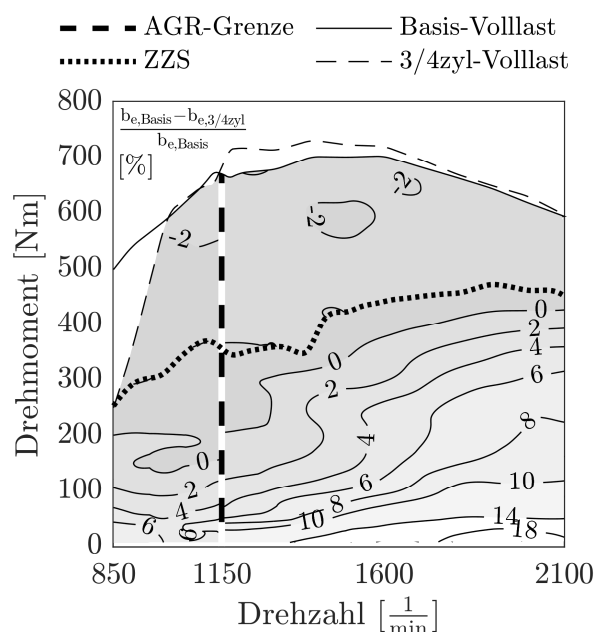


Abbildung 6-6: Differenzkennfeld spezifischer Kraftstoffverbrauch, Basis - 3/4zyl

2 % im Vergleich zum Basismotor zu rechnen. Um die Ursache für den veränderten Kraftstoffverbrauch des 3/4-Zylinder-Konzepts zu ermitteln, wurde eine detaillierte, zylinderselktive Verlustanalyse durchgeführt. Dazu wurde ein 1D-Simulationsmodell des Motors aufgebaut und mit den gemessenen indizierten Druckverläufen sowie den Einspritzzeitpunkten, Temperaturen und Abgaszusammensetzungen parametrisiert. Die wiederholte Prozessrechnung erlaubt es dann, die einzelnen Wirkungsgradverluste für jeden Zylinder in den vermessenen Lastpunkten zu quantifizieren (siehe Kapitel 5.4).

Da die durchgeführte Verlustanalyse zylinderselktiv erfolgte, können auch Differenzen zwischen den Zylindern ermittelt werden. In Abbildung 6-7 ist die Verlustanalyse für die Referenzmessung (oben) und für den 3/4-Zylinder-Betrieb (unten) bei einer Motordrehzahl von 2000 min^{-1} dargestellt. Dabei besteht jede der acht Abbildungen aus 16 separaten Verlustanalysen, welche jeweils zu einem Lastschnitt zusammengefasst wurden.

Betrachtet man zunächst die oberen vier Abbildungen, so wird ersichtlich, dass sich die Teilverluste der einzelnen Zylinder des Referenzmotors nahezu identisch verhalten. Dies spricht für eine gute Homogenisierung des extern zurückgeführten Restgases, sowie für eine gute Gleichverteilung des Arbeitsgases auf die vier Zylinder. Im unteren Lastbereich überwiegen die Wandwärmeverluste und die Wirkungsgradverluste durch den realen Ladungswechsel. Mit steigender Last überwiegen dann die Wirkungsgradverluste durch reale Ladung und durch die reale Verbrennung.

Die Verlustanalyse des 3/4-Zylinder-Konzepts teilt sich in den 3zyl- und 4zyl-Betrieb auf. Da der 3zyl-Betrieb bei 2000 min^{-1} zwischen 0 Nm und 450 Nm Motorlast einen geringeren spezifischen Kraftstoffverbrauch gegenüber dem 4zyl-Betrieb aufzeigt, ist der 4zyl-Betrieb erst ab dem nächsten gemessenen Lastpunkt (2000 min^{-1} - 500 Nm) gezeigt. Ab dieser Last ist folglich auch erst die Verlustanalyse des abschaltbaren Zylinders 1 dargestellt.

Aus dieser Ansicht ist der erhöhte effektive Wirkungsgrad der drei aktiven Zylinder gegenüber dem Basisbetrieb zu erkennen. Vor allem der Verlust durch den realen Ladungswechsel ist signifikant geringer im Vergleich zu dem der Referenzvermessung. Daraus ergibt sich bei niedrigen Lasten ein höherer effektiver Wirkungsgrad mit dem 3/4-Zylinder-Konzept gegenüber dem Basis-Betrieb.

Im 4zyl-Betrieb ist ersichtlich, dass die Ladungswechselverluste in Zylinder 1 und 4 größer als jene in Zylinder 2 und 3 sind. Dadurch fällt der effektive Wirkungsgrad unter den Wert der Referenzvermessung. Um diese Effekte zu analysieren, werden im Folgenden die Lastpunkte 2000 min^{-1} - 200 Nm (3zyl-Betrieb) und 2000 min^{-1} - 500 Nm (4zyl-Betrieb) näher betrachtet.

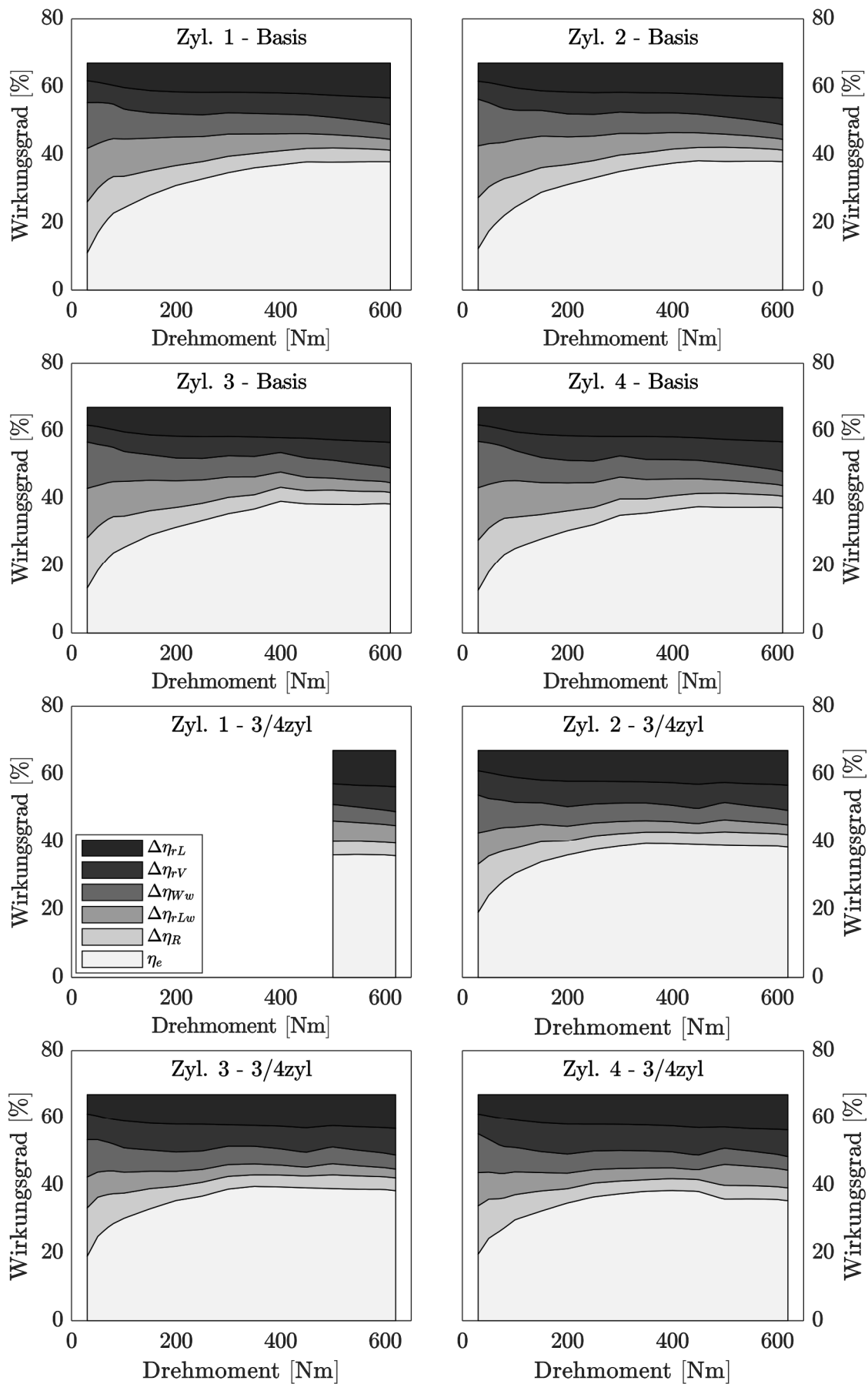


Abbildung 6-7: Zylinderselektive Verlustanalysen bei 2000 min^{-1}

Abbildung 6-8 zeigt eine Wirkungsgradanalyse bei 2000 min^{-1} und 200 Nm des vierten Zylinders im 3zyl-Betrieb im Vergleich zum selben Zylinder im Basis-Betrieb. Dort sind auf der linken Seite die fünf Wirkungsgradverluste aufgetragen, rechts ist der resultierende effektive Wirkungsgrad gezeigt.

Es ist zu erkennen, dass trotz der höheren Verluste in Folge der realen Ladung und der realen Verbrennung, die geringeren Verluste des 3/4-Zylinder-Konzepts durch den Wandwarmenubergang, durch den realen Ladungswechsel und durch Reibung uberkompensierend wirken. So ergibt sich für Zylinder 4 ein effektiver Wirkungsgrad von $34,8 \%$ (3/4zyl-Betrieb) gegenüber $30,5 \%$ (Basis-Betrieb).

Die Verluste durch reale Verbrennung fallen im 3zyl-Betrieb höher aus, da sich die eingebrachte Kraftstoffmasse pro Zylinder erhöht und sich damit die Dauer der Verbrennung verlängert. Damit entfernt sich der Druckverlauf weiter vom Idealprozess und der Wirkungsgradverlust steigt.

In dieser Darstellung erscheinen die Wandwärmeverluste des 3zyl-Betriebs geringer als die des Basis-Betriebs. Der Wärmestrom ist prozentual zur Zylinderlast zwar geringer, der absolute Wärmestrom ist allerdings größer. Zur Veranschaulichung sind in Abbildung 6-9 die Mitteldruckverluste dargestellt. Die Wandwärmeverluste sind demnach im Zylinder 4 im 3zyl-Betrieb geringfügig größer als im Basis-Betrieb. Allerdings sind die Wandwärmeverluste im abgeschalteten Zylinder vernachlässigbar, sodass der Wandwarmenubergang des Motors im 3zyl-Betrieb geringer als im Basis-Betrieb ausfällt. In der Simulation ergaben sich für den Gesamtwarmenubergang des Referenzbetriebs $28,7 \text{ kW}$, für den des 3zyl-Betriebs nur $23,2 \text{ kW}$. Somit sind die in Summe verringerten Verluste, welche mit dem Wandwarmenubergang einhergehen ein Argument für die Verbrauchsreduzierung.

Die Haupteinflussgröße für die Verbrauchsminderung sind aber die reduzierten Ladungswechselverluste (siehe Abbildung 6-8 und Abbildung 6-9). Diese sollen im Folgenden diskutiert werden.

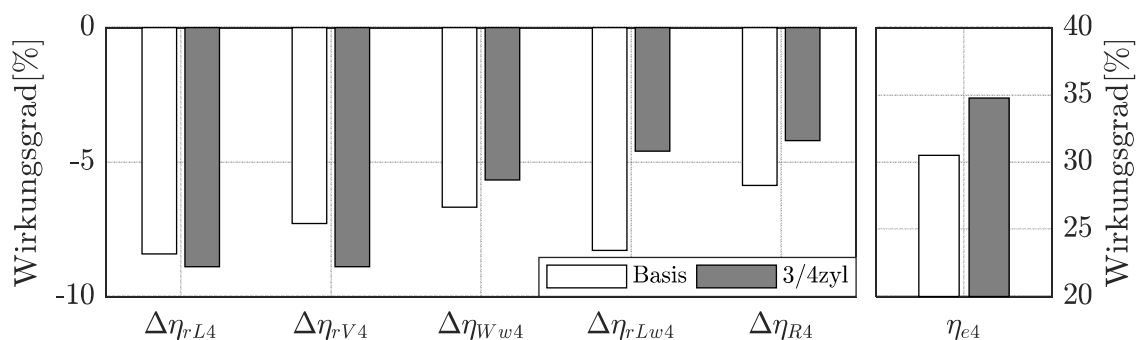


Abbildung 6-8: Wirkungsgradanalyse 2000 min^{-1} - 200 Nm in Prozent

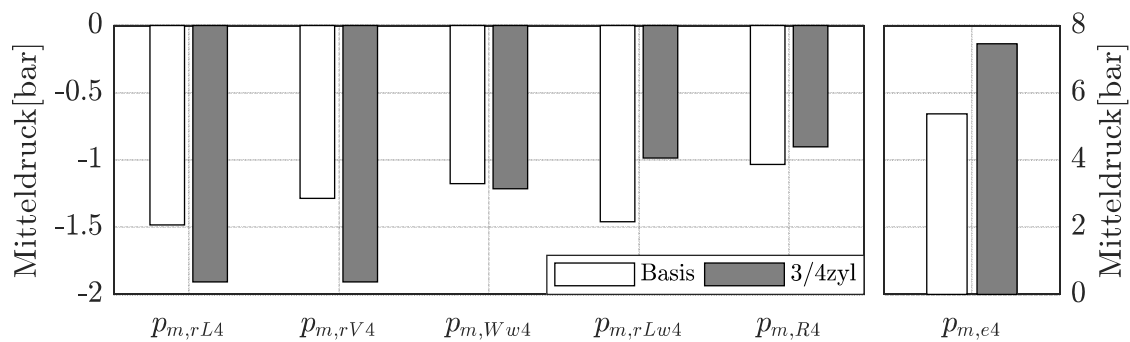


Abbildung 6-9: Wirkungsgradanalyse 2000 min^{-1} - 200 Nm in bar

In beiden Betriebsmodi wurde ein mittlerer Ladedruck von ca. 1,7 bar_{abs} . (Basis-Betrieb: 1,70 bar_{abs} , 3zyl-Betrieb: 1,74 bar_{abs}) gemessen. Der Druck im Abgaskrümmer hingegen unterscheidet sich deutlich. Abbildung 6-10 zeigt sowohl den indizierten als auch den gemittelten Abgasgegendruck für beide Betriebsmodi. Die Druckschwankungen im Krümmer sind im 3zyl-Betrieb ausgeprägter als die des Basis-Betriebs, da sowohl die Zündabstände größer sind, und gleichzeitig die je Zylinder ausgeschobene Masse zunimmt. Der gemittelte Druck liegt mit 2,2 bar_{abs} . aber deutlich unter dem der Referenzvermessung (2,8 bar_{abs}).

Abbildung 6-11 zeigt in gestrichelter Form die Ladungswechselschleife des vierten Zylinders in der Referenzvermessung, die durchgezogene Linie ist die des 3zyl-Betriebs. Nach der UT-UT-Methode [84, 85] können die Ladungswechselverluste im Basis-Betrieb mit -1,4 bar quantifiziert werden, im 3zyl-Betrieb sind es -0,9 bar. Dies ist in der Abbildung anschaulich zu erkennen, da die eingeschlossene Fläche der Ladungswechselschleife des 3zyl-Betrieb kleiner als die des Basis-Betriebs ist. Dementsprechend fallen die Ladungswechselverluste aufgrund des niedrigeren

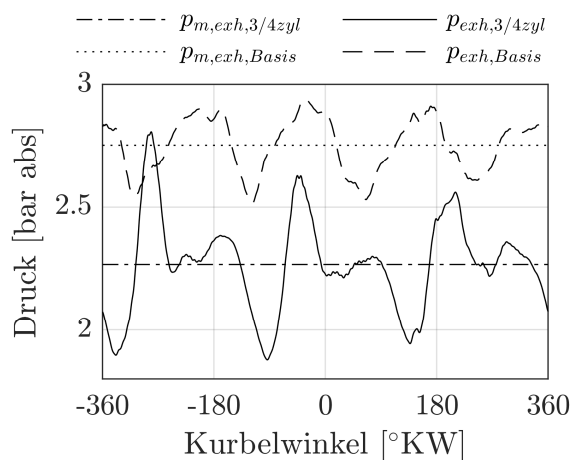


Abbildung 6-10: Abgasgegendruck bei 2000 min^{-1} - 200 Nm

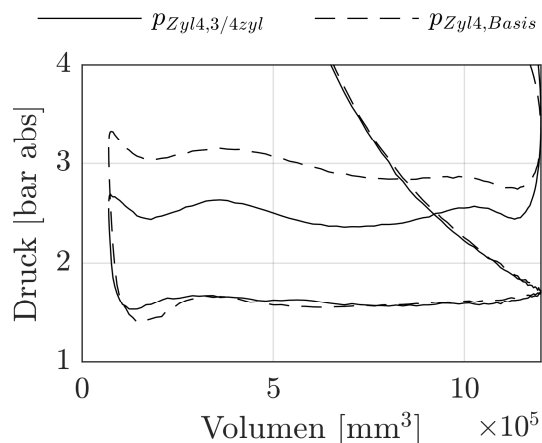


Abbildung 6-11: Ladungswechselschleife von Zylinder 4 bei 2000 min^{-1} - 200 Nm

Gegendruckes geringer aus. Zudem entfällt die Ladungswechselerbeit des ersten Zylinders komplett.

Abbildung 6-12 zeigt eine Wirkungsgradanalyse des vierten Zylinders bei 2000 min^{-1} und 500 Nm , welcher im 4zyl-Betriebsbereich liegt. Der effektive Wirkungsgrad im 4zyl-Betrieb ist mit $35,9 \%$ um $1,5$ Prozentpunkte gegenüber dem Basisbetrieb ($\eta_{e4, \text{Basis}} = 37,4 \%$) verringert. Der Grafik ist zu entnehmen, dass der geringere effektive Wirkungsgrad vor allem auf die erhöhte Ladungswechselerbeit zurückzuführen ist. Es ist zu beachten, dass der betrachtete Zylinder (Zylinder 4) im 4zyl-Modus parallel zum Zylinder 1 arbeitet. Die daraus resultierenden Effekte sollen im Folgenden genauer untersucht werden.

Die indizierten Druckverläufe im Abgaskrümmen (siehe Abbildung 6-13) resultieren in annähernd demselben gemittelten Druck (Basis-Betrieb: $3,67 \text{ bar}_{\text{abs}}$ - 4zyl-Betrieb: $3,65 \text{ bar}_{\text{abs}}$). Dennoch ist die Ladungswechselerbeit des vierten (und ersten) Zylinders aufgrund des zeitgleichen Ausschlebevorgangs signifikant erhöht. In Abbildung 6-14 sind die Ladungswechselschleifen des vierten Zylinders sowohl im Basis- als auch im 4zyl-Betrieb dargestellt. Zudem ist die Ladungswechselschleife des dritten Zylinders im 4zyl-Betrieb aufgetragen. Hier wird die Diskrepanz zwischen den Zylindern im 4zyl-Betrieb des 3/4-Zylinder-Konzepts deutlich. Obwohl die errechnete Ladungswechselerbeit der Zylinder 2 und 3 im 4zyl-Betrieb geringer ausfällt als im Basis-Betrieb, ist die gemittelte Arbeit über alle vier Zylinder größer. In der Referenzmessung wurden bei einer geringen Varianz im Mittel $-1,2 \text{ bar}$ für die Ladungswechselerbeit benötigt. Im 4zyl-Betrieb fällt die Ladungswechselerbeit der Zylinder 1 und 4 mit $-2,1 \text{ bar}$ fast doppelt so groß aus wie die der benachbarten Zylinder 2 und 3 ($-1,1 \text{ bar}$). Dies zeigt anschaulich die Größe der eingeschlossenen Flächen der Ladungswechselschleifen. Der erhöhte Gegendruck kommt ebenfalls in Abbildung 6-13 zum Ausdruck. Die Auslassventile der Zylinder 1 und 4 öffnen zeitgleich bei $156,3 \text{ °KW}$ (1 mm Hub) und verursachen die in der Abbildung ersichtliche Drucküberhöhung, wodurch sich die Ausschlebevorgänge gegenseitig behindern.

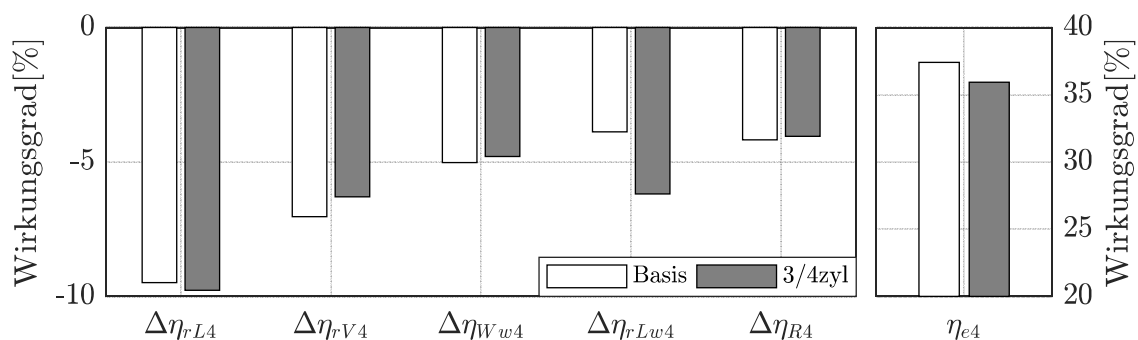


Abbildung 6-12: Wirkungsgradanalyse 2000 min^{-1} - 500 Nm

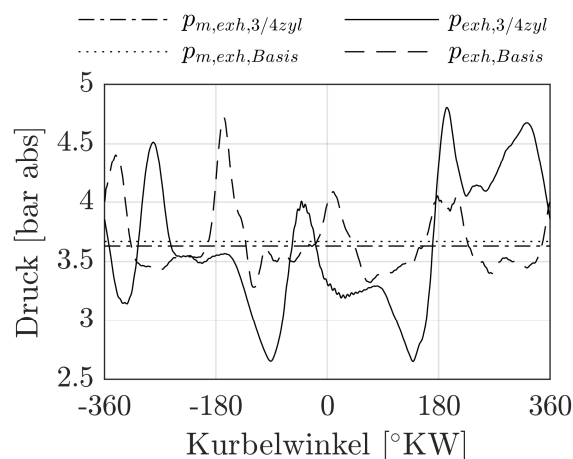


Abbildung 6-13: Abgasgegendruck
bei 2000 min^{-1} - 500 Nm

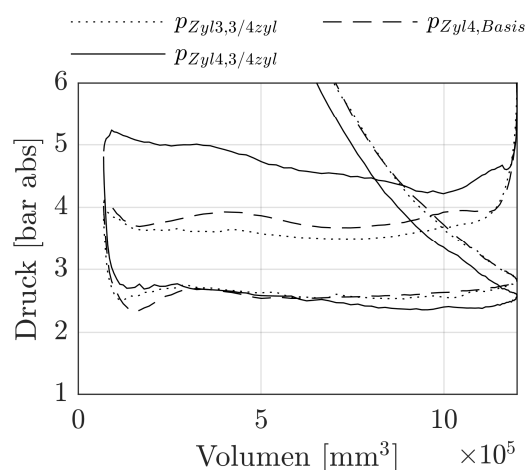


Abbildung 6-14: Ladungswechselschleife
von Zylinder 4 bei 2000 min^{-1} - 500 Nm

Eine Möglichkeit diesem Phänomen entgegenzuwirken ist das zeitliche Verschieben der Auslassereignisse der Zylinder 1 und 4. Dies könnte entweder rein durch den Ventiltrieb erfolgen, indem das AÖ von Zylinder 1 früher und das AÖ von Zylinder 4 später stattfindet. So könnte der Vorauslassstoß, also die erste Druckspitze im Abgaskrümmen, versetzt eintreten, sodass die Drucküberhöhung geringer ausfällt. Dies würde allerdings zu zusätzlichen Expansionsverlusten im Zylinder 1 und evtl. einer erhöhten Ausschlebearbeit im Zylinder 4 führen. Hierzu müsste das Trade-Off-Verhalten analysiert werden.

Alternativ dazu könnte Zylinder 1 nicht gleichzeitig mit Zylinder 4, sondern um 360°KW versetzt befeuert werden. Hierzu müssten die Nocken auf der Nockenwelle entsprechend neu ausgerichtet und das Einspritzsignal verschoben werden.

Im Rahmen einer Neukonstruktion der Kurbelwelle, könnte auch ein Kröpfwinkel zwischen Zylinder 1 und 4 eingeführt werden, welcher allerdings zu Problemen mit dem Massen- und Momentenausgleich führen würde.

Neben dem 3zyl-Betrieb wurden im Rahmen dieser Arbeit auch Untersuchungen am Referenzmotor im Abschaltbetrieb durchgeführt. So wurde das Motorenkennfeld mit 3 aktiven Zylindern (ebenfalls Zylinder 2, 3 und 4) und der Basis-Kurbelwelle durchfahren. Wie im 3zyl-Betrieb ergab sich ein Vorteil im spezifischen Kraftstoffverbrauch gegenüber 4 aktiven Zylindern. Dieser fiel, bedingt durch den unregelmäßigen Zündabstand, im gesamten Kennfeld zwischen 2 % und 4 % geringer als im 3zyl-Betrieb aus. Somit ist auch das Gebiet, in dem ein Abschaltbetrieb sinnvoll ist, im 3zyl-Betrieb des 3/4-Zylinder-Konzepts deutlich größer als im Abschaltbetrieb des Grundmotors. Ein Vergleich der beiden Betriebsarten wird in Kapitel 8.2 durchgeführt.

6.3.2 Abgastemperatur

Die Abgastemperatur ist ein immer wichtiger werdender Faktor für die Abgasnachbehandlung. Mit steigenden Anforderungen durch die Abgasemissionsgesetzgebung müssen in zunehmendem Umfang Motor-Rohemissionen nachbehandelt werden, um die gesetzlich vorgegebenen Grenzwerte einhalten zu können. Dafür ist eine Mindestabgastemperatur notwendig. Dies betrifft sowohl Systeme wie den Dieseloxydationskatalysator oder den Dieselpartikelfilter als auch das SCR-System. Wie in Kapitel 4.2.4 beschrieben liegt die Light-off-Temperatur des DOC zwischen 240 °C und 270 °C. Ab einer Abgastemperatur von 250 °C vor dem SCR-Katalysator ist ein unerwünschtes Auskristallisieren des Harnstoffes im Mischer nicht mehr möglich. Bei Temperaturen größer 250 °C kann außerdem im Partikelfilter eine passive Regeneration stattfinden. Folglich werden, je nach Hersteller, Temperaturen von etwa 250 °C vor dem Abgasnachbehandlungssystem gefordert, um die gesetzlich vorgegebenen Abgasemissionen einhalten zu können. Die geforderte Temperatur kann nach dem Kaltstart in der Regel nur durch veränderten Motorbetrieb bei höherem Kraftstoffverbrauch erreicht werden. Maßnahmen zur Abgastemperaturerhöhung sind beispielsweise späte Kraftstoff-Einspritzungen oder das Schließen einer im Luftpfad befindlichen Abgasklappe. Eine späte Einspritzung verschiebt die Verbrennung in Richtung des unteren Totpunkts, was zu höheren Arbeitsgastemperaturen in der Expansionsphase kurz vor dem Öffnen der Auslassventile führt. Allerdings wird dadurch auch der Verbrennungsschwerpunkt in Richtung spät verschoben, sodass hieraus ein Kraftstoffmehrverbrauch in Folge größerer Wirkungsgradverluste durch die reale Verbrennung resultiert.

Durch das Anstellen der Abgasklappe kann der Gesamtmassenstrom verringert werden. Dementsprechend muss bei der Verbrennung weniger Gemisch aufgeheizt werden, was bei einem fetteren Kraftstoff-Luft-Gemisch ebenfalls zu erhöhten Temperaturen im Abgasmassenstrom führt. Dies führt jedoch aufgrund von höheren Ladungswechselverlusten zu einem ineffizienteren Motorbetrieb.

Ist die geforderte Temperatur nach dem Kaltstart erreicht, schaltet der Motor in den Normalmodus. Hier werden die Motorsteuerungsparameter im Rahmen der gesetzlich vorgegebenen Richtlinien hinsichtlich maximaler Effizienz geregelt. Dabei werden die Konvertierungsraten der Abgasnachbehandlungskomponenten weiter überwacht. Fällt die Abgastemperatur unter einen Schwellenwert, oder wird eine Umsetzungsrate in einem der Systeme nicht eingehalten, muss die Motorsteuerung erneut Maßnahmen zur Temperaturerhöhung auf Kosten der Effizienz einstellen.

Dementsprechend ist es erstrebenswert, schon bei niedrigen Motorlasten hohe Abgastemperaturen zu erzielen. So wird einerseits die Light-off-Temperatur früh erreicht, und andererseits verhindern die hohen Temperaturen ein Auskühlen der Abgasnachbehandlung, falls der Motor längere Zeit bei niedrigen Lasten betrieben wird. In Abbildung 6-15 ist ein direkter Vergleich der 250 °C-Abgastemperatur-Isolinie beider Motorvarianten im Motorenkennfeld dargestellt. Im gezeigten Kennfeldbereich befindet sich das 3/4-Zylinder-Konzept im 3zyl-Betrieb. Durch die Lastpunktverschiebung der aktiven Zylinder kommt es in Verbindung mit dem verringerten Gesamtluftmassenstrom zu einem fetteren Kraftstoff-Luft-Gemisch. Da die Temperatur direkt von dieser Gemischzusammensetzung abhängig ist, treten im 3zyl-Betrieb bereits bei niedrigen Lasten höhere Temperaturen als im Basis-Betrieb auf. Die gesamten Abgasenthalpieströme sind dabei vergleichbar, sodass das Erreichen der Light-off-Temperaturen der Abgasnachbehandlungskomponenten in einem ähnlichen Zeitfenster zu erwarten ist. Dabei ist zu erwähnen, dass die Betriebsmodi „Normal“ miteinander verglichen werden. Durch die erhöhte Abgastemperatur wird jedoch ein Auskühlen der Abgasnachbehandlung im Leerlauf und damit ein Zuschalten des energetisch ungünstigeren Kat-Heiz-Betriebsmodus signifikant verzögert. In [86] wurde das Auskühlverhalten der Abgasnachbehandlungskomponenten eines 6-Zylinder-Dieselmotors im 3-Zylinderbetrieb mit dem Auskühlverhalten im 6-Zylinder-Betrieb verglichen. Dabei ist das bedeutend langsamere Auskühlen der Abgasnachbehandlung herausgearbeitet worden. Dieses Verhalten ist im 3zyl-Betrieb des vorgestellten Konzepts ebenfalls zu erwarten. Abbildung 6-16 zeigt die Abgastemperatur des 3/4-Zylinder-Konzepts unmittelbar nach der Abgasdrosselklappe im Motorkennfeld. Aufgrund der

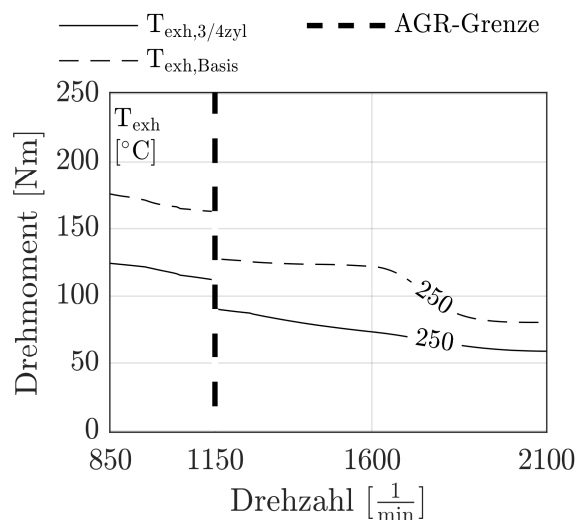


Abbildung 6-15: Abgastemperaturen,
3/4zyl-Betrieb und Basis-Betrieb

Lastpunktverschiebung ist ein deutlicher Sprung zwischen dem 3zyl-Betrieb und 4zyl-Betrieb zu erkennen. In der Abbildung daneben (Abbildung 6-17) ist ein Differenzkennfeld der Abgastemperaturen des 3/4-Zylinder-Betriebs und des Basis-Betriebs gezeigt. Im 3zyl-Betrieb sind die Abgastemperaturen im gesamten Kennfeld deutlich höher. Speziell bei hohen Leistungen ist die Differenz besonders ausgeprägt. Hier werden Differenzen von bis zu 100 K erreicht. In weiten Teilen des Kennfelds wurden Temperaturerhöhungen von 40 K bis 60 K nachgewiesen.

Bei Betrachtung des 4zyl-Betriebs ist zu erkennen, dass die Abgastemperaturen verglichen mit dem Basis-Betrieb bei unteren bis mittleren Drehzahlen verringert sind. In diesem Bereich stellen sich aufgrund des doppelten Auslassstoßes des ersten und vierten Zylinders erhöhte Drücke im Abgaskrümmere ein (siehe Abbildung 6-18). Damit steigen die Druckdifferenzen über die Turbinen der Turbolader und damit deren Drehzahlen. Die höheren Drehzahlen führen wiederum zu einem gesteigerten Luftmassenstrom auf der Einlassseite. Hierdurch stellt sich bei annähernd gleichbleibendem Kraftstoffvolumenstrom ein höheres Verbrennungsluftverhältnis ein, was wiederum geringere Abgastemperaturen zur Folge hat. Die Differenz des Verbrennungsluftverhältnisses kann in Abbildung 6-19 betrachtet werden.

Da mit steigender Drehzahl der Effekt des Doppelstoßes auf den Abgasgedrueck geringer wird, sinkt die Differenz des Verbrennungsluftverhältnisses womit die Abgastemperatur steigt. Ab einer Drehzahl von ca. 1700 min^{-1} sind die Temperaturen im Abgas zwischen 4zyl-Betrieb und Basis-Betrieb vergleichbar.

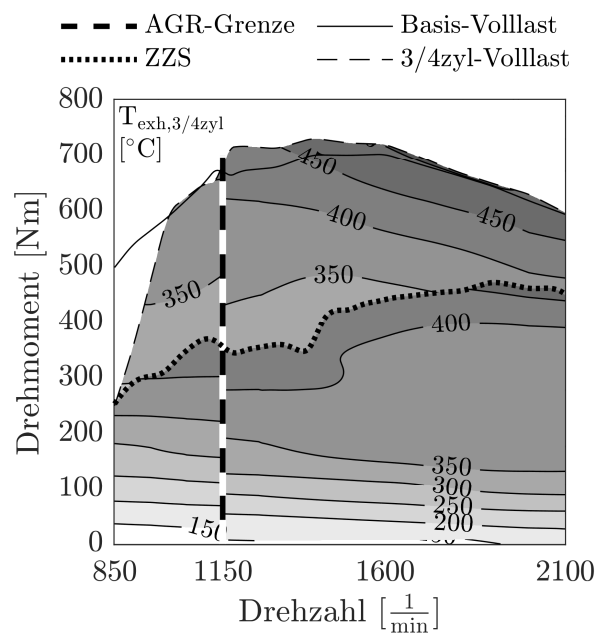


Abbildung 6-16: Abgastemperatur, 3/4zyl

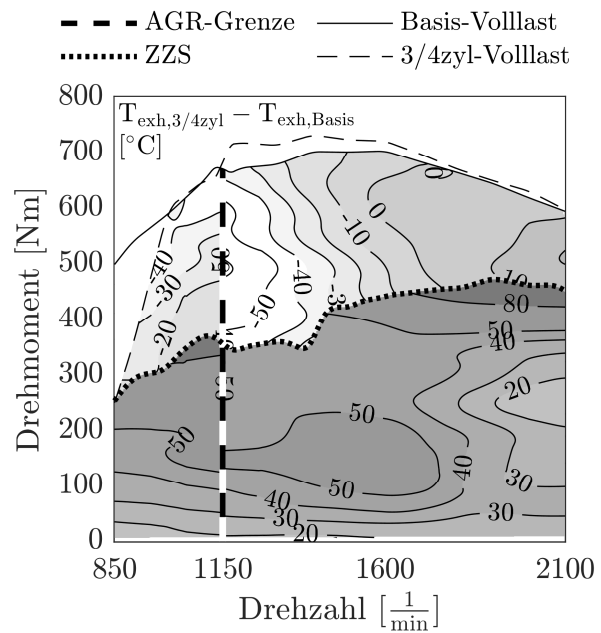
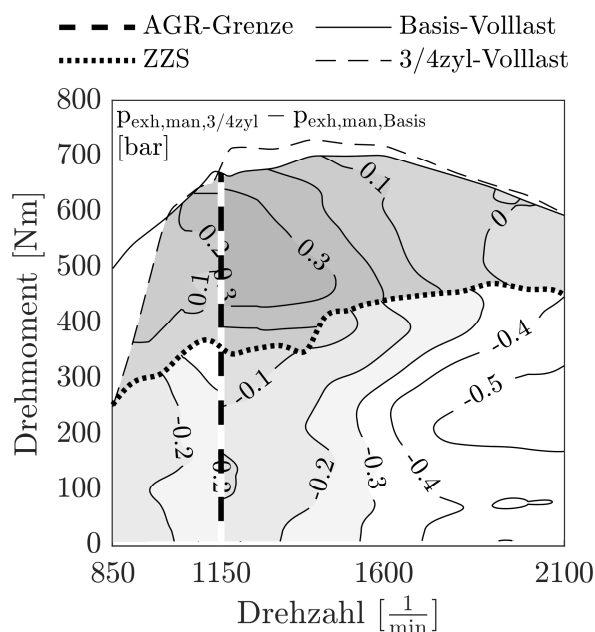


Abbildung 6-17: Differenzkennfeld Abgastemperatur, 3/4zyl - Basis

Im 3zyl-Betrieb wird bei niedrigen bis mittleren Lasten die Abgasdrosselklappe angestellt, sodass dieser Effekt von anderen Phänomenen überlagert wird. Durch das Anstellen der Abgasdrosselklappe ändert sich die AGR-Rate, welche ebenfalls Einfluss auf die Abgastemperatur hat.

Da die Abgastemperaturen bei hohen Lasten jedoch eher begrenzt werden müssen (Bauteilschutz), ist der somit resultierende Effekt einer verminderten Verbrennungs- und Abgastemperatur im oberen Lastbereich kein Nachteil. Die Temperaturerhöhung im unteren Lastbereich ist jedoch wie beschrieben mit Vorzügen hinsichtlich Thermomanagement und Kraftstoffverbrauch verbunden.



unterschiedliche Einsatzgebiete des Motors verschiedene Vollastlinien [87]. Im Rahmen dieser Untersuchungen wurde der Motor unabhängig von einer einsatzoptimierten Vollastkurve bis zur höchsten zulässigen Last bei jeder Drehzahl betrieben. Im Fahrzeug würde demgegenüber die Vollastlinie entsprechend des Einsatzgebietes angepasst werden. Die Effekte des 4zyl-Betriebs auf die motorische Vollast können aber nur ohne diese Beschränkung aufgezeigt werden.

In Abbildung 6-20 sind die begrenzenden Werte des Referenzmotors normiert über der Motordrehzahl aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass bei Leerlaufdrehzahl das Verbrennungsluftverhältnis der begrenzende Faktor ist. Ein Wert von $\lambda = 1,3$ (Rußgrenze) darf dabei nicht unterschritten werden, da ansonsten zu hohe Partikel-Emissionen emittiert werden würden. Mit steigender Drehzahl und steigendem Luftmassenstrom vergrößert sich das Verbrennungsluftverhältnis, sodass höhere Lasten zugelassen werden können. Durch Zuschalten der externen Abgasrückführung sinkt der Frischluftmassenstrom. Dadurch begrenzt das Verbrennungsluftverhältnis das Maximalmoment wieder. Mit steigender Drehzahl und damit steigendem Luftmassenstrom sinkt es erneut ab. Ab ca. 1600 min^{-1} erreichen die Zylinderspitzen drücke den Grenzwert. Erkennbar ist außerdem, dass es keinen begrenzenden Faktor zwischen Leerlaufdrehzahl und AGR-Grenze gibt. Es könnten aus Sicht des Bauteil- und Emissionsschutzes bei diesen Drehzahlen höhere Drehmomente realisiert werden.

Im 3/4-Zylinder-Betrieb wird die Rußgrenze bei 850 min^{-1} , bereits bei einem deutlich reduzierten Maximalmoment (250 Nm) erreicht. In der gezeigten Darstellung (Abbildung 6-21) liegt der normierte Wert unter 1, da im nächst höheren Lastpunkt (300 Nm) die Rußgrenze deutlich unterschritten wurde. Erst ab einer Drehzahl von 1000 min^{-1} konnte ein mit der Referenzvermessung vergleichbares Drehmoment eingestellt werden. Bei zugeschalteter Abgasrückführung ist ein verglichen mit der Referenzvermessung magereres Verbrennungsluftverhältnis messbar. Nachdem im Unterschied zum Basis-Betrieb die Rußgrenze bei 1160 min^{-1} nicht erreicht wird, kann mehr Kraftstoff eingespritzt werden. Dies führt zu einer Erhöhung des Zylinderspitzen drucks, sodass dieser die maximale Motorlast begrenzt, allerdings bei einem höheren Drehmoment. Da die Zylinderinnendrücke nicht von der Motorsteuerung sensorisch erfasst werden, werden diese modellbasiert auf dem Motorsteuergerät errechnet. Die errechneten Werte sind dann wiederum ausschlaggebend für die Begrenzung der Kraftstoffzufuhr. An dieser Stelle sei angemerkt, dass der Bezugswert für den maximalen Zylinderdruck der Spitzenwert der Referenzvermessung ist. Daher können in der normierten Darstellung

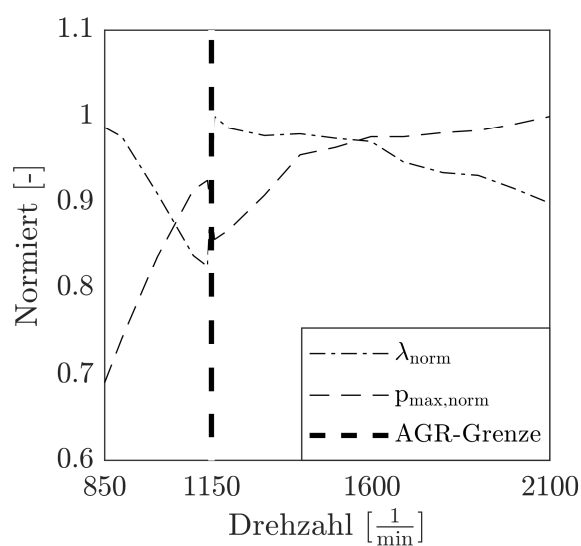


Abbildung 6-20:

Drehmomentenbegrenzung, Basis

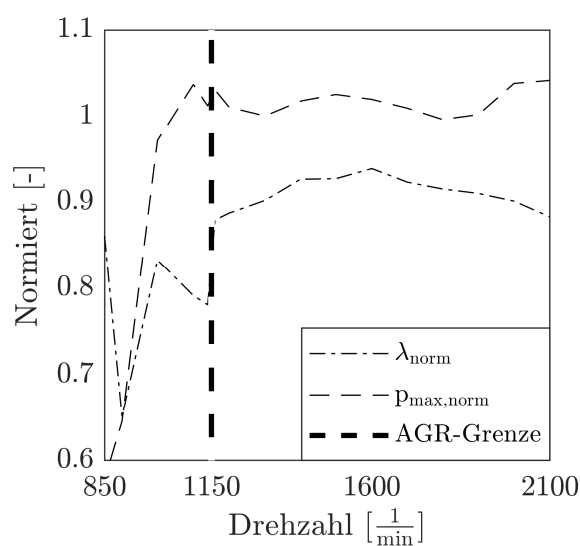


Abbildung 6-21:

Drehmomentenbegrenzung, 3/4zyl

des 3/4-Zylinder-Betriebs Werte größer 1 auftreten (Abbildung 6-21). Nachdem das Motorkonzept signifikant verändert wurde, stimmt offensichtlich die Berechnung für hohe Drehzahlen nicht, sodass dort leicht erhöhte Zylinderspitzen drücke im 3/4zyl-Betrieb messbar waren. Die resultierenden Vollastlinien können in Abbildung 6-22 miteinander verglichen werden.

Es stellt sich somit die Frage, wieso im 3/4-Zylinder-Betrieb bei niedrigen Drehzahlen nur geringere Maximalmomente erreichbar sind, und warum bei mittleren Drehzahlen die Rußgrenze nicht erreicht wird. Dies wird nachfolgend eingehender betrachtet.

Ab einem Drehmoment von mehr als 250 Nm bei 850 min⁻¹ konnte am Prüfstand im 3zyl-Betrieb kein Lastpunkt stabil eingestellt werden, da sich die Motordrehzahl zyklisch änderte. Es wurden dennoch die Lastpunkte 850 min⁻¹ - 300 Nm, sowie 850 min⁻¹ - 350 Nm angefahren. Die Rußgrenze wurde dabei deutlich unterschritten. Während bei 250 Nm das Verbrennungsluftverhältnis bei $\lambda = 1,47$ lag, wurden bereits bei 300 Nm $\lambda = 1,26$, und bei 350 Nm sogar $\lambda = 1,06$ gemessen. Dies ist auf den kleineren Luftmassenstrom zurückzuführen, welcher eine Folge des Abschaltbetriebs ist. Im 4zyl-Betrieb betrug das Verbrennungsluftverhältnis bei 250 Nm $\lambda = 2,11$. Dennoch wurde kein höherer Lastpunkt angefahren, da im Zuschaltbetrieb die Motorvibrationen durch das zeitgleiche Befeuern der Zylinder 1 und 4 zu groß wurden.

Bei 1160 min⁻¹ konnte hingegen im 4zyl-Betrieb ein um 50 Nm erhöhtes maximales Motordrehmoment gemessen werden (708 Nm statt 658 Nm). Nach Abbildung 6-21 konnte dies erreicht werden, da das Verbrennungsluftverhältnis magerer ausfällt und dementsprechend solange mehr Kraftstoff eingespritzt werden konnte, bis der maximal

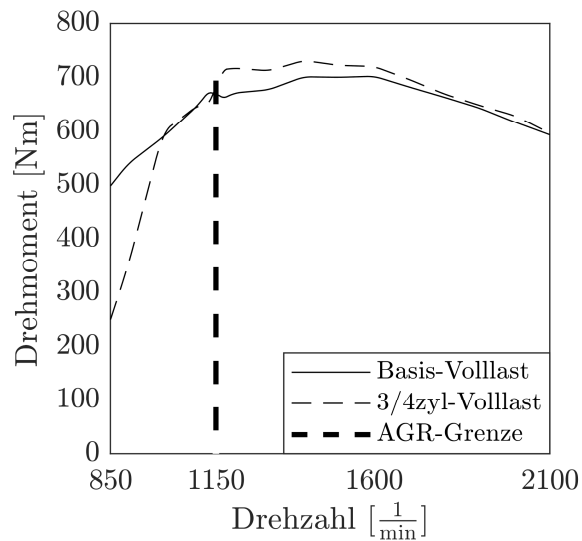


Abbildung 6-22: Vollastlinien im Vergleich

zulässige Zylinderspitzenruck erreicht wurde. Betrachtet man den höchsten Lastpunkt bei der gegebenen Drehzahl, welcher in beiden Betriebsmodi vermessen wurde (650 Nm), ist ein erhöhter Druck im Abgaskrümmen im 4zyl-Betrieb gegenüber dem Basis-Betrieb zu erkennen. Abbildung 6-23 zeigt sowohl die kurbelwinkelaufgelösten Drücke, als auch die gemittelten Drücke im Abgaskrümmen für 1160 min^{-1} - 650 Nm. Damit steht ein größeres Druckgefälle über die Turbinen der Turbolader zu Verfügung, welches zu erhöhten Turboladerdrehzahlen und damit zu einem erhöhten Luftmassenstrom auf der Einlassseite führt. Der größere Luftmassenstrom führt wiederum zu einem höheren Verbrennungsluftverhältnis. Dieses Phänomen wurde schon im vorhergehenden Unterkapitel mit Abbildung 6-18 und Abbildung 6-19 belegt. Die Druckdifferenz zwischen 4zyl-Betrieb und Basis-Betrieb im Abgaskrümmen ist stark drehzahlabhängig. Dies zeigt ein Vergleich der Drücke bei einer Drehzahlvariation bei konstanter Last. Da

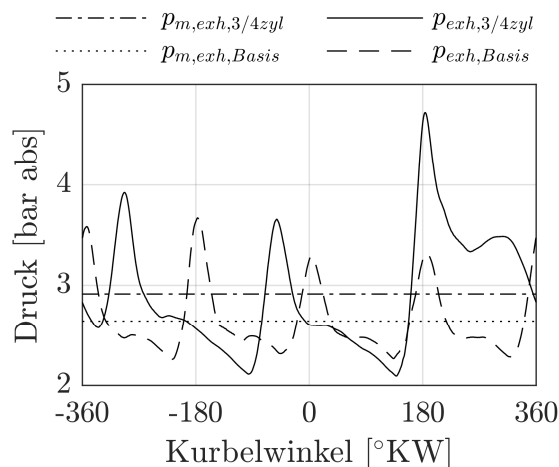


Abbildung 6-23: Druck im Abgaskrümmen bei 1160 min^{-1} - 650 Nm

ein Drehmoment von 550 Nm sowohl im Basis-, als auch im 4zyl-Betrieb zwischen 1160 min^{-1} und 2100 min^{-1} eingestellt werden konnte, kann der Effekt bei diesem Drehmoment gezeigt werden.

Bei niedrigen Drehzahlen ist die Differenz dabei am größten (0,4 bar bei 1160 min^{-1}), mit steigender Motordrehzahl nähern sich die Druckdifferenzen einander an, sodass bei maximaler Drehzahl keine Differenz messbar mehr war. Der Effekt der Druckerhöhung im Abgaskrümmen durch das zeitgleiche Ausschleusen der Zylinder 1 und 4 nimmt demnach mit steigender Drehzahl ab. Folglich nimmt auch die Luftmassenstromdifferenz mit steigender Drehzahl ab. Der Drehzahlbereich, in dem das Verbrennungsluftverhältnis die Motorlast des Basis-Betriebs begrenzt, liegt zwischen 1160 min^{-1} und ca. 1600 min^{-1} . Die Differenz des maximal möglichen Drehmoments und die des Luftmassenstroms weisen dabei einen annähernd linearen Zusammenhang über die Drehzahl auf. Folglich nähern sich die Vollastkurven mit steigender Drehzahl einander an (Abbildung 6-22).

6.3.4 Stickstoffoxide

Bei Betrachtung der auf die effektive Motorleistung bezogenen NO_x-Emissionen des 3/4-Zylinder-Konzepts (siehe Abbildung 6-24) sind zunächst zwei Bereiche mit erhöhten Emissionen auffällig. Der erste Bereich ist bei hohen Lasten und Drehzahlen zwischen 1150 min^{-1} und 1300 min^{-1} angesiedelt. Hier treten NO_x-Konzentrationen von mehr als 7 g/kWh auf. Der zweite auffällige Bereich ist in einem ähnlichen Drehzahlband bei mittleren Lasten ersichtlich. Die Maximalwerte liegen hier bei ca. 8 g/kWh. Da die NO_x-Emissionen in der Referenzvermessung überwiegend zwischen 2,0 g/kWh und 2,4 g/kWh liegen, zeigt sich ein vergleichbares Bild in der Differenzbetrachtung (siehe Abbildung 6-25).

Um die Gründe der veränderten Emissionen zu identifizieren, ist es zweckmäßig, einzelne Lastpunkte des modifizierten Triebwerkes mit denen der Referenzvermessung zu vergleichen. Die höchste NO_x-Konzentration im 4zyl-Betrieb wurde in dem Lastpunkt 1160 min^{-1} - 550 Nm gemessen. Die maximale NO_x-Konzentration im 3zyl-Betrieb wurde bei 1160 min^{-1} und 300 Nm gemessen.

Zunächst soll auf den 4zyl-Betrieb eingegangen werden. Die gemessene NO_x-Konzentration im 4zyl-Betrieb liegt mit 7,9 g/kWh deutlich über der Referenzmessung (2,8 g/kWh). Wie in Kapitel 4.2.1 beschrieben, ist die Entstehung von NO_x hauptsächlich der innermotorischen Bildung von NO geschuldet. Der Geschwindigkeitskoeffizient $k_{1,r}$ der ersten Reaktion des erweiterten Zeldovich-Mechanismus, welcher diesen Prozess maßgeblich beeinflusst, ist stark temperaturabhängig. Abbildung 6-26 zeigt die Korrelation zwischen dem Koeffizienten

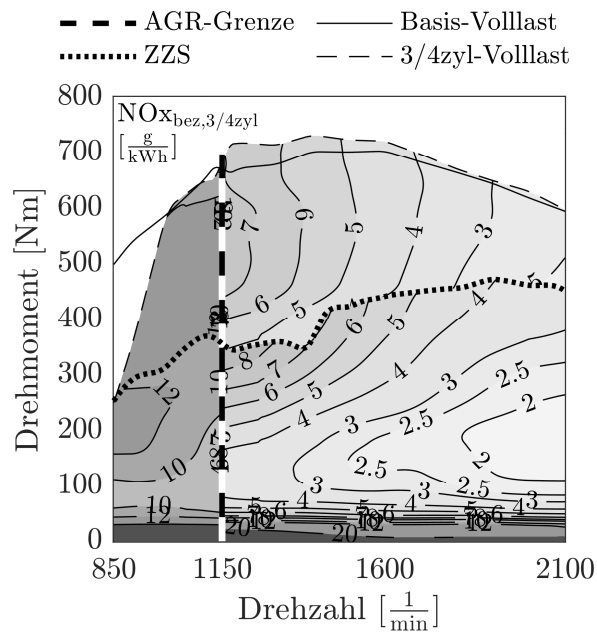


Abbildung 6-24: Spezifische NO_x -Rohemission, 3/4zyl

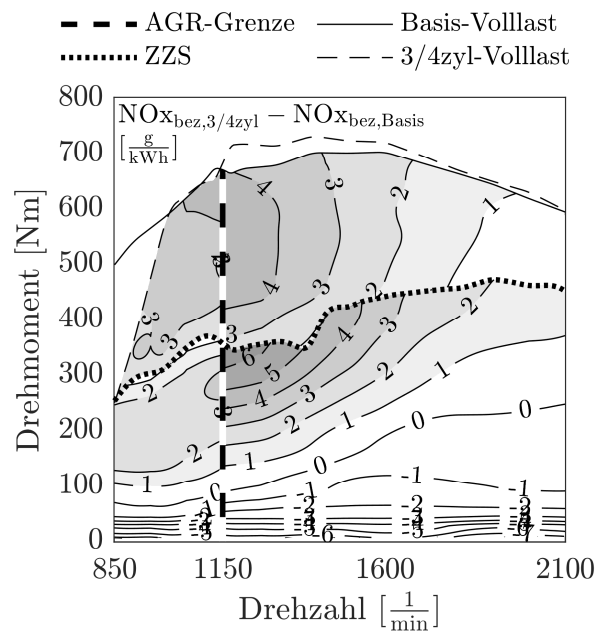


Abbildung 6-25: Differenzkennfeld spezifische NO_x -Rohemission, 3/4zyl - Basis

und der Temperatur. Zudem sind die Werte im oberen Totpunkt für den Lastpunkt im 4zyl-Betrieb bzw. im Basis-Betrieb eingetragen. Die Temperaturen ($T_{\text{verb.,3/4zyl}}(\text{OT})=2615 \text{ K}$, $T_{\text{verb.,Basis}}(\text{OT})=2534 \text{ K}$) der verbrannten Zone im Zylinder resultieren aus einer mit den Messdaten abgeglichenen 1D-Simulation. Es ist ersichtlich, dass der Geschwindigkeitskoeffizient aufgrund der erhöhten Temperatur um den Faktor 1,6 höher liegt.

In Abbildung 6-27 sind die errechneten Temperaturen im Verbrannten als gestrichelte Linien aufgetragen. Die durchgezogenen Linien zeigen den jeweils zugehörigen Geschwindigkeitskoeffizienten. Hieraus ist ersichtlich, dass aus den erhöhten Spitzentemperaturen im 4zyl-Betrieb, eine deutliche Reaktionsgeschwindigkeitszunahme folgt, was wiederum zu einer beschleunigten Stickstoffmonoxid-Bildung führt. Zwar ist aufgrund der langsamer absinkenden Temperatur die Zeitspanne (im Diagramm dargestellt als Grad Kurbelwinkel), während NO gebildet werden kann, länger, dieser Effekt wird allerdings durch die Temperatursensitivität der Reaktion überkompensiert. Der Einfluss der zur NO -Bildung verfügbaren Zeitspanne kann dennoch im Kennfeld gezeigt werden. So nimmt die NO_x -Konzentration mit steigender Drehzahl ab, da bei hoher Drehzahl weniger Zeit zur NO -Bildung zu Verfügung steht. Dies ist der Abbildung 6-24 für den 4zyl-Betrieb besonders gut zu erkennen.

Die AGR-Rate beim diskutierten Lastpunkt beläuft sich im Basis-Betrieb auf 16,2 %. In der modifizierten Version werden nur 13,3 % Restgas gefördert. Die Abgasrückführrate

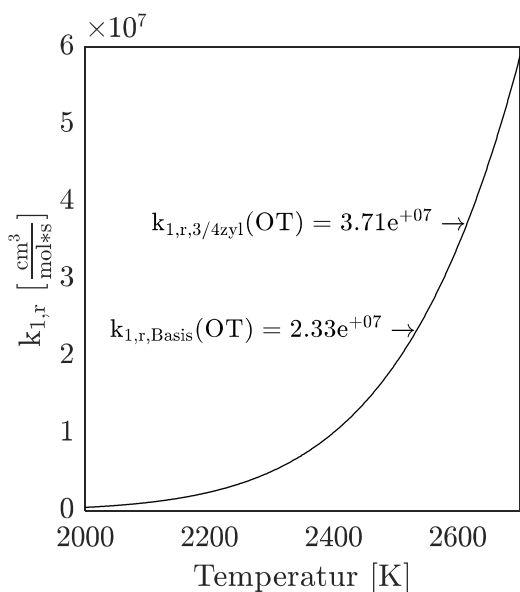


Abbildung 6-26: Geschwindigkeitskoeffizient $k_{1,r}$ der ersten Zeldovich-Reaktion über Temperatur

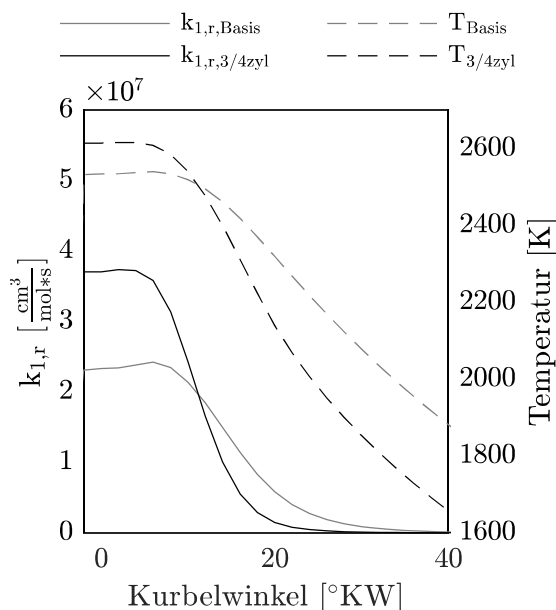


Abbildung 6-27: Vergleich $k_{1,r}$ und Temperatur, Basis- und 4zyl-Betrieb (Lastpunkt: 1160 min^{-1} - 550 Nm)

ist der treibende Parameter zur Reduzierung der Spitzentemperaturen beim Verbrennungsprozess. Es ist daher plausibel, dass die NO_x -Emissionen mit sinkender AGR-Rate steigen. In diesem Vergleich steigen die NO_x -Konzentrationen um $5,1 \text{ g/kWh}$ (ca. 182 %), wobei die AGR-Rate um 2,9 Prozentpunkte (17,9 %) gegenüber der Referenzmessung abnimmt.

Das Motorenkennfeld mit den AGR-Raten des 3/4-Zylinder-Betriebs zeigt Abbildung 6-28. Daneben, in Abbildung 6-29, ist die Differenz der AGR-Raten zwischen 3/4-Zylinder-Konzept und Referenzmessung dargestellt.

Es ist zu sehen, dass im 4zyl-Betrieb die AGR-Rate mit steigender Last stärker abfällt als in der Basis-Vermessung. Damit kann die NO -Bildung weniger gemindert werden, sodass die NO_x -Konzentrationen im 4zyl-Betrieb generell höher als im Basis-Betrieb sind. Im 3zyl-Betrieb zeigt sich ein deutlicher Abfall der AGR-Rate hin zu niedrigen Drehzahlen und hohen Lasten. Hier liegt der zweite zu diskutierende Lastpunkt (1160 min^{-1} - 300 Nm). Wie in Abbildung 6-29 zu sehen ist, beträgt die Differenz der AGR-Raten der beiden Betriebsarten mehr als 15 Prozentpunkte. Es werden statt 24,8 % AGR in der Referenzmessung, nur noch knapp 8 % AGR im 3zyl-Betrieb gefördert. Dies ist auf die Druckdifferenz zwischen Abgaskrümmer und Einlasssammler zurückzuführen (siehe Abbildung 6-30).

Nur wenn eine ausreichend große Druckdifferenz besteht, können Abgase aus dem Abgaskrümmer in den Einlasskanal gefördert werden. Im gezeigten Lastpunkt ist nahezu

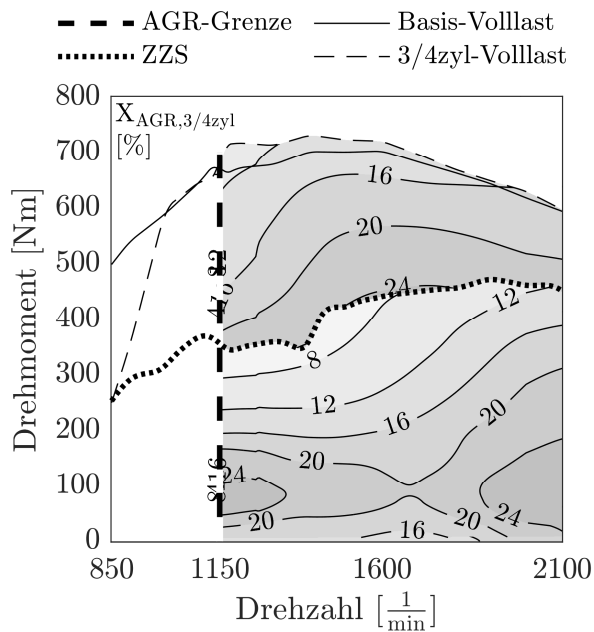
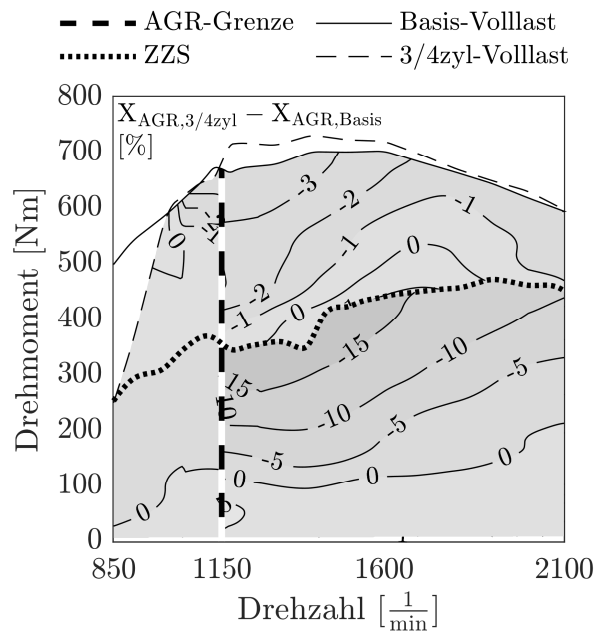
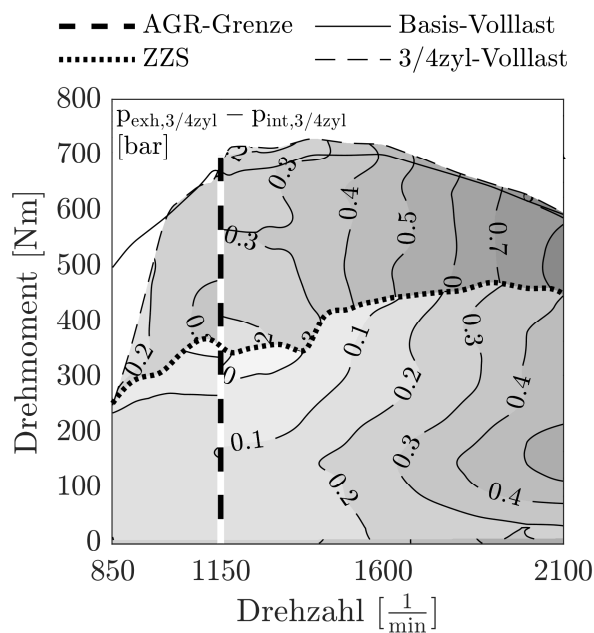


Abbildung 6-28: AGR-Rate, 3/4zyl

Abbildung 6-29: Differenzkennfeld
AGR-Rate, 3/4zyl - Basis

keine Druckdifferenz vorhanden, sodass nur noch durch Druckpulsationen Abgase in den Einlasskanal gefördert werden. Hier könnte das Verstellen der Abgassrosselklappe einen Staudruck im Abgaskrümmen hervorrufen, welcher für eine höhere Druckdifferenz sorgt. Allerdings ist in diesem Fall mit erhöhten Ladungswechselverlusten im Ausschlebevorgang zu rechnen. Alternativ dazu könnte die AGR-Strecke derart verändert werden, dass ein Abgasteilmassenstrom im Hochdruckbereich entnommen und

Abbildung 6-30: Druckdifferenz
Auslass - Einlass, 3/4zyl

vor den Verdichtern auf der Einlassseite eingespeist wird. Eine weitere Variante ist die interne Abgasrückführung (siehe Kapitel 7.2.1).

6.3.5 Partikel

Abbildung 6-31 zeigt die spezifischen Partikel-Rohemissionen des 3/4-Zylinder-Betriebs. Daneben in Abbildung 6-32 ist ein Differenzkennfeld der Emissionen zum Basis-Betrieb gezeigt. Es ist zu erkennen, dass nahezu im gesamten Kennfeld geringere Partikel-Emissionen gemessen wurden. Dieser Effekt ist zum einen auf die verringerte AGR-Rate zurückzuführen, zum anderen konnte im 3zyl-Betrieb aufgrund eines höheren Einspritzdruckes eine intensivere Durchmischung erzielt werden. Dies ist mit der Art der Applikation des Motors zu begründen. Der Betriebszustand des Motors wird maßgeblich über die eingespritzte Kraftstoffmasse in einem Zylinder ermittelt. Erhöht sich diese Menge, verhält sich die Motorsteuerung so, wie sie sich in einem höheren Lastpunkt verhalten würde und hebt gemäß der Applikation unter anderem den Raildruck an. Wie in Kapitel 6.3 erwähnt, werden Ersatzwiderstände anstelle der Injektoren mit der ECU verbunden. Im 3zyl-Betrieb wurden die Signale des Injektors des ersten Zylinders nicht weitergeleitet, sodass der Betriebszustand der verbliebenen Zylinder gemäß der Applikation eines erhöhten Lastpunktes angenommen wurde.

Im 3zyl-Betriebsbereich, in Abbildung 6-32, ist außerdem der im vorhergehenden Kapitel erläuterte Effekt der geringeren AGR-Rate bei niedrigen Drehzahlen und hohen Lasten

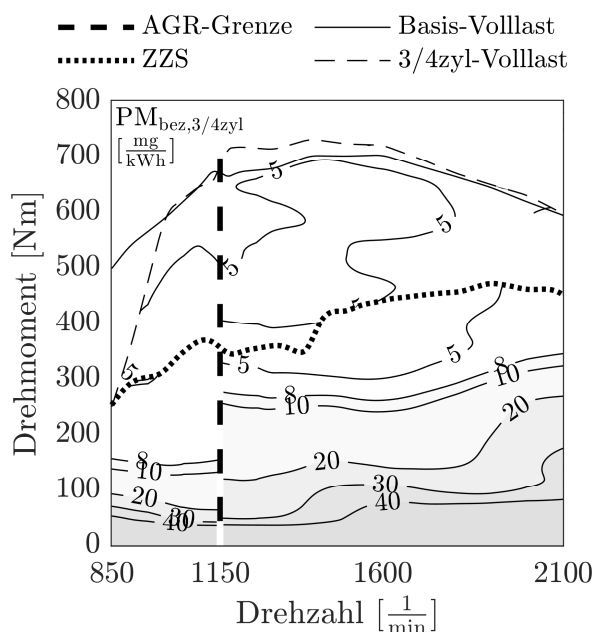


Abbildung 6-31: Spezifische Partikel-Rohemissionen, 3/4zyl

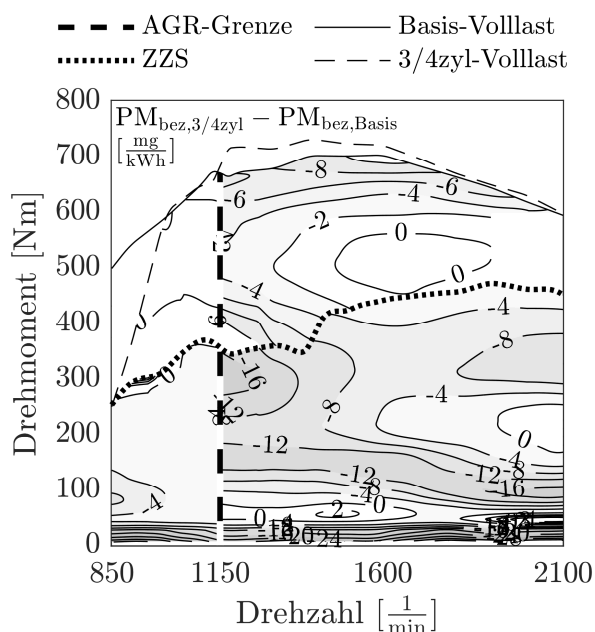


Abbildung 6-32: Differenzkennfeld spezifische Partikel-Rohemissionen, 3/4zyl - Basis

zu erkennen. Da die AGR-Rate sinkt, steht mehr Sauerstoff für die Oxidation der Rußpartikel zur Verfügung, sodass weniger Partikel emittiert werden.

6.3.6 Kohlenstoffmonoxid

Die CO-Emissionen fallen bei der dieselmotorischen Verbrennung generell niedrig aus, können aber durch den 3zyl-Betrieb noch weiter reduziert werden. Abbildung 6-33 zeigt die spezifischen Kohlenstoffmonoxid-Rohemissionen des 3/4zyl-Betriebs, daneben in Abbildung 6-34 können die Unterschiede zur Referenzvermessung betrachtet werden. Das Verhalten im 4zyl-Betrieb blieb aufgrund der ähnlichen eingespritzten Kraftstoffmasse und der vergleichbaren Ladungsbewegung weitgehend gleich. Im 3zyl-Betrieb können dagegen bis zu 50 % der CO-Emissionen eingespart werden.

Aufgrund der höheren Zylinderlast treten höhere Temperaturen im Zylinder und im Abgasmassenstrom auf. Dies begünstigt die Oxidation von CO zu CO₂, sodass weniger Schadstoffe emittiert werden.

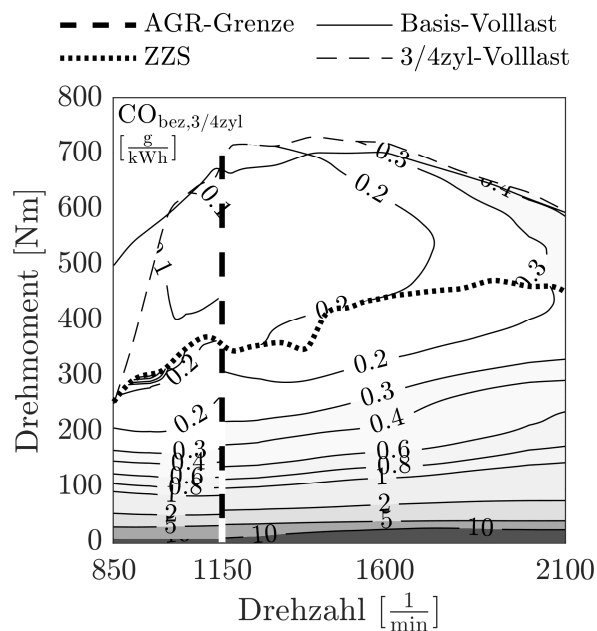


Abbildung 6-33: Spezifische CO-Rohemissionen, 3/4zyl

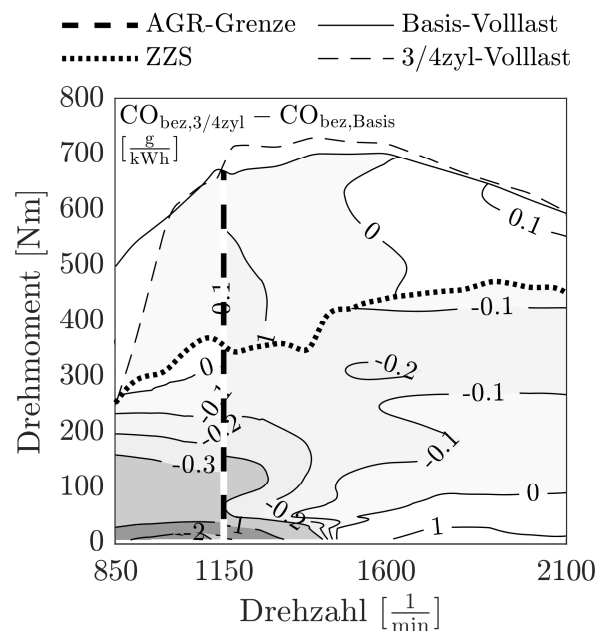


Abbildung 6-34: Differenzkennfeld spezifische CO-Rohemissionen, 3/4zyl - Basis

6.3.7 Kohlenwasserstoffe

In Abbildung 6-35 sind die spezifischen HC-Rohemissionen des 3/4zyl-Betriebs dargestellt. Die Differenzen zum Basisbetrieb zeigt Abbildung 6-36. Der Vergleich der HC-Emissionen im 4zyl-Betrieb zeigt zwar prozentuale Änderungen von 10 % bis 30 %, absolut sind die Differenzen allerdings sehr gering.

Im 3zyl-Betrieb werden dagegen deutlich weniger HC-Emissionen ausgestoßen. In weiten Teilen dieses Bereiches wurden 30 % Einsparung gemessen. Da bei niedrigeren Lasten die absoluten Werte höher sind, ist die Reduktion der HC-Emissionen bedeutender.

Grund für den Rückgang dieser Schadstoffemissionen sind die höheren Temperaturen im Arbeitsgas und an den den brennraumbegrenzenden Bauteilen. Durch die Lastpunktverschiebung kommt es bei derselben Motorlast zu höheren Temperaturen in den aktiven Zylindern, sodass ein örtliches Unterschreiten der Oxidationstemperatur im Zylinder seltener vorkommt. Zudem unterstützt die höhere Temperatur das Verdampfen des eingespritzten Kraftstoffes. Im 4zyl-Betrieb sind die Brennraumtemperaturen verglichen mit dem Basisbetrieb ähnlich, sodass auch die HC-Emissionen dort vergleichbare Werte annehmen. Dieses Verhalten wurde auch in [38] festgestellt.

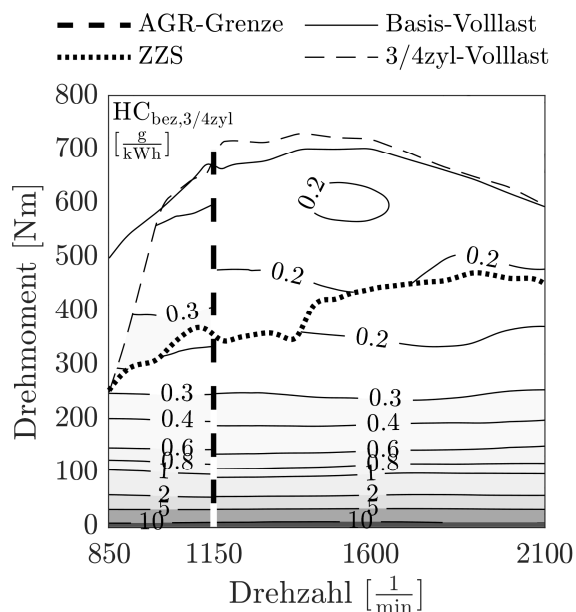


Abbildung 6-35: Spezifische HC-Rohemissionen, 3/4zyl

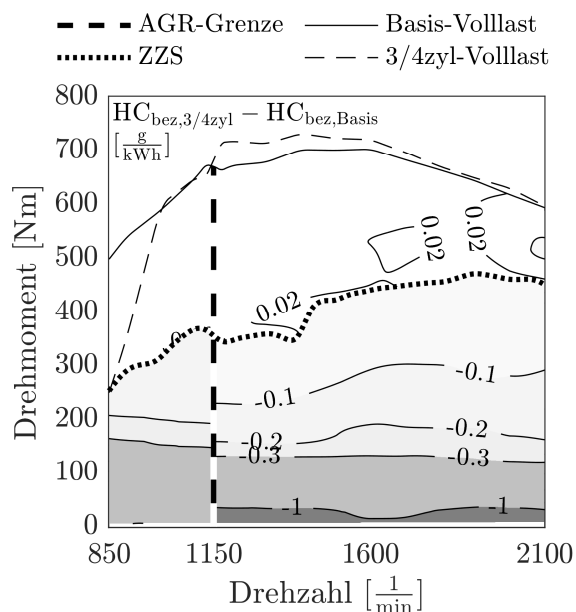


Abbildung 6-36: Differenzkennfeld spezifische HC-Rohemissionen, 3/4zyl - Basis

7 3/4-Zylinder-Konzept in Kombination mit variablem Ventiltrieb

Im folgenden Kapitel wird ein voll variabler Ventiltrieb vorgestellt, welcher das 3/4-Zylinder-Konzept um verschiedene Funktionalitäten erweitern soll. Der Ventiltrieb wurde am Lehrstuhl für Antriebe in der Fahrzeugtechnik im Rahmen eines öffentlich geförderten Projektes speziell für den untersuchten Motor entwickelt. Die Effekte, die dieses System auf das motorische Verhalten des 3/4-Zylinder-Konzept hat, sollen im Folgenden beschrieben werden. Dazu wurden sowohl Messungen an einem Komponentenprüfstand, als auch an einem befeuerten Motorenprüfstand durchgeführt (siehe 5.2). Anschließend wurden die Messungen simulativ gestützt ausgewertet. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen werden im Folgenden vorgestellt.

Dazu werden, wie in Kapitel 6, zum besseren Verständnis neue Abkürzungen eingeführt:

- 3vvt: 3-Zylinder-Betrieb in 3/4-Zylinder Anordnung und variablem Ventiltrieb
- 4vvt: 4-Zylinder-Betrieb in 3/4-Zylinder Anordnung und variablem Ventiltrieb
- 3/4vvt: 3- oder 4-Zylinder-Betrieb in 3/4-Zylinder Anordnung und variablem Ventiltrieb, je nach Lastpunkt

7.1 Motivation

Die Untersuchungen des 3/4-Zylinder-Konzepts zeigen im Teillastbereich einen Kraftstoffverbrauchsvorteil gegenüber dem Referenzmotor. Um diesen Vorteil in einem Fahrzeug nutzen zu können, muss eine Möglichkeit gegeben sein, die Ventile des ersten Zylinders im Betrieb zu aktivieren und zu deaktivieren. Diese Funktion kann ein am Lehrstuhl für Antriebe in der Fahrzeugtechnik entwickelter mechanisch voll variabler Ventiltrieb darstellen. Zudem kann mit dem Ventiltrieb eine interne Abgasrückführung gesteuert werden, wodurch u.a. die Abgastemperatur angehoben werden kann.

Die immer komplexer werdenden Abgasnachbehandlungssysteme verlangen nach einer Mindesttemperatur von ca. 250 °C (vgl. Kapitel 6.3.2). Wie gezeigt, kann diese Temperatur durch eine Zylinderabschaltung im Vergleich zum Referenz-Betrieb bereits bei niedrigeren Motorlasten erreicht werden. Im Abschaltbetrieb sind die Abgastemperaturen generell deutlich höher. In bestimmten Betriebszuständen ist es dennoch sinnvoll, eine noch höhere Temperatur im Abgasstrang während des Betriebs herzustellen. Ein Beispiel hierfür ist die passive Partikelfilterregeneration (vgl. Kapitel 4.2.2). Gelingt es, diesen Vorgang wirksam zu unterstützen, muss die effizienzmindernde aktive Partikelfilterregeneration deutlich seltener eingesetzt werden. Damit kann indirekt Kraftstoff eingespart werden. So ist es von Vorteil die Abgastemperatur auch während des Betriebs regeln zu können.

In Kapitel 6.3.4 wurden die NO_x-Emissionen des 3zyl-Betriebs vorgestellt. Dabei zeigte sich, dass sich in Teilen des Kennfeldes keine externe AGR umsetzen ließ, da es zu keiner Druckdifferenz zwischen Auslasskrümmer und Einlass-Sammler kommt. Eine Möglichkeit dennoch Restgas in den Brennraum zurückzuleiten, bietet die interne Abgasrückführung. Diese kann bei einem Dieselmotor durch ein erneutes Öffnen der Auslassventile während des Einlass-Taktes realisiert werden. Damit kann zyklusgerecht Abgas zurückgesaugt, und somit zum einen die Stickoxidbildung gemindert und zum anderen die Abgastemperatur erhöht werden [88].

Nach [89] kann sich auf diese Weise zurückgeführtes interne Restgas zudem positiv auf das maximale Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen auswirken. Untersuchungen an der TU Kaiserslautern zeigten, dass Restgasmengen von bis zu 15 % durch einen zweiten Auslass-Ventilhub realisierbar sind [90]. Durch den Einsatz von Rollenkontakten im Ventiltrieb kann außerdem Reibleistung eingespart werden, was den mechanischen Wirkungsgrad des Systems verbessert.

7.2 Konstruktion

Um die gewünschte Variabilität darstellen zu können, war ein weitreichender konstruktiver Eingriff in das bestehende Motorkonzept notwendig. So wurde die untenliegende Nockenwelle durch zwei obenliegende Nockenwellen ersetzt, welche durch einen Kettentrieb angetrieben werden. Dazu war es notwendig, einen Träger für die Ventiltriebkomponenten zu entwerfen, welcher auf einem dafür neu konstruierten Zylinderkopf montiert wurde.

Der Ventiltrieb des Referenzmotors ist in Abbildung 7-1 zu sehen (siehe auch Kapitel 5.1) [76]. Im Wesentlichen wurden die in der Detailansicht des Bildes erkennbaren Komponenten durch Neukonstruktionen ersetzt. Zudem wurde ein Kettentrieb im Bereich des Stirnradgetriebes integriert. Daraus ergaben sich wiederum Herausforderungen hinsichtlich der Kühlmittel-Führung im Zylinderkopf. Die konstruktiven Arbeiten zur Integration des variablen Ventiltriebs waren nicht Gegenstand der vorliegenden Arbeit, für eine detaillierte Beschreibung der Konstruktion sei deshalb an dieser Stelle auf [91] verwiesen.

Das Funktionsprinzip des voll variablen Ventiltriebs verdeutlicht Abbildung 7-2. Darin ist auf der linken Bildhälfte der Ventiltrieb eines Einlassventils, auf der rechten Bildhälfte der eines Auslassventils im Schnitt dargestellt. Je Nockenwelle ist ein Nockenwellensteller verbaut, welche durch einen gemeinsamen Kettentrieb angetrieben werden. Der mit der Nockenwelle im Uhrzeigersinn rotierende Nocken (1 bzw. 4) lenkt den auf der

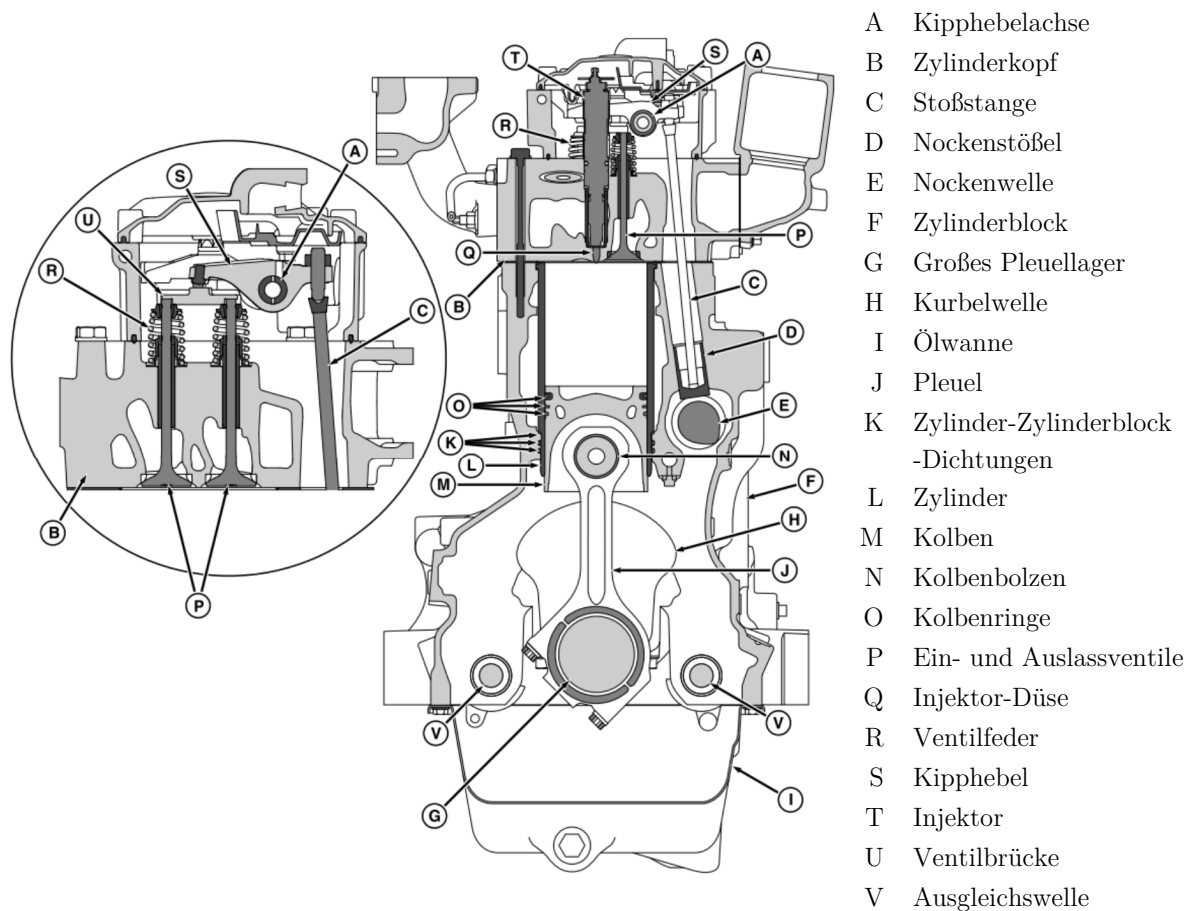
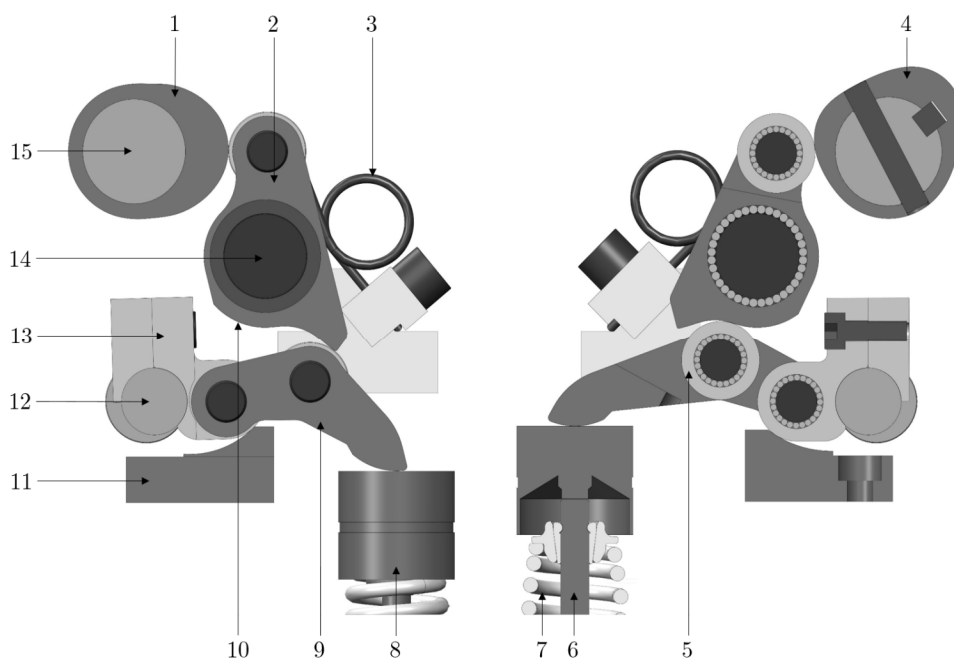


Abbildung 7-1: Ventiltrieb Referenzmotor nach [76]

Zwischenhebelachse (14) gelagerten Zwischenhebel (2) aus. Eine Rückstellfeder (3) verhindert dabei den möglichen Kontaktverlust. Die Kontur an der Unterseite des Zwischenhebels ist die sog. Arbeitskurve (10). Sie bildet die Kontaktfläche zwischen dem Zwischenhebel und der Schleppebelrolle (5). Durch das Kippen des Zwischenhebels rollt die Schleppebel-Rolle auf der Arbeitskurve ab und lenkt damit den Schleppebel (9) aus, welcher dadurch über den Tassenstößel (8) das Ventil (6) gegen die Federkraft der Ventildfeder (7) öffnet. Die Variabilität des Ventiltriebes kommt durch das Verdrehen der Exzenterwelle (12) zustande. Damit kann der Drehpunkt des Schleppebels auf der Kulisse (11) verschoben werden. Somit durchläuft der Kontakt zwischen Zwischenhebel und Rolle einen anderen Teil der Arbeitskurve.

Um den Einlass-Ventilhub des ersten Zylinders trotz rotierender Nockenwelle zu unterbinden, führt der entsprechende Zwischenhebel eine sog. „lost motion“ durch. Dazu wird der Drehpunkt des Schleppebels in der Abbildung in den linken Anschlag gebracht. Die Rolle des Schleppebels rollt damit auf dem ersten Teil der Arbeitskurve ab. Hier ist der sog. Null-Hub-Bereich, welcher ein gleichbleibender Radius um die Zwischenhebelachse ist. Damit führen zwar Nockenwelle und Zwischenhebel stets dieselbe



1	Einlass-Nocken	6	Ventil	11	Kulisse
2	Zwischenhebel	7	Ventulfeder	12	Exzenterwelle
3	Rückstellfeder	8	Tassenstößel mit HVA	13	Schleppebelführung
4	Auslass-Doppelnocken	9	Schleppebel	14	Zwischenhebelachse
5	Schleppebelrolle	10	Arbeitskurve	15	Nockenwelle

Abbildung 7-2: Funktionsschema voll variabler Ventiltrieb

Bewegung durch, jedoch wird der Schleppebel nicht ausgelenkt. Durch die stufenlos drehbare Exzenterwelle kann der Drehpunkt des Zwischenhebels derart verstellt werden, dass der Ventilhub zwischen Null-Hub und einem maximalen Ventilhub voll variabel eingestellt werden kann.

Auf der Auslass-Seite wurde für die Zylinder 2, 3 und 4 je ein Nocken mit einer zweiten Erhebung ausgestattet. Durch denselben Mechanismus wie oben beschrieben, kann damit in der Einlassphase ein zweiter Ventilhub - „second event“ (SE) - zugestellt werden. Hier können die Ventilhuben nicht in einen Null-Hub-Bereich gefahren werden, stattdessen entspricht die maximale Rückstellung des Schleppebel-Drehpunktes durch die Exzenterwelle einem minimalen Hubverlauf bei welchem der Zwischenhebel nur für die kleinere Nockenerhebung eine „lost motion“ durchführt. Somit wird nur ein verkleinerter Haupt-Hub auf das Ventil übertragen, aber kein zweiter Hub (SE-Hub).

An den Auslass-Ventilen des ersten Zylinders ist der Exzenter gegenüber den Exzentern zum Einstellen des „second events“ verdreht. Dadurch ist eine Variation des zweiten Auslass-Öffnen im 3vvt-Betrieb möglich, während die Ventile des ersten Zylinders geschlossen bleiben. Im 4vvt-Betrieb kann dagegen kein „second event“ zugestellt werden. Die daraus resultierenden Hubkurven werden in Kapitel 7.2.2 gezeigt.

Um die Reibung im Ventiltrieb möglichst gering zu halten, wurden an den Kontaktstellen soweit möglich Rollen- anstelle von Gleitkontakten vorgesehen. Die übertragbaren Kräfte sind mit einem Rollenabgriff gegenüber einem Gleitabgriff zudem höher.

7.2.1 Mögliche Funktionalitäten

Der Ventiltrieb verfügt über mehr Funktionalitäten, als im Rahmen dieser Arbeit verwendet wurden. Im Folgenden soll deshalb kurz erläutert werden, welche Funktionen theoretisch mit dem vorliegenden Ventiltrieb umsetzbar sind.

Da die Kraftübertragung von der Kurbelwelle zu den Nockenwellen mit einer Steuerkette erfolgt, wurden an beiden Nockenwellen Nockenwellensteller eingesetzt. Diese erlauben es, unabhängig voneinander die Spreizung der Ein- und Auslassventilhübe zu verstellen. Durch die Kombination der Spreizungsvariabilität mit einer Steuerzeitmodifikation des Ventiltriebs könnte ein Miller-Brennverfahren realisiert werden, um damit innermotorisch NO_x-Emissionen zu mindern [92–94].

Durch die Einzelhebelanordnung des Systems können unterschiedliche Ventilhübe für zwei benachbarte Ventile eines Zylinders realisiert werden. Damit kann zum Beispiel ein Ventilhubphasing erzeugt werden. Die Intensität der daraus entstehenden Ladungsbewegung könnte über die Verdrehung der Exzenterwelle variiert werden.

Auf dieselbe Weise könnte ein zweites Öffnen der Einlassventile in der Auslassphase gesteuert werden. Alternativ, oder zusätzlich, kann ein zweites Öffnen der Auslassventile in der Einlassphase zur Restgasregelung implementiert werden.

Die für das 3/4-Zylinder-Konzept notwendige Deaktivierung der Ventile ist ebenfalls durch eine geeignete Exzentrizität der Exzenterwelle darstellbar. Mit dem beschriebenen Mechanismus sind zudem Teil-Hübe realisierbar.

7.2.2 Verwendete Funktionalitäten

Im Rahmen dieser Arbeit sollten nicht alle theoretisch möglichen Funktionen des Ventiltriebes erprobt werden. Stattdessen wurde der Ventiltrieb zum einen dazu verwendet, die Ventilhübe des ersten Zylinders auf der Ein- und Auslass-Seite während des Betriebs zwischen Maximalhub und Null-Hub umzustellen. Zum anderen wurde die Funktion des zweiten Auslass Öffnens in der Einlassphase („second event“) getestet. Da prinzipbedingt nur entweder der 4vvt-Betrieb oder der 3vvt-Betrieb mit variablem „second event“ ausgestattet werden kann, wurde diese Funktion für den Hauptbetriebsmodus (3vvt-Betrieb) gewählt.

Mit der Reduzierung des SE-Hubes geht eine Reduzierung des Haupt-Hubes in Höhe und Steuerzeit einher. Dies hat wiederum Einfluss auf die Ladungswechselerarbeit, da mit reduziertem Hub und reduzierter Steuerzeit die Ausschiebearbeit vergrößert wird. Um diesen Effekt so minimal wie möglich zu halten, wurde nur ein Auslassventil je Zylinder mit dieser Charakteristik ausgestattet. Das jeweils andere Auslassventil führt unabhängig von der Exzenterwellenstellung den ausgelegten Ventilhub aus. Abbildung 7-3 zeigt eine Übersicht der Ventilbezeichnungen und der jeweiligen Funktionalitäten.

Simulationen zeigten, dass die Spreizung des SE-Hubes einen großen Einfluss auf die zurückgesaugte Restgasmenge hat. Da die durch die Abwärtsbewegung des Kolbens hervorgerufene Volumenänderung des Zylinders nahe am oberen Totpunkt maximal ist, ist die Druckdifferenz zwischen Auslasskrümmer und Brennraum in diesem Bereich am höchsten. Somit kann durch einen zweiten Auslass-Hub nahe am oberen Totpunkt die maximale Restgasmenge zurück in den Brennraum gefördert werden. Folglich wurde mit der Auslegung des SE-Hubes das Ziel verfolgt, den Hub so nahe wie möglich am oberen Totpunkt zu platzieren. Um eine bestmögliche Vergleichbarkeit zum Referenzmotor zu gewährleisten, wurden die Ventilhübe des Grundmotors als Grundlage für die Haupt-Hübe des neuen Ventiltriebs gewählt.

Nach Fertigstellung der Ventiltriebskomponenten wurden die Ventilhubverläufe an einem Komponentenprüfstand der Technischen Universität Kaiserslautern vermessen (siehe Kapitel 5.2). Dazu wurden die Ein- und Auslass-Ventile einzeln nacheinander bei jeweils zehn verschiedenen Drehzahlen und bis zu 79 unterschiedlichen Exzenterwellenstellungen vermessen. So konnte die Drehzahlfestigkeit des Systems nachgewiesen und sichergestellt werden, dass sich die Ventilhübe wie ausgelegt verhalten. Abbildung 7-4 zeigt die möglichen Ventilhubkurven der mit einem „second event“ ausgestatteten Auslassventile (AV 1 Zyl. 2-4) und der entsprechenden Einlassventile (EV 1 Zyl. 2-4). Es wird jeweils der maximale sowie der minimale Ventilhub gezeigt. Die

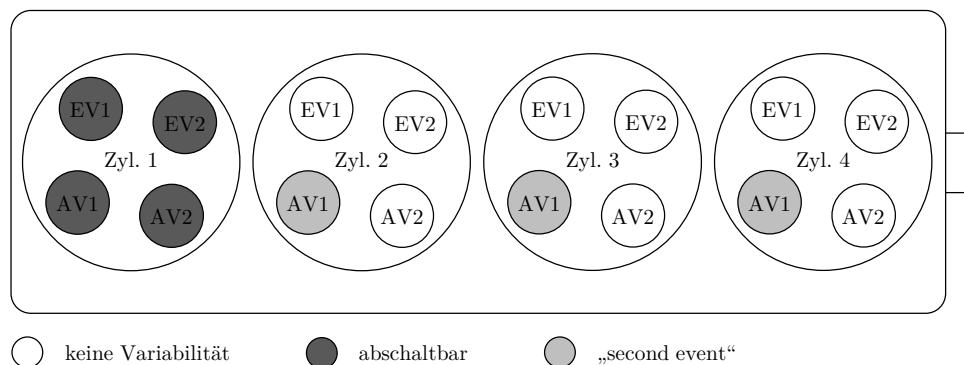


Abbildung 7-3: Ventilübersicht variabler Ventiltrieb

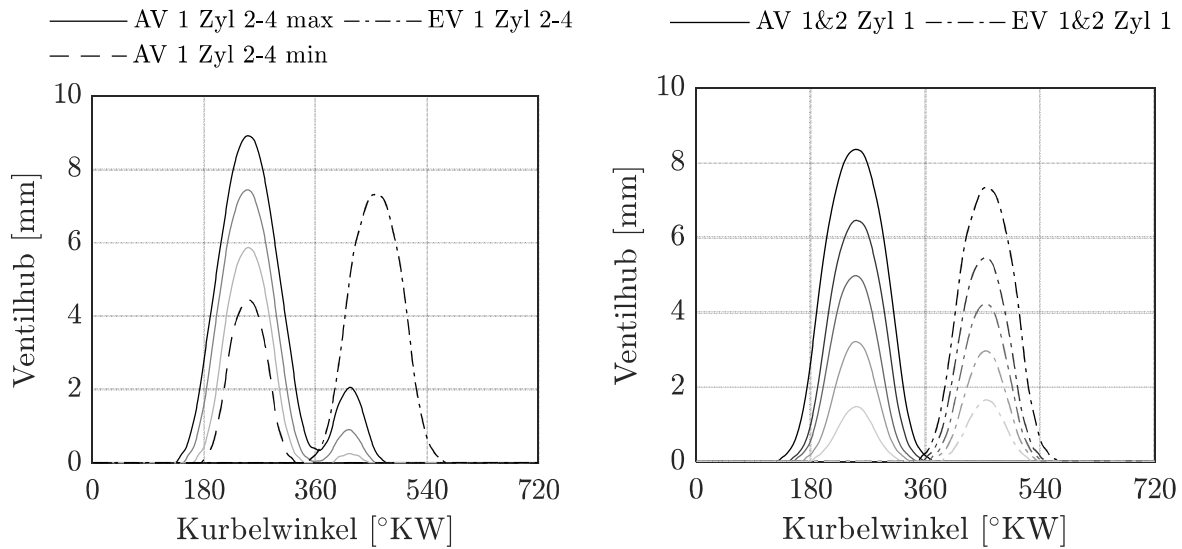


Abbildung 7-4: Mögliche Ventilhubkurven, Ventil 1 Zylinder 2, 3 & 4
 Abbildung 7-5: Mögliche Ventilhubkurven, Ventil 1&2 Zylinder 1

beiden grau eingezeichneten Ventilhubkurven deuten die durch das Verdrehen der Exzenterwelle dazwischen stufenlos darstellbaren Hubkurven an. Die Einlassventile können im Hub nicht verstellt werden.

Die möglichen Ventilhubkurven des ersten Zylinders sind analog in Abbildung 7-5 gezeigt. Hierbei ist darauf hinzuweisen, dass zwar Teil-Hübe realisierbar wären, diese jedoch für die qualitätsgeregelte dieselmotorische Verbrennung nicht von Interesse sind. Somit wurden nur die beiden Extrema, Maximal-Hub und Null-Hub, verwendet.

In Abbildung 7-6 ist die Charakteristik der Exzenterwellenverstellung auf der Auslass-Seite gezeigt. Eingezeichnet ist jeweils das Hubmaximum zum entsprechenden

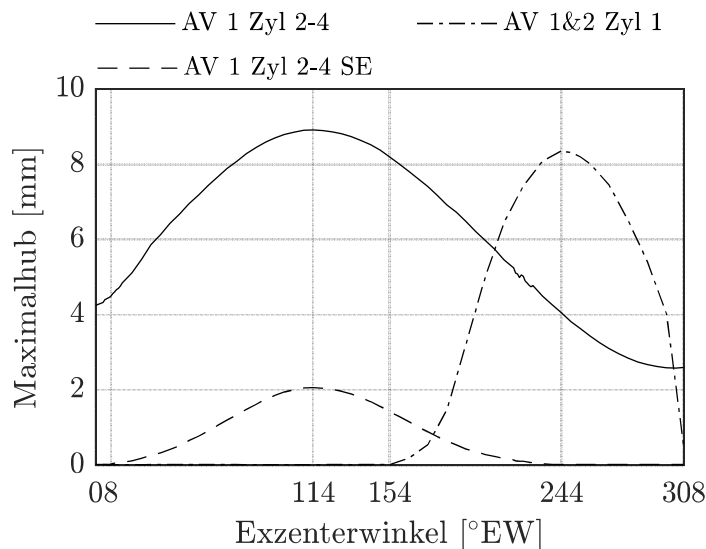
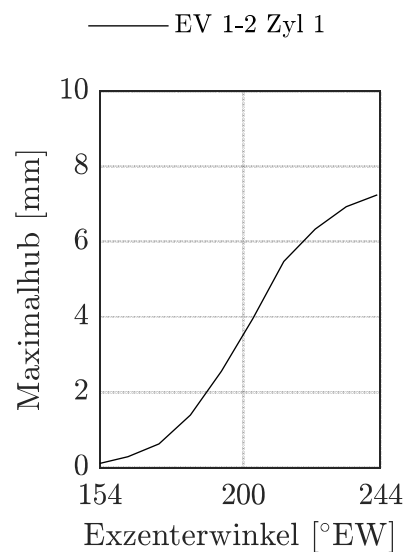


Abbildung 7-6: Verstellcharakteristik Auslass

Exzenterwinkel. Der verwendete Drehwinkelmarkengeber weist einen Anzeigebereich von 0 °EW (Grad Exzenterwinkel) bis 308 °EW auf.

Der Nullpunkt wurde so gewählt, dass bei 0 °EW kein „second event“ ausgeführt wird. Zwischen 0 °EW und 7 °EW bleibt dieser Modus erhalten. Bei 7 °EW hat der Haupt-Hub ein Hubmaximum von 4,5 mm und der Hubverlauf entspricht der gestrichelten Linie (AV 1 Zyl. 2-4 min) in Abbildung 7-4. Bei 8 °EW wurde der kleinste zweite Ventilhub („second event“) gemessen. Mit steigendem Exzenterwinkel nähern sich die Hubverläufe dem Maximalhub an, welcher bei 114 °EW erreicht wird. Hier ist sowohl der Haupt-Hub als auch das „second event“ maximal. Der Hubverlauf entspricht dann der durchgezogenen Linie (AV 1 Zyl. 2-4 max) in Abbildung 7-4. In diesem Bereich kann also die intern zurückgeführte Restgasmenge stufenlos eingestellt werden.

Wird die Exzenterwelle weitergedreht, sinken die Hübe nach dem gleichen funktionalen Zusammenhang, nachdem sie zuvor gestiegen waren. Hinzu kommt, dass ab 154 °EW die Rollenschlepphebel des ersten Zylinders angesteuert werden und Hub generieren. Das Hubmaximum der Ventile des ersten Zylinders wird bei 244 °EW erreicht. Hier ist zeitgleich das „second event“ abgestellt, sodass sich der Motor im 4vvt-Betrieb befindet und kein Restgas intern zurückgeführt wird. Für den 4vvt-Betrieb ist zusätzlich die Verstellung der Einlass-Exzenterwelle notwendig. Abbildung 7-7 zeigt die Verstellcharakteristik analog für die Einlassseite. Hier ist nur der relevante Ausschnitt dargestellt. Der Ventilhub kann stufenlos zwischen 154 °EW und 244 °EW verstellt werden. Der Maximalhub, sowie ein Auszug der Zwischenhübe sind in Abbildung 7-5 gezeigt.



*Abbildung 7-7:
Verstellcharakteristik Einlass*

7.3 Experimentelle und simulative Untersuchung

Wie im vorangehenden Kapitel erläutert, ist es im 3vvt-Betrieb möglich, die interne Restgasmenge variabel über das Verdrehen der Auslass-Exzenterwelle zu kontrollieren. Die durch diesen zusätzlichen Freiheitsgrad gewonnene Variabilität soll im Folgenden untersucht werden.

Dazu wird zunächst auf den Einfluss der internen Abgasrückführung auf die Abgastemperatur eingegangen. Anschließend wird der NO_x -Partikel Trade-Off (siehe Kapitel 4.2.1) zwischen externer und interner Abgasrückführung verglichen. Außerdem soll der Einfluss des variablen Ventiltriebs auf den Kraftstoffverbrauch aufgezeigt werden.

7.3.1 Abgastemperatur

Ziel des zweiten Auslassöffnen ist es, die Abgastemperatur bei niedrigen Lasten anheben zu können. Dadurch sollen die Light-off Temperaturen der Abgasnachbehandlungskomponenten früher erreicht werden. Wie in Kapitel 6.3.2 beschrieben, ist es dazu notwendig, nach einem Kaltstart in möglichst kurzer Zeit eine Temperatur von 250 °C im Abgasnachbehandlungssystem zu überschreiten. Der Einfluss der internen und externen Abgasrückführung auf die Abgastemperatur ist in Abbildung 7-8 für einen niedrigen Lastpunkt (1200 min^{-1} - 75 Nm) gezeigt. Zu sehen sind drei Variationen der externen Abgasrückführung bei unterschiedlichen Auslasshuben. Die unterste Linie repräsentiert eine reine externe Abgasrückführung ohne „second event“ im 3vvt-Betrieb. Dafür wurde die Exzenterwelle auf 7 °EW gestellt. Die mittlere Linie zeigt eine Variation der externen AGR bei einem „second event“ mit einem 1 mm Maximalhub

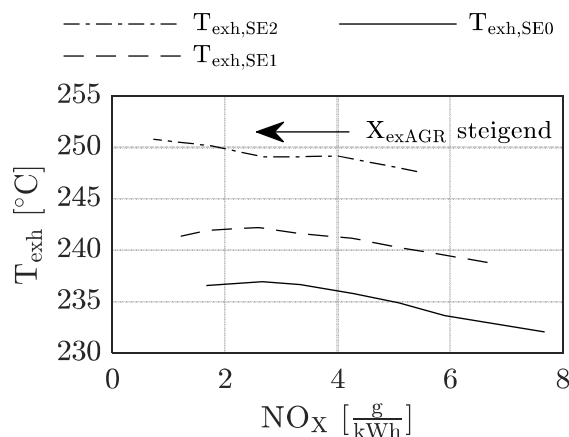


Abbildung 7-8: Einfluss des zweiten Auslassöffnen auf die Abgastemperatur bei 1200 min^{-1} - 75 Nm

(63 °EW). Entsprechend dazu, wurde für die oberste Linie die externe AGR bei maximalem „second event“ (2 mm Hub) variiert (114 °EW).

Es ist zu sehen, dass durch das alleinige Hinzuschalten des „second event“ eine Temperaturerhöhung von 232 °C auf 248 °C erreichbar ist. Damit kann die Light-off-Temperatur der Abgasnachbehandlung bei noch niedrigeren Lasten als im 3zyl-Betrieb erreicht werden. Gleichzeitig können die NO_x-Rohemissionen von 7,6 g/kWh auf 5,4 g/kWh reduziert werden. Im 3zyl-Betrieb wurde bei diesem Lastpunkt eine NO_x-Konzentration von 3,7 g/kWh bei 239 °C Abgastemperatur gemessen. Durch eine Kombination der internen und externen Abgasrückführung kann eine Erhöhung der Abgastemperatur um weitere 10 K bei gleichbleibenden NO_x-Rohemissionen erzielt werden. In der Referenzvermessung wurden NO_x-Emissionen von 3,8 g/kWh gemessen, allerdings bei einer Abgastemperatur von nur 202 °C. Somit ist hier eine Temperaturerhöhung um 48 K bei gleichen spezifischen NO_x-Konzentrationen realisierbar.

Bei höheren Lasten ist der Einfluss des „second event“ auf die Abgastemperatur noch deutlicher zu erkennen. So kann bei 1600 min⁻¹ - 200 Nm die Abgastemperatur um 52 K (von 396 °C auf 448 °C) angehoben werden (siehe Abbildung 7-9). Die NO_x-Konzentration kann dabei von 6,4 g/kWh (kein „second event“) auf 3,9 g/kWh (maximales „second event“) reduziert werden. Im 3zyl-Betrieb wurden 2,4 g/kWh gemessen (Basisbetrieb: 2,3 g/kWh). Um dieses Niveau zu erreichen, muss ebenfalls die externe AGR mit der internen AGR kombiniert werden. In diesem Lastpunkt ist mit der Variation des „second events“ die Abgastemperatur zwischen 419 °C und 458 °C einstellbar.

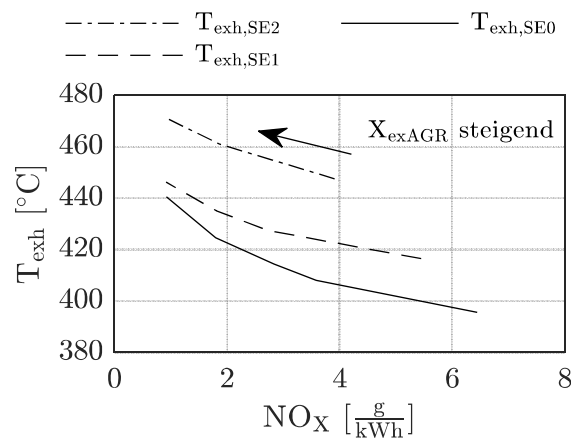


Abbildung 7-9: Einfluss des zweiten Auslassöffnen auf die Abgastemperatur bei 1600 min⁻¹ - 200 Nm

7.3.2 NO_x-Partikel Trade-Off

Im Folgenden soll der NO_x-Partikel Trade-Off zwischen interner AGR (intAGR) und externer AGR (exAGR) im 3vvt-Betrieb diskutiert werden.

Die Rate der externen Abgasrückführung konnte am Prüfstand durch die Messung des CO₂-Gehalts unmittelbar vor den Einlassventilen ermittelt werden. Eine Bestimmung der internen AGR-Rate ist messtechnisch nur schwer realisierbar. Deshalb wurde ein GT-Power 1D-Simulationsmodell zur Ermittlung dieser AGR-Anteile aufgebaut. Grundlage für das Modell war das TPA-Modell, welches für die Verlustanalyse des 3zyl-Betriebs entwickelt wurde (siehe Kapitel 5.4). Es wurde um die Funktionalität des variablen Ventiltriebs erweitert, sodass die Simulation mit unterschiedlichen Auslassventilhubkurven durchgeführt werden kann. Wie für die Verlustanalyse des 3zyl-Betriebs, werden Messdaten für die Durchführung der Simulation benötigt. Dazu wurden am Motorenprüfstand AGR-Variationen über die externe AGR-Strecke, sowie interne AGR-Variationen und Kombinationen aus Beiden vermessen.

Eine Variation der internen und externen AGR-Rate bei dem Lastpunkt 1600 min⁻¹ - 200 Nm zeigt Abbildung 7-10. In der linken Bildhälfte ist die Beziehung der NO_x-Rohemissionen zur AGR-Rate aufgetragen. Die hier gezeigten AGR-Raten umfassen sowohl internes, als auch externes Restgas, welches nach dem Schließen der Einlassventile im Zylinder verbleibt. Dazu gehört also auch das Restgas, welches im Kompressionsvolumen des Zylinders im Ladungswechsel-OT verbleibt. Diese minimale AGR-Rate beträgt bei dem gezeigten Lastpunkt 6,5 %. Auf der rechten Bildhälfte ist die AGR-Rate über den Partikel-Rohemissionen aufgetragen.

Vergleicht man die beiden Systeme bei derselben AGR-Rate, so wird ersichtlich, dass die interne AGR gegenüber der externen AGR höhere NO_x-Emissionen bei niedrigeren

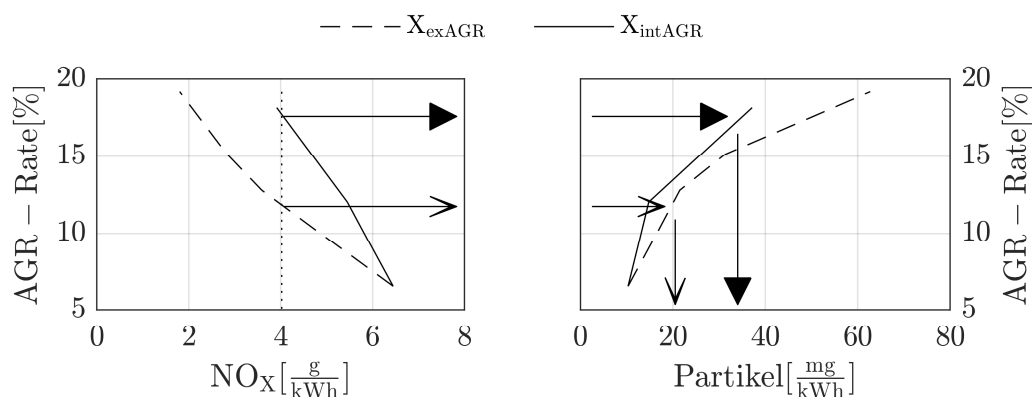


Abbildung 7-10: AGR-Rate über NO_x- und Partikel-Rohemissionen für interne und externe AGR bei 1600 min⁻¹ - 200 Nm

Partikel-Emissionen zur Folge hat. Dies ist auf die höhere Brennraumtemperatur zurückzuführen. Da das intern zurückgeführte Restgas nicht gekühlt wird, ist die Kompressionsstart- und Kompressionsendtemperatur verglichen mit der externen AGR erhöht. Damit findet die Verbrennung auf einem höheren Temperaturniveau statt. Dementsprechend sind die Spitzentemperaturen im Brennraum höher und die NO-Bildung nach dem Zeldovich-Mechanismus (vgl. Kapitel 4.2.1 und 6.3.4) wird begünstigt. Gleichzeitig fördert die hohe Brennraumtemperatur die Rußoxidation in der reaktionskinetisch kontrollierten Verbrennungsphase, sodass die Partikel-Emissionen niedriger ausfallen.

Bei gleichem NO_x -Niveau, werden dennoch mehr Partikel-Emissionen mit der internen AGR emittiert. Diesen Sachverhalt verdeutlichen die in Abbildung 7-10 eingezeichneten Pfeile. Um mit der internen AGR ein vergleichbares Niveau des Stickstoffoxidausstoßes zu erreichen, muss eine höhere AGR-Rate gefördert werden. Die Partikel-Emissionen bei dieser erhöhten internen AGR-Rate fallen höher aus als die bei der externen AGR.

Der Vergleich der Systeme im NO_x -Partikel Trade-Off fasst dieses Verhalten zusammen (siehe Abbildung 7-11). Es ist ersichtlich, dass eine höhere Konzentration der Partikel-Emissionen bei gleichen NO_x -Emissionen gemessen wurde.

Es ist außerdem zu erwähnen, dass die maximal mögliche interne AGR-Rate im diskutierten Lastpunkt 18,2 % beträgt. Mit der externen AGR sind höhere Raten möglich, im gezeigten Lastpunkt bis zu 24,7 %. Dies wirkt sich auf den Bereich aus, in dem der NO_x -Partikel Trade-Off im Betrieb gestellt werden kann und ist der Grund dafür, dass durch reine interne AGR keine niedrigere NO_x -Konzentration realisierbar war (siehe durchgezogene Linie in Abbildung 7-11).

Durch eine Kombination der internen und der externen Abgasrückführung kann der Vorteil der erhöhten Abgastemperatur (siehe Kapitel 7.3.1) dennoch genutzt werden.

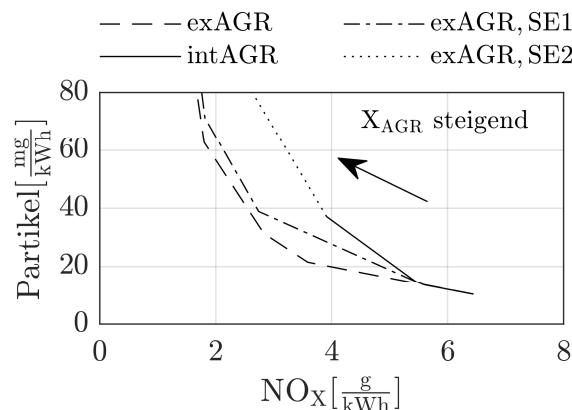


Abbildung 7-11: Vergleich des NO_x -Partikel Trade-Off für interne und externe AGR bei 1600 min^{-1} - 200 Nm

Abbildung 7-11 zeigt auch den Trade-Off für zwei kombinierte Fälle. Eine Variation der externen AGR mit einem „second event“ von 1 mm Maximalhub ergibt die mittlere Kurve in der Abbildung (exAGR,SE1). Die obere Kurve zeigt den Zusammenhang einer Variation der externen AGR mit maximalem „second event“ (exAGR,SE2).

Es ist zu sehen, dass sich der Trade-Off bei dem kombinierten Betrieb mit 1 mm „second event“ vergleichbar zur reinen externen AGR zeigt. Dennoch sind höhere Abgastemperaturen zu verzeichnen (siehe Abbildung 7-9).

Bei einem Betrieb des Motors in einem Fahrzeug kann also nicht auf die externe Abgasrückführung verzichtet werden, da die zurückgeführte Restgasmenge zu gering ausfällt. Zudem zeigt sich, dass durch die fehlende Kühlung des Restgases deutlich höhere NO_x -Emissionen entstehen. Der kombinierte Betrieb aus interner und externer Abgasrückführung zeigt jedoch deutlich erhöhte Abgastemperaturen bei einem nur geringfügig verschlechtertem NO_x -Partikel Trade-Off.

7.3.3 Spezifischer Kraftstoffverbrauch

Im 3vvt-Betrieb ohne „second event“ fällt der Haupt-Hub eines Auslassventils kleiner als der andere aus. Verglichen mit dem Haupt-Hubverlauf mit „second event“ wird die Steuerzeit, sowie die Hubhöhe reduziert (vgl. Abbildung 7-4). Dies wirkt sich unmittelbar auf die Ladungswechselsarbeit aus.

Abbildung 7-12 zeigt drei Ladungswechselschleifen des vierten Zylinders bei dem Lastpunkt $2000 \text{ min}^{-1} - 200 \text{ Nm}$. Wie schon in den vorhergehenden Kapiteln, wurde durch das Verdrehen der Exzenterwelle die Höhe des SE-Hubs variiert. In der Grafik ist zu sehen, dass die Ladungswechselschleife durch das Verstellen des Hubs deutlich beeinflusst

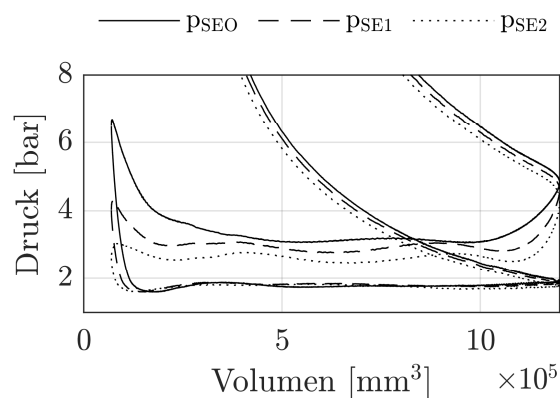


Abbildung 7-12: Vergleich der Ladungswechselschleifen für $SE=0 \text{ mm}$, $SE=1 \text{ mm}$, $SE=2 \text{ mm}$ bei $2000 \text{ min}^{-1} - 200 \text{ Nm}$

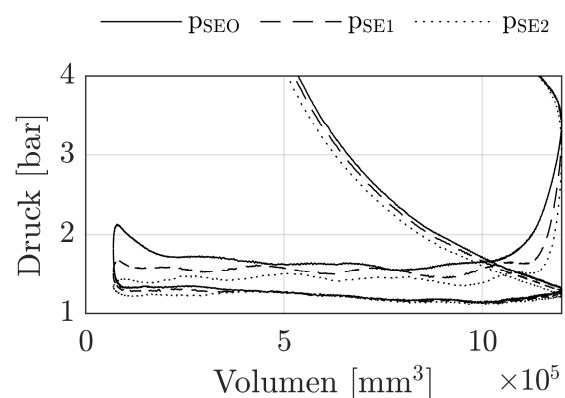


Abbildung 7-13: Vergleich der Ladungswechselschleifen für $SE=0 \text{ mm}$, $SE=1 \text{ mm}$, $SE=2 \text{ mm}$ bei $1200 \text{ min}^{-1} - 200 \text{ Nm}$

wird. Die auf den Hubraum bezogene gemittelte Ladungswechselerarbeit ohne „second event“ liegt bei -1,60 bar, mit 1 mm Maximalhub reduziert sie sich auf -1,21 bar. Mit voll eingestelltem „second event“ und damit mit maximalem Haupt-Hub, beläuft sie sich auf -0,90 bar.

Bei niedrigeren Drehzahlen verringert sich der Einfluss des „second events“ auf die Ladungswechselerarbeit. Exemplarisch ist in Abbildung 7-13 die gleiche SE-Variation bei 1200 min^{-1} - 200 Nm gezeigt. Hier ändert sich die Ladungswechselerarbeit von -0,49 bar (SE=0 mm), über -0,35 bar (SE=1 mm) zu -0,25 bar bei maximalem „second event“.

Durch die verkürzte Steuerzeit kommt es nach dem Expansionstakt zu einer vergrößerten Ausschlebearbeit und im Ladungswechsel-OT zu einer Rekompresseion. Dieser Effekt ist aufgrund des mit der Drehzahl steigenden Luftmassenstroms bei hohen Drehzahlen ausgeprägter als bei niedrigen Drehzahlen. Zudem beginnt die Rekompresseion auf einem höheren Druckniveau, sodass die Druckspitze im Ladungswechsel-OT größer ausfällt, was wiederum die Ladungswechselschleife und damit die dafür aufgewandte Arbeit vergrößert.

Um eine Aussage über den Einfluss der verkürzten Steuerzeit zu bekommen, wurde das Kennfeld des 3/4vvt-Betriebs ohne „second event“, aber mit externer AGR vermessen. Dies ermöglicht einen direkten Vergleich mit den Messdaten des 3/4zyl-Betriebs. Das Ergebnis der Messung ist in Abbildung 7-14 gezeigt. Wie beschrieben, ist der Einfluss der Drehzahl im Kennfeld zu sehen. Zudem kann eine Lastabhängigkeit erkannt werden.

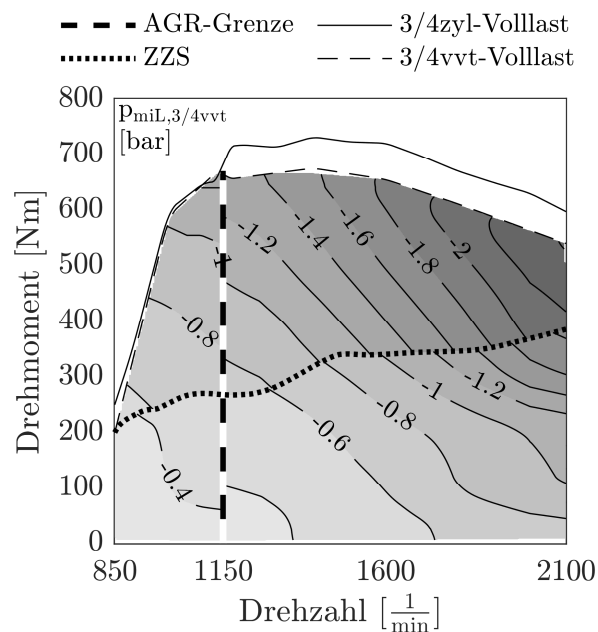


Abbildung 7-14: Ladungswechselerarbeit
3/4vvt

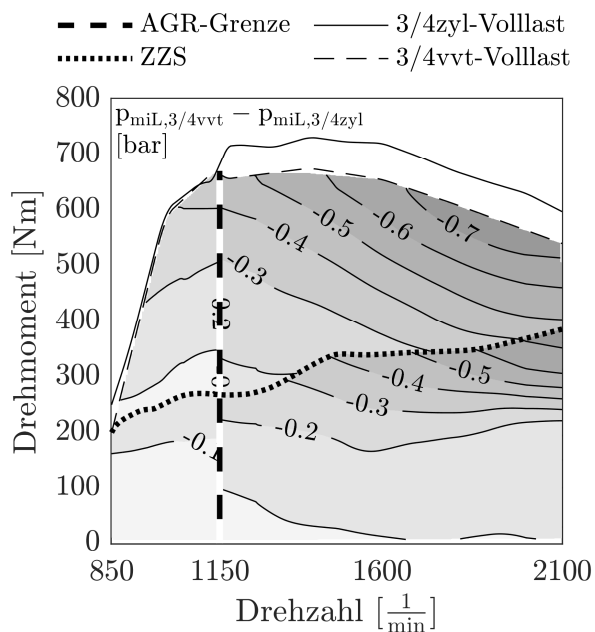


Abbildung 7-15: Differenzkennfeld
Ladungswechselerarbeit,
3/4vvt - 3/4zyl

Sowohl im 3-, als auch im 4vvt-Betrieb sind die Ladungswechselerbeiten größer als im 3/4zyl-Betrieb (siehe Abbildung 7-15). Dies wirkt sich wiederum direkt auf den Kraftstoffverbrauch des Motors aus.

Wird das „second event“ zugeschaltet, reduziert sich die Ladungswechselerbeit entsprechend den obigen Erklärungen. Dies wirkt sich vor allem bei hohen Drehzahlen positiv auf den Kraftstoffverbrauch aus. So wurde bei 2000 min^{-1} - 200 Nm ohne „second event“ ein spezifischer Kraftstoffverbrauch von $b_e = 266,8 \text{ g/kWh}$ gemessen, mit maximalen „second event“ nur noch $b_e = 256,9 \text{ g/kWh}$.

8 Potenziale im Traktor

Je nach Anwendungsgebiet des Traktors kann es sinnvoll sein, dessen Motor mit dem hier vorstellten Konzept auszustatten oder nicht. Dabei ist entscheidend, ob die Konzepte dem Benutzer einen finanziellen Vorteil gegenüber dem Referenzmotor bringen können. Im Rahmen dieses Kapitels soll untersucht werden, für welche Anwendungsgebiete die größten Vorteile zu erwarten sind.

In den vorangehenden Kapiteln wurden die Vor- und Nachteile dieses Motorenkonzepts vorgestellt. Dabei wurde sowohl auf den Kraftstoffverbrauch, als auch auf die Emissionen eingegangen. Es wurde gezeigt, dass hinsichtlich des NO_x -Rohemissionsverhaltens bei mittleren Drehzahlen noch Forschungsbedarf besteht. In den Kennfeldbereichen, in denen der größte Kraftstoffverbrauchsvorteil gemessen wurde, ist das Emissionsverhalten des Konzeptmotors mit dem Referenzmotor allerdings vergleichbar.

Da die durch die geänderte Kurbelwelle induzierten Schwingungen nicht Teil der Forschung dieser Arbeit waren, kann deren Auswirkungen nicht berücksichtigt werden. Es ist dennoch zu erwähnen, dass auch auf diesem Gebiet noch Forschungsbedarf herrscht. Der in dieser Arbeit nicht genutzte Lanchester-Ausgleich bietet dabei großes Potenzial für einen optimierten Massenausgleich (siehe Kapitel 6.2).

Der vorgestellte mechanisch vollvariable Ventiltrieb eignet sich für die Umschaltung zwischen 3- und 4-Zylinderbetrieb. Die Eigenschaft des reduzierten Auslasshubs im Betrieb ohne „second event“ muss für die volle Ausschöpfung des Potenzials noch eliminiert werden.

Die größten Potenziale hinsichtlich Kraftstoffverbrauch bietet der reine 3/4-Zylinder-Betrieb (siehe Kapitel 6.3.1). Dieser soll als Grundlage für die nachfolgenden Überlegungen dienen.

Da die in den bisherigen Kapiteln gezeigte Zylinder-Zuschalt-Linie allein nach dem Kriterium des optimalen Kraftstoffverbrauchs im Stationärbetrieb ermittelt wurde und den Energiebedarf des Umschaltens nicht berücksichtigt, ist sie nicht unmittelbar für den realen Betrieb geeignet. Insbesondere muss die Linie derart gestaltet sein, dass der Motor im realen Betrieb möglichst selten zwischen den Betriebsmodi wechselt. Die ZZS-Linie wurde zu diesem Zweck geglättet.

8.1 Ergebnisse im DLG-PowerMix

Eine in der Landwirtschaft verbreitete Prüfmethode zur Ermittlung des spezifischen Kraftstoffverbrauches ist der DLG-PowerMix [95, 96]. Dieser besteht aus 12 Feldzyklen und wurde 2014 um 2 Transportzyklen erweitert [97]. Mit jedem Zyklus soll eine realitätsnahe Arbeit eines Traktors simuliert werden. Es werden nach einem vorgegebenen Muster die 14 Zyklen nacheinander durchfahren. Im DLG-Testzentrum wurde dafür ein Rollenprüfstand installiert, mit welchem die Prüfungen reproduzierbar wiederholt werden können [98]. Dieser Test gilt als Standard in der deutschen Landtechnik und wird von vielen Landmaschinenherstellern, genutzt um die Eigenschaften ihrer Maschinen der Öffentlichkeit zugänglich zu machen [99].

Im Rahmen der 12 Feldzyklen werden sowohl reine Zugarbeiten als auch Kombinationen aus Zug- und Zapfwellenarbeiten sowie Kombinationen aus Zug-, Zapfwellen- und hydraulischen Arbeiten durchgeführt. In Tabelle 8-1 ist nach [95] eine Übersicht der Zyklen dargestellt. Die Lastpunkte sind abhängig von der maximalen Leistung des Traktors. Außerdem ist zu erkennen, dass die Fahrtgeschwindigkeiten und Zapfwelldrehzahlen vorgegeben sind. Damit sind die Motorlastpunkte vom verbauten Getriebe und dem Gesamtwirkungsgrad der Maschine abhängig.

Für eine Bewertung des vorgestellten Motorkonzepts standen Messdaten eines John Deere Traktors zur Verfügung, welcher den 12 Feldzyklen des DLG-PowerMix unterzogen wurde (siehe Kapitel 6.1). Verglichen mit dem untersuchten Referenzmotor,

Tabelle 8-1: Feldzyklen des DLG PowerMix nach [95]

Zyklus		Zapfwellen- drehzahl [min ⁻¹]	Fahr- geschwindigkeit [km/h]	Zyklus- dauer [s]
Z1P	Pflügen 100 %	-	9	320
Z2P	Pflügen 60 %	-	9	320
Z1G	Grubbern 100 %	-	12	320
Z2G	Grubbern 60 %	-	12	320
Z3K	Kreiseln 100 %	900	6	320
Z4K	Kreiseln 70 %	900	6	320
Z5K	Kreiseln 40 %	900	6	320
Z3M	Mähen 100 %	900	16	320
Z4M	Mähen 70 %	900	16	320
Z5M	Mähen 40 %	900	16	320
Z6MS	Miststreuen	1000	7	570
Z7PR	Pressen	1000	10	570

verfügt der Vergleichstraktor über eine geänderte Volllastkurve. Der verbaute Motor ist jedoch baulich identisch mit dem untersuchten Motor. Wie in Kapitel 6.3.3 beschrieben, wurde der Versuchsmotor bei jeder Motordrehzahl jeweils bis zur maximal zulässigen Last betrieben. Im Fahrzeug würde der Motor mit einer dem Vergleichstraktor entsprechenden Volllastkurve ausgestattet werden, um die Bauteile zu schonen und die für den entsprechenden Einsatz optimale Volllastkurve aufzuweisen. Die Betriebsstrategie innerhalb des Kennfelds kann dabei jedoch erhalten bleiben. Somit können die Messdaten als Grundlage zur Bewertung des vorgestellten Motorenkonzepts herangezogen werden.

Während des Durchfahrens der Zyklen wurden diverse Parameter auf dem Motorsteuergerät des Vergleichstraktors aufgezeichnet. Darunter auch die Motordrehzahl sowie das geforderte Drehmoment. Pro Zyklus wurden 115 Lastpunkte (in den Zyklen „Z6MS“ und „Z7PR“ je 205 Lastpunkte) aufgezeichnet. Für jeden Lastpunkt wurde der momentane Kraftstoffverbrauch aus den Messdaten (siehe Kapitel 6.3.1) errechnet, mit den entsprechenden Zeitschritten multipliziert und akkumuliert. Somit ergibt sich der absolute Kraftstoffverbrauch je Zyklus und Betriebsmodus. Der Vergleich mit den Daten von der Referenzvermessung zeigt dabei einen Verbrauchvorteil des 3/4-Zylinder-Konzeptes vor allem bei den Niedriglastzyklen.

Die Lastpunktverteilung der einzelnen Feldzyklen kann zur Veranschaulichung auch in das Differenzkennfeld des spezifischen Kraftstoffverbrauches eingetragen werden. Beispielhaft ist in Abbildung 8-1 die Zeitverteilung der Lastpunkte des Zyklus

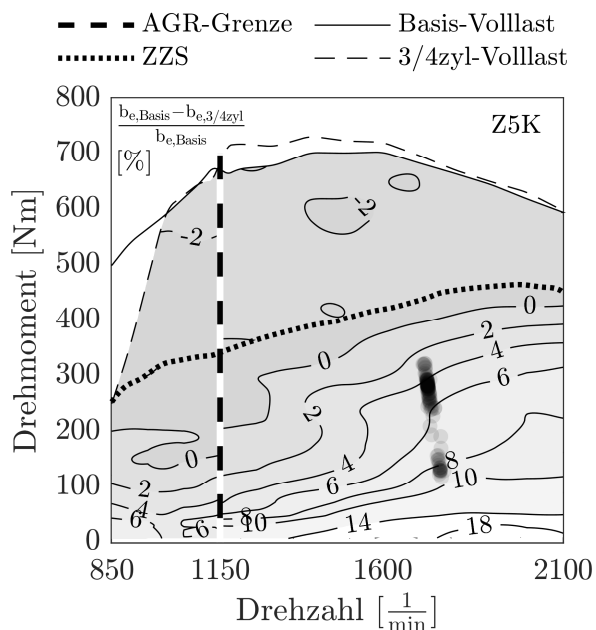


Abbildung 8-1: Zeitverteilung des Zyklus „Kreiseln 40 %“ im Differenzkennfeld spezifischer Kraftstoffverbrauch, Basis - 3/4zyl

„Kreiseln 40 %“ gezeigt. Dies ist der Zyklus, bei welchem der größte Verbrauchsvorteil berechnet werden konnte. Es ist zu sehen, dass der Zyklus ohne Umschalten im reinen 3zyl-Betrieb fahrbar ist. Da die Motordrehzahlen vergleichsweise hoch sind, bewegt sich der Zyklus ausschließlich in Gebieten, in denen das neue Motorenkonzept effizienter als der Referenzmotor arbeitet. Somit ergibt sich für diesen Zyklus ein Kraftstoffverbrauchsvorteil von 5,2 % gegenüber dem Referenzmotor.

Im Feldzyklus „Mähen 40 %“ wurde eine Ersparnis von 3,9 % ermittelt. Ein weiterer Zyklus mit hohem Einsparpotenzial ist der Zyklus „Ballenpressen“ (3,0 %). Diese drei Zyklen weisen im Test das höchste Potenzial hinsichtlich Kraftstoffverbrauch auf. Die Gemeinsamkeit der genannten Zyklen sind hohe Motordrehzahlen bei niedrigen bis mittleren Lasten. Wird das Mittel über alle Zyklen des DLG-PowerMix gebildet, ergibt sich ein Kraftstoffverbrauchsvorteil von 0,6 % gegenüber dem Referenzmotor. Eine Übersicht über die mittleren Motordrehmomente, die mittleren Motordrehzahlen und die Verbrauchsvorteile der jeweiligen Zyklen ist in Tabelle 8-2 zu sehen.

Tabelle 8-2: Ergebnisse des Vergleichs zwischen Basis- und 3/4zyl-Betrieb im DLG-PowerMix

Zyklus		mittlere Motordrehzahl [min ⁻¹]	mittleres Motordrehmoment [Nm]	Verbrauchersparnis 3/4zyl [%]
Z1P	Pflügen 100 %	1468	491	-1,9
Z2P	Pflügen 60 %	1186	418	-1,0
Z1G	Grubbern 100 %	1861	459	-0,5
Z2G	Grubbern 60%	1384	438	-1,4
Z3K	Kreiseln 100 %	1667	460	-0,7
Z4K	Kreiseln 70 %	1712	352	0,8
Z5K	Kreiseln 40 %	1735	249	5,2
Z3M	Mähen 100 %	1728	477	-0,9
Z4M	Mähen 70 %	1706	403	-0,4
Z5M	Mähen 40 %	1730	297	3,9
Z6MS	Miststreuen	1896	398	1,2
Z7PR	Ballenpressen	1924	345	3,0

8.2 Vergleich zu einem alternativen Abschaltbetrieb

Um das Potenzial hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs einordnen zu können, welches sich durch das 3/4-Zylinder-Konzept ergibt, wurde wie in Kapitel 6.3.1 erwähnt ein weiteres Motorenkennfeld vermessen. Hierfür wurde der Basismotor mit drei aktiven Zylindern (Zylinder 2, 3 und 4) und geschlossenem Ladungswechsel des ersten Zylinders am Prüfstand vermessen. Nachdem die aktiven Zylinder in der 4-Zylinder-Zündfolge befeuert wurden, ergab sich ein unregelmäßiger Zündabstand, welcher zu einem schlechteren Wirkungsgrad verglichen zum 3zyl-Betrieb verursachte. Dies führte einerseits zu einem geringen Verbrauchsvorteil im Abschaltbetrieb und andererseits zu einem kleineren Kennfeldbereich, in dem ein Abschaltbetrieb sinnvoll ist.

Aus dem resultierendem Kennfeld konnte ebenfalls der Kraftstoffverbrauch der DLG-PowerMix-Feldzyklen errechnet werden. In Abbildung 8-2 ist die Verbrauchseinsparung der 12 Zyklen im 3-Zylinder/Basis-Betrieb, im Vergleich zu dem des 3/4zyl-Betriebs aufgetragen. Die Ergebnisse sind dabei nach dem mittleren Drehmoment der jeweiligen Zyklen sortiert. Nachdem der Zuschaltbetrieb des 3-Zylinder/Basis-Betriebs der Referenzmessung entspricht, können dessen Werte in dieser Darstellung nicht negativ werden.

In der Abbildung ist zu sehen, dass sich durch das Abschalten eines Zylinders auch ohne Modifikation der Kurbelwelle Verbrauchsvorteile ergeben. Diese fallen allerdings verglichen mit dem 3/4-Zylinder-Konzept deutlich geringer aus. Bis zu einem mittleren Drehmoment von ca. 400 Nm wird ein Großteil des jeweiligen Zyklus im 3-Zylinder-Betrieb absolviert. Dieser gestaltet sich aufgrund der gleichmäßigen Zündfolge im 3zyl-Betrieb effizienter als im 3-Zylinder/Basis-Betrieb. Speziell bei niedrigen Lasten zeigt das 3/4-Zylinder-Konzept erhebliche Vorteile. Die größte Differenz der beiden Betriebsmodi wurde in dem Feldzyklus „Mähen 40 %“ errechnet. Während mit dem 3/4-Zylinder-Konzept 3,9 % Kraftstoffersparnis prognostiziert wurde, könnte ein Abschaltbetrieb mit der Basis-Kurbelwelle nur einen Vorteil von 1,2 % erreichen.

In den Hochlastzyklen mit einem mittleren Drehmoment von zwischen 400 Nm und 500 Nm zeigt das 3/4-Zylinder-Konzept Nachteile im Kraftstoffverbrauch gegenüber dem Basis-Betrieb und damit gegenüber dem 3-Zylinder/Basis-Betrieb. Dies ist auf den erhöhten Kraftstoffverbrauch im 4zyl-Betrieb zurückzuführen (vgl. Kapitel 6.3.1). Nach Kapitel 6.3.3 können allerdings im 4zyl-Betrieb höhere Lasten als im Basis-Betrieb bei mittleren Drehzahlen dargestellt werden. Dementsprechend könnten mit einem Traktor welcher mit dem 3/4-Zylinder-Konzept ausgestattet ist, Arbeiten durchgeführt werden,

die mit dem Referenzmotor nicht möglich wären. Dies ist jedoch mit einem erhöhten Kraftstoffverbrauch im gesamten 4zyl-Betrieb verbunden.

Grundsätzlich zeigt sich also, dass durch die modifizierte Zündfolge des 3/4-Zylinder-Kozept das Potenzial der Zylinderabschaltung deutlich gesteigert werden kann.

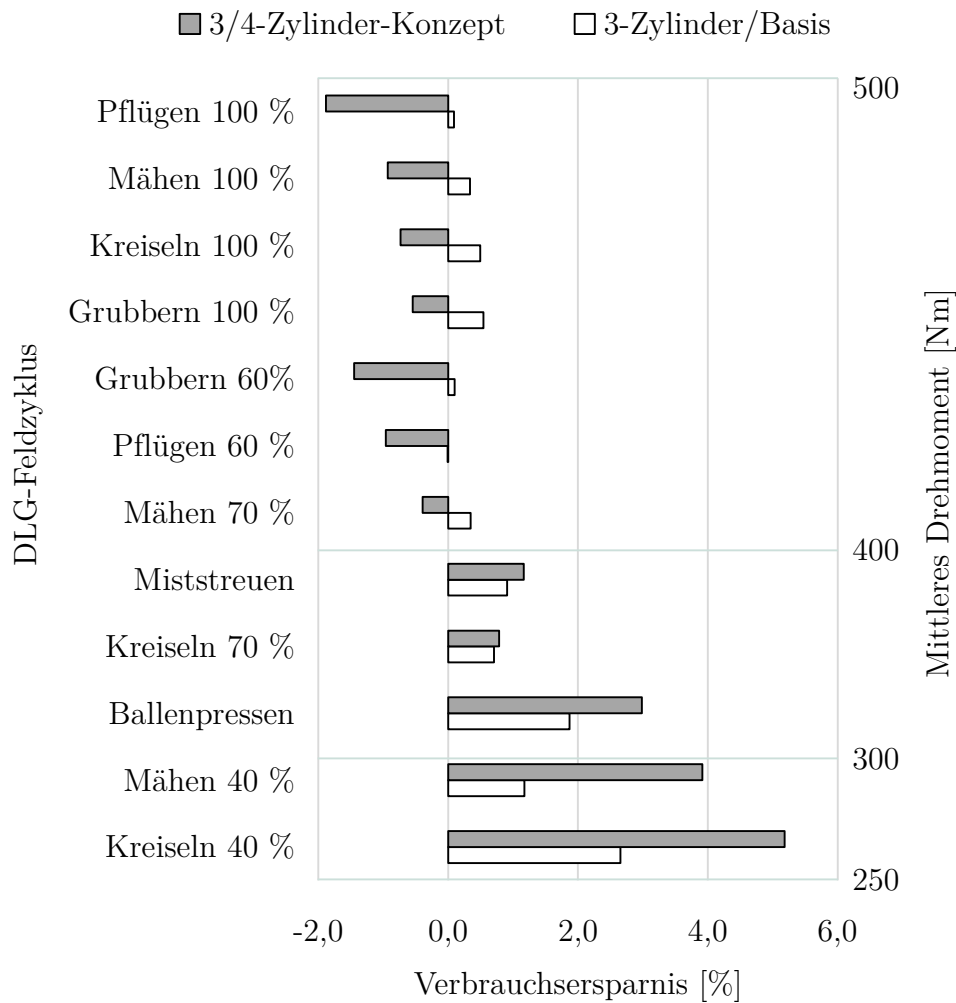


Abbildung 8-2: Vergleich der DLG-PowerMix Feldzyklen zwischen 3/4zyl- und 3-Zylinder/Basis-Betrieb

8.3 Wirtschaftliche Anwendungsgebiete

Wie im vorhergehenden Kapitel beschrieben, sind die größten Verbrauchsvorteile bei hohen Drehzahlen im 3zyl-Betrieb zu erwarten. Ferner ist ein häufiger Wechsel zwischen 3zyl-Betrieb und 4zyl-Betrieb aus energetischer Sicht zu vermeiden, da jeder Umschaltvorgang mit dem Verstellen des Ventiltriebs und der Anpassung an den geänderten Betriebsmodus verbunden ist. Dieser Effekt kann in den Rechnungen nicht berücksichtigt werden, muss aber in der realen Anwendung bewertet werden.

Die ersten vier Zyklen des DLG-PowerMix (vgl. Kapitel 8.1) bestehen aus reiner Zugarbeit bei hohen Leistungen, wobei sich die Betriebspunkte fast ausschließlich im 4zyl-Betriebsbereich befinden. Hier ist mit Verbrauchsnachteilen gegenüber dem Referenzmotor zu rechnen. Ein Traktor, welcher für schwere Feldarbeiten eingesetzt wird, kann mit diesem Motorkonzept demnach nicht in seiner Effizienz gesteigert werden. Betrachtet man dagegen den Kraftstoffverbrauch der anderen Zyklen ergibt sich im Mittel ein Verbrauchsvorteil von rund 1,4 % gegenüber dem Basis-Betrieb. Dies ist auf den hohen 3zyl-Betriebsanteil zurückzuführen, welcher durch das Konzept effizienter ausfällt (vgl. Kapitel 6.3.1).

Aus den Messung lässt sich ableiten, dass Arbeiten wie Ballenpressen, Miststreuen, Mähen von mittlerem bis niedrigem Gras oder flaches Kreiseln mit dem 3/4-Zylinder-Konzept effizienter als mit dem Referenzmotor durchgeführt werden können. Bei Transportarbeiten ist außerdem mit einem erheblichen Verbrauchsvorteil zu rechnen, da bei der reinen Straßenfahrt relativ hohe Motordrehzahlen erreicht werden und der Leistungsbedarf bei der Geradeausfahrt meist relativ gering ausfällt [100]. So bewegen sich die Motorbetriebspunkte genau in dem Bereich, indem der 3zyl-Betrieb deutlich effizienter als der Referenz-Betrieb arbeitet.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden zwei aufeinander aufbauende Motorkonzepte untersucht und deren maximales Potenzial hinsichtlich Kraftstoffverbrauchersparnis in einem Traktor aufgezeigt.

Das 3/4-Zylinder-Konzept zeigt ein hohes Potenzial, Kraftstoff im Teillastgebiet einzusparen. Durch die verringerte Ladungswechselerbeit kann vor allem bei hohen Drehzahlen der effektive Wirkungsgrad verbessert werden. Die innere Lastpunktverschiebung der aktiven Zylinder sorgt zudem für einen erhöhten indizierten Wirkungsgrad.

Mit dem vorgestellten variablen Ventiltrieb ist es möglich, durch ein zweites Auslassöffnen in der Einlassphase eine interne Abgasrückführung darzustellen. Dies kann für ein verbessertes Temperaturmanagement genutzt werden, da die Abgastemperatur gesteuert werden kann. Durch beide Systeme können die Abgastemperaturen angehoben werden, um die Warmlaufphase des Motors zu verkürzen. Das Auskühlen von Abgasnachbehandlungskomponenten kann damit ebenfalls verzögert oder gar vermieden werden. So kann zusätzlich zu den Verbrauchsvorteilen welche mit dem 3zyl-Betrieb einhergehen, indirekt weiterer Kraftstoff eingespart werden, da effizienzmindernde Motorbetriebszustände, die das Ziel einer „künstlichen“ Abgastemperaturerhöhung haben, vermieden werden können.

Im 3zyl-Betrieb konnten Verbrauchsvorteile gegenüber dem Referenz-Betrieb von bis zu 18 % ermittelt werden. Es wurde nachgewiesen, dass in für Traktoren relevanten transienten Zyklen des DLG-PowerMix eine Kraftstoffersparnis von über 5 % zu erwarten ist. Ferner ist das Emissionsverhalten in den Kennfeldbereichen des größten Kraftstoffeinsparpotenzials gegenüber dem Grundmotor verbessert. Es wurde gezeigt, dass das reale Einsatzspektrum des Fahrzeugs einen erheblichen Einfluss auf das Kraftstoffeinsparpotenzial hat. So ist bei Niedriglast-Arbeiten mit dem größten Verbrauchsvorteil zu rechnen.

Trotz der gezeigten Vorteile hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen des vorgestellten Motorkonzepts gegenüber dem Referenzmotor besteht für einen möglichen Serieneinsatz noch weiterer Forschungsbedarf.

Durch die neue Kurbelwelle treten erhöhte Motorvibrationen auf. Wie in Kapitel 6.2 gezeigt, entstehen vornehmlich freie Kräfte und Momente der ersten Motorordnung. Diese können zu einer frühzeitigen Schädigung des Antriebsstrangs im Fahrzeug führen. Ein Ansatz dieses Verhalten zu unterbinden bietet der vorhandene, aber nicht verwendete Lanchester-Ausgleich. Durch eine Änderung in dessen Antriebskonstruktion

könnten die Ausgleichwellen mit einfacher, statt doppelter Motordrehzahl betrieben werden. Dies kann durch ein geschicktes Platzieren von Ausgleichsgewichten auf den Wellen dazu beitragen die freien Kräfte und Momente der ersten Motorordnung gänzlich zu unterdrücken.

Im Zuschaltbetrieb zeigte das Motorkonzept einen um ca. 2 % gestiegenen Kraftstoffverbrauch gegenüber dem Referenzmotor. Dieses Verhalten wurde in Kapitel 6.3.1 näher beschrieben und ist auf den zeitgleichen Ausschlebevorgang der Zylinder 1 und 4 zurückzuführen. Um dieses Phänomen zu umgehen, könnten die Zylinder um 360 °KW versetzt befeuert werden. Alternativ dazu könnte im Rahmen einer Neukonstruktion der Kurbel- und Nockenwellen ein Versatz der Kurbelwellenkröpfung von Zylinder 1 gegenüber Zylinder 4 realisiert werden, was zu einer Reduzierung der Ladungswechselperluste führen könnte.

Die in Kapitel 7.2.2 vorgestellte Verstellcharakteristik des Ventiltriebs zeigt einen verringerten Haupt-Hub ohne „second event“ gegenüber dem maximal möglichen Haupt-Hub mit zugestelltem „second event“. Diese Charakteristik gilt es zu überarbeiten, um das maximale Potenzial hinsichtlich Kraftstoffverbrauch auch mit dem vorgestellten Ventiltrieb zu erreichen.

Zwar wurde im Rahmen des Projektes HDMK der vorgestellte Motor erfolgreich in ein Fahrzeug integriert, um dessen prinzipielle Funktion in der realen Anwendung zu demonstrieren, es müssen dennoch mögliche Kontakt- und Schadstellen identifiziert werden, um einen sicheren Betrieb, auch hinsichtlich der Dauerhaltbarkeit zu gewährleisten. Ferner muss für einen Serieneinsatz eine nutzerfreundliche Umschaltstrategie zwischen Zu- und Abschalt-Betrieb entwickelt und optimiert werden. Der voll-variable Ventiltrieb mit „second event“ offenbart große technische Optimierungspotenziale am Dieselmotor. Gleichwohl dürfte er in der untersuchten Konfiguration konstruktiv zu aufwendig und damit nicht wirtschaftlich realisierbar sein. Um die Wirtschaftlichkeit herzustellen, müssten zentrale Eigenschaften aus dem Design-Konzept herausgelöst und in vereinfachter Form umgesetzt und analysiert werden. Ähnliches gilt für das 3/4-Zylinder-Konzept, das sehr hohe Kraftstoffeinsparpotenziale aufzeigt. In weiteren Forschungsentwicklungsprojekten müssten Lösungsansätze wie oben skizziert entwickelt, konstruiert und wissenschaftlich analysiert werden. Eine weitere Optimierung des in dieser Arbeit untersuchten Dieselmotorkonzepts lässt dann eine deutliche Verringerung des Kraftstoffverbrauchs erwarten und könnte eine Teillösung zur Erreichung zukünftiger CO₂-Emissionsreduktionsziele bei Dieselmotoren darstellen.

10 Anhang

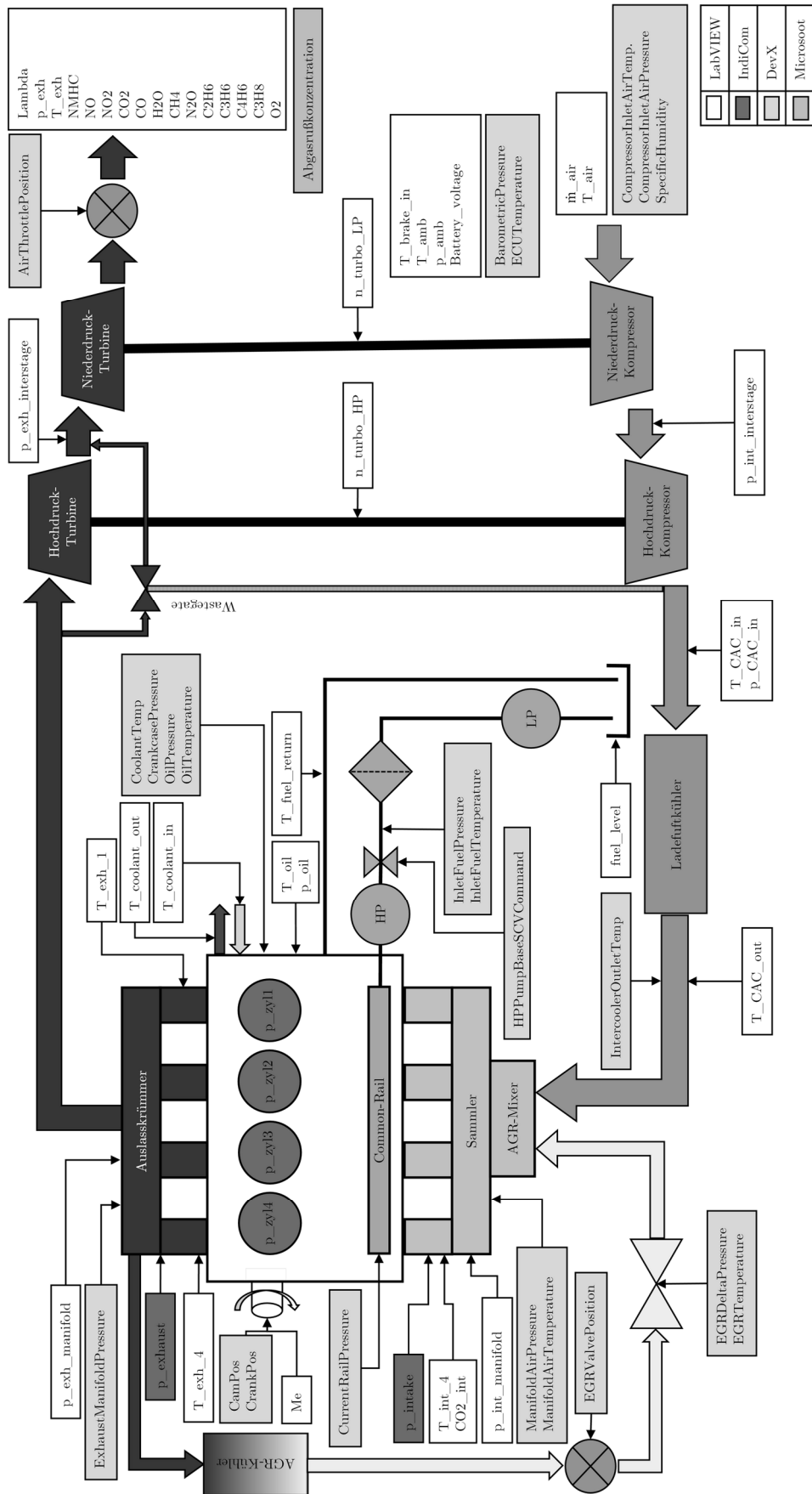


Abbildung 9-1: Messstellenplan

11 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Temperaturanomalien der durchschnittlichen Kontinental-Temperaturen auf globaler Ebene von 1950 bis 2017 nach [1].....	1
Abbildung 2-1: OHV-Anordnung (links), DOHC-Anordnung (rechts) [4]	2
Abbildung 2-2: Definition Spreizung, Steuerzeit und Ventilhuböffnungszeiten	3
Abbildung 2-3: Funktionsprinzip Magnetventil-Injektor nach [15]	6
Abbildung 2-4: Düseninnenströmung und Strahlausbreitung [16].....	7
Abbildung 2-5: Einspritz- und Brennverlauf im Dieselmotor [13]	8
Abbildung 2-6: Zylinderabschaltsysteme nach [41].....	12
Abbildung 4-1: Schadstoffemissionen eines DI-Dieselmotors ohne AGR [59].....	19
Abbildung 4-2: NO _x -Partikel-Trade-Off des Referenzmotors bei 1800 min ⁻¹ - 200 Nm ..	23
Abbildung 4-3: Schema Partikelfilter als Wandstromfilter nach [70].....	26
Abbildung 4-4: Konvertierungswirkungsgrad für CO und HC im DOC [64].....	27
Abbildung 5-1: Schnittbild Referenzmotor nach [76]	31
Abbildung 5-2: Messtechnikübersicht Motorenprüfstand	33
Abbildung 5-3: Versuchsaufbau Motorenprüfstand	34
Abbildung 5-4: Messtechnikübersicht Komponentenprüfstand	34
Abbildung 5-5: Versuchsaufbau Komponentenprüfstand	35
Abbildung 5-6: AGR-Rate, Referenzmessung.....	36
Abbildung 5-7: Spezifischer Kraftstoffverbrauch, Referenzmessung.....	36
Abbildung 5-8: Spezifische NO _x -Rohemissionen, Referenzmessung.....	37
Abbildung 5-9: Spezifische Partikel-Rohemissionen, Referenzmessung	37
Abbildung 5-10: Spezifische HC-Rohemissionen, Referenzmessung.....	38
Abbildung 5-11: Spezifische CO-Rohemissionen, Referenzmessung	38
Abbildung 5-12: Prädiktives GT-Power Modell	39
Abbildung 6-1: DLG-PowerMix Betriebspunktverteilung	44
Abbildung 6-2: Kurbelstern Basis (links),	45
Abbildung 6-3: Motorkoordinatensystem	45
Abbildung 6-4: Freie Kräfte und Momente der 3/4-Zylinder-Kurbelwelle bei 2100 min ⁻¹	46
Abbildung 6-5: Spezifischer Kraftstoffverbrauch, 3/4zyl.....	47
Abbildung 6-6: Differenzkennfeld	47
Abbildung 6-7: Zylinderselktive Verlustanalysen bei 2000 min ⁻¹	49
Abbildung 6-8: Wirkungsgradanalyse 2000 min ⁻¹ - 200 Nm in Prozent.....	50
Abbildung 6-9: Wirkungsgradanalyse 2000 min ⁻¹ - 200 Nm in bar.....	51

Abbildung 6-10: Abgasgegendruck	51
Abbildung 6-11: Ladungswechselschleife von Zylinder 4 bei 2000 min ⁻¹ - 200 Nm.....	51
Abbildung 6-12: Wirkungsgradanalyse 2000 min ⁻¹ - 500 Nm	52
Abbildung 6-13: Abgasgegendruck	53
Abbildung 6-14: Ladungswechselschleife von Zylinder 4 bei 2000 min ⁻¹ - 500 Nm.....	53
Abbildung 6-15: Abgastemperaturen, 3/4zyl-Betrieb und Basis-Betrieb	55
Abbildung 6-16: Abgastemperatur, 3/4zyl	56
Abbildung 6-17: Differenzkennfeld	56
Abbildung 6-18: Differenzkennfeld	57
Abbildung 6-19: Differenzkennfeld	57
Abbildung 6-20: Drehmomentenbegrenzung, Basis	59
Abbildung 6-21: Drehmomentenbegrenzung, 3/4zyl.....	59
Abbildung 6-22: Vollastlinien im Vergleich.....	60
Abbildung 6-23: Druck im Abgaskrümmen.....	60
Abbildung 6-24: Spezifische NO _x -Rohemission, 3/4zyl	62
Abbildung 6-25: Differenzkennfeld	62
Abbildung 6-26: Geschwindigkeitskoeffizient $k_{1,r}$ der ersten Zeldovich-Reaktion über Temperatur.....	63
Abbildung 6-27: Vergleich $k_{1,r}$ und Temperatur, Basis- und 4zyl-Betrieb (Lastpunkt: 1160 min ⁻¹ - 550 Nm)	63
Abbildung 6-28: AGR-Rate, 3/4zyl.....	64
Abbildung 6-29: Differenzkennfeld	64
Abbildung 6-30: Druckdifferenz.....	64
Abbildung 6-31: Spezifische Partikel-Rohemissionen, 3/4zyl	65
Abbildung 6-32: Differenzkennfeld spezifische Partikel-Rohemissionen,	65
Abbildung 6-33: Spezifische CO-Rohemissionen, 3/4zyl	66
Abbildung 6-34: Differenzkennfeld	66
Abbildung 6-35: Spezifische HC-Rohemissionen, 3/4zyl.....	67
Abbildung 6-36: Differenzkennfeld	67
Abbildung 7-1: Ventiltrieb Referenzmotor nach [76].....	70
Abbildung 7-2: Funktionsschema voll variabler Ventiltrieb.....	71
Abbildung 7-3: Ventilübersicht variabler Ventiltrieb.....	73
Abbildung 7-4: Mögliche Ventilhubkurven, Ventil 1 Zylinder 2, 3 & 4	74
Abbildung 7-5: Mögliche Ventilhubkurven, Ventil 1&2 Zylinder 1.....	74
Abbildung 7-6: Verstellcharakteristik Auslass.....	74
Abbildung 7-7: Verstellcharakteristik Einlass	75

Abbildung 7-8: Einfluss des zweiten Auslassöffnen auf die Abgastemperatur	76
Abbildung 7-9: Einfluss des zweiten Auslassöffnen auf die Abgastemperatur	77
Abbildung 7-10: AGR-Rate über NO _x - und Partikel-Rohemissionen	78
Abbildung 7-11: Vergleich des NO _x -Partikel Trade-Off.....	79
Abbildung 7-12: Vergleich der Ladungswechselschleifen für	80
Abbildung 7-13: Vergleich der Ladungswechselschleifen für	80
Abbildung 7-14: Ladungswechselschleifen 3/4vvt.....	81
Abbildung 7-15: Differenzkennfeld Ladungswechselschleifen,.....	81
Abbildung 8-1: Zeitverteilung des Zyklus „Kreiseln 40 %“ im Differenzkennfeld spezifischer Kraftstoffverbrauch, Basis - 3/4zyl	85
Abbildung 8-2: Vergleich der.....	88
Abbildung 9-1: Messstellenplan	92

12 Tabellenverzeichnis

Tabelle 4-1: Abgasemissionsstufen für den Referenzmotor.....	28
Tabelle 4-2: Zyklus-C1-Prüfphasen und Wichtungsfaktoren nach [75]	29
Tabelle 5-1: Motordaten Referenzmotor.....	30
Tabelle 5-2: Aufteilung der Wirkungsgradverluste.....	40
Tabelle 8-1: Feldzyklen des DLG PowerMix nach [95]	84
Tabelle 8-2: Ergebnisse des Vergleichs zwischen Basis- und 3/4zyl-Betrieb im DLG-PowerMix	86

13 Formelzeichenverzeichnis

$\Delta\eta_{i,HD}$	indizierter Wirkungsgrad im Hochdruckteil
$\Delta\eta_{i,ND}$	indizierter Wirkungsgrad im Niederdruckteil
ϵ	Verdichtungsverhältnis
η_e	effektiver Wirkungsgrad
η_{GR}	Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses
η_i	indizierter Wirkungsgrad
η_m	mechanischer Wirkungsgrad
κ	Isentropenexponent
λ	Verbrennungsluftverhältnis
λ_L	Liefergrad
ρ_L	Luftdichte
A_K	Kolbenfläche
b_e	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
H_U	unterer Heizwert
i	Arbeitsspiele pro Umdrehung
L_{min}	Mindestluftbedarf
M_{Abg}	molare Masse des Abgases
M_i	molare Masse der Emissionskomponente
\dot{m}_{Abg}	Abgasmassenstrom
\dot{m}_B	Kraftstoffmassenstrom
$\dot{m}_{i,spez}$	spezifischer Emissionsmassenstrom
\dot{m}_L	Luftmassenstrom
n	Drehzahl
P_e	effektive Leistung
P_i	indizierte Leistung
P_r	Reibleistung
p	Gasdruck im Zylinder
p_{me}	effektiver Mitteldruck
p_{mi}	indizierter Mitteldruck
p_{mr}	Reibmitteldruck
s_α	Kolbenweg
V_H	Gesamthubvolumen
V_h	Zylinderhubvolumen

W_K	Arbeit am Kolben
-------------	------------------

14 Abkürzungsverzeichnis

°EW	Grad Exzenterwinkel
°KW	Grad Kurbelwinkel
3/4vvt...3- oder 4-Zylinder-Betrieb in 3/4-Zylinder Anordnung und variablem Ventiltrieb, je nach Lastpunkt	
3/4zyl.....	3- oder 4-Zylinder-Betrieb in 3/4-Zylinder Anordnung, je nach Lastpunkt
3vvt.....	3-Zylinder-Betrieb in 3/4-Zylinder Anordnung und variablem Ventiltrieb
3zyl	3-Zylinder-Betrieb in 3/4-Zylinder Anordnung
4vvt.....	4-Zylinder-Betrieb in 3/4-Zylinder Anordnung und variablem Ventiltrieb
4zyl	4-Zylinder-Betrieb in 3/4-Zylinder Anordnung
ACT	Active Cylinder Technology
AGR-Rate.....	Abgasrückführrate
AÖ	Auslass Öffnen
C ₂ H ₆	Ethan
C ₃ H ₆	Propen
C ₃ H ₈	Propan
C ₄ H ₆	1,3 Butadien
CH ₄	Methan
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
DI-Dieselmotor	engl.: direct injection - Dieselmotor mit Direkteinspritzung
DLG	Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft
DOC	diesel oxidation catalyst – Dieseloxidationkatalysator
DOHC.....	Double overhead camshaft
DPF	Dieselpartikelfilter
DSF.....	Dynamic Skip Fire
ECU	engine control unit - Motorsteuergerät

EGR.....	engl.: exhaust gas recirculation - Abgasrückführung
ES	Einlass Schließen
exAGR.....	externe AGR
FAÖ.....	Frühes Auslass Öffnen
FAS.....	Frühes Auslass Schließen
FES.....	Frühes Einlass Schließen
FTIR-Spektrometer	Fourier-Transformations-Infrarotspektrometer
H ₂ O	Wasser
intAGR.....	interne AGR
LAF	Lehrstuhl für Antriebe in der Fahrzeugtechnik
LWOT	Ladungswechsel-OT
N ₂ O	Stickstoffdioxid
NMHC	non methane hydrocarbons – Alle Kohlenwasserstoffe bis auf Methan
NO	Stickstoffmonoxid
NO ₂	Stickstoffdioxid
NRSC.....	non road steady state cycle
NRTC.....	non road transient state cycle
O ₂	Sauerstoff
OHV	Overhead valve
SCR	selective catalytic reduction – Selektive katalytische Reduktion
SE	Second Event - zweites Auslass Öffnen in der Einlassphase
SEÖ	Spätes Einlass Öffnen
SES	Spätes Einlass Schließen
TPA-Modell.....	three pressure analysis - Simulationsmodell zur Verlustanalyse
UT	unterer Totpunkt
VCM.....	Variable Cylinder Management
ZOT	Zünd-OT

15 Literaturverzeichnis

- [1] NOAA National Centers for Environmental information: *Climate at a Glance: Global Time Series*. [Online] Verfügbar unter: https://www.ncdc.noaa.gov/cag/global/time-series/globe/land_ocean/ytd/12/1950-2018?trend=true&trend_base=10&firsttrendyear=1880&lasttrendyear=2018. Zugriff am: Nov. 23 2018.
- [2] Europäische Kommission, *Pariser Übereinkommen*. [Online] Verfügbar unter: https://ec.europa.eu/clima/policies/international/negotiations/paris_de. Zugriff am: Nov. 23 2018.
- [3] Europäische Kommission, *CO₂-arme Wirtschaft bis 2050*. [Online] Verfügbar unter: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2050_de#tab-0-0. Zugriff am: Nov. 23 2018.
- [4] Mahle GmbH, *Ventiltrieb: Systeme und Komponenten*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- [5] M. Klütting, R. Flierl, A. Grudno und C. Luttermann, „Drosselfreie Laststeuerung mit vollvariablen Ventiltrieben“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 60, 7-8, S. 476–485, 1999.
- [6] A. Temp, „Potenziale einer variablen Auslasssteuerzeit mit Ventilhubphasing und eines 2nd Events des Auslassventils an einem Commonrail Dieselmotor“. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, Kaiserslautern, 2014.
- [7] K. M. Schaffer, „Maßnahmen zur Verbesserung des Arbeitsprozesses und des Reibungsverhaltens von Pkw Dieselmotoren“. Dissertation, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, Graz, 2011.
- [8] M. Fiebig, A. Wiartalla, A. Kolbeck und S. Kiesow, „Wechselwirkungen zwischen Dieselmotortechnik und -emissionen mit dem Schwerpunkt auf Partikeln“, *Zbl Arbeitsmed*, Jg. 63, Nr. 1, S. 4–22, 2013.
- [9] D. Kovács, S. Gehrke und P. Eilts, „Potenzial von Luftpfadvariabilitäten am Nfz-Motor“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 76, Nr. 11, S. 76–83, 2015.
- [10] W. de Ojeda, Hg., *Effect of Variable Valve Timing on Diesel Combustion Characteristics: SAE paper 2010-01-1124*.
- [11] S. Schneider und S. Naujoks, „Variable valve timing of intake valves of a heavy-duty Diesel engine as a way to improve fuel consumption“ in *Proceedings, 16. Internationales Stuttgarter Symposium: Automobil- und Motorentechnik*, M.

- Bargende, H.-C. Reuss und J. Wiedemann, Hg., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016, S. 705–720.
- [12] S. Schneider, P. Genieser, S. Birke und C. Bücken, „Potenziale eines Variablen Ventiltriebs beim Pkw-Dieselmotor“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 73, Nr. 3, S. 198–205, 2012.
- [13] G. P. Merker, *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2009.
- [14] H.-O. Herrmann, B. Nielsen, C. Gropp und J. Lehmann, „Mittelschwerer Nfz-Motor von Mercedes-Benz“ in *ATZ / MTZ-Fachbuch*, Bd. 1, *Energieeffiziente Antriebstechnologien: Hybridisierung - Downsizing - Software und IT*, W. Siebenpfeiffer, Hg., Dordrecht: Springer, 2013, S. 152–161.
- [15] K. Reif, *Dieselmotor-Management: Systeme, Komponenten, Steuerung und Regelung*, 5. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012.
- [16] C. Baumgarten, *Mixture formation in internal combustion engines: With 9 tables*. Berlin: Springer, 2006.
- [17] Higgins, B, Siebers, D., Aradi, A., Hg., *Diesel-Spray Ignition and Premixed-Burn Behavior: SAE paper 2000-01-0940*, 2000.
- [18] M. Dockhorn, „Regelungskonzept zur energieeffizienten Abgasnachbehandlung von Dieselmotoren“. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg, 2012.
- [19] K. Reif, *Dieselmotor-Management im Überblick: Einschließlich Abgastechnik*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2010.
- [20] J. Schommers, H. Scheib, M. Hartweg und A. Bosler, „Reibungsminimierung bei Verbrennungsmotoren“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 74, 7-8, S. 566–573, 2013.
- [21] B. Lechner, G. Kiesgen, J. Kriese und J. Schopp, „Der neue Mini-Motor mit Twin-Power-Turbo“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 71, 7-8, S. 506–513, 2010.
- [22] M. Blümm, A. Baberg, F. T. H. Dörnenburg und D. Leitzmann, „Innovative Schaftbeschichtungen für Otto- und Dieselmotorkolben“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 77, Nr. 2, S. 54–59, 2016.
- [23] J. Schmid, „Reibungsoptimierung von Zylinderlaufflächen aus Sicht der Fertigungstechnik“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 71, Nr. 6, S. 408–413, 2010.
- [24] D. López Martínez, M. Valverde, R. Rabuté und A. Ferrarese, „Kolbenringpaket für Reibleistungsoptimierte Motoren“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 71, 7-8, S. 494–498, 2010.

- [25] C. Artur, F. Lemaitre, F. Schneider und M. Kreisig, „Wälzgelagerte Nockenwelle zur Reduzierung von Reibungsverlusten“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 71, Nr. 3, S. 176–183, 2010.
- [26] H. Jensen, M. Janssen, G. Beez und A. Cooper, „Kraftstoffesparpotenzial der Geregeltten Pendelschieberpumpe“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 71, Nr. 2, S. 104–109, 2010.
- [27] J. Reichert und P. Schäfer, „Reibungsreduzierende Motorabdichtung bei Nutzfahrzeugmotoren“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 71, Nr. 4, S. 258–264, 2010.
- [28] R. Flierl, S. Schmitt, G. Kleinert, H.-J. Esch und H. Dismon, „Univalve – Ein vollvariables mechanisches Ventiltriebssystem für zukünftige Verbrennungsmotoren“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 72, Nr. 5, S. 380–385, 2011.
- [29] T. Fink und H. Bodenstein, „Möglichkeiten der Reibungsreduktion in Kettentrieben“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 72, 7-8, S. 582–587, 2011.
- [30] D. Sigg, J. Schneider und G. Andrieux, „Neuer Valvetronic-Aktuator für den Turbomotor des Mini“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 71, Nr. 10, S. 712–717, 2010.
- [31] W. Wenzel, J. Shutty und M. Becker, „Neues Thermomanagement Beim Dieselmotor“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 74, Nr. 5, S. 406–411, 2013.
- [32] R. Golloch, *Downsizing bei Verbrennungsmotoren: Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. Berlin: Springer, 2005.
- [33] D. Adolph *et al.*, „Modernes Dieselmotorenverfahren“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 69, Nr. 1, S. 42–50, 2008.
- [34] A. Mauch, J. Tophoven, T. Trzebiatowski und T. Raatz, „Potenziale und Grenzen des Downsizings beim Dieselmotor“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 72, 7-8, S. 530–537, 2011.
- [35] J. Schommers, R. Weller, M. Böttcher und W. Ruisinger, „Downsizing beim Dieselmotor“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 72, Nr. 2, S. 100–105, 2011.
- [36] R. Berndt, R. Pohlke, C. Severin und M. Diezemann, „Mehrstufige Aufladung für Downsizing mit abgesenktem Verdichtungsverhältnis“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 76, Nr. 9, S. 26–35, 2015.
- [37] H. Gödeke und K. Prevedel, „Elektrisch unterstützter Turbolader, Cross-Charger® – Turbo by Wire“ in *Proceedings, Ladungswechsel im Verbrennungsmotor 2015*, J. Liebl, Hg., Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018, S. 1–21.
- [38] J.-P. Zammit, M. J. McGhee, P. J. Shayler und I. Pegg, „The influence of cylinder deactivation on the emissions and fuel economy of a four-cylinder direct-injection diesel engine“, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Jg. 228, Nr. 2, S. 206–217, 2013.

- [39] H. Mo, Y. Huang, X. Mao und B. Zhuo, „The effect of cylinder deactivation on the performance of a diesel engine“, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Jg. 228, Nr. 2, S. 199–205, 2013.
- [40] S. Pillai, J. LoRusso und M. van Benschoten, „Analytical and Experimental Evaluation of Cylinder Deactivation on a Diesel Engine“ in 2015.
- [41] J. Serrano *et al.*, „Methods of Evaluating and Mitigating NVH when Operating an Engine in Dynamic Skip Fire“, *SAE Int. J. Engines*, Jg. 7, Nr. 3, S. 1489–1501, 2014.
- [42] H. Middendorf, J. Theobald, L. Lang und K. Hartel, „Der 1,4-L-TSI-Ottomotor mit Zylinderabschaltung“ in *ATZ / MTZ-Fachbuch*, Bd. 1, *Energieeffiziente Antriebstechnologien: Hybridisierung - Downsizing - Software und IT*, W. Siebenpfeiffer, Hg., Dordrecht: Springer, 2013, S. 110–115.
- [43] H. Faust und M. Scheidt, „Möglichkeiten und Grenzen der Zylinderabschaltung im Antriebsstrang“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 77, Nr. 6, S. 82–87, 2016.
- [44] K. Küpper, J. Linsel, B. Pinggen und C. Weber, „Zylinderabschaltung beim Dreizylindermotor“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 77, Nr. 12, S. 48–55, 2016.
- [45] K. Eisazadeh-Far und M. Younkins, „Fuel Economy Gains through Dynamic-Skip-Fire in Spark Ignition Engines“ in 2016.
- [46] M. Grigo *et al.*, „Der neue 2,0-l-TFSI-Motor mit Audi valvelift system“, *ATZ Extra*, Jg. 13, Nr. 2, S. 30–35, 2008.
- [47] Guido Vent, Christian Enderle, Dr. Norbert Merdes, Fritz Kreitmann, Dr. Ralph Weller, „The New 2.0l Turbo Engine from the Mercedes-Benz 4-Cylinder Engine Family“ in *21st Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2012*.
- [48] J. Bergmaier, G. Wachtmeister, P. Fischer, H. Pflaum und K. Stahl, „Split-crankshaft engine: Concept for a combustion engine with a two-piece disengageable crankshaft“ in *Proceedings, 14. Internationales Stuttgarter Symposium: Automobil- und Motorentechnik*, M. Bargende, H.-C. Reuss und J. Wiedemann, Hg., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014, S. 953–970.
- [49] R. Flierl, D. Gollasch, A. Knecht, D. Pohl und W. Hannibal, „Perspektiven des vollvariablen Ventiltriebs Univalve auf Basis eines 2,0-l-Ottomotors“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 67, 7-8, S. 560–567, 2006.
- [50] R. Flierl und F. Lauer, „Mechanisch Vollvariabler Ventiltrieb und Zylinderabschaltung“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 74, Nr. 4, S. 334–341, 2013.

- [51] K. Deppenkemper, M. Günther und S. Pischinger, „Potenziale von Ladungswechselvariabilitäten beim Pkw-Dieselmotor II“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 78, Nr. 3, S. 70–75, 2017.
- [52] S. Honardar, K. Deppenkemper, M. Nijs und S. Pischinger, „Potenziale von Ladungswechselvariabilitäten beim Pkw-Dieselmotor“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 75, Nr. 9, S. 64–69, 2014.
- [53] J. McCarthy, H. Theissl und L. Walter, „Improving commercial vehicle emissions and fuel economy with engine temperature management using variable valve actuation“ in *Proceedings, Internationaler Motorenkongress 2017: Mit Konferenz Nfz-Motorentechnologie und Neue Kraftstoffe*, J. Liebl und C. Beidl, Hg., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017, S. 591–618.
- [54] T. Laible, S. Pischinger und M. Günther, „Light-off/out-Unterstützung beim Katalysator von Dieselmotoren“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 76, Nr. 11, S. 84–93, 2015.
- [55] *DIN 51900-1:2000-04, Prüfung fester und flüssiger Brennstoffe - Bestimmung des Brennwertes mit dem Bomben-Kalorimeter und Berechnung des Heizwertes - Teil 1: Allgemeine Angaben, Grundgeräte, Grundverfahren*, 2000.
- [56] *DIN 51900-2:2003-05, Prüfung fester und flüssiger Brennstoffe - Bestimmung des Brennwertes mit dem Bomben-Kalorimeter und Berechnung des Heizwertes - Teil 2: Verfahren mit isoperibolem oder static-jacket Kalorimeter*, 2003.
- [57] Jürgen Bernath, „Prüfbericht: 2603448-1“, ASG Analytik-Service Gesellschaft mbH, Neusäss, Mai. 2018. Zugriff am: Nov. 04 2018.
- [58] K. Mollenhauer und H. Tschöke, Hg., *Handbuch Dieselmotoren*, 3. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007.
- [59] S. Pischinger, „Verbrennungsmotoren Band 2: Vorlesungsumdruck“, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Aachen, 2000.
- [60] M. Lamping, T. Körfer und S. Pischinger, „Zusammenhang zwischen Schadstoffreduktion und Verbrauch bei Pkw-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 68, Nr. 1, S. 50–57, 2007.
- [61] J. Kolar, Hg., *Stickstoffoxide und Luftreinhaltung: Grundlagen, Emissionen, Transmission, Immissionen, Wirkungen*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1990.
- [62] M. Kampa und E. Castanas, „Human health effects of air pollution“ (eng), *Environmental pollution (Barking, Essex : 1987)*, Jg. 151, Nr. 2, S. 362–367, 2008.

- [63] G. P. Merker, C. Schwarz und R. Teichmann, Hg., *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik ; mit 43 Tabellen*, 6. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2012.
- [64] J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1988.
- [65] J. Eitel, W. Kramer und R. Lutz, „Abgasrückführung“, *ATZ Automobiltech Z*, Jg. 105, Nr. 9, S. 856–859, 2003.
- [66] U. Spicher, „Optimierung der Verbrennung im Nutzfahrzeugmotor“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 75, Nr. 15, S. 78–83, 2014.
- [67] P. Mattes, W. Remmels und H. Sudmanns, „Untersuchungen zur Abgasrückführung am Hochleistungsdieselmotor“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 60, Nr. 4, S. 234–243, 1999.
- [68] S. Münz, C. Römuss, P. Schmidt, K.-H. Brune und H.-P. Schiffer, „Dieselmotoren mit Niederdruck-Abgasrückführung Abgasrückführung“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 69, Nr. 2, S. 124–130, 2008.
- [69] I. Glassman, „Soot formation in combustion processes“, *Symposium (International) on Combustion*, Jg. 22, Nr. 1, S. 295–311, 1989.
- [70] K. Reif, *Abgastechnik für Verbrennungsmotoren*, 1. Aufl., 2015.
- [71] M. Fiebig, M. Schönen, U. Grütering und S. Pischinger, „Einflüsse motorischer Betriebsparameter auf die Reaktivität von Dieselmotoren“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 71, 7-8, S. 524–531, 2010.
- [72] S. Lindner, A. Massner, U. Gärtner und T. Koch, „Rußreaktivität bei Nutzfahrzeug-Dieselmotoren“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 75, Nr. 4, S. 74–79, 2014.
- [73] *Richtlinie 97/68/EG des europäischen Parlaments und des Rates vom 16. Dezember 1997 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen zur Bekämpfung der Emission von gasförmigen Schadstoffen und luftverunreinigenden Partikeln aus Verbrennungsmotoren für mobile Maschinen und Geräte.*
- [74] *Verordnung (EU) 2016/1628 des europäischen Parlaments und des Rates vom 14. September 2016 über die Anforderungen in Bezug auf die Emissionsgrenzwerte für gasförmige Schadstoffe und luftverunreinigende Partikel und die Typgenehmigung für Verbrennungsmotoren für nicht für den Straßenverkehr bestimmte mobile Maschinen und Geräte, zur Änderung der Verordnungen (EU) Nr. 1024/2012 und (EU) Nr. 167/2013 und zur Änderung und Aufhebung der Richtlinie 97/68/EG.*
- [75] *Delegierte Verordnung (EU) 2017/654 der Kommission vom 19. Dezember 2016 zur Ergänzung der Verordnung (EU) 2016/1628 des Europäischen Parlaments und*

des Rates hinsichtlich technischer und allgemeiner Anforderungen in Bezug auf die Emissionsgrenzwerte und die Typgenehmigung von Verbrennungsmotoren für nicht für den Straßenverkehr bestimmte mobile Maschinen und Geräte.

- [76] John Deere Power Systems, Hg., „4045 PowerTech OEM Diesel Engines (Final Tier 4/Stage IV platform): Component Technical Manuel 4.5 L OEM Diesel Engines -Final Tier 4/Stage IV platform“. CTM120119, John Deere Power Systems, U.S.A. CTM120119, Okt. 2015. Zugriff am: Nov. 05 2018.
- [77] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams, *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Wien: Springer, 2009.
- [78] Gamma Technologies, „GT-SUITE Engine Performance Application Manual: version 2016“, Gamma Technologies, Westmont, IL USA, 2016.
- [79] T. Töpfer, C. Weiskirch, K. Behnk und R. Müller, „Abgasnachbehandlungskonzepte zur Erfüllung zukünftiger Emissionsrichtlinien“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 72, Nr. 2, S. 108–115, 2011.
- [80] R. Flierl, W. Hannibal, A. Schurr und J. Neugärtner, „Turbocharged Three-cylinder Engine with Activation of a Cylinder“, *MTZ Worldw*, Jg. 75, Nr. 6, S. 22–27, 2014.
- [81] J. Neugärtner, A. Scholz, A. Schurr, M. Günthner und R. Flierl, „Load point shifting for Diesel engines – potentials for passenger car and truck engine applications“ in *Proceedings, Internationaler Motorenkongress 2017: Mit Konferenz Nfz-Motorentechnologie und Neue Kraftstoffe*, J. Liebl und C. Beidl, Hg., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017, S. 43–61.
- [82] R. Flierl, W. Hannibal, A. Schurr und J. Neugärtner, „Dreizylinder-Turbomotor mit Zuschaltung eines Zylinders“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 75, Nr. 6, S. 38–43, 2014.
- [83] A. Schurr, M. Guentner, R. Flierl, D. Woike und F. Mueller, „Investigation of a Cylinder Activation Concept for a Turbocharged Direct-Injection Gasoline Engine“ in 2018.
- [84] A. Witt, „Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten“. Dissertation, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, Graz, 1999.
- [85] M. Wagner und H. Fußhoeller, „Bewertung der Verfahren zur Aufteilung des indizierten Mitteldrucks in Hochdruck- und Ladungswechselanteile“, 2016. [Online] Verfügbar unter: <https://www.kistler.com/?type=669&fid=384&model=download>. Zugriff am: Nov. 23 2018.

- [86] W. Monschein, P. Grabner, H. Eichlseder, M. Quasthoff und P. Kiwitz, „Untersuchungen zur Zylinderabschaltung an einem Dieselmotor für den Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen“ in *Proceedings, 15. Internationales Stuttgarter Symposium: Automobil- und Motorentechnik*, M. Bargende, H.-C. Reuss und J. Wiedemann, Hg., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015, S. 353–368.
- [87] J. Dörfler und H.-L. Wenner, *Grundlagen, Landtechnik, Bauwesen: Energie, Schlepper, Bauwesen, Arbeitslehre*. München: BLV Verlagsgesellschaft, 1980.
- [88] Y. Terazawa, E. Nakai, M. Kataoka und T. Sakono, „Der Neue Vierzylinder-Dieselmotor von Mazda“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 72, Nr. 9, S. 660–667, 2011.
- [89] F. Himsel, W. Christgen und V. Schmidt, „Trends im Ventiltrieb. Variabilitäten für zukünftige Otto- und Dieselanwendungen“ in *VDI-Berichte*, Bd. 2291, *Ventiltrieb und Zylinderkopf 2017: 7. VDI-Fachtagung ; Würzburg, 27. und 28. Juni 2017*, Düsseldorf: VDI Verlag GmbH, 2017, S. 7–26.
- [90] R. Flierl, P. Lege, D. Hosse und A. Temp, „Nächste Entwicklungsschritte im Ventiltrieb von Nutzfahrzeug- Dieselmotoren“ in *Proceedings, Internationaler Motorenkongress 2014*, J. Liebl, Hg., Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014, S. 327–363.
- [91] A. Scholz, „Potenziale eines vollvariablen Ventiltriebs mit Second Event an einem Nutzfahrzeug Dieselmotor“. Dissertation, Lehrstuhl für Antriebe in der Fahrzeugtechnik, Technische Universität Kaiserslautern, Kaiserslautern, vsl. 2019.
- [92] H. Theißl, T. Kraxner, H. F. Seitz und P. Kislinger, „Miller-Steuerzeiten für zukünftige Nutzfahrzeug-Dieselmotoren“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 76, Nr. 11, S. 18–25, 2015.
- [93] E. Schutting *et al.*, „Miller- und Atkinson-Zyklus am aufgeladenen Dieselmotor“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 68, Nr. 6, S. 480–485, 2007.
- [94] D. Weberskirch, D. Hyna, T. Malischewski, S. Hirschmann und T. Dressel, „Variable Ventiltriebe in Heavy-Duty-Motoren – ermittelte Potenziale mit Miller-Steuerzeiten“ in *Proceedings, Ladungswechsel im Verbrennungsmotor 2017: Elektrifizierung im Umfeld Ladungswechsel : 10. MTZ-Fachtagung*, J. Liebl, Hg., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018, S. 73–84.
- [95] DLG e.V., *DLG-Prüfrahmen: DLG-PowerMix 2.0 - Betrachtung der Leistung und Energieeffizienz von landwirtschaftlichen Zugmaschinen*.
- [96] O. Degrell und T. Feuerstein, „DLG- PowerMix – Ein praxisorientierter Traktoren- test“ in *61. Tagung Landtechnik Hannover*, S. 339–345.
- [97] Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft, *DLG-PowerMix um Transportfahrten erweitert*. Frankfurt am Main, 2014.

- [98] Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft, *Neuer DLG-PowerMix-Prüfstand offiziell übergeben*, 2017.
- [99] C. Pieke, W. Stark, F. Pfister und C. Schyr, „DLG-PowerMix auf dem Leistungsprüfstand“, *ATZ Offhighway*, Jg. 10, Nr. 2, S. 26–31, 2017.
- [100] C. Maack und W. Büscher, „Kraftstoffverbrauch beim landwirtschaftlichen Transport“ (de), 2008.