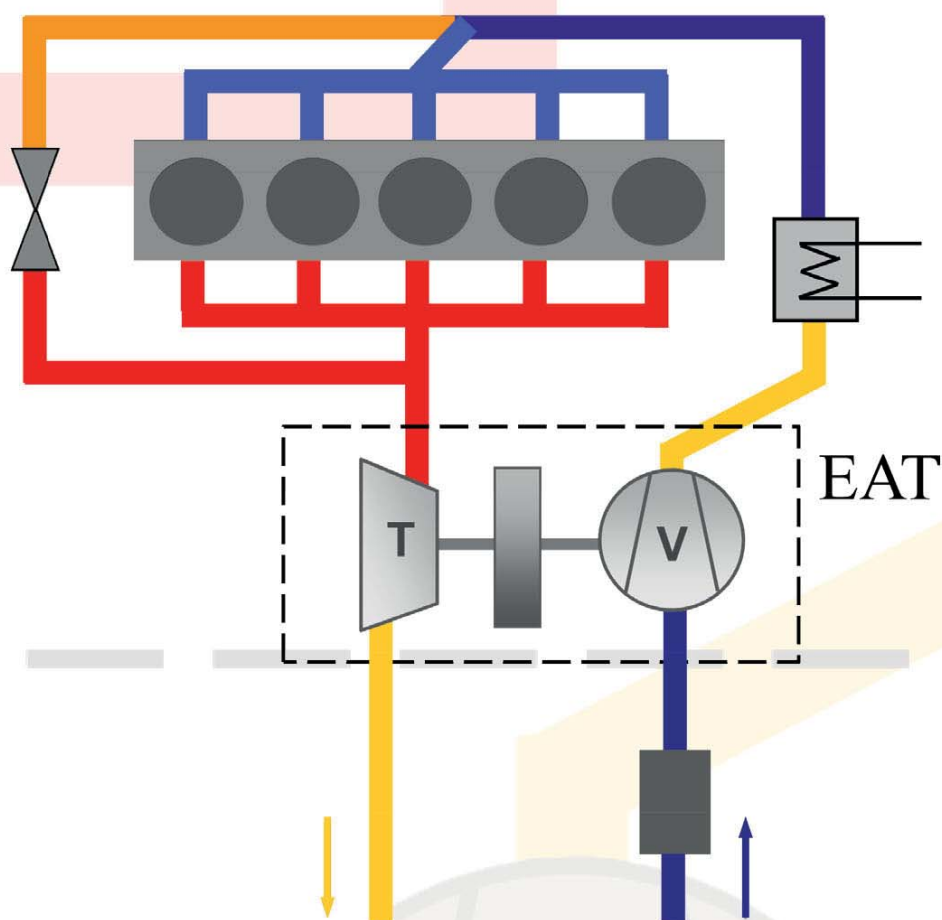


Achim Müller

Untersuchungen zur elektrisch unterstützten Abgasturboaufladung unter Berücksichtigung der Schadstoffemission



Cuvillier Verlag Göttingen
Internationaler wissenschaftlicher Fachverlag



Untersuchungen zur elektrisch unterstützten Abgasturboaufladung unter Berücksichtigung der Schadstoffemission





Untersuchungen zur elektrisch unterstützten Abgasturboaufladung unter Berücksichtigung der Schadstoffemission

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)**

von Dipl.-Ing. Achim Müller
geb. am 08. Oktober 1969 in Stuttgart

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

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Helmut Tschöke
Prof. Dr.-Ing. Roland Baar

Promotionskolloquium am 20.02.2015



Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2015

Zugl.: Magdeburg, Univ., Diss., 2015

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2015

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2015

Gedruckt auf umweltfreundlichem, säurefreiem Papier aus nachhaltiger Forstwirtschaft.

ISBN 978-3-95404-962-2

eISBN 978-3-7369-4962-1



Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit im Geschäftsbereich Powertrain Mechatronik der IAV GmbH.

Herrn Prof. H. Tschöke gilt mein persönlicher und ganz besonderer Dank. Durch seinen Erfahrungsschatz und seiner herausragenden Motivationsfähigkeit konnte er wesentlich zum Gelingen der Arbeit beitragen. Herrn Prof. Dr.-Ing. Roland Baar danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferats und die damit verbundenen Mühen.

Insbesondere möchte ich mich bei meinem damaligen Bereichsleiter Herrn Dipl.-Ing. Wilfried Nietzsche bedanken. Er gab mir die Freiräume, um meine Arbeit fortlaufend neben den Projekten zu bewältigen. Überdies hinaus konnte er mich mit seinen guten Ratschlägen immer wieder motivieren. Weiterhin bedanke ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Denis Jeckel, der mir mehrere Prototypen zur Verfügung stellte.

Bei meinen IAV Kollegen im Besonderen Herrn Dr.-Ing. Wolfram Gottschalk, Herrn Dr.-Ing. Thomas Kemski, Herrn Dipl.-Ing. Thomas Huke und Herrn Dr.-Ing. Eckhard Stölting möchte ich mich recht herzlich für die fachliche Unterstützung bedanken.

Beim Fahrzeugaufbau und bei den Prüfstandsmessungen haben mir Herr Dipl.-Ing. Thorsten Tietze und die Techniker Thomas Schary, Jens Krüger und Markus Bensmann geholfen. Auch ihnen danke ich an dieser Stelle für die Unterstützung.

Ein ganz besonderen Dank gilt meiner Ehefrau Bianca Müller und meinen Töchtern Pia und Mailin Müller, die mich zu jedem Zeitpunkt unterstützt und viel Geduld bewiesen haben.

Bei meinen Eltern Dr.-Ing. Herbert Müller und Marierose Müller-Rembeck bedanke ich mich für die immer vorhandene und herzliche Gesprächsbereitschaft.





Kurzfassung

Durch ständige Optimierung des Verbrennungsprozesses konnte in den letzten zwei Jahrzehnten die Schadstoffemission des Dieselmotors und dessen spezifischer Kraftstoffverbrauch kontinuierlich gesenkt werden. Diese Reduzierung wurde unter anderem durch neu entwickelte Hochdruckpumpen für höhere Einspritzdrücke, Mehrloch-einspritzdüsen und verbesserte Abgasturbolader erreicht. Durch den Einsatz der Elektronik und deren fortwährenden Weiterentwicklung, können diese Komponenten immer effizienter eingesetzt werden.

Erst durch die Aufladung erreichen Dieselfahrzeuge Fahrleistungen, die vergleichbar mit Ottofahrzeugen sind. In der vorliegenden Arbeit wird das Aufladungspotential einer elektrisch unterstützten Abgasturboaufladung mit elektrisch angesteuerter variabler Turbinengeometrie untersucht. Eine Synchronmaschine befindet sich auf der selben Welle wie der Verdichter und die Turbine. Die Synchronmaschine kann sowohl im Motor- als auch im Generatorbetrieb betrieben werden. Im Motorbetrieb zeigt sich durch den größeren Liefergrad und die damit verbundene Möglichkeit mehr Kraftstoff einzuspritzen, eine Erhöhung des Drehmoments. Aber nicht nur das Drehmomentpotential wird betrachtet. Der Betrieb des Synchronmotors in Kombination mit verändertem Einspritzbeginn und angepasster Abgasrückführrate erlaubt eine Minimierung des Schadstoffausstosses. Ein weiterer Aspekt der untersucht wird, ist der Generatorbetrieb. Die Ansteuerung des Generatorbetriebs ist in die Reglerstruktur integriert und wird zum Beispiel genutzt, um Ladedrucküberschwinger zu minimieren.

Messungen werden sowohl am Motorprüfstand als auch im fahrenden Betrieb durchgeführt. Die Prüfstandsmessungen zeigen das Potential der neu entwickelten Laderkombination kombiniert mit einem 2,5 Liter Dieselmotor mit Direkteinspritzung. Anhand der Prüfstandsergebnisse folgen ausgewählte Untersuchungen des geregelten Betriebs im Fahrzeug. Für die Ansteuerung der Synchronmaschine und der variablen Turbinengeometrie wird eine neue Motorsteuergerätesoftware entwickelt. Für die Entwicklung dieser Regelung und dessen Überprüfung im Fahrzeug steht ein Rapid Prototyping System zur Verfügung. Analysiert werden Messungen im Teillastbereich und bei Vollastbeschleunigungen. Die Analyse der Messungen zeigt, dass unter Einsatz der Synchronmaschine dynamischere Fahreigenschaften möglich werden und zum anderen sowohl im Teillastbereich als auch bei Vollastbeschleunigungen der Kraftstoffverbrauch sinkt. Des Weiteren kann nachgewiesen werden, dass sich die Schadstoffemission mit elektrisch unterstützter Abgasturboaufladung reduziert. Analysiert werden die Rußemissionen, die NO_x -, CO_2 - und CO -Emissionen.



Abstract

Vehicle emissions and the specific fuel consumption have been reduced over the last two decades through continuously optimizing the diesel-combustion process. Therefore hardware components like newly developed high-pressure pumps with increasing injection pressure, multihole injectors and advanced exhaust-gas turbochargers are used. The performance of these components are most effective by using electronic systems and there continuous development.

Through turbocharging the driving performance of diesel vehicles is nowadays comparable with gasoline vehicles. With this current work, the turbocharging potential of the electrically assisted turbocharger with the electrical controlled variable turbine geometry will be analyzed. A synchronous machine is arranged on the same shaft like the compressor and the turbine wheel. The machine can be run in motor or in generator mode. With the greater charging efficiency in motor mode there is the possibility to inject more fuel with the result of a higher torque. But not only the torque potential will be examined. The motor mode in combination with a different series injection start and an exhaust gas recirculation rate results in a lower pollutant emissions. The other operating condition of the synchronous machine is the generator mode. This mode is integrated in the controller structure and is for example used to minimize boost pressure overshoots.

Measurements are taken on the test bench and also in the vehicle. The test bench measurements are analyzed to realize the potential of the new developed composite charging system, which is installed in a 2.5 liter diesel engine with direct-injection. The test bench measurement results are used for the following vehicle measurements in closed-loop mode. There is a new developed control software to regulate the synchronous machine and variable turbine geometry. To realize and to validate the controller a Rapid Prototyping system is implemented. In the vehicle, part-load operational range and full-load acceleration measurements are taken into account. The analysis of the measurements point out a better driving behavior by using the synchronous machine and additionally a lower fuel consumption can be proved in part-load operational range and for full-load accelerations. Furthermore the pollutant emissions will decrease by using the electrically assisted turbocharger. The emissions soot, NO_x -, CO_2 - and CO will be analyzed.



Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	<i>Inhalte und Ziele der Arbeit</i>	3
2	Umfeld des Dieselmotors	5
2.1	<i>Dieselvebrennung</i>	6
2.2	<i>Schadstoffbildung</i>	8
3	Stand der Technik	15
3.1	<i>Ladeluftstrecke mit elektrisch unterstütztem Abgasturbolader</i>	17
3.2	<i>Ladedruckregelung</i>	19
4	Kommunikationssystem	23
4.1	<i>Hardwarestruktur</i>	24
5	Regelung zur Ansteuerung der Leitschaufeln und des elektrischen Laderantriebs 29	
5.1	<i>Reglerstruktur zur Ansteuerung der verstellbaren Leitschaufeln</i>	31
5.2	<i>Reglerstruktur zur Ansteuerung des elektrischen Laderantriebs</i>	34
5.3	<i>Grundsätzliche Untersuchungen</i>	36
6	Prüfstandsmessungen	43
6.1	<i>Messungen in der Volllast ohne und mit EAT</i>	44
6.2	<i>Das Drehmomentpotential mit EAT</i>	46
6.3	<i>Vergleich des Partikelaustrisses</i>	53
6.4	<i>Drehzahlrampe am Motorprüfstand</i>	55
7	Schadstoffemission im Teillastbetrieb	59
7.1	<i>Messauswertung im Zeitbereich</i>	60
7.2	<i>Messauswertung anhand des Druckverlaufs</i>	71
8	Schadstoffemissionen während einer Volllastbeschleunigung	89
8.1	<i>Vergleich der ersten Arbeitsspiele mit und ohne elektrische Unterstützung</i>	93
8.2	<i>Vergleich der Arbeitsspiele bei erreichtem max. Zylinderdruck mit EAT-Betrieb</i>	100



8.3	<i>Vergleich der Arbeitsspiele bei erreichtem Sollladedruck mit EAT-Betrieb</i>	<i>106</i>
8.4	<i>Vergleich der Arbeitsspiele bei erreichtem max. Zylinderdruck ohne EAT-Betrieb....</i> <i>.....</i>	<i>111</i>
8.5	<i>Vergleich der Vollastbeschleunigungen mit spätem Einspritzbeginn.....</i>	<i>115</i>
9	Zusammenfassung und Ausblick	123
10	Literaturverzeichnis.....	127
11	Formelzeichen und Abkürzungen.....	133
11.1	<i>Formelzeichen</i>	<i>133</i>
11.2	<i>Abkürzungen.....</i>	<i>134</i>
12	Anhang	135
12.1	<i>ASCET Regelstrukturen.....</i>	<i>135</i>
12.2	<i>Aufbereitung der Messungen.....</i>	<i>142</i>
12.3	<i>Differentielle Druckverlaufsanalyse</i>	<i>144</i>
12.4	<i>Heizverlaufsberechnung nach Hohenberg</i>	<i>146</i>

1 Einleitung

Die Abgasturboaufladung für Dieselmotoren stellt neben der Direkteinspritzung, der elektronischen Motorsteuerung, der Abgasrückführung (AGR) und demnächst auch der variablen Ventilsteuerung eine wichtige technische Komponente zur Erfüllung der Emissions- und Verbrauchsanforderungen dar. Das Wesentliche der Aufladung ist allerdings die Steigerung des Drehmoments. Durch Verdichtung der Ansaugluft erhöht sich die im Zylinder befindliche Masse an Frischgas, wodurch mehr Kraftstoff eingespritzt werden kann. Bei konventionellen Abgasturboladern, das heißt bei Ladern, die mit einer variablen Turbinengeometrie (VTG-Lader) oder einem Bypassventil (Wastegate-Lader) arbeiten, tritt bei der Ladedruckregelung ein zeitlicher Verzug auf, das sogenannte ‚Turboloch‘. Dieses entsteht auf Grund der Tatsache, dass der Lader besonders im niedrigen Drehzahlbereich nur durch einen geringen Abgasmassenstrom beschleunigt wird, womit nur ein geringer Druck aufgebaut werden kann. Es wird versucht ein dynamisches Ansprechverhalten zu erhalten, in dem der Abgasturbolader möglichst nahe an den Auslassventilen im heißen Abgasstrang sitzt [1], was aber hohe thermische Belastungen zur Folge hat. Der Abgasturbolader muss daher aus hochfesten Werkstoffen hergestellt werden.

Der Unterschied zwischen dem VTG- und dem Wastegate-Lader liegt darin, dass von der Turbine des VTG-Laders in jedem Betriebszustand der volle Abgasmassenstrom zur Leistungsumsetzung genutzt werden kann. Entscheidend hierfür ist die Regelung der Turbinenleistung durch Veränderung des Anströmungswinkels am Turbinenradeintritt. Der Anströmungswinkel wird durch Verstellung der am Turbinenradeintritt befindlichen Leitschaufeln geändert, **Abbildung 1.1**.

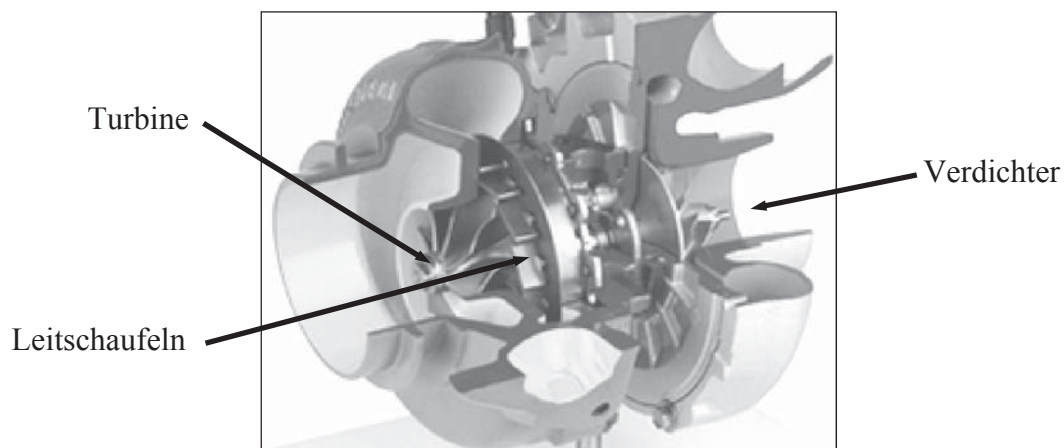


Abbildung 1.1: Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie

Beim Schließen der Leitschaufeln verengt sich der durchströmte Querschnitt. Dies führt zur erhöhten Strömungsgeschwindigkeit und damit über die höhere Turbinendrehzahl zu einem höheren Ladedruck. Bei voll geöffneter Leitschaufelposition hingegen wird der maximale Turbinendurchsatz bei hohem zentripetalem Anteil des Geschwindigkeitsvektors der Strömung erreicht [2].

Der Wastegate-Lader besitzt meist ein verhältnismäßig kleines Turbinenrad, um schnell hohe Turboladerdrehzahlen zu erlangen. In Betriebspunkten in denen ein großer Abgasmassenstrom erzeugt wird, muss der Wastegate-Lader gegen Überschreitung der maximalen vorgesehenen Drehzahl geschützt werden. Dies geschieht über ein schaltbares Bypassventil bei dem Abgas direkt in den Abgasstrang gelangt, ohne die Turbine zu durchströmen.

Abbildung 1.2 zeigt den Drehmomenten- bzw. den Verbrauchsunterschied der beiden Aufladungskonzepte, aufgenommen mit einem 2,5 Liter Dieselmotor. Die Drehmomentsteigerungen mit variabler Turbinengeometrie bei geringen Motordrehzahlen hat eine Erhöhung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs zur Folge. Die Verbrauchsreduzierung im mittleren und oberen Drehzahlbereich gleicht diese Verbrauchserhöhung hingegen mehr als aus.

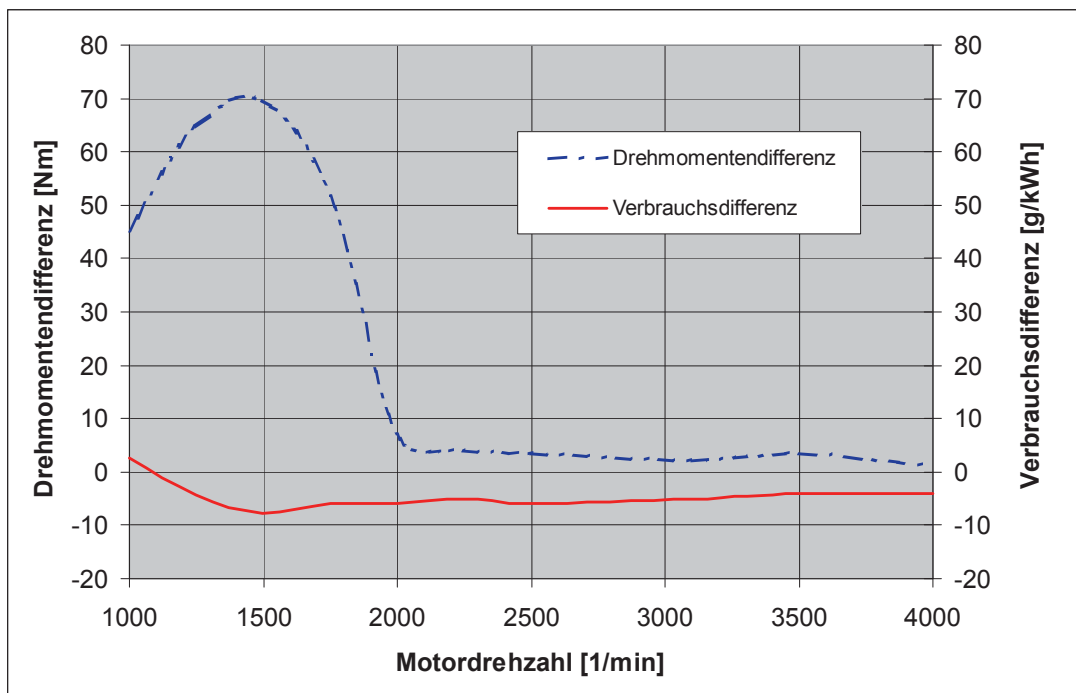


Abbildung 1.2: Verbrauchs- und Drehmomentendifferenz eines VTG- und Wastegate-Laders, bezogen auf den Wastegate-Lader



1.1 Inhalte und Ziele der Arbeit

Der in dieser Arbeit untersuchte Prototyp ist ein VTG-Abgasturbolader mit einer Synchronmaschine. Die Synchronmaschine kann als Antriebsunterstützung für den Abgasturbolader genutzt werden. Sie befindet sich auf derselben Welle wie der Verdichter und die Turbine. Sofern nur wenig Abgas zur Verfügung steht, kann der elektrische Laderantrieb den Verdichter antreiben. Dadurch wird die Ansprechzeit des Abgasturboladers reduziert. Dieser Prototyp, auch elektrisch unterstützter Abgasturbolader (EAT, Electrically Assisted Turbocharger) genannt, ist in den Luft- und Abgaspfad eines 2,5 Liter Dieselmotors mit Direkteinspritzung integriert, **Abbildung 1.3**.

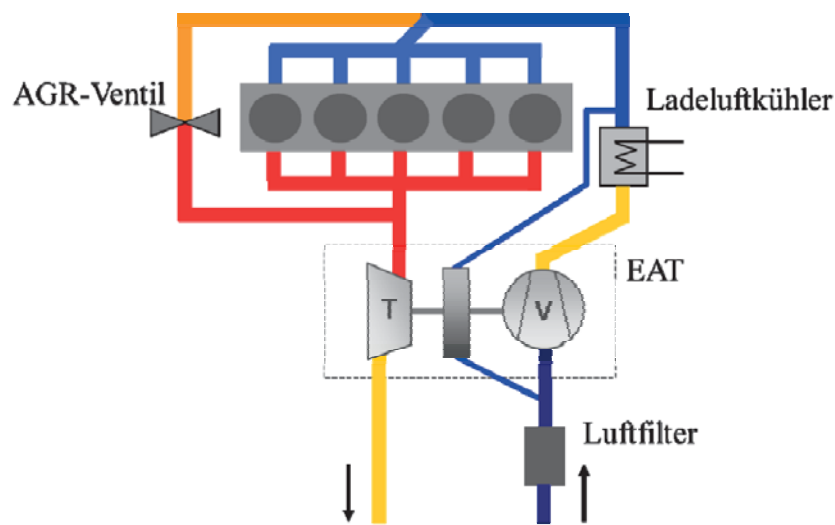


Abbildung 1.3: EAT Prinzip

Neben der Verbesserung der fahrdynamischen Eigenschaften wird unter anderem untersucht, inwiefern sich der elektrisch unterstützte Betrieb auf den Verbrauch und auf die Schadstoffemission auswirkt und wie diese weiter minimiert werden können. Gerade in dem unteren Drehzahlbereich, **Abbildung 1.2** in dem der VTG-Lader noch einen höheren spezifischen Verbrauch als der Wastegate-Lader aufweist, kann der elektrisch unterstützte Abgasturbolader sein Potential nutzen.

Die elektrische Unterstützung des EAT stellt im regelungstechnischen Sinn einen zusätzlichen Freiheitsgrad dar. Der gewonnene Freiheitsgrad wird in die regelungstechnische Struktur integriert. Der Reglerentwurf und seine Applikation wird dadurch allerdings deutlich erschwert. Dementsprechend wird die Abgasturboaufladung nicht nur aus Sicht der Thermodynamik sondern auch aus Sicht der Regelungstechnik betrachtet. Die Folge ist ein verbesserter Ladedruckauf- und abbau im Vergleich zum konventionellen VTG-System. Die Synchronmaschine dient hierfür einerseits als zusätzliche Antriebsenergie, um den Ladedruck aufzubauen,



andererseits kann über den generatorischen Betrieb ein Ladedrucküberschwinger minimiert werden.

Die Untersuchungen aus thermodynamischer Sicht beschäftigten sich mit der Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemisches und dessen Schadstoffbildung. Im Zusammenspiel mit dem elektrischen unterstützten Abgasturbolader, der externen Abgasrückführung und der Spätverstellung der Einspritzung kann gezielt eine Minimierung der Schadstoffe im Abgase erreicht werden. Um das volle Potential des EAT festzustellen, werden sowohl Prüfstandsmessungen als auch Messungen im Fahrzeug durchgeführt. Die Prüfstands-messungen dienen der Identifizierung des Drehmomentpotentials und der Rußemission im stationären Betrieb. Im Fahrzeug befinden sich unter anderem eine Indizier- und Emissions-messvorrichtung. Mit den Zylinderdruck- und den NO_x -, CO_2 - und CO -Emissionsmessungen können die Verläufe pro Arbeitsspiel analysiert werden. Es werden sowohl der Teillastbereich als auch Vollastbeschleunigungen untersucht.



2 Umfeld des Dieselmotors

Die Nachfrage nach Dieselmotoren im Segment SUV (Sport Utility Vehicle) und Van wächst seit einigen Jahren an [5, 6]. Es werden Fahrzeuge verlangt, deren Motoren hohe Drehmomente und möglichst niedrigen Kraftstoffverbrauch aufweisen. Weitere Entwicklungen im Bereich der Abgasturboaufladung, wie Turbolader mit variablem Verdichter und Turbine, zweistufiger Aufladung, Turbolader in Kombination mit einem Kompressor oder auch die elektrisch unterstützte Abgasturboaufladung sollen diese Kundenwünsche erfüllen [2].

Aber nicht allein das hohe Drehmoment verbunden mit einem hohen Beschleunigungsvermögen und der niedrige Kraftstoffverbrauch sind entscheidend für den Kauf eines mit Dieselmotors betriebenen Fahrzeugs. Weitere Kauffaktoren sind die aktuelle Abgabenbelastung, der Convenience-Faktor und das Image des Fahrzeugs [7]. Die Abgabenbelastung setzt sich zusammen aus Mineralölsteuer, Versicherungssteuer, Kfz-Steuer und Zulassungsabgaben. Der Convenience-Faktor wird einerseits geprägt durch die Bequemlichkeit beim Kauf eines Fahrzeugs wie Leasen und hängt andererseits ab von Sonderausstattungen eines Fahrzeugs wie elektrische Sitzverstellung und Infotainment. Das Image eines Fahrzeugs bezieht sich heutzutage oft auf das sogenannte ‚Green Image‘. Dabei geht es um die Frage, wie stark belastet der Fahrzeugbetrieb die Umwelt. Die Entscheidungen der Fahrzeugkäufer werden natürlich auch beeinflusst durch weitere Kosten wie den Anschaffungspreis, die Versicherungsprämien, die Wartungskosten und den Werterhalt [8]. In den europäischen Ländern, in denen sich die Abgaben für Dieselfahrzeuge weit weniger belastend auswirken, werden deshalb letztlich mehr Dieselfahrzeuge zugelassen. Führend in Westeuropa bei Pkw-Neuzulassung von Dieselfahrzeugen im Jahre 2007 sind vor allem Luxemburg, Belgien, Frankreich und Spanien mit über 70%. Der Kauf eines Dieselfahrzeugs lohnt sich dagegen weniger in Schweden, Dänemark und der Schweiz mit unter 40% der Pkw-Neuzulassungen [5]. In Nord- und Südamerika, China, Indien und Japan hingegen spielen Pkws mit Dieselmotoren noch eine untergeordnete Rolle.

In der Zukunft werden die Emissionsvorschriften für Rußpartikel und Stickoxide noch strikter, wodurch Mehrkosten für die Dieselfahrzeuge entstehen. Es werden aufwändige Abgasnachbehandlungen notwendig, um die Emissionsvorschrift Euro 6 in Europa im Jahr 2014, in China etwa 2018, in Indien etwa 2021 zu erfüllen. In den USA besteht schon gegenwärtig mit der Tier2 Bin5 eine strenge Abgasvorschrift [9]. Die Abgasgrenzwerte können beim Dieselmotor zum Beispiel durch NO_x-Speicherkatalysatoren und / oder Partikel-filter unterschritten



werden. Leider sorgen die Abgasnachbehandlungssysteme nicht nur für Mehrkosten sondern auch für einen zusätzlichen Kraftstoffverbrauch.

Weiteres Downsizing durch spezielle Aufladungsmethoden hilft zusätzlich den Verbrauch zu senken und die Emissionen zu mindern. Der Dieselmotor ist zurzeit noch im Kraftstoffverbrauch auf Landstraßen und vor allem auf Autobahnen unschlagbar. In den letzten Jahren konnte der Ottomotor durch Aufladung, Direkteinspritzung, variablen Ventiltrieb und variablem Schaltsaugrohr im Kraftstoffverbrauch zum Dieselmotor aufholen. Sobald der Ottomotor im Gegensatz zum Dieselmotor nur noch zehn Prozent mehr Kraftstoff volumetrisch verbraucht, fällt die CO₂-Bilanz zu Gunsten des Benzin betriebenen Motors aus. Der Grund hierfür liegt in der um 12 Prozent höheren Dichte des Dieselmotorkraftstoffs. Hybridfahrzeuge hingegen können in der Stadt einen niedrigeren Kraftstoffverbrauch realisieren. Bei Start-Stopp Fahrten kann der Elektromotor jeweils das Anfahren übernehmen und beim Abbremsen wird die Batterie durch den Generatorbetrieb geladen.

2.1 Dieselverbrennung

Das Verdichtungsverhältnis bei Dieselmotoren liegt höher als bei Ottomotoren. Die Selbstzündung muss auch bei Kälte gesichert werden. Die verdichtete Gastemperatur erreicht am Ende der Kompressionsphase bei Dieselmotoren mit Aufladung Temperaturen bis zu 1000 K und Drücke bis zu 120 bar [10, 11, 12]. Der Kraftstoff wird gegen Ende der Verdichtung mit einem Einspritzdruck bis zu 2000 bar direkt in den Zylinder eingebracht. Mit der in den Zylinder eingespritzten Kraftstoffmenge wird die Last des Motors geregelt [13]. Damit ändert sich das Mischungsverhältnis aus Kraftstoff und Luft je nach Lastpunkt. Es wird daher beim Dieselmotor von der ‚Qualitätsregelung‘ gesprochen [14].

Die Selbstzündung läuft bei Temperaturen zwischen ca. 600 bis 1100 K ab. Das lokale Luftverhältnis liegt dabei zwischen $0,5 < \lambda < 0,9$. Zwischen Einspritzbeginn und dem Verbrennungsbeginn entsteht ein zeitlicher Verzug. Untersuchungen haben ergeben, dass sich mit steigendem Zylinderdruck diese Zündverzugszeit verkürzt [15]. Bei geringeren Zündverzugszeiten ergibt sich ein weicherer Verbrennungsverlauf. Am Anfang der Verbrennung ist nur ein kleiner Anteil des Kraftstoffs aufbereitet und damit zündfähig. Um die Zündverzugszeiten in verschiedenen Lastpunkten zu vergleichen, muss der Verbrennungsbeginn mit einer definierten Methode bestimmt werden. Der Brennbeginn kann erkannt werden über einen Anstieg der Temperatur, des Zylinderdrucks oder der OH-Radikale [11].

Bei der Abgasturboaufladung mit elektrischem Laderantrieb und der Einspritzmengenbestimmung ist einerseits darauf zu achten, dass sich die Zündverzugszeit nicht zu sehr ver-

kleinert, ansonsten besteht die Möglichkeit der ungenügenden Vermischung des Kraftstoffs mit der Luft. Dies hat eine unvollständige Verbrennung und Rußbildung zur Folge. Des Weiteren kann es zur Ausbildung der Flamme an den Einspritzdüsen kommen. Andererseits wird bei langen Zündverzugszeiten viel Kraftstoff aufbereitet und gleich in der Anfangsphase der Verbrennung kommt es zu hohen Drucksteigerungen. Es wird mehr Kraftstoff in homogener Verbrennung umgesetzt. Die Kraftstoffverbrennung mit zu langen Zündverzugszeiten führt zur hohen Motorlaufunruhe, nicht tolerierbaren Geräuschen und höheren Belastungen für das Triebwerk. Darüber hinaus wird der Zündverzug auch über den Brenn- bzw. Einspritzbeginn beeinflusst. Je näher sich die Einspritzung am oberen Totpunkt befindet, desto kürzer ist der Zündverzug. Die Kompressionstemperatur nimmt bis zum oberen Totpunkt zu. Danach verlängert sich die Zündverzugszeit wieder [12].

Der Verbrennungsvorgang wird in zwei Phasen eingeteilt. Der vor Verbrennungsbeginn verdampfte Kraftstoff wird als sogenannte Premixed-Verbrennung und nach Verbrennungsbeginn eingebrachter Kraftstoff als sogenannte Diffusionsverbrennung umgesetzt. Je später die Einspritzung erfolgt, desto mehr nimmt in Richtung OT der Anteil an Premixed-Verbrennung zugunsten der Diffusionsverbrennung ab. Bei weiterer Verzögerung der Einspritzung nimmt die Premixed-Verbrennung wieder deutlich zu. Dies gilt in der Teillast für den gesamten Motordrehzahlbereich [12, 16].

Ein großer Anteil am Verbrennungsvorgang hat die Premixed-Verbrennung bei niedrigen Lasten und Drehzahlen. In diesem Betriebsbereich ist der Zündverzug lang und das Kraftstoff-Luft-Gemisch hat dadurch viel Zeit sich zu homogenisieren. Bei Brennbeginn kommt es zu einer schnellen Wärmefreisetzung. Der hohe Premixed-Anteil ist bei denen in Kapitel 7.2 dargestellten Druckverlaufsanalysen gut zu erkennen. Bei mittleren Lasten und niedrigen bis mittleren Motordrehzahlen ergibt sich üblicherweise eine ausgeprägte Premixed-Verbrennung mit einer anschließenden Diffusionsverbrennung. Durch die in diesem Betriebsbereich vorhandenen höheren Ladedrücke verkürzen sich die Zündverzugszeiten im Vergleich zu niedrigeren Lasten. Es kann sich nur noch ein kleiner Teil des Kraftstoffs gut mit der Luft vermischen. Der größere Anteil an Kraftstoff wird in der Diffusionsverbrennung umgesetzt [16]. Diese Art der Verbrennung wird in Kapitel 8.1, 8.2 und 8.5 analysiert. Bei mittleren bis hohen Lasten und Motordrehzahlen ist der Premixed-Anteil kaum noch zu erkennen, siehe Kapitel 8.3 und 8.4.

Weiter ist die Brenndauer ein Maß für den Wirkungsgrad der Verbrennung und somit für den Brennstoffverbrauch. Die Brenndauer ϕ ist vor allem abhängig von der Motordrehzahl n und dem Luftverhältnis λ [17, 18, 19]. Bei hohen Drehzahlen verlängert sich die Einspritzdauer in Grad Kurbelwellenwinkel und die Einspritzrate nimmt pro Kurbelwellenwinkel ab. Damit



ergeben sich eine geringere Umsatzrate und längere Brenndauer. Bei Verdopplung der Drehzahl verdoppelt sich allerdings nicht die Brenndauer. Dies liegt an der größeren Turbulenz bei höheren Drehzahlen. Die Mischungszeit verkürzt sich, die Flammengeschwindigkeit nimmt zu, was eine Beschleunigung der Diffusionsverbrennung zur Folge hat [16]. Bei hohem Luftverhältnis dagegen verringert sich die Brenndauer, siehe Kapitel 7.2.

2.2 Schadstoffbildung

Bei vollständiger Verbrennung des Dieselkraftstoffs mit der Luft entsteht neben der Verbrennungswärme, Wasser, Kohlendioxid, reiner Sauerstoff und reiner Stickstoff [20]. Bei nicht idealen Verbrennungsbedingungen, was gleich zu setzen ist mit dem realen Motorbetrieb, kommt es zum Beispiel zu keiner optimalen Kraftstoffzusammensetzung, einer unvollständigen Gemischbildung, keinem optimalem Zündverzöger, keinen optimalen Verbrennungstemperaturen, einem lokalem Sauerstoffmangel, einem hohen Inertgasanteil, dem Erlöschen der Flamme oder zu einer unvollständigen Oxidation, was in einer unvollständigen Verbrennung endet. Es bilden sich Schadstoffe, wie Stickstoffoxide (NO_x), Kohlenwasserstoffe (HC), Kohlenmonoxid (CO) und Partikel [21, 22, 23].

Die detaillierten Auswirkungen der Verbrennung auf die Schadstoffbildung wird ab Kapitel 6 näher betrachtet. Der Ausstoß dieser Schadstoffe wird durch die Abgasgesetzgebung reglementiert. In **Tabelle 2.1** ist die Limitierung der einzelnen Schadstoffkomponenten und die Begrenzung der Partikelmasse und Partikelanzahl ab der Abgasstufe Euro 4 dargestellt. Das Hauptziel der Abgasstufe Euro 5 ist die Einführung des Partikelfilters. Mit der Abgasstufe Euro 6 werden teilweise NO_x -Nachbehandlungssysteme notwendig [5].

Tabelle 2.1: Euro-Norm für Pkw mit Dieselmotoren [9]

Dieselmotor Pkw	Euro 4 ab Jan. 2005	Euro 5a ab Sept. 2009	Euro 5b ab Sept. 2011	Euro 6 ab Sept. 2014
CO in mg/km	500	500	500	500
NO_x in mg/km	250	180	180	80
HC + NO_x in mg/km	300	230	230	170
PM in mg/km	25	5	4,5	4,5
PN in 1/km			$6 \cdot 10^{11}$	$6 \cdot 10^{11}$



NO_x-Bildung

Bei der dieselmotorischen Verbrennung besteht die Stickoxidemission zum überwiegenden Anteil aus Stickstoffmonoxid (NO) und zwar zu einem Volumenanteil von über 60 bis 90 Prozent. Je höher die Motorlast ist, desto mehr NO wird gebildet. Das NO wird durch weitere Oxidation im Abgasstrang und nach Verlassen des Abgasstrangs zu Stickstoffdioxid (NO₂). Neben dem NO entstehen weitere Stickoxidverbindungen während der Verbrennungsphase wie das NO₂ und das Distickstoffoxid (N₂O). Alle anderen Stickoxidverbindungen sind vernachlässigbar klein. Die Reaktionen laufen kinetisch kontrolliert ab, d.h. unter den bei der Verbrennung im Dieselmotor herrschenden lokalen Temperaturen und lokalen Luftverhältnissen wird bei den gegebenen Verweilzeiten des Gasgemisches im Brennraum der chemische Gleichgewichtszustand nicht erreicht. Die im Abgas befindliche NO-Konzentration liegt über der zur Temperatur und zum Luftverhältnis gehörenden Gleichgewichtskonzentration [11, 15, 21]. Im folgenden Abschnitt wird auf die Bildungsmechanismen der dominanten Stickstoffmonoxid Komponente näher eingegangen.

‘Thermisches NO’ entsteht im verbrannten Anteil (postflame-Bereich) bei Temperaturen über 2000 K. Dabei reagiert der molekulare Stickstoff aus der Verbrennungsluft mit Sauerstoff- und OH-Radikalen (Hydroxyle). Der Zeldovich-Mechanismus beschreibt die dabei zugrunde liegende Reaktionskinetik:



‘Prompt NO’ bildet sich in der Flammenfront innerhalb der radikalreichen Hauptreaktionszone der Kohlenwasserstoffverbrennung bei bis zu 2800 K. CH-Radikale reagieren mit molekularem Luftstickstoff N₂ zu Blausäure HCN und weiter durch Oxidation zu NO. Im Gegensatz zur thermischen NO-Bildung ist die Aktivierungstemperatur kleiner, aber da die Reaktionszone dünn ist, entstehen nur ca. 5 bis 10 Prozent der gesamten NO-Emission über diese Reaktion.

Der im Brennstoff enthaltene Stickstoff ist verantwortlich für die Bildung des ‘Brennstoff NO’. Der Stickstoff wird unter anderem in Cyan-Verbindungen umgewandelt und in der Flammenzone teilweise zu NO oxidiert. Allerdings enthält der handelsübliche Dieselmotorenstoff weniger als ein Promille Stickstoff und kann somit vernachlässigt werden.



Die NO_x -Emission ist hauptsächlich von der zur Verfügung stehenden Menge an Kraftstoff während der Verbrennungsphase, von der Temperatur und dem Druck im Brennraum abhängig. Sowie von der Dauer bei der die Verbrennung eine Temperatur von über 2000 K aufweist. Unter dieser Temperatur frieren die NO-Reaktionen ein. Die Temperatur im postflame-Bereich kann durch einen zurückgeführten Abgasmassenstrom gesenkt werden und dadurch verringert sich auch das Zeitintervall in dem die Temperatur die 2000 K überschreitet. Ebenso verringert ein später Einspritzbeginn (EB) die maximalen Brennraumtemperaturen, **Abbildung 2.1**

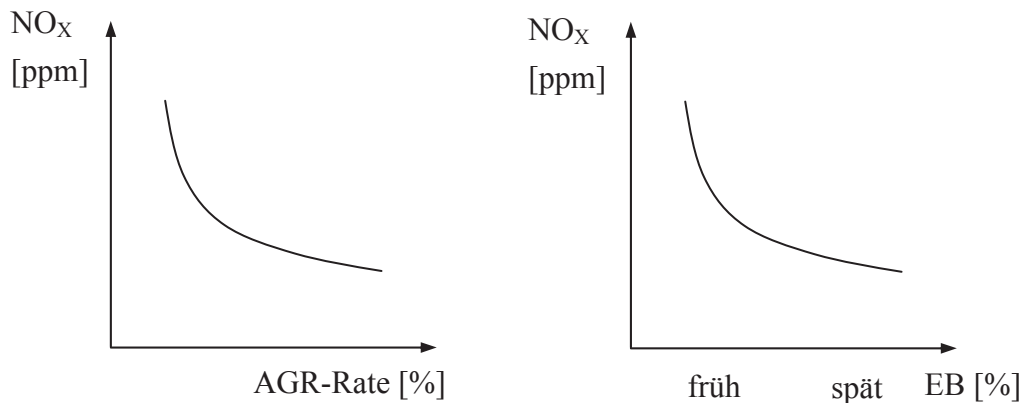


Abbildung 2.1: Einfluss der AGR-Rate und des EB auf die NO_x -Bildung

CO-Bildung

In Verbrennungszonen mit unterstöchiometrischen Luftverhältnis kommt es zur unvollständigen Verbrennung und damit zur Kohlenmonoxid-Bildung. Aber auch bei sehr magerem Kraftstoff-Luft-Gemisch zum Beispiel im wandnahen Bereich mit niedrigen Verbrennungstemperaturen bildet sich CO. Die CO-Konzentration fällt durch Nachoxidation zu CO_2 wieder ab. Dafür werden hohe Verbrennungsend- bzw. Abgastemperaturen benötigt. Die CO-Oxidation wird unter 2000 K sehr langsam.

Die beiden Maßnahmen zur Stickoxidreduzierung nämlich die Spätverstellung der Einspritzung bzw. die Abgasrückführung verursachen die sogenannte CO-NO-Schere. Die Temperatur im postflame-Bereich wird gesenkt und es entsteht ein geringerer Anteil an molekularem Sauerstoff. Dieser Sauerstoff fehlt für die CO-Oxidation. Ein weiterer Effekt, der die Nachoxidation verhindert, ist das ‚flame quenching‘. Sobald der Flamme bei bestimmten Last- und Luftverhältnissen mehr Wärme entzogen wird als die chemische Reaktion zuführt, erlischt sie und die weitere Oxidation von CO zu CO_2 wird unterbunden [15, 24].



HC-Bildung

Eine schlechte Zerstäubung und Durchmischung von Luft und Kraftstoff fördert die Kohlenwasserstoff-Bildung. In stark überstöchiometrischen Luftverhältnissen können HC-Anteile aufgrund der geringen Verbrennungstemperaturen bei niedriger Last nicht rechtzeitig reagieren. Ein weiterer Effekt ist das Erlöschen der Flammenfront durch Abkühlung an Brennraumwänden (Wall-Quenching) [13].

Bei niedriger Last und in der Warmlaufphase kommt es durch unvollständige Verbrennung zu erhöhten HC- und CO-Emissionen. In diesen Bereichen kann die Verbrennung durch geringere externe AGR-Raten stabilisiert werden [25]. Bei einer Spätverstellung der Einspritzung, die ein Brennbeginn nach dem oberen Totpunkt zur Folge hat, steigen die HC- und CO-Emissionen ebenso an. Der Zündverzug verlängert sich und eine wandnahe Verbrennung mit möglichem Erlöschen der Flamme ist nicht auszuschließen [11]. Bei weiterer Spätverstellung kommt es zum Auftragen des Kraftstoffs auf Kolben und Zylinderwand. Die HC- und CO-Emissionen steigen nochmals an, **Abbildung 2.2**.

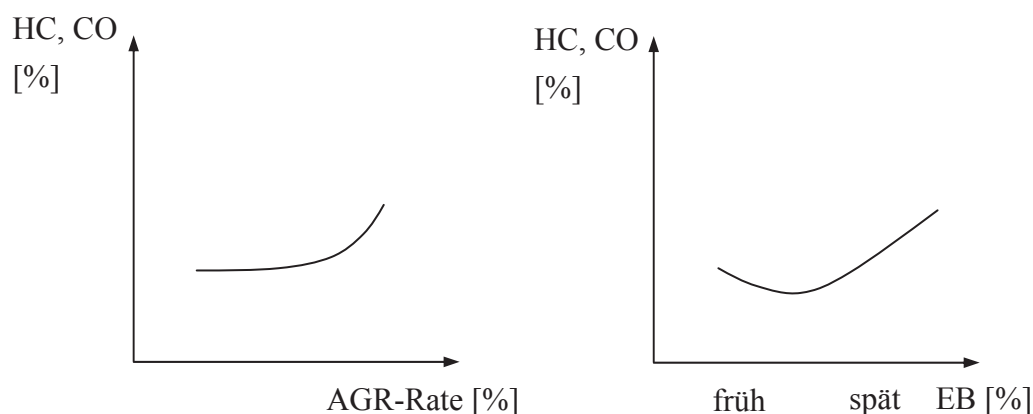


Abbildung 2.2: Einfluss der AGR-Rate und des EB auf die HC- und CO-Bildung

Rußbildung

Ruß entsteht unter Sauerstoffmangel bei lokalen Luftverhältnissen $\lambda < 0,7$ und Temperaturen ab 1500 K [12]. Die Schlüsselsubstanzen zur Bildung von Ruß sind Acetylen (C_2H_2) und Radikale, die durch thermisches Cracken des Brennstoffs entstehen. Ruß bildet sich zum einen während der Premixed-Verbrennung in noch vorhandenen fetten Zonen und des Weiteren durch die Einspritzung des Kraftstoffs in die Flamme und in den postflame-Bereich. Zur Oxidation des Rußes sind OH-Radikale, molekularer und atomarer Sauerstoff notwendig. Die Bestandteile des Rußes, gemessen über die Filtermethode als Mittelwertbildung mehrerer Diesel-Pkw, sind Kohlenstoff zu 71 %, organische Bestandteile zu 24 %, Sulfate zu 3 % und



Metalloxide zu 2 % [26]. Die Zusammensetzung ändert sich je nach Betriebspunkt, Kraftstoffzusammensetzung, Ölverbrauch und Abgasnachbehandlung.

Großen Einfluss auf den Rußgehalt im Abgas haben die AGR-Rate und der Einspritzbeginn. Bei einer Spätverstellung des Einspritzbeginns steigt der Rußgehalt im Abgas an. Da der NO_x -Gehalt durch diese Maßnahme sinkt, handelt es sich hier um die sogenannte ‚ NO_x -Ruß-Schere‘. Bei weiterer Spätverstellung des Einspritzbeginns verlängert sich der Zündverzögerung und der postflame-Bereich behält lange Temperaturen über 1500 K. Diese langen Phasen mit dieser Temperatur begünstigt die Rußoxidation, **Abbildung 2.3**. Eine weitere Maßnahme zur Reduzierung der Rußemissionen sind kleinere AGR-Raten. Im folgenden kurzen Abschnitt wird der Rußbildungsprozess genauer erläutert.

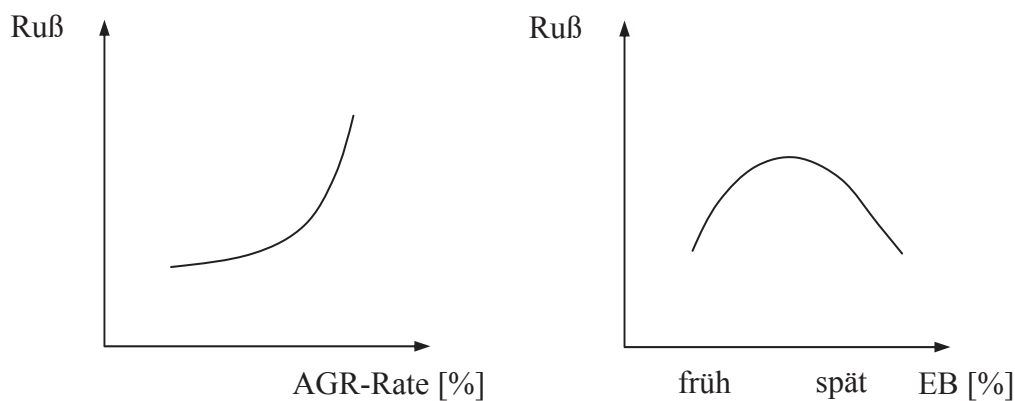


Abbildung 2.3: Einfluss der AGR-Rate und des EB auf die Rußbildung

Bei einem frühen Einspritzbeginn ist der Rußbildungsgradient groß, **Abbildung 2.4**. Der lange Zündverzögerung erzeugt hohe Verbrennungstemperaturen. Allerdings bricht der Rußbildungsprozess durch die rasche Temperaturabsenkung des Verbrannten unter 1500 K vergleichsweise wieder schnell ab. Die Verweildauer im Temperaturfenster von über 1500 K ist klein, **Abbildung 2.5**. Die hohe Temperatur im postflame-Bereich erzeugt einen hohen Anteil an OH-Radikalen und somit ergibt sich ein großer Rußoxidationsgradient. Es entsteht insgesamt wenig Ruß im Abgas.

Bei einem späten Einspritzbeginn ist der Rußbildungsgradient klein. Die Verweildauer im Rußbildungsprozess ist dagegen umso länger. Der gebildete Ruß wird über die lang anhaltende hohe Temperatur zum größten Teil oxidiert.

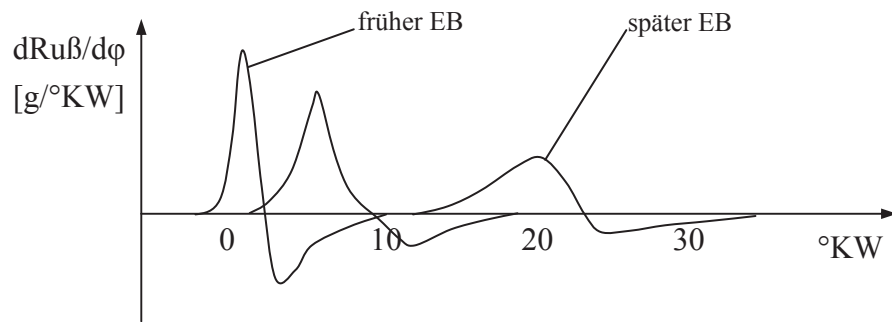


Abbildung 2.4: Einfluss des EB auf den Rußgradienten

Zwischen dem frühen und späten Einspritzbeginn also bei einem mittleren Einspritzbeginn entsteht mehr Ruß im Abgas. Dies liegt vor allem an dem zu kleinen Bildungsanteil der OH-Radikale. Damit verringert sich die Rußoxidation [11].

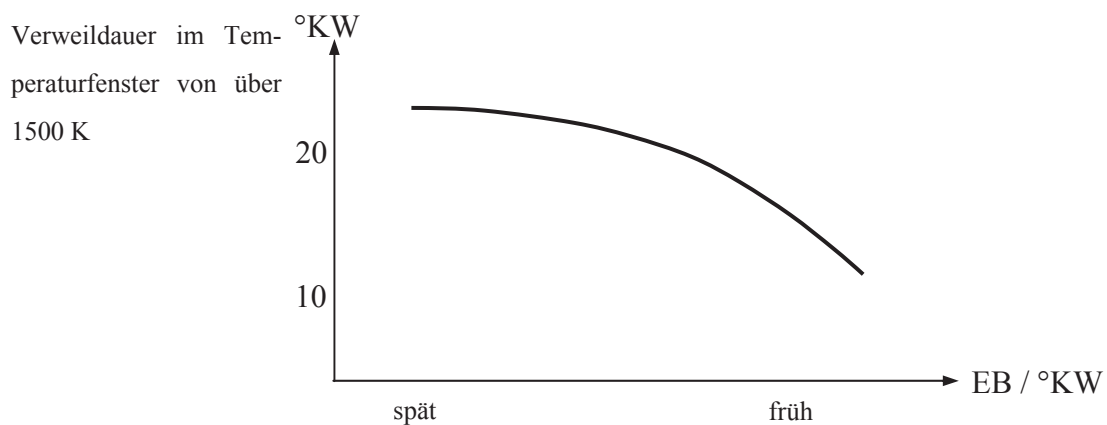


Abbildung 2.5: Zusammenhang EB auf die Verweildauer



Wirkung der Abgase auf den Menschen

Die wesentlichen Schadstoffe im Abgas der dieselmotorischen Verbrennung sind die Partikel, NO_x -, CO-, und HC-Emissionen. Die CO_2 -Emissionen sind für den Menschen nicht toxisch, aber fördern mit hoher Wahrscheinlichkeit den Treibhauseffekt [11]. Heutzutage steht vor allem die Senkung der NO_x -Emissionen und der Partikel im Fokus. Die CO- und HC-Emissionen können durch Optimierung der Verbrennung und durch den Oxidationskatalysator gering gehalten werden.

Verbrennungsmotorische Abgase besitzen unterschiedliche Eigenschaften und dementsprechend zeigt der menschliche Körper ungleiche Reaktionen. Stickstoffdioxid zum Beispiel ist ein rot-braunes Gas und hat einen stechenden Geruch. Es reizt die Lungen und kann Gewebeverätzungen verursachen. In hoher Konzentration führt es zur Störungen des zentralen Nervensystems.

Kohlenmonoxid hingegen ist farb- und geruchlos. Es bindet 240mal stärker an Hämoglobin als O_2 . Sobald sich 0,1 % Kohlenmonoxid in der Luft befindet, löst dies akute Vergiftungserscheinungen aus [13, 15].

Kohlenwasserstoffe haben eine narkotische Wirkung und Reizen die Schleimhäute. Zum Teil sind sie krebserregend.

Ruß dagegen beinhaltet mikroskopisch kleine lungengängige Teilchen und greift damit die Lungenfunktion an. Des Weiteren besteht der Verdacht auf Herzmuskelschädigung und Krebsgefahr.

Kohlendioxid ist ebenso farblos, aber hat einen schwach stechenden Geruch und ist nicht toxisch. Seit vielen Jahren wird erforscht, wie stark sich die Oberflächentemperatur der Erde durch den Anstieg an Kohlendioxid in der Atmosphäre erhöht.



3 Stand der Technik

Der Einsatz von Abgasturboladern mit variabler Turbineneintrittsgeometrie ist für den Dieselmotor mittlerweile Stand der Technik. Ein sehr guter Wirkungsgrad und damit ein niedriger Kraftstoffverbrauch und ein ausgezeichnetes Fahrverhalten sind das Resultat [3]. Moderne Dieselmotoren erreichen heute spezifische Leistungen von mehr als 70 kW/Liter und sind für Zylinderdrücke von 200 bar ausgelegt. Ottomotoren mit VTG-Lader gibt es bis dato noch selten. Dies liegt vor allem an den heißeren Abgastemperaturen. Besondere hochwarme Werkstoffe für die variable Turbinengeometrie müssen eingesetzt werden, da die Bauteile auf der Turbinenseite Temperaturen von etwa 1050 °C ausgesetzt sind [4]. Bei einem möglicherweise geplanten Einsatz des EAT für Ottomotoren würden sich diese hohen Abgastemperaturen auch auf die Synchronmaschine des EAT negativ auswirken.

Schon seit Ende der Neunziger gibt es Konzepte, die die Vorteile der elektrisch unterstützten Abgasturboaufladung herausstellen. Intensiv hat sich die TU Dresden mit Simulationsmodellen im Bereich Nutzfahrzeuge mit elektrisch aufgeladenen Dieselmotoren beschäftigt [3]. Die elektrische Unterstützung erfolgt hier über einen Asynchronelektromotor, der sich zwischen Verdichter und Turbine befindet. Durch die zusätzliche Luftförderung des Asynchronmotors zeigen die Drehmomentenverlaufsberechnungen gerade im unteren Drehzahlbereich eine mögliche Anhebung der Drehmomentenbegrenzung. Es entstehen während und nach der Verbrennung bei der gleichen Einspritzmenge weit weniger Partikel.

Herausgestellt wird auch der Vergleich zwischen den Massenträgheitsmomenten der Laufzeuge mit und ohne elektrische Unterstützung bezogenen auf die Momentenbilanz.

$$\left(\frac{M_{E-Motor} + M_{Turbine} - M_{Verdichter}}{J_{EAT}} \right) \geq \left(\frac{M_{Turbine} - M_{Verdichter}}{J_{ATL}} \right) \quad (3.1)$$

In der Studie ist das Massenträgheitsmoment des elektrisch unterstützten Abgasturboladers doppelt so groß. Somit ergibt sich schon ein Vorteil sobald das Beschleunigungsmoment des elektrisch unterstützten Abgasturboladers etwas mehr als doppelt so hoch ausfällt. Der von der TU Dresden eingesetzte Asynchronmotor stellt das zwanzigfache Beschleunigungsmoment zur Verfügung.



Zur Ausgestaltung der Motorbremse im Zusammenspiel mit dem elektrisch unterstützten Abgasturbolader verfolgt die TU Dresden einen weiteren interessanten Ansatz. Sie sieht eine Ablasvorrichtung im Zylinderkopf vor, die am Ende des Kompressionstaktes Gas aus dem Zylinder strömen lässt. Dies ergibt, kombiniert mit der Verdichterleistung des elektrisch unterstützten Abgasturboladers, eine hohe Bremsleistung.

Es gibt Turboladerhersteller, die in dem System ‚elektrisch unterstützter Abgasturbolader‘ schwer überwindbare Nachteile sehen und andere Konzepte bevorzugen. Folgende Problemstellungen ergeben sich, die unbedingt gelöst werden müssen. Der E-Maschinenhersteller hat eine drehzahlfeste Maschine zu entwickeln. Turbolader erreichen Drehzahlen über 200.000 min^{-1} , die der Rotor mitlaufen muss. Die entstehende thermische Belastung turbinenseitig darf die vorhandenen Magnete der permanent erregten Synchronmaschine nicht entmagnetisieren. Die Leistungselektronik benötigt einen Befestigungsort mit geringer thermischer und mechanischer Belastungen. Des Weiteren ist die einstufige Aufladung in stationären Betriebspunkten nur eingeschränkt verbesserungsfähig. Das Verdichterkennfeld zeigt die Einschränkung anhand der Pump- und Stopfgrenze auf. Der Verdichter, die Turbine und die E-Maschine müssen deshalb gemeinsam aufeinander abgestimmt werden.

Aufgrund der genannten Schwierigkeiten des Systems ‚elektrisch unterstützter Abgasturbolader‘, bevorzugen die meisten Turboladerhersteller die zweifachen Aufladesysteme. Der Zusatz einer E-Maschine erhöht den Freiheitsgrad noch einmal, **Abbildung 3.1**. Mit diesem System kann das Gesamtverdichterkennfeld durch die beiden unterschiedlichen Verdichter erweitert werden. Es wird allerdings auch mehr Bauraum benötigt und durch den zweiten Verdichter erhöhen sich die Gesamtkosten für das Aufladesystem.

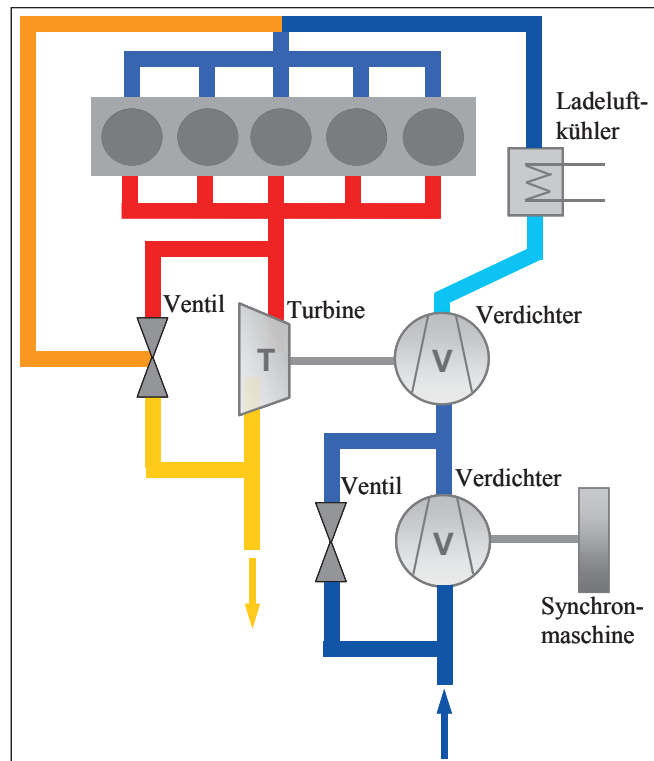


Abbildung 3.1: Prinzipskizze doppeltes Aufladesystem mit E-Maschine

3.1 Ladeluftstrecke mit elektrisch unterstütztem Abgasturbolader

Die Auslegung des elektrisch unterstützten Abgasturboladers mit dessen Verdichter und Turbine erfolgt im Zusammenspiel mit dem 2,5 l Dieselmotor. Der 5 Zylinder Dieselmotor mit Direkteinspritzung hat einen Hubraum von 2461 cm^3 . Das Verdichtungsverhältnis beträgt 19,8. Da die Steuerzeiten der Einlass- und Auslassventile keine Ventilüberschneidung zulassen und es zudem keine variable Ventilsteuerung gibt, ist eine interne Abgasrückführung nicht möglich.

Das Abgas wird von den Auslassventilen in ein Auspuffsystem geleitet, in dem sich ein annähernd konstanter Zustand einstellt, mit dem die Turbine beaufschlagt wird. Es wird von der sogenannten Stauaufladung gesprochen, **Abbildung 3.2**.

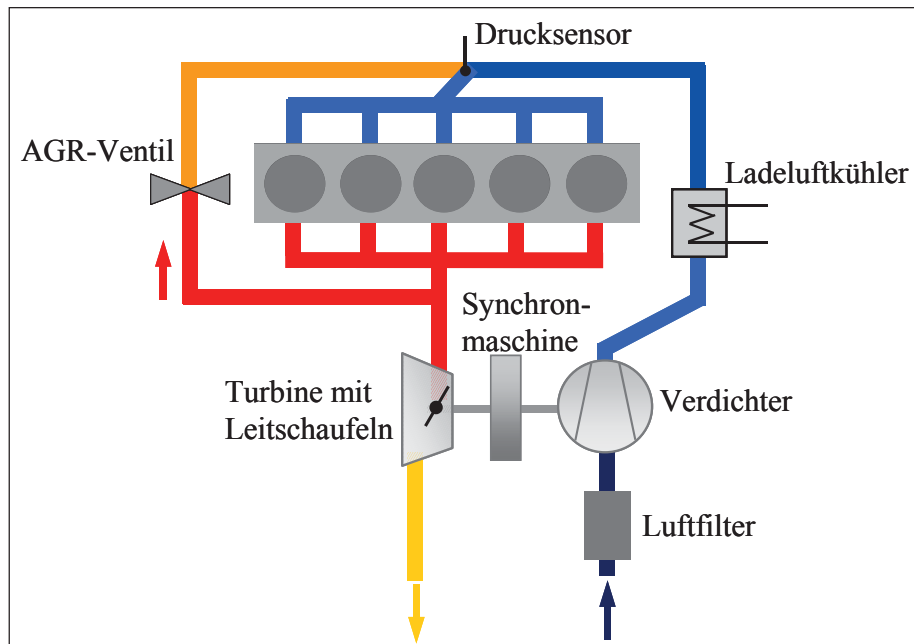


Abbildung 3.2: Prinzipskizze des Ansaug- und Abgastrakts

Die Abgasturbine wird angetrieben durch die Motorabgase. Dabei verliert das Gas Wärme- und Bewegungsenergie. Die Abgasturbine wiederum treibt den Verdichter an, der die angesaugte Luft komprimiert. Die Luft erwärmt sich bei der Komprimierung und verliert an Dichte. Durch den folgenden Ladeluftkühler wird die Luft abgekühlt und die Dichte steigt wieder. Die höhere Luftdichte sorgt bei jedem Einlasstakt für eine größere Menge an Sauerstoff pro Zylinderfüllung. Mit dem höheren Sauerstoffangebot kann so eine größere Menge an Kraftstoff in den Zylinder eingespritzt werden. Der Abgasturbolader ist nur durch den Luft- und Abgasmassenstrom strömungstechnisch mit dem Motor gekoppelt. Seine Drehzahl hängt nicht von der Motordrehzahl ab, sondern von dem Leistungsgleichgewicht zwischen Turbine und Verdichter [31].

Im Gegensatz zur Stauaufladung gibt es auch die Stoßaufladung, bei der die Auslasskanäle direkt auf die Turbine führen, so dass auch die kinetische Abgasenergie genutzt werden kann. Diesen Vorteil des höheren Energieangebots an der Turbine im Teillastbereich kann die Stauaufladung mit elektrisch unterstütztem Abgasturbolader überkompensieren. Die einfachere konstruktive Bauweise des Auspuffsystems und der Abgasturbine und der geringfügig niedrigere Kraftstoffverbrauch infolge der geringeren Ausschleifarbeit sind in erster Linie die Vorteile der Stauaufladung. Hinzu kommt die Kompensierung des langsam ansteigenden Drucks bei dynamischen Vorgängen im Abgasbehälter durch den elektrisch unterstützten Abgasturbolader.

3.2 Ladedruckregelung

Durch ein vereinfachtes Blockschaltbild sollen zunächst die Begriffsdefinitionen eines geschlossenen Regelkreises erläutert werden. Die Benennungen des Blockschaltbilds richten sich nach der DIN 19226. Die Ausgangsgröße der Regelstrecke ist die Regelgröße x , **Abbildung 3.3**. Sie wird von einem Sensor erfasst, umgerechnet zur Rückführgröße r und mit der Führungsgröße w verglichen.

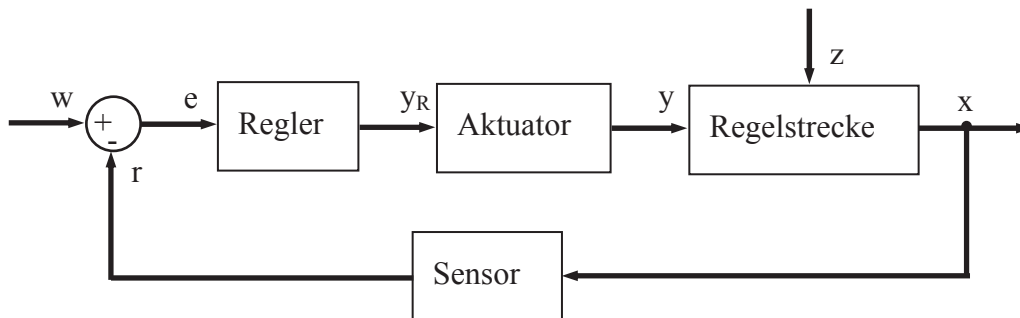


Abbildung 3.3: Blockschaltbild eines geschlossenen Regelkreises

Die Regeldifferenz e errechnet sich dann aus der Differenz der Führungsgröße w und der Rückführgröße r . Der momentane Wert der Regeldifferenz ist also die Abweichung des Istwerts vom Sollwert. Anhand der Regeldifferenz bildet sich der Regler seine Reglerausgangsgröße y_R . Der Regler minimiert durch die Reglerausgangsgröße die Regeldifferenz. Der Aktuator bzw. das Stellglied greift durch die Stellgröße y in den Massenstrom bzw. in den Energiefluss ein. Die Stellgröße ist die Ausgangsgröße der Regeleinrichtung und zugleich Eingangsgröße der Regelstrecke. Die Regelstrecke ist der zu beeinflussende Teil des Systems. Neben der Stellgröße wirken auch Störgrößen z auf die Regelstrecke ein [32].

Der Wastegate-Lader besitzt als Aktuator, um den gewünschten Ladedruck einzustellen, das Bypassventil. Vorwiegend erhält der Wastegate-Lader eine Turbine mit relativ kleinem Durchmesser. Damit kann im unteren Motordrehzahlbereich schnell ein hoher Ladedruck aufgebaut werden. Im oberen Motordrehzahl- und Lastbereich öffnet das Wastegate bzw. das Ventil und ein Teil des Abgases wird direkt in den Abgastrakt geleitet. Dadurch nimmt der Abgasstrom durch die Turbine ab und zu hohe Turboladerdrehzahlen werden vermieden. Der Verbrennungsmotor wird nicht überladen und der Abgasturbolader nicht zerstört. Da allerdings nicht mehr die volle Abgasenergie den Turbolader antreibt, sinkt der Wirkungsgrad.

Der Abgasturbolader mit verstellbaren Leitschaufeln besitzt einen Freiheitsgrad mehr. Die Ladedruckregelung gibt den Leitschaufeln zu dem jeweiligen Last- und Drehzahlpunkt eine dementsprechende Position vor. Somit kann bei optimaler Turboladergröße die Abgasenergie



auch im oberen Drehzahlbereich genutzt und die Anfahrschwäche bzw. das sogenannte ‚Turboloch‘ im unteren Drehzahlbereich verringert werden. Im unteren Drehzahlbereich in dem der Abgasstrom gering ist, wird der Querschnitt zwischen Leit- und Turbinenschaufeln verengt, so dass das Abgas schneller strömt. Diese Beschleunigung des Abgasstroms hat eine Steigerung der Turbinendrehzahl zur Folge. Der Ladedruck wird infolgedessen bei niedrigen Drehzahlen schnell auf ein höheres Niveau gebracht. Der Eintrittsquerschnitt wird bei gewünschtem niedrigeren Ladedruck wieder geöffnet.

Der im Serienfahrzeug vorhandene Regelkreis zur Ladedruckregelung hat die Struktur, die in **Abbildung 3.4** zu sehen ist. Die Ladedrucksollwertberechnung nutzt die Eingangsgrößen Motordrehzahl n und Wunschmenge. Somit geht der Wunsch des Fahrers über die Eingangsgröße Pedalwertgeber PWG der Wunschmengenberechnung mit ein und die Motordrehzahl gibt den aktuellen Zustand wieder. Der Solladedruck steigt bei steigender Wunschmenge und Motordrehzahl. Die Applikation des Solladedrucks für die neue Reglerstruktur mit elektrischem Laderantrieb, siehe Kapitel 5 ändert sich insofern, dass die Größe ‚Wunschmenge‘ aufgrund von größeren Luftmassen auch höhere Mengen annehmen kann und bei diesen Mengen auch höhere Drücke erzielt werden können.

Die Einspritzmengenberechnung benötigt die Motordrehzahl und die Luftmasse LM zur Limitierung der Drehmomenten- und der Rauchentwicklung. Die Begrenzung des Drehmoments wird über eine Kennlinie mit der Eingangsgröße Motordrehzahl realisiert. Zu jeder Motordrehzahl gibt es eine bestimmte maximale Einspritzmenge. Für die neue Struktur wird die maximale Menge bis zu mittleren Drehzahlen angehoben. Die Begrenzung der Rauchentwicklung wird mit einem Kennfeld verwirklicht, das über die Eingangsgrößen Luftmasse und Motordrehzahl aufgespannt ist. Da mit EAT-Betrieb größere Luftmassen erzielt werden, wird das Kennfeld um einige Luftmassenstützstellen erweitert, die dann zur jeweiligen Motordrehzahl höher Einspritzmengen erlauben. Bevor die Einspritzmenge der Hierarchie ‚kennfeldbasierter PIDT1-Regler‘ zur Verfügung gestellt wird, gibt es eine Minimumauswahl zwischen der begrenzten Rauch- plus Drehmomentenmenge und der Wunschmenge.

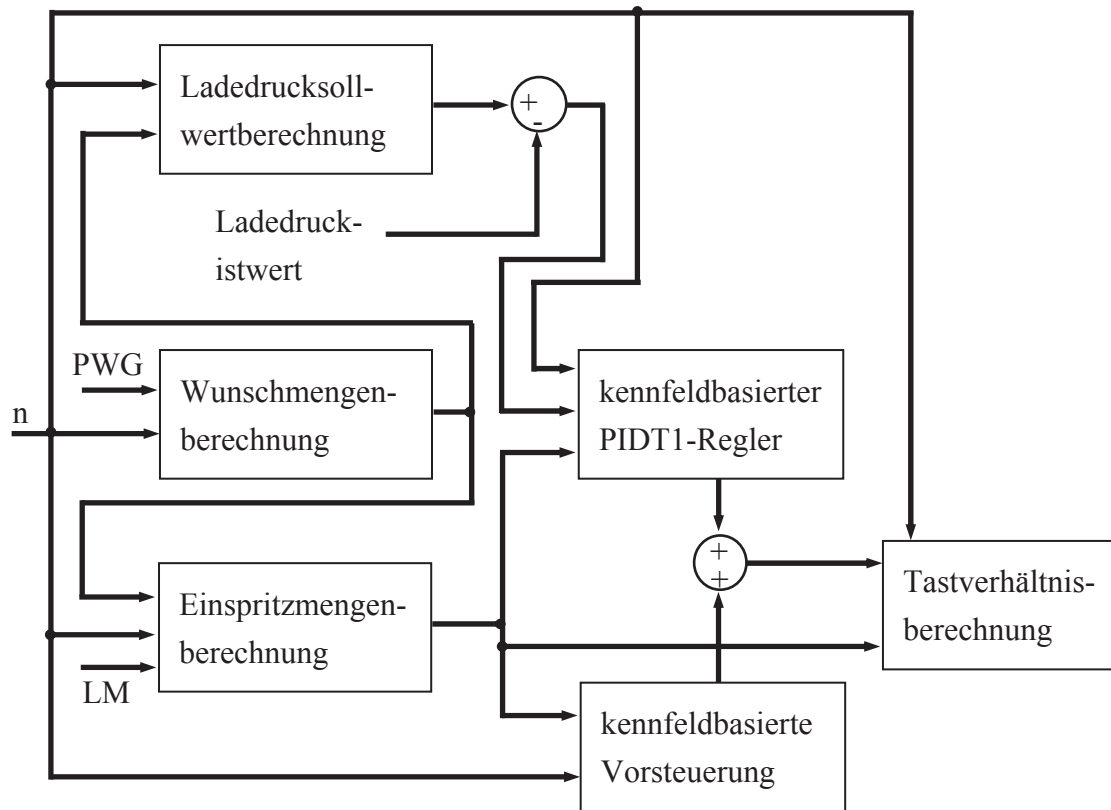


Abbildung 3.4: Die Struktur der Ladedruckregelung

Der kennfeldbasierte PIDT1-Regler wird unterstützt durch die kennfeldbasierte Vorsteuerung. Die Vorsteuerung gibt für die quasi stationären Betriebspunkte ein Tastverhältnis unter Addition des Regler-Ausgangstastverhältnisses an die Hierarchie Tastverhältnisberechnung weiter. Die dynamischen Vorgänge werden vom Regler bewältigt, siehe Kapitel 5. Das Tastverhältnis der einzelnen Regleranteile wird in Abhängigkeit der Motordrehzahl, der Einspritzmenge und der Ladedruckabweichung über Kennfelder an den Betriebspunkt angepasst. Die Tastverhältnisberechnung stellt dem Aktuator sein Ausgangstastverhältnis zur Verfügung, nach dem es in Abhängigkeit der Motordrehzahl und der Einspritzmenge begrenzt wurde. Die Begrenzung dient dem Schutz des Abgasturboladers und dem Verbrennungsmotor.





4 Kommunikationssystem

Der Dieselmotor erhält mit dem neu eingebauten elektrisch unterstützten Abgasturbolader zwei Stellgrößen, mit denen die Ladedruckregelung den gewünschten Ladedruck schnell und stabil erreichen kann, **Abbildung 4.1**. Zum einen die Synchronmaschine und zum anderen die elektrisch verstellbaren Leitschaufeln (VTG).

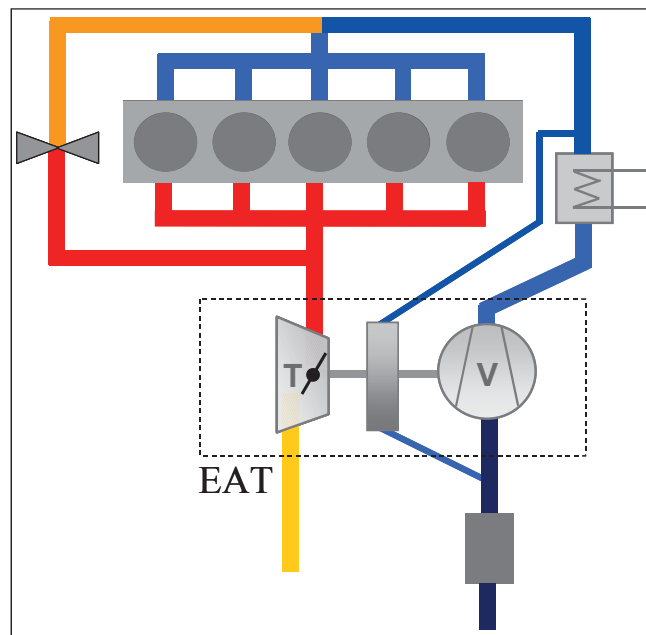


Abbildung 4.1: Prinzipskizze mit elektrisch unterstütztem Abgasturbolader

Die Ansteuerung der Synchronmaschine ist die eine der beiden Stellgrößen. Sie gilt es einerseits in das Kommunikationssystem neu zu integrieren und andererseits in die Regelstruktur sinnvoll mit einzubinden, siehe Kapitel 5. Die Synchronmaschine befindet sich auf derselben Welle wie die Turbine und der Verdichter. Die Leistungsaufnahme beläuft sich auf maximal 2,5 kW. Mit der Verfügbarkeit von hochwertigen Werkstoffen für Dauermagnete kommt eine permanent erregte Synchronmaschine zum Einsatz, was eine kompakte Bauweise ermöglicht. Die hohe Remanenzflussdichte und die große Widerstandsfähigkeit gegen die entmagnetisierende Wirkung der Motorströme sind Eigenschaften dieser hochwertigen Werkstoffe und erlauben eine hohe Drehmomentausbeute.

Die Ansteuerung der elektrisch verstellbaren Leitschaufeln ist die zweite Stellgröße. Sie erlaubt eine exakte und schnelle Verstellung der Leitschaufeln. Die elektrisch verstellbaren Leitschaufeln mit dem Verstellmotor, dem Gestänge und den Leitschaufeln bilden mit dem



Abgasturbolader eine Einheit. Die Abstimmung zwischen dem zu realisierenden Eintrittsquerschnitt des Abgasmassenstroms und der dazugehörigen Leitschaufelposition wird auf dem Abgasturboladerprüfstand durchgeführt. Messungen haben ergeben, dass bei einer Winkelverstellung von 45 Grad die Öffnungs- bzw. Schließzeiten zwischen minimal 120 ms und maximal 150 ms betragen. Die unterschiedlichen Einstellzeiten ergeben sich aus den Abhängigkeiten sowohl von dem Strömungswiderstand als auch von der Batteriespannung, der Betriebstemperatur, den Fahrzeugvibrationen und den elektromagnetischen Störeinflüsse.

4.1 Hardwarestruktur

Im Motorbetrieb bezieht die Synchronmaschine ihre Dreiphasen-Wechselspannung von dem sogenannten ‚Controller‘. In **Abbildung 4.2** ist der Hardwarestruktur mit den hervorzuhebenden Hardwarekomponenten dargestellt. Der Controller wandelt die Batteriespannung in die benötigte Dreiphasen-Wechselspannung um. Um die ‚Autobatterie‘ und damit das Bordnetz nicht zu belasten, kommt eine sogenannte Starterbatterie zum Einsatz. Damit können Messungen in kurzen zeitlichen Abständen mit häufigen, hohen und auch längeren Stromentnahmen aufgenommen werden. Im Generatorbetrieb dagegen speist die Synchronmaschine die Batterie über den Controller.

Für die Realisierung einer Bypass-Funktion wird ein Rapid Prototyping System eingesetzt. Die Bypass-Funktion sorgt für die Ansteuerung der beiden Stellgrößen. Der Zentralrechner (ES1000) ist über eine bidirektionale Kommunikation mit dem Controller verbunden. Die Signale zur Steuerung des Motor- und Generatorbetriebs werden an den Controller weitergegeben. Der Zentralrechner erhält über den Controller Informationen über die Drehzahl und die Temperatur des Turboladers. Die Informationen werden genutzt, um die Synchronmaschine vor zu hohen Turboladerdrehzahlen zu bewahren und den Turbolader selber vor erhöhten Temperaturen zu schützen. Die Erfassung der Turboladerdrehzahl wird über einen im Turbolader integrierten Hallsensor erfasst. Das Sensorsignal wird im Controller aufbereitet und als Rechteckspannung zwischen 0 und 5 Volt an einen Frequenzumformer übertragen. Dieser Umformer ist in **Abbildung 4.2** allerdings nicht dargestellt.

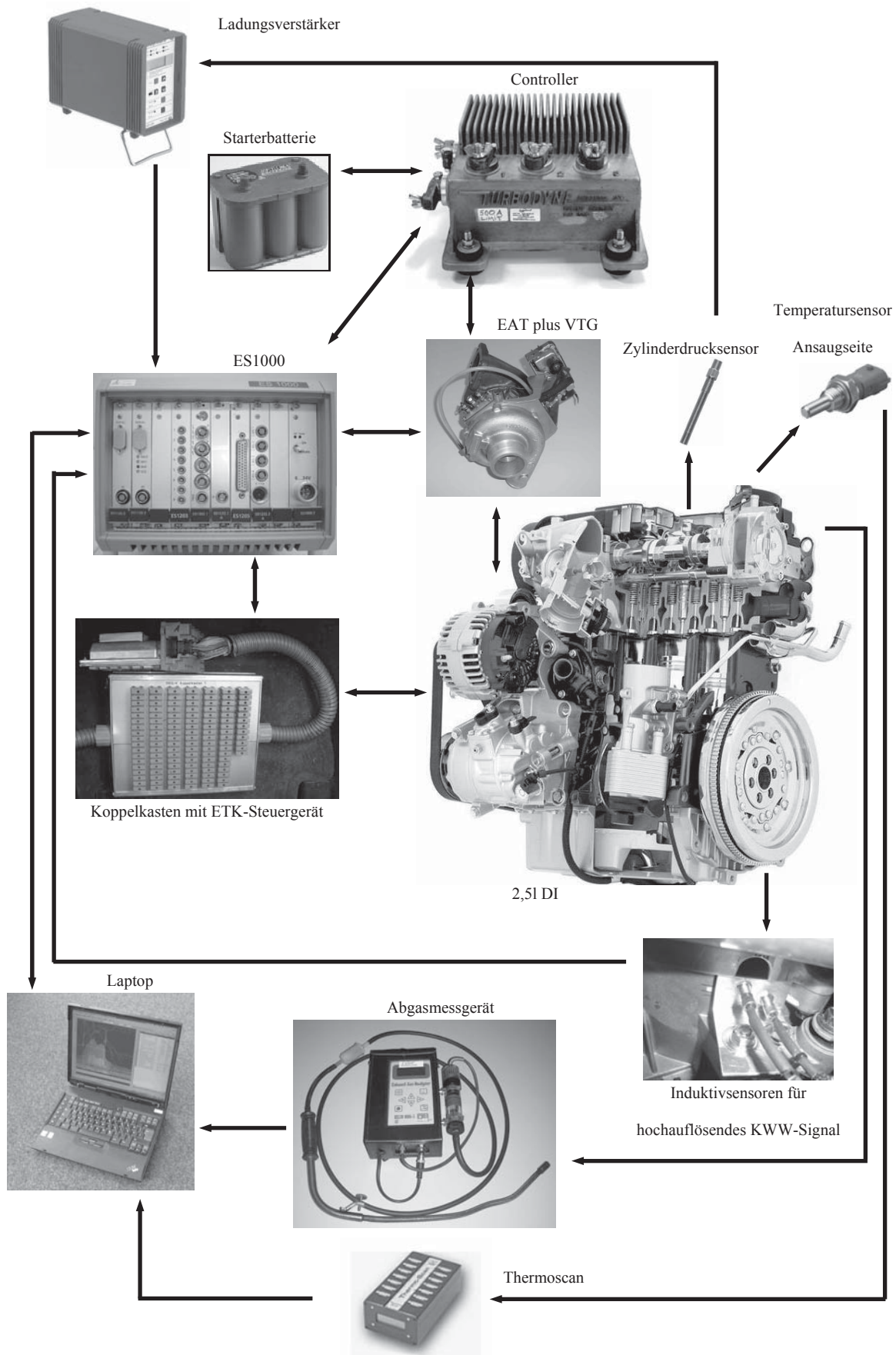


Abbildung 4.2: Hardwarestruktur im Fahrzeug



Bevor die Turboladerdrehzahl als analoge Spannung dem Zentralrechner zur Verfügung gestellt werden kann, wandelt der Frequenzmessumformer das zur Drehzahl proportionale Rechtecksignal in eine analoge Spannung zwischen 0 und 10 Volt um. Die Erfassung der Turboladertemperatur erfolgt über ein Thermoelement des K-Typs. Die Thermoelemente können gut durch ihre kleinen Abmessungen in den Abgasturbolader eingebaut werden. Sie zeichnen sich außerdem durch hohe Messgenauigkeit und geringe Trägheit aus. Der Typ K wird aufgrund hoher Widerstandsfähigkeit gegenüber Oxidation und einem hohen Grad an Linearität gewählt.

Die Ansteuerung der Leitschaukeln erfolgt direkt über den Zentralrechner anhand einer CAN Verbindung. Es wird eine Sollposition vorgegeben. Dem Zentralrechner wiederum wird ein Feedbacksignal der tatsächlichen Leitschaukelposition übergeben. Über den Koppelkasten, auf dem sich unter anderem viele relevante Motorgrößen befinden, werden zusätzliche Größen wie die Abgasrückführrate, die Luftmasse, der Istladedruck, die Motordrehzahl und die Pedalwertgeberstellung abgegriffen. Diese dienen neben anderen der Sollgrößen- und Stellgrößenberechnung.

Das Zylinderdrucksignal des Zylinderdrucksensors wird über den Ladungsverstärker an den Zentralrechner übermittelt. Der Zylinderdrucksensor besitzt Piezoelemente aus Galliumorthophosphat (GaPO_4). Galliumorthophosphat und Quarz haben die selbe Kristallstruktur, wobei Galliumorthophosphat, bedingt durch einen veränderten Aufbau der Kristallstruktur, einen doppelt so hohen Piezoeffekt erreicht. Es ergeben sich Vorteile bezüglich einer hohen Genauigkeit und Empfindlichkeit, geringste thermische Empfindlichkeitsänderungen und Temperaturbeständigkeit bis zu 970° Celsius. Dadurch besteht die Möglichkeit den Zylinderdruckverlauf nicht nur während des Hochdruckprozesses sondern auch in der Ladungswechselphase auszuwerten. Zur Auswertung des Zylinderdruckverlaufs wird eine hohe Auflösung in Grad Kurbelwellenwinkel benötigt. Es werden zwei Induktivsensoren am Starterkranz montiert. Der erste Induktivsensor nimmt während des Betriebs die entstehenden Spannungsverläufe der 135 Zähne und dadurch auch 135 Lücken auf. Die Summe der Zähne und der Lücken ergeben eine Auflösung von 1,33 Grad Kurbelwellenwinkel pro Zahn bzw. Lücke für eine volle Umdrehung der Kurbelwelle. Der zweite Induktivsensor zeichnet den oberen Totpunkt auf. Da der Zylinderdruck, der Kurbelwellenwinkel und der obere Totpunkt im $10 \mu\text{s}$ Raster aufgenommen werden, steht eine Abtastung je nach Drehzahl zwischen ca. 0,06 und 0,2 Grad Kurbelwellenwinkel zur Verfügung, siehe Anhang Kapitel 12.2.

Des Weiteren werden über ein Abgasmessgerät die Stickoxide, Kohlenwasserstoffe, Kohlenmonoxide und Kohlendioxide aufgezeichnet. Die Stickoxide sind in einem Bereich von 0 bis 5000 ppm messbar, die Kohlenwasserstoffe von 0 bis 20.000 ppm, die Kohlenmonoxide von



0 bis 10 % und die Kohlendioxide von 0 bis 16%. Das Messgerät erfüllt die Genauigkeit gemäß der OIML (Organisation Internationale de Métrologie Légale) R99 Klasse 1. Die OIML beschäftigt sich unter anderem mit der Qualifizierung von Messgeräten für Abgasmessungen des Automobils. Die Abgaskomponenten CO, CO₂ und HC werden kontinuierlich auf Infrarot-Basis ermittelt. Durch enge Bandpassfilter können CO-CO₂-HC selektiv gemessen werden, wodurch das ganze Messsystem sehr kompakt bleiben kann. Für die Abgaskomponente NO_x kommt speziell für den Einsatz bei Automobilabgasen entwickelte hochgenaue elektrochemische Sensorik zum Einsatz. Ein Mikroprozessor bestimmt die Konzentration und Intensität des Abgases. Der elektrochemische Sensor benötigt etwas mehr Zeit zur Auswertung des Signals als die Infrarotsensorik, siehe Kapitel 7.1.

Erwähnenswert sind noch ein im Ansaugtrakt zusätzlich installierter Temperatursensor und eine in das Fahrzeug eingebaute Strommesszange. Der Temperatursensor ist im Einlasskrümmer integriert. Das Signal wird über den Thermoscan vom Laptop eingelesen. Notwendig ist die Temperatur zur Berechnung des Heizverlaufs, siehe Temperatur T_0 in Kapitel 12.4. Die Strommesszange wird genutzt um den Stromverlauf zu messen, der zwischen dem Controller und der Starterbatterie fließt. Anhand des Stromverlaufs wird die Energiebilanz errechnet, siehe Kapitel 8. Die Strommesszange kann bis zu 400 Ampere messen, was mehr als ausreichend ist.

Der Koppelkasten wird genutzt um zusätzliche Größen in die Regelung der Leitschaufelansteuerung und des elektrischen Laderantriebs mit einzubinden. Im nächsten Abschnitt gibt es dazu eine kurze Erläuterung. Detailliertere Angaben befinden sich im Anhang.

Die Auswertungen zu den Rußmessungen befinden sich im Kapitel 6 Prüfstandsmessungen.





5 Regelung zur Ansteuerung der Leitschaufeln und des elektrischen Laderantriebs

Um die Ansteuerung der Stellgrößen softwareseitig zu realisieren, werden die Softwaretools INCA (Integrated Calibration and Acquisition System) und ASCET (Advanced Simulation and Control Engineering Tool) genutzt. Mit ASCET wird die Regelstruktur aufgebaut und anschließend ein lauffähiger Code erzeugt. In die INCA Experimentumgebung wird der lauffähige ASCET-Code eingelesen. Für die Fahrzeugmessungen kann infolge dessen ein INCA Experiment genutzt werden. Das INCA Experiment hat umfangreiche und flexible Einstellmöglichkeiten, um Messungen vorzubereiten und diese optimal auszuwerten.

Zur Ansteuerung der elektrisch verstellbaren Leitschaufeln und der permanent erregten Synchronmaschine werden sowohl Eingangsgrößen benötigt, die über CAN eingebunden werden als auch analoge Spannungswerte, **Abbildung 5.1**. Die mittels eines Koppelkastens abgegriffenen Größen sind die Turboladerdrehzahl, die Motordrehzahl, die AGR-Rate und der Ladedruckwert. Zusätzlich sendet der elektrisch unterstützte Abgasturbolader zur Überprüfung der VTG-Regelung die Leitschaufelposition als CAN-Größe.

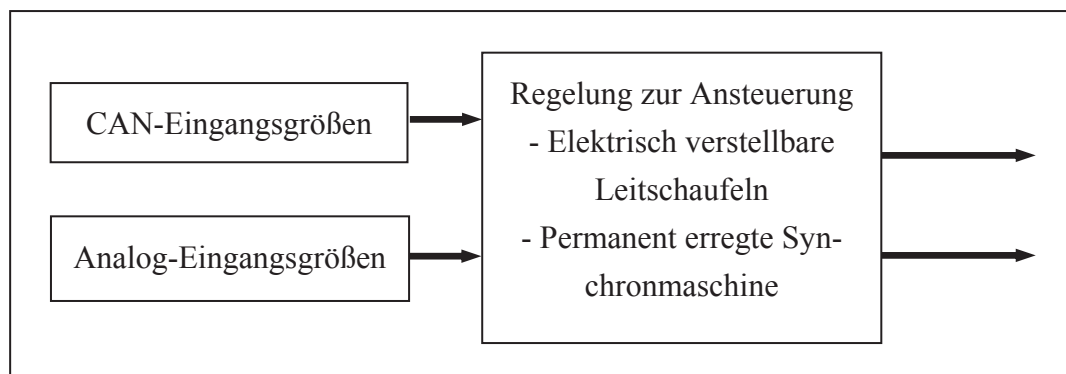


Abbildung 5.1: Übersicht Regelung

Die Ladedruckreglerstruktur besteht aus einer Regelung zur Ansteuerung der permanent erregten Synchronmaschine, siehe **Abbildung 5.2** und einer Regelung zur Leitschaufelansteuerung. Der Betrieb der Synchronmaschine kann mehrfach genutzt werden. Der Motorbetrieb wird zum einen verwendet, um Beschleunigungsvorgänge zu optimieren. Des Weiteren wird untersucht, inwiefern sich der Motorbetrieb auf den Schadstoffausstoß im stationären und dynamischen Betrieb auswirkt (siehe folgende Kapitel). Der Generatorbetrieb hat zum



anderen den Vorteil die Überschwinger des Ladedruckverlaufs zu reduzieren und Strom in die EAT-Batterie zurückzuspeisen, siehe Kapitel 5.3.

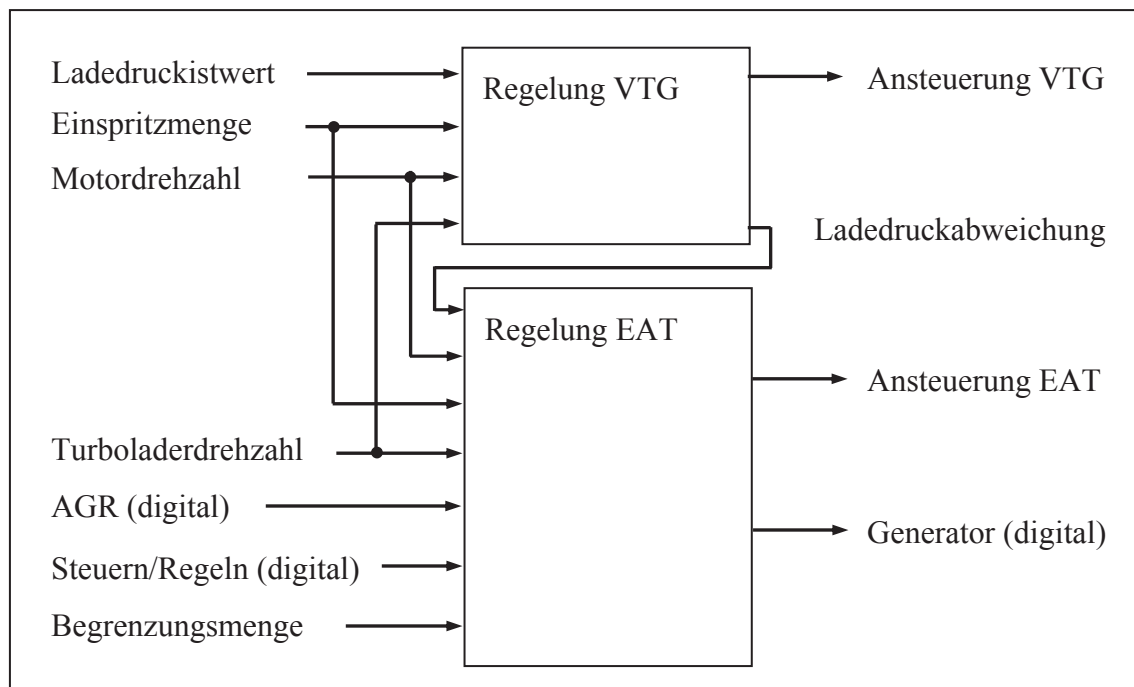


Abbildung 5.2: Übersicht Regler Ein- und Ausgangsgrößen

Anhand der folgenden Erläuterungen zur Regelungsstruktur können die in dem Kapitel 5.3 dargestellten Messverläufe sinnvoll interpretiert werden. In **Abbildung 5.2** sind die Ein- und Ausgangsgrößen für die beiden Reglerstrukturen dargestellt. Für beide Regler dienen die aktuelle Einspritzmenge, die Motordrehzahl und die Turboladerdrehzahl als Eingangsgrößen. Zur Ansteuerung der Leitschaufeln wird der Ladedruckistwert als weitere Eingangsgröße benötigt. Die funktionellen Zusammenhänge folgen in den Kapitel 5.1 und 5.2. Für die Ansteuerung der Synchronmaschine werden als Eingangsgrößen das digitale Signal des offenen oder geschlossenen AGR-Ventil, das digitale Signal zum Regeln oder Steuern sowie die Kraftstoffmengenschwelle für die Rauch- und die Drehmomentenbegrenzung genutzt. Der Ladedruckfehler bzw. die Ladedruckabweichung wird in der Hierarchie ‚Regelung VTG‘ gebildet und steht danach nicht nur dem VTG-Regler sondern auch der Hierarchie ‚Regelung EAT‘ zur Verfügung. Die Ansteuerung der Leitschaufeln und der Synchronmaschine erfolgt über die ES1000. Mit der Hierarchie ‚Regelung EAT‘ wird sowohl die Ausgangsgröße zur Ansteuerung der Synchronmaschine im Motor- als auch im Generatorbetrieb generiert. Zu Testzwecken kann die Synchronmaschine auch ohne Regelung mit verschiedenen Spannungswerten betrieben werden. In den folgenden Abschnitten wird erläutert, wie diese Eingangsgrößen genutzt werden, um optimale Ausgangsgrößen bereitzustellen.

5.1 Reglerstruktur zur Ansteuerung der verstellbaren Leitschaufeln

Die Reglerfunktionalität ‚Regelung VTG‘ beinhaltet fünf Hierarchien, **Abbildung 5.3**. Neben der Sollgrößenbestimmung, der Parameteranpassung, der Regelgrößenberechnung, der Limitierung der Ausgangsgrößen und der Fehlererkennung werden die Ladedruckabweichung und die Vorsteuergröße anhand des Steuerkennfelds berechnet. Die Vorsteuergröße übergibt der Leitschaufelansteuerung ein Tastverhältnis, das die Ladedruckabweichung im quasi stationären Betrieb gegen Null gehen lässt. Der Regler wird dadurch entlastet. Bei dynamischen Vorgängen wird zum Vorsteuerwert der Regleranteil addiert.

Da der Turbolader mit integrierter Synchronmaschine ein angepasstes Steuerkennfeld benötigt und es keiner Serienapplikation bedarf, wird das Kennfeld über Messungen im Fahrbetrieb appliziert. Die Eingangsgrößen des Kennfelds sind die Motordrehzahl und die Einspritzmenge, welche zur Bedatung des Kennfelds variiert werden. Bei den jeweiligen angefahrenen Motordrehzahl- und Einspritzmengen-Stützstellen wird auf eine Ladedruckabweichung von Null geachtet. Das zu dem Zeitpunkt anstehende Tastverhältnis kann im Kennfeld übernommen werden.

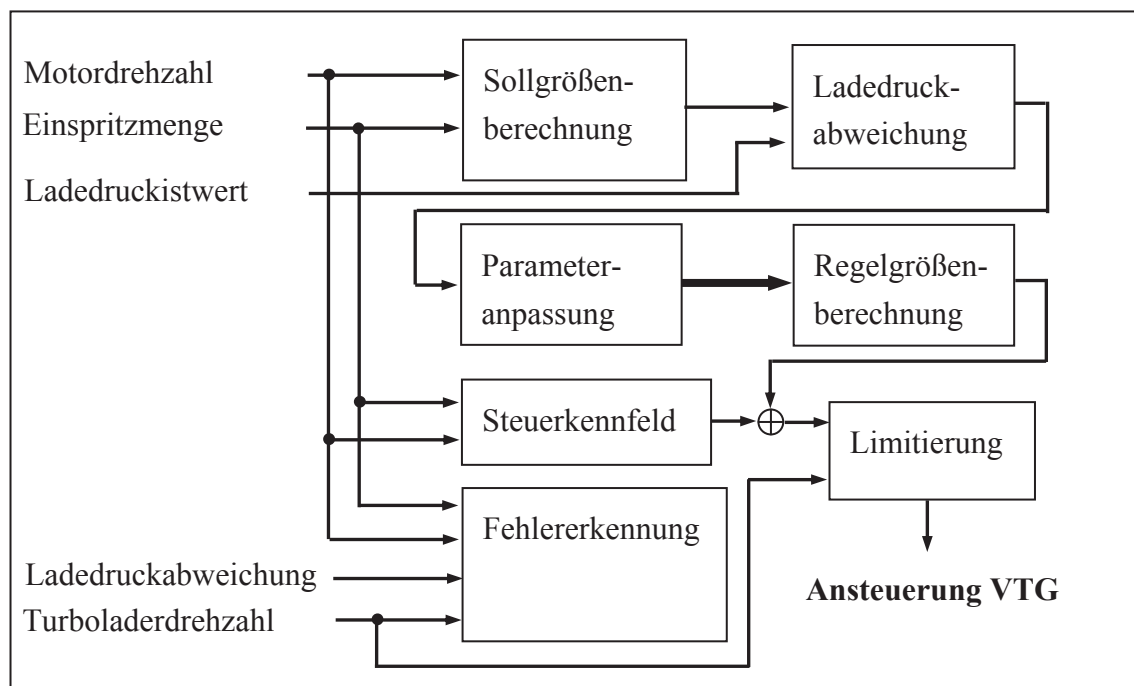


Abbildung 5.3: Übersicht Reglungsstruktur VTG

Die Sollgrößenberechnung beinhaltet standardmäßig ein am Motorprüfstand ausgefahrenes Sollkennfeld mit den Eingangsgrößen Motordrehzahl und Einspritzmenge. Es ist zusätzlich



ein DT1-Glied in der Sollgrößenberechnung vorgesehen, dass bei raschen Fahrerwünschanänderungen für einen schnelleren Anstieg bzw. Abfall des Ladedrucksollwerts sorgt. Der Sollwert wird noch über eine Minimumauswahl auf einen Höchstwert begrenzt.

Die Parameteranpassung ist abhängig von der Regelabweichung. Es hat sich gezeigt, dass sich der Ladedruck ohne weitere Anpassungen an den Arbeitspunkt über die Einspritzmenge gut mit dem elektrischen Laderantrieb und der elektrischen Leitschaufelansteuerung einregeln lässt.

Die Regelgrößenberechnung berechnet die Regelanteile I, P, D und T1 zur leichteren Bedienung unabhängig voneinander, **Abbildung 5.4**. Der I-Anteil wird solange aufsummiert bis der Ladedruckfehler gleich Null ist oder bis ein Grenzwert erreicht ist, siehe Anhang 12.1. Bei Erreichen der Grenzwerte wird der I-Anteil auch mit diesen Werten beschrieben. Damit werden lange Einschwingphasen vermieden.

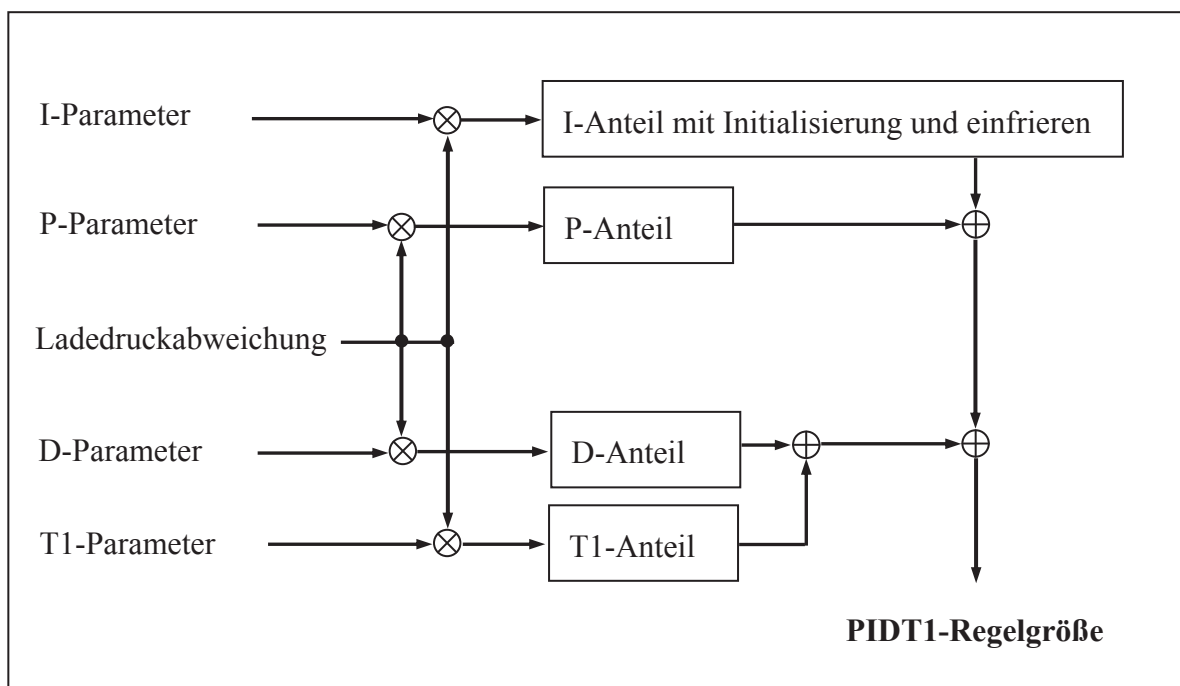


Abbildung 5.4: Übersicht Regelgrößenberechnung VTG

Falls der Regelalgorithmus feststellt, dass sich das Fahrzeug in einem unregelmäßigen Betriebspunkt befindet bzw. ein fehlerhafter Zustand detektiert wird, wird der I-Anteil und der gesamte Regleranteil mit Null initialisiert. Ein unregelmäßiger Betriebspunkt wird über die Wunschmenge und die Motordrehzahl festgestellt, siehe im Anhang **Abbildung 12.7**. Um einen schnellen Ladedruckaufbau ab mittleren Lasten und Motordrehzahlen zu gewährleisten, werden in dem Bereich niedriger Last und Motordrehzahl die Leitschaufeln fast komplett ge-



schlossen und damit gesteuert. Mit dem Vorteil des elektrischen Laderantriebs wird der gesteuerte Betrieb nicht unbedingt benötigt. Auch hierzu gibt es Untersuchungen, die im Kapitel 5.3 beschrieben werden.

Nicht nur der I- und der P-Anteil haben ihren eigenen Parametersatz, sondern auch der DT1-Anteil. Um unabhängig von den gewünschten schnellen Ladedruckänderungen ein optimales Einregeln ohne tiefe Unterschwinger und oszillierenden Ladedruck zu erhalten, werden die D- und T1-Anteile gesondert parametrierbar. Das ermöglicht es, die Form und die Amplitude des Tiefpassverhaltens sowie die Amplitude des DT1-Anteiles unabhängig voneinander über die Größe der Ladedruckabweichung einzustellen. Das Zusammenspiel der Leitschaufelansteuerung mit dem Betrieb der Synchronmaschine zeigt hier durch den größeren parametrierbaren Freiheitsgrad eine höhere Dynamik im Ladedruckaufbau und -abbau.

Die Limitierungsfunktion der Turboladerdrehzahl gewährt eine Sicherheit gegenüber bleibenden mechanischen und thermischen Schäden am elektrisch unterstützten Abgasturbolader. Zu hohe Temperaturen können unter anderem zu einer Teil-entmagnetisierung führen. Die Turboladerdrehzahl wird am schnellsten über ein Öffnen der Leitschaufelverstellung verringert. Laut Hersteller ist eine maximale Turboladerdrehzahl von 174.000 Umdrehungen erlaubt. Sobald die maximale Turboladerdrehzahl überschritten ist, siehe Anhang **Abbildung 12.5**, wird das zuletzt ausgegebene Tastverhältnis zur Ansteuerung der Leitschaufeln genutzt, um dieses über eine Subtraktion mit dem Parameter zu reduzieren. Die Subtraktion ermöglicht ein schrittweises Öffnen der Leitschaufeln zu jedem Taskaufruf. Die Reduzierung des Tastverhältnisses erfolgt solange, bis die Turboladerdrehzahl einen maximalen Vergleichswert wieder unterschreitet.

Danach wird über den Tastverhältnisvergleich überprüft, ob das vom Regler ausgegebene Tastverhältnis zu stark vom anliegenden Tastverhältnis differiert. Über Applikationsfahrten konnte die Differenz quantifiziert werden. Sobald die Differenz überschritten ist und die Turboladerdrehzahl zusätzlich über einer unteren Turboladerdrehzahlschwelle liegt, wird das anliegende Tastverhältnis angeglichen. Falls diese Schwelle schon unterschritten ist, kann auch das vom Regler ausgegebene Tastverhältnis ohne Angleichen verwendet werden.

In den Betriebsbereichen, in denen eine Turboladerdrehzahlreduzierung gewünscht ist, könnte auch der Generatorbetrieb sinnvoll sein. Hierfür müssten allerdings weitere Fahrversuche mit hohen Turboladerdrehzahlen gefahren werden, um aus den Messergebnissen eine weitere Funktion für die Reglerstruktur zu entwickeln.



5.2 Reglerstruktur zur Ansteuerung des elektrischen Laderantriebs

Die Reglerstruktur EAT hat als Aufgabe die optimale Ansteuerspannung der Synchronmaschinen bereitzustellen und zu den im nächsten Abschnitt erläuterten Bedingungen in den Generatorbetrieb zu schalten, **Abbildung 5.5**.

Der Generatorbetrieb wird in regelungstechnischer Hinsicht zunächst nur bei negativer Regelabweichung genutzt und minimiert im mittleren bis oberen Lastbereich die Ladedrucküberschwinger. Die Auswahl des Lastbereichs wird über einen Einspritzmengen-schwellwert bestimmt. Die Auswirkungen des Generatorbetriebs lassen sich sowohl im stationären als auch im dynamischen Betrieb am besten anhand von Messverläufen beschreiben, siehe Kapitel 5.3.

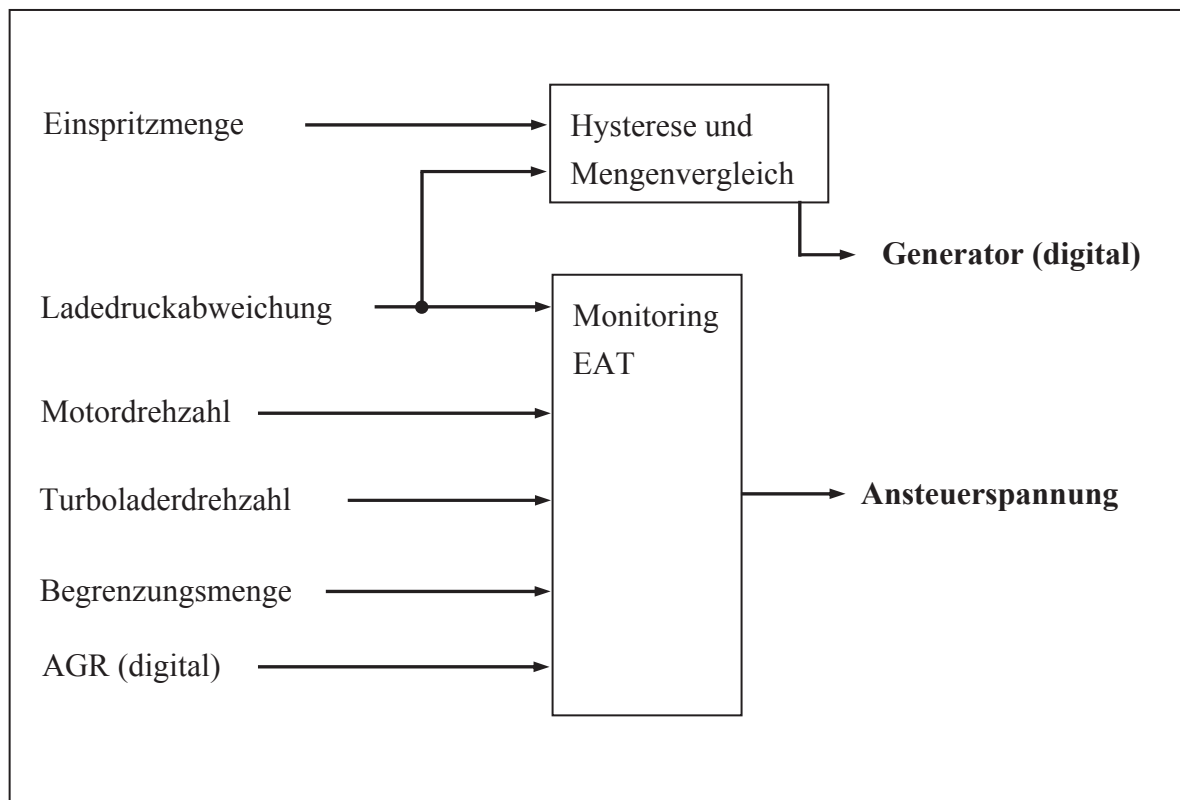


Abbildung 5.5: Übersicht Reglungsstruktur EAT

Zur Ansteuerung des Motorbetriebs werden zunächst Kennfelder zur Adaptierung an den Betriebspunkt vorgesehen. Nach einigen Vollastbeschleunigungen mit dem Rapid Prototyping System wurde allerdings schnell ersichtlich, dass Kennfelder nicht notwendig sind, da von Beginn an gleich die volle Leistung abgerufen werden kann. Diese Leistung des elektrischen Laderantriebs wird genutzt bis der Verbrennungsmotor selbst genügend Energie über den Ab-

gasmassenstrom liefert. In der Hierarchie ‚Monitoring_EAT‘ wird unter anderem berechnet, ob die Bedingungen den Ladedruckaufbau anhand des Motorbetriebs zu unterstützen erfüllt sind. Die Hysterese-Bedingungen ermöglichen das beschriebene Verhalten. Neben der Motordrehzahl muss auch die Ladedruckabweichung und die Turboladerdrehzahl in einem bestimmten Bereich liegen. Im Anhang 12.1 sind die Zusammenhänge näher erläutert.

Weitere Voraussetzungen müssen gegeben sein, damit der elektrische Laderantrieb den Ladedruckaufbau unterstützt. Die Ladedruckregelung muss aktiv sein und das AGR-Ventil geschlossen. Dies bedeutet, der Fahrer hat den untersten Teillastbereich verlassen und erwartet ein gutes Ansprechverhalten. Die maximale Einschaltdauer des elektrischen Laderantriebs darf nicht überschritten sein. Die Einschaltdauer wird begrenzt, um eine große Anzahl an Beschleunigungsvorgängen mit Unterstützung der Synchronmaschine vorzuhalten. Zusätzlich werden die Größen für die Vermeidung einer Rauchentwicklung und die Drehmomentengrenze als Schutzfunktion in das Monitoring mit eingebunden. Die Rauchentwicklungsgröße berechnet sich über die maximale mögliche Einspritzmenge, bei der noch keine Rauchentwicklung entsteht und die Drehmomentengrenze dient dem Bauteilschutz. Die Rauchentwicklungsgröße ist während des Betriebs durch die zusätzlich geförderte Luft des elektrischen Laderantriebs auf einem hohen Niveau. Fällt die Drehmomentengrenze während des Fahrbetriebs auf ein niedrigeres Niveau als das von der Rauchentwicklungsgröße, muss der Verbrennungsmotor vor zu hoher Belastung geschützt werden. Dies wird über eine Differenzberechnung gesichert, siehe Anhang Kapitel 12.1.

Die AGR-Ventilstellung wird über die komplexe Funktion der Abgasrückführregelung berechnet und wird wie oben schon erwähnt für die Ansteuerung des Synchronmotors genutzt. Die AGR-Regelung stellt sicher, dass das AGR-Ventil bei Überschreitung einer Mengenschwelle oder bei hohem positivem Wunschemengenwechsel geschlossen wird. In der Berechnung der AGR-Ventilstellung befindet sich dementsprechend schon die für den Synchronmotorbetrieb notwendige Auswertung des Fahrerwunsches.

Der elektrisch unterstützte Abgasturbolader hat neben der permanenten Öl- und Wasserkreislaufkühlung eine Luftkühlung. Da der Zylinderfüllung ein gewisser Anteil an Luftmassenstrom entzogen wird, siehe **Abbildung 5.6**, darf diese Kühlung unter Berücksichtigung des Wirkungsgrads nur bei Überschreitung der maximalen zulässigen Temperatur genutzt werden. Mit Überschreitung einer bestimmten kritischen Ladertemperatur öffnet sich das hinter dem Ladeluftkühler befindliche Luftkühlungsventil. Das Ventil wird stromlos geschaltet und damit wird sichergestellt, dass das Ventil auch im Fehlerfall offen ist.

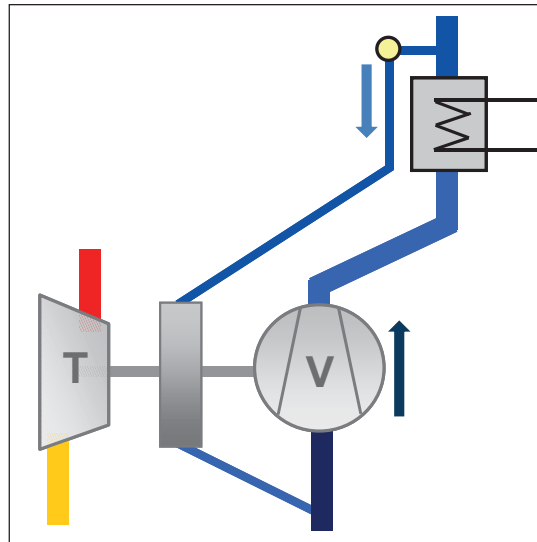


Abbildung 5.6: Luftkühlung des EAT

5.3 Grundsätzliche Untersuchungen

Drei grundsätzliche Themen werden in diesem Abschnitt angesprochen, zum einen die mögliche Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs mit und ohne Einsatz des elektrischen Laderantriebs und zum anderen wird auf den Generatorbetrieb und schließlich auf das Beschleunigungsvermögen mit und ohne elektrischen Laderantrieb eingegangen.

Das Thema des Kraftstoffverbrauchs mit und ohne EAT wird zunächst an einem Betriebspunkt erläutert, der durch eine Motordrehzahl von 1000 min^{-1} , keine Abgasrückführrate und geschlossene Leitschaufeln gekennzeichnet ist. In **Abbildung 5.7** und **Abbildung 5.8** sind zwei Arbeitsspiele zum erwähnten Betriebspunkt dargestellt. Beim rechten Zylinderdruckverlauf unterstützt der elektrische Laderantrieb. Mit elektrischer Unterstützung werden pro Hub 638 mg Luft und ohne elektrische Unterstützung 582 mg Luft angesaugt.

Der Hochdruckprozess mit laufendem Synchronmotor zeichnet sich in diesem Betriebspunkt durch einen um ca. zehn Prozent höheren Spitzendruck und die Ladungswechselschleife durch einen geringeren Arbeitsaufwand aus. Die Synchronmaschine wird mit ca. 100 Ampere betrieben und die Einspritzmenge beläuft sich auf 5,7 mg pro Hub d. h. ca. sieben Prozent weniger als ohne elektrische Unterstützung. Eine genaue Analyse für diesen Betriebspunkt befindet sich in Kapitel 7. Die Energiebilanzierung folgt in Kapitel 8.

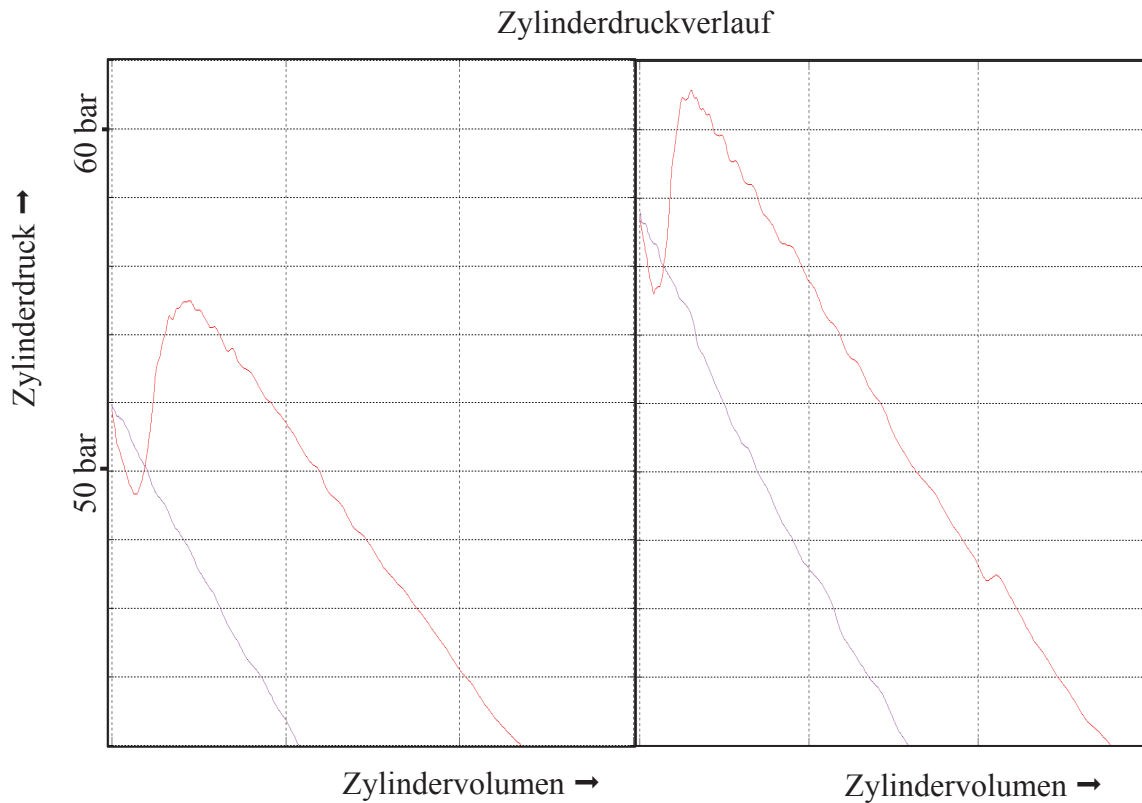


Abbildung 5.7: p-V-Diagramm, Hochdruckprozess, links ohne und rechts mit EAT-Betrieb

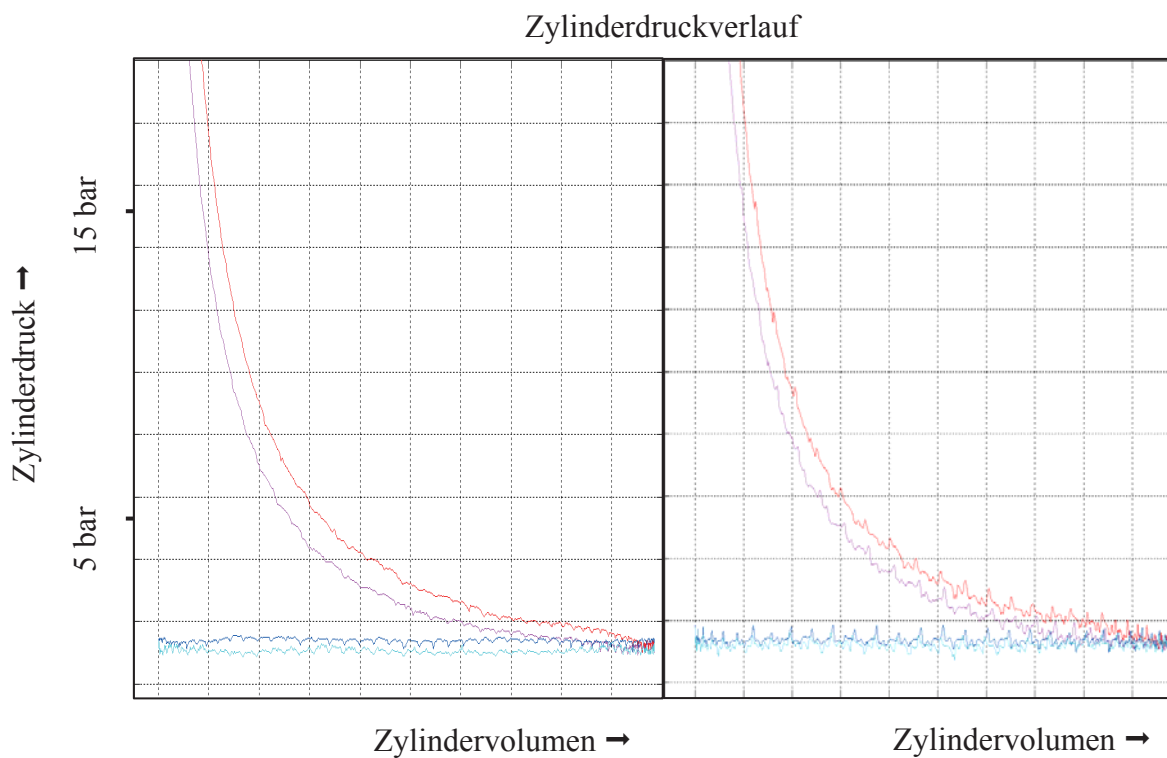


Abbildung 5.8: pV-Diagramm, Ladungswechsel, links ohne und rechts mit EAT-Betrieb



Durch die Stromflüsse ergeben sich Störsignale, die die Zylinderdruckmessungen schwer auswertbar machen, gut zu erkennen an der Ladungswechselschleife mit EAT-Betrieb. Die Messleitungen sind zwar geschirmt, müssen aber noch zusätzlich durch Ferrit-Ringe von den Rauscheffekten befreit werden. Durch eine weitere Aufbereitung des Messsignals, siehe Anhang 12.2, kann der Zylinderdruckverlauf wesentlich besser ausgewertet werden.

Die zweite Messung erbringt den Nachweis, dass der elektrisch unterstützte Abgasturbolader einen Generatorbetrieb ermöglicht. In **Abbildung 5.9** kann der gepunktete Verlauf der Turboladerdrehzahl n_T und der Verlauf des Ladedrucks p_L vor und nach dem Einschalten des Generatorbetriebs betrachtet werden. Beim Starten des Generatorbetriebs brechen beide Verläufe ein, wobei sich der Ladedruck verhältnismäßig geringfügig ändert. Es ist zu erkennen, dass die Synchronmaschine im Generatorbetrieb läuft. Allerdings wird auch deutlich, dass der Wirkungsgrad des Generatorbetriebs wesentlich geringer als der des Motorbetriebs.

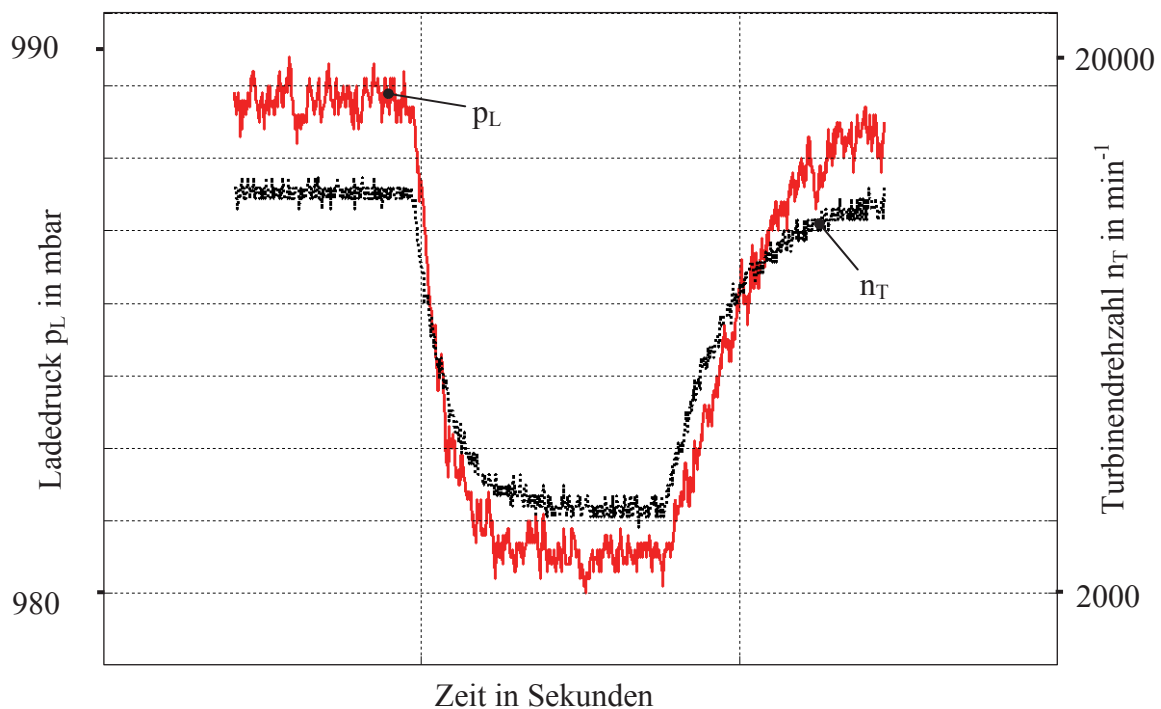


Abbildung 5.9: Nachweis des Generatorbetriebs

Zwei weitere Messungen zeigen den Einfluss des Generatorbetriebs während einer Volllastbeschleunigung. In **Abbildung 5.10** ist der Ladedruckverlauf während des Betriebs des elektrischen Laderantriebs zu sehen. Kurz nachdem der Fahrer den Wunsch nach größtmöglicher Beschleunigung durch das Durchtreten des Gaspedals der Fahrzeugsteuerung mitteilt, wird in den EAT-Betrieb geschaltet. Die Unterstützung des elektrischen Laderantriebs stoppt bei Erreichen des Soll-ladedrucks. Dieser Vorgang kann auch in **Abbildung 5.11** verfolgt werden, wobei der Ladedrucküberschwinger um ca. 30 Prozent kleiner ausfällt. Bei negativer Lade-

druckabweichung wird in den Generatorbetrieb übergegangen, zu erkennen an dem EAT-Generatorbetrieb.

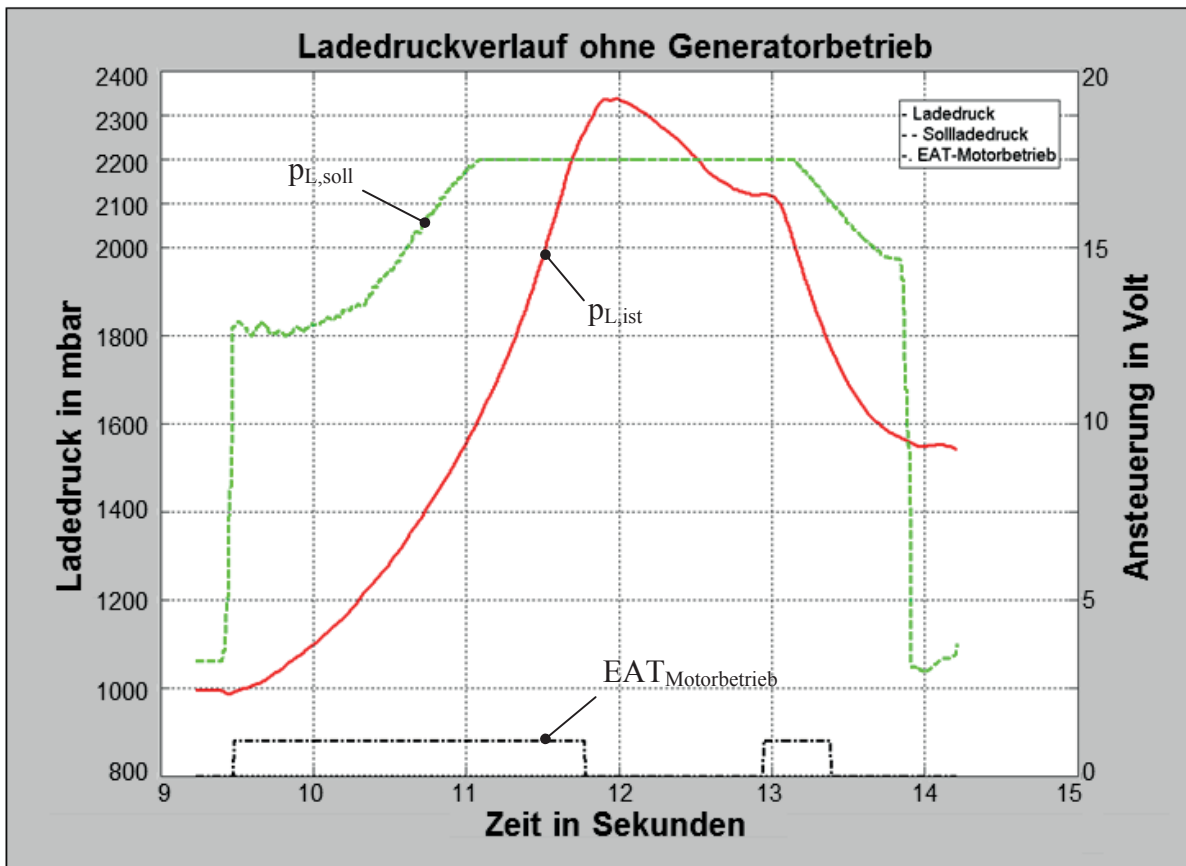


Abbildung 5.10: Vollastbeschleunigung ohne Generatorbetrieb

Anhand dieser Messungen ist ersichtlich, welches Potential ein vollwertiger Generatorbetrieb auf die Überschwingerminimierung haben kann. Der Generatorbetrieb kann demzufolge nicht nur bei Betätigung des Bremspedals rekuperierend wirken, sondern auch beim Unterdrücken von Ladedrucküberschwingern. Die Energierückgewinnung durch Wandeln der mechanischen in elektrische Energie wird im realen Fahrzeugbetrieb ein relativ häufiger Vorgang.

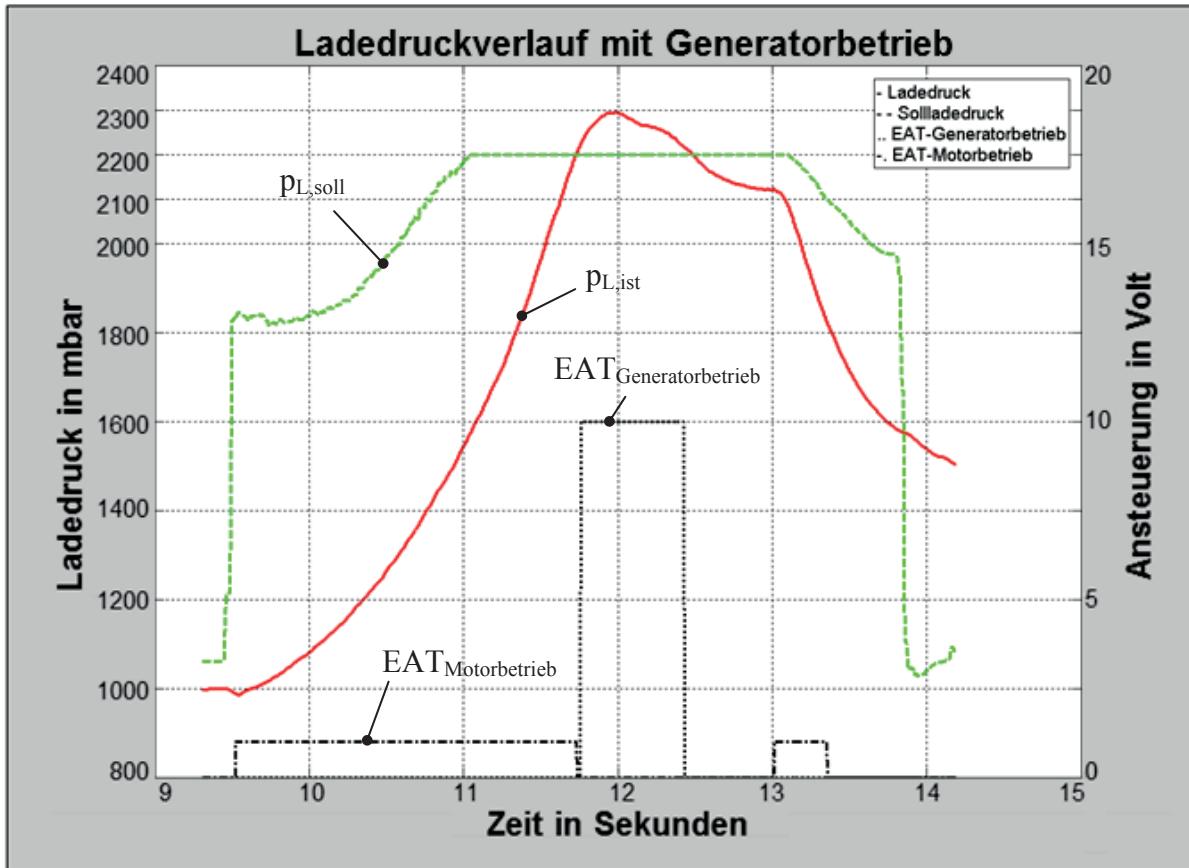


Abbildung 5.11: Vollastbeschleunigung mit Generatorbetrieb

Die folgenden Messungen sind Untersuchungen zum Beschleunigungsvermögen. Auch hier sind es Vollastbeschleunigungen mit und ohne EAT-Betrieb. Die ersten beiden Vollastbeschleunigungen werden mit dem zweiten bzw. dritten Gang bei einer Motordrehzahl von 1000 min^{-1} gefahren. Die nächsten beiden folgen im vierten und fünften Gang aus 1500 min^{-1} , siehe **Tabelle 5.1**. Die Motordrehzahlen sind aus Beschleunigungsvorgängen des ‚normalen‘ Fahrbetriebs gewählt. Der Zeitgewinn nimmt in den höheren Gängen deutlich zu.

Tabelle 5.1: Zeitgewinn mit EAT-Betrieb

Gang	v-Bereich in km/h	Zeit mit EAT in s	Zeitgewinn in s
2	16 – 50	3,5	0,47
3	28 – 80	7,5	0,77
4	54 – 70	3,8	0,8
5	70 – 100	9,1	2,5

Eine detaillierte Analyse zur Vollast mit und ohne EAT befindet sich in Kapitel 8.

Eine weitere Möglichkeit den Betrieb des aufgeladenen Dieselmotors zu optimieren, besteht im unteren Motordrehzahl- und Lastbereich. In der Seriensoftware liegen die Werte des Soll-ladedrucks in diesem Bereich einige Millibar über den erreichbaren Istladedruck. Die Ladedruckregelung errechnet somit eine permanente kleine Ladedruckabweichung und lässt die Leitschaukeln geschlossen. Durch die anfangs geschlossenen Leitschaukeln kann bei kurzfristig erhöhter Fahrerwunschmenge der Abgasturbolader schnell auf hohe Drehzahlen gebracht werden, was in einem schnelleren Ladedruckaufbau resultiert. Der Nachteil der permanenten Ladedruckabweichung liegt in dem erhöhten Abgasgegendruck und der hierdurch steigenden Ladungswechselerbeit. Der Arbeitsaufwand erhöht sich, da das Abgas gegen die geschlossenen Leitschaukeln herausgeschoben werden muss.

Untersucht wird nun, inwiefern der EAT-Betrieb die Möglichkeit bietet im unteren Teillastbereich die Leitschaukeln zu öffnen ohne Verlust der Fahrdynamik. Es werden zwei Volllastbeschleunigungen gefahren, die erste im zweiten Gang und die zweite im dritten Gang. Die beiden Messungen sind direkt vergleichbar mit den vorherigen Volllastbeschleunigungen. Der Sollladedruck wird soweit verringert, dass sich die Leitschaukeln im stationären unteren Motordrehzahl- und Lastbereich öffnen, bevor die Volllastbeschleunigung durchgeführt wird. Während der Volllastbeschleunigung schließt als erstes das AGR-Ventil und danach die Leitschaukeln. Damit wird sichergestellt, dass kein Abgas in das noch offene AGR-Ventil geschoben wird. Die Ansteuerung des Synchronmotors erfolgt durch das digital Signal für ‚AGR Ventil geschlossen‘, siehe Kapitel 5.2.

Die Messungen mit EAT-Betrieb und anfangs geöffneten Leitschaukeln zeigen einen geringen zeitlichen Zuwachs, vergleiche **Tabelle 5.1** mit **Tabelle 5.2**. Allerdings ist der Zeitgewinn gegenüber den Volllastbeschleunigungen ohne EAT-Betrieb immer noch erheblich. Weitere Untersuchungen zum Thema Volllastbeschleunigungen folgen in Kapitel 8.

Tabelle 5.2: Volllastbeschleunigungen mit EAT-Betrieb und geöffneten Leitschaukeln

Gang	v-Bereich in km/h	Zeit mit EAT und anfangs geöffneten Leitschaukeln in s	zeitlicher Zuwachs in s
2	16 – 50	3,63	0,13
3	28 – 80	7,64	0,14



6 Prüfstandsmessungen

Anhand der Prüfstandsmessungen soll zunächst das Drehmomentpotential des EAT in stationären Messpunkten festgestellt werden. Zur Auswertungen kommen Messreihen mit vier grundsätzlich verschiedenen Betriebsarten. Im Fokus der Auswertung steht unter anderem die Einspritzmenge bzw. der spezifische Kraftstoffverbrauch. In den ersten beiden Messreihen wird die Aufladung zuerst ohne und danach mit elektrischer Unterstützung untersucht bei jeweils konstanten Drehzahlen und Drehmomenten, siehe Kapitel 6.1. In der dritten Messreihe werden die Einspritzmengen erhöht. Der elektrische unterstützte Abgasturbolader kann sein volles Drehmomentpotential unter Berücksichtigung der Rauchentwicklung ausschöpfen. In der vierten Messreihe wird ein Vergleich zur dritten gezogen. Für die vierte Messreihe wird die Stromstärke des Synchronmotors halbiert. Die Durchführung und Auswertung der dritten und vierten Messreihe befinden sich in Kapitel 6.2. Des Weiteren wird untersucht, wie stark sich die Rußemissionen ändern. Überprüft wird dies einerseits mit stationären Messungen anhand der vier erwähnten Messreihen und andererseits anhand von weiteren Messungen mit rampenförmiger Motordrehzahlenregung. Im Messstellenplan, siehe **Abbildung 6.1**, sind alle Größen zu sehen, die am Motorprüfstand aufgezeichnet werden.

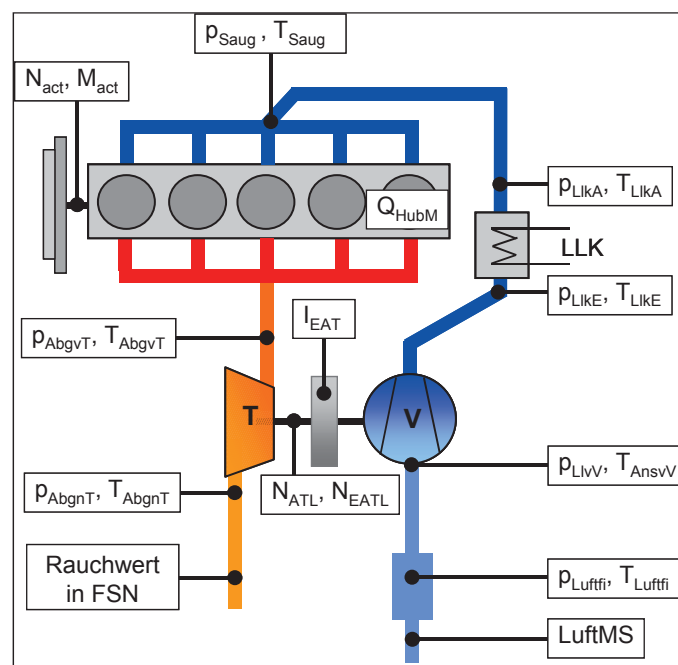


Abbildung 6.1: Messstellenplan des 2,5 l DI Dieselmotor mit EAT



6.1 Messungen in der Volllast ohne und mit EAT

Für die ersten beiden Messreihen (MR) sind in **Tabelle 6.1** die Motordrehzahlen und Drehmomente der stationären Volllast festgehalten.

Tabelle 6.1: Stationäre Volllast ohne und mit EAT-Betrieb (MR 1 und MR 2)

N _{ACT} in 1/min	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	3100	3500	4000
M _{ACT} in Nm	200	233	258	288	286	285	284	279	271	246

Für die Motordrehzahlen 1000, 1500, 2500 min^{-1} und der höchsten Motordrehzahl 4000 min^{-1} sind der örtliche Druck bzw. die örtliche Temperatur vom Luftfilter bis nach Abgasturbine dargestellt, siehe **Abbildung 6.2** bis **Abbildung 6.5**. Die Drücke bis zum Austritt des Ladeluftkühlers (P_{LIKA}) sind mit bzw. ohne EAT-Betrieb nahezu gleich groß. Im Betriebspunkt 1000 min^{-1} und 200 Nm wird der Sollladedruck ohne EAT-Betrieb trotz geschlossenen Leitschaufeln nicht erreicht. Es baut sich ein hoher Abgasgegendruck vor der Turbine (P_{AbgvT}) auf. Der Sollladedruck ist mit elektrischem Laderantrieb ohne Probleme aufzubauen.

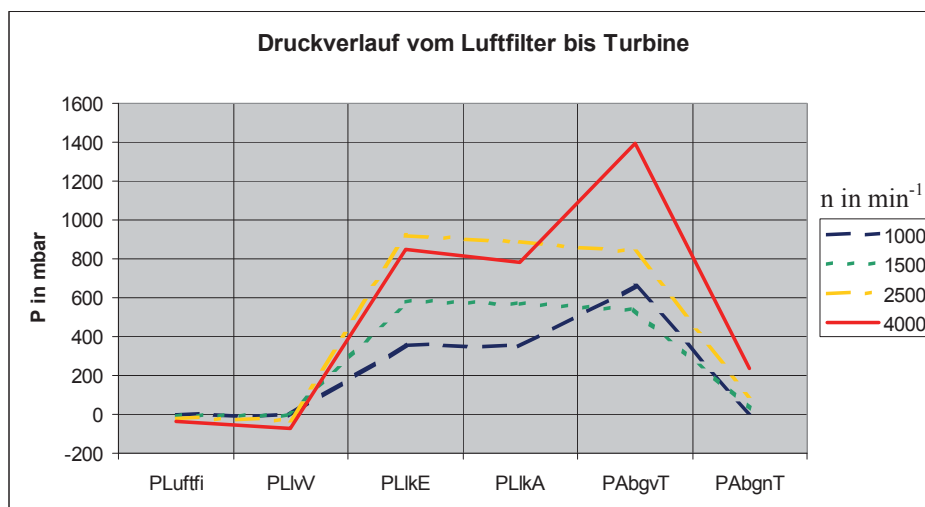


Abbildung 6.2: Druckverlauf ohne EAT-Betrieb bei stationärer Volllast (MR 1)

Der Druckaufbau wird einerseits durch den elektrischen Laderantrieb und andererseits durch die Stellung der Leitschaufeln beeinflusst. Mit EAT-Betrieb werden größere Luftmengen erzielt. Die Leitschaufeln müssen folglich nicht soweit geschlossen werden, um die gewünschten Ladedrücke zu erreichen.

Die Auswirkungen der geöffneten Leitschaufeln werden sichtbar durch den Vergleich des Abgasgegendrucks bzw. des Drucks vor der Abgasturbine (P_{AbgvT}). Der Abgasgegendruck

ohne EAT-Betrieb ist bei dem Betriebspunkt mit 1000 min^{-1} nahezu 500 mbar höher als mit EAT-Betrieb und selbst bei 1500 min^{-1} gibt es noch eine Abgasgegendruckdifferenz von ca. 230 mbar. Bei 2500 min^{-1} liegt noch eine Differenz von ungefähr 70 mbar vor.

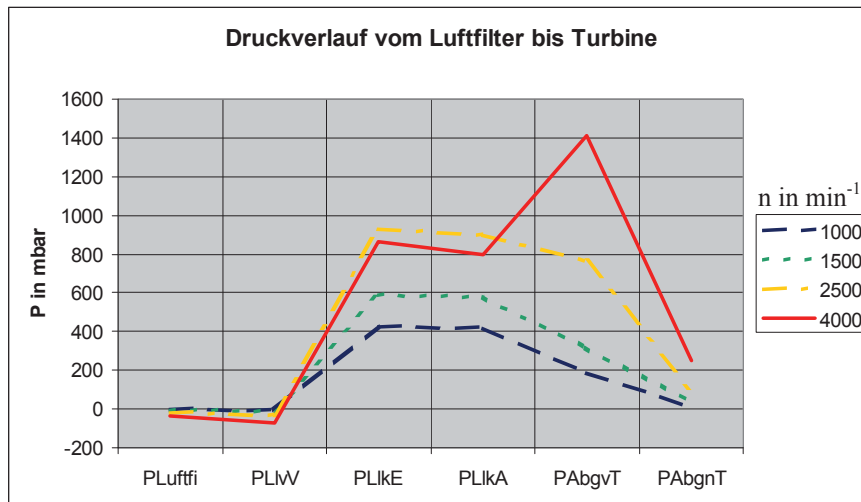


Abbildung 6.3: Druckverlauf mit EAT-Betrieb bei stationärer Volllast (MR 2)

Die Temperaturverläufe vom Einlass des Verdichters (T_{AnsvV}) bis zum Auslass des Ladeluftkühlers (T_{LkA}) sind mit und ohne elektrischen Laderantrieb nahezu identisch. Der Ladeluftkühler kühlt die durch die Verdichtung erwärmte Luft um bis zu 50°C ab. Der erzielte hohe Druck wird aufrechterhalten.

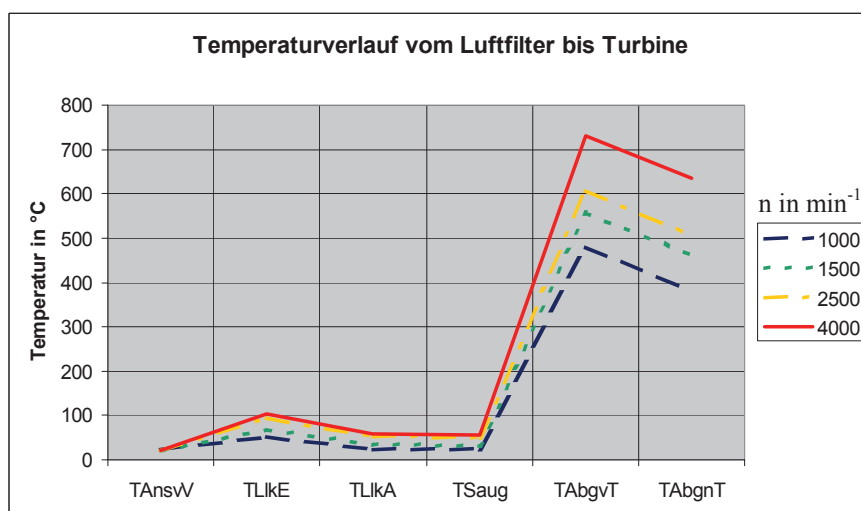


Abbildung 6.4: Temperaturverlauf ohne EAT-Betrieb bei stationärer Volllast (MR 1)

Der geringere Abgasgegendruck mit EAT-Betrieb sorgt für niedrigere Temperaturen vor der Turbine (T_{AbgvT}). Der größte Temperaturunterschied zwischen den beiden Betriebsarten be-



findet sich im Betriebspunkt 1000 min^{-1} und 200 Nm und liegt bei ca. $100 \text{ }^\circ\text{C}$. In diesem Betriebspunkt ist auch die maximale Abgasgedruckdifferenz wirksam. Ab Motordrehzahlen von 2500 min^{-1} sind die Abgasgedrücke mit und ohne EAT-Betrieb ungefähr gleich, wodurch es auch keine wesentlichen Temperaturunterschiede mehr gibt.

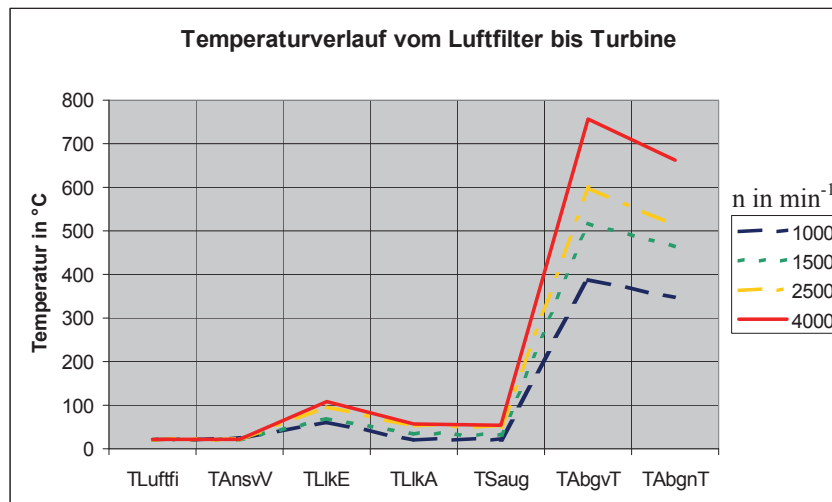


Abbildung 6.5: Temperaturverlauf mit EAT-Betrieb bei stationärer Volllast (MR 2)

Die Folge des geringeren Abgasgedrucks mit EAT-Betrieb ist eine geringere Einspritzmenge. Es wird eine Einspritzmengendifferenz von fast $4 \text{ mg/Einspritzung}$ bei 1000 min^{-1} und 200 Nm bzw. von ca. $1 \text{ mg/Einspritzung}$ bei 1750 min^{-1} und 288 Nm erreicht, siehe **Abbildung 6.6**. Bei Drehzahlen über 3000 min^{-1} ist genügend Abgasenergie vorhanden und der Einsatz eines elektrischen Laderantriebs ist nicht mehr sinnvoll. Da der EAT-Betrieb naturgemäß auch Energie verbraucht, muss dieser Energieverbrauch bei einer Bilanzierung berücksichtigt werden, siehe Kapitel 8.

6.2 Das Drehmomentpotential mit EAT

In den beiden nächsten Messreihen drei und vier wird das Drehmomentpotential durch Anhebung des Sollladedrucks ausgeschöpft. Die daraus resultierenden Mengenanhebungen werden durch einen festgelegten Rußausstoß begrenzt, siehe Kapitel 6.3. Die Einspritzmengen der dritten und vierten Messreihe können dadurch bis zu $10 \text{ mg/Einspritzung}$ erhöht werden, siehe **Abbildung 6.6**. Die vierte Messreihe wird mit halber elektrischer Leistung bzw. halber maximaler Stromstärke des EAT durchgeführt. Es wird bei stationärer Last überprüft, inwiefern sich die benötigte Einspritzmenge bei Reduzierung der elektrischen Leistung erhöht.

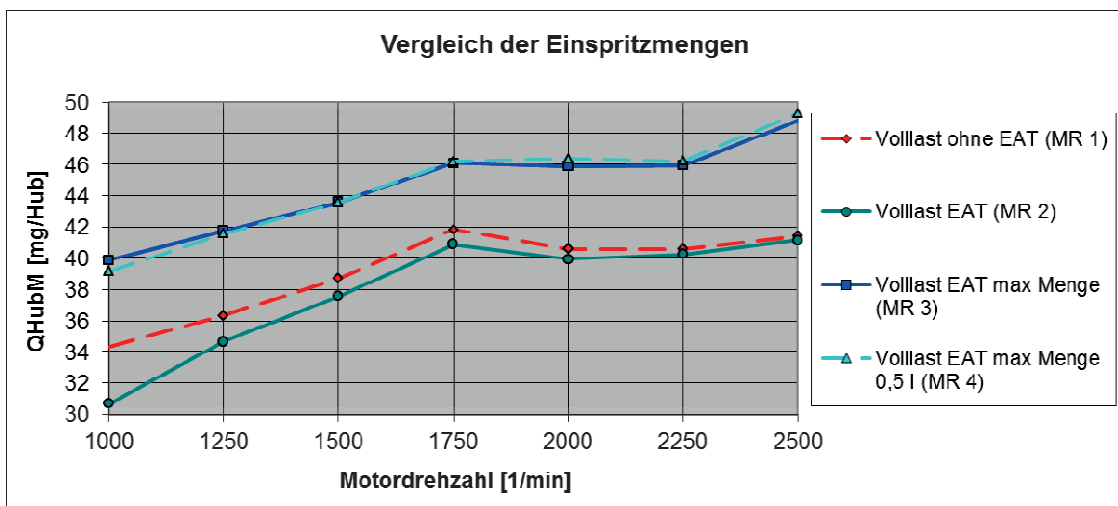


Abbildung 6.6: Einspritzmengen der 4 Messreihen bei stationärer Volllast

Folgende stationäre Betriebspunkte ergeben sich für Messreihe drei bzw. vier, siehe **Tabelle 6.2** und **Tabelle 6.3**.

Tabelle 6.2: EAT-Betrieb mit erhöhter Einspritzmenge bei stationärer Volllast (MR 3)

N_ACT in 1/min	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500
M_ACT in Nm	251	280	297	322	328	327	336

Tabelle 6.3: EAT-Betrieb mit erhöhter Einspritzmenge und halber elektrischer Leistung bei stationärer Volllast (MR 4)

N_ACT in 1/min	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500
M_ACT in Nm	244	278	296	322	330	328	338

Die Sollladedrücke werden bei Drehzahlen unterhalb von 1750 min^{-1} bis zu 200 mbar angehoben und zwischen 1750 min^{-1} bis 2500 min^{-1} bis zu 370 mbar, siehe **Abbildung 6.7**.

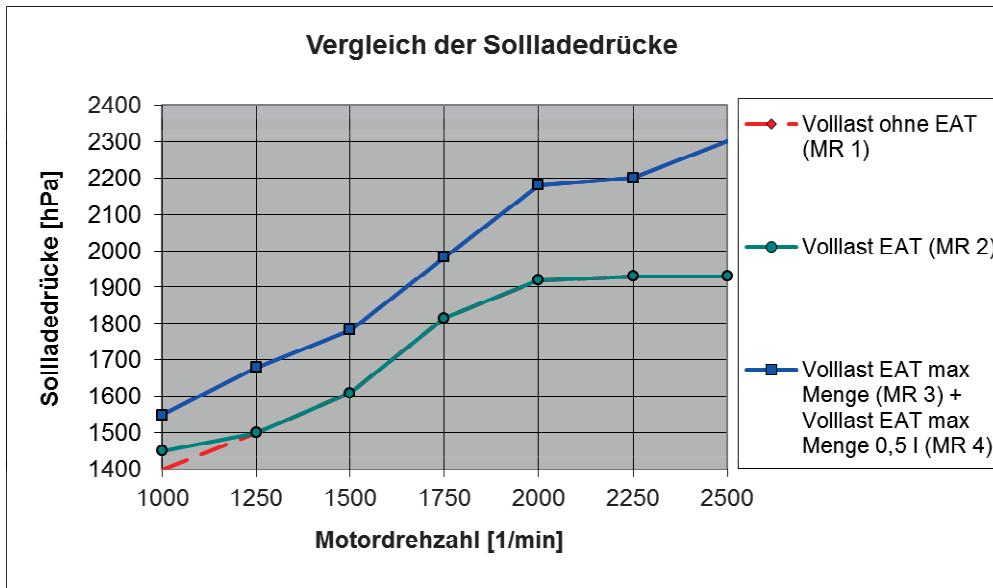


Abbildung 6.7: Sollladedrücke der 4 Messreihen bei stationärer Volllast

Um diese Sollladedrücke zu erreichen, regelt sich ein bestimmtes Tastverhältnis ein, siehe **Abbildung 6.8**. Die Leitschaufeln sind bei einem Tastverhältnis unter 20 % praktisch geschlossen und oberhalb von 80 % offen. In der ersten Messreihe ohne EAT-Betrieb wird der vorgegebene Sollladedruck trotz geschlossener Leitschaufeln im unteren Drehzahlbereich nicht erreicht. Mit EAT-Betrieb und ohne Ausnutzung des vollen Drehmomentpotentials durch höhere Einspritzmengen wird der Sollladedruck auch mit mehr als halb geöffneten Stellung bei Motordrehzahlen bis zu 1500 min^{-1} erreicht.

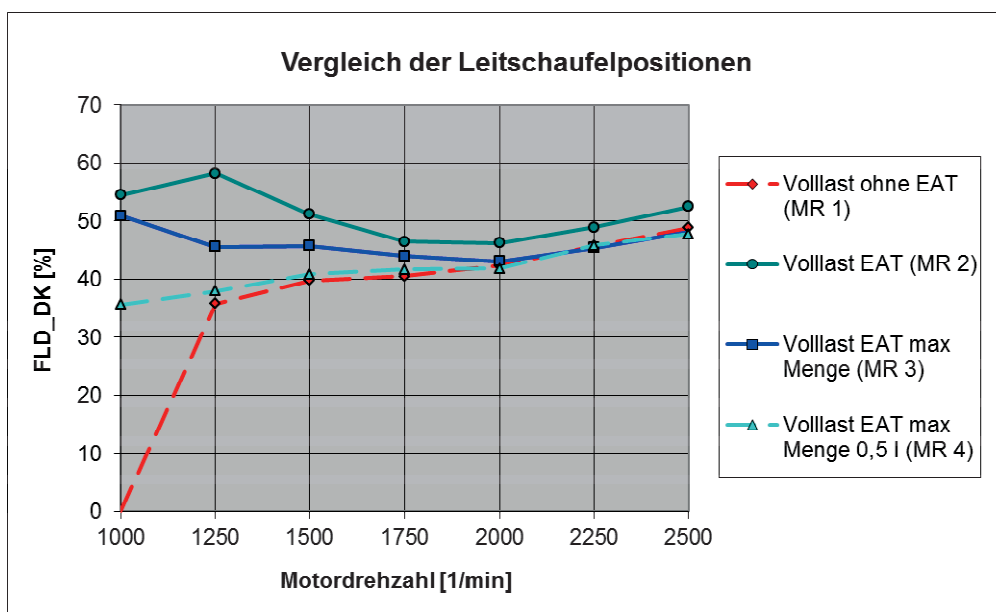


Abbildung 6.8: Leitschaufelstellungen der 4 Messreihen bei stationärer Volllast

Die erhöhten Sollladedrücke in den Messreihen drei und vier werden durch weiteres Schließen der Leitschaufeln im Gegensatz zur zweiten Messreihe zwei realisiert. Die Turboladerdrehzahlen erhöhen sich und dementsprechend auch die Luftmengen, siehe **Abbildung 6.9** und **Abbildung 6.10**. Deutlich zu sehen sind die gleichen Luftmengen bzw. gleichen Turboladerdrehzahlen bei den Betriebsarten mit ‚höherer Einspritzmenge‘ und ‚höherer Einspritzmenge und halber Stromstärke‘.

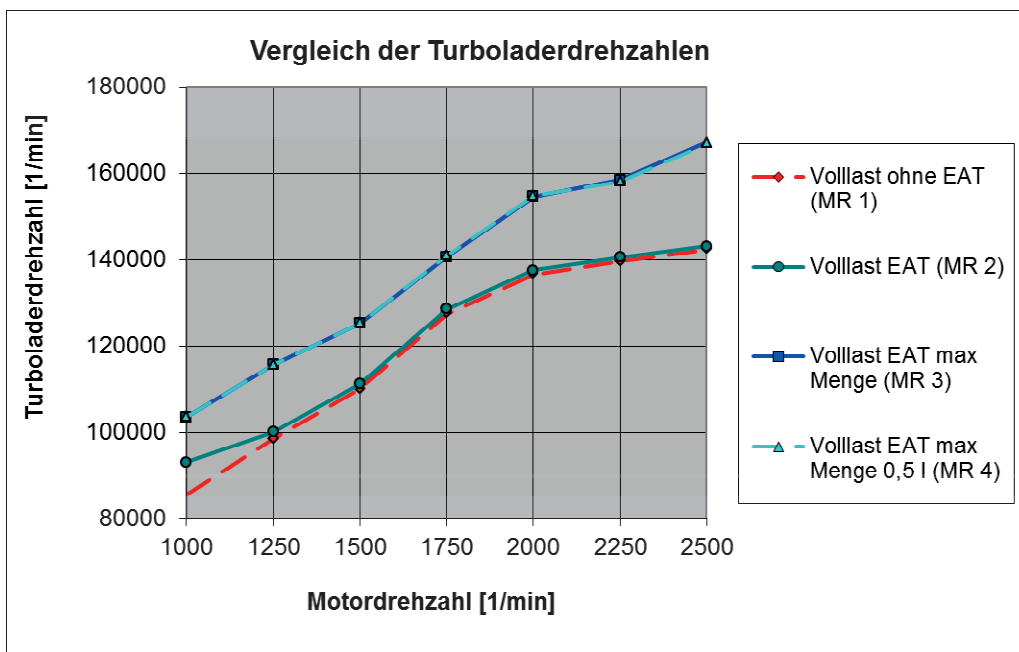


Abbildung 6.9: Turboladerdrehzahlen der 4 Messreihen bei stationärer Volllast

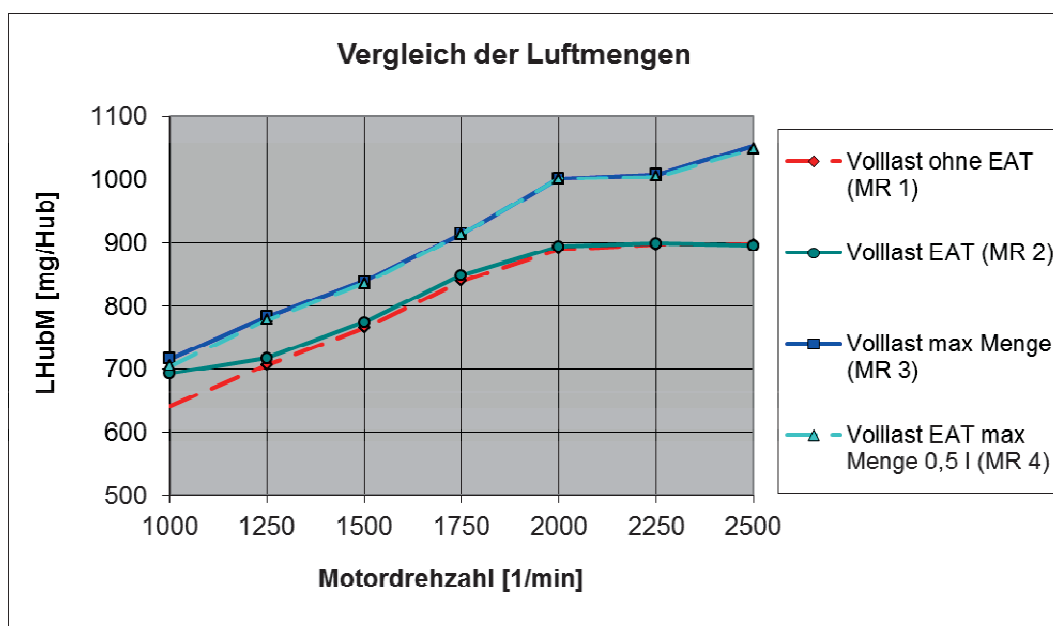


Abbildung 6.10: Luftmengen aller 4 Messreihen bei stationärer Volllast



Der Unterschied zwischen Messreihe drei und vier liegt in der Verwertung der Abgasenergie. In der vierten Messreihe wird zur Aufladung des Motors nicht das volle Potential der elektrischen Energie genutzt, sondern mehr die Energie des Abgases. Der Synchronmotor wird nur mit halber maximaler Stromstärke betrieben. Die Leitschaufeln sind im Vergleich zur dritten Messreihe weiter geschlossen.

Der sich ergebende Nachteil liegt im Abgasgegendruck. Dieser ist naturgemäß in Messreihe vier höher, da die Leitschaufeln weiter geschlossen sind.

In **Abbildung 6.11** und **Abbildung 6.12** wird die gerade getroffene Aussage über den Vergleich der Druckverläufe mit elektrischem Laderantrieb, erhöhter Einspritzmenge und voller Stromstärke bzw. halber Stromstärke bestätigt. In **Abbildung 6.13** und **Abbildung 6.14** sind die Temperaturverläufe mit elektrischem Laderantrieb, erhöhter Einspritzmenge und voller Stromstärke bzw. halber Stromstärke dargestellt, auch hier ist die unterschiedliche Verwertung der Abgasenergie zu erkennen.

Mit maximaler Bestromung des elektrischen Laderantriebs ist bei dem Betriebspunkt mit 1000 min^{-1} der Abgasgegendruck über 200 mbar geringer als mit halber maximaler Bestromung, auch bei 1500 min^{-1} gibt es noch eine Abgasgegendruckdifferenz von ca. 150 mbar . Die elektrischen Energie kompensiert die Abgasenergie.

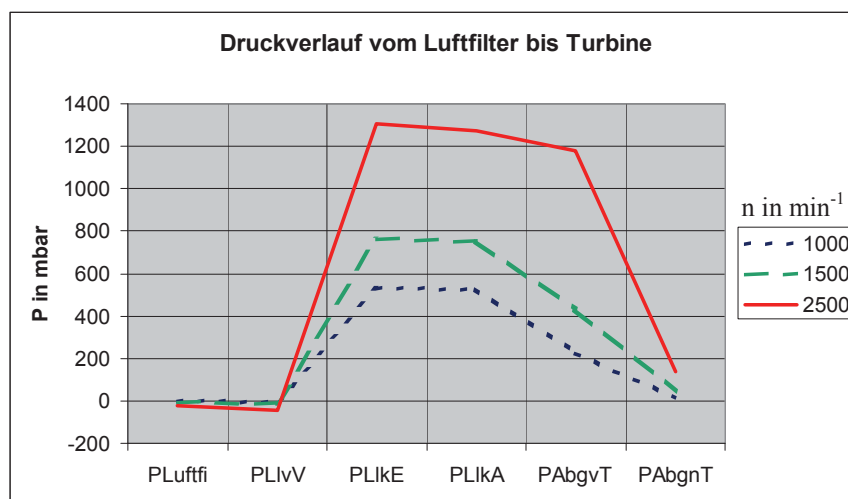


Abbildung 6.11: Druckverlauf mit EAT-Betrieb und erhöhter Einspritzmenge (MR 3)

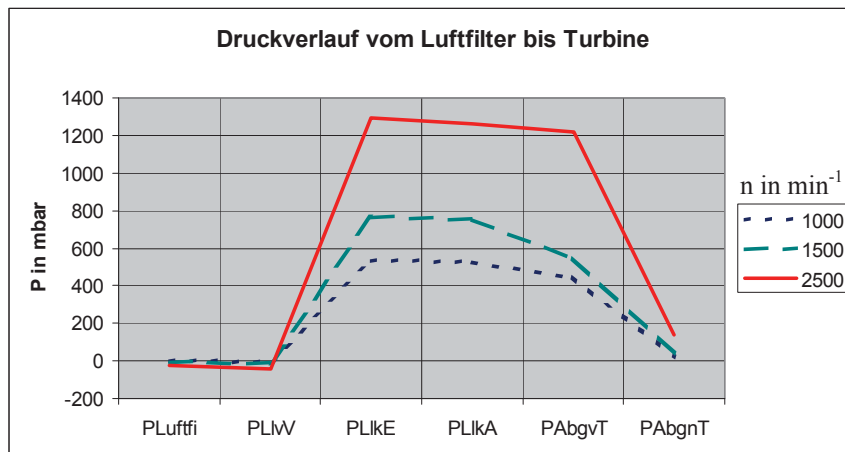


Abbildung 6.12: Druckverlauf mit EAT-Betrieb, erhöhter Einspritzmenge und halber Stromstärke (MR 4)

Die Nutzung der Abgasenergie im unteren Drehzahlbereich wird auch noch einmal deutlich, wenn die Abgastemperatur vor und nach der Turbine betrachtet wird. Mit der Betriebsart ‚voller Stromstärke‘ gibt es einen Temperaturgradienten von ca. 40°C und mit ‚halber Stromstärke‘ einen Temperaturgradienten von sogar ca. 90°C. Gut zu sehen ist auch, dass der Verdichter in den beiden letzteren Betriebsarten, die Luft stärker komprimiert und die Lufttemperatur stärker zunimmt. Der Ladeluftkühler schafft es, die Luft trotzdem auf die gleichen Temperaturen wie in den beiden ersten Betriebsarten abzukühlen.

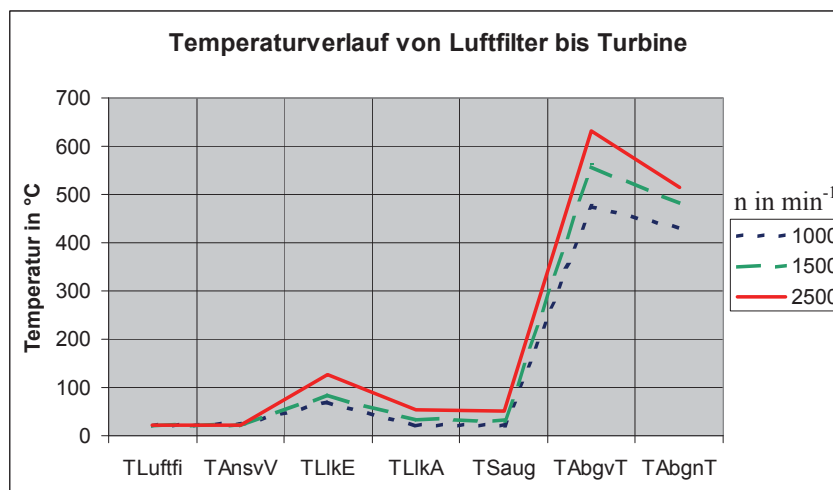


Abbildung 6.13: Temperaturverlauf mit EAT-Betrieb und erhöhter Einspritzmenge (MR 3)

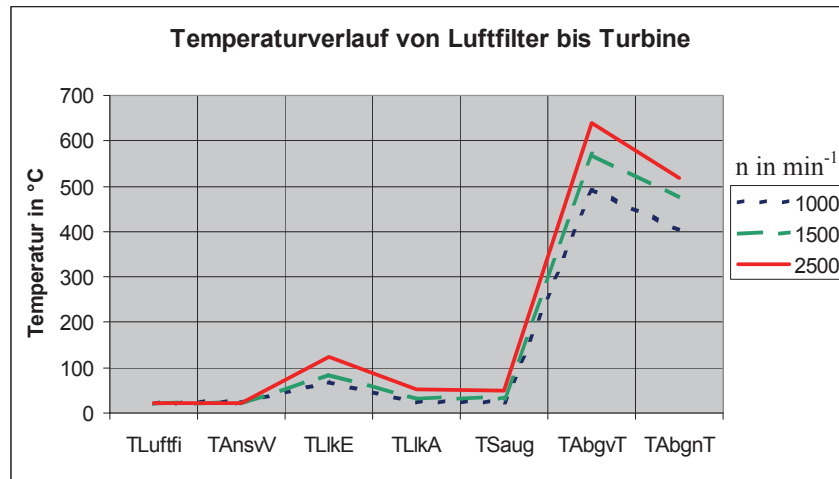


Abbildung 6.14: Temperaturverlauf mit EAT-Betrieb, erhöhter Einspritzmenge und halber Stromstärke (MR 4)

Jeweils zwei der stationären Volllastpunkte sind in das Verdichterkennfeld eingetragen, siehe **Abbildung 6.15**. Von Betriebspunkt zu Betriebspunkt zeigt sich eine stetige Steigerung des Drucks und des Luftstroms sowie eine Vergrößerung des Abstandes von der Pumpgrenze.

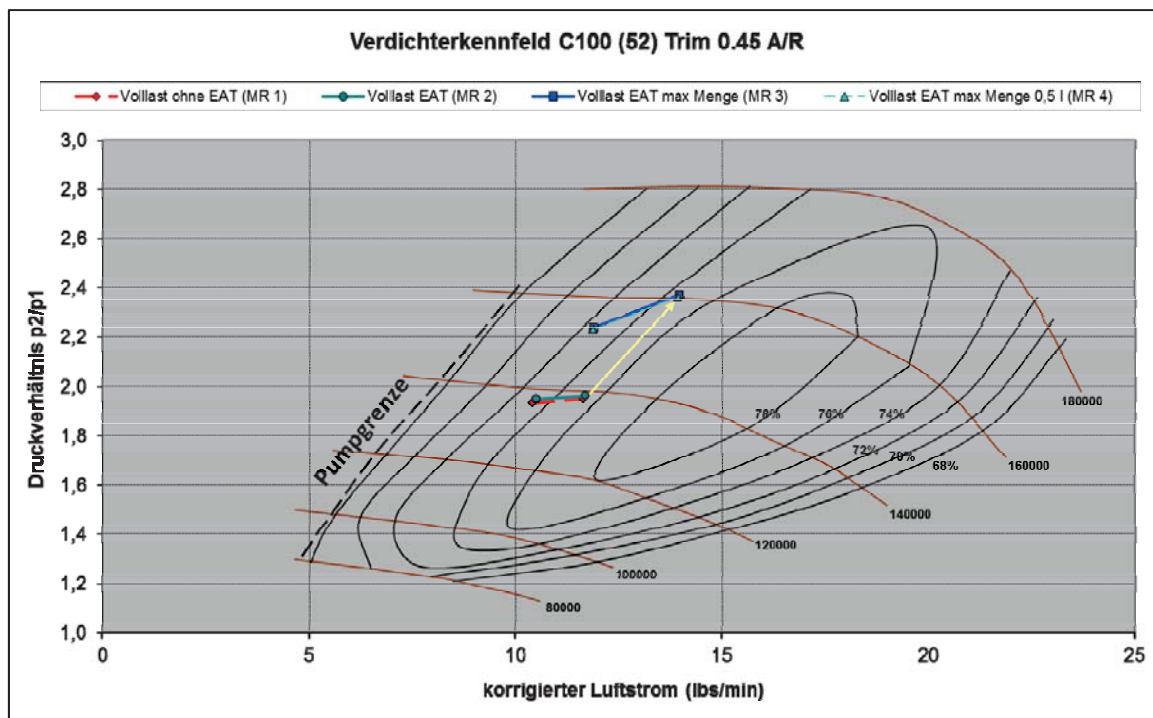


Abbildung 6.15: Volllast im Verdichterkennfeld

In **Abbildung 6.16** sind die spezifischen Kraftstoffverbräuche der vier Messreihen dargestellt. Entscheidend ist zum einen der Abgasgegendruck, wobei die zweite Messreihe mit elektrischem Laderantrieb die niedrigsten Abgasgegendrücke zeigt. Zum anderen wird der Wir-

kungsgrad des Verbrennungsprozesses durch Steigerung der Luft- und Einspritzmenge pro Einspritzung verbessert. Eine Bilanzierung des Energieverbrauchs unter Berücksichtigung auch der elektrischen Energie befindet sich wie schon erwähnt in Kapitel 8. Ebenso befasst sich Kapitel 8 als auch 9 detailliert mit dem Verbrennungsprozess und den daraus entstehenden Schadstoffen.

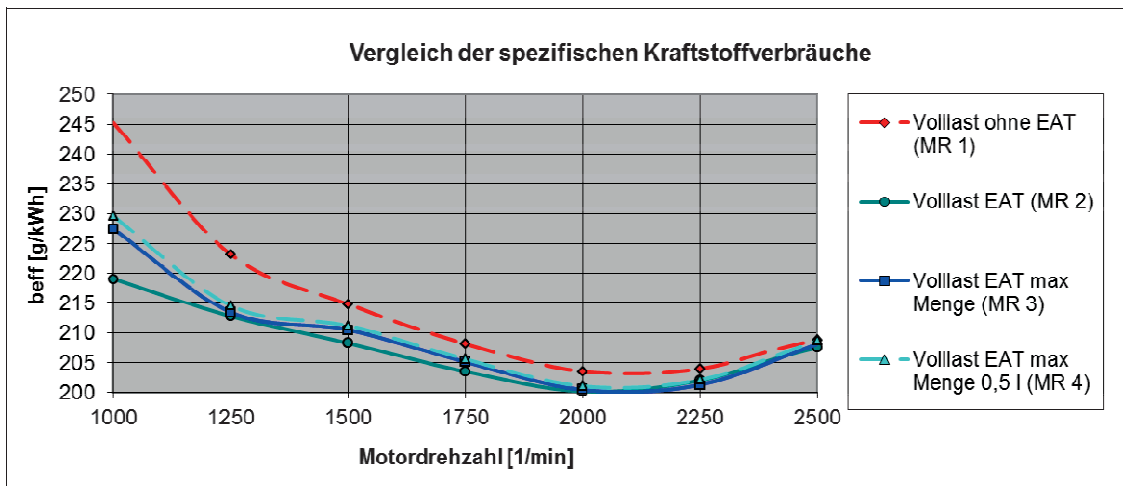


Abbildung 6.16: Spezifische Kraftstoffverbräuche der 4 Messreihen

6.3 Vergleich des Partikelausstoßes

Die Einspritzmengen werden, wie im vorherigen Kapitel beschrieben, für die dritte und vierte Messreihe angehoben, ohne dass der Rauchwert FSN (Filter Smoke Number) maßgeblich erhöht wird, **Abbildung 6.17**. Die zweite Messreihe mit EAT zeigt insgesamt die geringsten Rauchwerte. Der Grund hierfür liegt in der Tatsache begründet, dass ausreichend Sauerstoff im Brennraum vorhanden ist und der größte Teil des Rußes oxidieren kann. Bei der Filtermethode, die mittels Photoreflektometer die Papierschwärzung bestimmt, ist die Messgröße äquivalent dem Schwarzrauchanteil. Rauchwertmessgeräte, die nach der Filterpapiermethode arbeiten, messen nur den Rußgehalt (Kohlenstoffpartikel) des Abgases, d. h. weitere Partikelkomponenten werden dabei nicht erfasst.

Damit für die drei Messreihen mit EAT-Betrieb der Partikelausstoß besser interpretiert werden kann, kommt eine weiterführende Messmethode als die über den FSN-Wert zum Einsatz und zwar die (Licht-)Absorptionsmethode gemessen mit einem Opazimeter. Die Absorptionsmethode nutzt eine Infrarot- bzw. Lichtquelle zur Rauchgasbestimmung. Die Strahlung wird absorbiert und dadurch geschwächt. Diese Lichtschwächung wird fotoelektrisch gemessen und in %-Trübung (N) oder als Absorptionskoeffizient k angezeigt. Eine Messreihe ohne



EAT-Betrieb gemessen mit dem Opazimeter ist nicht vorhanden und fließt dementsprechend nicht in die Analyse mit ein.

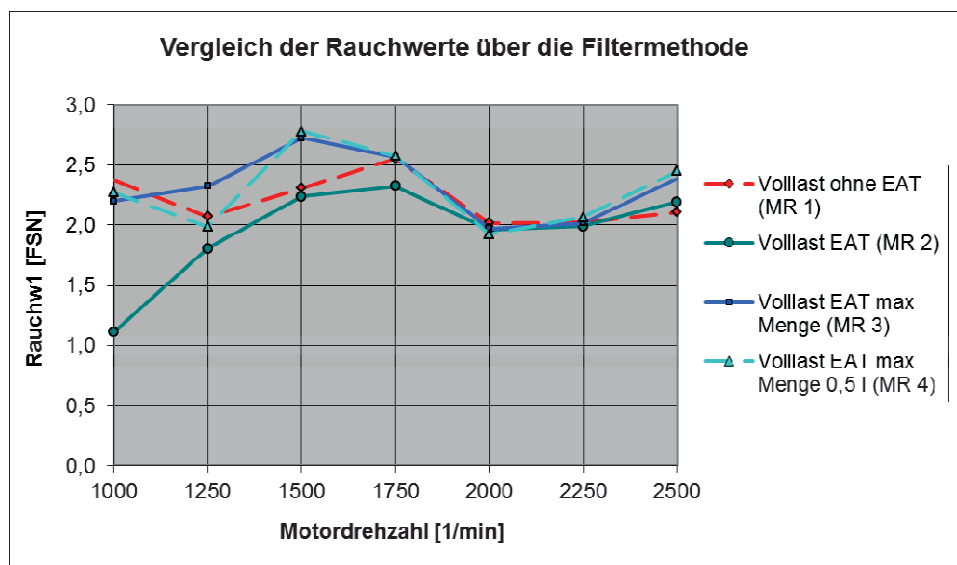


Abbildung 6.17: Rauchwerte der 4 Messreihen mit der Filtermethode

Die mit dem Opazimetern gemessene Trübung ist ebenfalls hauptsächlich durch den im Abgas vorhandenen Ruß (Schwarzrauch) bestimmt. Allerdings werden zusätzlich die Kohlenwasserstofftröpfchen (Blaurauch) erfasst, die in mäßiger Form im Teillastbereich auftreten und geringförmig im Volllastbereich vorhanden sind [33].

Da für die Absorptionsmethode der Absorptionskoeffizient k aufgezeichnet werden konnte, wird nach der Opazität N umgestellt. Das Extinktionsgesetz (Extinktion \rightarrow Schwächung einer Strahlung) lautet:

$$k = \frac{-\ln\left(1 - \frac{N}{100}\right)}{L} \quad (6.1)$$

Durch Umstellen kann N explizit ausgerechnet werden, siehe Anhang Kapitel 12.2:

$$N = 100 \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{Lk}}\right) \quad (6.2)$$

Die errechneten Rauchwerte sind in **Abbildung 6.18** enthalten.

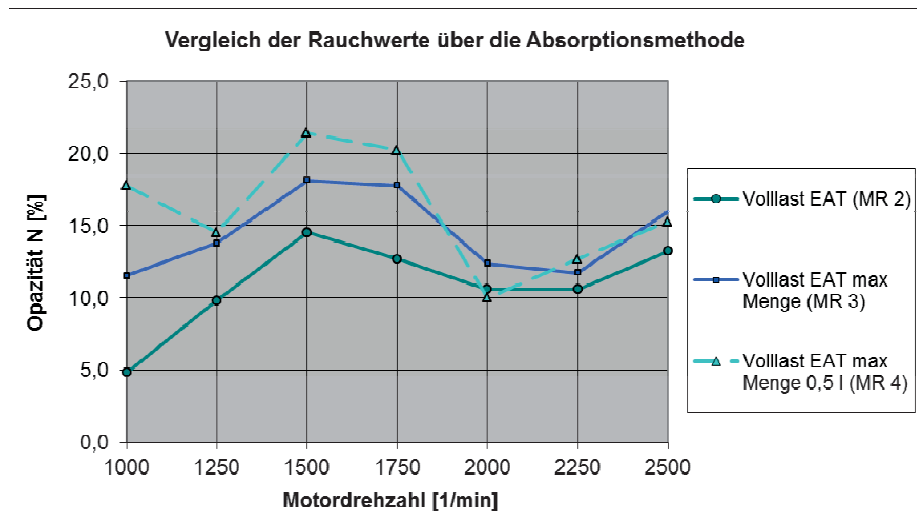


Abbildung 6.18: Rauchwerte der 3 Messreihen mit der Absorptionsmethode

Ohne eine Optimierung in Richtung Emissionsminderungen mit dem EAT-Betrieb erzeugt die Betriebsart ‚Volllast EAT‘ die geringsten Rauchwerte. Dies wird sowohl über die Filter- als auch über die Absorptionsmethode bestätigt. Der Sauerstoffgehalt ist wie oben schon beschrieben, hoch genug um einen großen Teil des Rußes oxidieren zu lassen, darüber hinaus ist das Temperaturfenster in dem der Ruß oxidieren kann, lang genug.

Die Messreihe ‚Volllast EAT max. Menge bei ½ Stromstärke‘ besitzt im Vergleich zu den beiden anderen EAT betriebenen Messreihen den höchsten Partikelaustritt. Die Luftmenge ist verglichen zur Messreihe ‚Volllast EAT max. Menge‘ geringer und zusätzlich verglichen zur Messreihe ‚Volllast EAT‘ befindet sich die Einspritzmenge auf einem hohen Niveau. Der Ausstoß an Partikeln im Abgas nimmt zu.

Bei den Betriebsarten mit höherer Einspritzmenge kann nicht nur über die Höhe der Stromstärke ein Einfluss auf das Rußverhalten genommen werden, sondern auch über den Einspritzzeitpunkt bzw. über die Höhe der Abgasrückführrate. Detaillierte Untersuchungen dies bezüglich werden in Kapitel 7 behandelt.

6.4 Drehzahlrampe am Motorprüfstand

Folgend zu den stationären Betriebspunkten werden in diesem Abschnitt Untersuchungen zur Rauchentwicklung für dynamische Vorgänge betrachtet. Über eine Drehzahlrampe wird die Motordrehzahl von 1000 auf 2900 min^{-1} innerhalb von fünf Sekunden hochgefahren. Die Motordrehzahlrampe erfolgt durch eine Mengeneinspritzungsanhebung von 5 auf 41 mg/Einspritzung . In der ersten Messung wird auf den elektrischen Laderantrieb verzichtet und

anschließend wird die maximale elektrische Leistung genutzt, um den Abgasturbolader schnell auf hohe Turboladerdrehzahlen zu bringen. Die Luftmenge von 750 mg/Hub wird ohne elektrischen Laderantrieb erst nach ca. 2,5 Sekunden erreicht und mit elektrischen Laderantrieb nach etwas mehr als einer Sekunde, siehe **Abbildung 6.19** und **Abbildung 6.20**.

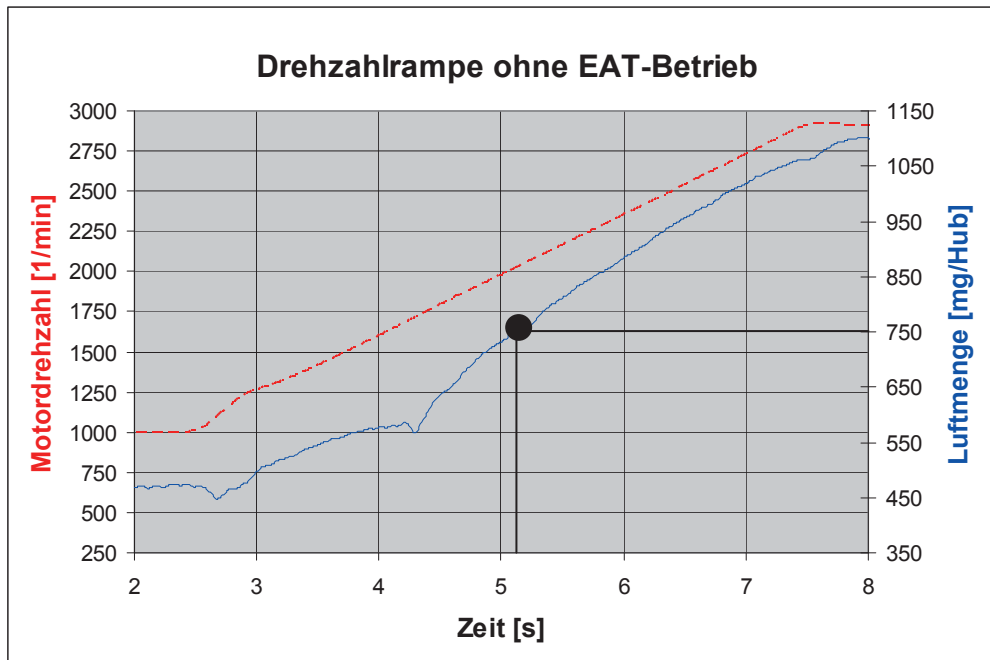


Abbildung 6.19: Drehzahlrampe über 5 Sekunden ohne EAT-Betrieb

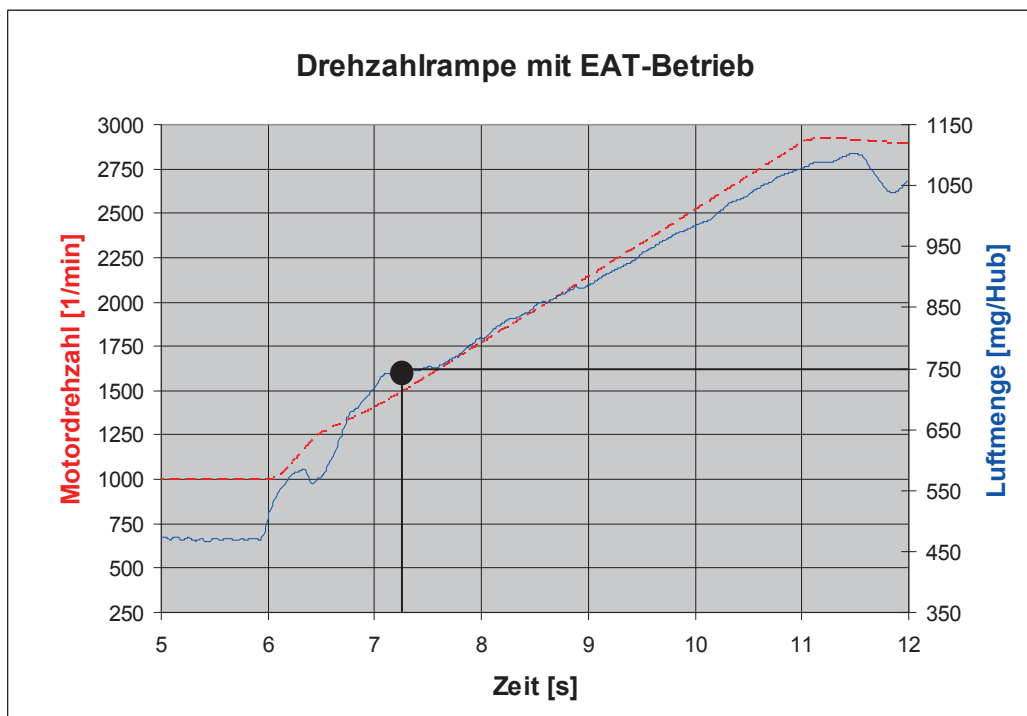


Abbildung 6.20: Drehzahlrampe über 5 Sekunden mit EAT-Betrieb



Die zusätzliche Luftmenge macht sich im Abgas deutlich bemerkbar. Für beide Messungen wird zur Bestimmung des Partikelaustrittes die Absorptionsmethode genutzt. In **Abbildung 6.21** ist der Verlauf des Rußgehalts ohne EAT-Betrieb zu sehen, in **Abbildung 6.22** mit EAT-Betrieb.

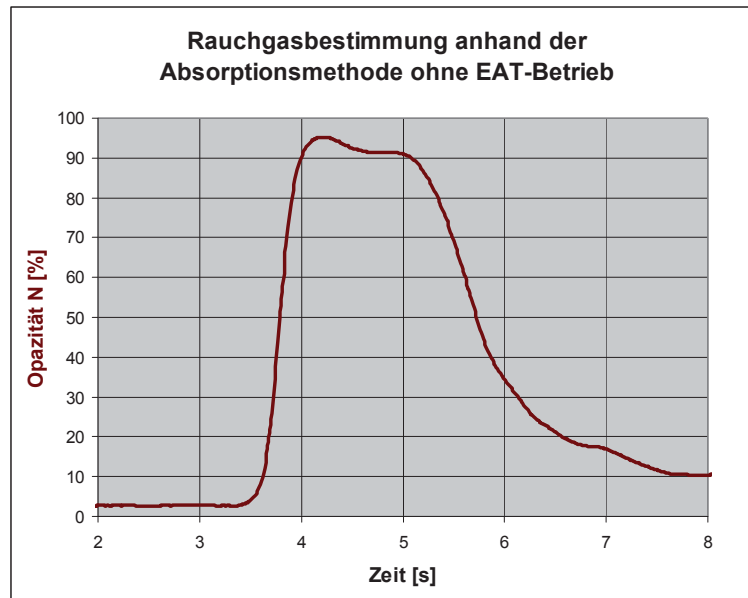


Abbildung 6.21: Rauchgasmessung während einer Motordrehzahlrampe ohne EAT-Betrieb

Es wird das Integral über eine Dauer von 3 Sekunden ab dem Beginn des Motordrehzahlanstiegs gebildet. Das Ergebnis des Integrals weist eine 4,5-fach größere Fläche beim Betrieb ohne EAT auf. Auf die Schadstoffemission während einer Vollastbeschleunigung wird im Kapitel 8 näher eingegangen.

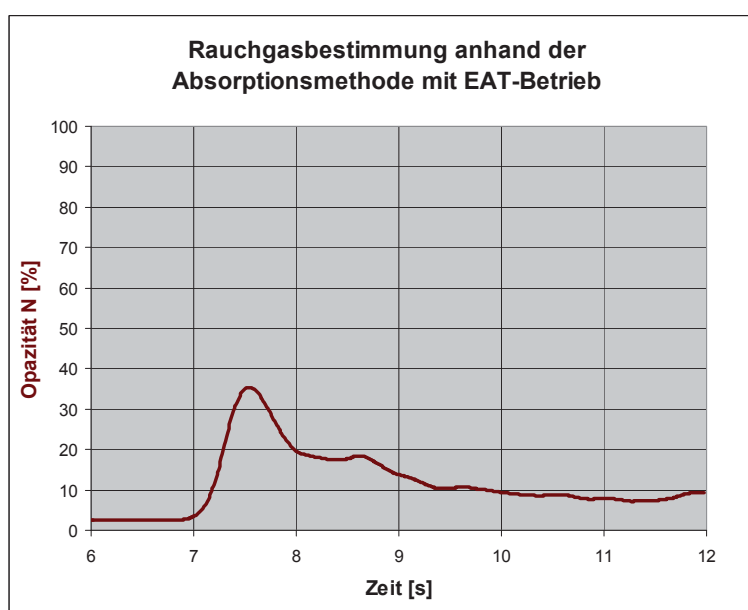


Abbildung 6.22: Rauchgasmessung während einer Motordrehzahlrampe mit EAT-Betrieb





7 Schadstoffemission im Teillastbetrieb

Der elektrisch unterstützte Abgasturbolader hat während des Betriebs nicht nur Auswirkungen auf die Ladedruck- und Abgasrückführregelung (AGR-Regelung), sondern auch auf die Schadstoffemission. Das grundsätzlich Systemverhalten bezüglich Erfassung der Schadstoffe im Fahrzeugbetrieb und der Schadstoffemission werden zunächst bei konstanten Drehzahlen ermittelt. Beispielhaft für den am häufigsten genutzten Betriebsbereich des Dieselmotors werden Fahrzeugmessungen auf der Teststrecke im unteren Motordrehzahl- und Lastbereich gefahren und zwar mit konstanten Drehzahlen von 1000 bzw. 1500 min^{-1} im zweiten Gang. Mit diesen Drehzahlen ergeben sich Geschwindigkeiten von 16,6 bzw. 25 km/h . Da das Emissionsverhalten zum großen Teil von der Frischluftmasse, dem Einspritzbeginn und dem zurückgeführten Abgas abhängt, werden diese Größen bei konstanter Drehzahl nacheinander variiert. Damit die Regelungen des EAT-Betriebs, der Abgasrückführung und des Ladedrucks sich nicht gegenseitig beeinflussen und die gewünschte Position des jeweiligen Stellers sich nicht ändert, werden die Messungen im gesteuerten Betrieb gefahren. Untersucht wird auch inwiefern sich die Schadstoffemission bei unterschiedlichen Stromstärken des EAT ändert, siehe **Tabelle 7.1**.

Es folgt zunächst im Kapitel 7.1 eine Analyse der aufgenommenen Daten im Zeitbereich. Danach wird die Datenanalyse in Kapitel 7.2 Kurbelwellenwinkel bezogen weitergeführt. Da der indizierte Mitteldruck für alle Emissionsmessungen mit erfasst ist, kann mit den ausgewerteten Indizierdaten der Emissionsgehalt besser interpretiert werden. Erläuterungen zur Aufbereitung der Messungen befinden sich im Anhang 12.2.

Tabelle 7.1: Messplan für stationären Betrieb

Messung	Stellgrößen	Motordrehzahl in min^{-1}	Stromstärke in A	Abb.
1a	VTG + AGR zu; EAT aus	1000	0	8.1
1b	VTG + AGR zu; EAT aus	1500	0	8.1
2	VTG + AGR zu; EAT an	1000	100	8.2
3	VTG + AGR zu; EB spät; EAT aus	1500	0	8.3
4	VTG + AGR zu; EB spät; EAT an	1500	40	8.4
5a	VTG zu; AGR 45%; EB spät; EAT aus	1500	0	8.5
5b	VTG 85%; AGR 45%; EB spät; EAT an	1500	190	8.6



7.1 Messauswertung im Zeitbereich

Die **Abbildung 7.1** zeigt die erste Messung, die unterteilt ist in 1a und 1b. Während der Messung findet ein Betriebspunktwechsel von 1000 auf 1500 min^{-1} statt, siehe **Tabelle 7.1**. Die Leitschaukeln sind geschlossen und auch das AGR-Ventil. Die Größen der Kurvenverläufe mit den jeweiligen Bezeichnung in **Abbildung 7.1** bzw. **Abbildung 7.2** befinden sich in **Tabelle 7.2**.

Tabelle 7.2: Größenbezeichnungen für Messungen 1a, 1b und 2

Größe des Kurvenverlaufs	Bezeichnung des Kurvenverlaufs	Kurvenverlauf
Luftmasse in mg/Hub	LM	1
Motordrehzahl in min^{-1}	n	2
Einspritzmenge in mg/Einspritzung	EM	3
CO-Emission in %	CO	4
NO _x -Emission in ppm	NO	5
CO ₂ -Emission in %	CO ₂	6

Nach dem Anfahren und dem Einstellen der konstanten Motordrehzahl von 1000 min^{-1} benötigt der NO_x-Emissionsverlauf eine lange Einschwingphase, wohingegen die CO- und CO₂-Emissionen schon nach kurzer Zeit einen stationären Verlauf aufweisen. Die Einschwingzeiten werden einerseits durch die gegebene Strecke vom Motorblock bis zum Auspuff beeinflusst und andererseits durch die verbaute Sensorik im Abgasmessgerät, siehe Kapitel 4.1. Eine weitere Einflussgröße für die Emissions-Einschwingzeiten ist die Abhängigkeit des vorherigen Betriebspunkts. Sobald der Emissionsverlauf einen konstanten Wert besitzt, kommt es je nach Stärke und Dauer der erneuten Stellgrößenänderung, zu einem wiederholten Einschwingen des Emissionsverlaufs.

Nachdem die Motordrehzahl rampenförmig von 1000 auf 1500 min^{-1} erhöht und dadurch der Betriebspunkt gewechselt wird, dauert es ca. 35 Sekunden bis der NO_x-Emissionsmassenstrom einen stationären Verlauf aufweist. Der CO₂-Sensorwert ändert sich nach etwas über 20 Sekunden nicht mehr. Der CO-Emissionsverlauf zeigt kaum eine Änderung. Der kurzzeitige Beschleunigungsvorgang hat eine Erhöhung der Einspritzmenge zur Folge und dadurch auch einen kurzfristigen NO_x- und CO₂-Emissionsanstieg. In Kapitel 7 werden zunächst nur Messungen ausgewertet, die sich im eingeschwungenen Zustand befinden. Die dynamischen Vorgänge mit Emissionsauswertungen sind Bestandteil von Kapitel 8.

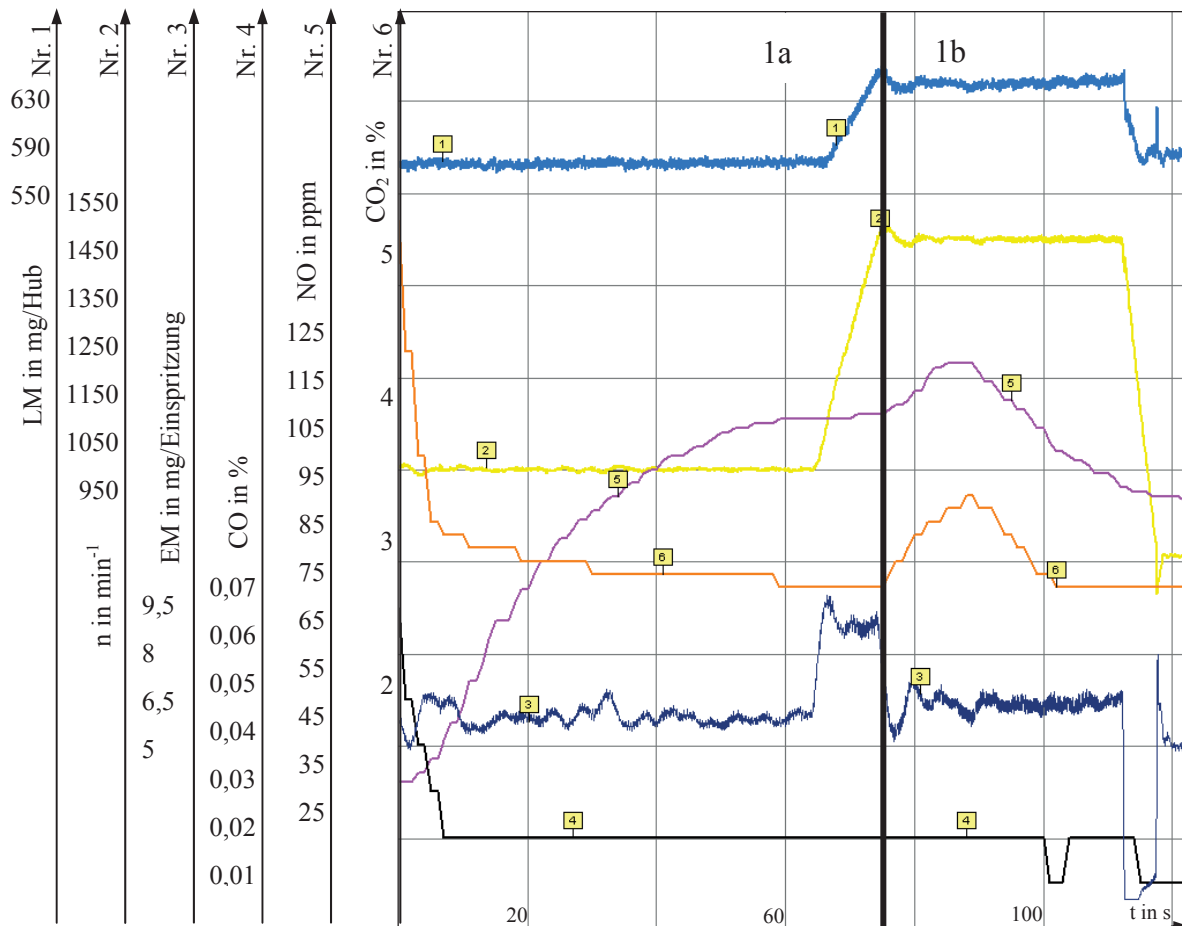


Abbildung 7.1: Messung 1a und 1b mit Motordrehzahlen von 1000 und 1500 min^{-1} , ohne EAT-Betrieb

Zunächst wird Messung 1a mit Messung 2 verglichen, **Abbildung 7.1** und **Abbildung 7.2**. Damit die Emissionsmassenströme mit und ohne EAT-Betrieb vergleichbar sind, wird der elektrische Laderantrieb über eine Dauer von ca. 80 Sekunden zugeschaltet. Somit sind alle Einschwingphasen beendet. Aus der Messung geht hervor, dass die Luftmasse mit elektrischem Laderantrieb um ca. 9 % höher und der eingespritzte Kraftstoff um ca. 6,5 % niedriger liegt. Der elektrische Laderantrieb fördert bei einer Motordrehzahl 1000 min^{-1} und einer Stromstärke von ca. 100 Ampere diese erhöhte Luftmenge.

Ein Vergleich der sich ergebenden Messwerte befindet sich in **Tabelle 7.3**. Bis auf die Emissionen sind die Werte gemittelt. Die Messung 1b mit der höheren Motordrehzahl von 1500 min^{-1} ist eine Vergleichsmessung für die folgenden Messungen 3 bis 5.

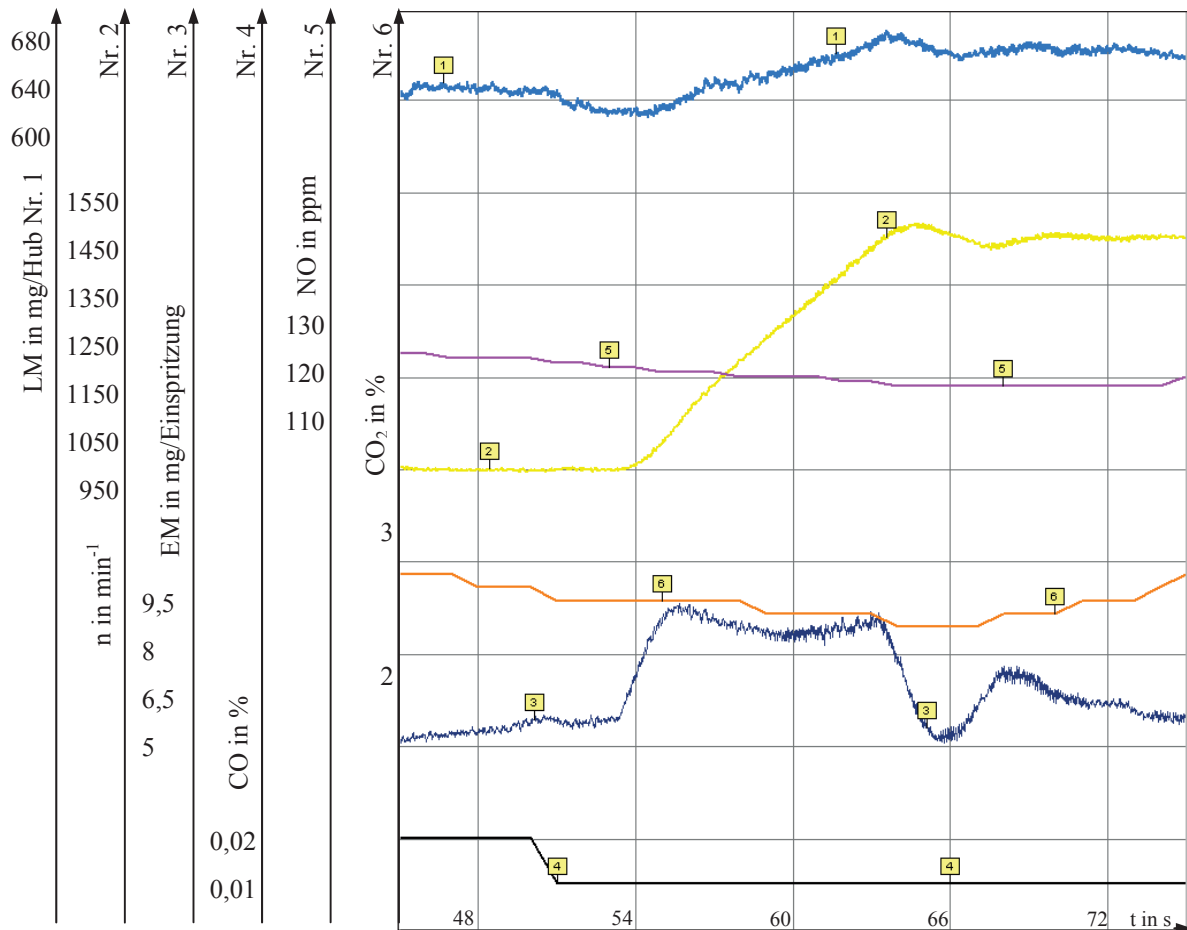


Abbildung 7.2: Messung 2 mit Motordrehzahl von 1000 min^{-1} (relevante Drehzahl) und EAT-Betrieb

Tabelle 7.3: Vergleich der Messungen 1000 min^{-1} , VTG und AGR geschlossen mit und ohne EAT

Einflussgrößen	Messung 1a, VTG und AGR zu, EAT aus	Messung 2, VTG und AGR zu, EAT an
Motordrehzahl in min^{-1}	1000	1000
Luftmasse in mg/Hub	582	638
Menge in mg/Einspritzung	6,1	5,7
Einspritzbeginn in °KW	7	7
Turboladerdrehzahl in min^{-1}	44552	65580
NO_x in ppm	111	118
CO_2 in %	2,6	2,3
CO in %	0,02	0,01
I in A	0	98,8

Damit die Schadstoffemissionen in dem jeweiligen Betriebspunkt vergleichbar sind, werden die Emissionsmassenströme berechnet [34]. Aus den Multiplikatoren des NO_x -Molfaktors, des ppm-Werts und des Abgasmassenstroms \dot{m}_A errechnet sich der NO_x -Emissionsmassenstrom. Analog dazu kann der CO_2 - und der CO-Emissionsmassenstrom gebildet werden.

$$\dot{m}_L \text{ in kg/h} = \text{Luftmasse in kg/Hub} \cdot \text{Motordrehzahl in min}^{-1} / 2 \cdot 5 \cdot 60 \quad (7.1)$$

in min/h

$$\dot{m}_A \text{ in kg/h} = \dot{m}_L \text{ in kg/h} + \dot{m}_B \text{ in kg/h} \quad (7.2)$$

$$\dot{m}_{\text{NO}_x} \text{ in g/h} = \text{NO}_x, \text{Molfaktor} \cdot \text{NO}_x \text{ in ppm} \cdot \dot{m}_A \text{ in kg/h} \quad (7.3)$$

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} \text{ in g/h} = \text{CO}_2, \text{Molfaktor} \cdot \text{CO}_2 \text{ in \%} \cdot 1e^4 \cdot \dot{m}_A \text{ in kg/h} \quad (7.4)$$

$$\dot{m}_{\text{CO}} \text{ in g/h} = \text{CO}, \text{Molfaktor} \cdot \text{CO in \%} \cdot 1e^4 \cdot \dot{m}_A \text{ in kg/h} \quad (7.5)$$

Der Molfaktor für die Stickoxide (NO_x) bezogen auf die Luft errechnet sich aus den Molmassen des Sauerstoffs (16 g/Mol) und des Stickstoffs (14 g/Mol). Die NO_x -Emissionen bestehen aus ca. einem Anteil NO_2 (46 g/Mol) und neun Anteilen NO (30 g/Mol). Die Luft hat ungefähr eine Molmasse von 29 g/Mol. Das Verhältnis NO_x zur Luft errechnet sich demzufolge aus dem Quotienten der NO_x -Molmasse mit 31,6 g/Mol und der Luft Molmasse und ergibt einen Molfaktor bezogen auf einen Kilogramm von 0,00109. Der Molfaktor für CO_2 beinhaltet neben der Molmasse des Sauerstoffs auch die Molmasse des Kohlenstoffs (12 g/Mol) und beträgt damit 0,001517. Der letzte in diesem Betriebspunkt betrachtete Molfaktor ist der für Kohlenmonoxid, mit einem Wert von 0,0009655. Die Schwankungen der Lufttemperatur und des Luftdrucks sind geringfügig und werden deshalb nicht berücksichtigt. Der Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_B wird äquivalent zum Luftmassenstrom \dot{m}_L berechnet (7.1).

Aus der Berechnung der Gleichungen (7.1), (7.2) und (7.3) ergibt sich ein NO_x -Emissionsmassenstrom ohne EAT-Betrieb von 10,67 g/h mit EAT-Betrieb von 12,42 g/h (**Tabelle 7.8**). Der EAT-Betrieb erhöht die Turboladerdrehzahl, dadurch steigt der Ladedruck und sinkt der Abgasgedruck. Die größere Luftmasse von $\Delta 56$ mg/Hub (**Tabelle 7.3**) erhöht das Luftverhältnis und die Sauerstoffkonzentration im Zylinder. Ebenso wird die innere AGR reduziert. Beide Effekte fördern die NO_x -Bildung [12, 15]. Der weniger eingespritzte Kraftstoff führt wiederum zu einer geringeren NO_x -Emission. Insgesamt erhöhen sich allerdings die NO_x -Emissionen geringfügig, da die erhöhte NO_x -Bildung durch das erhöhte Luftverhältnis



und der geringeren inneren AGR nicht durch den Effekt der geringeren Kraftstoffmenge ausgeglichen wird.

Der CO₂-Emissionsmassenstrom mit EAT-Betrieb sinkt von 3,492 auf 3,368 kg/h. Dies liegt vor allem an dem geringeren Kraftstoffverbrauch. Ebenso verringert sich der CO-Emissionsmassenstrom mit EAT-Betrieb von 17,03 auf 9,32 g/h. Zur Reduzierung tragen das höhere Luftverhältnis und der niedrigere Kraftstoffverbrauch bei. Da die gemessenen HC-Emissionen hinter dem Oxidationskatalysator, wie zu erwarten, sehr niedrig sind, wird auf eine Auswertung in diesem Betriebspunkt verzichtet.

Die nächsten beiden Messungen 3 und 4 unterscheiden sich von Messung 1b durch eine spätere Einspritzung (**Tabelle 7.5**), ohne instabile Verbrennungen zu erzeugen und dadurch einen spürbaren unruhigen Motorlauf. Die Leitschaufeln und das AGR-Ventil sind weiterhin geschlossen. Im Vergleich zu Messung 1b und 3 wird in Messung 4 der elektrische Laderantrieb diesmal mit geringerem Strom beaufschlagt und zwar mit nur ca. 40 Ampere. Es wird versucht die NO_x-Emissionen niedriger ausfallen zu lassen und die CO₂-Emissionen sollen sich nicht erhöhen. Die Luftmenge wird nur moderat angehoben.

Es wird die dritte mit der Messung 1b genauer verglichen. Die dritte Messung, in **Abbildung 7.3** dargestellt, zeigt bei ca. vierzig Sekunden den quasi stationären NO_x-Emissionswert von 93 ppm, dieser gehört zum Betriebspunkt des vorgegebenen ‚Serienstand‘-Einspritzzeitpunkts und entspricht dem von Messung 1b, siehe **Tabelle 7.3**. Nach ca. 63 Sekunden weist der NO_x-Emissionsverlauf einen stationären Wert von 77 ppm auf, siehe **Tabelle 7.5**. Dieser Emissionswert bildet sich durch den späteren Einspritzzeitpunkt der Voreinspritzung von 5,5 °KW vor OT. Der CO₂-Emissionswert schwankt zwischen den Werten von 2,7 und 2,6 % und wird zur leichteren Auswertung einfach gemittelt. Da der Einspritzzeitpunkt für den Betriebspunkt recht spät ist, hat die Mengenregelung einen leicht oszillierenden Einspritzmengenverlauf.

Die vierte Messung mit EAT-Betrieb und später Einspritzung kann in **Abbildung 7.4** betrachtet werden. Die zusätzlich durch den elektrischen Laderantrieb gelieferte Luftmasse beträgt im Durchschnitt nur 24 mg/Hub. Ein Effekt bei der Schadstoffbildung ist aber deutlich zu erkennen. Im Vergleich zur dritten Messung zeigt sich ein relativ geringerer stationärer NO_x- und CO₂-Emissionswert. Auch in diesen Messungen, wie schon in den vorhergehenden beiden, ist ein Vergleich der HC-Emissionswerte nicht sinnvoll. Der Oxidationskatalysator kann die HC-Emissionen soweit reduzieren, dass sich die HC-Werte bei den gemessenen stationären Betriebspunkten kaum unterscheiden und sehr gering sind.

Die **Tabelle 7.4** gibt die Größen mit der jeweiligen Bezeichnung für **Abbildung 7.3** bzw. **Abbildung 7.4** wieder.

Tabelle 7.4: Größenbezeichnungen für Messungen 3 und 4

Größe des Kurvenverlaufs	Bezeichnung des Kurvenverlaufs	Kurvenverlauf
Luftmasse in mg/Hub	LM	1
Motordrehzahl in min^{-1}	n	2
CO-Emission in %	CO	3
NO _x -Emission in ppm	NO	4
CO ₂ -Emission in %	CO ₂	5
Einspritzbeginn in °KW	EB	6

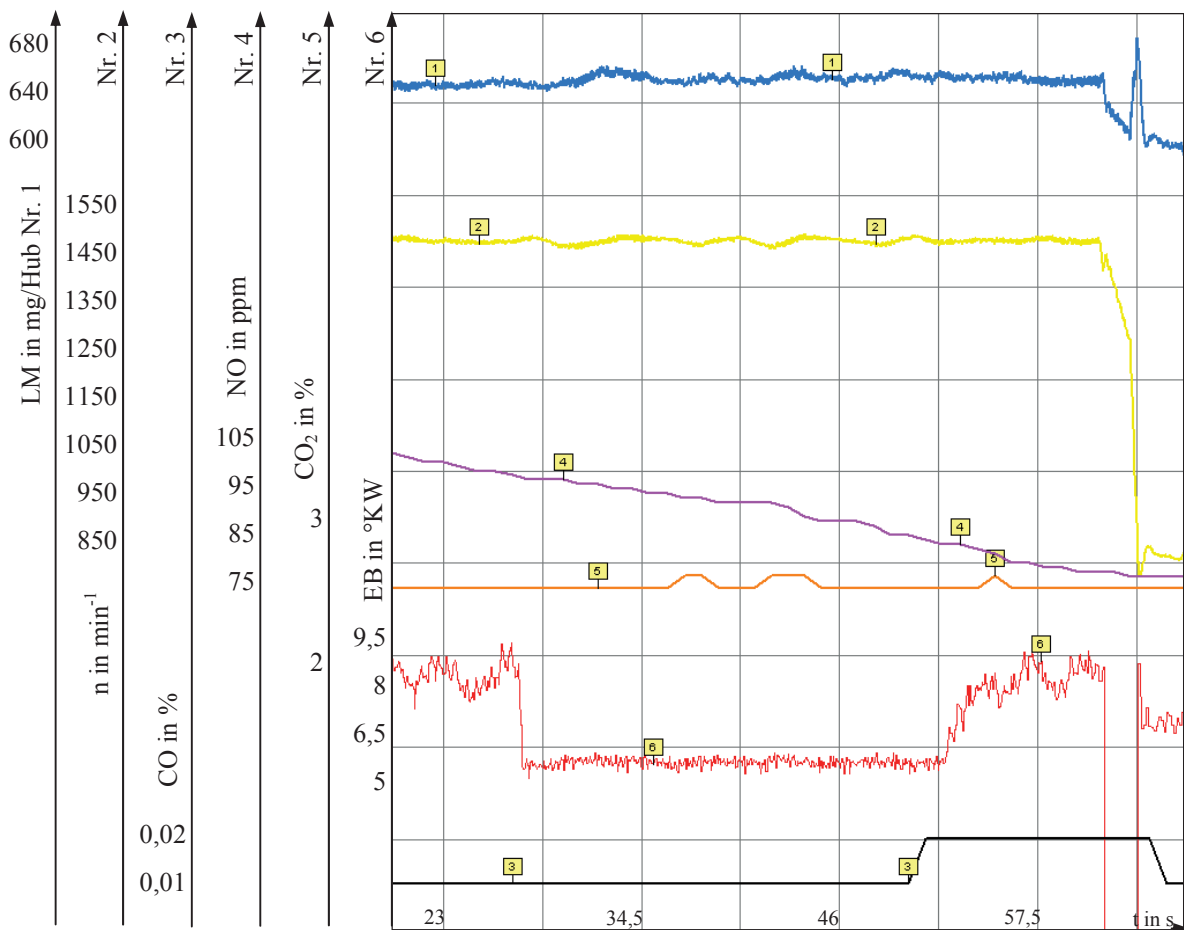


Abbildung 7.3: Messung 3 mit der Motordrehzahl von 1500 min^{-1} , später Einspritzung und ohne EAT-Betrieb

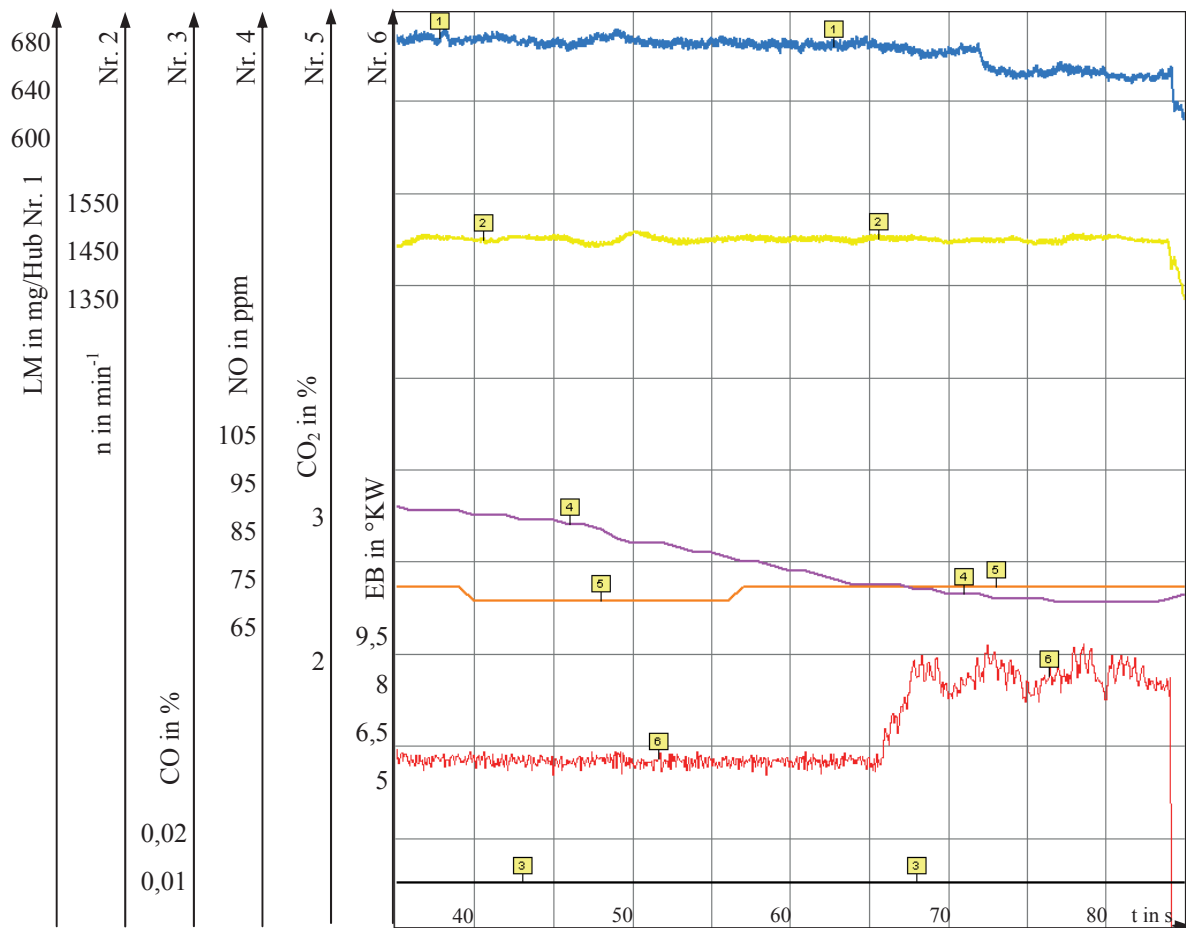


Abbildung 7.4: Messung 4 mit der Motordrehzahl von 1500 min^{-1} , später Einspritzung und EAT-Betrieb

Tabelle 7.5: Messung mit 1500 min^{-1} , VTG und AGR geschlossen

Einflussgrößen	Messung 1b, VTG und AGR zu, EAT aus	Messung 3, VTG und AGR zu, EB spät EAT aus	Messung 4, VTG und AGR zu, EB spät EAT an
Motordrehzahl in min^{-1}	1500	1500	1500
Luftmasse in mg/Hub	644	649	673
Menge in mg/Einspritzung	6,7	6,9	6,7
Einspritzbeginn in °KW	8	5,5	5,5
Turboladerdrehzahl in min^{-1}	77138	78737	84518
NO_x in ppm	93	77	71
CO_2 in %	2,6	2,63	2,54
CO in %	0,01	0,013	0,01
I in A	0	0	40,2



Die beiden Messungen 3 und 4 zeigen NO_x -Emissionsmassenströme, die im Vergleich zur Messung 1b niedriger liegen, siehe **Tabelle 7.8**. Der NO_x -Emissionsmassenstrom reduziert sich hauptsächlich aufgrund der späteren Einspritzung, siehe Kapitel 3. Die verschleppte Verbrennung senkt die Spitztemperatur. Die spätere Einspritzung in Messung 3 hat allerdings auch einen höheren CO_2 - und CO -Ausstoß zur Folge. Der Kraftstoffverbrauch erhöht sich. Die niedrigere Verbrennungstemperatur ist verantwortlich für eine unvollständige Verbrennung unter anderem im wandnahen Bereich und damit für den höheren CO -Ausstoß. Die Messung 4 mit dem EAT-Betrieb zeigt im Vergleich zu Messung 3 einen noch niedrigeren NO_x - und CO -Emissionsmassenstrom. Der Kraftstoffverbrauch sinkt wieder. Die reduzierte Kraftstoffmasse ist auch verantwortlich für einen geringeren NO_x -Emissionsmassenstrom. Die CO -Reduzierung erfolgt durch das höhere Luftverhältnis und der damit verbundenen vollständigeren Verbrennung. Der Kraftstoffverbrauch sinkt wieder auf das Niveau von Messung 1b. Da mehr CO -Moleküle zu CO_2 oxidieren, erhöht sich vergleichsweise die CO_2 -Rate [36].

In der fünften Messung, der letzten in Kapitel 7, wird ein großer Anteil an Abgas extern zurückgeführt und die Strategie des späteren Einspritzwinkels beibehalten. Der hohe Abgasanteil und die späte Einspritzung sollen die NO_x -Bildung weitestgehend verhindern. Die Messung 5 ist erneut unterteilt in a und b. Messung 5a ist ohne und Messung 5b mit EAT-Betrieb. Die effektive Aufbereitung des Kraftstoffs mit dem Abgas und der Luft durch den EAT-Betrieb in Messung 5b sorgt für einen geringeren Kraftstoffverbrauch. Der Synchronmotor wird mit einer hohen Stromstärke von ca. 190 Ampere betrieben. Der Zweck des hohen Luftanteils liegt unter anderem in der Senkung der CO_2 - und CO -Emission.

Die Werte für die Motordrehzahl, die Luftmasse, den Einspritzwinkel und die Einspritzmenge können für Messung 5a zum Zeitpunkt $t = 72,5$ Sekunden der **Tabelle 7.7** bzw. der **Abbildung 7.5** entnommen werden. Die Einspritzmenge ist geringer, verglichen mit Messung 1b, 3 und 4. Der Abgasgedruck ist bei geöffnetem AGR-Ventil niedrig und die Ladungswechselerarbeit sinkt. Zu diesem Zeitpunkt verändern sich die Emissionswerte nicht mehr. Im Vergleich zu allen anderen Messungen entsteht die geringste Menge an NO_x -Emissionen. Durch die AGR-Ventilstellung von 45% wird eine hohe AGR-Rate erzielt. Die hohe AGR-Rate und der späte Einspritzbeginn führen zu niedrigeren Verbrennungstemperaturen und zu geringeren Sauerstoffkonzentrationen. Allerdings steigen dadurch die CO -Emissionen an. Die niedrigeren Verbrennungstemperaturen vermindern die Menge an molekularem Sauerstoff. Die CO -Oxidation wird schnell beendet und die Brenngeschwindigkeit verringert sich. Es kommt zu Flame- und Wall-Quenching, siehe Kapitel 3.

Die **Tabelle 7.6** gibt die Größen mit der jeweiligen Bezeichnung für **Abbildung 7.5** bzw. **Abbildung 7.6** wieder.

Tabelle 7.6: Größenbezeichnungen für Messung 5a und 5b

Größe des Kurvenverlaufs	Bezeichnung des Kurvenverlaufs	Kurvenverlauf
Luftmasse in mg/Hub	LM	1
Motordrehzahl in min^{-1}	n	2
Menge in mg/Einspritzung	EM	3
CO-Emission in %	CO	4
NO _x -Emission in ppm	NO	5
CO ₂ -Emission in %	CO ₂	6
Stromstärke in A	I	7

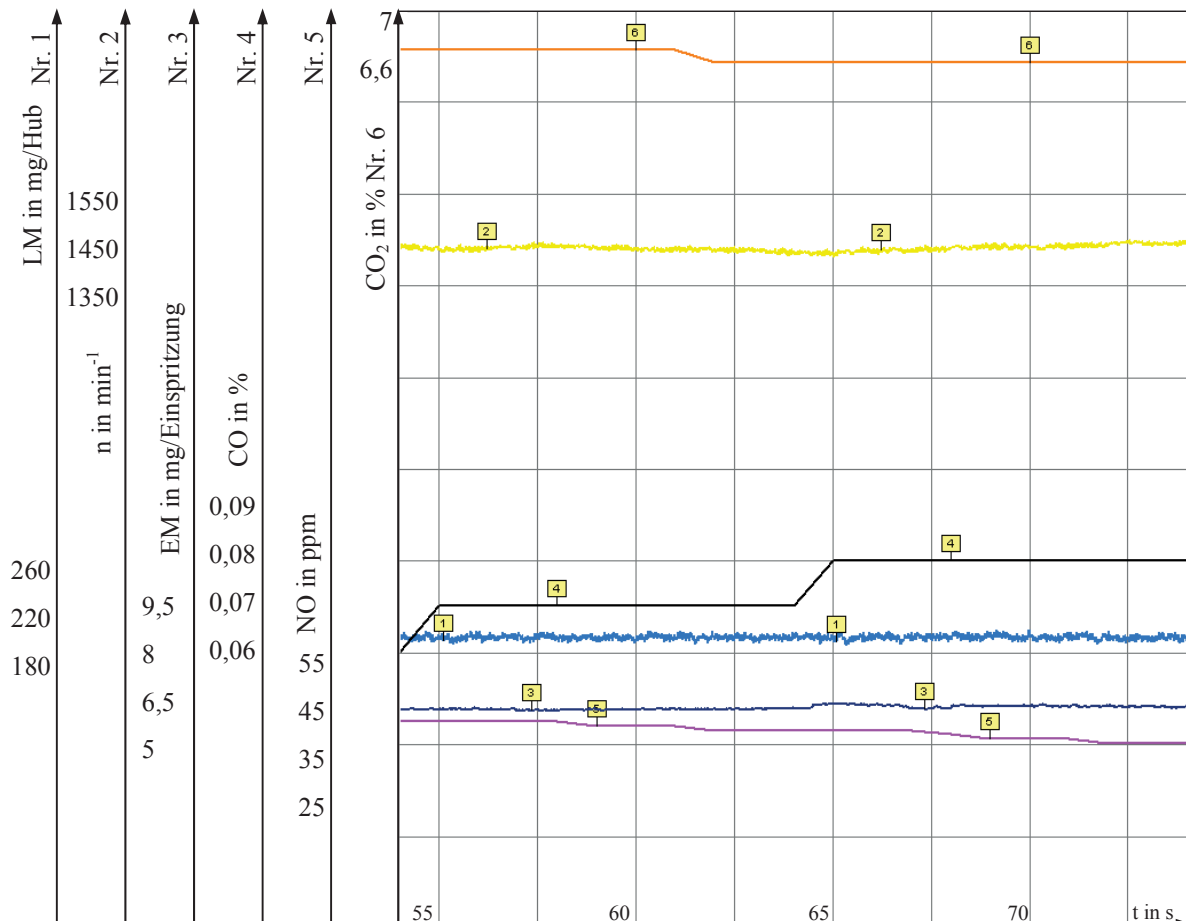


Abbildung 7.5: Messung 5a mit der Motordrehzahl von 1500 min^{-1} , später Einspritzung und hoher AGR-Rate

Für die Messung 5b liefert der Synchronmotor zunächst einen höheren Anteil an Luftmasse von ca. 100 mg/Hub und zusätzlich werden die Leitschaufeln fünfzehn Prozent geöffnet und die Frischluftmasse steigt nochmals um ca. 200 mg/Hub.

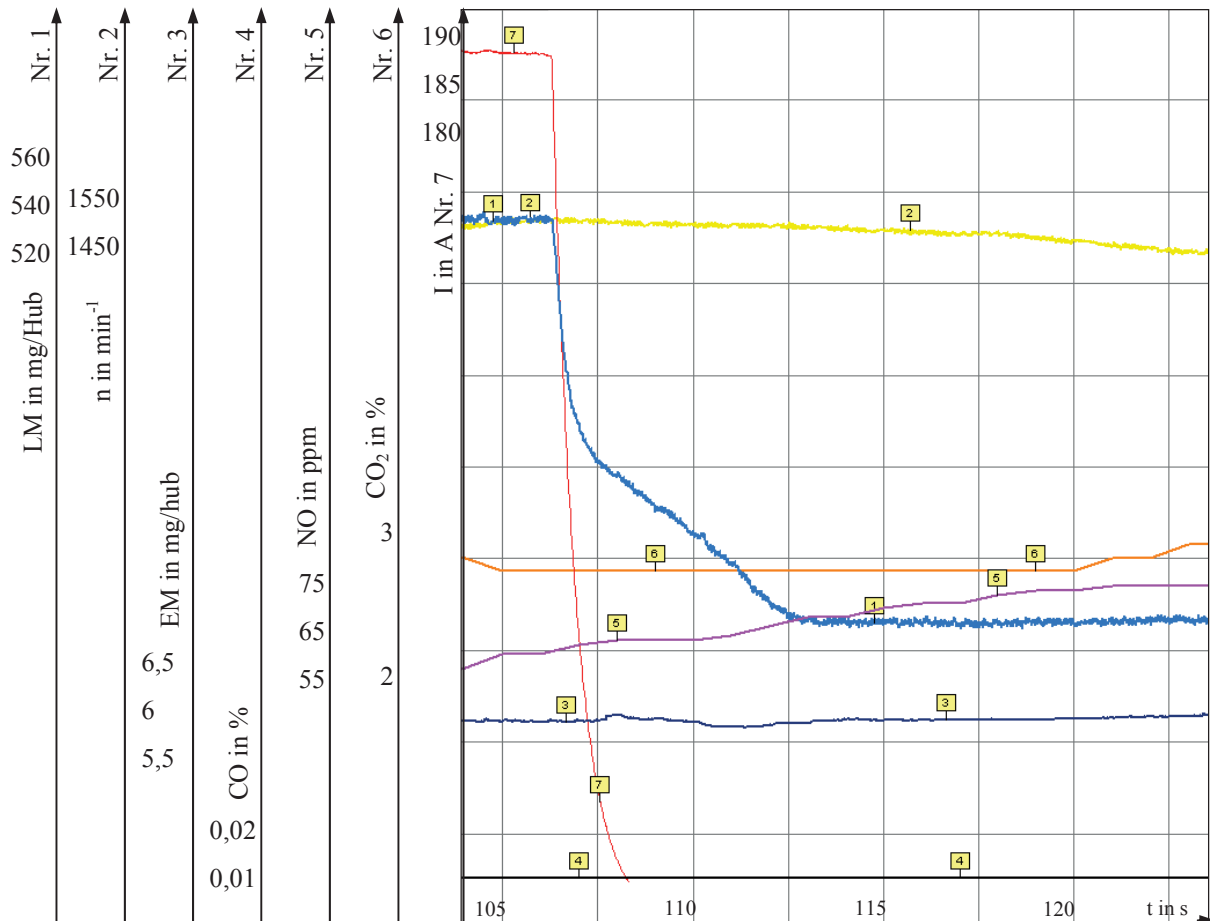


Abbildung 7.6: Messung 5b mit einer Motordrehzahl von 1500 min^{-1} , später Einspritzung, hoher AGR-Rate und EAT-Betrieb

Das Öffnen der Leitschaufeln reduziert den Abgasgegendruck und damit die Ladungswechselarbeit. In **Abbildung 7.6** finden sich die Emissionen für Messungen 5b wieder. Der NO_x -Wert steigt und die CO_2 - bzw. die CO-Werte sinken. Die NO_x -Emissionen erhöhen sich im Vergleich zur Messung 5a aufgrund der höheren Sauerstoffkonzentration und des erhöhten Verbrennungsdrucks bzw. der erhöhten Spitztemperatur. Das hohe Luftverhältnis und die homogene Kraftstoffverteilung führen zu geringen CO-Emissionen. Die Einspritzmenge befindet sich auf dem niedrigsten Niveau. Hier kommt das hohe Luftverhältnis, die gute Durchmischung des Kraftstoffs mit dem Abgas und der Frischluft sowie der niedrige Abgasgegendruck zum Tragen.



Tabelle 7.7: Messung mit 1500 min^{-1} , AGR offen, EB spät

Einflussgrößen	Messung 5a, VTG zu und AGR 45% EB spät und EAT aus	Messung 5b, VTG 85% und AGR 45% EB spät und EAT an
Motordrehzahl in min^{-1}	1500	1500
Luftmasse in mg/Hub	215	530
Menge in mg/Einspritzung	6,4	5,5
Einspritzbeginn in °KW	5,2	5,4
Turboladerdrehzahl in min^{-1}	30882	75115
NO_x in ppm	40	74
CO_2 in %	6,7	2,8
CO in %	0,08	0,01
I in A	0	187,2

Mit einer hohen AGR-Rate, spätem Spritzbeginn und ohne EAT-Betrieb (Messung 5a) ergibt sich der niedrigste CO_2 -Ausstoß (siehe **Tabelle 7.8**), aber nicht der niedrigste Kraftstoffverbrauch. Die unvollständige Verbrennung erzeugt einen hohen Anteil an CO-Emissionen und einen zu erwartenden hohen Anteil an Ruß, welcher bei den Fahrzeugmessungen nicht berücksichtigt wird.

Mit geöffnetem AGR-Ventil, geöffneten Leitschaufeln, später Einspritzung und EAT-Betrieb sinkt der Kraftstoffverbrauch auf den niedrigsten Wert der aufgeführten Messungen. Bei hoher Stromaufnahme des Synchronmotors verringert sich zwar der Kraftstoffverbrauch, aber durch die erzeugten hohen Verbrennungsdrücke und Spitztemperaturen erhöht sich auch die NO_x -Emission. Je nach der zur Verfügung stehenden elektrischen Energie könnte in verschiedenen Betriebspunkten durch einen geringen Stromfluss des EAT, einer optimierten AGR-Rate und einem späteren Einspritzbeginn die Emissionen und der spezifische Kraftstoffverbrauch gesenkt werden. Der Energieverbrauch des EAT liegt weit unter dem, was der Verbrennungsmotor an Kraftstoff benötigt, um die gleiche Energie bereitzustellen, siehe Kapitel 8.

Tabelle 7.8: Emissionsmassenströme der stationären Messungen

Messung	Motor- drehzahl in min^{-1}	NO_x -Emissions- massenstrom in g/h	CO_2 -Emissions- massenstrom in g/h	CO-Emissions- massenstrom in g/h	Abgasmassen- strom in kg/h
1a	1000	10,67	3492	17,03	88,22
1b	1500	14,84	5774	14,14	146,41
2	1000	12,42	3368	9,32	96,56
3	1500	12,41	5897	18,55	147,83
4	1500	11,84	5892	14,77	152,93
5a	1500	2,16	5035	38,27	49,55
5b	1500	9,72	5117	11,63	120,49

Die folgende Druckverlaufsanalyse analysiert die Messungen in hoher Auflösung und erläutert die Ergebnisse dieses Kapitels.

7.2 Messauswertung anhand des Druckverlaufs

Entsprechend der Messreihenfolge des vorherigen Kapitels (siehe **Tabelle 7.1**) erfolgt in diesem Abschnitt eine auf dem Kurbelwellenwinkel basierende Datenanalyse. In den stationär angefahrenen Betriebspunkten sind die Einflussgrößen auf den Zylinderdruckverlauf nicht vermeidbaren Schwankungen unterzogen. Der Zylinderdruckverlauf schwankt dementsprechend auch minimal von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel. Aufgrund dieser nur geringfügigen Schwankung reicht es aus nur zwei hintereinander liegende Arbeitsspiele auszuwerten. Zu sehen sind die zwei hintereinander ausgewerteten Arbeitsspiele in den folgenden Abbildungen des abgeleiteten Druckverlaufs, des Heizverlaufs und des integralen Heizverlaufs. Die Berechnungsgrundlagen zur folgenden Analyse befinden sich im Anhang Kapitel 12.3 und die eingesetzte Hard- und Software werden im Kapitel 4 beschrieben. Die Verläufe der mittleren Gastemperaturen werden über die thermische Zustandsgleichung berechnet. Die berechneten mittleren Gastemperaturen dienen somit nur zum Vergleich.

Die beiden Messungen, die zuerst kurbelwellenwinkelauflösend analysiert werden sollen, weisen eine Motordrehzahl von 1000 min^{-1} auf, siehe **Abbildung 7.1** und **Abbildung 7.2**. Sowohl das Abgasrückführventil als auch die Leitschaufeln sind geschlossen. Aus den Flächen unter dem Hochdruckprozess und des Ladungswechselverlaufs können die jeweiligen Arbeiten berechnet werden. Mit der Berechnung der Ladungswechselarbeit können Rückschlüsse auf den Kraftstoffverbrauch zwischen Messungen mit und ohne EAT-Betrieb gezo-

gen werden. In der ersten Messung ohne den EAT-Betrieb (siehe **Abbildung 7.7**) ergibt sich eine negative Ladungswechselarbeit von $W_{LW, 1000} = -15,86 \text{ J}$ pro Arbeitsspiel. In der **Abbildung 7.8** ist die Messung mit EAT-Betrieb zu sehen.

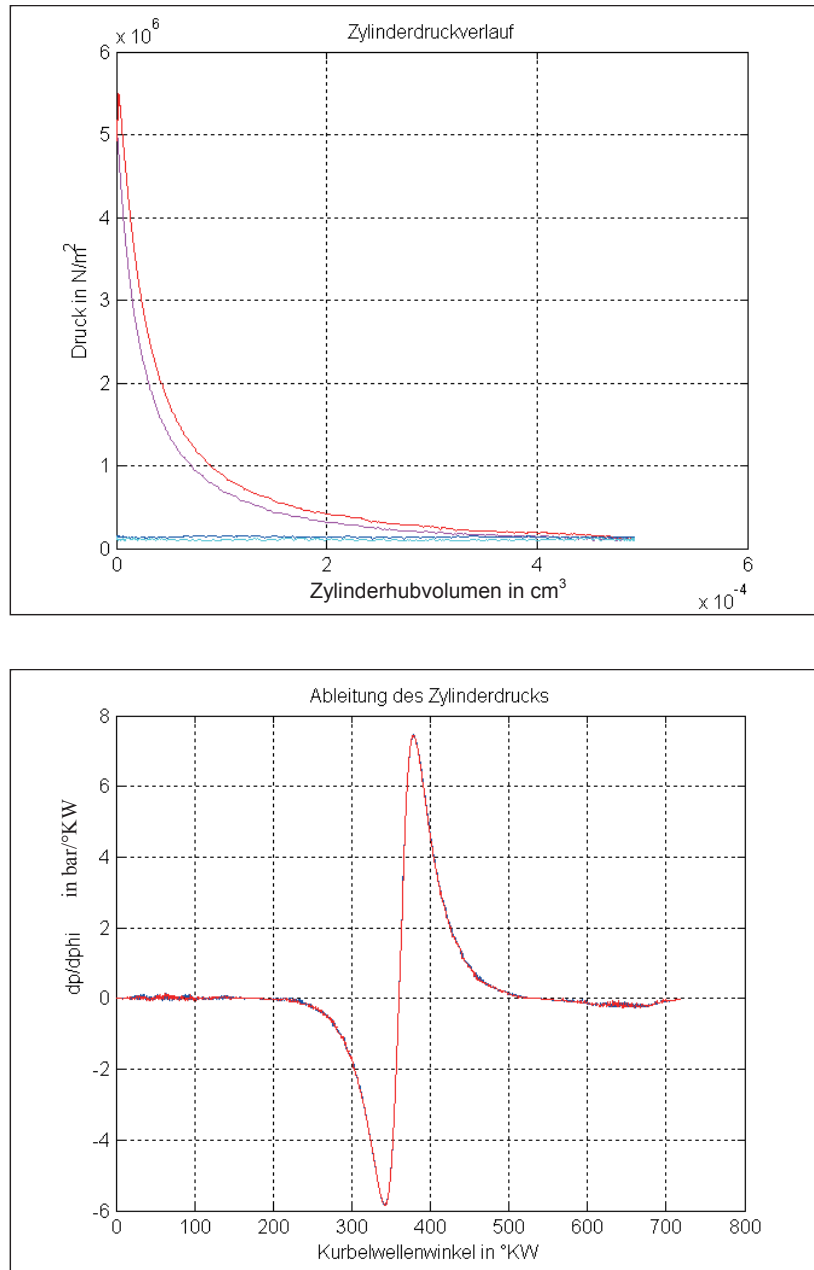


Abbildung 7.7: Druckverlauf und Ableitung des Druckverlaufs (2 Arbeitsspiele), 1000 min^{-1} , ohne EAT-Betrieb, Messung 1a

Die negative Ladungswechselarbeit mit EAT-Betrieb sinkt auf $W_{LW \text{ EAT}, 1000} = -7,96 \text{ J}$ pro Arbeitsspiel. Der Verdichter stellt mit Hilfe des Synchronmotors mehr Luft für die Verbrennung zur Verfügung. Der Ladedruck steigt. Durch die höhere Turbinendrehzahl fällt hingegen der Abgasgegendruck im Vergleich zur Messungen ohne EAT-Betrieb auf ein niedrigeres Niveau.

Insgesamt verringert sich die Druckdifferenz zwischen Abgasgegendruck und Ladedruck. Sowohl die Ansaug- als auch die Ausschbearbeit verringern sich. Es wird weniger Kraftstoff benötigt.

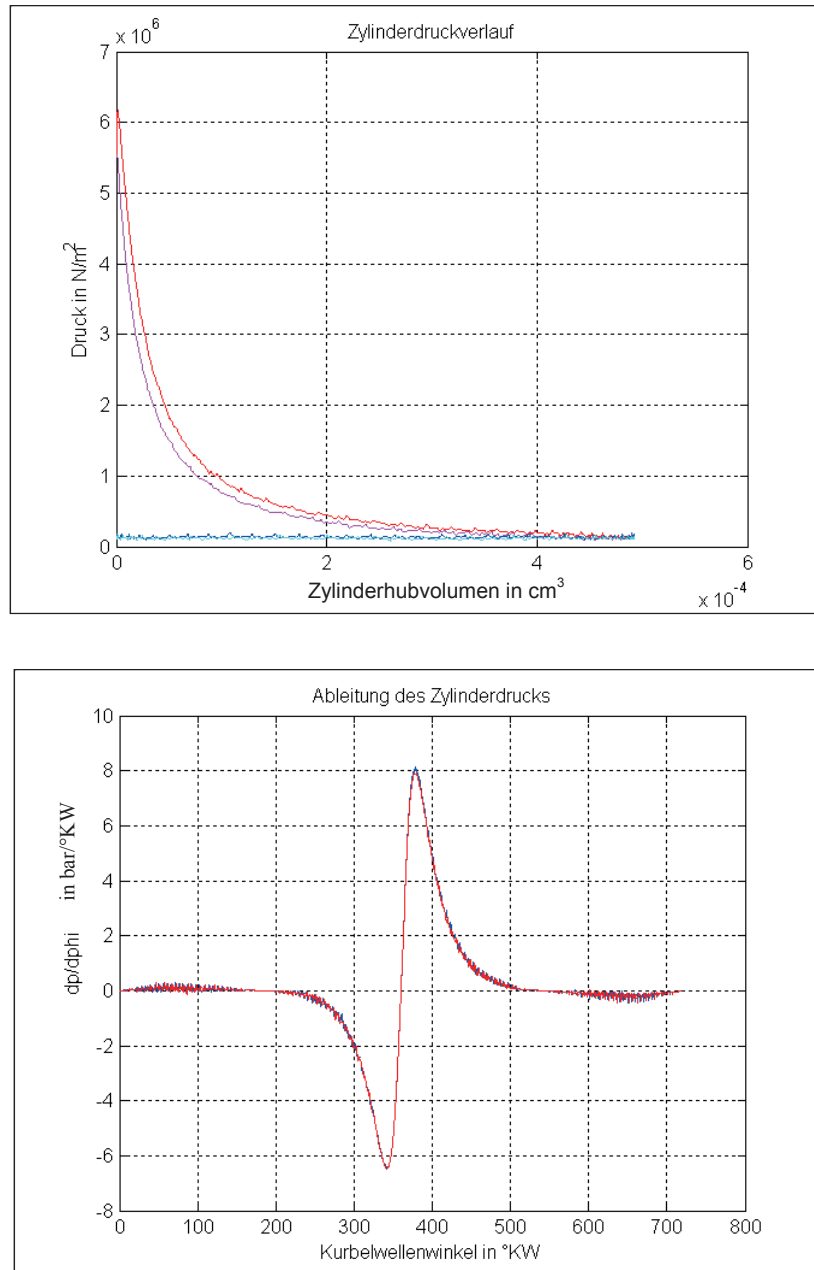


Abbildung 7.8: Druckverlauf und Ableitung des Druckverlaufs (2 Arbeitsspiele), 1000 min^{-1} , mit EAT-Betrieb, Messung 2

Aufgrund des erhöhten Brennraumdrucks mit EAT-Betrieb vergrößert sich auch der maximale Gradient des Zylinderdruckverlaufs $(dp/d\phi)_{\text{max}}$, siehe **Tabelle 7.9**. Dieser Höchstwert liegt ein paar zehntel Grad Kurbelwellenwinkel früher als der ohne EAT-Betrieb. Dies deutet auf eine schnellere energetische Umsetzung des Kraftstoff-Luft-Gemisches hin. Der Höchstwert

des Heizverlaufs ΔQ_{\max} ohne EAT-Betrieb (**Abbildung 7.9**) liegt im Vergleich zum Heizverlauf mit EAT-Betrieb (**Abbildung 7.10**) niedriger und tritt später auf. Der gestrichelte approximierte Verlauf, der über Matlab errechnet wird, deutet das Ende des Heizverlaufs an. Der Heizverlauf ohne EAT-Betrieb lässt erkennen, dass die Diffusionsverbrennung später einsetzt und noch einen größeren Anteil an Kraftstoff umsetzt. Das Verbrennungsende zögert sich hinaus. Weitere Ausführungen zur Premixed- und Diffusionsverbrennung konnten schon in Kapitel 2 behandelt werden.

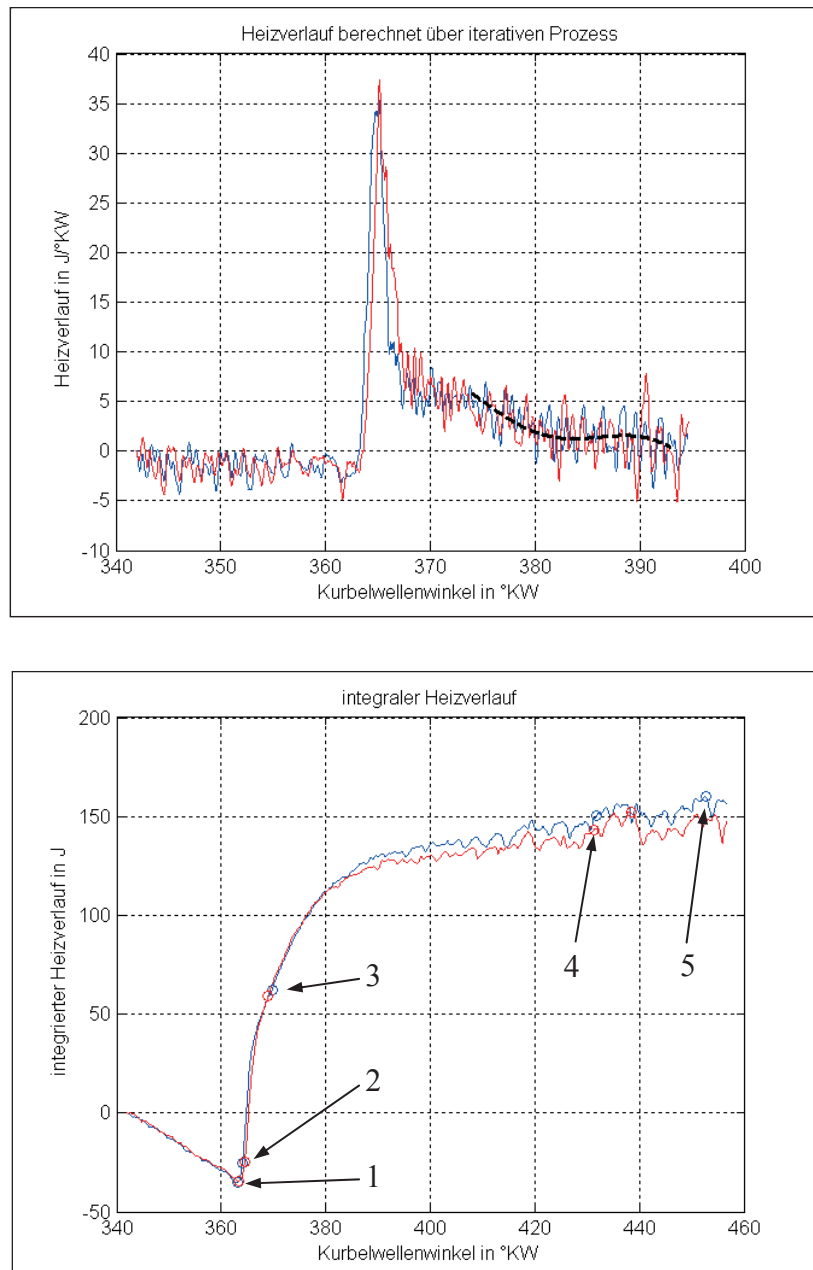


Abbildung 7.9: Heizverlauf und integraler Heizverlauf (2 Arbeitsspiele), 1000 min^{-1} , ohne EAT-Betrieb, Messung 1a

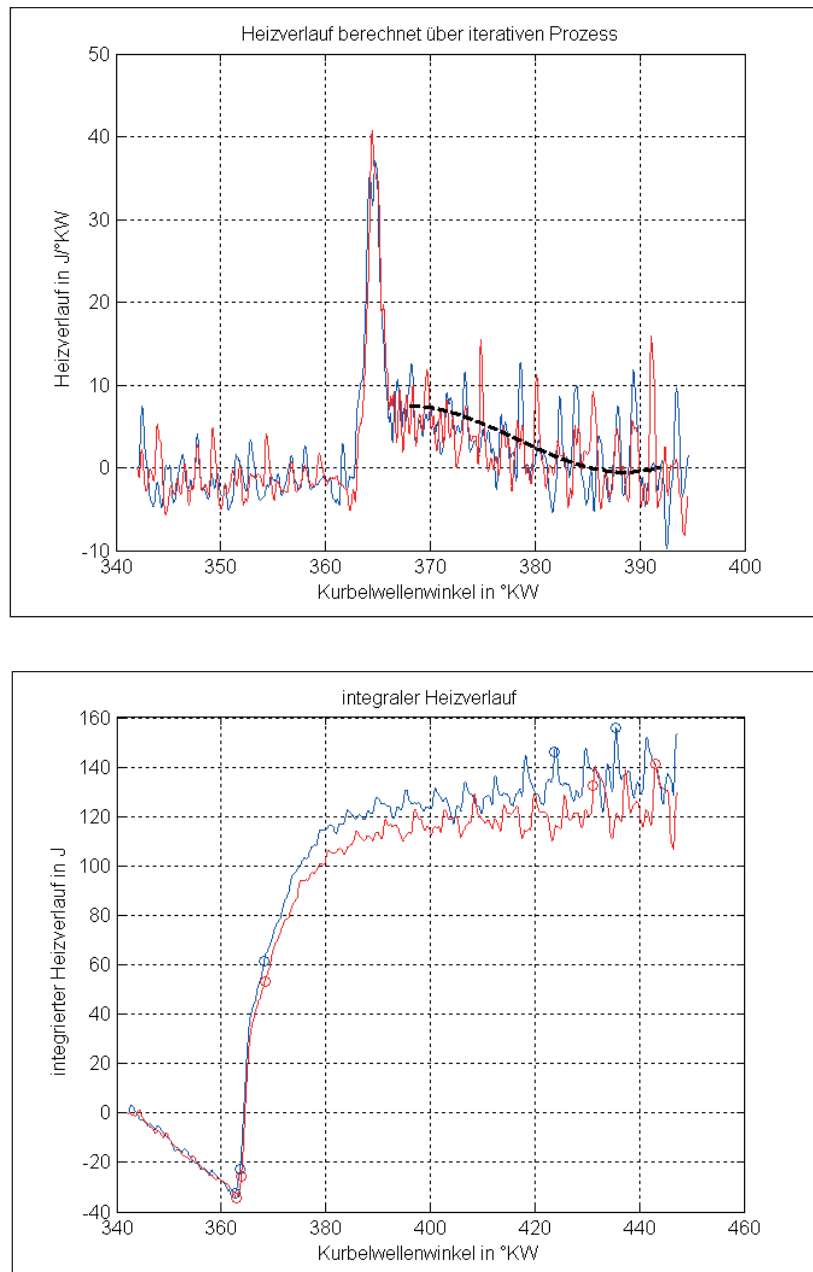


Abbildung 7.10: Heizverlauf und integraler Heizverlauf (2 Arbeitsspiele), 1000 min^{-1} , mit EAT-Betrieb, Messung 2

Der integrale Heizverlauf ist gekennzeichnet von links nach rechts durch folgende Markierungen (siehe **Abbildung 7.9**): der Verbrennungsbeginn (1), der 5 prozentige Umsatz (2), die Verbrennungsschwerpunktlage (3), der 95 prozentige Umsatz (4) und das Verbrennungsende (5). Die Differenz zwischen Einspritzbeginn (EB) und Verbrennungsbeginn (VB) ermittelt den Zündverzug (ZV), siehe Kapitel 2.1. Der 5 prozentige Umsatz und der 95 prozentige Umsatz werden genutzt, um die Verbrennungsschwerpunktlage Q_{50} zu berechnen [24]. Der Kurbelwellenwinkel der Schwerpunktlage benennt die Position, an der 50 % des Kraftstoffluftgemisches umgesetzt ist. Anhand der Position können Aussagen zum Wirkungsgrad der Ver-



brennung getroffen werden. Es besteht auch die Möglichkeit die Verbrennungsschwerpunkt-lage über die Größen Verbrennungsbeginn und Verbrennungsende zu berechnen. Allerdings ist der berechnete Heizverlauf am Ende der Verbrennungsphase verrauscht und das Verbrennungsende lässt sich schlecht ermitteln, siehe Anhang 12.2.

Durch den größeren Brennraumdruck mit EAT-Betrieb und der höheren Gastemperatur kurz vor Verbrennungsbeginn verkürzt sich der Zündverzug. Die größere Dichte verringert die Einspritzstrahlpenetration. Die Vermischung des Kraftstoffs mit dem hohen Luftmassenanteil wird anfangs gebremst und verlängert sich über die Zündgrenze hinaus. An einigen Stellen im Zylinder bilden sich schnell zündfähige Gemische. Die Premixed-Verbrennung ist kurz und erzeugt ein hohes ΔQ_{\max} (**Abbildung 7.10** und **Tabelle 7.9**).

Der höhere Luftanteil verringert die Brenndauer, siehe Kapitel 2.1. Der Verbrennungsschwerpunkt liegt früher, siehe **Tabelle 7.9**. Dies resultiert in einem niedrigeren Kraftstoffverbrauch und führt damit auch zur Senkung des CO₂-Emissionsmassenstrom. Die zusätzlich geförderte Luftmasse und dessen kinetischen Energie fördern unter anderem die Feinvermischung und damit auch die annähernde vollständige Verbrennung [15]. Zudem ist die Oxidation des Kohlenmonoxids stark abhängig vom Vermischungsprozess. Das höhere Luftverhältnis führt zu einem sinkenden CO-Emissionsmassenstrom, siehe **Tabelle 7.8**.

Tabelle 7.9: Druckverlaufsanalyse mit 1000 min⁻¹

Einflussgrößen	Messung 1a, VTG und AGR zu, EAT aus	Messung 2, VTG und AGR zu, EAT an
$(dp/d\phi)_{\max}$ in bar/°KW	7,47	8,15
$\phi (dp/d\phi)_{\max}$ in °KW	379,2	378,7
ΔQ_{\max} in J/°KW	37,37	40,75
$\phi (\Delta Q_{\max})$ in °KW	365,1	364,4
EB vor OT in °KW	6,9	6,9
VB in °KW	363,2	362,8
ZV in °KW	10,1	9,7
$\phi (Q_{50})$ in °KW	369,4	368,2
$T_{\max, \text{mean}}$ in °C	651	656,4

Die Verläufe der berechneten mittleren Gastemperaturen geben nicht die realen Verläufe wieder, können aber zum Vergleich herangezogen werden. Der größere Brennraumdruck mit EAT-Betrieb erzeugt eine höhere Spitztemperatur in diesem Betriebspunkt, siehe **Abbildung 7.12**. Die höhere Spitztemperatur erzeugt mit dem höheren Luftverhältnis den

größeren NO_x -Emissionsmassenstrom. Aufgrund der geringeren Einspritzmenge erfolgt die Temperaturabnahme nach der Spitzentemperatur schneller. Die NO_x -Rückbildungen haben ein kleineres zeitliches Fenster [11].

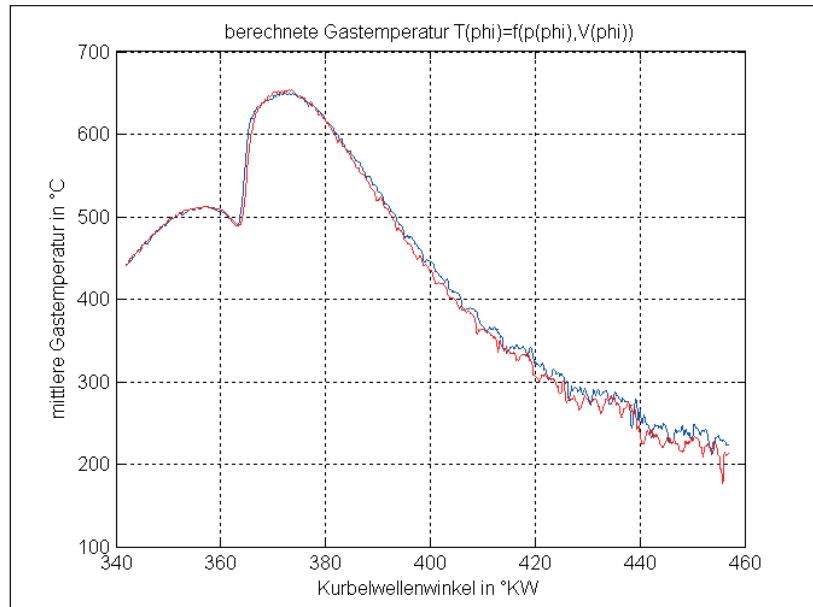


Abbildung 7.11: Die berechneten Gastemperaturen (2 Arbeitsspiele) bei 1000 min^{-1} , ohne EAT-Betrieb, Messung 1a

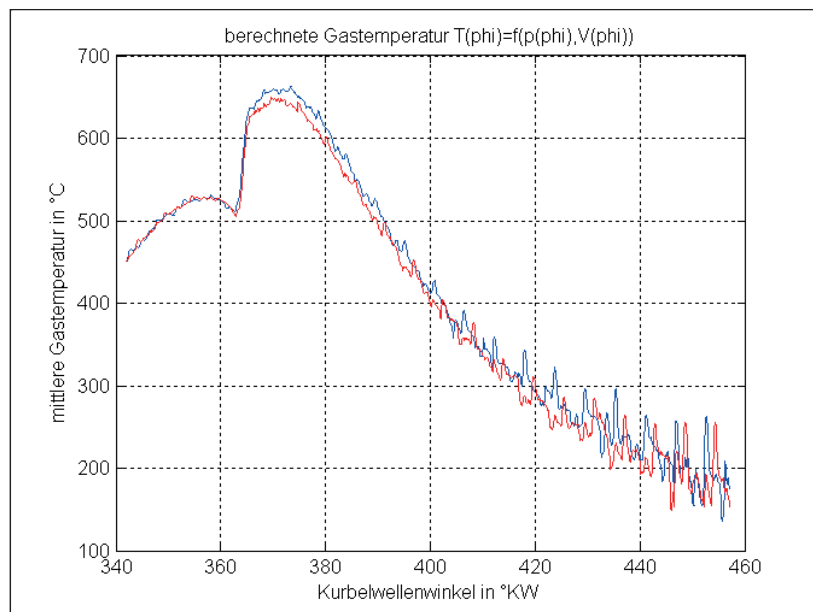


Abbildung 7.12: Die berechneten Gastemperaturen (2 Arbeitsspiele) bei 1000 min^{-1} , mit EAT-Betrieb, Messung 2

In den folgenden drei Messungen (Messung 1b, 3 und 4) wird der Einfluss des Einspritzbeginns betrachtet mit und ohne Bestromung des Synchronmotors, siehe **Tabelle 7.10**. In **Abbildung 7.13** ist zunächst der Druckverlauf mit ‚Serien Einspritzbeginn‘ zu sehen. In **Abbildung 7.14** kann der Druckverlauf mit spätem Einspritzbeginn betrachtet werden. Beide Messungen nutzen nicht den elektrischen Laderantrieb. Die negative Ladungswechselarbeit beläuft sich bei beiden Messungen auf ca. -31,5 J pro Arbeitsspiel. Die Messung mit spätem Einspritzbeginn und EAT-Betrieb hat eine negative Ladungswechselarbeit von nur -26,9 J pro Arbeitsspiel siehe **Abbildung 7.15**.

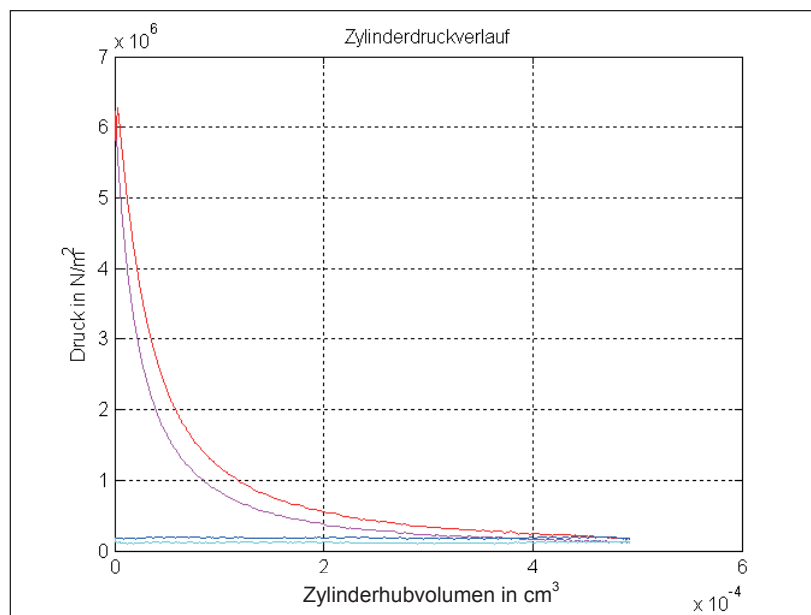


Abbildung 7.13: Druckverlauf mit Serien-EB, 1500 min^{-1} , ohne EAT-Betrieb, Messung 1b

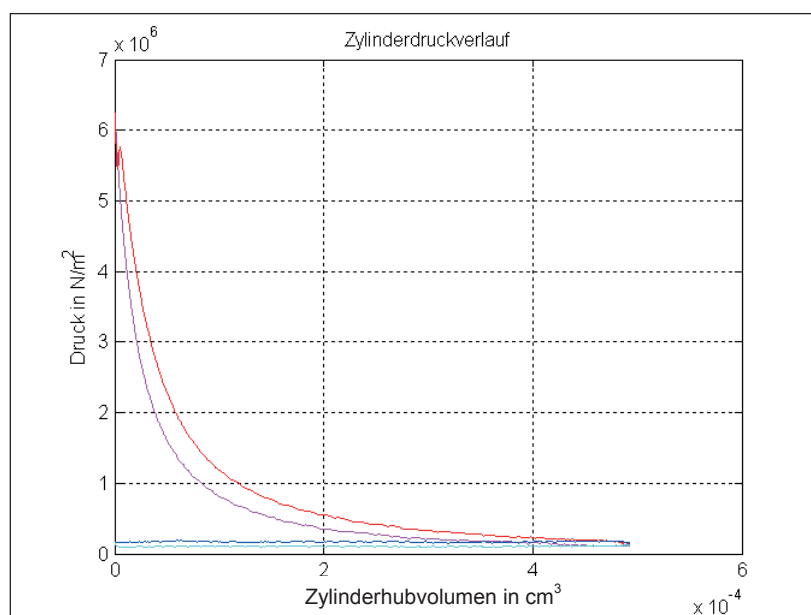


Abbildung 7.14: Druckverlauf mit spätem EB, 1500 min^{-1} , ohne EAT-Betrieb, Messung 3



Durch den späten Einspritzbeginn und der damit verbunden verschleppten Verbrennung erfolgt eine leichte Verbrauchserhöhung. Die verschleppte Verbrennung durch die spätere Einspritzung bewirkt eine Abnahme der Verbrennungsgeschwindigkeit, dadurch verringert sich auch der maximale Gradient des Zylinderdruckverlaufs $(dp/d\phi)_{\max}$. Außerdem verschiebt sich der Höchstwert in Richtung spät. Die energetische Umsetzung des Kraftstoff-Luft-Gemisches verlangsamt sich. Aber mit Hilfe des elektrischen Antriebs und der späten Einspritzung führt die niedrigere Ladungswechselarbeit wieder zu einer Senkung des Kraftstoffverbrauchs.

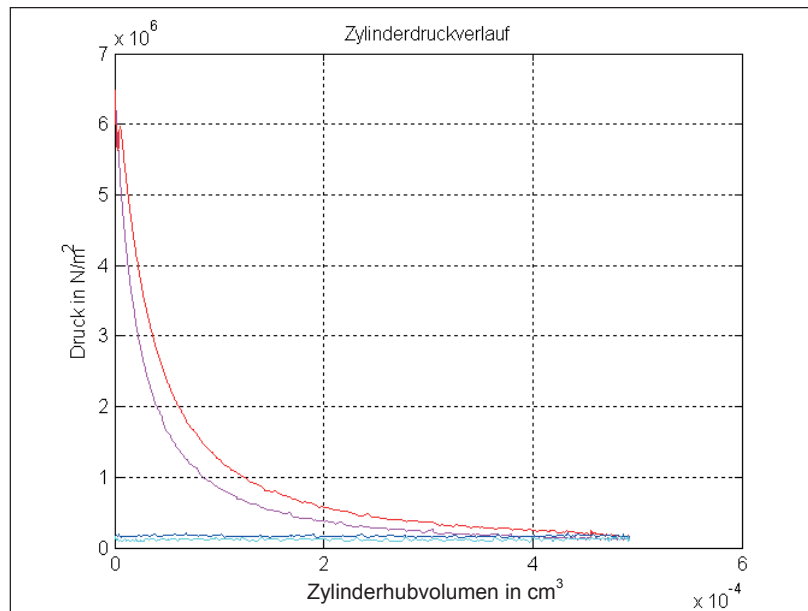


Abbildung 7.15: Druckverlauf mit spätem EB, 1500 min^{-1} , mit EAT-Betrieb, Messung 4



Die **Abbildung 7.16** bis **Abbildung 7.18** geben die Heizverläufe in der gleiche Messreihenfolge wieder wie die vorherigen Druckverläufe. Die Höchstwerte ΔQ_{\max} der Heizverläufe bei den späteren Einspritzzeitpunkten verschieben sich in Richtung spät, siehe **Tabelle 7.10**. Die Messung mit verschleppter Verbrennung und gering bestromten Synchronmotor sorgen für eine Anhebung von ΔQ_{\max} (**Abbildung 7.18**). Zudem verschiebt sich das Maximum wieder geringfügig nach früh. Es wird in der Premixed-Verbrennung mehr Kraftstoff umgesetzt.

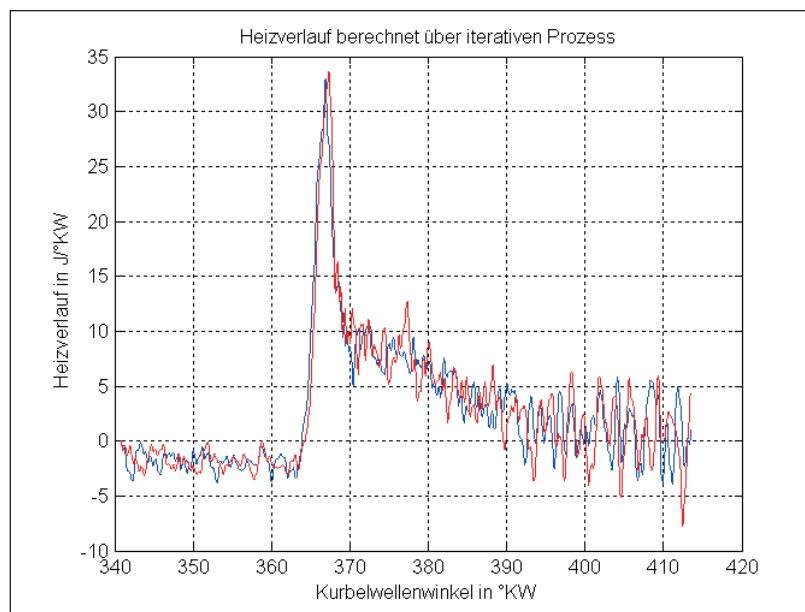


Abbildung 7.16: Heizverläufe mit Serien-EB (2 Arbeitsspiele), 1500 min^{-1} , ohne EAT-Betrieb, Messung 1b

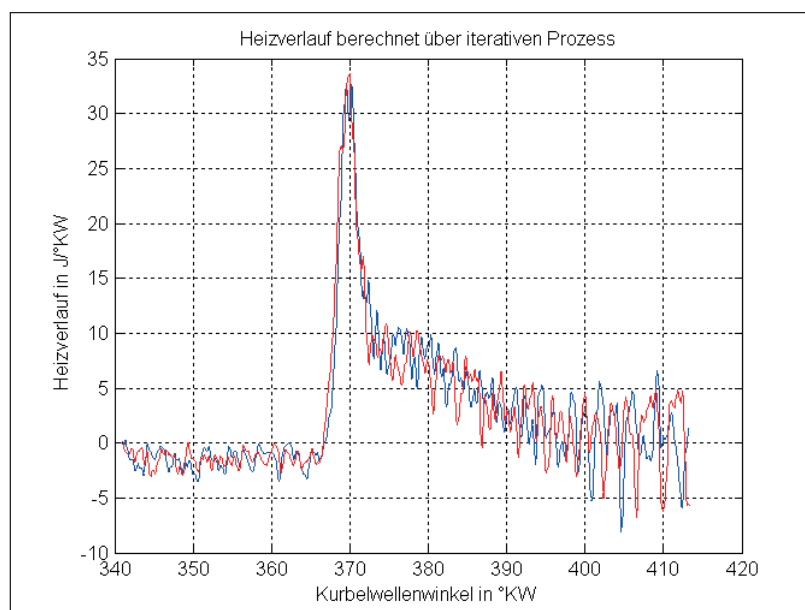


Abbildung 7.17: Heizverläufe mit spätem EB (2 Arbeitsspiele), 1500 min^{-1} , ohne EAT-Betrieb, Messung 3

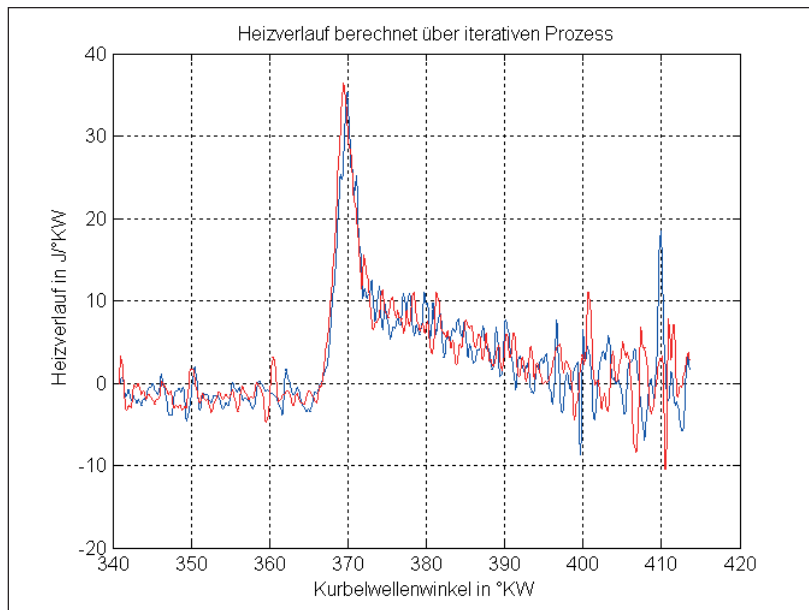


Abbildung 7.18: Heizverlauf mit spätem EB (2 Arbeitsspiele), 1500 min^{-1} , mit EAT-Betrieb, Messung 4

Alle drei Temperaturverläufe sind in **Abbildung 7.19** bis **Abbildung 7.21** dargestellt. Der Temperaturverlauf mit der Serien-Einspritzung hat die höchste Spitzentemperatur und auch der Verlauf ist auf dem höchsten Niveau.

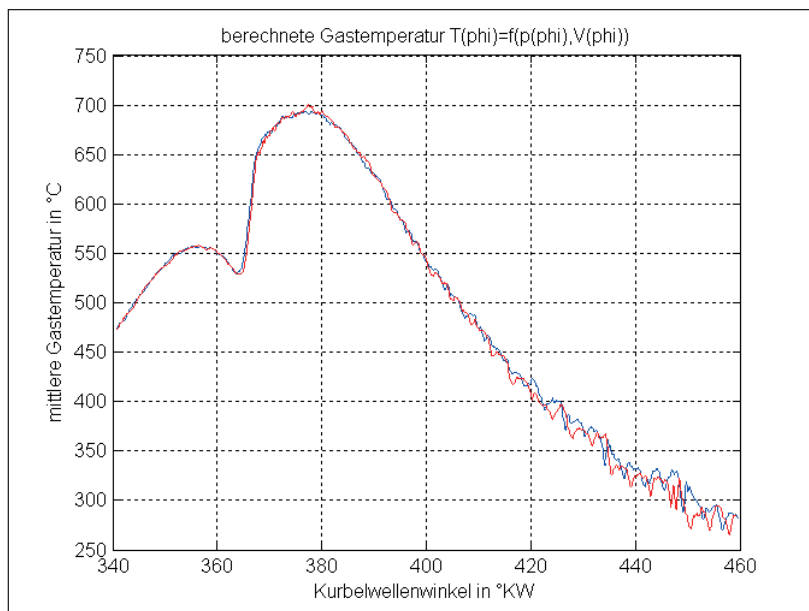


Abbildung 7.19: Die berechneten Gastemperaturen mit Serien-EB (2 Arbeitsspiele), 1500 min^{-1} , ohne EAT-Betrieb, Messung 1b

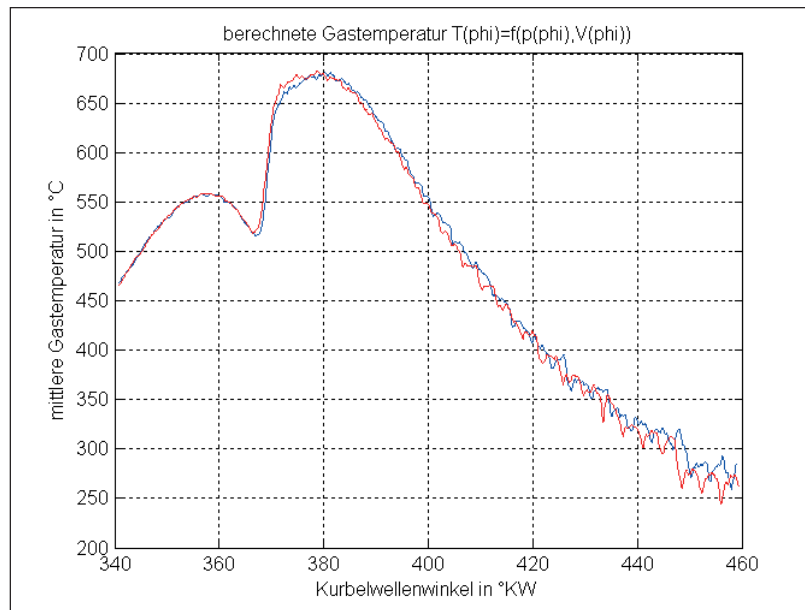


Abbildung 7.20: Die berechneten Gastemperaturen mit spätem EB (2 Arbeitsspiele), 1500 min^{-1} , ohne EAT-Betrieb, Messung 3

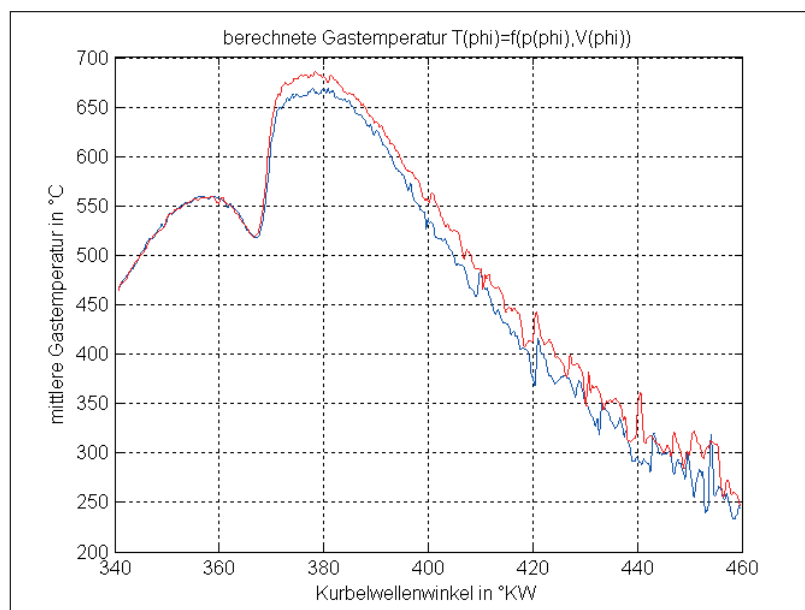


Abbildung 7.21: Die berechneten Gastemperaturen mit spätem EB (2 Arbeitsspiele), 1500 min^{-1} , mit EAT-Betrieb, Messung 4

Dies spiegelt den höchsten NO_x -Emissionsmassenstrom wieder, siehe **Tabelle 7.8**. Der Temperaturverlauf mit der späten Einspritzung zeigt insgesamt einen niedrigeren Verlauf. Der NO_x -Ausstoß sinkt. Die CO_2 -Emissionen erhöhen sich durch den höheren Kraftstoffverbrauch. Der CO -Emissionsmassenstrom hingegen vergrößert sich durch den niedrigeren Temperaturverlauf und der damit verbundenen unvollständigen Verbrennung. Der Temperaturverlauf mit später Einspritzung und EAT-Betrieb zeigt insgesamt den niedrigsten der drei

Temperaturverläufe. Der anfängliche große Temperatursprung während der Premixed-Verbrennung ist schneller beendet. Während der Diffusionsverbrennung gibt es nur noch eine geringfügige Temperaturerhöhung. Der niedrige Temperaturverlauf und der geringe Kraftstoffverbrauch sorgen für einen verringerten NO_x -Emissionsmassenstrom. Trotz des späteren Einspritzzeitpunkts und der damit verbundenen niedrigeren Gastemperatur befindet sich der CO-Emissionsmassenstrom auf dem gleichen Niveau wie die Messung mit Serien-Einspritzung. Die zusätzlich geförderte Luftmasse und die bessere Durchmischung führen zur vollständigeren Verbrennung.

Tabelle 7.10: Druckverlaufsanalyse mit 1500 min^{-1} und verändertem EB

Einflussgrößen	Messung 1b, VTG und AGR zu, EAT aus	Messung 3, VTG und AGR zu, EB spät EAT aus	Messung 4, VTG und AGR zu EB spät EAT an
$(dp/d\phi)_{\max}$ in $\text{bar}/^\circ\text{KW}$	9,22	9,1	9,43
$\phi (dp/d\phi)_{\max}$ in $^\circ\text{KW}$	380,2	381,3	381,4
ΔQ_{\max} in $\text{J}/^\circ\text{KW}$	33,34	33,15	35,9
$\phi (\Delta Q_{\max})$ in $^\circ\text{KW}$	367,1	370,1	369,7
EB vor OT in $^\circ\text{KW}$	7,9	5,5	5,5
VB in $^\circ\text{KW}$	363,9	366,5	366,4
$T_{\max, \text{mean}}$ in $^\circ\text{C}$	700,5	682,1	677,2

Die letzte Messung ist unterteilt in 5 a und b, siehe **Abbildung 7.5** und **Abbildung 7.6**. In beiden Fällen ist die AGR-Rate hoch und es wird spät eingespritzt. Das Ziel ist eine niedrige NO_x -Emission. In Messung 5 b wird der EAT-Betrieb genutzt und die Leitschaufeln teilweise geöffnet. Das Ergebnis ist ein geringes Niveau des Kraftstoffverbrauchs.

Die **Abbildung 7.22** gibt den Druckverlauf der Messung 5 a wieder. In diesem Abschnitt der Messung wird der elektrische Laderantrieb nicht eingesetzt. Die für diesen Betriebspunkt aufzubringende mechanische Arbeit berechnet aus dem Hochdruckprozess bzw. aus der Hochdruckschleife liegt um 6 % niedriger im Vergleich zu dem Betrieb ohne Abgasrückführung. Die geöffnete AGR-Klappe senkt den Abgasgegendruck und die negative Ladungswechselarbeit reduziert sich gegenüber den Messungen ohne Abgasrückführung um mehr als das 3,5 fache auf $-8,45 \text{ J}$ pro Arbeitsspiel (siehe oben, Druckverlaufsanalyse Messungen 1b und 3). Der Kraftstoffverbrauch und der CO_2 -Emissionsmassenstrom sinken geringfügig.

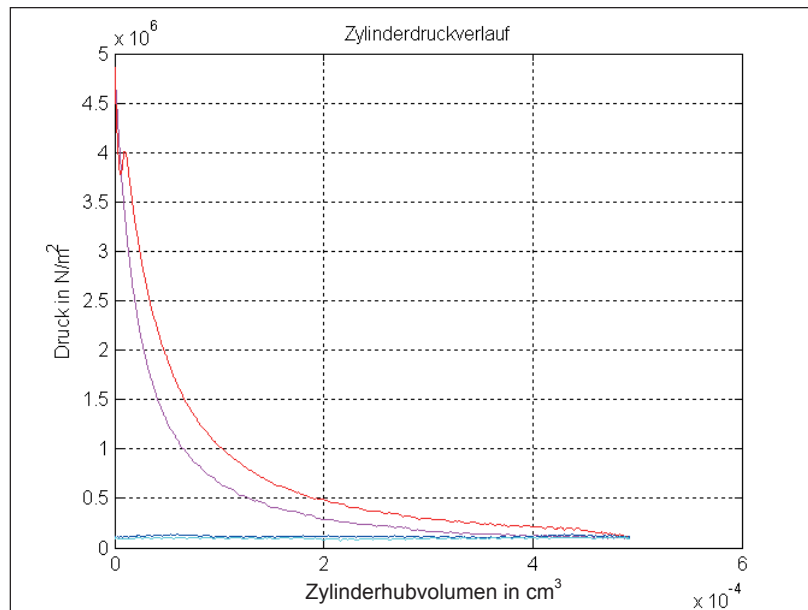


Abbildung 7.22: Druckverlauf mit spätem EB und AGR-Rate, 1500 min^{-1} , ohne EAT-Betrieb, Messung 5a

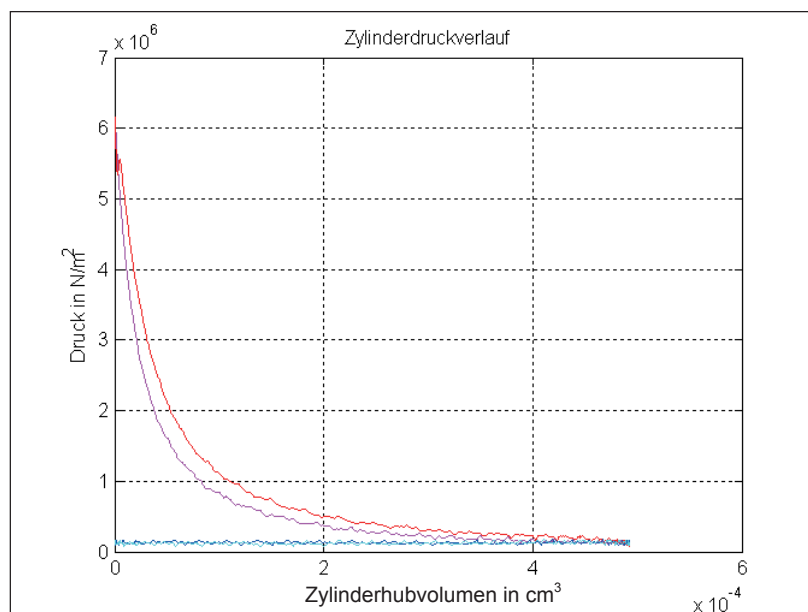


Abbildung 7.23: Druckverlauf mit spätem EB und AGR-Rate, 1500 min^{-1} , mit EAT-Betrieb, Messung 5b

Der Druckverlauf mit bestromten Synchronmotor (**Abbildung 7.23**) von ca. 190 Ampere zeigt, dass während des Hochdruckprozesses eine geringere mechanische Arbeit aufzubringen ist. Es wird über 15 % Kraftstoff weniger eingespritzt (**Tabelle 7.7**). Für die Ladungswechselschleife wird nur $-4,29 \text{ J}$ pro Arbeitsspiel benötigt. Die Ladungswechselschleife verringert sich einerseits auf Grund des niedrigen Abgasgedrucks durch die geöffnete AGR-Klappe und

den teilweise geöffneten Leitschaufeln und andererseits durch den höheren Ladedruck, der durch den EAT-Betrieb aufgebracht wird.

Durch den höheren Brennraumdruck und der höheren Gastemperatur vor Verbrennungsbeginn in Messung 5b verkürzt sich der Zündverzug im Gegensatz zur Messung 5a (Vergleich zwischen **Abbildung 7.24** und **Abbildung 7.25**, siehe auch **Tabelle 7.11**). Die Brenndauer verkleinert sich vor allem durch den höheren Luftanteil. Der Kraftstoffverbrauch und der CO₂-Emissionsmassenstrom sinken.

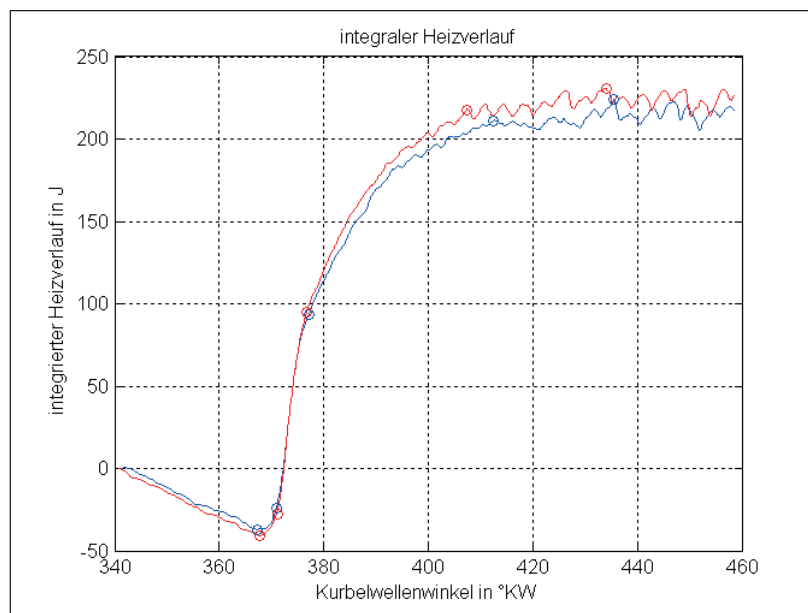


Abbildung 7.24: Der integrierte Heizverlauf mit spätem EB und AGR-Rate (2 Arbeitsspiele), 1500 min⁻¹, ohne EAT-Betrieb, Messung 5a

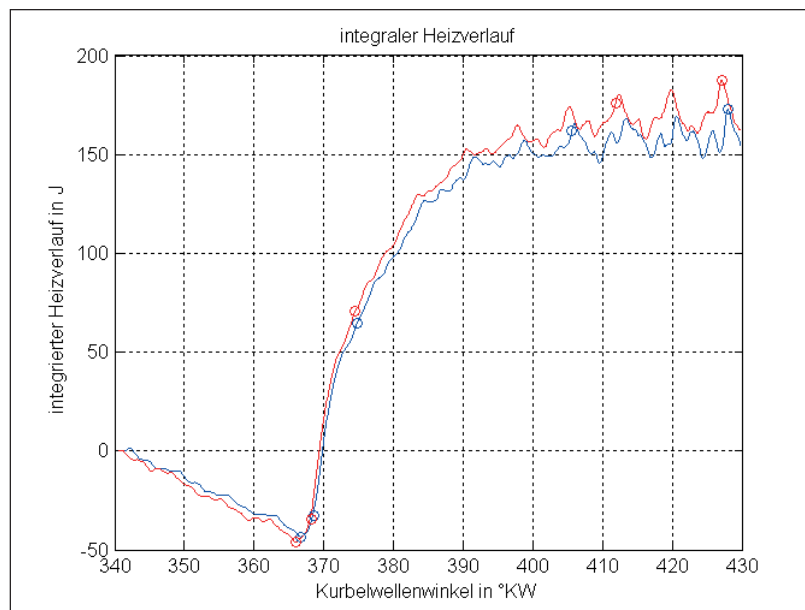


Abbildung 7.25: Der integrierte Heizverlauf mit spätem EB und AGR-Rate (2 Arbeitsspiele), 1500 min^{-1} , mit EAT-Betrieb, Messung 5b

Die **Abbildung 7.26** zeigt die berechnete Gastemperatur ohne und **Abbildung 7.27** mit EAT-Betrieb. Sie liegen niedriger als die Gastemperaturen der drei vorhergehenden Messungen. Der NO_x -Emissionsmassenstrom verringert sich um mehr als das Fünffache, siehe **Tabelle 7.8**.

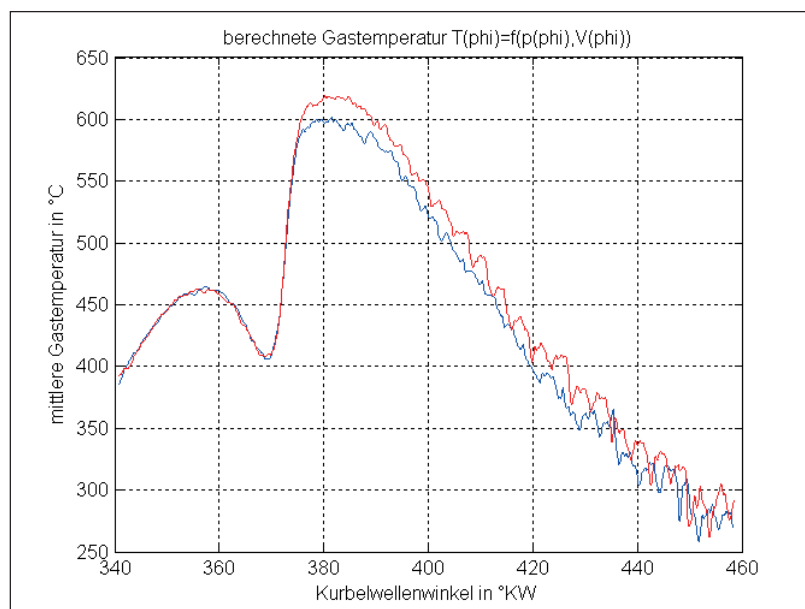


Abbildung 7.26: Die berechneten Gastemperaturen, mit spätem EB und AGR-Rate (2 Arbeitsspiele), 1500 min^{-1} , ohne EAT-Betrieb, Messung 5a

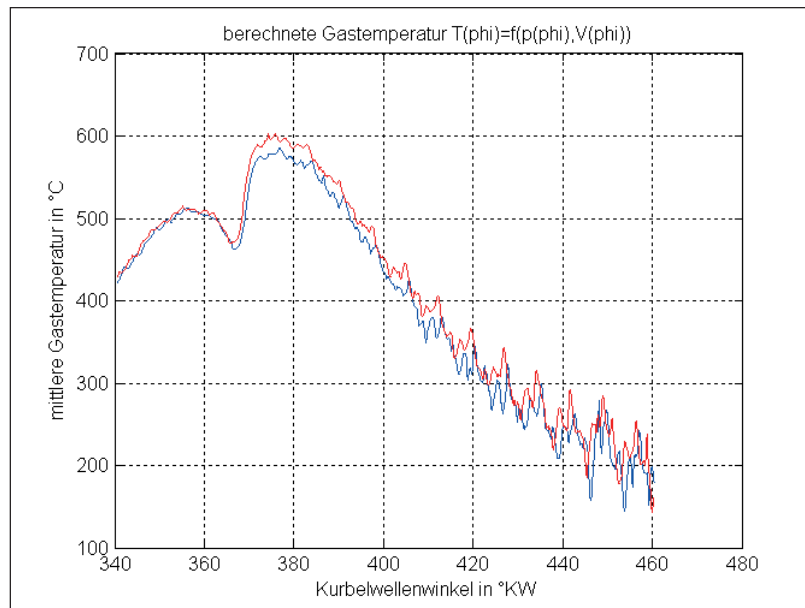


Abbildung 7.27: Die berechneten Gastemperaturen, mit spätem EB und AGR-Rate (2 Arbeitsspiele), 1500 min^{-1} , mit EAT-Betrieb, Messung 5b

Die hohe Abgasrückführrate und der späte Spritzbeginn sorgen für niedrige Temperaturen des Verbrannten. Für die CO-Oxidation entsteht allerdings wenig molekularer Sauerstoff. Durch die geringen Temperaturen kommt es zur unvollständigen Verbrennung. Die bekannte NO_x -CO-Schere tritt in diesem Betriebspunkt auf [11].

Mit dem hohen Luftverhältnis und dem höheren Brennraumdruck durch den EAT-Betrieb und den teilweise geöffneten Leitschaufeln erhöht sich erneut der NO_x -Emissionsmassenstrom. Dieser liegt aber niedriger verglichen mit den NO_x -Emissionsmassenströmen aus den Messungen 1b, 3 und 4. Die Premixed-Verbrennung mit dem großen Temperaturgradienten ist früh abgeschlossen. Die Temperatur steigt in dieser Phase nur um ca. 130 °C an. Die hohe AGR-Rate, der späte Einspritzzeitpunkt und der niedrige Kraftstoffverbrauch aufgrund der niedrigen Ladungswechselarbeit und der moderate Temperaturanstieg sorgen für einen vergleichsweise niedrigen NO_x -Emissionsmassenstrom.

Die hohe AGR-Rate und der spätere Einspritzzeitpunkt verringern die Brenngeschwindigkeit und erhöht die Quench-Effekte ‚flame quenching‘ im Endgasbereich [37]. Das hohe Luftverhältnis durch den mit maximalem Stromfluss betriebenen elektrischen Laderantrieb sorgen dafür, dass der Sauerstoff auch in den Kernbereich des Einspritzstrahls vordringt. Der CO-Emissionsmassenstrom sinkt auf den geringsten Wert. Der CO_2 -Emissionsmassenstrom erhöht sich leicht gegenüber der Messung 5a. Die hohe Abgasrückführung und der späte Einspritzzeitpunkt in Messung 5a erhöht die Rußemission deutlich, siehe Kapitel 3. Somit wird ein gewisser Anteil des Kraftstoffs durch unvollständige Verbrennung gar nicht erst in CO_2



umgewandelt. Der höhere negative Temperaturgradient nach Erreichen der Spitztemperatur lässt sich durch die geringere Einspritzmenge erklären.

Tabelle 7.11: Indizierte Werte mit spätem EB und AGR-Rate, 1500 min⁻¹

Einflussgrößen	Messung 5a VTG zu und AGR auf, EB spät und EAT aus	Messung 5b VTG und AGR auf, EB spät und EAT an
$(dp/d\phi)_{\max}$ in bar/°KW	7,43	8,59
$\phi (dp/d\phi)_{\max}$ in °KW	381	381
ΔQ_{\max} in J/°KW	28,3	26,7
$\phi (\Delta Q_{\max})$ in °KW	373,3	369,6
EB vor OT in °KW	5,2	5,4
VB in °KW	367,5	366,4
ZV in °KW	12,7	11,8
$\phi (Q_{50})$ in °KW	376,9	374,7
$T_{\max, \text{mean}}$ in °C	610,3	593,5

Für jeden stationären Betriebspunkt gibt es für die Ausgangsgrößen Kraftstoffverbrauch und Schadstoffbildung eine optimale Einstellung der Leitschaufelposition, der Abgasrückführrate, des Einspritzbeginns und der Ansteuerung des elektrischen Laderantriebs. Als sinnvoll könnte es sich herausstellen, den elektrischen Laderantrieb zur Kraftstoff- und Emissionsreduzierung zu nutzen. Mit einem spätem Einspritzbeginn, einer optimierten Abgasrückführrate, einem Öffnen der Leitschaufelstellung und einem moderat erhöhten Luftmassenstrom sollte es möglich sein die Schadstoffbildung und den Kraftstoffverbrauch zu verringern. Zudem können die Rußpartikel durch höhere Luftmassen besser oxidieren und damit verringert werden [12]. Die Dynamik während der Vollastbeschleunigung geht aufgrund des möglichen EAT-Betriebs kaum verloren, siehe Kapitel 8.



8 Schadstoffemissionen während einer Volllastbeschleunigung

In diesem Kapitel werden die NO_x -, CO_2 - und CO -Emissionen, die sich während einer Volllastbeschleunigungen (VL) bilden, betrachtet. Die auf der Teststrecke gemessenen Volllastbeschleunigungen sind mit dem in Kapitel 12.3 und 3.1 beschriebenen Diesel-aggregate durchgeführt worden. Exemplarisch für alle Volllastbeschleunigungen werden drei Messungen aus einer Anfangsdrehzahl von 1000 min^{-1} im zweiten Gang ausgewertet. Die erste Volllastbeschleunigung wird im Gegensatz zur zweiten und dritten Messung ohne den elektrischen Laderantrieb gefahren. Für die dritte Messung werden neben dem EAT-Betrieb noch der Soll-ladedruck und der Spritzbeginn verändert. Damit die Volllastbeschleunigungen vergleichbar sind und eine Messung gestartet werden kann, ist darauf zu achten, dass die Emissionen, die Motordrehzahl und die Wassertemperatur vor der Aufnahme stabile und vergleichbare Werte aufweisen.

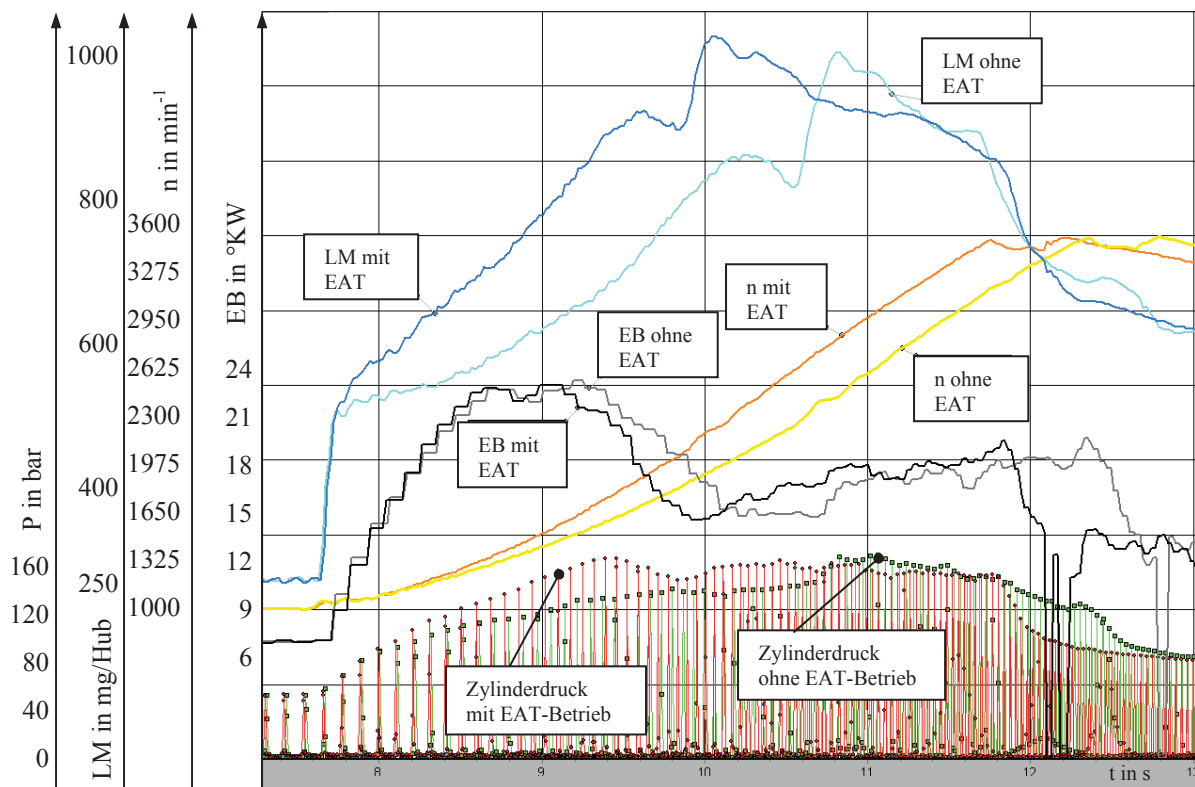
In **Abbildung 8.1** sind die Messverläufe der ersten beiden Volllastbeschleunigungen ohne bzw. mit EAT-Betrieb dargestellt. Die Zylinderdruckverläufe lassen jedes Arbeitsspiel erkennen. Der Zylinderdruckverlauf mit EAT-Betrieb erreicht schon nach wenigen Arbeitsspielen erkennbar höhere Spitzendrücke. Die Größen der Verläufe gibt **Tabelle 8.1** wieder.

Ab dem Zeitpunkt $t = 8$ Sekunden sind die Steigerungen des Spitzendrucks mit EAT-Betrieb im Gegensatz zum Druckverlauf ohne EAT-Betrieb gut zu erkennen. Innerhalb von drei Sekunden sind im Vergleich beider Volllastbeschleunigungen die Anzahl der Arbeitsspiele mit EAT-Betrieb um 5 höher. Es findet nach drei Sekunden Volllastbeschleunigungen das 46. Arbeitsspiel ohne bzw. das 51. mit elektrischem Laderantrieb statt. Auch die Verläufe der Luftmassen und der Motordrehzahlen lassen den Unterschied mit elektrischem Laderantrieb deutlich erkennen.

In **Abbildung 8.2** sind von beiden Messungen die Kraftstoffmengen- und Emissionsverläufe mit und ohne EAT-Betrieb zu sehen. Ebenso sind die gemessenen Fahrzeuggeschwindigkeitsverläufe dargestellt.


Tabelle 8.1: Größenbezeichnungen für Abbildung 8.1 und Abbildung 8.2

Größe des Kurvenverlaufs	Bezeichnung des Kurvenverlaufs
Indizierdruck in bar	P
Luftmasse in mg/Hub	LM
Motordrehzahl in min^{-1}	n
Einspritzbeginn °KW	EB
Fahrzeuggeschwindigkeit in km/h	v
Menge in mg/Einspritzung	EM
NO-Emission in ppm	NO
CO ₂ -Emission in %	CO ₂
CO-Emission in %	CO


Abbildung 8.1: Vergleich der Vollastbeschleunigungen mit und ohne EAT-Betrieb

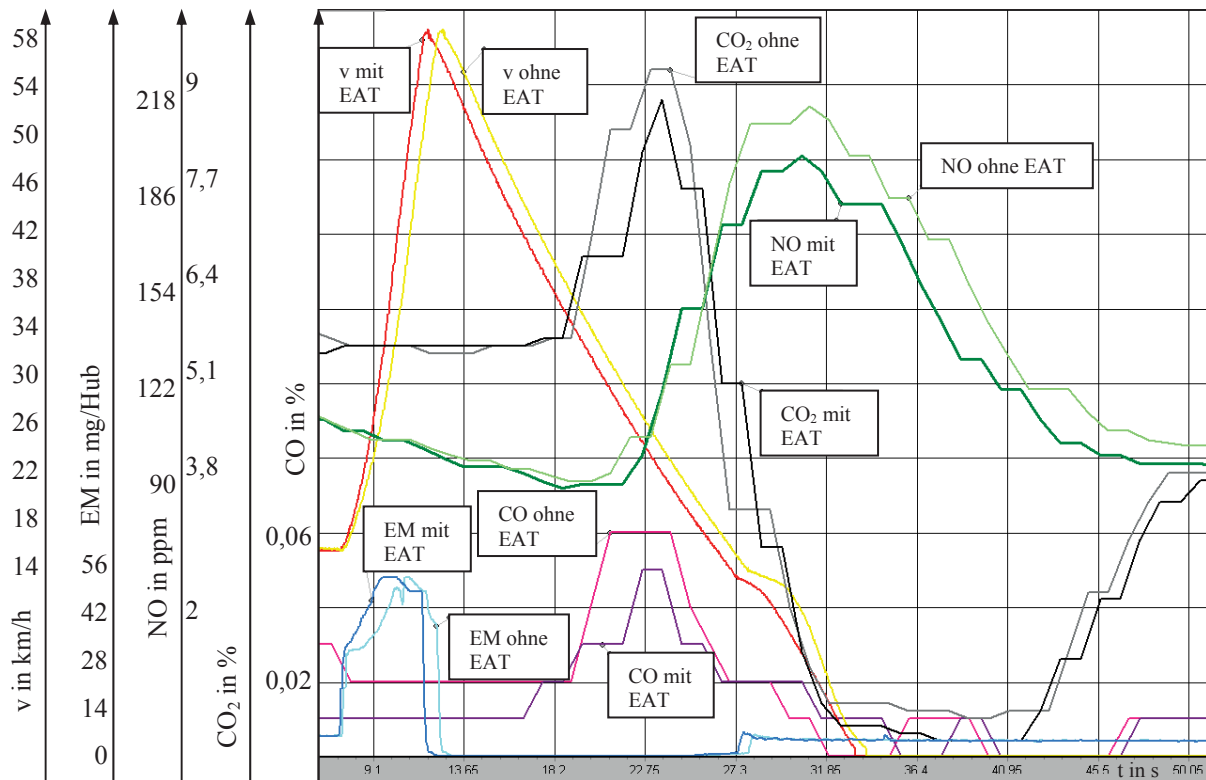


Abbildung 8.2: Vergleich der Schadstoffemissionen während der Vollastbeschleunigungen

In den folgenden Seiten wird zunächst ein Beschleunigungsvergleich mit anschließender Energiebilanzierung durchgeführt. Anschließend werden die während den Vollastbeschleunigungen entstandenen Emissionsmassen ermittelt. Um ein Gesamtbild zu erhalten und die Energiebilanz mit den Emissionsmassen besser interpretieren zu können, folgt eine Druckverlaufsanalyse. Analysiert werden die Arbeitsspiele in folgender Reihenfolge (Kapitel 8.1 bis 8.4):

- Der Vergleich der ersten Arbeitsspiele ohne und mit EAT-Betrieb zum Start der Vollastbeschleunigungen
- Der Vergleich der Arbeitsspiele ohne und mit EAT-Betrieb zum Zeitpunkt des erreichten max. Zylinderdrucks der Vollastbeschleunigung mit EAT-Betrieb
- Der Vergleich der Arbeitsspiele ohne und mit EAT-Betrieb zum Zeitpunkt des erreichten Sollladedrucks der Vollastbeschleunigung mit EAT-Betrieb
- Der Vergleich der Arbeitsspiele ohne und mit EAT-Betrieb zum Zeitpunkt des erreichten max. Zylinderdruck der Vollastbeschleunigung ohne EAT-Betrieb



Um die zurückgelegte Strecke s bei einem Beschleunigungsvergleich zu berechnen, wird die ablaufende Zeit t , die dazugehörige Geschwindigkeit v und das Zeitraster dt benötigt:

$$s = \int_{t_1}^{t_2} v \cdot dt \quad (8.1)$$

Mit der Anfangsdrehzahl von 1000 min^{-1} im zweiten Gang stellt sich mit der vorhandenen Getriebeübersetzung eine Anfangsgeschwindigkeit von $16,65 \text{ km/h}$ ein. Unter zur Hilfenahme des Synchronmotors erreicht das Fahrzeug die Geschwindigkeit von 50 km/h nach einer Strecke von $29,23 \text{ Metern}$ und ohne EAT-Betrieb braucht das Fahrzeug ungefähr eine Fahrzeuglänge mehr nämlich $33,38 \text{ Meter}$. Die dafür benötigten Zeiten befinden sich in **Tabelle 8.10**. In dieser Tabelle ist auch die ausgewertete Zeit für die schon erwähnte dritte Messung mit EAT-Betrieb und verändertem Sollladedruck und Spritzbeginn enthalten.

Die Energiebilanzierung wird anhand des Kraftstoffverbrauchs und des elektrischen Verbrauchs errechnet. Die Kraftstoffmenge, die bis zum Erreichen der Geschwindigkeit von 50 km/h verbraucht wird, liegt ohne den EAT-Betrieb bei $14,046 \text{ Millilitern}$ und mit EAT-Betrieb bei $13,36 \text{ Millilitern}$. Die Differenz der Kraftstoffmenge ist demnach $0,686 \text{ Milliliter}$. Mit der Dichte des Dieseldieselkraftstoffs von $0,845 \text{ kg/l}$ [14] und dem mittleren Heizwert von 43000 kJ/kg (Kraftstoffanalyse IAV GmbH) errechnet sich daraus eine mögliche Energie von $24,93 \text{ kJ}$. Der Synchronmotor des EAT wird während der Vollastbeschleunigung mit einem mittleren Stromfluss von 156 Ampere gespeist. Der elektrische Verbrauch liegt mit 12 Volt Batteriespannung bei $4,23 \text{ kJ}$. Die mögliche Energie aus der Kraftstoffmengendifferenz ist ca. 6fach so hoch wie die aufgebrauchte elektrische Energie. In **Tabelle 8.2** sind die verbrauchten Energien während der Vollastbeschleunigung mit und ohne elektrischen Laderantrieb eingetragen. Für die Vollastbeschleunigung mit EAT-Betrieb werden ca. 4% weniger Energie verbraucht, trotz besseren Beschleunigungswerten, siehe auch Kapitel 5.3.

Tabelle 8.2: Energieverbrauch während einer Vollastbeschleunigung mit und ohne EAT-Betrieb

	Energieverbrauch mit EAT	Energieverbrauch ohne EAT
Mögliche Energie aus dem Dieseldieselkraftstoff in kJ	485,44	510,36
Genutzte elektrische Energie in kJ	4,23	
Gesamte Energie in kJ	489,67	510,36

Durch die Vollastbeschleunigung ergibt sich kein konstanter Emissionsmassenstrom siehe **Abbildung 8.2**. Um die Emissionen besser vergleichen zu können, werden nicht nur die Emissionsverläufe bzw. Volumenkonzentrationen σ betrachtet, sondern auch die sich daraus ergebenden Emissionsmassen. Dafür wird die umgesetzte Gesamtmasse aus der Luft- und der Kraftstoffmasse ermittelt. Die Luftmasse wird bis zur letzten Einspritzung integriert. Die CO_2 -, CO - und NO_x -Massen berechnen sich demzufolge aus der erwähnten Gesamtmasse der jeweiligen Vollastbeschleunigung, den Molfaktoren und den Volumenkonzentrationen. Für einen einfachen Vergleich der Emissionsmassen werden die aufsummierten Volumenkonzentrationen σ_S genutzt:

$$m_{\text{Emissionen}} = \text{Molfaktor} \cdot \sigma_S \cdot m_A \quad (8.2)$$

Die Molfaktoren können dem Kapitel 7.2 entnommen werden. Die **Tabelle 8.3** zeigt die errechneten Massen.

Tabelle 8.3: Gesamt- und Emissionsmassen, VL-Beschleunigungen

ohne EAT-Betrieb		mit EAT-Betrieb	
m_A in g	387,4	m_A in g	392,6
CO-Masse in g	0,115	CO-Masse in g	0,089
CO_2 -Masse in g	28,37	CO_2 -Masse in g	24,55
NO_x -Masse in g	0,073	NO_x -Masse in g	0,068

8.1 Vergleich der ersten Arbeitsspiele mit und ohne elektrische Unterstützung

Die folgende Druckverlaufsanalyse vergleicht jeweils zwei hintereinander folgende Arbeitsspiele mit EAT-Betrieb mit den Arbeitsspielen ohne EAT-Betrieb. Die Berechnungsgrundlage zur Analyse der Messungen kann dem Kapitel 3 entnommen werden und die eingesetzte Hard- und Software wird in Kapitel 4 beschrieben. Die berechneten mittleren Gastemperaturen dienen nur zum Vergleich, siehe auch Kapitel 7.2.

Die ersten beiden Arbeitsspiele der indizierten Druckverläufe mit und ohne EAT-Betrieb, die genauer betrachtet werden, sind die nach dem ersten steilen Anstieg der Luftmasse von ca. 250 auf 500 mg/Hub, siehe schwarze Umrandung in **Abbildung 8.3**.

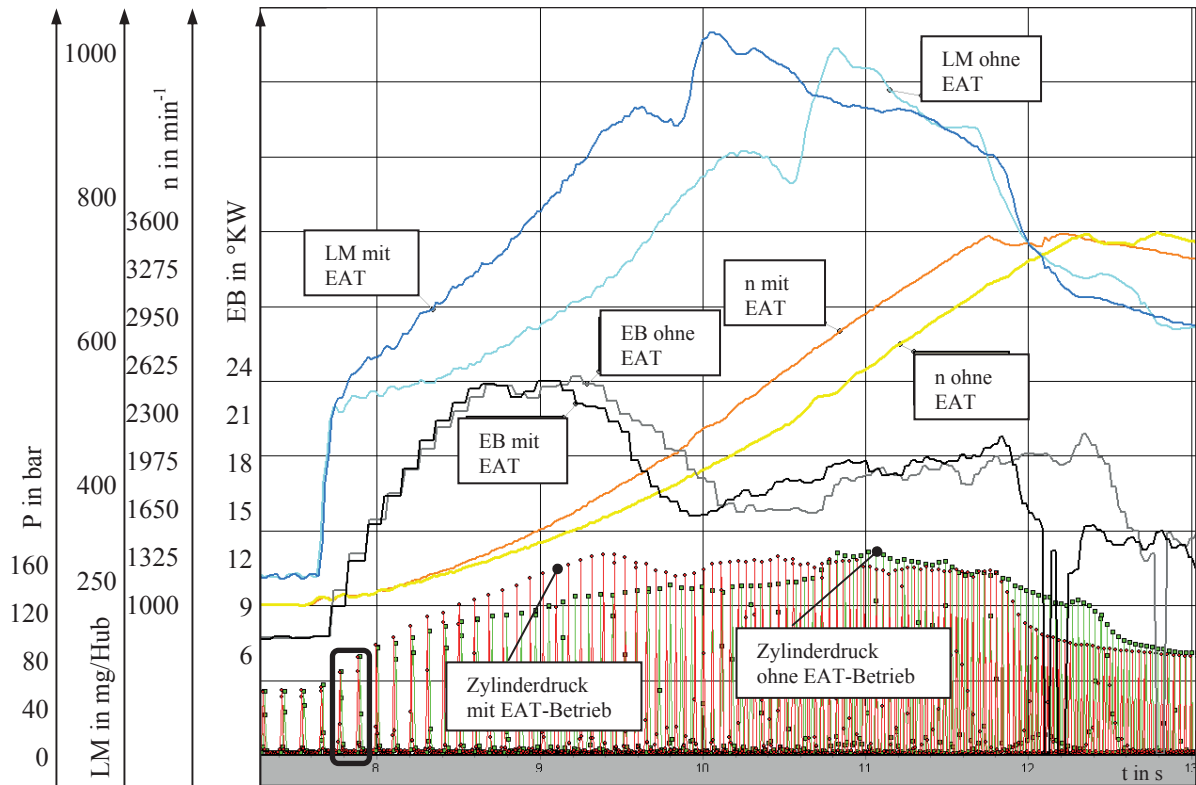


Abbildung 8.3: Vergleich der ersten beiden Arbeitsspiele der VL-Beschleunigungen

Die gewonnene Arbeit berechnet aus der ersten Hochdruckschleife ohne EAT-Betrieb beträgt 296 J und aus der zweiten 361,9 J. Die Ladungswechselerarbeit ist bei beiden Schleifen konstant und liegt bei -24 J. Somit liegt die innere ‚Arbeitssteigerung‘ ohne EAT-Betrieb vom ersten zum zweiten Zyklus bei ca. 24 %, **Abbildung 8.4** und **Abbildung 8.5**.

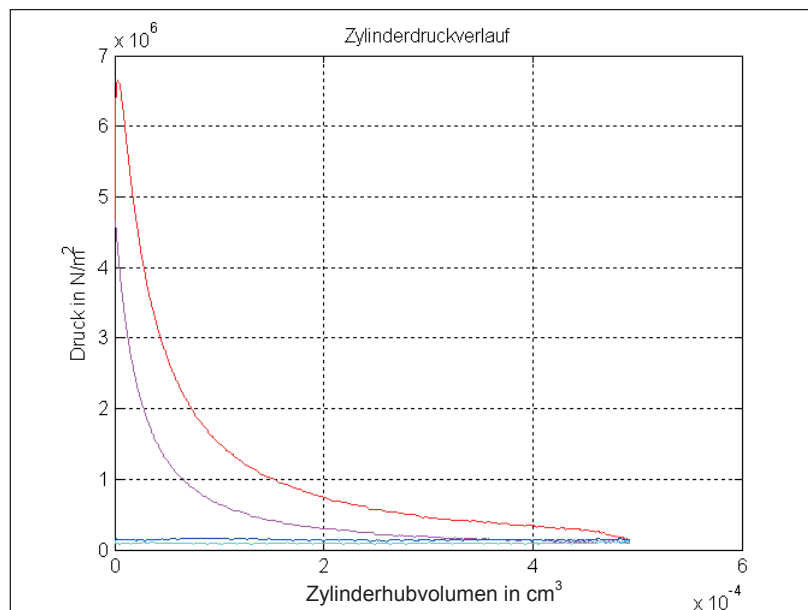


Abbildung 8.4: Erster Zylinderdruckverlauf ohne EAT-Betrieb; VL-Beschleunigung

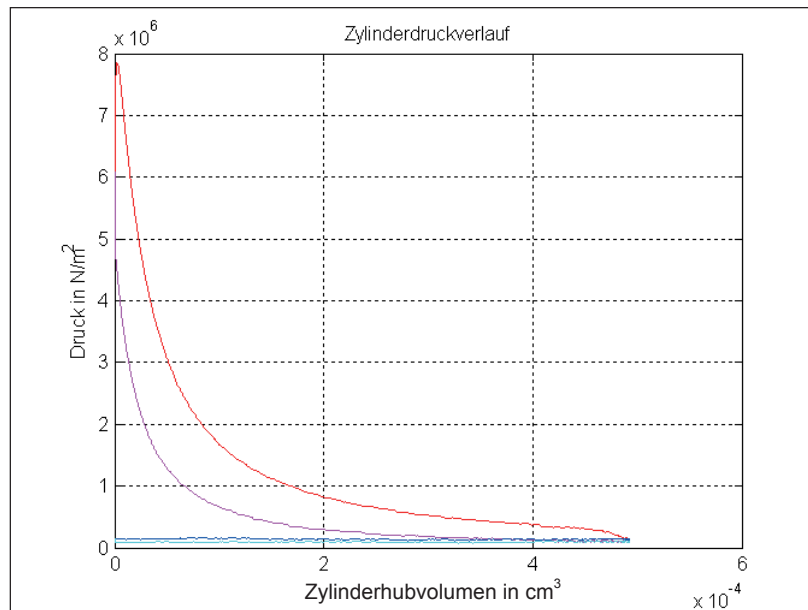


Abbildung 8.5: Zweiter Zylinderdruckverlauf ohne EAT-Betrieb; VL-Beschleunigung

Die innere ‚Arbeitssteigerung‘ mit EAT-Betrieb beträgt ca. 28 %. Aus der ersten Hochdruckschleife ergibt sich eine Arbeit von 298,8 J und aus der zweiten von 376,8 J. Die Ladungswechselerarbeit der beiden hintereinander folgenden Zyklen bleibt mit -22 J ungefähr gleich groß, **Abbildung 8.6** und **Abbildung 8.7**. Schon beim zweiten Arbeitsspiel zeigt sich ein Drehmomentvorteil. Durch die höhere geförderte Luftmasse ist es möglich mehr Kraftstoff für den Verbrennungsprozess einzuspritzen. Gleichzeitig wird durch eine Begrenzung der maximal möglichen Kraftstoffmenge ein relativ geringer Emissionsausstoß möglich.

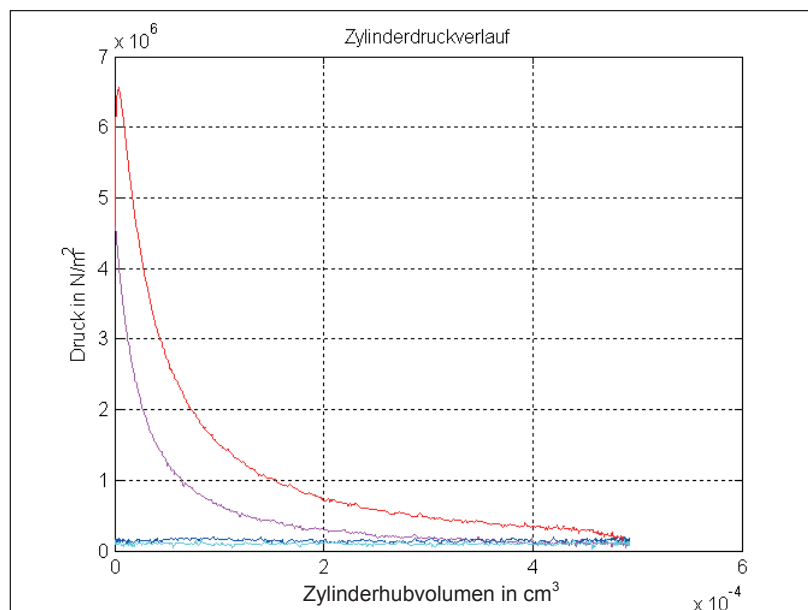


Abbildung 8.6: Erster Zylinderdruckverlauf mit EAT-Betrieb; VL-Beschleunigung

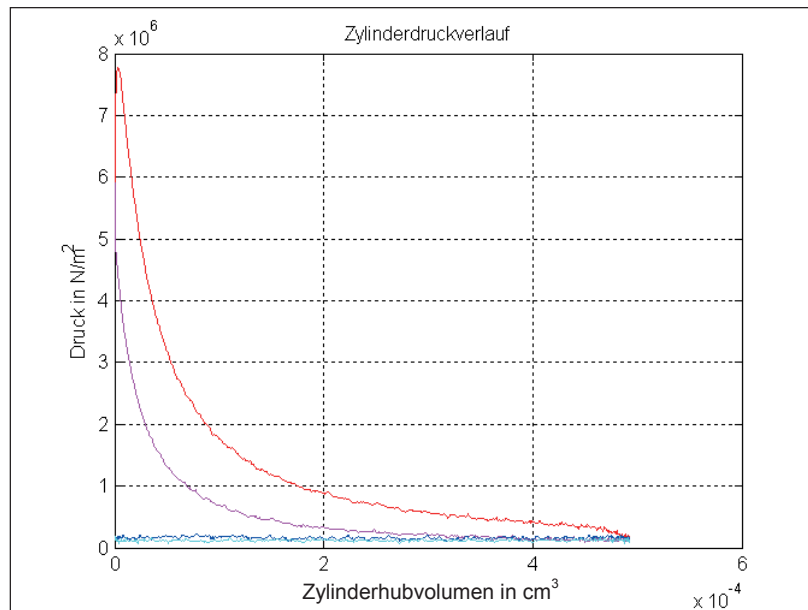


Abbildung 8.7: Zweiter Zylinderdruckverlauf mit EAT-Betrieb; VL-Beschleunigung

Die Heizverläufe, **Abbildung 8.8** und **Abbildung 8.9**, zeigen mit steigendem Ladedruck einen prozentual abnehmenden Premixed-Anteil bzw. einen prozentual zunehmenden Diffusionsanteil [12]. Die Motordrehzahl erhöht sich und das Kraftstoff-Luft-Gemisch hat durch die höhere mittlere Kolbengeschwindigkeit weniger Zeit sich aufzubereiten.

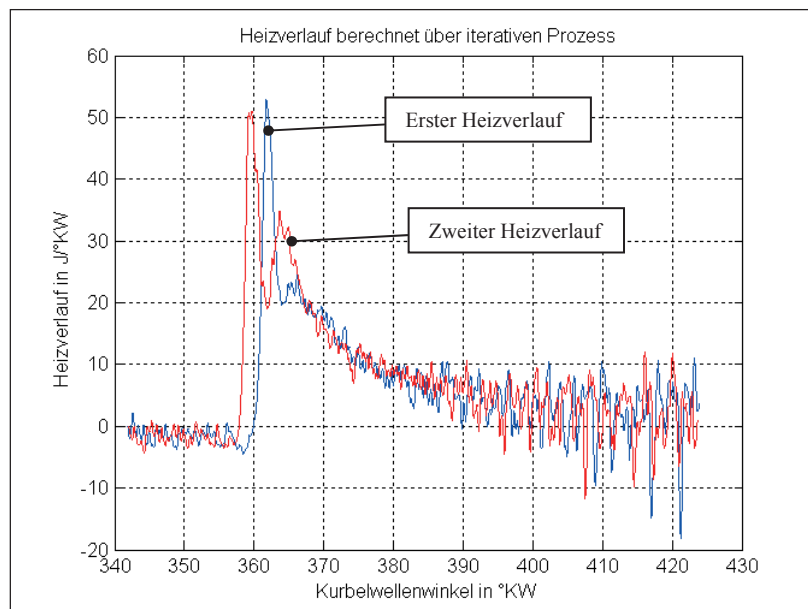


Abbildung 8.8: Die ersten zwei Heizverläufe ohne EAT-Betrieb, VL-Beschleunigung

Die Motorsteuererätefunktionalität sorgt bei höherer Last und Motordrehzahl überwiegend für eine frühere Einspritzung, so dass der Verbrennungsbeginn bzw. die Verbrennung sich nicht in Richtung spät verschiebt und damit optimal für den jeweiligen Betriebspunkt ausge-

legt ist. Die höhere Motordrehzahl hat zudem eine Turbulenzerhöhung zur Folge und damit eine schnellere Umsetzung des Kraftstoff-Luft-Gemisches [16].

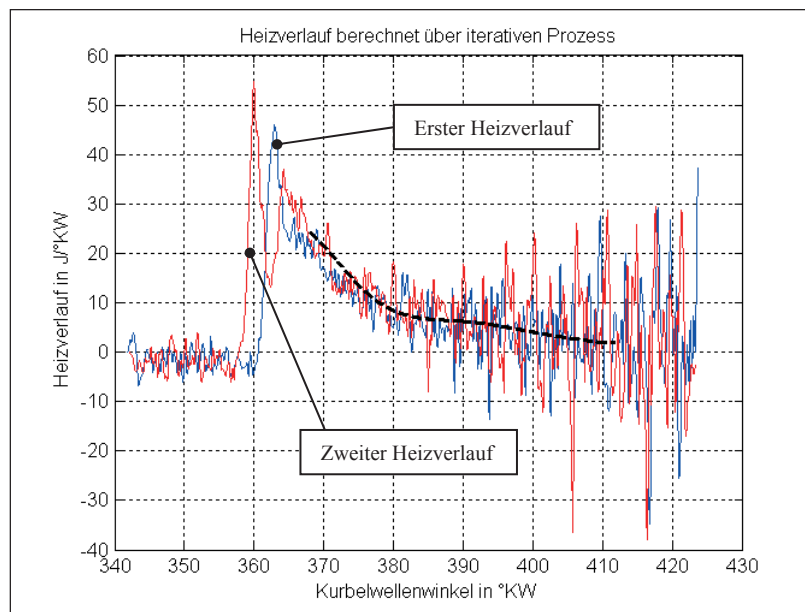


Abbildung 8.9: Die ersten zwei Heizverläufe mit EAT-Betrieb, VL-Beschleunigung

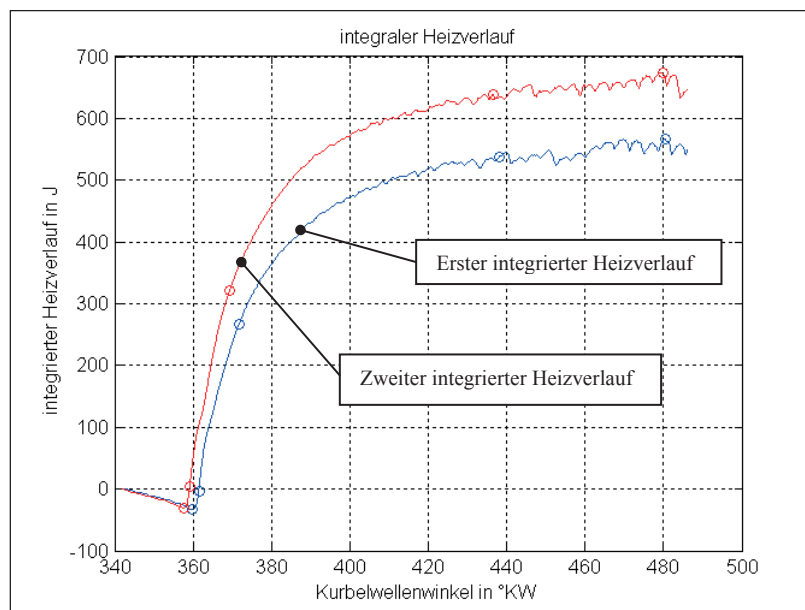


Abbildung 8.10: Die ersten zwei integrierten Heizverläufe ohne EAT-Betrieb, VL-Beschleunigung

Anhand des integrierten Heizverlaufs, **Abbildung 8.10** und **Abbildung 8.11**, können die Zündverzüge berechnet werden. Der Zündverzug verkürzt sich mit erhöhter Luftmasse und damit erhöhten Zylinderdruck. Dies ist schon ab dem zweiten Arbeitsspiel mit EAT-Betrieb zu erkennen, **Tabelle 8.4**. Die Merkmale des integrierten Heizverlaufs sind im Kapitel 7 be-



schrieben. Auch auf den sich verkürzenden Zündverzug durch den EAT-Betrieb wird in dem erwähnten Kapitel eingegangen.

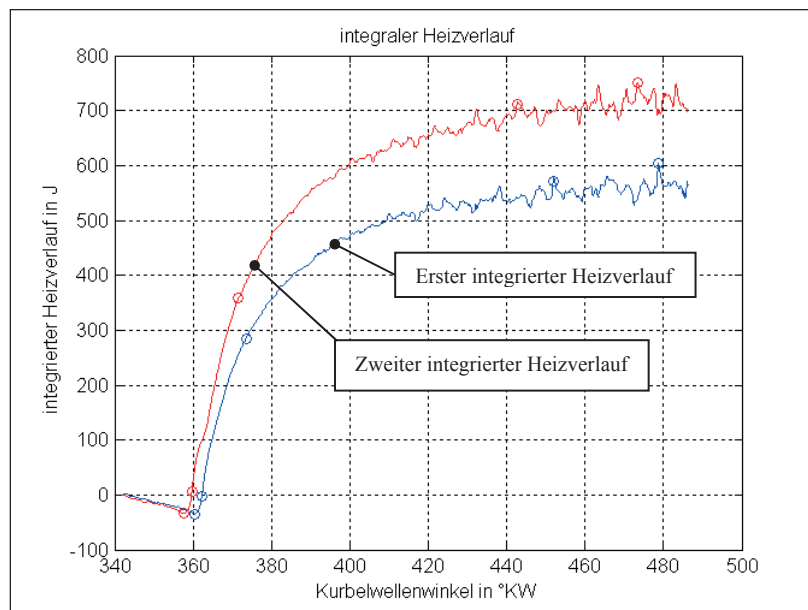


Abbildung 8.11: Die ersten zwei integrierten Heizverläufe mit EAT-Betrieb, VL-Beschleunigung

Die Einspritzstrahlpenetration verringert sich aufgrund der größeren Dichte. Die Vermischung des Kraftstoffs mit dem hohen Luftmassenanteil wird anfangs verzögert und verlängert sich über die Zündgrenze hinaus. An einigen Stellen im Zylinder bilden sich schnell zündfähige Gemische [12]. Die Premixed-Verbrennung ist kurz und erzeugt einen höheren Spitzenwert im Heizverlauf. Die folgende Diffusionsverbrennung setzt den größeren Anteil des Kraftstoffs wesentlich langsamer um. Der Verbrennungsschwerpunkt φ (Q_{50}) verschiebt sich in Richtung spät.

Die berechneten mittleren Gastemperaturen zeigen mit EAT-Betrieb einen niedrigeren Spitzenwert, siehe **Abbildung 8.12** und **Abbildung 8.13**. Die kurze Premixed-Verbrennung sorgt für eine moderate Temperaturerhöhung. Nach dem Erreichen der Spitzentemperatur nimmt die Gastemperatur mit EAT-Betrieb mit kleinerem Gradienten ab.

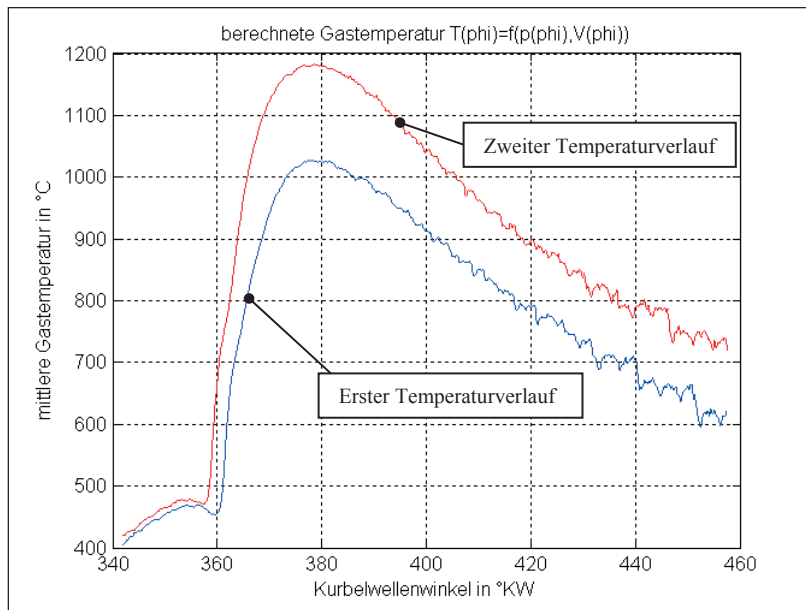


Abbildung 8.12: Die ersten beiden Temperaturverläufe ohne EAT-Betrieb, VL-Beschleunigung

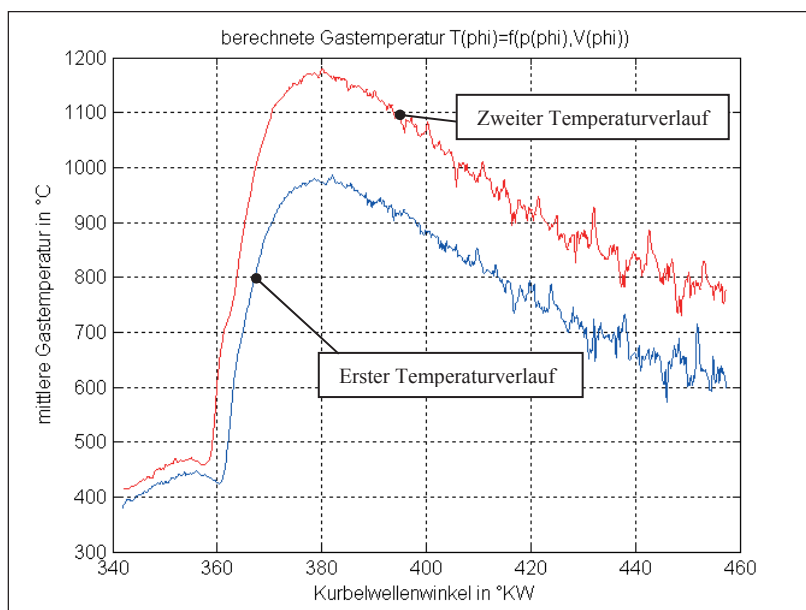


Abbildung 8.13: Die ersten beiden Temperaturverläufe mit EAT-Betrieb, VL-Beschleunigung

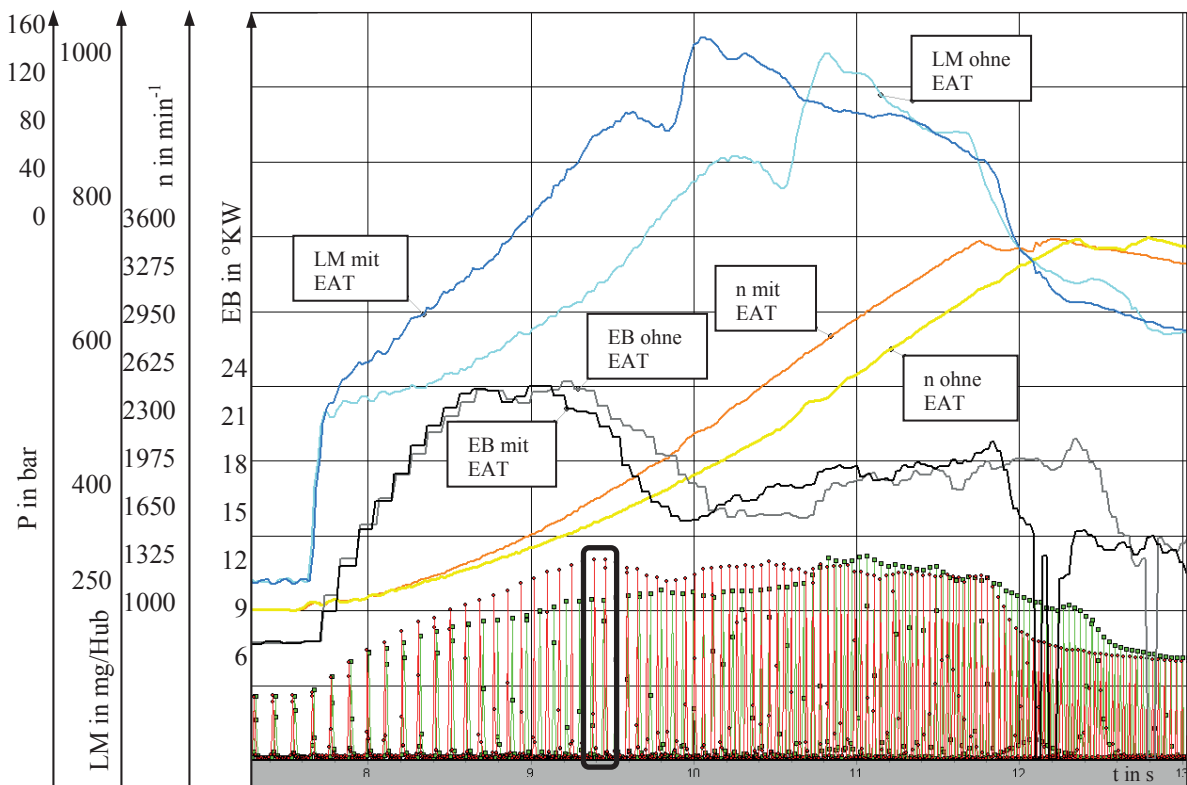
Nach den ersten beiden Arbeitsspielen deutet sich bei der CO-Emission ein möglicher Emissionsvorteil mit EAT-Betrieb an. Die gering erhöhte Luftmasse sorgt für eine vollständigere Verbrennung, im Zuge dessen sich auch die CO-Emissionen verringern.


Tabelle 8.4: Vergleich der ersten beiden Arbeitsspiele, VL-Beschleunigung

Einflussgrößen	ohne EAT-Betrieb		mit EAT-Betrieb	
	erstes / zweites Arbeitsspiel		erstes / zweites Arbeitsspiel	
ΔQ_{\max} in J/°KW	52,8 / 51		45,9 / 54,8	
$\varphi (\Delta Q_{\max})$ in °KW	361,8 / 359,6		363 / 359,9	
EB vor OT in °KW	9,9 / 12,1		8,9 / 11,6	
VB in °KW	359,7 / 357,7		360,5 / 357,1	
ZV in °KW	9,6 / 9,8		9,4 / 8,7	
$\varphi (Q_{50})$ in °KW	371,7 / 369,4		373,5 / 371,6	
T_{\max} in °C	1027 / 1183		986 / 1177	

8.2 Vergleich der Arbeitsspiele bei erreichtem max. Zylinderdruck mit EAT-Betrieb

Die nächsten beiden zu betrachtenden Arbeitsspiele der Vollastbeschleunigungen mit und ohne EAT-Betrieb befinden sich im Bereich der maximalen Zylinderdrücke mit EAT-Betrieb, siehe schwarze Umrandung **Abbildung 8.14**.


Abbildung 8.14: Die beiden Arbeitsspiele mit und ohne EAT-Betrieb der VL-Beschleunigung zum Zeitpunkt P_{\max} , mit EAT



Zu diesem Zeitpunkt finden die Arbeitsspiele 18 und 19 ohne elektrischen Laderantrieb bei einer Motordrehzahl von ca. 1600 min^{-1} und die Arbeitsspiele 19 und 20 mit elektrischem Laderantrieb bei einer Motordrehzahl von ca. 1750 min^{-1} statt.

Für das 18. und 19. Arbeitsspiele ohne EAT-Betrieb ergibt sich eine gemittelte Arbeit der Hochdruckschleife von $593,5 \text{ J}$. Die gemittelte Ladungswechselarbeit liegt bei $-49,6 \text{ J}$. Die gemittelte Arbeit aus den Hochdruckschleifen 19 und 20 mit EAT-Betrieb hat einen Wert von $815,1 \text{ J}$ und die der Ladungswechselschleife von $-74,9 \text{ J}$.

In **Abbildung 8.15** ist das 19. Arbeitsspiel ohne EAT-Betrieb und in **Abbildung 8.16** das 20. Arbeitsspiel mit EAT-Betrieb dargestellt. Die Arbeitsspiele finden zum gleichen Zeitpunkt statt. Die Leitschaufeln sind zu diesem Zeitpunkt in beiden Fällen noch geschlossen und erzeugen einen dementsprechenden hohen Abgasgedruck. Das Verhältnis erzielter innerer Arbeit zu eingespritzter Kraftstoffmenge mit EAT-Betrieb liegt im Vergleich zu derer ohne EAT-Betrieb für alle untersuchten Arbeitsspiele immer auf einem höheren Niveau.

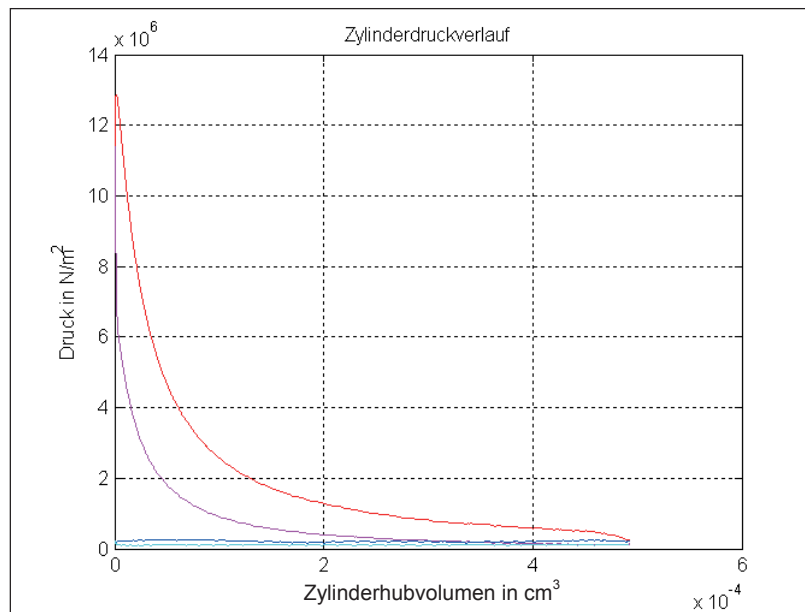


Abbildung 8.15: Der 19. Zylinderdruckverlauf ohne EAT-Betrieb; VL-Beschleunigung

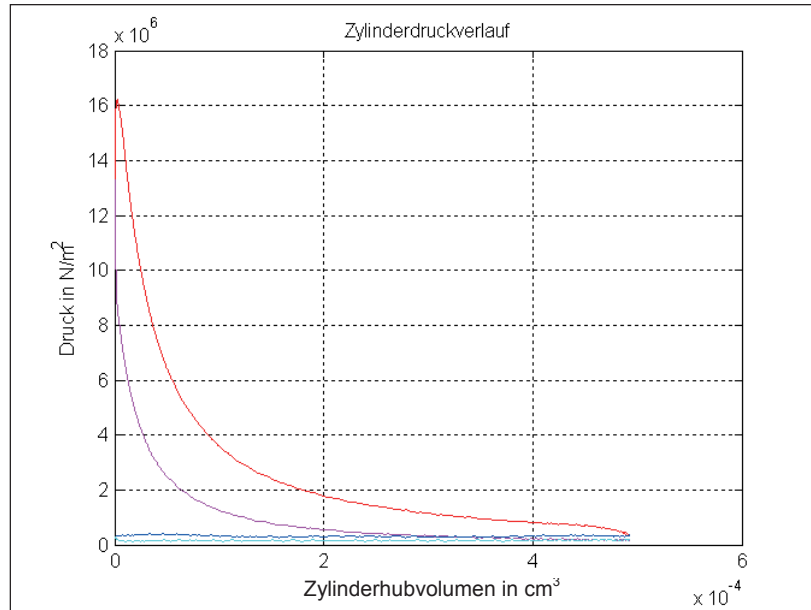


Abbildung 8.16: Der 20. Zylinderdruckverlauf mit EAT-Betrieb; VL-Beschleunigung

Die Heizverläufe ohne den EAT-Betrieb, siehe **Abbildung 8.17**, haben aufgrund des niedrigeren Ladedrucks einen längeren Zündverzug, siehe **Tabelle 8.5**. Der längere Zündverzug erlaubt dem Kraftstoff-Luft-Gemisch eine anfängliche bessere Gemischaufbereitung mit einer folgenden hohen Umsatzrate während der Premixed-Verbrennung. Mit dem elektrischen Laderantrieb werden wesentlich höhere Ladedrücke erreicht. In den beiden betrachteten Arbeitsspielen liegt ein Ladedruckunterschied zum Betrieb ohne EAT von ca. 450 mbar vor. Der Zündverzug verkürzt sich.

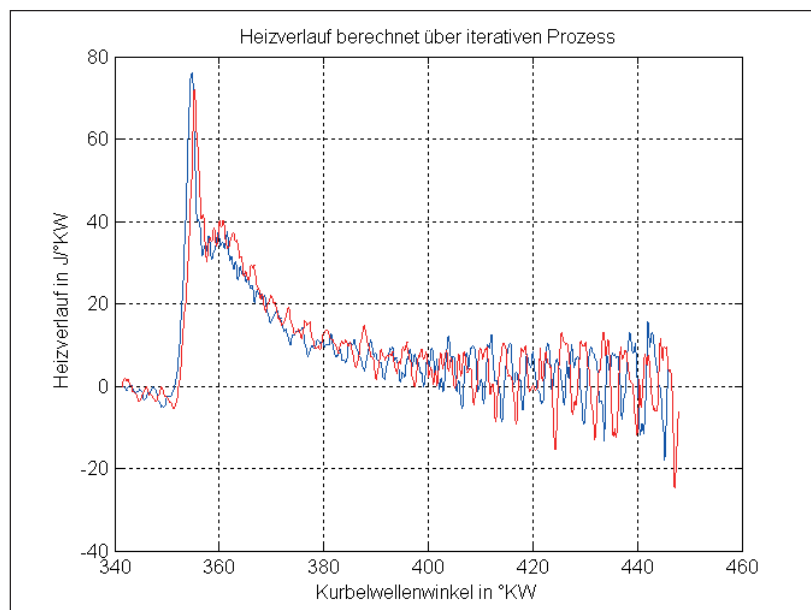


Abbildung 8.17: Der 18. und 19. Heizverlauf ohne EAT-Betrieb, VL-Beschleunigung

Der Heizverlauf mit EAT-Betrieb macht deutlich, dass während der Premixed-Verbrennung nur ein geringer Anteil an Kraftstoff umgesetzt wird, siehe **Abbildung 8.18**. Durch den hohen Liefergrad an Luftmasse kann auch mehr Kraftstoffmasse umgesetzt werden, ohne dass es zur Rauchentwicklung kommt. Der größere Anteil an Kraftstoff wird als Diffusions-Verbrennung umgesetzt.

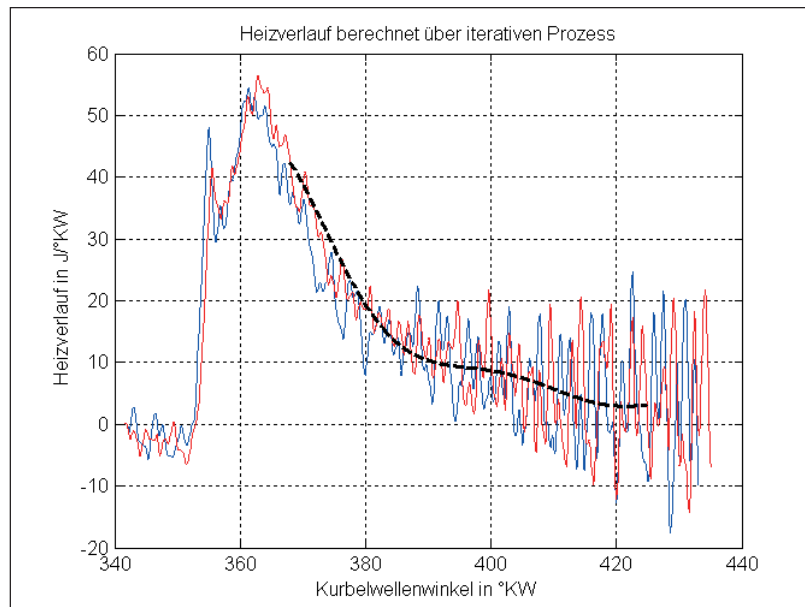


Abbildung 8.18: Der 19. und 20. Heizverlauf mit EAT-Betrieb, VL-Beschleunigung

Anhand des integrierten Heizverlaufs mit elektrischem Laderantrieb zeigt sich einerseits die langsamere Umsatzrate durch die spätere Schwerpunktlage φ (Q_{50}) und andererseits den größeren Umsatz an Kraftstoffmasse durch den über 35 prozentigen höheren Endwert, siehe **Abbildung 8.19** und **Abbildung 8.20**.

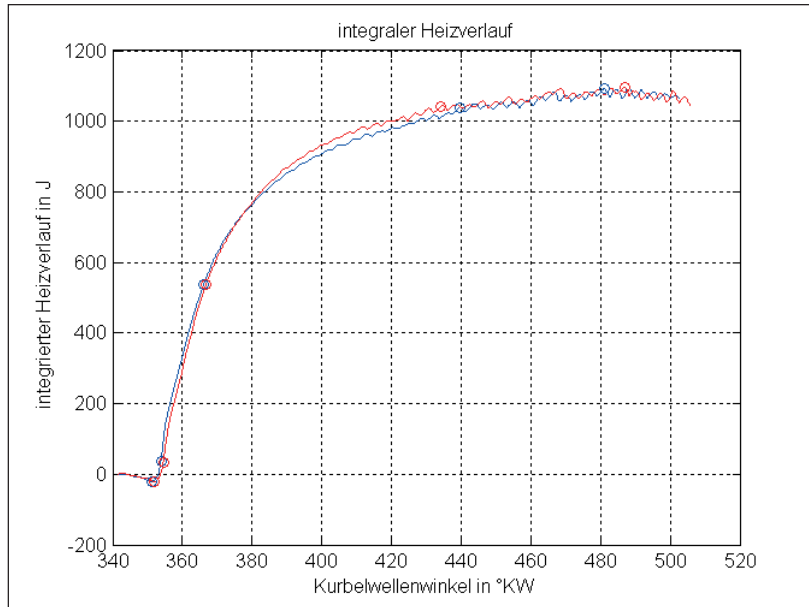


Abbildung 8.19: Der 18. und 19. integrierte Heizverlauf ohne EAT-Betrieb, VL-Beschleunigung

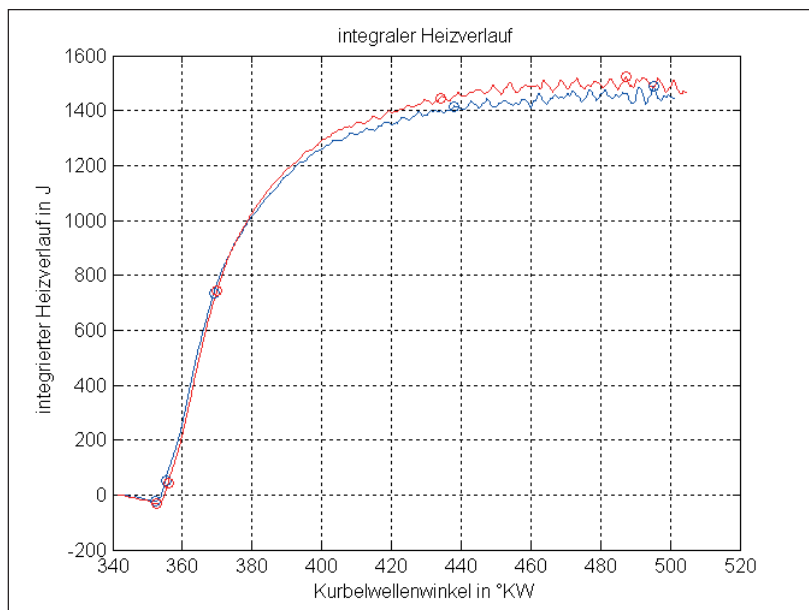


Abbildung 8.20: Der 19. und 20. integrierte Heizverlauf mit EAT-Betrieb, VL-Beschleunigung

Die Temperaturverläufe ohne und mit EAT-Betrieb sind in **Abbildung 8.21** und **Abbildung 8.22** zu sehen. Trotz der leicht höheren Anfangstemperaturen mit EAT-Betrieb werden ungefähr die gleichen Spitzentemperaturen erzielt. Bis zu diesem Zeitpunkt der Vollastbeschleunigung fallen die Temperaturerhöhungen durch den kleineren Anteil der Premixed-Verbrennung niedriger aus. Aufgrund der späteren Kraftstoffumsetzung benötigt die Temperaturabnahme geringfügig mehr Zeit.

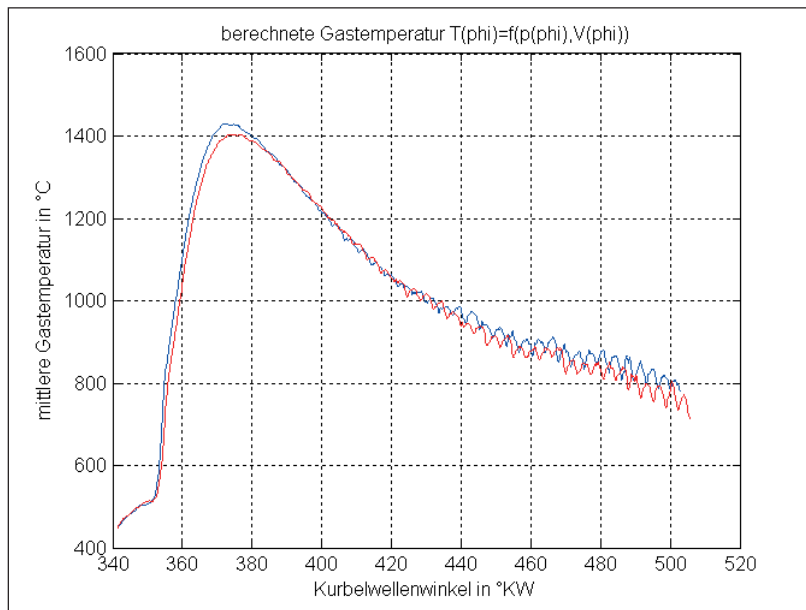


Abbildung 8.21: Die Temperaturverläufe des 18. und 19. Arbeitsspiels ohne EAT-Betrieb, VL-Beschleunigung

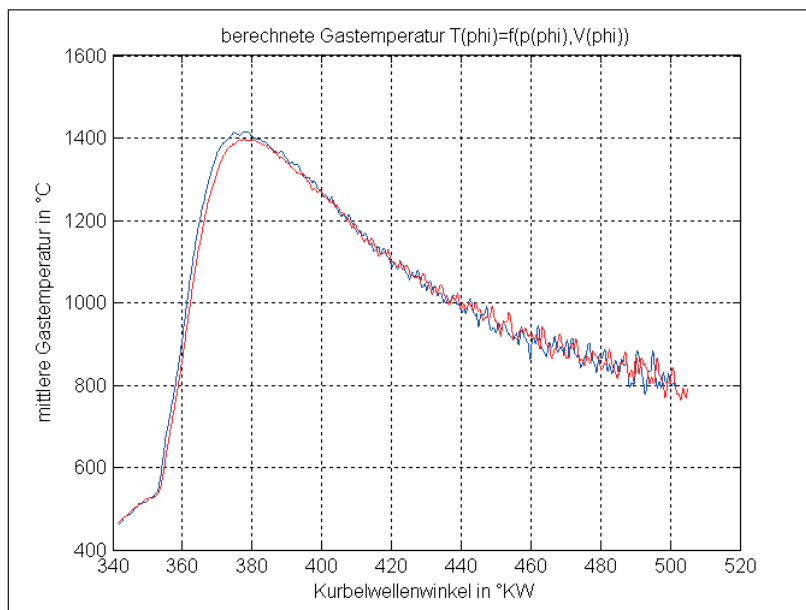


Abbildung 8.22: Die Temperaturverläufe des 19. und 20. Arbeitsspiels mit EAT-Betrieb, VL-Beschleunigung

Während der Vollastbeschleunigung mit EAT-Betrieb sorgt der höhere Lambda-Wert für niedrigere CO-Emissionswerte. Die Kraftstoffmenge wird zwar erhöht, da die Luftmasse pro Hub auch deutlich größer ist, aber das Verhältnis Kraftstoffmenge zur Luftmasse besitzt während der gesamten Vollastbeschleunigung im Gegensatz zur Vollastbeschleunigung ohne



EAT-Betrieb einen niedrigeren Wert. Die HC-Emissionen, die für die Vollast-beschleunigungen mit aufgezeichnet worden sind, befinden sich auf einem sehr niedrigen Niveau.

Tabelle 8.5: Vergleich der beiden Arbeitsspiele bei erreichtem max. Zylinderdruck mit EAT-Betrieb, VL-Beschleunigungen

Einflussgrößen	ohne EAT-Betrieb 18. / 19. Arbeitsspiel	mit EAT-Betrieb 19. / 20. Arbeitsspiel
ΔQ_{\max} in J/°KW	76,2 / 72	54,5 / 56,5
$\varphi (\Delta Q_{\max})$ in °KW	354,8 / 355,3	361,3 / 362,8
EB vor OT in °KW	22,2 / 21,3	20,8 / 20
VB in °KW	351,3 / 352,1	352,1 / 352,7
ZV in °KW	13,5 / 13,4	12,9 / 12,7
$\varphi (Q_{50})$ in °KW	366,1 / 366,8	369 / 370
T_{\max} in °C	1430 / 1404	1415 / 1397

Trotz der wesentlich höheren Umsatzrate liegen die berechneten Temperaturverläufe mit elektrischem Laderantrieb niedriger. Der hohe Anteil an der Premixed-Verbrennung ohne elektrischen Laderantrieb sorgt für eine sehr schnelle Verbrennung. Die Folge sind sogenannte ‚hot spots‘ an denen hohe Temperaturen herrschen, die für erhebliche NO_x -Bildungsraten sorgen und je nach Kraftstoffkonzentration auch große Rußmengen bilden [38]. Ein weiterer Aspekt der niedrigeren NO_x -Emission mit elektrischem Laderantrieb kann der höhere Zylinderdruckverlauf sein. Hohe Zylinderdrücke bewirken eine anfänglich hohe NO_x -Bildungsrate, die NO_x -Bildung endet allerdings schnell wieder und trägt insgesamt zu niedrigeren NO_x -Emissionen bei. Im Vergleich zum Teillastbereich, siehe Kapitel 7, wird die NO_x -Bildung in der Vollast aufgrund der höheren Verbrennungsdrücke und Temperaturen um ein Vielfaches schneller beendet [39].

8.3 Vergleich der Arbeitsspiele bei erreichtem Sollladedruck mit EAT-Betrieb

Bei den nächsten beiden Arbeitsspielen der Vollastbeschleunigungen mit und ohne EAT-Betrieb wird der Zeitabschnitt betrachtet, bei dem die EAT-betriebene Vollastbeschleunigung der Istladedruck den Sollladedruck schon erreicht hat. Dementsprechend sind die Leitschaukeln nicht mehr komplett geschlossen und die Synchronmaschine fördert keine zusätzliche Luft. Die Synchronmaschine wird zu diesem Zeitpunkt nicht als Motor sondern als Generator

genutzt. Der Generatorbetrieb verhindert einen zu hohen Überschwinger des Istladedrucks. Der dabei erzeugte Stromfluss speist die EAT-Batterie, siehe Kapitel 5.3.

In dem Zeitabschnitt befinden sich das 30. und 31. Arbeitsspiel des Druckverlaufs ohne elektrischen Laderantrieb und das 32. und 33. Arbeitsspiel des Druckverlaufs mit elektrischem Laderantrieb, siehe **Abbildung 8.23** schwarze Umrandung.

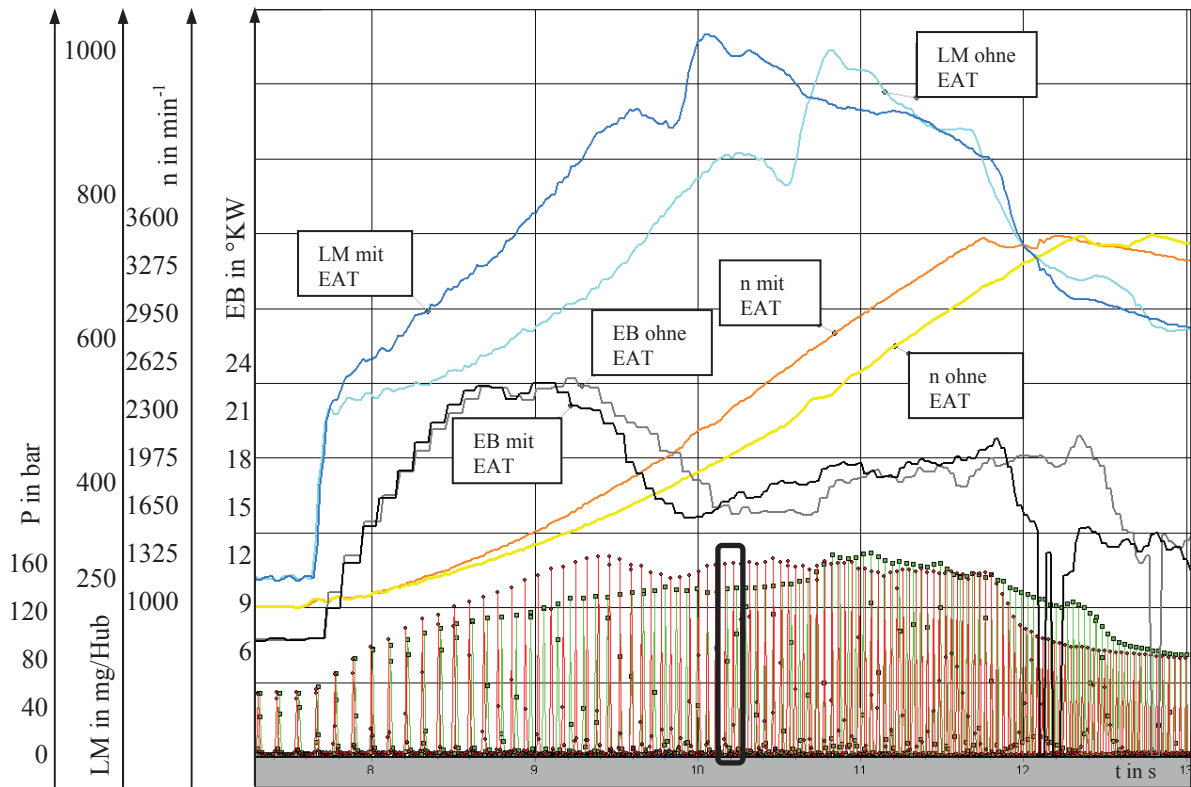


Abbildung 8.23: Die beiden Arbeitsspiele der Vollastbeschleunigungen mit und ohne EAT-Betrieb zum Zeitpunkt max. Ladedrucks mit EAT-Betrieb

Aus dem 30. und 31. Arbeitsspiel ohne EAT-Betrieb ergibt sich eine gemittelte Arbeit der Hochdruckschleife von 806,9 J. Die gemittelte Ladungswechselarbeit liegt bei -88,4 J. Die gemittelte Arbeit aus den Hochdruckschleifen 32 und 33 mit EAT-Betrieb hat einen Wert von 939,8 J und die der Ladungswechselschleife von -32,28 J, **Abbildung 8.24** und **Abbildung 8.25**.

Bei den Arbeitsspielen der Vollastbeschleunigung ohne elektrischen Laderantrieb sind die Leitschaufeln noch geschlossen, dementsprechend hoch ist der Abgasgegendruck. Die Ladungswechselarbeit ist hoch, da das Abgas gegen den hohen Druck aus dem Zylinder geschoben wird. Bei den Arbeitsspielen der Vollastbeschleunigung mit EAT-Betrieb hingegen verringert sich der Abgasgegendruck durch die teilweise geöffneten Leitschaufeln, die Ladungswechselarbeit sinkt.

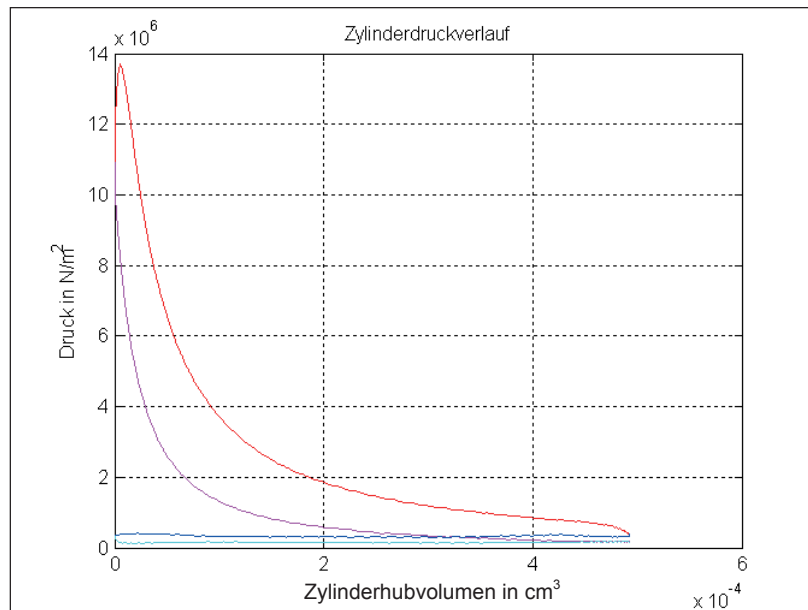


Abbildung 8.24: Der 31. Zylinderdruckverlauf ohne EAT-Betrieb; VL-Beschleunigung

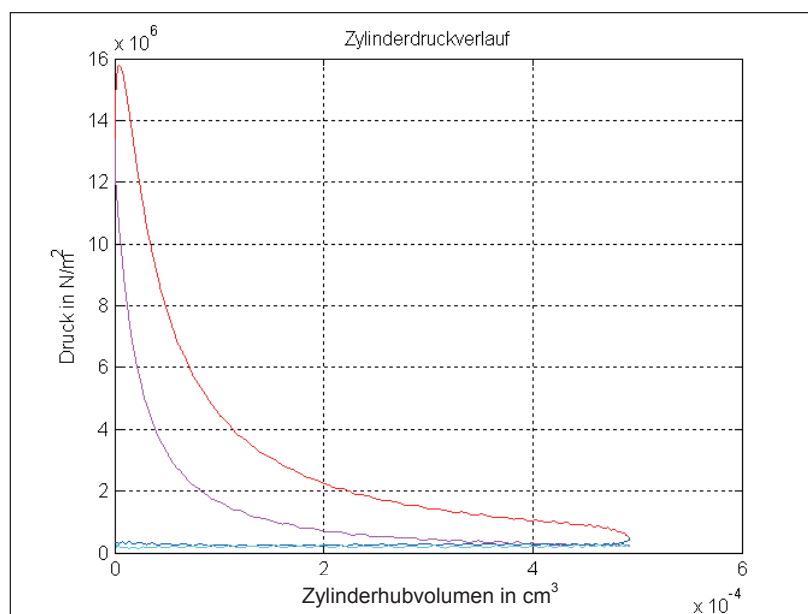


Abbildung 8.25: Der 33. Zylinderdruckverlauf mit EAT-Betrieb; VL-Beschleunigung

Die Heizverläufe mit und ohne EAT-Betrieb zeigen in diesem Zeitbereich ähnliche Verläufe. Der Anteil der Premixed-Verbrennung ist kaum noch wahrzunehmen.

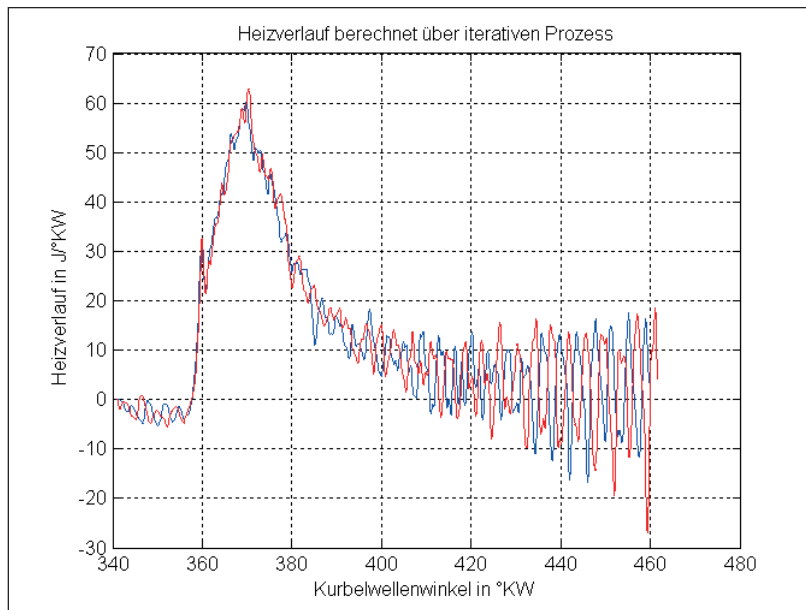


Abbildung 8.26: Der 30. und 31. Heizverlauf ohne EAT-Betrieb, VL-Beschleunigung

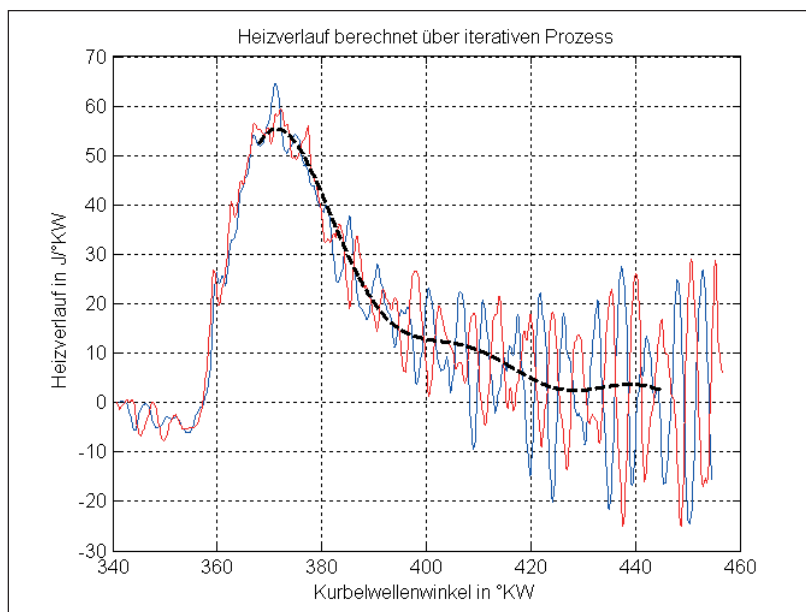


Abbildung 8.27: Der 32. und 33. Heizverlauf mit EAT-Betrieb, VL-Beschleunigung

Anhand des integrierten Heizverlaufs ist die Umsetzung des Kraftstoffs sichtbar. Die Verbrennungsschwerpunktlagen mit EAT-Betrieb befinden sich ca. zwei Grad Kurbelwellenwinkel später im Vergleich zu den Schwerpunktlagen ohne EAT-Betrieb. Die gleichmäßigere Verbrennung mit EAT-Betrieb erlaubt auch einen gleichmäßigeren Temperaturverlauf. Die Spitzentemperaturen des Temperaturverlaufs ohne EAT-Betrieb werden im EAT-Betrieb nicht erreicht, siehe **Tabelle 8.6**.

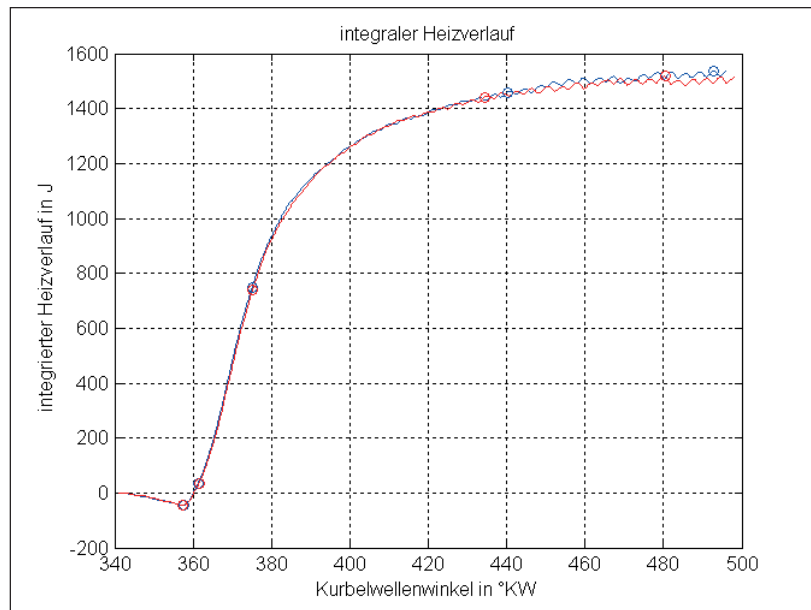


Abbildung 8.28: Der 30. und 31. integrierte Heizverlauf ohne EAT-Betrieb, VL-Beschleunigung

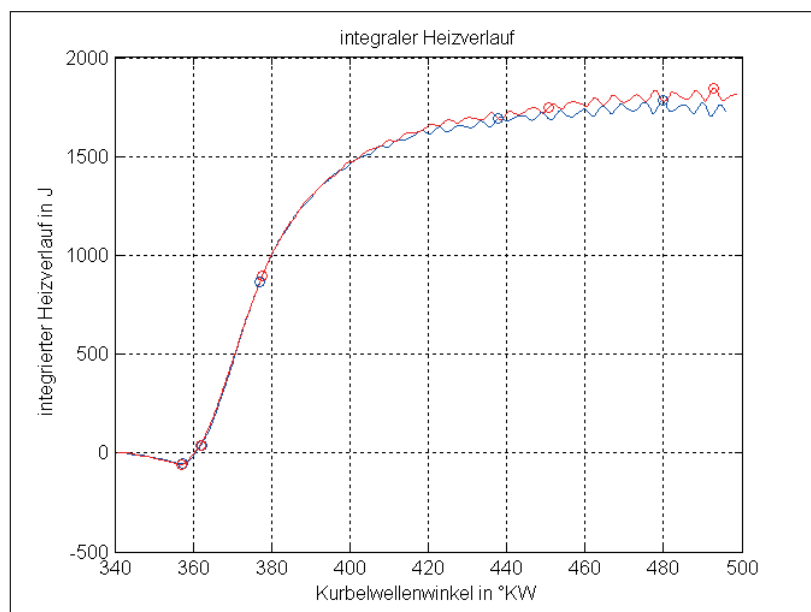


Abbildung 8.29: Der 32. und 33. integrierte Heizverlauf mit EAT-Betrieb, VL-Beschleunigung

Tabelle 8.6: Vergleich der beiden Arbeitsspiele bei erreichtem Sollladedruck mit EAT-Betrieb, VL-Beschleunigungen

Einflussgrößen	ohne EAT-Betrieb 30. / 31. Arbeitsspiel	mit EAT-Betrieb 32. / 33. Arbeitsspiel
ΔQ_{\max} in J/°KW	60,1 / 62,9	64,5 / 59,5
φ (ΔQ_{\max}) in °KW	369,8 / 370,3	371,1 / 372,3
EB vor OT in °KW	15,1 / 14,6	15,3 / 15,5
VB in °KW	357,6 / 357,5	357,2 / 357,1
ZV in °KW	12,7 / 12,1	12,5 / 12,6
φ (Q_{50}) in °KW	375 / 375,2	377,1 / 377,6
T_{\max} in °C	1361 / 1315	1258 / 1251

In dem betrachteten Zeitbereich sind die Temperatur- und Druckunterschiede hoch. Die Vollastbeschleunigung ohne Nutzung des elektrischen Laderantriebs fördert die NO_x -Bildung aufgrund der höheren möglichen Spitzentemperaturen und der niedrigeren Druckverläufe. Die Lambda-Werte ohne EAT-Betrieb befinden sich in diesem Zeitbereich auf einem bis zu 9 % niedrigeren Niveau. Durch die geringere Luftmasse von ca. 150 mg/Hub kommt es zur höheren CO-Bildung. Außerdem vergrößert sich die Rußbildung bei niedrigeren Lambda-Werten.

8.4 Vergleich der Arbeitsspiele bei erreichtem max. Zylinderdruck ohne EAT-Betrieb

Die letzten beiden Arbeitsspiele der Vollastbeschleunigungen betrachten den Zeitabschnitt mit maximalem Lade- und Zylinderdruck der Vollastbeschleunigung ohne elektrischen Laderantrieb. In dem Zeitabschnitt befinden sich das 46. und 47. Arbeitsspiel des Druckverlaufs ohne EAT-Betrieb und das 51. und 52. Arbeitsspiel des Druckverlaufs mit EAT-Betrieb, siehe **Abbildung 8.30**, schwarze Umrandung. Die Leitschaukeln sind in diesem Zeitabschnitt für beide Vollastbeschleunigungen geöffnet. Die Synchronmaschine ist im letzten Zeitabschnitt abgeschaltet und dient dementsprechend nicht mehr der zusätzlichen Luftförderung aber auch nicht mehr der Ladedrucküberschwingerminimierung bzw. der Rekuperation. Alleine aus dem Vollastbeschleunigungsverlauf gibt es dennoch Unterschiede.

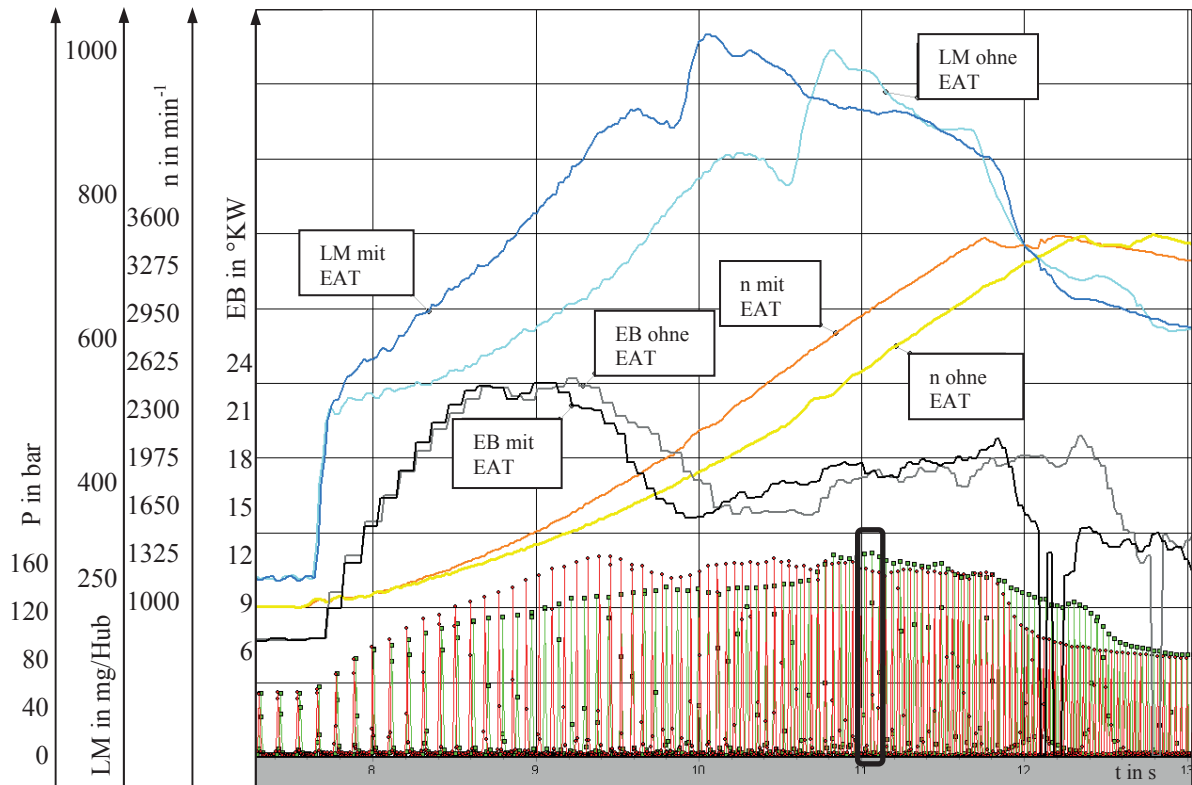


Abbildung 8.30: Die beiden Arbeitsspiele der Vollastbeschleunigungen zum Zeitpunkt P_{\max} ohne EAT-Betrieb

Aus dem 46. und 47. Arbeitsspiel ohne EAT-Betrieb wird eine gemittelte Arbeit der Hochdruckschleife von 908 J erzielt und die gemittelte Ladungswechselarbeit liegt bei -27,8 J, siehe **Abbildung 8.31**.

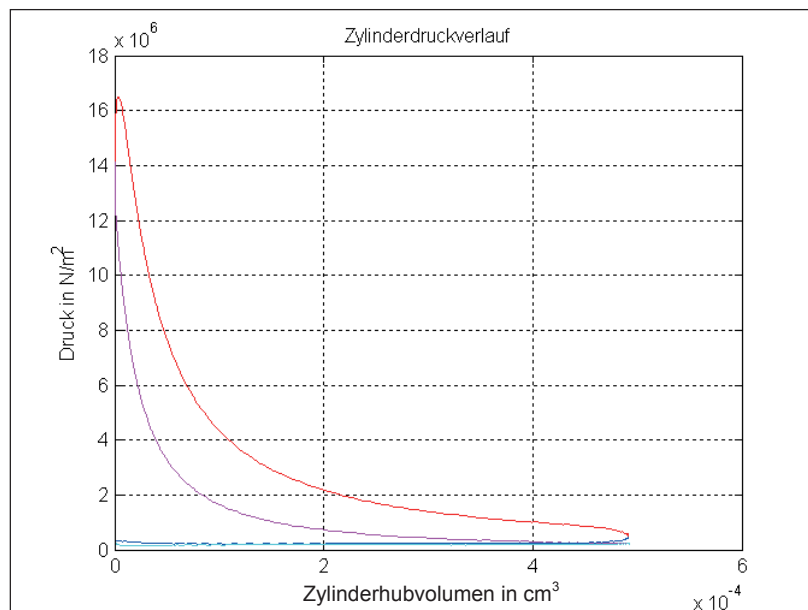


Abbildung 8.31: Der 47. Zylinderdruckverlauf ohne EAT-Betrieb; VL-Beschleunigung

Die gemittelte Arbeit aus den Hochdruckschleifen 51 und 52 mit EAT-Betrieb hat einen Wert von 861 J und die der Ladungswechselschleife von -43,5 J, siehe **Abbildung 8.32**.

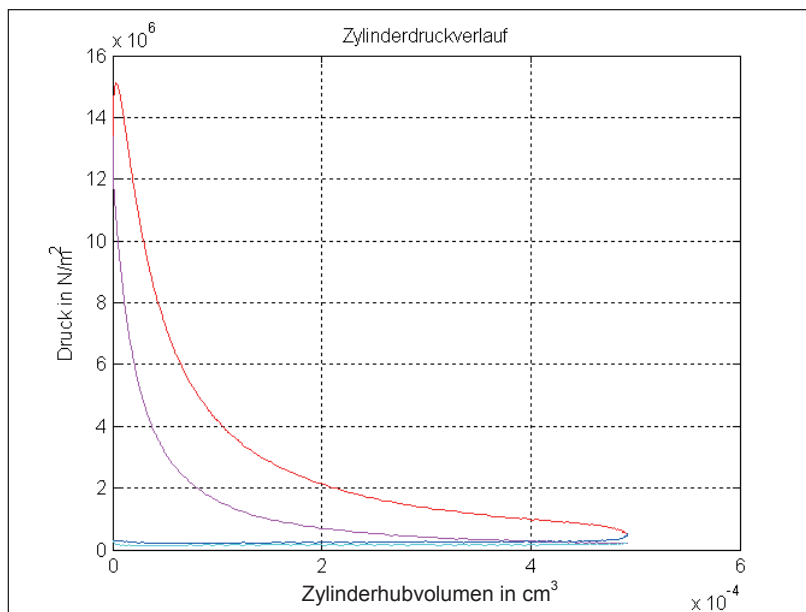


Abbildung 8.32: Der 52. Zyylinderdruckverlauf mit EAT-Betrieb; VL-Beschleunigung

Die Heizverläufe zeigen am Ende der beiden Vollastbeschleunigungen bis auf die Amplituden beide ähnliche Verläufe. Aus den Integralen der Heizverläufe können die Unterschiede der Arbeitsspiele deutlicher herausgearbeitet werden, siehe **Abbildung 8.33** und **Abbildung 8.34**.

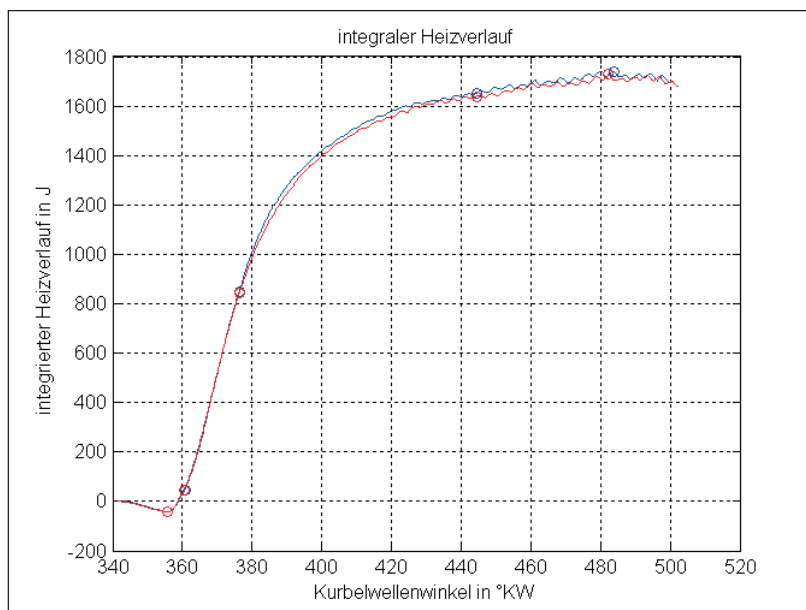


Abbildung 8.33: Der 46. und 47. integrierte Heizverlauf ohne EAT-Betrieb, VL-Beschleunigung

Die Vollastbeschleunigung mit elektrischer Unterstützung zeigt in diesem Zeitabschnitt einen verlängerten Zündverzug, **Tabelle 8.7**. Der Verbrennungsschwerpunkt φ (Q_{50}) verschiebt sich nach spät und der 95 % Umsatz wird früher erreicht. Der gleichmäßigere Brennverlauf mit EAT-Betrieb ist auch am Ende der Vollastbeschleunigung noch zu erkennen.

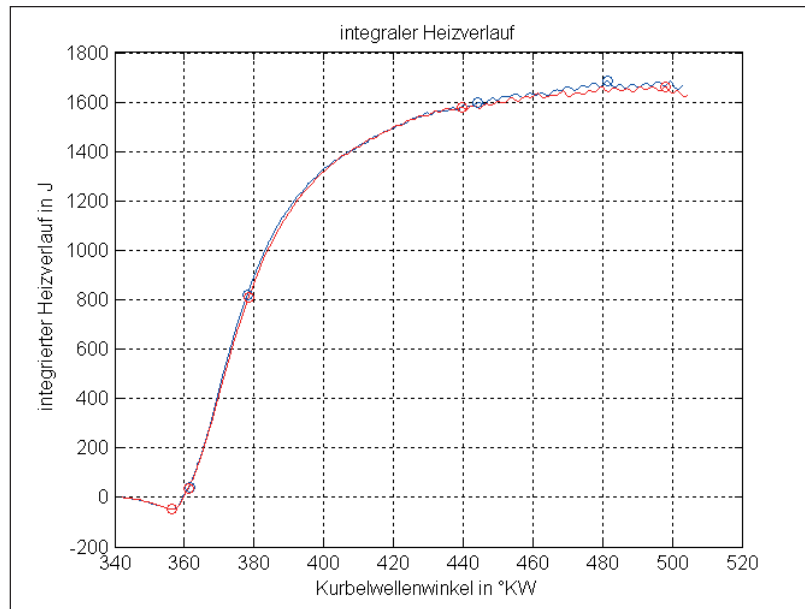


Abbildung 8.34: Der 51. und 52. integrierte Heizverlauf mit EAT-Betrieb, VL-Beschleunigung

Die Temperaturen ohne EAT-Betrieb liegen nach der Kompressionsphase unwesentlich niedriger. Dies liegt unter anderem an der in diesem Zeitbereich um ca. 400 min^{-1} geringerer Motordrehzahl. Dadurch verringern sich die Drossel- und Aufheizverluste, siehe Kapitel 3. Trotzdem werden durch den schnelleren Kraftstoffumsatz auch am Ende der Vollastbeschleunigung noch geringfügig höhere Spitzentemperaturen erzielt.

Tabelle 8.7: Vergleich der beiden Arbeitsspiele bei erreichtem max. Zylinderdruck ohne EAT-Betrieb, VL-Beschleunigungen

Einflussgrößen	ohne EAT-Betrieb 46. / 47. Arbeitsspiel	mit EAT-Betrieb 51. / 52. Arbeitsspiel
EB vor OT in °KW	16,8 / 17,1	17,4 / 17,2
VB in °KW	355,9 / 355,7	356,6 / 356,5
ZV in °KW	12,7 / 12,8	14 / 13,7
φ (Q_{50}) in °KW	376,6 / 376,4	378,1 / 378,5
T_{max} in °C	1271 / 1249	1262 / 1246

Während der gesamten Vollastbeschleunigung liegen die berechneten Temperaturverläufe ohne Nutzung des elektrischen Laderantriebs höher und der Zylinderdruckverlauf weist bis kurz vor dem Ende der Vollastbeschleunigung niedrigere Spitzendrücke auf. Dies spiegelt sich auch in der NO_x -Emission wieder, siehe **Tabelle 8.3**. Durch das höhere Angebot an Luftmasse mit elektrischem Laderantrieb und unter Berücksichtigung des Rauchkennfelds kann das Drehmoment durch eine höhere Kraftstoffmasse angehoben werden. Insgesamt wird für den gleichen Beschleunigungsvorgang weniger Kraftstoff benötigt. Dies macht sich auch mit einem geringeren Ausstoß an NO_x - und CO_2 -Emissionen bemerkbar. Die Vollastbeschleunigung ohne EAT-Betrieb zeigt stets einen niedrigeren Lambda-Wert, so dass sich vergleichsweise der CO-Gehalt im Abgas vergrößert.

8.5 Vergleich der Vollastbeschleunigungen mit spätem Einspritzbeginn

Eine weitere Messung mit späterem Einspritzbeginn (EB) als ‚Serie‘ und gesenktem Sollladedruck (SL) im Teillastbereich wird mit den beiden vorhergehenden Vollastbeschleunigungen verglichen, siehe **Abbildung 8.35**. **Tabelle 8.8** gibt die Bezeichnungen der Größen wieder. Einen Vergleich der drei Vollastbeschleunigungen liegt schon vor, siehe Kapitel 5.3. Dort wird das Beschleunigungsvermögen untersucht. Hier folgen noch die Erläuterungen zu den Schadstoffemissionen.

Tabelle 8.8: Größenbezeichnungen für Abbildung 8.35

Größe des Kurvenverlaufs	Bezeichnung des Kurvenverlaufs
Luftmasse in mg/Hub	LM
Motordrehzahl in min^{-1}	n
Einspritzbeginn in °KW	EB

Der Sollladedruck wird im Teillastbereich soweit gesenkt, dass der Istladedruck den Sollladedruck selbst mit nicht komplett geschlossenen Leitschaufeln erreicht. Der Abgasgedruck sinkt und damit der Kraftstoffverbrauch. Aber auch die Turboladerdrehzahl befindet sich durch den gesenkten Sollladedruck auf einem niedrigeren Niveau. Die Vollastbeschleunigung beginnt somit mit einer anfänglich ‚reduzierten‘ Turboladerdrehzahl. Durch den Vollastbeschleunigungsvergleich wird der Zeitverlust ermittelt, der durch den späteren Einspritzbeginn und dem gesenkten Sollladedruck entsteht. Der spätere Einspritzbeginn sorgt für eine verschleppte Verbrennung und für geringere Spitzentemperaturen, es werden dadurch geringere NO_x -Emissionen erzielt.

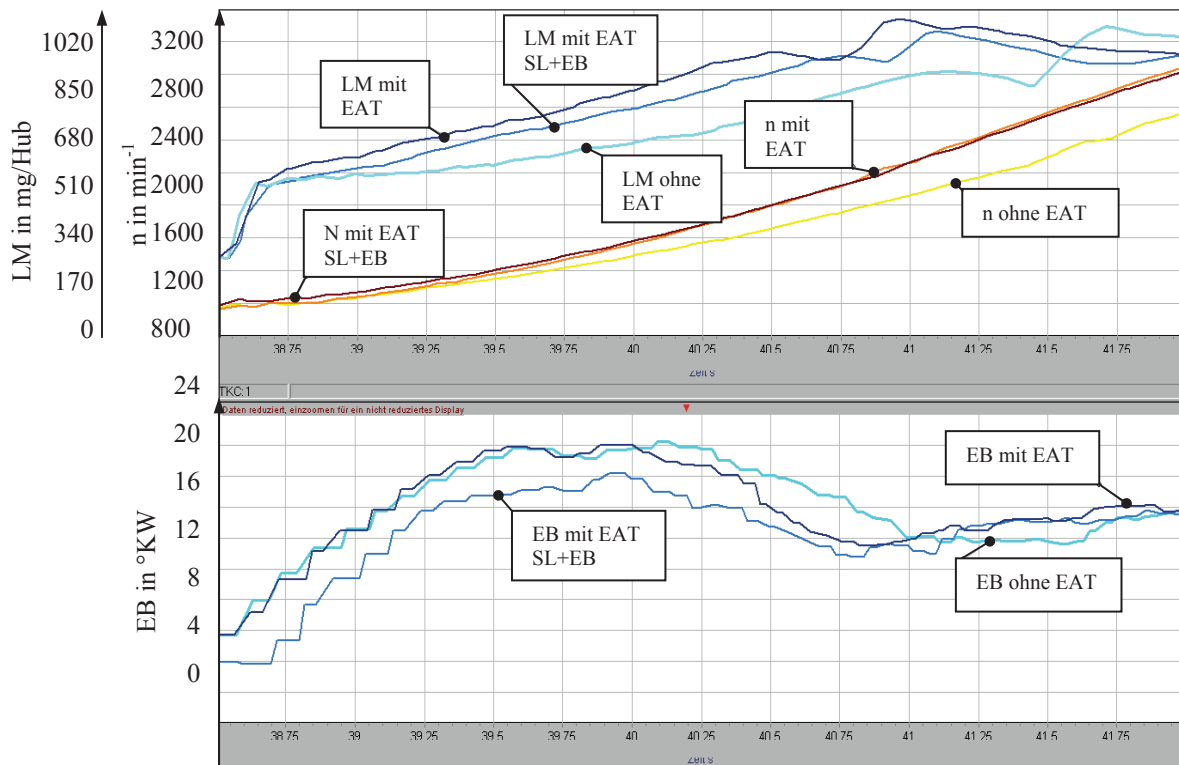


Abbildung 8.35: Vergleich der drei Vollastbeschleunigungen

Die gewonnene Arbeit aus der ersten Hochdruckschleife mit EAT-Betrieb, spätem Einspritzbeginn und gesenktem Sollalldruck beträgt 260,8 J und aus der zweiten 308,8 J. Somit liegt die innere Arbeitssteigerung vom ersten zum zweiten Zyklus bei ca. 19,5 %. Die ersten zwei Arbeitsspiele erreichen folglich nicht die inneren Arbeitssteigerungen der anderen beiden Vergleichsmessungen, siehe Kapitel 8.1. Die gemittelte Ladungswechsalarbeit ist -15 J groß. Die Ladungswechsalarbeit fällt im Vergleich zu den anderen beiden Ladungswechsalarbeiten niedriger aus. Die Leitschaukeln sind am Schließen und der Abgasgedruck befindet sich noch auf einem niedrigeren Niveau.

Die Heizverläufe haben auch hier mit steigendem Zylinderdruck einen abnehmenden Premixed-Anteil und einen zunehmenden Diffusionsanteil, siehe **Abbildung 8.36** im Vergleich mit **Abbildung 8.8** und **Abbildung 8.9**. Durch den späten Einspritzbeginn nimmt die Brenngeschwindigkeit ab und die Verbrennung verschleppt sich.

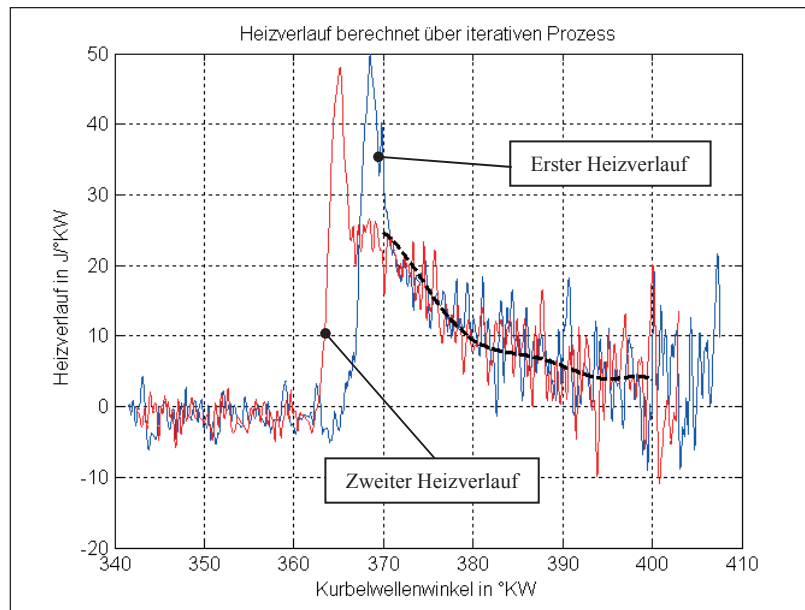


Abbildung 8.36: Die ersten zwei Heizverläufe mit EAT-Betrieb und später Einspritzung, VL-Beschleunigung

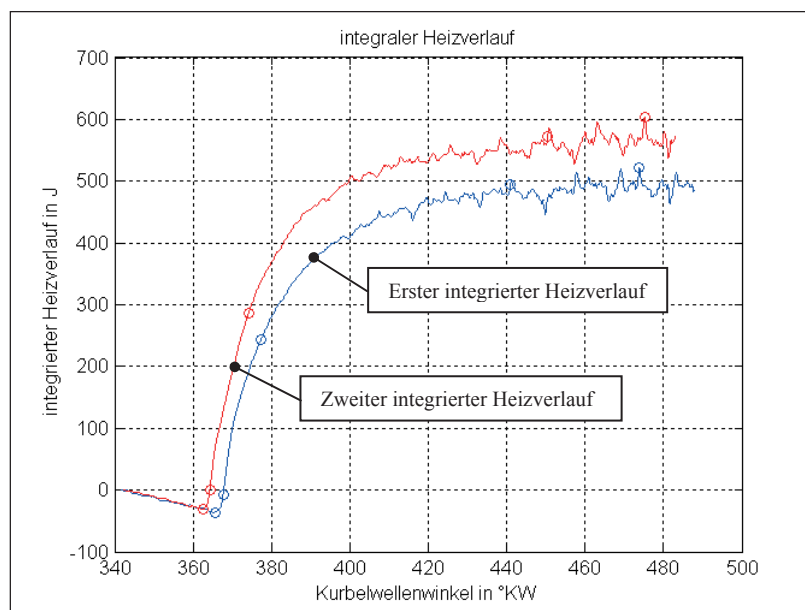


Abbildung 8.37: Die ersten zwei integrierten Heizverläufe mit EAT-Betrieb und später Einspritzung, VL-Beschleunigung

Die integrierten Heizverläufe weisen einen verlängerten Zündverzug auf, siehe **Abbildung 8.37** im Vergleich mit **Abbildung 8.10** und **Abbildung 8.11**. Die zusätzlich geförderte Luftmasse des elektrischen Laderantriebs ist noch nicht groß genug, um den Zündverzug durch die verschleppte Verbrennung zu kompensieren. Die berechneten mittleren Gastemperaturen mit EAT-Betrieb und später Einspritzung zeigen im Vergleich zu den beiden anderen Voll-



lastbeschleunigungen den niedrigsten Verlauf, siehe **Abbildung 8.38** im Vergleich mit **Abbildung 8.12** und **Abbildung 8.13**.

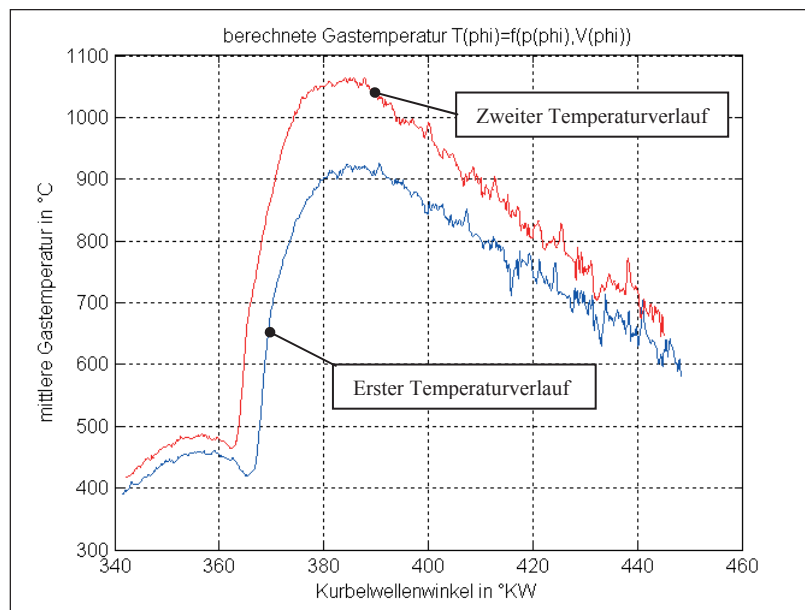


Abbildung 8.38: Die ersten beiden Temperaturverläufe mit EAT-Betrieb und spätem Einspritzbeginn, VL-Beschleunigung

Nicht nur die kurze Premixed-Verbrennungsphase sorgt für eine vergleichsweise geringe Temperaturerhöhung sondern auch der späte Einspritzbeginn, siehe auch **Tabelle 8.9**.

Mit den nächsten beiden Arbeitsspielen wird nochmals der Zeitabschnitt analysiert, in dem sich die Vollastbeschleunigung mit den Arbeitsspielen des höchsten Zylinderdrucks befinden, siehe Kapitel 8.2. In diesem Zeitabschnittvergleich wird das 19. und 20. Arbeitsspiel mit elektrischem Laderantrieb und später Einspritzung durchlaufen. Die gemittelte Arbeit aus den Zyklen ist 677,2 J groß und liegt damit näher an der gemittelten Arbeit mit EAT-Betrieb, die eine Größe von 740,2 J hat. Mit den in diesem Zeitabschnitt gelaufenen Arbeitsspielen ohne EAT-Betrieb hat die gemittelte Arbeit aus den beiden zeitgleich stattfindenden Zyklen nur einen Wert von 543,9 J. Durch die spätere Einspritzung verschiebt sich einerseits der Verbrennungsbeginn in Richtung spät und lässt die Zündverzugszeit anwachsen. Andererseits verringert sich mit Hilfe des EAT-Betriebs und der dadurch erhöhten Luftmasse die Zündverzugszeit, siehe **Tabelle 8.9**.

Der Heizverlauf mit EAT-Betrieb und spätem Einspritzbeginn zeigt den vergleichsweise zum Arbeitsspiel ohne EAT-Betrieb geringen Premixed-Verbrennungsanteil. Der größere Anteil an Kraftstoff wird als Diffusions-Verbrennung umgesetzt, siehe **Abbildung 8.39** im Vergleich mit **Abbildung 8.17** und **Abbildung 8.18**.

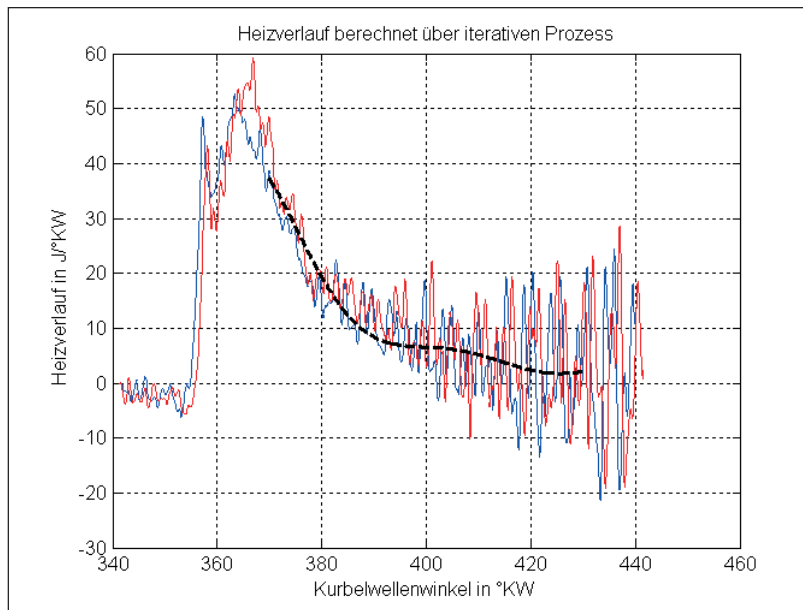


Abbildung 8.39: Der 19. und 20. Heizverlauf mit EAT-Betrieb und spätem Einspritzbeginn, VL-Beschleunigung

Anhand des integrierten Heizverlaufs mit elektrischem Laderantrieb und spätem Einspritzbeginn ist die langsamere Umsatzrate durch die spätere Schwerpunktlage zu erkennen. Ebenso wird der größere Umsatz an Kraftstoffmasse durch den über 25 % höheren Endwert deutlich, siehe **Abbildung 8.40** im Vergleich mit **Abbildung 8.19** und **Abbildung 8.20**.

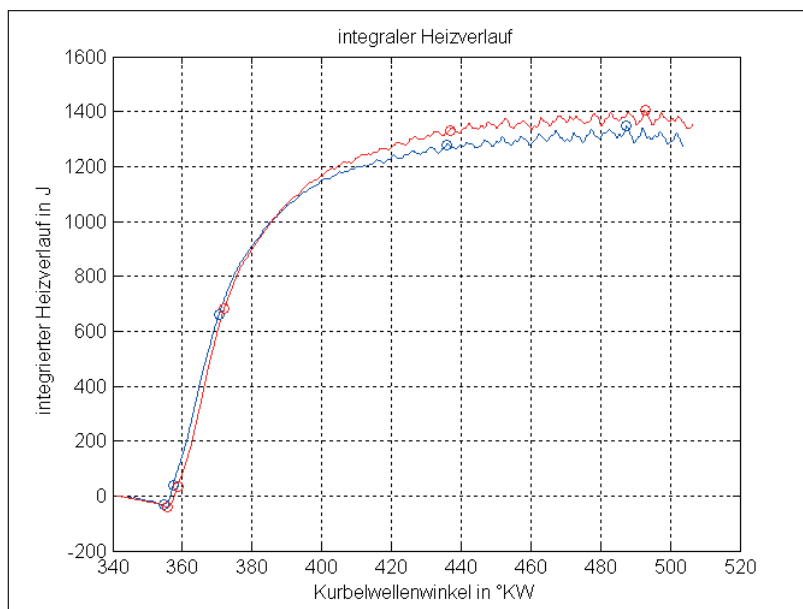


Abbildung 8.40: Der 19. und 20. integrierte Heizverlauf mit EAT-Betrieb und spätem Einspritzbeginn, VL-Beschleunigung



Tabelle 8.9: Messauswertung mit EAT-Betrieb und später Einspritzung, VL-Beschleunigungen

Einflussgrößen	mit EAT-Betrieb und spätem Einspritzbeginn 1. und 2. Arbeitsspiel	mit EAT-Betrieb und spätem Einspritzbeginn 19. / 20. Arbeitsspiel
ΔQ_{\max} in J/°KW	49,9 / 48	52,7 / 59,1
φ (ΔQ_{\max}) in °KW	368,5 / 365,2	363,4 / 366,9
EB vor OT in °KW	4,75 / 6,62	17,7 / 17,3
VB in °KW	365,5 / 362,5	354,7 / 355,6
ZV in °KW	10,3 / 9,1	12,4 / 12,9
φ (Q_{50}) in °KW	377,3 / 374,2	370,5 / 372,1
T_{\max} in °C	926 / 1064	1402 / 1378

Zum Vergleich der Vollastbeschleunigungen sind die benötigten Zeiten zum Erreichen der Geschwindigkeit von 50 km/h aus 16,65 km/h in **Tabelle 8.10** eingetragen.

Die Vollastbeschleunigung mit EAT-Betrieb, späterem Einspritzbeginn und verringertem Sollladedruck im Teillastbereich benötigt kaum mehr an Zeit als die mit EAT-Betrieb, Serien-Einspritzbeginn und angepasstem Sollladedruck.

Tabelle 8.10: Vollastbeschleunigungen mit Zeitvergleich

	Dauer in Sekunden
VL mit EAT-Betrieb	3,5
VL ohne EAT-Betrieb	3,97
VL mit EAT-Betrieb, SL und EB	3,63

Anhand der drei analysierten Vollastbeschleunigungen ist nicht nur der Drehmomentenvorteil mit elektrischem Laderantrieb ersichtlich, sondern auch der geringerer Kraftstoffverbrauch. Dadurch sinken die CO₂- und die CO-Emissionen. Neben dem geringeren Kraftstoffverbrauch, wirkt sich auch der höhere Zylinderdruckverlauf und die niedrigeren Temperaturverläufe positiv auf die NO_x-Emissionen aus.

Die dritte analysierte Vollastbeschleunigung mit elektrischem Laderantrieb, spätem Einspritzbeginn und anfangs geöffneten Leitschaufeln erreicht nicht den erzielten Drehmomentenvorteil der Vollastbeschleunigung mit elektrischem Laderantrieb, Serien-Einspritzbeginn



und angepasstem Sollladedruck. Durch den späteren Einspritzbeginn und den geöffneten Leitschaufeln kann aber der Kraftstoffverbrauch im unteren Teillastbereich gesenkt werden und die NO_x-Emissionen werden durch die verschleppte Verbrennung und den niedrigeren Kraftstoffverbrauch in allen Fahrsituationen verringert.





9 Zusammenfassung und Ausblick

Der Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit besteht darin, das Potential des elektrisch unterstützten Abgasturboladers zu beschreiben. Hierfür wird zunächst ein Fahrzeug mit einem Rapid Prototyping System ausgestattet und der elektrisch unterstützte Abgasturbolader in den vorhandenen Luftpfad integriert. Des Weiteren wird eine Kommunikation aufgebaut zwischen dem EAT, dem Rapid Prototyping System, dem Indiziersystem und der Abgasmesstechnik. Mit dem so modifizierten Fahrzeug werden zuerst grundsätzliche Untersuchungen durchgeführt. Der 2,5 l Dieselmotor mit Direkteinspritzung wird mit elektrischer Unterstützung in unterer Teillast auf der Teststrecke betrieben. Die benötigte Arbeit für die Ladungswechselschleife sinkt und der Spitzendruck steigt. Weitere grundsätzliche Messungen untersuchen den Nutzen des Generatorbetriebs und den zeitlichen Gewinn bei Beschleunigungsvorgängen mit elektrischer Unterstützung aus verschiedenen Motor-drehzahlen und mit verschiedenen Gängen. Es zeigt sich, dass im Generatorbetrieb nur geringe Leistungen realisiert werden können. Aber die Messungen belegen die Sinnhaftigkeit des Generatorbetriebs. Wünschenswert wäre ein Generatorbetrieb, der einen höheren Rekuperationsstrom ermöglicht. Die anschließend gemessenen Vollastbeschleunigungen weisen hauptsächlich in den oberen Gängen einen deutlichen zeitlichen Gewinn auf.

Die Motorprüfstandsmessungen erbringen den Nachweis des Drehmomentenvorteils in stationären Betriebspunkten. Vier Messreihen mit unterschiedlichen Drehmomenten untersuchen insbesondere den spezifischen Kraftstoffverbrauch bei Variation des Soll-ladedrucks und der Ansteuerung des Synchronmotors. Die vorgegebenen Soll-ladedrücke werden mit elektrisch unterstützten Abgasturbolader durch Öffnen der Leitschaufeln erreicht. Damit sinkt der Abgasgedruck und auch der spezifische Kraftstoffverbrauch. Bei voller Nutzung des Drehmomentenpotentials wird die Einspritzmenge unter Einhaltung der Rauchgrenze angehoben. Variiert wird auch die Stärke der Bestromung des elektrischen Laderantriebs. Um den vorgegebenen Soll-ladedruck zu erlangen, ändert sich dementsprechend die Leitschaufelposition. Damit die Stromstärke optimal variiert werden kann, sollte ein zusätzliches integriertes Batteriemanagement die zur Verfügung stehende Energie der Zusatzbatterie ermitteln. Je nach Ladezustand könnte der Fahrerwunsch dementsprechend über den elektrischen Laderantrieb erfüllt werden. Der Wirkungsgrad der E-Maschine mit über 90% liegt auf jeden Fall höher als der des Verbrennungsmotors. Wenn der Ladezustand es ermöglicht, das gewünschte Drehmoment mit Hilfe des elektrischen Synchronmotors zu realisieren, spart dies Kraftstoff. Des Weiteren zeigt die Prüfstandsmessung, dass sich die Rauchemission bei dy-



namischen Vorgängen mit EAT-Betrieb stark reduzieren lässt. Mit der zusätzlich geförderten Luftmasse besteht die Möglichkeit, mehr Kraftstoff für die Verbrennung zur Verfügung zu stellen ohne die Rauchemission zu vergrößern.

Sowohl für die Motorprüfstands- als auch für die Fahrzeugmessungen auf der Teststrecke stehen die Schadstoffemissionen im Fokus. Für die Fahrzeugmessungen im Teillastbereich werden die Motordrehzahlen 1000 und 1500 min^{-1} genutzt. Es werden zunächst die Leitschaufelstellung, dann die Stellung des AGR-Ventils und anschließend der Einspritzbeginn variiert. Durch eine optimierte Kombination der Stellung der Leitschaufeln bzw. des AGR-Ventils und einer späten Einspritzung mit Zuschaltung des elektrischen Laderantriebs können der spezifische Kraftstoffverbrauch, die CO_2 -, die NO_x - und die CO-Emissionen gesenkt werden. Die Vollastbeschleunigungen werden aus einer Motordrehzahl von 1000 min^{-1} gestartet. Bei der Vollastbeschleunigung mit elektrischer Unterstützung erreicht das Fahrzeug nicht nur die festgelegte Zielgeschwindigkeit früher, auch die CO_2 -, NO_x - und die CO-Emissionen befinden sich alle auf einem niedrigeren Niveau. Die CO-Emissionen sinken circa um 8 %, aufgrund der höheren Luftmasse bzw. des höheren Lambda-Werts, der während des EAT-Betriebs vorliegt. Die CO_2 -Emissionen nehmen um annähernd 14 % ab, da die Ladungswechselarbeiten über den größten Teil der Vollastbeschleunigung niedriger liegen und der Kraftstoffverbrauch insgesamt geringer ausfällt. Die NO_x -Emissionen fallen aus mehreren Gründen um knapp 8 % geringer aus. Erstens wird weniger Kraftstoff verbraucht, zweitens liegen die Gastemperaturen während der gesamten Beschleunigungsphase niedriger und drittens befinden sich die Zylinderdruckverläufe zum größten Teil auf einem höheren Niveau.

Die zusätzlichen in das Fahrzeug zu integrierenden Bauteile, wie der elektrisch unterstützte Abgasturbolader mit der zusätzlichen Batterie und die Leistungselektronik, erhöhen die Materialeinzelkosten und werden laut den OEMs nicht über eine notwendige Preissteigerung vom Kunden bezahlt. Eine zweite Batterie ist notwendig, da die Belastung mit einem maximalen Stromfluss von ca. 200 Ampere so groß ist, dass die Versorgung weiterer Verbraucher mit nur einer Batterie kurzzeitig nicht optimal gewährleistet werden kann. Eine weitere Lösung wäre eine Erhöhung der Versorgungsspannung des Bordnetzes. Die Entwicklung eines 48 V Bordnetzes wird derzeit intensiv untersucht. Favorisiert wird heutzutage die doppelte Abgasturboaufladung, eine Mischform aus mechanischer Aufladung und gasgeführter Aufladung.

Es gibt heutzutage allerdings weitere Konzepte mit elektrischer Aufladung, die gute Möglichkeiten haben, bis zur Serienreife entwickelt zu werden. Zum einen wird derzeit die „Hybrid Turbocharger Technology“ HTT erforscht und entwickelt. Die HTT nutzt einen E-Motor, der den Kompressor antreibt und eine Abgasturbine, die unabhängig vom Kompressor bzw. Verdichter einen Generator betreibt, siehe **Abbildung 9.1**. Die Turbine erhält einen verhältnis-

mäßig großen Durchmesser, um den Wirkungsgrad zu steigern. Gleichzeitig wird der Abgasgedrückt gegenüber dem Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie gesenkt. Die Abgasenergie wird direkt in elektrische Energie umgewandelt. Der Kompressor kann während der Beschleunigungsphase nahe an der Pumpgrenze betrieben werden und ist unabhängig vom Leistungsangebot der Turbine.

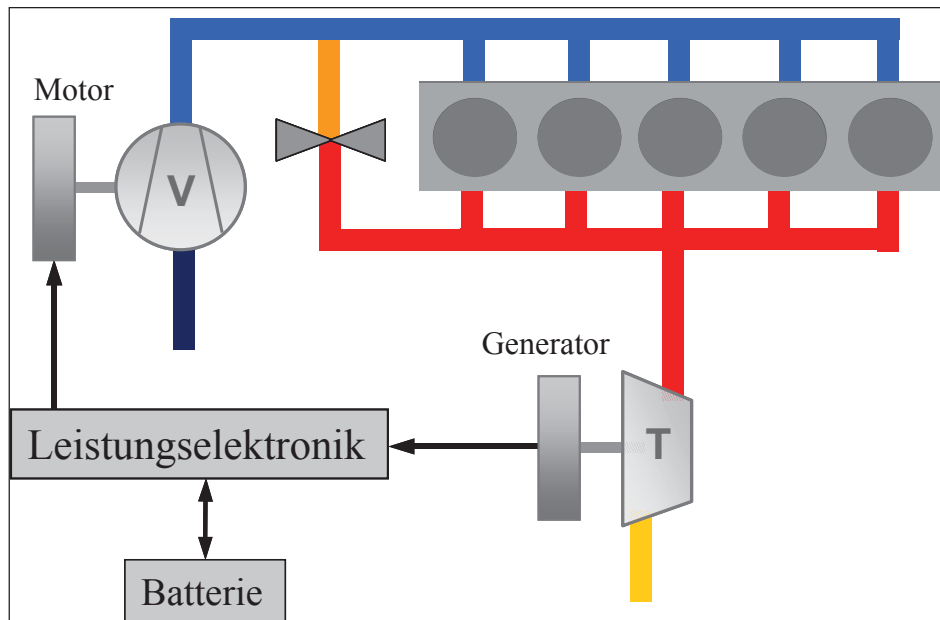


Abbildung 9.1: Hybrid Turbolader Technology

Der Luftpfad stellt sich in vereinfachter Form dar. Es entfallen Schläuche, Leitschaufeln und Klappen. Das System wird dadurch günstiger. Auf der anderen Seite erhöhen sich die Materialeinzelkosten durch zwei E-Maschinen, die dazugehörige Leistungselektronik und eine weitere Batterie. Geplant ist eine Leistungsabgabe von bis zu 26 kW. Der Fahrer sollte damit den gesteigerten Beschleunigungsvorgang zu jedem Zeitpunkt spüren können. Außerdem ist mit dem System ein Downsizing des Verbrennungsmotors möglich. Der niedrigere Kraftstoffverbrauch bzw. das verbesserte Fahrverhalten kann zu Akzeptanz eines erhöhten Preises führen.

Ein weiteres elektrisch unterstütztes Aufladesystem, das zurzeit entwickelt wird, hat neben dem Abgasturbolader einen zusätzlichen elektromotorisch angetriebenen Strömungsverdichter, siehe **Abbildung 9.2**. Im Gegensatz zum Prinzip des elektrisch unterstützten Abgasturboladers arbeitet dieses System üblicherweise zweistufig. Es befinden sich zwei Strömungsmaschinen in Reihe und dadurch multiplizieren sich die Druckverhältnisse. Da der e-Booster und der Abgasturbolader separate Aggregate sind, können diese entsprechend positioniert werden und die thermomechanische Belastung der elektrischen und elektronischen Komponenten, wie die E-Maschine und die Leistungselektronik fällt geringer als beim EAT-Prinzip aus.

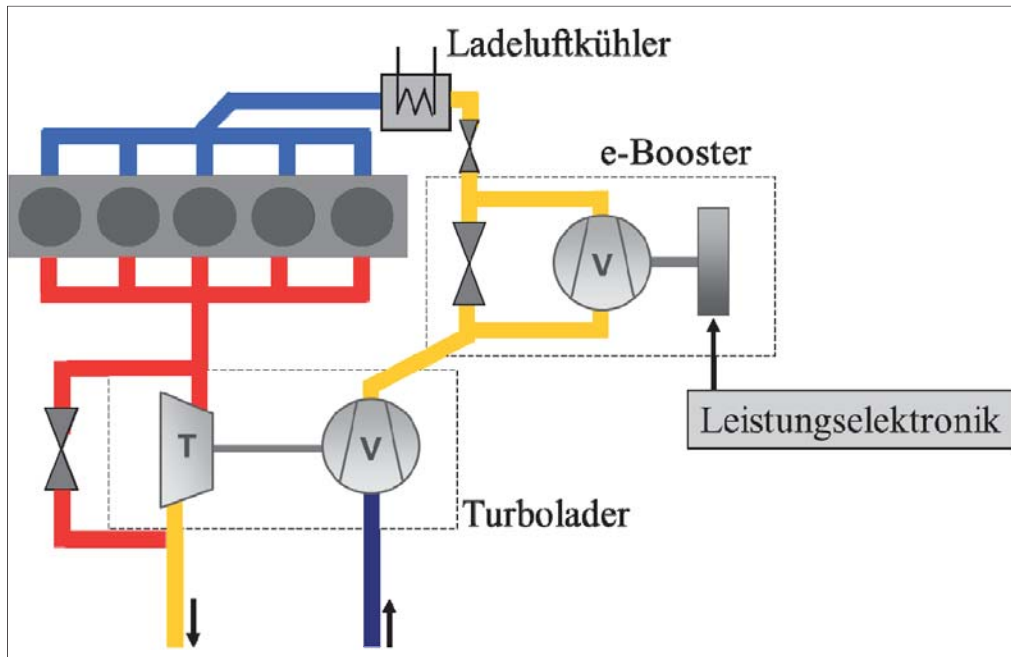


Abbildung 9.2: Prinzip mit zusätzlichem elektrischem Verdichter

Die Anforderungen an das 12V-Bordnetz steigen deutlich. Es werden hier Stromstärken über 150 A genutzt und für eine 12V-Batterie müssen die Anzahl an Boostvorgängen unbedingt begrenzt werden. Da allerdings an dem 48V Bordnetz intensiv entwickelt wird, besteht die Möglichkeit den zusätzlichen elektrischen Verdichter auch über ein 48V Bordnetz zu betreiben. Die Stromstärken reduzieren sich bzw. die maximale elektrische Leistungsaufnahme kann erhöht werden.

Beide Systeme sind durch die Zusatzhardware und deren Entwicklung bis zur Serienreife teuer. Fraglich bleibt, ob die Senkung des Kraftstoffverbrauchs und das verbesserte Anfahrverhalten ausreichen, den erhöhten Kaufpreis zu akzeptieren.



10 Literaturverzeichnis

- [1] Robert Bosch GmbH
Dieselmotor-Management: Systeme und Komponenten
Stuttgart, Vieweg + Teubner Verlag, 4. Auflage, 2004

- [2] Gabriel, H. , Schmitt, F. , Weber, M. , Lingenauber, R. , Schmalzl, H.-P.
Neue Erkenntnisse bei der variablen Turbinen- und Verdichtergeometrie für die
Anwendung in Turboladern für Pkw-Motoren
BorgWarner Turbo Systems, Academy, Mai 2002

- [3] Schmalzl, H.-P.
Aufladung von Pkw DI-Ottomotoren mit Abgasturboladern mit variabler
Turbinengeometrie
Dissertation, TU Dresden, 2006

- [4] Gross, S. , Rosario, M. , Han, J. , Bell, S.
TurboNews Premiere im Porsche
Infomagazin BorgWarner Turbo & Emission System, 2/06

- [5] Verband der Automobilindustrie
VDA Auto Jahresbericht 2008

- [6] Verband der Internationalen Kraftfahrzeughersteller e. V.
Bericht des Verbandes der Internationalen Kraftfahrzeughersteller e. V. für die
Geschäftsjahre 2004 / 2005
VDIK Geschäftsbericht, 2006

- [7] Klink, G. , Tischendorf, J. , Krubasik, S.
Powertrain of the Future
A.T. Kearney und AVL Consulting, 2007

- [8] Kalinowska, D. , Kuhfeld, H. , Kunert, U. , Rüllicke, O.
Die Abgaben auf Kraftfahrzeuge in Europa im Jahr 2005
DIW, Deutsches Institut für Wirtschaftsforschung, Berlin, 9/05



- [9] Aigle, T. , Krien P. , Marz L.
Die Evaluations-Matrix, Ein Tool zur Bewertung antriebs- und kraftstoff-
technologischer Innovationen in der Automobilindustrie
WZB, Wissenschaftszentrum Berlin für Sozialforschung, 2007
- [10] Pischinger, S.
Vorlesungsumdruck, Verbrennungsmotoren Band 1
Rheinisch-Westfälische TH Aachen, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen
21. Auflage 10/2000
- [11] Vanhaelst R.
Optische und thermodynamische Methoden zur Untersuchung der teilhomogenen
Dieselverbrennung
Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2003
- [12] Kozuch, P.
Ein phänomologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei
direkteinspritzenden Dieselmotoren
Dissertation, Universität Stuttgart, 2004
- [13] Pischinger, S.
Vorlesungsumdruck, Verbrennungsmotoren Band 2
Rheinisch-Westfälische TH Aachen, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen
21. Auflage 10/2000
- [14] Robert Bosch GmbH
Kraftfahrtechnisches Taschenbuch 24. Auflage
Vieweg Verlag, 2002
- [15] Bach, E. , Velji, A.
Verbrennungsmotoren, Lehrbrief V3
Gemischbildung, Zündung und Verbrennung im Dieselmotor
Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden
- [16] Barba, C.
Erarbeitung von Verbrennungskennwerten aus Indizierdaten zur verbesserten
Prognose und rechnerischen Simulation des Verbrennungsablaufes bei Pkw-
DE-Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung, Dissertation, TH Zürich, 2001



- [17] Merker, G. P. , Knoll G.
Potentialabschätzung ‚Zylinderspitzen drücke‘
Universität Hannover und Universität Kassel
Informationstagung Motoren, Frankfurt, 2004
- [18] Wissussek, D.
Praktikum Kolbenmaschinen, Versuch 3 p-V-Diagramm
Universität Duisburg-Essen
- [19] Schmitt, A. , Müller, D. , Wohl, G.
Simulationsmodell eines elektronisch geregelten 6-Zyl.-Dieselmotors
Dresdner Tagung, Simulation im Maschinenbau, 2000
- [20] Mollenhauer, K. , Tschöke, H.
Handbuch Dieselmotoren, 3. neu bearbeitete Auflage
Springer-Verlag, 2007
- [21] Mayer, T.
Feststoff-SCR-System auf Basis von Ammoniumcarbamat
Dissertation, TU Kaiserslautern, 2005
- [22] Morlang, A.
Strukturelle Charakterisierung bimetallischer Pt/Pd-Dieseloxydationskatalysatoren
Dissertation, TU Darmstadt, 2004
- [23] Bach, E.
Kraftfahrzeugantriebstechnik, Lehrbrief
Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden
- [24] Grajewski, V.
Zylinderdruck basierte Modellierung des Start-Warmlaufverhaltens von Ottomotoren
Dissertation, TU Carolo-Wilhelmina Braunschweig, 2006
- [25] Kopp, C.
Variable Ventilsteuerung für Pkw-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung
Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2006



- [26] Mayer, A.
Particulate Matter, Particle-Traps, Aerosols Measuring Instruments and
Measuring Techniques, 2001
- [27] Pischinger, R. , Kraßnig, G. , Taucar, G. , Sams, Th.
Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschinen
Springer-Verlag, 1989
- [28] Wurms, R.
Differenzierte Druckverlaufsanalyse (DDA) – eine einfache, aber höchst
wirkungsvolle Methode zur Interpretation von Zylinderdruckverläufen
3. Internationales Indiziersymposium, Mainz 1998
- [29] Gheorghiu, V.
Kolbenmaschinen und Kolbenverbrennungsmotoren
FH Hamburg, 2006
- [30] Hohenberg, G.
Der Verbrennungsverlauf – ein Weg zur Beurteilung des motorischen Prozesses
4. Wiener Motorensymposium VDI Fortschrittsbericht Reihe 6 Nr. 103, 1982
- [31] Bach, E. , Pfeiffer P.
Verbrennungsmotoren, Lehrbrief 7
Leistungssteigerung von Verbrennungsmotoren
Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden
- [32] Schumacher, W.
Grundlagen der Regelungstechnik
TU Carolo-Wilhelmina Braunschweig, 12/06
- [33] Schindler, W. , Nost, M. , Thaller, W. , Luxbacher, T.
Stationäre und transiente messtechnische Erfassung niedriger Rauchwerte
MTZ 10/2001
- [34] Pucher, H. , Grigoriadis P.
Experimentelle Übung an Verbrennungskraftmaschinen
TU Berlin, 03/2002



- [35] Waas, P. , Kollera, M. , Castorph, D.
Kreisprozesse mit idealen Gasen
Hochschule München, 1999
- [36] Hopp, M.
Untersuchung der Rußoxidation unter dieselmotorischen Randbedingungen
Dissertation, Rheinisch-Westfälische TH Aachen, 2001
- [37] Schernewski, R.
Modellbasierte Regelung ausgewählter Antriebssystemkomponenten im
Kraftfahrzeug
Dissertation, Universität Fridericiana Karlsruhe, 1999
- [38] Garbe, T.
Senkung der Emissionen eines PKW mit direkteinspritzendem Dieselmotor durch
Verwendung von Kraftstoffen mit abgestimmtem Siede- und Zündverhalten
Dissertation, Universität Hannover, 2002
- [39] Heider, G.
Rechenmodell zur Vorausrechnung der NO-Emission von Dieselmotoren
Dissertation, TU München, 1996
- [40] Pucher, H. , Zinner, K.
Aufladung von Verbrennungsmotoren, Springer Verlag, 4. Auflage
- [41] Jippa, K.
Onlinefähige, thermodynamikbasierte Ansätze für die Auswertung von
Zylinderdruckverläufen
Dissertation, Universität Stuttgart, 2003
- [42] Jahn, S.
Aufbau einer Indizierteknik an einem Verbrennungsmotor und Abgleich eines
Simulationsmodells unter Matlab/Simulink
FH Wolfenbüttel, 2004
- [43] Harndorf, H. , Klösel, R. , Volkart, A.
Optimierung der Mess- und Auswerteparameter zur Analyse von Zylinderdruck-
verläufen, MTZ 53, 1992





11 Formelzeichen und Abkürzungen

11.1 Formelzeichen

Lateinische Formelsymbole	Einheit	Bedeutung
EM	mg/Einspritzung	Einspritzmenge
m_A	g	Abgasmasse
\dot{m}_A	kg/h	Abgasmassenstrom
\dot{m}_{CO}	g/h	CO-Emissionsmassenstrom
\dot{m}_{CO_2}	g/h	CO ₂ -Emissionsmassenstrom
\dot{m}_L	kg/h	Luftmassenstrom
\dot{m}_{NO_x}	g/h	NO _x -Emissionsmassenstrom
n	min ⁻¹	Motordrehzahl
n_T	min ⁻¹	Turbinendrehzahl
LM	mg/Hub	Luftmasse
N	%	Opazität, Trübung durch Rauch
P	bar	Indizierdruck
p_L	mbar	Ladedruck
v	m/s	Fahrzeuggeschwindigkeit
Griechische Formelsymbole	Einheit	Bedeutung
λ		Luftverhältnis, allgemein
σ_s		Volumenkonzentration
$\varphi (\Delta Q_{max})$	°KW	Lage Höchstwert des Heizverlaufs
$\varphi (dp/d\varphi)_{max}$	°KW	Lage max. Druckanstieg



11.2 Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
AGR	Abgasrückführung
ASCET	Advanced Simulation and Control Engineering Tool
CO, CO ₂	Kohlenmonoxid, Kohlendioxid
EAT	Electrically Assisted Turbocharger
EB	Einspritzbeginn
Euro 6	Abgasemissionsgrenzwerte für PKWs in Europa ab dem 01. September 2014
FSN	Filter Smoke Number
HC	Kohlenwasserstoffe
INCA	Integrated Calibration and Acquisition System
MR	Messreihe
NO _x	Stickoxide
OIML	Organisation Internationale de Métrologie Légale
PIDT1-Regler	Proportional-Integral-Differential-Regler mit Tiefpass
PKW	Personenkraftwagen
SUV	Sport Utility Vehicle
Tier2 Bin5	Emissionsstandard der US-Bundesgesetzgebung für jeden Schadstoff einzuhaltenden Flottenverbrauch
VB	Verbrennungsbeginn
VTG	Variable Turbinengeometrie
Q ₅₀	Verbrennungsschwerpunktlage
ZV	Zündverzögerung



12 Anhang

Im Anhang befinden sich Erläuterungen zur Regelstruktur, Hinweise zu den Prüfstandsmessungen und Informationen zu den Aufbereitungen der Fahrzeugmessungen.

Zunächst eine Übersicht **Abbildung 12.1**, in der zu sehen ist, welche Mess- bzw. Verstellgrößen der Zentralrechner erhält bzw. ausgibt. Diese Abbildung verdeutlicht nochmals die Ausführungen in Kapitel 4.1.

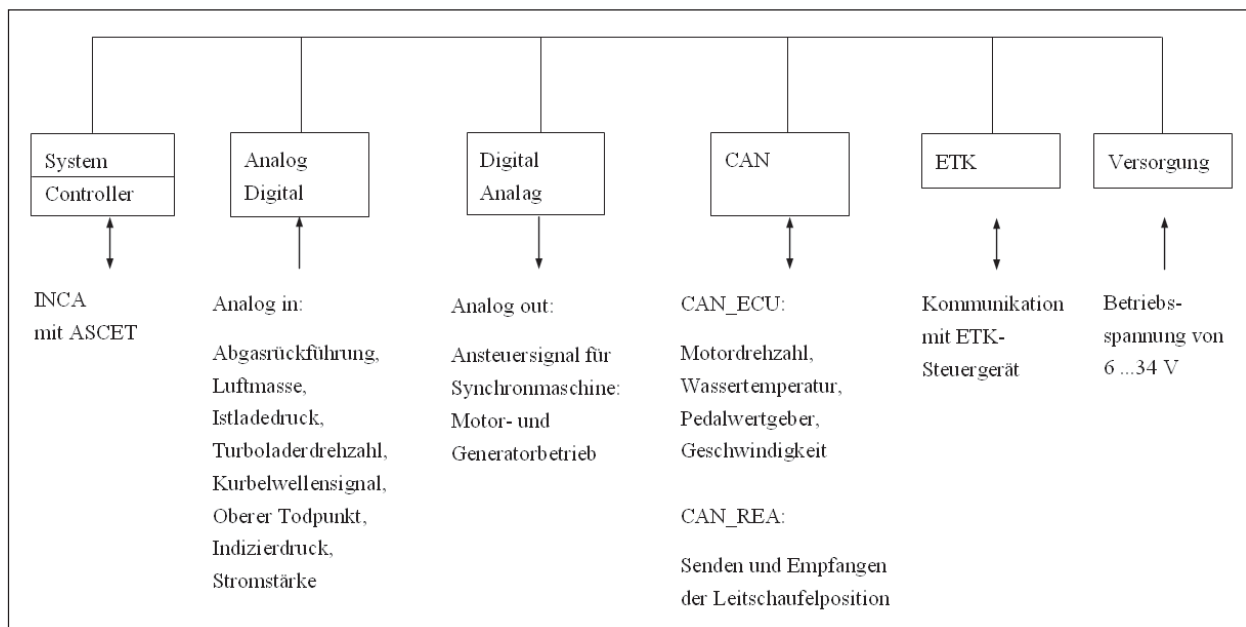


Abbildung 12.1: Übersichtsbild der Ein- und Ausgangsgrößen des Zentralrechners

12.1 ASCET Regelstrukturen

Die in diesem Kapitel aufgeführten ASCET Hierarchien sind ergänzende Informationen zur Reglerfunktionalität.

Die Hierarchie ‚Adaptation_REA‘ ist für die Anpassung der Reglerparameter zuständig. Die Reglergrößen für den proportionalen und integralen Anteil, für die Verstärkung des differentiellen Anteils und für den Tiefpassanteil erhalten ihre Werte von den jeweiligen Kennlinien in Abhängigkeit der Ladedruckabweichung, **Abbildung 12.2**.

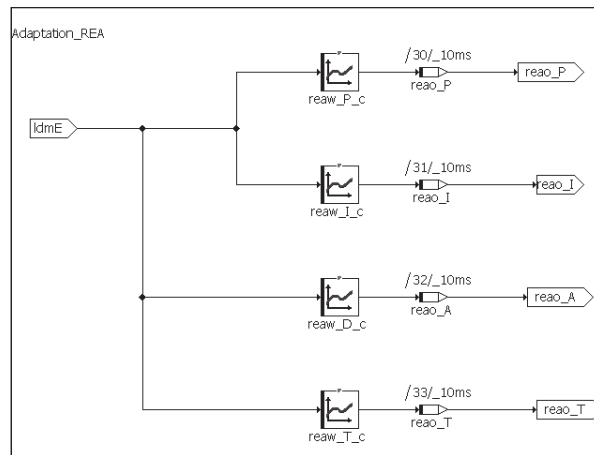


Abbildung 12.2: Beschreibung der Regelparameter

Der I-Anteil $ream_I$ wird solange aufsummiert bis der Ladedruckfehler gleich Null ist oder der positive Grenzwert $reaw_I_max$ bzw. der negative Grenzwert $reaw_I_min$ erreicht werden, **Abbildung 12.3**. Bei Erreichen der Grenzwerte wird der I-Anteil auch mit diesen Werten beschrieben. Falls der Regelalgorithmus feststellt, dass sich das Fahrzeug in einem unregulierten Betriebspunkt $ream_ocl_B$ befindet bzw. ein Fehler $ream_e_B$ detektiert wurde, wird der I-Anteil und der gesamte Regleranteil $ream_PIDT1$ mit Null initialisiert.

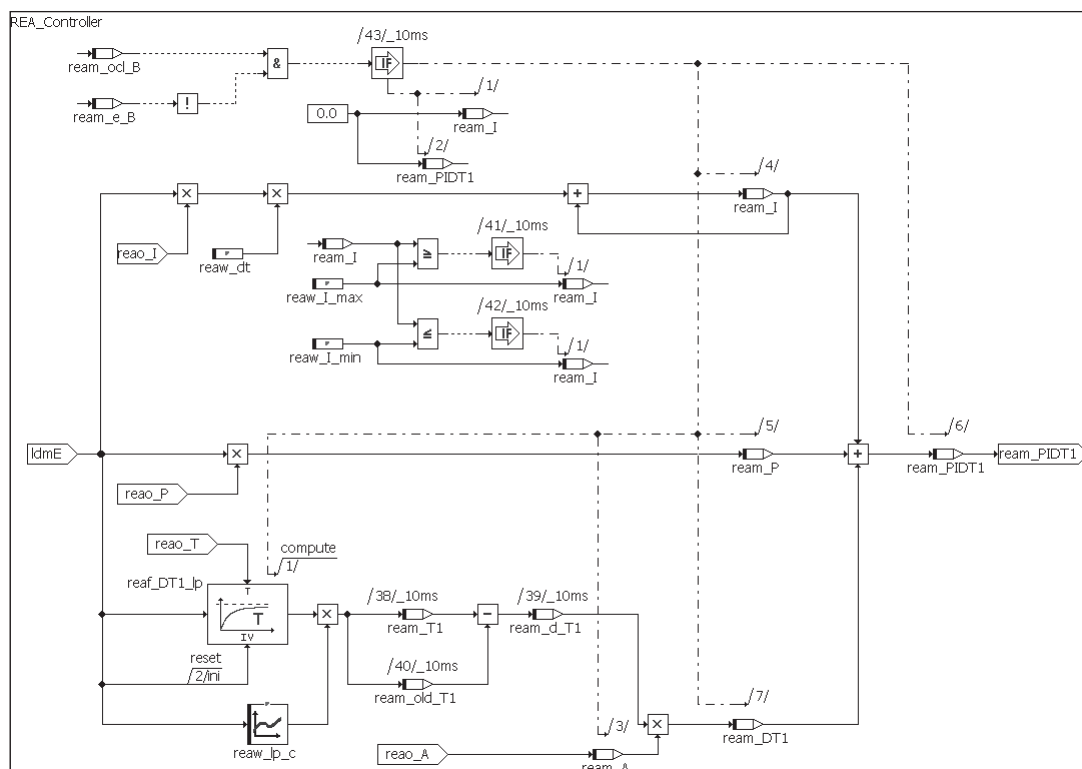


Abbildung 12.3: REA Regler

Ein unregelter Betriebspunkt wird über die Wunschmenge und die Motordrehzahl festgelegt, **Abbildung 12.7**. Um einen schnellen Ladedruckaufbau zu gewährleisten, wird in dem Bereich niedriger Last und Motordrehzahl die Leitschaukeln gesteuert und fast komplett geschlossen. Da der Ladedruckaufbau, ohne im gesteuerten Betrieb mit geschlossenen Leitschaukeln zu fahren, auch mit elektrischem Laderantrieb schnell aufgebaut werden kann, gibt es dazu Untersuchungen, die im Kapitel 5.3 und beschrieben werden.

Die Hierarchie ‚Limitation‘ sorgt für die Limitierung der Leitschaukelansteuerung in Abhängigkeit der Motordrehzahl und der Einspritzmenge, **Abbildung 12.4**. Zusätzlich werden über eine Min-Auswahl keine negativen Werte zugelassen. In einigen Betriebspunkten integriert sich der I-Anteil bis zum Grenzwert auf. In solchen Fällen wird durch den I-Anteil $ream_wl$ bei einem positiven bzw. negativen Lastschlag zu klein bzw. zu groß. Die Ladedruckabweichung kann nicht mit der gewünschten Dynamik minimiert werden oder es kommt zu einem überhöhten Überschwinger bzw. Unterschwinger. Der I-Anteil wird dementsprechend auch in dieser Hierarchie mit Null initialisiert.

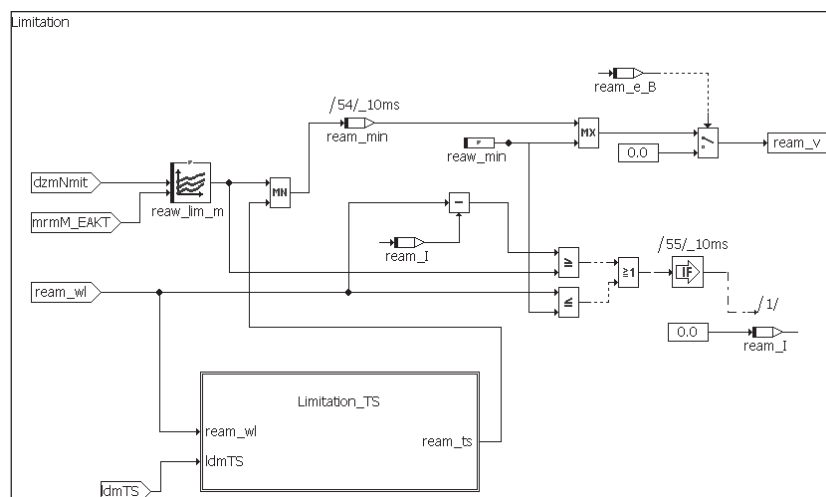


Abbildung 12.4: Limitierung Leitschaukelstellung

Die Limitierungsfunktion der Turboladerdrehzahl befindet sich in der Hierarchie ‚Limitation_TS‘, **Abbildung 12.5**. Die Turboladerdrehzahl wird über ein Öffnen der Leitschaukelverstellung verringert. Sobald die maximale Turboladerdrehzahl bzw. der Vergleichswert $reaw_ts_max$ überschritten ist, wird das zuletzt ausgegebene Tastverhältnis zur Ansteuerung der Leitschaukeln $ream_ts$ genutzt, um dieses über eine Subtraktion mit dem Parameter $reaw_s_ts$ zu reduzieren. Die Subtraktion ermöglicht ein schrittweises Öffnen der Leitschaukeln zu jedem Taskaufruf. Die Reduzierung des Tastverhältnisses erfolgt solange, bis die Turboladerdrehzahl den Vergleichswert wieder unterschreitet. Danach wird über den Vergleichswert $reaw_d_ts$ überprüft, ob das vom Regler ausgegebene Tastverhältnis $ream_wl$



zu stark vom anliegenden Tastverhältnis differiert. Wenn dies der Fall ist und die Turboladerdrehzahl noch über der Turboladerdrehzahlschwelle `reaw_ts_min` liegt, wird das anliegende Tastverhältnis angeglichen. Sobald `reaw_ts_min` unterschritten wird, kann auch das vom Regler ausgegebene Tastverhältnis ohne Angleichen verwendet werden.

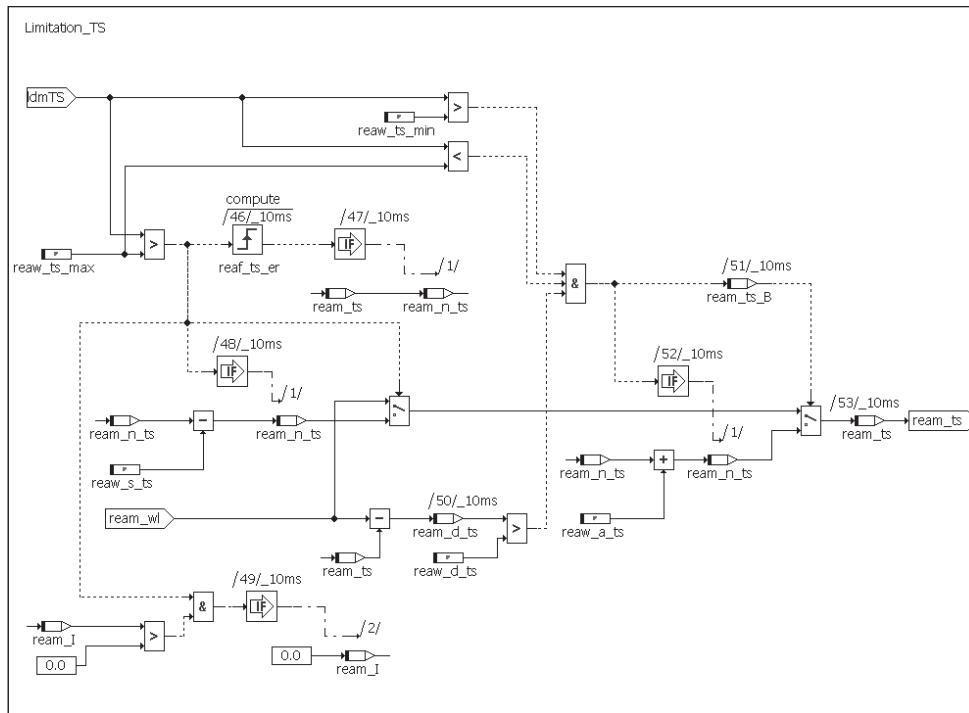


Abbildung 12.5: Limitierung der Turboladerdrehzahl

Die Hierarchie ‚Monitoring‘ entscheidet, ob sich die Reglerfunktion im gesteuerten oder geregelten Betrieb befindet, diagnostiziert Sensorfehler und bemerkt eine anhaltende Ladedruckabweichung, **Abbildung 12.6**.

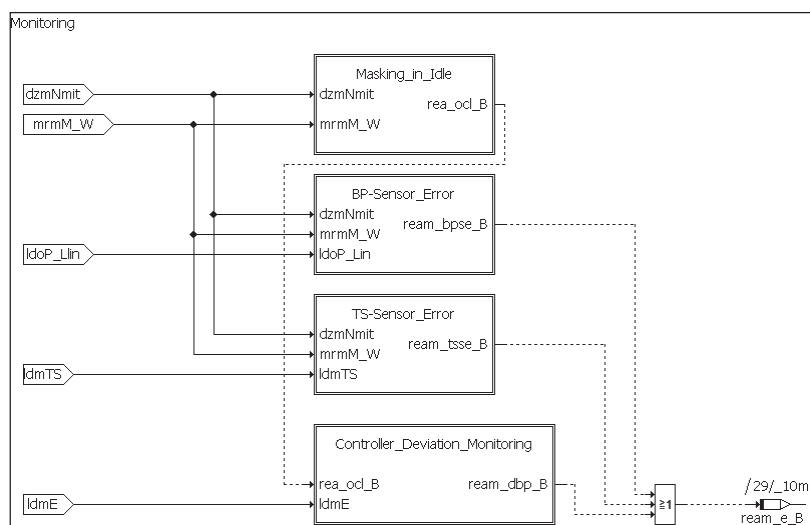


Abbildung 12.6: Beobachtung Leerlauf und fehlerhafte Sensoren

Die Hierarchie ‚Masking in Idle‘ bestimmt den gesteuerten bzw. den geregelten Betrieb der Ladedruckregelung, **Abbildung 12.7**. Der Hystereseschwellwert wird in Abhängigkeit der Motordrehzahl ermittelt. Der Vergleich findet über die Wunschmenge statt. Sobald das Ausgangsbit gesetzt wird, werden die Leitschaukeln und der Betrieb des elektrischen Laderantriebs geregelt.

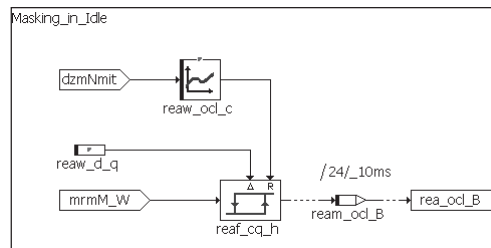


Abbildung 12.7: Umschalten zwischen Steuern und Regeln

Die Detektierung der beiden Sensorfehler Ladedruck und Turboladerdrehzahl laufen mit der gleichen Funktionsstruktur ab. In **Abbildung 12.8** ist beispielhaft die Struktur zur Überprüfung des Ladedrucksensors zu sehen. Für die Diagnose des Turboladerdrehzahlsensor wird die Eingangsgröße Ladedruckwert mit der Größe Turboladerwert ausgetauscht. Sobald das Fahrzeug den unteren Teillastbereich überwunden hat, wird überprüft, ob sich der Ladedruckwert im plausiblen Bereich verglichen zur Motordrehzahl und zur Fahrerwunschmenge befindet. Zusätzlich wird die Höhe des Ladedruckwertes mit einer maximalen Höhe auf Plausibilität kontrolliert.

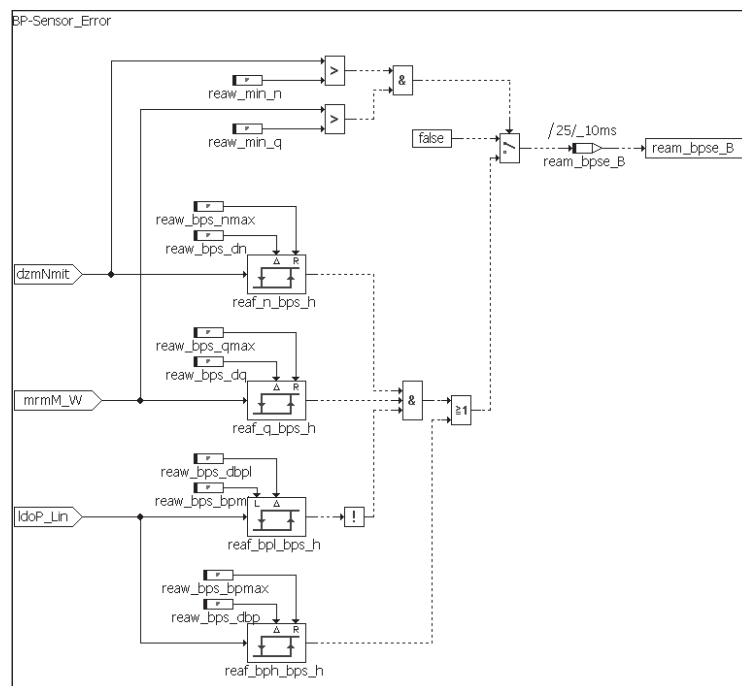


Abbildung 12.8: Überprüfung des Ladedrucksensors



Im geregelten Betrieb wird eine zu lang anhaltende Ladedruckabweichung diagnostiziert, **Abbildung 12.9**. Falls der Betrag der Ladedruckabweichung einen Schwellwert überschreitet, wird überprüft wie lang dies der Fall ist.

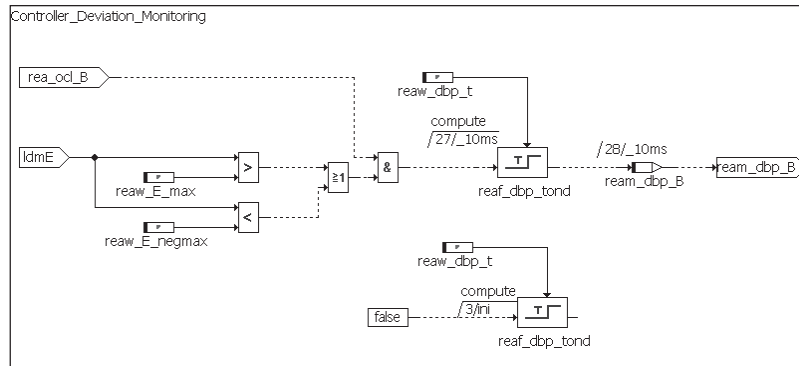


Abbildung 12.9: Überprüfung der Regelabweichung

Die in **Abbildung 12.10** gezeigte Struktur veranschaulicht im Details die Aussagen in Kapitel 5.2. Hier ist im Besonderen die Logik der Generatoransteuerung mit der Mindestschwelle $eatw_gen_q_min$ zu sehen. Somit werden Überschwinger nur bei einer Mindestlast abfangen.

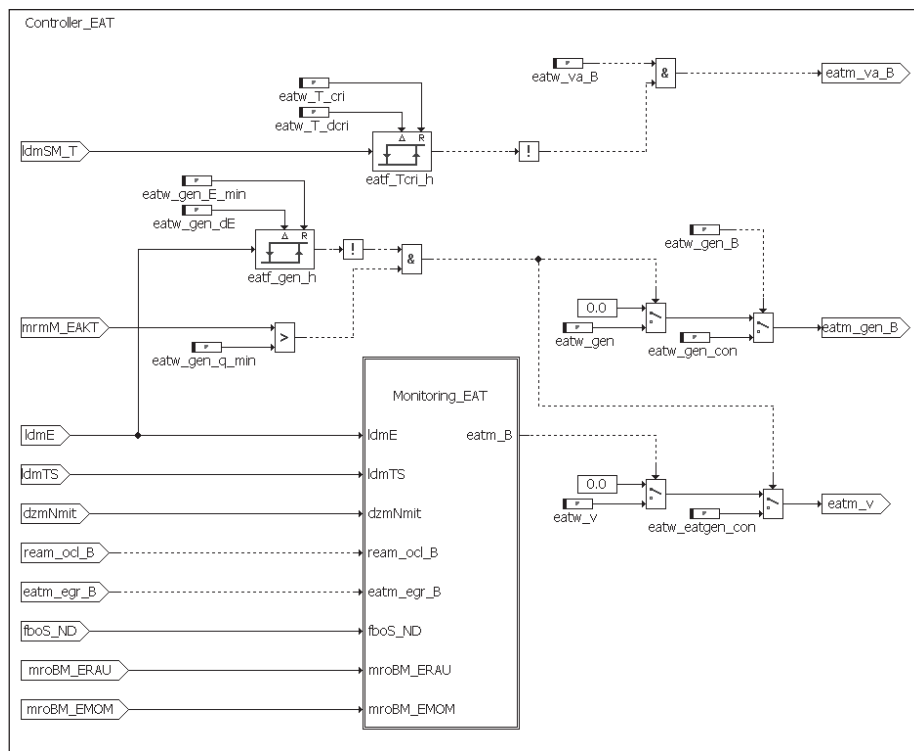


Abbildung 12.10: Übersicht Regelungsstruktur EAT

Für den Betrieb des Synchronmotors muss außerdem die Ladedruckregelung aktiv ream_ocl_B , kein Systemfehler fboS_ND vorhanden, das AGR-Ventil eatm_egr_B geschlossen und die Einschaltdauer eatm_t_B nicht überschritten sein, **Abbildung 12.11**. Zusätzlich werden die Größen Rauch- und Drehmomentenmenge zur Erstellung einer Schutzfunktionalität in das Monitoring eingebunden. Die Rauchmenge ist die maximale mögliche Einspritzmenge, bei der noch keine Raumentwicklung entsteht und die Drehmomentenmenge dient dem Bauteilschutz. Die Rauchmenge ist während des Betriebs durch die zusätzlich geförderte Luft auf einem hohen Niveau, fällt die Drehmomentenmenge während des Fahrbetriebs auf ein niedriges Niveau als das von der Rauchmengenbegrenzung, muss der Motor vor zu hoher Belastung geschützt werden. Dies wird über den Vergleich mit ldwM_Ediff gesichert.

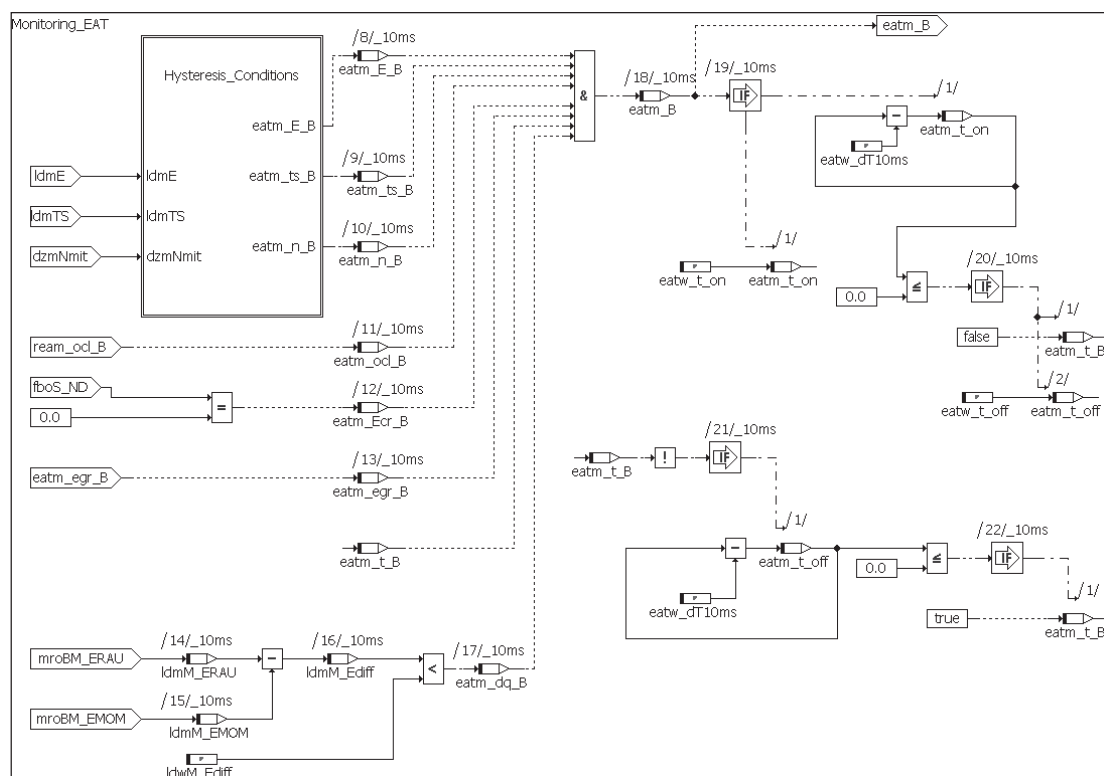


Abbildung 12.11: Monitoring EAT

Die ASCET Hierarchie in **Abbildung 12.12** zeigt die Hysteresebedingungen für den EAT-Betrieb. Damit der Synchronmotor den Ladedruckaufbau unterstützt, muss eine positive Ladedruckabweichung vorliegen. Die Höhe der Ladedruckabweichung wird über den Parameter eatw_E_min bestimmt. Des Weiteren darf die Turboladerdrehzahl nicht den Schwellwert eatw_ts_max überschreiten und die Motordrehzahl soll größer sein als die Leerlaufdrehzahl eatw_n_min und kleiner sein als eatw_n_max . Ab einer gewissen Motordrehzahlhöhe produziert der Motor genügend Abgasenergie und benötigt nicht mehr den elektrischen Laderantrieb, um den Abgasturbolader optimal zu betreiben.

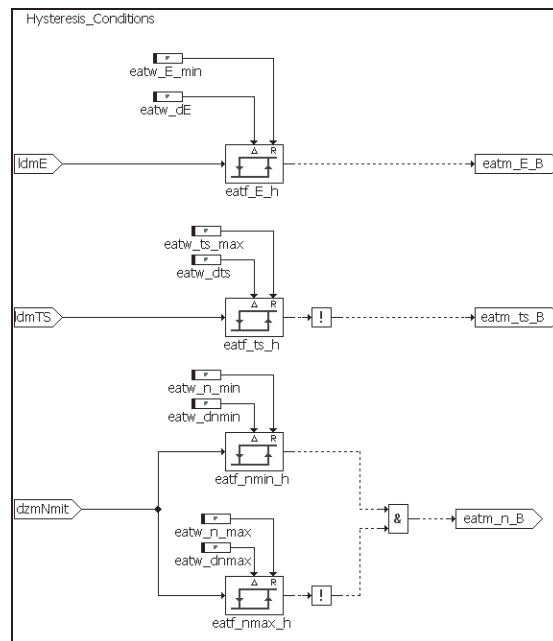


Abbildung 12.12: Hysterese Bedingungen für den EAT-Betrieb

12.2 Aufbereitung der Messungen

Der obere Totpunkt wird anhand der geschleppten Druckverläufe bestimmt. Zusätzlich muss der thermodynamische Verlustwinkel berücksichtigt werden. Dieser entsteht durch Wandwärmeverluste und Leckagen. Es entsteht ein negativer Versatz des maximalen Drucks zum geometrischen OT [41]. Der Wert des Verlustwinkels beläuft sich je nach Motordrehzahl und Verbrennungsart zwischen $0,4$ und 3°KW [42]. In den vorliegenden Messungen wurde mit ca. $0,8^\circ\text{KW}$ bei 1000 min^{-1} über $0,6^\circ\text{KW}$ bei 2000 min^{-1} bis $0,4^\circ\text{KW}$ bei 3000 min^{-1} Verlustwinkel gerechnet. Laut R. Pischinger liegt der Verlustwinkel bei geringen Drehzahlen um die 1°KW und bei hohen Drehzahlen um die $0,1^\circ\text{KW}$.

Aus den Signalen der Induktivgeber wird ein Kurbelwellensignal erstellt. Eine Matlab-Routine errechnet aus dem CA- (Crank Angle) und dem TDC-(Top Dead Center) Signalen einen Kurbelwellenwinkel vom ersten oberen Totpunkt bis zum letzten. Der obere Totpunkt, der indizierte Druckverlauf in bar und das noch aus dem CA-Signal zu erstellende Kurbelwellenwinkelsignal in Grad KW erhalten ihre Werte alle im $10\ \mu\text{s}$ -Raster.

Der indizierte Druck wird in der Ansaugphase in der Nähe des unteren Totpunkts bei ca. 180°KW an den Saugrohrdruck angeglichen. Ein großer Teil der Ansaugphase wird betrachtet (ca. von 175 bis 185°KW). Da die Signalgüte des indizierten Drucks in der Ladungswechselphase nicht optimal ist, wird ein gemittelter Wert des indizierten Drucks über mehrere Abtastpunkte berechnet.



Das Signal des aufgenommenen Zylinderdrucks ist als Rohsignal kaum auswertbar. Deswegen wird der Verlauf mit einem Glättungsverfahren dritter Ordnung geglättet [43]. Anschließend werden die Flächen des Hochdruck- und des Ladungswechselprozesses berechnet. Es folgt die Ableitung des Zylinderdruckverlaufs mit anschließender Momentenverlaufsberechnung. Danach werden der Heizverlauf mit konstantem Isentropenexponenten und der Heizverlauf über einen iterativen Prozess ermittelt. Zuletzt wird der integrierte Heizverlauf errechnet. Es werden zusätzlich die mittlere Gastemperatur, der Verbrennungsbeginn, das Verbrennungsende, der Verbrennungsschwerpunkt und der Stromverlauf ausgegeben.

In dem Kapitel 6.3 wird auf den Partikelausstoß eingegangen hierzu gibt es eine detaillierte Erläuterung zur Berechnung der (Licht-)Absorptionsmethode:

Da für die Absorptionsmethode der Absorptionskoeffizient k aufgezeichnet werden konnte, folgte hier die Umstellung nach N :

$$k = \frac{-\ln\left(1 - \frac{N}{100}\right)}{L} \quad (12.1)$$

Durch Erweitern mit der Basis e des natürlichen Logarithmus, ergibt sich:

$$e^{Lk} = e^{-\ln\left(1 - \frac{N}{100}\right)}$$

der natürliche Logarithmus löst sich durch die Exponential-Gleichung ($a^x = e^{x \cdot \ln(a)}$) auf:

$$e^{Lk} = \left(1 - \frac{N}{100}\right)^{-1}$$

durch Umstellen kann N explizit ausgerechnet werden:

$$N = 100 \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{Lk}}\right) \quad (12.2)$$



12.3 Differentielle Druckverlaufsanalyse

Die Methodiken zur Auswertung der Prüfstands- und Fahrzeugmessungen werden vorwiegend mit dem Tool ‚Matlab‘ in ein analysefähige Rechenprogramme umgesetzt. Analysiert werden die gemessenen Druckverläufe.

Für eine differentielle Druckverlaufsanalyse wird die Ableitung des Zylinderdrucks $dp/d\varphi$ betrachtet [28]. Diese ist ein Indikator für die Verbrennungsgeräusche und für die energetische Umsetzung des Kraftstoff-Luft-Gemisches. Die differentielle Druckverlaufsanalyse wird genutzt, um die Verbrennungsvorgänge in Kapitel 7 und 8 zu deuten.

Der Zylinderdruckverlauf p errechnet sich aus dem Hubvolumen (eines Zylinders) V_h , aus dem Zylinderdruck bei definiertem Kurbelwinkel $p(\varphi)$ und aus dem Umgebungsdruck p_u . TZ ist die Taktzahl des Arbeitsverfahrens:

$$p = \frac{1}{V_h} \int_{\varphi=0^0}^{\varphi=\frac{TZ}{2}360^0} (p(\varphi) - p_u) \frac{dV}{d\varphi} d\varphi \quad (12.3)$$

Für die Ableitung des Zylinderdrucks $dp/d\varphi$ muss das Zylindervolumen V nach dem Kurbelwellenwinkel φ abgeleitet werden:

$$\frac{dp(\varphi)}{d\varphi} = \frac{1}{V_h} (p(\varphi) - p_u) \frac{dV}{d\varphi} \quad (12.4)$$

Das Zylindervolumen ergibt sich aus:

$$V(\varphi) = V_{OT} + D^2 \frac{\pi}{4} a(\varphi) \quad (12.5)$$

Der Kolbenweg $a(\varphi)$ berechnet sich mit:

$$a(\varphi) = \frac{s}{2} \left[1 - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda_s} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_s^2 \sin^2 \varphi} \right) \right] \quad (12.6)$$



Die Ableitung des Zylindervolumens nach dem Kurbelwinkel wird in (3.2) eingesetzt:

$$\frac{dp(\varphi)}{d\varphi} = \frac{1}{V_h} (p(\varphi) - p_u) \cdot d^2 \frac{\pi}{4} \cdot \frac{s}{2} \left[\sin \varphi + \frac{1}{2} \frac{\lambda_s \cdot \sin 2\varphi}{\sqrt{1 - \lambda_s^2 \sin^2 \varphi}} \right]$$

Vereinfacht ergibt sich für die Ableitung des Zylinderdrucks nach dem Kurbelwellenwinkel die Formel:

$$\frac{dp(\varphi)}{d\varphi} = (p(\varphi) - p_u) \cdot \frac{1}{2} \left[\sin \varphi + \frac{1}{2} \frac{\lambda_s \cdot \sin 2\varphi}{\sqrt{1 - \lambda_s^2 \sin^2 \varphi}} \right] \quad (12.9)$$

12.4 Heizverlaufsrechnung nach Hohenberg

Der Heizverlauf beschreibt allein die im Zylinderdruck beobachtbare Wärmebilanz des Arbeitsgases, so dass der Wärmeübergang über die Zylinderwand nicht berücksichtigt ist. Mit dem Heizverlauf können Aussagen über die Premixed- bzw. Diffusionsverbrennungen gemacht werden. Der integrale Heizverlauf erlaubt den Zündverzug und die Verbrennungsschwerpunktlage des Verbrennungsprozesses zu analysieren. Die Analysen mit den Heizverlaufsrechnungen befinden sich in Kapitel 7 und 8.

Das Prinzip beruht darauf, dass die Zustandsänderung im Zylinder für jeden Zeit- bzw. Kurbelwinkelschritt in zwei definierte Zustandsänderungen zerlegt wird [30]. In der **Abbildung 12.14** handelt es sich bei den beiden definierten Zustandsänderungen um eine isentrope Expansion (Zustand 1 → Zustand 2) und um eine isochore Wärmezufuhr (Zustand 2 → Zustand 3).

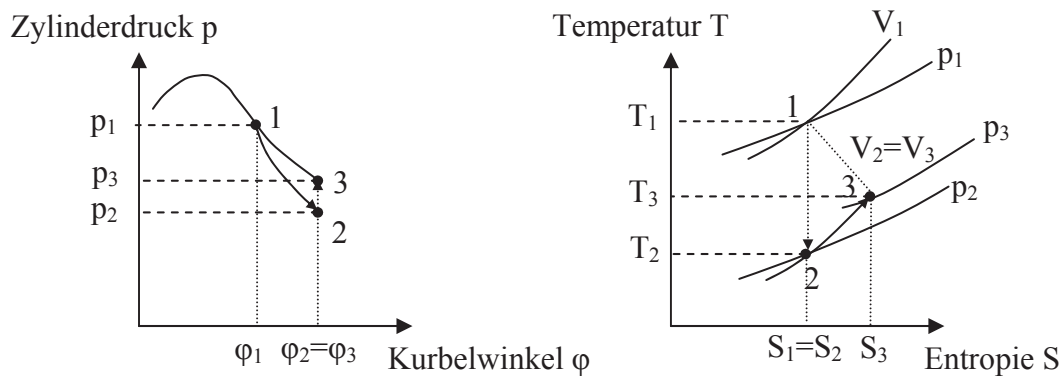


Abbildung 12.14: Berechnung des Heizverlaufs über die thermodynamische Zustandsänderung

Für die isentrope Zustandsänderung gilt:

$$pV^\kappa = \text{const.} \Rightarrow p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa \quad (12.10)$$

Die isochore Wärmezufuhr Q errechnet sich aus der Masse m im Zylinder und der spezifischen Wärmekapazität c_v :

$$\Delta Q = m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (12.11)$$

Für ideale Gase gilt die thermische Zustandsgleichung:

$$pV = mRT \quad (12.12)$$

Daraus folgt:

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot V_3}{m \cdot R} \quad \text{und} \quad T_3 = \frac{p_3 \cdot V_3}{m \cdot R} \quad (12.13)$$

Es werden die Gleichungen (12.13) in (12.11) eingesetzt:

$$\Delta Q = \frac{c_v}{R} \cdot V_3 (p_3 - p_2) \quad (12.14)$$



Mit Gleichung (12.10) berechnet sich der Heizverlauf folgendermaßen:

$$\Delta Q = \frac{c_v}{R} \cdot V_3 \cdot \left[p_3 - p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_3} \right)^\kappa \right] \quad (12.15)$$

Durch numerische Integration wird der integrale Heizverlauf ermittelt:

$$Q(\varphi) = \sum \Delta Q(\varphi) \cdot \Delta \varphi \quad (12.16)$$

Die spezifische Wärmekapazität lässt sich über eine empirische Gleichung als Funktion der Gaszusammensetzung und der mittleren Gastemperatur berechnen:

$$c_v(\varphi) = 0,7 + T(\varphi) \cdot 10^{-3} \cdot (0,155 + A) \quad (12.17)$$

mit

$$A_{\text{Diesel}} = \frac{\sum \Delta Q \cdot 56}{V_h \cdot p_s} \quad (12.18)$$

und

$$T(\varphi) = \frac{p(\varphi)V(\varphi)T_0}{p_0V_0}, \quad (12.19)$$

wobei T_0 , p_0 und V_0 den Zustand beim Schließen des Einlassventils darstellen. V_h ist das Hubvolumen in cm^3 und p_s der mittlere Saugrohrdruck in bar. Mit $R = c_p - c_v$ und $\kappa = c_p/c_v$ folgt:

$$\kappa = \frac{R}{c_v} + 1 \quad (12.20)$$

Für die iterative Berechnung von ΔQ wird Gleichung (12.20) in (12.15) eingesetzt [30]:



$$\Delta Q = \frac{c_v}{R} \cdot V_3 \cdot \left[p_3 - p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_3} \right)^{\left(\frac{R}{c_v} + 1 \right)} \right] \quad (12.21)$$

Bei kleinen Druck- und Temperaturunterschieden zwischen EAT-Betrieb und ohne spielen die Wandwärmeverlust eine vernachlässigbare Rolle.





