

Entwicklungspotentiale hinsichtlich Aufladung und Hybridisierung für einen Vierzylinder Industriedieselmotor

Raphael Martin Hatz

Vollständiger Abdruck der von der TUM School of Engineering and Design
der Technischen Universität München zur Erlangung eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitz: Prof. Phaedon-Stelios Koutsourelakis, Ph.D.

Prüfende der Dissertation:

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

Die Dissertation wurde am 14.12.2023 bei der Technischen Universität München eingereicht
und durch die TUM School of Engineering and Design am 23.04.2024 angenommen.

Vorwort

Diese Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität München.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister, der mir die Möglichkeit gab, diese Arbeit durchzuführen und mich durch sein mir entgegengebrachtes Vertrauen und seine ausgezeichnete Betreuung stets gefördert hat. Weiterhin möchte ich mich bei Prof. Dr.-Ing. Michael Wensing für die Übernahme des Koreferats sowie bei Prof. Dr.-Ing. Phaedon-Stelios Koutsourelakis für den Prüfungsvorsitz bedanken.

Mein großer Dank gilt der Motorenfabrik Hatz GmbH & Co. KG. Namentlich möchte ich hier ganz besonders Herrn Dr. Simon Tierfelder hervorheben, ohne dessen Initiative und Unterstützung, sowohl zu Beginn des Vorhabens als auch während der schweren Jahre der Corona Krise, diese Arbeit weder zustande gekommen noch in diesem Umfang möglich gewesen wäre. Weiterhin danke ich den Herren Matthias Hochleitner, Tobias Wallner, Tobias Winter, Dr. Benedict Uhlig, Franz Moser, Dr. Marcus Grochowina, Dr. Andreas Stadler, Dr. Sebastian Wohlgemuth und Andreas Schäfer, die mich im Rahmen des Projektes auf fachlicher wie auch privater Ebene unterstützt, gefördert und begleitet haben.

Auf Seiten des Lehrstuhls für gilt mein ausdrücklicher Dank für die umfangreiche Unterstützung den beiden Oberingenieuren Dr.-Ing. habil. Martin Härtl und Dr.-Ing. Maximilian Prager und nicht zuletzt der Sekretärin Marita Weiler. Für das unvergleichliche Arbeitsklima, die unzähligen Fachdiskussionen, das familiäre Miteinander und eine unvergessliche Zeit schulde ich meinen Lehrstuhlkollegen viel Dank. Einen besonderen Dank spreche ich meinen beiden Bürokollegen Dr. Daniel Koch und Vinicius Berger aus. Weiterhin möchte ich mich außerordentlich bedanken bei Frau Dr. Stephanie Frankl sowie den Herren Dominik Waligorski, Dr. Alexander Gelner, Andreas Zepf, Markus Mühlthaler, Christian Hödl, Dr. Sebastian Blochum, Michael Stark, Christian Mährle, Stefan Held, Stefan Eicheldinger, Stephan Gleis, Kai Gaukel und Simon Pöllmann. Ein großes Dankeschön sage ich auch allen von mir betreuten Studenten, die zum Erfolg der Arbeit beigetragen haben. Hervorheben möchte ich hier die Herren Claudius Diez, Alexander Lukas, Andre Burger und Hang Zhou.

Ein großes Dankeschön gilt meinen Eltern Maria und Wolfram Hatz sowie meinen beiden Brüdern Michael und Martin Hatz, die mich zu jeder Zeit ausnahmslos unterstützt und gefördert haben. Ohne deren ständige Begleitung auf meinem Weg wäre diese Arbeit nicht zustande

gekommen. Danken möchte ich auch der Familie meiner Frau, Rosemarie und Walter Zitzmann sowie Eva-Maria und Reinhard Plattner, die ebenfalls auf ihre ganz eigene Art und Weise zur Anfertigung und Vollendung dieser Arbeit beigetragen haben.

Abschließend gebührt meiner Frau Susanna Hatz mein ganz persönlicher, aufrichtiger Dank. Das Übermaß an Verständnis und Fürsorge, sowohl für mich als auch für unsere Tochter Emma, ihr moralischer Beistand und ihr uneigennütziger Halt, den ich immer bei ihr hatte, haben mir zu jeder Zeit Kraft und Mut gegeben.

Hofstetten, im März 2023

Raphael Hatz

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	III
Inhaltsverzeichnis	V
Tabellenverzeichnis	VII
Abbildungsverzeichnis	VIII
Abkürzungen	XI
Formelzeichen	XII
1. Einleitung	1
2. Stand der Wissenschaft und Technik	3
2.1 Definition Industriedieselmotor und Unterschiede zum Pkw	3
2.2 Grundlagen und Motivation der Abgasturboaufladung.....	9
2.3 Grundlagen und Motivation der Hybridisierung.....	17
3. Forschungsbedarf und Zielsetzung	24
4. Entwicklungswerkzeuge und -methodik	26
4.1 Versuchsträger.....	26
4.2 Motorenprüfstand.....	27
4.3 1D Simulationsmodell	28
4.4 Untersuchte Konzepte.....	29
5. Ergebnisse	32
5.1 VTG-Turbolader	32
5.1.1 Vollastuntersuchung	33
5.1.2 Stationäres Verhalten.....	35
5.1.3 Transientverhalten	41

5.1.4	Emissionspotential	43
5.2	Zweistufig geregelte Aufladung	45
5.2.1	Vollastuntersuchung	46
5.2.2	Stationäres Verhalten	49
5.2.3	Transientverhalten	51
5.2.4	Emissionspotential	55
5.3	Elektrisch angetriebener Zusatzverdichter	57
5.3.1	Betriebsstrategie und Anforderungen	58
5.3.2	Vollastuntersuchung	60
5.3.3	Stationäres Verhalten	62
5.3.4	Transientverhalten	65
5.3.5	Emissionspotential	68
5.4	P1 Hybridkonzept	72
5.4.1	Vollastuntersuchung und stationäres Verhalten	73
5.4.2	Transientverhalten	79
5.4.3	Emissionseinfluss	81
5.5	Gegenüberstellung der Konzepte	83
6.	Zusammenfassung und Ausblick	91
	Literaturverzeichnis	93

Tabellenverzeichnis

<i>Tabelle 2-1: Entwicklung der EU Emissionsregulierungen für Non Road Dieselmotoren im Leistungsbereich zwischen 37 – 56 kW nach [13, 18–20].....</i>	<i>6</i>
<i>Tabelle 4-1: Technische Daten des Versuchsmotors.....</i>	<i>26</i>

Abbildungsverzeichnis

<i>Abbildung 2-1: Normierte Momente und Drehzahlen des NRTC Zyklus über Zeit [a] sowie die zeitliche [b] als auch anwendungsorientierte [c] Aufteilung des Zyklus im Motorkennfeld.....</i>	<i>7</i>
<i>Abbildung 2-2: Systembeispiele von Aufladungskonzepten unter Nutzung elektrischer Energie.</i>	<i>15</i>
<i>Abbildung 2-3: Einteilung und schematischer Aufbau von parallelen Hybridsystemen [72]</i>	<i>19</i>
<i>Abbildung 3-1: Vergleich unterschiedlicher Volllastkurven von verschiedenen 2,0 l Diesel Vierzylinder Pkw-Modellen und Vierzylinder Industriedieselmotoren im Bereich zwischen 2,2 – 3,3 l Hubraum.....</i>	<i>24</i>
<i>Abbildung 4-1: Schematische Darstellung der wesentlichen Prüfstandsbausteine sowie verwendeten Messstellen.....</i>	<i>28</i>
<i>Abbildung 5-1: Vergleich von Verdichterkennfeld (links) und Turbinenwirkungsgrad (rechts) zwischen VTG und Wastegate-Turbolader.....</i>	<i>32</i>
<i>Abbildung 5-2: Simulative und gemessene Definition der VTG-Volllastkurve [a] sowie der damit einhergehenden Motorparameter [b-h]; Vergleich mit gemessenen Wastegate Referenzwerten</i>	<i>34</i>
<i>Abbildung 5-3: Simulative Abschätzung sowie prüfstandsbasierte Validierung der möglichen VTG Stellungen und deren Auswirkungen auf diverse Motorparameter anhand neun Betriebspunkten</i>	<i>37</i>
<i>Abbildung 5-4: Abhängigkeit von spezifischem Kraftstoffverbrauch und Ruß von der VTG Öffnung für vier verschiedene Betriebspunkte.....</i>	<i>38</i>
<i>Abbildung 5-5: VTG-Stellungen in Abhängigkeit von Last und Drehzahl für optimalen Verbrauch (links) als auch für einen Kompromiss aus Verbrauch und Rußemissionen (rechts).....</i>	<i>39</i>
<i>Abbildung 5-6: Verbrauchsergebnisse der VTG-Vermessung im Vergleich zur Serienmotorbedatung mit einem Wastegate-Turbolader.....</i>	<i>40</i>
<i>Abbildung 5-7: Ergebnisse der drei untersuchten Lastsprünge bei 1200 1/min, 2200 1/min, 2800 1/min in Bezug auf Drehmoment, Ladedruck und Turboladerdrehzahl.....</i>	<i>41</i>
<i>Abbildung 5-8: VTG-Rußemissionen sowie AGR-Raten im Vergleich zur Serie</i>	<i>44</i>
<i>Abbildung 5-9: Schematische Darstellung des Aufbaus der zweistufigen Aufladung</i>	<i>46</i>

<i>Abbildung 5-10: Simulative und gemessene Vollastkurve [a] der zweistufigen Aufladung sowie der damit einhergehenden Motorparameter [b-h]; Vergleich mit gemessenen Serien-Referenzwerten</i>	47
<i>Abbildung 5-11: Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher Turbinenbypassklappenstellungen auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch</i>	49
<i>Abbildung 5-12: Ergebnis der maximal möglichen Verbrauchseinsparung sowie der dazugehörigen Bypassöffnung für den Hochdruckturbolader</i>	50
<i>Abbildung 5-13: Serienkennfeld mit der Turboladeregelung sowie den vier untersuchten Lastsprüngen</i>	51
<i>Abbildung 5-14: Ergebnisse des transienten Verhaltens von Lastsprung 1 [a-c]</i>	52
<i>Abbildung 5-15: Ergebnisse des transienten Verhaltens sowie der zusätzlichen Regelstrategie von Lastsprung 3 [a-c] und Lastsprung 4 [d-f]</i>	53
<i>Abbildung 5-16: Resultate der Emissionsmessung am Prüfstand unter Verwendung der zweistufigen Aufladung im Vergleich zur Serienkonfiguration</i>	55
<i>Abbildung 5-17: Darstellung des eBooster Verdichterkennfeldes sowie der dazugehörigen Stromstärken und Leistungsdaten in Abhängigkeit des Massenstroms</i>	57
<i>Abbildung 5-18: Blockschaltbild einer möglichen eBooster Regelung</i>	59
<i>Abbildung 5-19: Simulative und gemessene Vollastkurve [a] der elektrisch unterstützten Aufladung sowie der damit einhergehenden Motorparameter [b-h]; Vergleich mit gemessenen Serien-Referenzwerten</i>	61
<i>Abbildung 5-20: Einfluss der eBooster Drehzahl auf diverse Motorparameter bei unterschiedlichen Motordrehzahlen</i>	62
<i>Abbildung 5-21: Darstellung der Verbrauchersparnis [a] sowie der dafür notwendigen eBooster Drehzahlen [b] innerhalb des Serienkennfeldes</i>	64
<i>Abbildung 5-22: Einfluss unterschiedlicher eBooster Drehzahlen auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch über der Motordrehzahl bei unterschiedlichen Motorlasten</i>	65
<i>Abbildung 5-23: Lastsprung bei 1200 1/min unter Verwendung eines eBoosters</i>	66
<i>Abbildung 5-24: Lastsprung bei 1400 1/min - Einfluss auf Einspritzmasse und Rauchbegrenzung</i>	68

<i>Abbildung 5-25: Messung des NRTC Zyklus mit und ohne elektrische Unterstützung durch den eBooster und dessen Auswirkungen auf Rußemissionen</i>	<i>69</i>
<i>Abbildung 5-26: Ergebnisse der NRTC-Auswertung hinsichtlich spezifischer NO_x, CO und Rußemissionen bei Verwendung eines elektrisch angetriebenen Zusatzverdichters.....</i>	<i>70</i>
<i>Abbildung 5-27: Schematische Darstellung der P1-Hybridumsetzung nach [72] mit einer Bleisäure-Batterie</i>	<i>72</i>
<i>Abbildung 5-28: Prüfstands- und Simulationsergebnisse der elektrischen Unterstützung hinsichtlich Drehmoment, Spannung und Stromstärke für beide Batterievarianten.....</i>	<i>73</i>
<i>Abbildung 5-29: Darstellung der erweiterten Vollastlinie (orange) unter Verwendung der Kombination aus beiden Antriebssystemen.....</i>	<i>75</i>
<i>Abbildung 5-30: Wirkungsgradkennfeld des elektrischen Antriebs</i>	<i>76</i>
<i>Abbildung 5-31: Darstellung des resultierenden spezifischen Systemverbrauchs in Abhängigkeit von angefordertem Sollmoment, Motordrehzahl und Lastanhebungsmoment.....</i>	<i>77</i>
<i>Abbildung 5-32: Darstellung der Lastanhebungsmomente [a] im Betriebsbereich der Verbrennungskraftmaschine sowie die daraus resultierende Verbrauchsreduzierung [b].....</i>	<i>78</i>
<i>Abbildung 5-33: Simulation zweier Lastsprünge mit und ohne Nutzung des Hybridantriebs.....</i>	<i>79</i>
<i>Abbildung 5-34: Aufteilung der Boost- und Rekuperationsanteile anhand der auftretenden Stromstärken innerhalb des NRTC-Zyklus für den Betrieb des Hybridsystems.....</i>	<i>81</i>
<i>Abbildung 5-35: Emissionsausstoß mit und ohne Nutzung des Sekundärtriebs im NRTC-Zyklus sowie die dabei eingesetzten AGR-Raten</i>	<i>82</i>
<i>Abbildung 5-36: Vergleich der konzeptspezifischen Vollastkurven</i>	<i>84</i>
<i>Abbildung 5-37: Gegenüberstellung aller Konzepte hinsichtlich eines Lastsprungs von 10 Nm auf 200 Nm bei 1200 1/min</i>	<i>87</i>
<i>Abbildung 5-38: Qualitativer Vergleich der untersuchten Konzepte hinsichtlich verschiedener Bewertungskriterien.....</i>	<i>90</i>

Abkürzungen

Variable	Bedeutung
AGR	Abgasrückführung
ATL	Abgasturbolader
CO	Kohlenstoffmonoxid
DoE	Design of Experiment
EAV	Elektrisch angetriebener (Zusatz-) Verdichter
ESC	European Stationary Cycle
GI	Gleichung
HC	Kohlenwasserstoffe
HDT	Hochdruckturbolader
ISG	Integrierter Startergenerator
LKW	Lastkraftwagen
LLK	Ladeluftkühler
LPA	Lastpunktanhebung
NDT	Niederdruckturbolader
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NO _x	Gesamtheit aller Stickoxide
NRTC	Non Road Transient Cycle
NTE	Not To Exceed
PKW	Personenkraftwagen
PM	Partikelmasse
PN	<u>P</u> article <u>N</u> umber, Partikelanzahl
RDE	Real Driving Emissions
RSV	Rückschlagventil
SOC	State of Charge
VKM	Verbrennungskraftmaschine
VTG	Variable Turbinengeometrie
WG	Wastegate
WLTP	Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure

Formelzeichen

Variable	Einheit	Bedeutung
a	-	Arbeitsverfahren
b_e	g/kWh	Spezifischer Kraftstoffverbrauch
H_u	J/kg	Unterer Heizwert
I	A	Stromstärke
L_{min}	-	Mindestluftbedarf
n	1/min	Umdrehungen pro Minute
n_m	1/min	Motordrehzahl
p	bar	Druck
p_{21}	bar	Ladedruck nach Ladelüftkühler
p_3	bar	Auslassdruck vor Turbine
P	kW	Leistung
p_{21}	bar	Ladedruck nach Ladeluftkühler
p_3	bar	Abgasgegendruck bzw. Druck vor Turbine
Q	Ah	Elektrische Ladung
T	°C	Temperatur
t	s	Zeit
U	V	Elektrische Spannung
V	l	Liter
V_h	cm ³	Hubvolumen
z	-	Zylinderanzahl
η_e	-	Effektiver Wirkungsgrad
λ_l	-	Liefergrad
λ_v	-	Verbrennungsluftverhältnis
ρ_L	kg/m ³	Dichte

1. Einleitung

Was Gottfried Daimler und Rudolf Diesel bereits durch erste Versuche im Bereich der Vorkompression von Ansaugluft in Erfahrung bringen konnten, hielt der Schweizer Ingenieur Alfred Büchi im Jahr 1905 in seinem Patent mit der Nr. 204630 fest. [1] Der Name Büchi wird seit jeher eng mit der Abgasturboaufladung für Dieselmotoren in Verbindung gebracht und gilt als maßgeblicher Wegbereiter dieser Technik. Büchi schrieb 1953 in Bezug auf die Abgasturboaufladung: *„Greater economy [...] is obtained with increasing pressure, [...]. [...] the further development and adoption of internal combustion engines with exhaust-gas turbines will, therefore, definitely continue for many years to an ever increasing extent, particularly for certain purposes.“* [1–3]

Büchi sollte Recht behalten, vor allem, was die Forschung und Entwicklung im Bereich der Turboaufladung anbetrifft, aber auch in Bezug auf die unzähligen Anwendungen, bei denen heutzutage die Abgasturboaufladung nicht mehr wegzudenken wäre. Motiviert wird die stetige Weiterentwicklung durch mehrere Faktoren. Auf der einen Seite fordern beispielsweise Behörden, Politik und Klimaschutzorganisationen eine Senkung des Emissionsausstoßes sowie des Kraftstoffverbrauchs. Zwar decken sich diese Forderungen mit denjenigen der Kunden, jedoch gibt es andererseits zusätzliches Verlangen nach erhöhtem Fahrkomfort, mehr Dynamik und generell steigender Performance. Oftmals erschweren auch weitere Einflüsse wie die Verfügbarkeit von Rohstoffen oder starke Preisschwankungen das jeweilige Angebot.

Den teilweise gegenläufigen Anforderungen ist oftmals nur schwer gerecht zu werden. Dies trifft nicht nur auf den PKW Sektor zu, sondern stellt auch die Hersteller industrieller Anwendungen vor immer wieder neue Herausforderungen. Hersteller beider Seiten sind demnach bemüht, den Forderungen bestmöglich nachzukommen und an effizienten Lösungen zu arbeiten. Ein Blick in das heutige Portfolio der Automobilindustrie bestätigt, dass neben der bereits angesprochenen Turboladerentwicklung die Elektrifizierung eine große Rolle spielt. Das zunehmende Aufkommen alternativer Antriebsmöglichkeiten eröffnet neue Wege, auch wenn diese nach wie vor mit diversen Herausforderungen belegt sind. Eine beispielhafte Problematik ist die Speichertechnik im Bereich der Elektrofahrzeuge und -anwendungen, welche neben nur teilweise vergleichbaren Reichweiten zu konventionellen Antrieben starke Abhängigkeiten von Umwelteinflüssen zeigen. Hohe und tiefe Temperaturen wirken sich negativ auf die Reichweiten aus und führen zu kurzen Produktlebenszyklen. [4] Auch hier ist die bereits angesprochene Verfügbarkeit von Rohstoffen ein essenzielles Kriterium. Nichtsdestotrotz steigen die Marktanteile im Bereich der Elektrifizierung, sowohl im rein elektrischen Bereich als auch im

Hybridsegment. [5, 6] Die mittlerweile implementierten Hochvoltsysteme ermöglichen Chancen, welche es zu Zeiten von 12 V Bordnetzsystemen noch nicht gab. Bei konstanten Leistungen können beispielsweise Stromstärken reduziert werden, was Material und Gewicht einspart.

Technologische Neuerung und Entwicklungen, welche sich im PKW-Segment fest implementiert haben und deren Vorzüge sowie Herausforderung bekannt sind, werden unter Umständen mit ein paar Jahren Verzug auf den Industriesektor übertragen. Diese Vorreiterrolle, welche die Automobilindustrie innehat, kann verhindern, dass überteuerte Technik Einzug in ein industrielles Motorensegment erlangt, welches charakterisiert ist von z.B. hoher Lebensdaueranforderung, geringen Wartungsintervallen und widrigsten Umwelteinflüssen. Der technologische Transfer bringt zwar einerseits neue Potentiale hinsichtlich Schadstoffausstoß, Kraftstoffverbrauch oder Performance mit sich, er muss jedoch auch andererseits den dadurch entstandenen Preisanstieg sowie Komplexitätszuwachs kompensieren durch beispielsweise die Erschließung neuer Marktsegmente oder Leistungsklassen.

Die vorliegende Arbeit zielt darauf ab, anhand von mehreren technischen Beispielen im Bereich der Abgasturboaufladung und Hybridisierung diesen Transfer am Beispiel eines Vierzylinder Industriedieselmotors mit zwei Liter Hubraum zu demonstrieren und zu diskutieren. Die möglicherweise entstehenden Potentiale werden sowohl simulativ als auch am realen Versuchsträger erarbeitet und hinsichtlich unterschiedlicher Kriterien gegenübergestellt.

2. Stand der Wissenschaft und Technik

2.1 Definition Industriedieselmotor und Unterschiede zum Pkw

Eine häufig gestellte Frage ist diejenige nach der Differenzierung von Verbrennungsmotoren, vor allem, wenn bereits der eingesetzte Energieträger eine erste, eindeutige Richtung vorgibt. Eine offensichtliche weitere Differenzierung ist bereits an dieser Stelle nicht mehr gegeben. Eine Unterscheidungsmöglichkeit ist die Kategorisierung nach der Anwendung bzw. dem Einsatzgebiet. Neben den klassischen Einsatzgebieten in Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen ist die Nutzung von Verbrennungsmotoren in industriellen Anwendungen zu nennen. Folglich ergeben sich durch diese Differenzierung auch unterschiedliche Eigenschaften und Randbedingungen für diese Motoren. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit einer speziellen Form des Industriedieselmotors, und zwar demjenigen, welcher in Off-Highway Anwendungen bzw. mobilen Arbeitsmaschinen zum Einsatz kommt. Im Folgenden soll kurz auf die grundlegenden Eigenschaften dieser Motoren eingegangen werden.

Der der vorliegenden Arbeit zugrunde liegende Motor ist ein Vierzylinder Industriedieselmotor, welcher sich in der Leistungsklasse bis 56 kW wiederfindet. Typische Zylinderzahlen für kleine Industriedieselmotoren sind 1 – 4 Zylinder, wobei ein Hubvolumen pro Zylinder zwischen 0,2 und 0,9 l üblich ist. [7, 8] Ein weiteres Merkmal des Industriedieselmotors ist laut [8] die stark plattformbasierte Systemstrategie, welche neben Zylinderanzahl und Hubvolumen auch unterschiedliche Auflade- und Einspritzsysteme beinhaltet. Sowohl saugmotorische als auch aufgeladene Motorkonzepte werden mit einem gleichen Grundmotor kombiniert. Seitens der Einspritzung finden mechanische Systeme bei Einzylindermotoren noch Anwendung, welche jedoch bereits mit elektronisch geregelten Systemen überholt werden. Mehrzylindrige Derivate besitzen üblicherweise Common-Rail Einspritzsysteme. [8] Weitere Besonderheiten der Motoren sind ihre Randbedingungen hinsichtlich Kalt- und Warmstartanforderungen, je nach Anwendung und Einsatzgebiet. Dazu kommen unterschiedliche Kühlungsvarianten (luft- oder wassergekühlt) sowie variierende Drehzahlbereiche. [7, 8]

Mobile Arbeitsmaschinen & Stationäranwendungen

Der Industriedieselmotor definiert sich besonders in seinen diversen Einsatzszenarien sowie den daraus resultierenden Anwendungen. Zu unterscheiden ist zwischen den bereits erwähnten mobilen Antriebsmaschinen und den Stationäranwendungen. Die Definitionen einer mobilen Arbeitsmaschine sind vielseitig. Eine Auswahl an unterschiedlichen Definitionen findet sich

bei [8–12]. Eine für die vorliegende Arbeit treffende Definition gibt beispielsweise die europäische Abgasgesetzgebung [13]. Hierin werden mobile Arbeitsmaschinen beschrieben als „mobile Maschinen [...], die nicht zur Beförderung von Personen oder Gütern auf der Straße bestimmt sind und in die ein Verbrennungsmotor [...] eingebaut ist.“ [10, 13] Eine Untergliederung der Maschinen in Abhängigkeit ihres Einsatzbereiches findet sich beispielweise bei [10] wie folgt:

- **Landmaschinen:** z. B. Traktoren, Erntemaschinen, Feldhäcksler
- **Baumaschinen:** z. B. Bagger, Radlader, Planiermaschinen, Straßenfertiger
- **Forstmaschinen:** z. B. Forstschlepper, mobile Sägewerke
- **Kommunalmaschinen:** z. B. Schneeräumer, Universalmäher, Reinigungsmaschinen
- **Hebe- und Fördermaschinen:** z. B. Mobilkräne, Stapler, Betonpumpen
- **Spezialmaschinen:** z. B. Militärfahrzeuge, Pistenraupen

Ergänzend zu den soeben beispielhaft aufgezählten mobilen Arbeitsmaschinen sind die stationären Anwendungen zu erwähnen. Wie der Name bereits suggeriert, handelt es sich hierbei um Anwendungen, welche fest in eine Anlage integriert werden. Klassische Vertreter stationärer Derivate sind Pumpen oder Notstromaggregate. Charakteristisch für eben genannte Beispiele ist ein meist drehzahlkonstanter Motorbetrieb. Abhängig vom Einsatzland ergeben sich bedingt durch die vorherrschende Netzfrequenz unterschiedliche Drehzahlbereiche, in denen sich die Notstromaggregate zu bewegen haben. [8] In Europa beträgt die Netzfrequenz 50 Hz, was einer Motordrehzahl von 1500 1/min entspricht. In Nordamerika laufen die Notstromaggregate mit einer Drehzahl von 1800 1/min, um die benötigten 60 Hz zu erzielen.

Anforderungen an Industriedieselmotoren

Die bereits beschriebenen Sachverhalte und auch die Auflistung der diversen Anwendungen und Einsatzgebiete legt den Umstand nahe, dass für Industriemotoren eine umfangreiche Anforderungsliste existiert, die ein jeder Motor zu leisten hat. Den Ausführungen nach [8] kann entnommen werden, dass die Anforderungen in mehrere Teilbereiche gegliedert werden können, auf die im Folgenden kurz eingegangen wird.

Eine erste Auffälligkeit der Motoren ist die hohe Variantenvielfalt. Diese ergibt sich aus den unterschiedlichsten Baukastensystemen, Ausstattungsvarianten und Einsatzzwecken. Meist ist es im Rahmen der Motorentwicklung nur schwer abzuschätzen, welcher Anlagenkomplex

oder welche Anwendung mit dem jeweiligen Basisaggregat bedient werden soll. Folglich ist es beispielsweise der Peripherie des Motors nicht gestattet, in lediglich einer zuvor festgelegten fixen Konstellation zu funktionieren. Dazu zählen beispielsweise das Ansaugsystem sowie die Abgasverrohrung, aber auch oftmals die Positionierung eines Nebenabtriebs. Abhängig von der für den Industriemotor vorgesehenen Anwendung kann der Hersteller bestimmte Anlagenschnittstellen individuell vorgeben, was z.B. Luftfilter-, Schalldämpfer- oder auch Batteriesysteme einschließt. Weiterhin ist die Art der Kühlung keine Konstante bei der Auslegung eines Industriemotors, da je nach Anwendung flüssigkeits- oder aber auch luftbasierte Kühlsysteme zum Einsatz kommen können. Die aus Schallgründen vorgenommene Einkapselung des Motors spielt hierbei eine nicht zu unterschätzende Rolle. Gleiches gilt für Kühleinheiten, welchen oftmals nicht in nächster Umgebung zum Aggregat positioniert sind. Im Zug einer fortschreitenden Elektrifizierung ist auch mit einer zunehmenden Erweiterung der Bordnetzsysteme zu rechnen. So sind beispielsweise 12 V, 24 V aber auch 48 Volt Systeme in Endanwendung im Einsatz, was bei der Applikation eine entscheidende Rolle spielt. Sonderformen eines Basismotors können auch vereinzelt mit unterschiedlichen Drehrichtungen oder stehenden Kurbelwellen konfiguriert werden. Aus diesen Ausführungen geht hervor, dass die grundlegende Applikation eines Industriemotors ein hohes Maß an Variabilität zur Verfügung stellen sollte, sodass eine möglichst breite Palette an potenziellen Endanwendungen bedient werden kann. [8]

In einem weiteren Punkt wird laut [8, 14] auf die Anforderungen hinsichtlich Lebensdauer und Robustheit hingewiesen. Der Umgang mit industriellen Anwendungen im Feld ist geprägt von geringen Wartungsintervallen, stark unterschiedlichen klimatischen Randbedingungen und keinerlei Beachtung von Warm- und Kaltfahrvorgängen. Letzteres stellt vor allem für aufgeladene Aggregate eine besondere Herausforderung dar. In [8] wird der Begriff der „useful lifetime“ beschrieben. In Abhängigkeit der jeweiligen Leistungsklasse des Motors müssen innerhalb einer vorgegebenen Zeitspanne die Emissionswerte eingehalten werden. Die angegebenen Intervalle variieren im Bereich mobiler Arbeitsmaschinen zwischen 3000 bis 8000 Stunden. Verglichen mit einer durchschnittlichen Pkw-Geschwindigkeit von 50 km/h, würde das einem Kilometer Äquivalent von 150 000 – 400 000 km entsprechen. Im Falle einer stationären Generatoranwendung wären sogar 20 000 Stunden als Referenz anzusetzen, was einer Fahrstrecke von etwa 1 Mio. km entsprechen würde. [8]

Ein vor allem in letzter Zeit stark diskutierter Meilenstein in der Motorenentwicklung ist der Einsatz alternativer und erneuerbarer Kraftstoffe. Das Thema Kraftstoff als Anforderungsbestandteil bei der Konzeptionierung von Industriemotoren wird ebenfalls bei [8] diskutiert. Sowohl die Verträglichkeit diverser Kraftstoffsorten als auch die enorm schwankenden Qualitäten

stellen eine gewisse Hürde dar. Abhängig vom Einsatzland werden unterschiedliche Maßstäbe an die Zusammensetzung der jeweiligen Kraftstoffe gelegt. So können auf dem europäischen, amerikanischen oder auch asiatischen Markt Unterschiede in der Normung auftreten, was sich beispielsweise am Schwefelgehalt oder einer Kerosinbeimischung zeigt. Daraus können diverse Folgen unter anderem für die Schmierfähigkeiten oder auch die Abgasnachbehandlung entstehen. Weiterhin wird sowohl bei [8] als auch bei anderen Quellen, wie beispielsweise [15–17], die Bedeutung alternativer Kraftstoffe hervorgehoben. Besonders [15] diskutiert den Zusammenhang zwischen diversen Energieträgern und ihrer Eignung in mobilen Arbeitsmaschinen. Eine Vielzahl an Arbeitsmaschinen wird nicht wie PKWs an Tankstellen getankt, sondern aus transportablen Kraftstoffbehältern. Dies kann zu starken Verunreinigungen, falscher Kraftstoffbetankung bzw. -verwechslung, Kraftstoffvermischungen durch Rückstände in den Kanistern und unsachgemäßer Lagerung führen. Die sich daraus ergebenden Herausforderungen für die Konzeptionierung eines Industriebmotors sind folglich nicht zu unterschätzen. [8]

Ergänzend zu allen bereits angesprochenen Anforderungen ist diejenige nach der Einhaltung der für die jeweilige Leistungsklasse verpflichtenden Emissionsgrenzwerte eine grundsätzliche Randbedingung. Ähnlich zu den vorherigen Ausführungen ist auch die Regelung des Schadstoffausstoßes eine länderspezifische Angelegenheit. Festgelegt werden die Regulierungen von den US-Behörden EPA und CARB, an deren internationalen Richtlinien sich auch die EU orientiert. [8] Einen kurzen Ausschnitt aus den geltenden Zertifizierungsrichtlinien zeigt Tabelle 2-1.

Tabelle 2-1: Entwicklung der EU Emissionsregulierungen für Non Road Dieselmotoren im Leistungsbereich zwischen 37 – 56 kW nach [13, 18–20]

EU Non Road Emissionen:		CO	HC	NOx	PM	PN
Stage	Jahr	g/kWh				1/kWh
I	1999	6,5	1,3	9,2	0,85	-
II	2004	5	1,3	7	0,4	-
III a	2008	5		4,7	0,4	-
III b	2013	5		4,7	0,025	-
IV	-	-		-	-	-
V	2019	5		4,7	0,015	1×10^{12}

Wie zu erkennen ist, sind im Laufe der letzten 20 Jahre die Grenzwerte stetig gesunken. Seit 2019 ist neben der Masse an Rußpartikeln auch ein Grenzwert für die Anzahl an Partikeln eingeführt worden. Im Rahmen der Stage IV haben sich für die dargestellte Leistungsklasse von 37 – 56 kW keine Änderungen ergeben. Detaillierte Übersichten über alle Emissionsregulierungen aller Leistungsklassen finden sich bei [13, 18–20]. Im Bereich mobiler Arbeitsmaschinen gibt es keine Grenzwerte für den CO₂- Ausstoß, obwohl seitens Regierungen sowie nationalen

und internationalen Institutionen Forderungen laut werden. Die Möglichkeit CO₂ einzusparen geht Hand in Hand mit dem Ziel möglichst geringer spezifischer Kraftstoffverbräuche. [21] Weiterhin sind die jeweiligen Testzyklen von Bedeutung, nach welchen die Emissionen erhoben werden. Hierbei wird zwischen stationären und transienten Zyklen unterschieden. Eine ausführliche Beschreibung der Unterschiede und Randbedingungen wird bei [8] gegeben.

Im Folgenden soll auf Grund der Verwendung instationärer Testzyklen im Rahmen der vorliegenden Arbeit auf den für mobile Arbeitsmaschinen relevanten NRTC (Non Road Transient Cycle) Zyklus eingegangen werden. Der Zyklus, dargestellt in Abbildung 2-1 [a], charakterisiert sich durch ein hochtransientes Last- und Drehzahlprofil, welches dem Prüfstandsmotor realitätsnahe Umstände vorgeben soll. Eine weitere Auffälligkeit dieses Zyklus ist die Aufteilung des Profils in verschiedene Anwendungen.

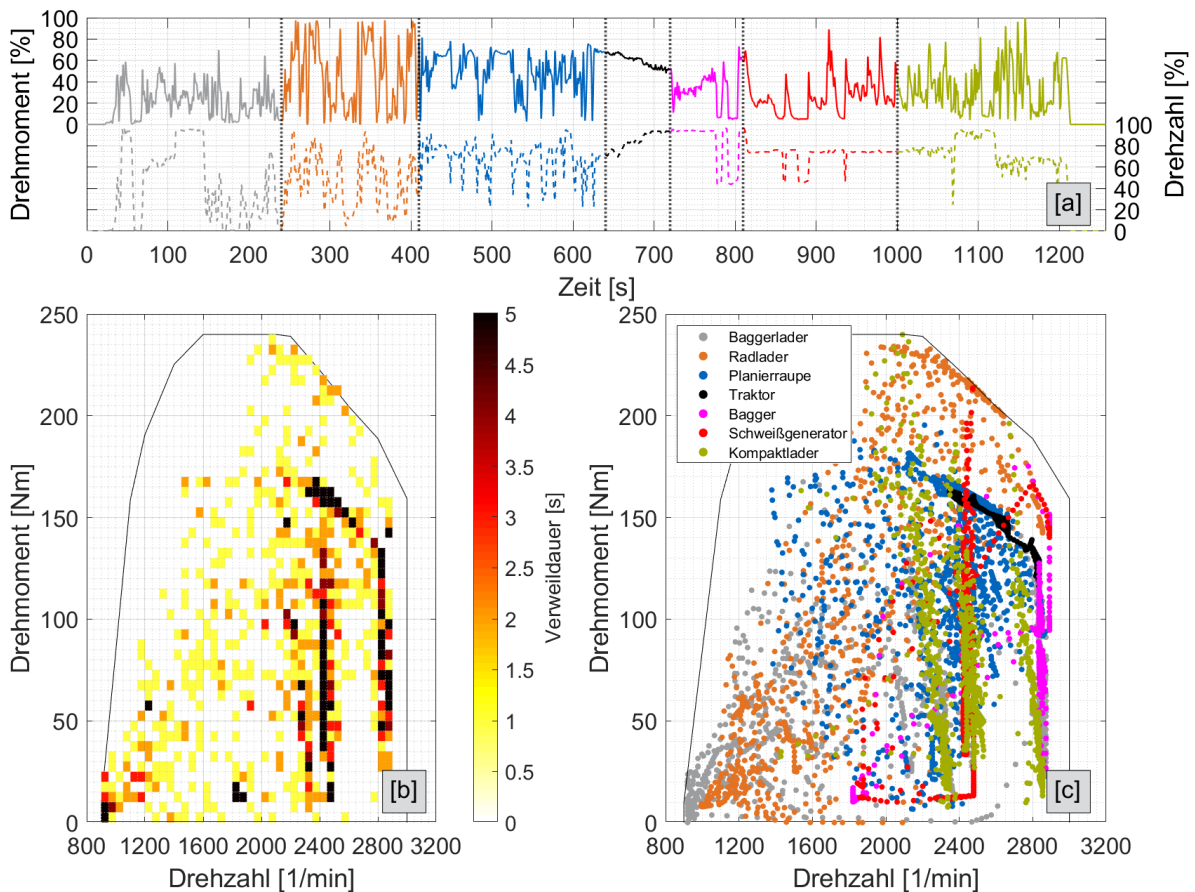


Abbildung 2-1: Normierte Momente und Drehzahlen des NRTC Zyklus über Zeit [a] sowie die zeitliche [b] als auch anwendungsorientierte [c] Aufteilung des Zyklus im Motorkennfeld

Aus Abbildung 2-1 [a] und [c] wird anhand der hinterlegten Farben ersichtlich, dass der Zyklus in sieben verschiedene Anwendungen unterteilt ist. Jede Anwendung hat dabei unterschiedlich hohe Last- und Drehzahlspitzen sowie -gradienten. Im Gegensatz zum Pkw besitzt dieser

Zyklus auch viele Volllastanteile. Auffällig ist in Abbildung 2-1 [c] weiterhin, dass mehrere Anwendungen eine deutliche Tendenz zu konstanten Drehzahlen zeigen mit jedoch stark schwankenden Momenten (Kompaktlader, Schweißgenerator, Traktor). Dies weist auf die häufig anzutreffende Drehzahlregelung der Motoren hin, welche im Anschluss noch genauer diskutiert wird. Aus Abbildung 2-1 [b] wird ersichtlich, dass der Zyklus zu einem hohen Zeitanteil hohe Drehzahlen sowie niedrige bis mittlere Momente abdeckt. Eine wesentliche Ergänzung zum NRTC Zyklus ist der sog. NTE (Not-to-Exceed) Bereich. Dieser Bereich beschreibt ein Betriebsfenster im Motorkennfeld, welches durch bestimmte Randbedingungen definiert ist. Die EPA-Grenzwerte dürfen innerhalb dieses Bereiches um nicht mehr als das 1,25-fache überschritten werden. [8] Zu den wesentlichen Randbedingungen zählt beispielsweise, dass alle betroffenen Drehzahlen über 15 % der ESC (European Stationary Cycle) Drehzahlen liegen müssen. Weiterhin gilt, dass alle Lastpunkte betroffen sind, welche eine Last über 30 % des maximal abrufbaren Momentes erzielen. Zudem spielen bei der Festlegung des NTE Bereiches Umgebungstemperaturen sowie Höhenbereiche eine Rolle. Generell lässt sich festhalten, dass sich das NTE Fenster auf den oberen rechten Bereich des Motorkennfeldes erstreckt. Eine detaillierte Beschreibung des Bereiches lässt sich beispielsweise bei [7, 8, 22] finden.

Differenzierung: Industriemotor vs. PKW-Motor

In den bisherigen Ausführungen wurde bereits auf Unterschiede zwischen Industrie- und PKW-Motoren eingegangen, die nun im Folgenden noch etwas ausführlicher beschrieben werden sollen. Erste wesentliche Differenzen entstehen bei dem Vergleich der Betriebsgrenzen hinsichtlich Last und Drehzahl. Moderne PKW-Dieselmotoren (4 Zylinder, 2 Liter Hubraum) erreichen Drehzahlen bis etwa 4500 1/min und Drehmomente bis 500 Nm. Industriedieselmotoren mit vergleichbarem Hubraum und Zylinderanzahl erzielen Momente im Bereich von 240 – 270 Nm kombiniert mit maximalen Drehzahlen von bis zu 3000 1/min. Die spezifische Literleistung fällt demnach deutlich zu Gunsten der Automobilbranche aus. Grund hierfür ist zum einen die bereits diskutierte Lebensdaueranforderung in Kombination mit widrigsten Einsatzbedingungen seitens der Industriebranche. Zum anderen zeichnen sich Industriemotoren durch einen einfachen sowie kostengünstigen Aufbau aus. [7, 8]

Vorteil der Entwicklung von PKW-Motoren ist die meist bereits vordefinierte Einbausituation und die damit einhergehenden Package Randbedingungen. Im Gegensatz dazu werden Industriemotoren oft ohne das Wissen über zukünftige Anwendungen konzipiert. Dies erfordert folglich einen möglichst universellen Entwurf des Grundmotors, welcher optimalerweise im Anschluss an diverse Anwendungen angepasst werden kann. Die Bedienung eines möglich brei-

ten Spektrums an potenziellen Abnehmern ist ein Kerngedanke der Entwicklung kleiner Industriedieselmotoren. Weiterhin ist neben Package Themen auch die Kenntnis über zukünftige Absatzzahlen und der damit einhergehenden Skaleneffekte nur schwer abzuschätzen. Darüber hinaus sind Absatzzahlen im PKW Bereich deutlich höher und müssen zudem nicht auf individuelle Kundenwünsche, Anwendungen oder Einsatzgebiete angepasst werden. Die niedrigeren Stückzahlen im Industriesektor resultieren in verhältnismäßig hohen Stückkosten, was wiederum den Verkaufspreis von Industriebmotoren erhöht, vor allem, wenn beispielsweise kundenspezifische Anpassungen gefordert werden. [7, 8]

Ein weiterer entscheidender Unterschied ist laut [8] der durch die Variantenvielfalt entstehende Zertifizierungsaufwand. Die mit den umfangreichen Varianten eines Basismotors einhergehenden Folgen für thermodynamische Gegebenheiten und folglich auch Emissionen müssen separat untersucht und abgenommen werden. Der bereits vorgestellte und für Industrieanwendungen geltende NRTC Zyklus (Abbildung 2-1) zeigt zudem auch deutliche Unterschiede zu Emissionszyklen im PKW Bereich. Die Auslastung des gesamten Motorenkennfeldes ist im Bereich der Industriebmotoren merklich höher. So decken beispielsweise die aktuell geltenden WLTP und RDE Zyklen größtenteils niedrige bis mittlere Last- und Drehzahlbereiche ab. [23]

2.2 Grundlagen und Motivation der Abgasturboaufladung

Neben stark zunehmenden Energie- und Rohstoffpreisen ist der stetige, technische Fortschritt eine Hauptursache für das Downsizing von Verbrennungsmotoren. Eine beim Motordownsizing entscheidende Rolle spielt dabei die Aufladung. Wie bereits im vorherigen Kapitel angesprochen, ist das Streben seitens der Motorenhersteller nach immer weiter steigenden spezifischen Leistungen nicht von der Hand zu weisen. Die Leistung einer Verbrennungskraftmaschine hängt dabei laut [1] von folgenden Faktoren ab:

$$P_e = \frac{H_u}{L_{min}} \cdot \frac{V_h \cdot z}{a} \cdot \frac{\lambda_l \cdot n_m \cdot \eta_e \cdot \rho_L}{\lambda_V} \quad (\text{Gl. 2-1})$$

Um die Leistung zu steigern, wäre die Verwendung eines Kraftstoffes mit einem höheren Heizwert H_u förderlich, jedoch ist damit auch eine proportionale Steigerung des Mindestluftbedarfs L_{min} zu erwarten. Für einen Motor mit gegebenen geometrischen Randbedingungen sowie einem fixen Arbeitsverfahren sind auch die Faktoren Hubvolumen V_h , Zylinderanzahl z , Drehzahl n_m (bedingt durch Kolbengeschwindigkeit) und Vier- bzw. Zweitaktprinzip a vorgegeben. Meist sind auch Ein- und Auslasskanäle bereits geometrisch ausgereizt, sodass eine nennenswerte Erhöhung des Liefergrades auch nicht in Frage kommt. Das Verbrennungsluftverhältnis

λ_V lässt sich bei Dieselmotoren auch nur so weit absenken, wie die Bauteilkühlung den daraus resultierenden thermischen Belastungen entgegenwirken kann und es der Schadstoffausstoß zulässt. Außerdem ist λ_V in den meisten Fällen an der Volllast bereits ausgereizt. Der effektive Wirkungsgrad η_e lässt sich über eine Steigerung des inneren oder des mechanischen Wirkungsgrades erhöhen. Beides verspricht aber auch keine deutliche Leistungssteigerung. Alle bisher angesprochenen Faktoren ermöglichen zwar einen Leistungszuwachs, jedoch nicht in einem Maße, um von einem deutlichen Zugewinn sprechen zu können. Lediglich die Dichte ρ_L der Ansaugluft verspricht eine merkliche Steigerung der Motorleistung. Die Dichte ist proportional zum Druck, was bei einer Erhöhung über Umgebungsdruck als Ladedruck bezeichnet wird. [1] Folglich ist die Ladedruckerhöhung durch beispielsweise einen Abgasturbolader eine bewährte Methode, um dem gewünschten Ziel einer Leistungssteigerung nachzukommen.

Nicht nur im Automobilbereich, sondern auch im Industriesektor ist die Aufladung ein probates Mittel, um Downsizing und höhere spezifische Leistungen voranzutreiben. Eine Gegenüberstellung der aktuell im Markt verfügbaren Industriedieselmotoren im Leistungsbereich bis 56 kW zeigt, dass tendenziell Abgasturbolader mit einem turbinenseitigen Bypassventil (auch Wastegate genannt) verbaut werden. Bei einem Wastegate handelt es sich um Klappen, welche meist direkt im Turbinengehäuse verbaut und entweder durch eine Über- oder Unterdruckdose aktuiert werden. Elektronisch gesteuerte Systeme sind bei Industriemotoren im genannten Leistungsbereich eher eine Seltenheit. Durch das Öffnen der Bypassklappen wird der Abgasmassenstrom an der Turbine vorbeigeführt und folglich steht dem Abgasturbolader je nach Öffnungsquerschnitt nur noch ein Teil der Abgasenthalpie zur Verfügung, was eine Senkung des Ladedrucks nach sich zieht.

Wastegate-Systeme gelten als eine der einfacheren Arten der Ladedruckregelung. Aufwändigeren Systemen wie beispielsweise Abgasturbolader mit variabler Turbinen- oder Verdichtergeometrie oder aber auch mehrstufige Konzepte sind in der 56 kW Leistungsklasse nicht anzutreffen. Beispielsweise bietet der Industriemotorenhersteller Perkins zweistufige Aufladesysteme an, jedoch erst in einem Leistungsbereich von 129 kW und 4.4 l Hubraum. [24] Im Vergleich zum Industriesektor nutzt die Automobilindustrie teils komplexere Turboladersysteme. Im Folgenden soll kurz auf die angewandte Technik eingegangen werden, welche ebenfalls bei Dieselmotoren mit 2.0 l Hubraum zum Einsatz kommt.

Mercedes-Benz bietet bei seinem 2.0 l Dieselaggregat (OM 654) je nach Leistungsstufe zwei unterschiedliche Aufladesysteme an. In der niedrigeren Stufe mit 143 kW verdichtet ein VTG-Turbolader, in der höheren Leistungsstufe mit 180 kW kommt eine zweistufig geregelte Aufla-

derung von Borg Warner (R2S-System) zum Einsatz, wobei der VTG-Lader um einen Wastegate-Turbolader erweitert wird. Zudem sind auch Varianten mit einer zweifachen VTG-Anwendung im Portfolio des Herstellers. [25–27] Die BMW AG verfolgt einen ähnlichen Ansatz, bei welchem die niedrigere Ausbaustufe des 2,0 l Diesel Aggregats (B47) die Ladedruckregelung mittels einer variablen Turbinengeometrie bewerkstelligt. Ab einer mittleren Leistung von 165 kW wird eine zweistufig geregelte Aufladung eingesetzt. Seit 2019 wurde im Rahmen einer Motorüberarbeitung festgelegt, dass alle Leistungsvarianten unter Verwendung eines zweistufigen Aufladesystems arbeiten. Auch hier wird das von Borg Warner entwickelte R2S-System angewendet. [27, 28] Lediglich die Wahl der Nieder- und Hochdruckstufe ist bei beiden eben vorgestellten Herstellern unterschiedlich. VW nutzt bei deren 2,0 l Dieselmotor (EA288) in der Leistungsklasse bis 140 kW einen VTG-Turbolader. Die leistungsstärkste Ausbaustufe verfügt über ein zweistufig geregeltes Turboladersystem. Auch hier kommt wieder das bereits erwähnte System von BorgWarner zum Einsatz. [27, 29–31] Bei der Gegenüberstellung moderner Fahrzeuge lässt sich erkennen, dass einstufig aufgeladene Dieselmotoren tendenziell VTG-Systeme verwenden. Die Verwendung mehrerer Turbolader ist zumeist den oberen Leistungsklassen vorbehalten bzw. Motorvarianten mit mehr als vier Zylindern. Begründet wird der Einsatz von VTG-Turboladern bzw. mehrstufigen Systemen auf ähnliche Art und Weise. [25] beschreibt ein hohes Drehmomentplateau in Kombination mit kurzen Ansprechzeiten sowohl im oberen als auch im unteren Drehzahlbereich unter Verwendung eines zweistufigen Turboladersystems. Darüber hinaus ist das Turboladersystem für die Erfüllung der Abgasnormen von großer Bedeutung. [27] Neben niedrigen Emissionen wird auch auf den gesenkten spezifischen Kraftstoffverbrauch verwiesen, da die Systeme betriebspunktoptimal variiert und angepasst werden können. [25, 30, 32]

Im Anschluss an den soeben geschilderten Überblick über die bestehenden Gegebenheiten der sich aktuell in Serie befindlichen Industrie- und PKW-Aufladungssysteme soll im Folgenden auf die Potenziale zur Performancesteigerung sowie zur Emissions- und Kraftstoffverbrauchsreduzierung eingegangen werden. Eine erste Abschätzung zielt auf den Vergleich zwischen Wastegate-Turboladern und den aktuell im Automobilbereich häufig anzutreffenden VTG-Turboladern ab.

Chi et al. [33] beschreiben das Problem der Wastegate-Turboaufladung als einen Kompromiss aus hohen und niedrigen Drehzahlbereichen bezüglich einer optimalen Ausnutzung der Abgasenthalpie. Ito et al. [34] legen anschaulich dar, dass die jeweilige Vollastkurve, welche jeweils aus einem großen und einem kleinen Wastegate-Turbolader geformt werden, durch die Verwendung eines einzigen VTG-Turboladers kompensiert werden können. Die Versuche nach [33] an einem 2.5 l Vierzylinder Dieselmotor belegen, dass durch den Umbau von einem

Wastegate-Turbolader auf einen VTG-Turbolader eine deutlich bessere Nutzung der Abgasenthalpie über den gesamten Drehzahlbereich erzielbar ist. Die Verwendung einer VTG Turbine ermöglicht in den Versuchen nach [33] eine Leistungssteigerung um bis zu 12 %. Weiterhin zeigen sich positive Entwicklungen hinsichtlich Rußemissionen und spez. Kraftstoffverbrauch, sowie eine gezieltere Abstimmung zwischen Ladedruck und AGR-Raten. Jacobs et al. [35] stellen experimentell an einem Sechszylinder 12,7 l Dieselmotor die Vorzüge eines VTG Systems dar. Die Autoren beschreiben deutliche höhere Momente im Niedrigdrehzahlbereich im Vergleich zu fixen Turbinengeometrien, da ein höheres Frischluftangebot mehr Einspritzmasse zulässt. Die Autoren verdeutlichen, dass VTG-Systeme eine bessere Abstimmung zwischen angepasstem Ladedruck und AGR-Raten ermöglichen, was zu einer Reduzierung der NO_x Emissionen beitragen kann, wenngleich Rußemissionen nur geringfügig zunehmen. Ähnliche Erkenntnisse finden sich bei Hawley [36], welcher ebenfalls auf den Zusammenhang zwischen VTG Schaufelposition und AGR-Raten am Beispiel eines 1,8 l PKW Dieselmotor hinweist. Ziel der Untersuchung ist, unter konstantem Kraftstoffverbrauch, die NO_x Emissionen im Vergleich zu dem Festgeometrieturbolader zu senken. Die Ergebnisse belegen, dass NO_x Emissionen um bis zu 45 % bei nahezu unverändertem Verbrauch reduziert werden können.

Cheong et al. [37] demonstrieren an einem 2,5 l Vierzylinder Automobildieselmotor das Potential einer VTG Anwendung im Gegensatz zu einem Wastegate-Turbolader hinsichtlich reduzierter Ladungswechselverluste bei hohen Drehzahlen. Die erzielte Leistungssteigerung wird laut den Autoren mit dem angepassten bzw. reduzierten Abgasgegendruck begründet, welcher bei Verwendung einer fixen Turbinengeometrie an der Turbine vorbei geleitet werden muss, um ein Überdrehen des Turboladers zu vermeiden. Weiterhin beschreiben die Autoren, dass trotz gleicher Einspritzstrategie mehr Performance und folglich geringerer spezifischer Kraftstoffverbrauch Ergebnisse der VTG-Anwendung sein können.

Bei einem Vergleich der Ergebnisse von [35] und [38] wird ersichtlich, dass trotz variabler Turbinengeometrie mit wenigen Ausnahmen keine auf das Motorkennfeld bezogene, gesamtheitliche Verbrauchsverbesserung erzielt werden kann. Trotz einer großen Variabilität der Leit-schaufeln gibt es Drehzahl- und / oder Lastbereiche, welche durch Wastegate-Turbinen effizienter abgedeckt werden. Die Messungen nach Hawley et al. [38] zeigen Verbrauchsreduzierungen um bis zu 9 % im oberen Drehzahlbereich unter Verwendung einer VTG-Turbine, wohingegen niedrige Drehzahlen geringfügig höhere Verbrauchswerte aufweisen. Den Ausführungen nach Gabriel et al. [39] verhindern sehr flache Anströmwinkel, welche sich bei geringen Massenströmen und folglich niedrigen Motordrehzahlen einstellen, eine geeignete Anströmung der Turbinenschaufeln, was zu einem Anstieg des Abgasgegendruckes führt. Nichts-

destotrotz zeigt die VTG-Turbine ab ca. 20 % der maximalen Motordrehzahl eine höhere Effizienz als die Turbine des Wastegate-Turboladers. Vergleichbare Erkenntnisse finden sich bei [40].

Neben den eben aufgeführten Beispielen, welche hauptsächlich stationäres Verhalten beschreiben, beschäftigen sich die Untersuchungen nach Filipi [41] mit dem transienten Verhalten von VTG-Systemen. Der in einem 7,3 l Dieselmotor agierende VTG-Turbolader schafft durch die angepasste Leitschaufelgeometrie einen deutlich schnelleren Ladedruckaufbau, was in einem höheren Drehzahlgradienten und folglich einer schnelleren Fahrzeugbeschleunigung resultiert. Die Erkenntnisse nach Giakoumis [42] bekräftigen die Ergebnisse. Matura [43] belegt ebenfalls an einem 11 l Diesel-LKW den Performancezugewinn hinsichtlich Ansprechverhalten unter Verwendung variabler Turbinengeometrien. Die zu Beginn des Lastsprungs tendenziell geschlossenen Leitschaufeln ermöglichen eine effizientere Nutzung bei niedrigen Massenströmen. Im Zuge des fortschreitenden Ladedruckaufbaus öffnen sich die Schaufeln, um ein Überdrehen des Turboladers zu vermeiden. Die Untersuchungen nach Ito et al. [34] beinhalten den Vergleich eines Saugmotors mit 3,5 l Hubraum im Vergleich zu einem Turbomotor mit sowohl fixer als auch variabler Turbinengeometrie. Die Auswertungen weisen darauf hin, dass das initiale Ansprechverhalten für variable wie auch für fixe Geometrien bis zu einem bestimmten Zeitpunkt ähnlich ist. Der Saugmotor ist in diesem Bereich tendenziell schneller. Im Laufe der weiteren Beschleunigung übertreffen die aufgeladenen Derivate den Saugmotor, wobei die VTG-Variante etwas schneller ist als der Turbolader mit fester Geometrie.

In einem weiteren Schritt soll auf die Potentiale gängiger Aufladesysteme mit mehr als einem Turbolader eingegangen werden. Wie bereits bei der Diskussion der aktuellen Trends im Automobilbereich angesprochen, sind Aufladungskonzepte mit mehreren Turboladern tendenziell den Hochleistungsderivaten der jeweiligen Motorenfamilien zugeordnet. Die folgenden Ausführungen zielen unter anderem darauf ab, Einsatzbereiche und Anwendungen mit zweistufigen Turboladersystemen im Off-Road und Heavy Duty Bereich aufzuzeigen.

Die Untersuchungen nach Jost et al. [44] basieren auf dem Vergleich eines einfach aufgeladenen 7,5 l Dieselmotors mit einem 5,0 l Motor mit zweistufiger Aufladung. Die den Untersuchungen zugrundeliegenden Last- und Drehzahlprofilen entsprechen denjenigen eines Traktors und eines Radladers. Die Ergebnisse belegen, dass der kleinere Motor über den Zyklus 6 % weniger Kraftstoff verbraucht als das auf den Hubraum bezogene stärkere Derivat. Zudem zeigen die Ergebnisse, dass das transiente Verhalten des zweistufig aufgeladenen Aggregats tendenziell besser ist. Weitere Untersuchungen bezüglich der Kompensation von Hubvolumen

durch zweistufige bzw. zusätzliche Turbolader finden sich bei [45]. Für eine vergleichbare Volllastkurve konnte durch den Einsatz eines weiteren Turboladers ca. 20 % des Hubraums kompensiert werden.

Quazi et al. [46] entwickelten ein zweistufiges Turboladersystem für einen 3,2 l Off-Road Dieselmotor. Die Leistung soll mittels zweistufiger Aufladung von 55 kW auf 75 kW gesteigert werden. Die Autoren beschreiben ein optimiertes Performancepotential vor allem bei niedrigen Drehzahlen. Das Moment konnte über ein weites Drehzahlband angehoben werden. NO_x Emissionen sowie spezifische Kraftstoffverbräuche konnten dagegen gesenkt werden. Die Autoren würden zusätzlich Potential bis 100 kW sehen, unter Voraussetzung einer Optimierung der Einspritzstrategie, Steuerzeiten und AGR-Raten. Die Untersuchungen nach Liu et al. [47] befassen sich mit der Applikation unterschiedlicher ein- und mehrstufiger Turboladersysteme für einen 8,4 l Heavy Duty Dieselmotor. Unterschiedliche Kombinationen aus Turboladern mit fester und auch variabler Turbinengeometrie wurden von den Autoren getestet. Die Ergebnisse zeigen gesenkte spezifische Kraftstoffverbräuche unter Verwendung der zweistufigen Systeme. Der Einsatz eines VTG-Turboladers im zweistufigen Betrieb erzielt zudem niedrigere Verbräuche als die Verwendung zweier Festgeometrieturbolader. Gleiches ist auch für die Ergebnisse hinsichtlich Rußemissionen ersichtlich. Die Autoren geben als Begründung eine bessere Anpassung der VTG-Turbinen auf den jeweiligen Betriebspunkt an. Der dadurch höhere Luftmassenstrom senkt unter anderem die Rußemissionen. Weiterhin erläutern die Autoren, wenn eine Bewertung der Konzepte auf Grundlage von Kraftstoffverbrauch, Rußemissionen und Systemkomplexität erfolgen würde, wäre ein einzelner VTG-Turbolader kostengünstiger und platzsparender als ein zweistufiges System, obwohl Verbräuche und Emissionen tendenziell höher ausfallen.

Die Untersuchungen nach Tinschmann et al. [48] beinhalten die Applikation eines zweistufigen Turboladersystems für einen 6,0 l MAN Diesel Motor. Die Auswertungen verdeutlichen, dass die Wahl bzw. die Effizienz des jeweiligen Turboladers eine wichtige Rolle bei der Applikation für bestimmte Last- und Drehzahlbereiche spielt. Unter Verwendung des zweistufigen Systems ist es möglich, den spezifischen Kraftstoffverbrauch vor allem im Bereich der Volllast zu senken. Als Grund werden die besseren Turboladerwirkungsgrade angegeben, welche bis zu 10 % höher ausfallen als bei Verwendung des einstufigen Systems. Nachteil ist jedoch, dass bis etwa 40 % der maximalen Last bzw. in Bereichen geringerer Ladedrücke erzielt die Verwendung eines einzelnen Turboladers tendenziell bessere Wirkungsgrade. Zudem wird angegeben, dass der Einsatz einer Zwischenkühlung in den Niedriglastbereichen kaum Wirkung zeige. Prinzipiell vergleichbare Erkenntnisse finden sich in der Arbeit von Marsiglia et al. [49].

Die Autoren entwickelten ein zweistufiges Aufladesystem für einen Stadtbus im Leistungsbe-
reich bis etwa 120 kW. Den Ausführungen ist zu entnehmen, dass die Verwendung zweier
Turbolader eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs ermöglicht, jedoch auch nur in be-
stimmten Drehzahlbereichen. Im Gegensatz zu Tinschmann et al. [48] weist das mehrstufige
System bei Marsiglia et al. [49] deutliche Vorteile im Bereich niedriger Drehzahl auf, weniger
im mittleren und hohen Drehzahlbereich. Das Applikationsziel und die daraus folgende Wahl
des Aufladesystems bzw. dessen Komponenten sind laut den Autoren essenziell. Weitere Stu-
dien und Untersuchungen hinsichtlich zweistufiger Aufladesysteme, unter anderem im Off-
Road und Heavy Duty Bereich, finden sich beispielsweise bei [50–54].

Ein weiteres „Grundkonzept“ der Aufladung ist die Nutzung elektrischer Energie anstelle von
Abgasenthalpie. Grundgedanke dieses Konzeptes ist, den Antrieb des Verdichters unabhän-
gig von der Abgasturbine zu gestalten. Die Idee der elektrischen Aufladung kann prinzipiell in
zwei führende sowie in ein etwas exotischeres Konzept unterteilt werden. Zu den beiden füh-
renden Konzepten zählen die „elektrische Aufladung“ sowie die „elektrisch unterstützte Abgas-
turboaufladung“. Ein selteneres Konzept ist die „elektrisch geteilte Abgasturboaufladung“. [55]
Abbildung 2-2 zeigt für alle drei Gruppierungen jeweils ein mögliches Systembeispiel.

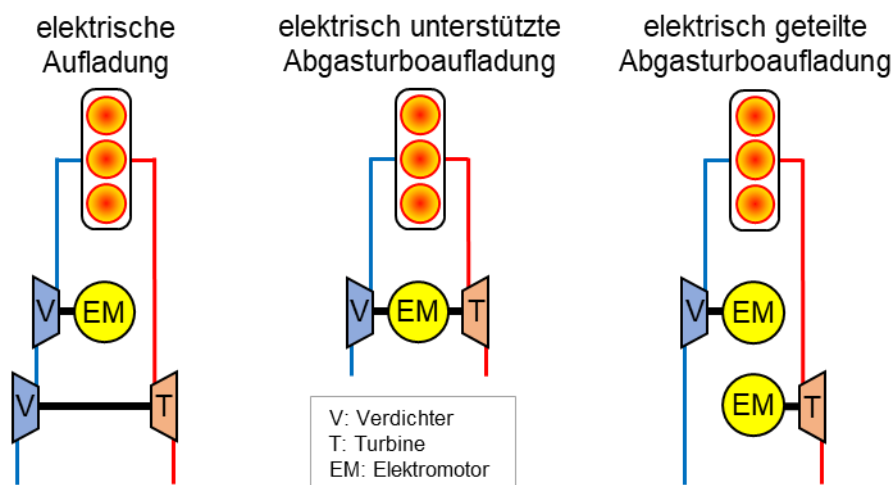


Abbildung 2-2: Systembeispiele von Aufladungskonzepten unter Nutzung elektrischer Energie

Gegenstand der Untersuchung in der vorliegenden Arbeit ist lediglich die Variante der „elektri-
schen Aufladung“. Auf die beiden verbleibenden Konzepte wird im Rahmen der vorliegenden
Arbeit nicht weiter eingegangen. Ein detaillierter Einblick in die Konzepte wird unter anderem
bei Bulzacchi [55] gegeben. Bei der elektrischen Aufladung wird der Verdichter, anstelle mit
einer Abgasturbine, mit einem Elektromotor verbunden, welcher die benötigte Energie für den
Antrieb des Verdichters bereitstellt. Der Betrieb des Verdichters ist dabei gänzlich abgekoppelt

von der Abgasseite und folglich losgelöst von der Abgasenthalpie. In den meisten Anwendungsfällen wird ein elektrisch angetriebener Verdichter (EAV) mit einem Abgasturboladersystem kombiniert [56], wobei die Anordnungsmöglichkeiten vielfältig sind.

Bei der Verwendung eines eBoosters spielt das Bordnetzsystem eine entscheidende Rolle. Die Untersuchungen nach Ibaraki et al. [57] veranschaulichen den Einfluss unterschiedlicher Bordnetzsysteme auf das Transientverhalten eines 2,0 Liter Diesel PKW Motors. Je höher die Spannung bzw. die Leistung des Systems, desto schnellere Beschleunigungsvorgänge sind erkennbar. Ähnliche Untersuchungen nach Rothgang et al. [58] beschäftigen sich mit einem 12 V und einem 48 V EAV mit jeweils unterschiedlichen Leistungsstufen. Auch hier zeigt sich ein deutlicher Vorteil hinsichtlich Ansprechverhalten und Ladedruckaufbau bei Verwendung von Hochvoltsystemen. Bestätigende Erkenntnisse finden sich bei [59, 60].

Die Studie nach Dahodwala et al. [44] beinhaltet die Diskussion unterschiedlicher Aufladesysteme für einen 7,5 l Diesel Heavy Duty Motor. Die Autoren vergleichen ein- und zweistufige Abgasturboladersysteme mit einem EAV-System. Im Bereich niedriger Motordrehzahlen zeichnen sich signifikante Vorteile zugunsten der elektrischen Verdichtung ab. Die aufgrund der elektrischen Energie verursachte Mitteldrucksteigerung kann weder mit dem ein- noch mit dem zweistufigen System übertroffen werden. Im Bereich mittlerer bis hoher Drehzahlen übertrifft das zweistufige System die elektrische Zusatzverdichtung. Die zweistufige Aufladung erzielt in nahezu allen Drehzahlbereichen bessere Verbrauchsergebnisse von bis zu 7 % im Vergleich zur Basiskonfiguration mit einem Turbolader. Lee [61] hat sich in seinen Untersuchungen mit einem 6,0 l Dieselmotor beschäftigt, welcher ebenfalls mit unterschiedlichen Aufladesystemen kombiniert wurde. Die Ergebnisse decken sich mit [44] im Hinblick auf das Ansprechverhalten im Niedrigdrehzahlbereich. Das Potential der elektrischen Aufladung wird ebenfalls deutlich gemacht. Das Anlaufverhalten zu Beginn des Lastsprungs ist bei Verwendung des elektrischen Zusatzverdichters gesteigert. Im weiteren Verlauf des Lastsprungs erzielt jedoch das zweistufige System deutlich höhere Ladedrücke. Im Gegensatz zu [44] wird bei [61] auf das höhere Kraftstoffeinsparpotential des elektrischen Konzeptes im Vergleich zu zweistufigen Systemen hingewiesen. Der Vergleich basiert auf dem U.S. FTP-72 Zyklus, welcher charakterisiert ist durch mehrfache Start- und Stoppvorgänge. Die hochtransienten Teilbereiche fallen zugunsten des EAV aus. Ähnliche Erkenntnisse finden sich auch bei Aymanns et al. [62]. Die Autoren untersuchten das transiente Verhalten im WLTP und NEFZ Zyklus an einem 2,0 l PKW Motor. Der auf einem 48 V Bordnetzsystem basierende EAV erzielte im WLTP Zyklus knapp 1 % Kraftstoffeinsparung. Aufgrund geringfügig weniger transienter Vorgänge im NEFZ erreichte das EAV-System in diesem Zyklus lediglich 0,7 % Einsparung. Die Untersuchung bestätigt zum einen, dass EAV-Systeme nicht zwangsläufig für übermäßige

Verbrauchsreduzierungen stehen, sie jedoch ihre Vorteile im Falle transienter Anforderung haben. Die Veröffentlichung nach [62] behandelt zudem den Einfluss des elektrischen Verdichters auf die Emissionen. Der höhere Ladedruck sorgt, so die Autoren, für eine zusätzliche Zylinderfüllung, was Rußemissionen in hochtransienten Vorgängen entgegenwirkt. Darüber hinaus ermöglicht der Einsatz eines elektrischen Verdichters neue Möglichkeiten im Bereich der AGR-Applikation. Die Ergebnisse zeigen, dass im Zuge transients Vorgänge tendenziell höhere AGR-Raten akzeptiert werden können und dies zu einer Reduzierung der NO_x Emissionen beiträgt. Es wäre zudem möglich, bedingt durch ein schnelleres Erreichen des gewünschten Betriebszustandes nach einem transienten Event, die AGR-Versorgung wieder frühzeitiger zu aktivieren, was ebenfalls für eine Senkung der NO_x Emissionen spräche. Es bleibt jedoch abzuschätzen, ob diese frühzeitigere AGR-Rate die tendenziell während des Lastsprungs aufgrund höherer Drücke und Temperaturen zusätzlich entstehenden NO_x Emissionen kompensiert.

Weitere Untersuchungen [63–69], welche größtenteils dem Automobilssektor und vereinzelt schweren Nutzfahrzeugen entsprechen, bestätigen das Potential der elektrischen Verdichter bei niedrigen Motordrehzahlen wie auch zu Beginn transients Vorgänge. Manche Quellen sind sich nicht einig im Hinblick auf das Kraftstoffeinsparpotential, da EAV-Systeme keine Abgasenthalpie nutzen und die energetische Umwandlungskette von Diesel zu elektrischem Strom ebenfalls mit mehreren Wirkungsgraden versehen ist.

Wie aus diesem Kapitel ersichtlich wird, ist die Integration und vor allem die Auswahl geeigneter Turboladersysteme keine einfache Aufgabe, da der jeweilige Anwendungsfall eine entscheidende Rolle spielt. Sowohl die Möglichkeiten im PKW-Bereich (z.B. breitere Drehzahlbänder, vorgefertigte Einbausituation, Zyklus, etc.) als auch die Randbedingungen im Nutzfahrzeug oder Off-Road Sektor (z.B. Lebensdauer, Packaging, Wartungsintervalle, etc.) sind nicht immer Garant für eine große Auswahl und eine hohe Variabilität an potentiellen Aufladesystemen.

2.3 Grundlagen und Motivation der Hybridisierung

Ein Blick auf den Automotivbereich belegt, dass die Forschung und Entwicklung im Bereich Hybridisierung bereits seit vielen Jahren Stand der Technik ist. Es gibt zudem kaum Hersteller im PKW-Bereich, welche in deren Portfolios keine Hybridmodelle anbieten. Bei Betrachtung der Produktkataloge diverser Motorenhersteller aus dem Off-Road- und Industriesektor lässt sich feststellen, dass Hybridanwendungen keine vergleichbare Verbreitung finden. Dies trifft vor allem auf den Bereich der kleinen Industriedieselmotoren mit Leistungen kleiner 56 kW zu.

Hindernisse sind beispielsweise die bislang noch mangelnde Verbreitung von 48 V Bordnetzsystemen, Packagenachteile durch große Batteriesysteme sowie hohe Kosten. Laut den Herstellern aus dem Off- und On-Road Bereich gibt es mehrere Gründe, die für eine Hybridisierung sprechen. Zu nennen wären beispielweise gesteigerte Performance, besseres Ansprechverhalten, niedrigere Kraftstoffverbräuche oder erweiterte Funktionalitäten des Antriebsstrangs. Neben rein technischen Vorzügen sind aber auch politisch motivierte Argumente Gegenstand von Diskussionen. So versuchen Hersteller über die Vermarktung hybridisierter Antriebe eine Imagesteigerung zu erzielen, neue gesellschaftspolitische Perspektiven zu schaffen, Kosten zu reduzieren und Konkurrenzfähigkeit weiter voran zu treiben. [27, 70]

Laut [71] werden Hybridantriebe als eine „Kombination aus verschiedenen Arten des Antriebs besonders bei Kraftfahrzeugen (meist Kombination aus Verbrennungsmotor, Generator und Elektromotor)“ bezeichnet. In der Verordnung 168/2013 des Europäischen Parlaments und Rates definiert sich das Hybridfahrzeug als „ein Kraftfahrzeug mit mindestens zwei verschiedenen (bordeigenen) Energiewandlern und zwei verschiedenen (bordeigenen) Energiespeichersystemen zum Zwecke des Fahrzeugantriebs“. [72] Hybridfahrzeuge, welche auf Basis elektrischer Energie funktionieren, werden als „Hybrid-Elektrofahrzeuge“ bezeichnet. Aufgrund der teilweise sehr allgemein gehaltenen Definitionen von Hybridantrieben können dementsprechende Anwendungen in verschiedenen Ausführungen vorkommen. Im weiteren Verlauf der Arbeit wird unter dem Begriff Hybridantrieb eine Kombination aus Verbrennungskraftmaschine und elektrischer Maschine als Energiewandler verstanden, wobei ein Tank mit flüssigem Kraftstoff und eine Batterie als Energiespeichersystem zum Einsatz kommen. [72]

Die Kategorisierung von Hybridsystemen kann nach mehreren Kriterien erfolgen. Eine weit verbreitete und gängige Einteilungsmöglichkeit ist die nach der Grundstruktur der Kombination von Verbrennungsmotor, Elektromotor, Generator, Batterie und Getriebe in serielle-, parallele- oder leistungsverzweigte Hybridantriebe. [27]

Serielle Konzepte definieren sich durch eine Anordnung ohne direkte Verbindung zwischen Verbrennungsmotor und Abtrieb. Die Aufgabe des Verbrennungsmotors ist der Antrieb eines Generators, dessen Strom entweder direkt einem Elektromotor zur Verfügung gestellt oder in einer Batterie zwischengespeichert wird. [4]

Im Gegensatz zu einer seriellen Anordnung hat der Verbrennungsmotor bei einem parallelen Hybridbau auch eine direkte Verbindung zu der Abtriebseinheit. Auf diese Weise ist es beiden Energiewandlern gestattet, den Antrieb entweder kombiniert oder einzeln zu bewerkstelligen. Dieses Hybridkonzept kommt dem konventionellen Antriebsstrang am nächsten. [4] Eine

weitere Klassifizierung paralleler Antriebe ist in Abhängigkeit der Position der elektrischen Maschine möglich. Die Bezeichnungen der jeweiligen Subkategorien setzen sich aus einem P für „Parallel“ sowie der Positionierung der Elektromaschine in Bezug auf die Verbrennungskraftmaschine zusammen. Diese sich in der Industrie mittlerweile durchgesetzte Nomenklatur wurde erstmals von Daimler eingeführt. [70, 72]. Eine schematische Übersicht liefert Abbildung 2-3, wobei die Variante P4 die einzige Ausführung darstellt, welche keine mechanische Verbindung zur Verbrennungskraftmaschine (VKM) hat.

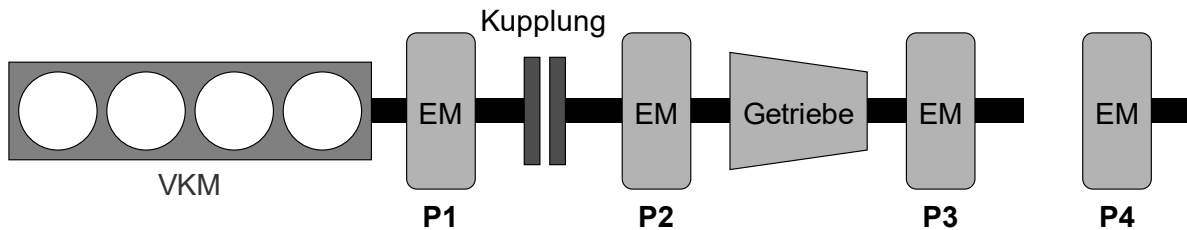


Abbildung 2-3: Einteilung und schematischer Aufbau von parallelen Hybridsystemen [72]

Der leistungsverzweigte Hybridantrieb basiert üblicherweise auf der Verwendung eines Planetengetriebes, welches den Verbrennungsmotor mit zwei elektrischen Maschinen verbindet. Eine der beiden Maschinen arbeitet generatorisch, die andere motorisch. Ein wesentliches Merkmal dieser Antriebsform ist, dass die von der Verbrennungskraftmaschine erzeugte Leistung aufgeteilt werden kann in einen mechanischen und in einen elektrischen Zweig. [4, 70, 72]

Hybridkonzepte zeichnen sich durch bestimmte Funktionen aus, welche je nach Aufbau, Leistung des Elektromotors, Bordnetzsystem, Batteriekonzept etc. unterschiedlich ausfallen können. Im Folgenden soll kurz auf häufig implementierte Funktionen eingegangen werden. Vertiefende und umfangreichere Einsichten finden sich bei [73]. Neben dem grundlegenden, reinen Betrieb des Verbrennungsmotors ohne Unterstützung des Elektromotors ist die wohl bekannteste Funktion das sog. „Boosten“. Hierbei wird der Verbrennungsmotor in bestimmten Situationen durch zusätzliches Moment der E-Maschine unterstützt. Weiterhin gäbe es die Möglichkeit der Rekuperation, bei welcher die Anwendung über den generatorischen Betrieb der E-Maschine gebremst wird und die (teilweise) rückgewonnene Energie dem Speichersystem zugeführt wird. Eine weitere Funktion ist die sog. „Lastpunktanhebung“, bei welcher durch das Eingreifen des Elektromotors der Betriebspunkt des Verbrennungsmotors in einen gewünschten Lastbereich verschoben wird, um beispielsweise verbrauchs- oder emissionsoptimaler zu arbeiten. Der Elektromotor fungiert in diesem Fall als Generator. Zur Überbrückung schlechter Verbrauchswerte im Leerlauf wird oftmals auf die Start/Stop-Funktion zurückgegriffen, bei welcher alle Antriebsaggregate ausgeschaltet und im Falle von beispielsweise

Drehmomentanforderung oder zunehmend abfallender Systemtemperatur wieder aktiviert werden. Für detailliertere Einsichten in Hybridkonzepte sowie deren zugrundeliegenden Strukturen und Merkmale wird an dieser Stelle auf [70] verwiesen.

Wie bereits erwähnt, ist die Hybridisierung des Antriebsstrangs in der Automobilbranche keine Seltenheit mehr. Mercedes-Benz bietet beispielsweise den OM 654 Dieselmotor (2.0 l, Reihenvierzylinder) in einer Mild-Hybrid Variante an. Die Ausführung beinhaltet einen integrierten Startergenerator (ISG), welcher auf Grundlage eines 48 Volt Bordnetzes arbeitet. Dieses Hybridkonzept ermöglicht Rekuperation, Boosten, Start/Stop-Automatik und einen Segelbetrieb. Der Elektromotor ermöglicht zusätzliche 200 Nm mit einer Leistung von 15 kW. Der Hersteller wirbt mit einer Verbrauchs- bzw. CO₂-Reduzierung durch den Einsatz des Hybridsystems. [26, 27] Ein sehr vergleichbares Konzept bietet auch der Hersteller BMW an, mit dem Unterschied, dass der Dieselmotor mit einem 8 kW Riemenstartergenerator interagiert. Funktionen und Zielsetzung sind jedoch vergleichbar. Der VW Konzern setzt im Gegensatz zu den zwei erst genannten Herstellern bei seinem Dieselhybrid auf ein 12 V anstelle eines 48 V Systems. [74] Jedoch ist die 48 V Variante bei einem übergreifenden Automobilvergleich deutlich häufiger im Einsatz, so auch im Hyundai-Kia Derivat, welches unter Verwendung eines 12 kW Riemenstartergenerators arbeitet.

Ein Vergleich zwischen Automobilssektor und Off-Road / Heavy-Duty Motorenindustrie verdeutlicht gewisse Ähnlichkeiten. 2018 zeigte Deutz die Vorzüge eines 55 kW Dieselaggregats mit 2,9 l Hubraum, welches mit einem 55 kW Elektromotor ergänzt wurde. Das Konzept beinhaltet ein Getriebe mit Trennkupplung, eine 40 kWh Batterie sowie eine 400 V Bordnetzstruktur. [75] Andere Hersteller setzen dagegen auf niedrigere Spannungen im Bereich von 48 V Systemen. Die Leistungen der elektrischen Maschinen variieren dabei zwischen ca. 10 – 30 kW. Die eingesetzten Dieselmotoren haben dabei Hubräume zwischen 2,3 – 3,3 Liter. Neben der Kompensation von zusätzlichem Hubraum oder weiteren Zylindern sollen die Hybridvarianten mehr Drehmoment, Emissions- und Verbrauchsenkungen sowie ein gesteigertes Transientverhalten ermöglichen.

Mit der eben erwähnten Kompensation des Hubraums haben sich unter anderem die Autoren Lin et al. [76] beschäftigt. Sie verglichen zwei Heavy-Duty Dieselanwendungen, wobei einerseits ein 7,3 l V8 Motor und andererseits ein hybridisierter 5,5 l V6 Parallelhybriddiesel zum Einsatz kamen. Die Testreihen ergaben unter anderem, dass die Hybridvariante besonders bei Beschleunigungsvorgängen aus niedrigen Geschwindigkeiten ein hohes Unterstützungspotential liefert. Weiterhin half die Hybridisierung des Antriebsstrangs den Kraftstoffverbrauch um bis zu 20 % zu senken, was am Beispiel eines Fahrzyklus zu sehen war. Ermöglicht wurde die Reduzierung durch die Rekuperation während der Abbrems- oder Rollintervalle. Mocera

et al. [77] haben sich mit einem P1 Hybridkonzept für einen 75 kW Traktor beschäftigt, welcher unter diversen Anforderungsprofilen und Einsatzzwecken getestet wurde. Die Autoren führen aus, dass für alle fünf untersuchten Anwendungsszenarien eine Energieeinsparung erzielt werden konnte. Weitere Studien in einem ähnlichen Bereich finden sich bei [69, 78–80].

Karlušić et al. [81] haben einen Traktor untersucht, dessen 6,5 l Dieselmotor mit einem 64 kW P2 Hybrid ergänzt wurde. Mittels eines Fahrzyklus haben die Autoren demonstriert, dass durch den Einsatz des Hybridsystems eine Kraftstoffeinsparung von etwa 2724 Liter pro Jahr erzielt werden kann. Umgerechnet entspräche dies etwa 6,54 t CO₂. Rakopoloulus et al. [69] zufolge steigern Hybridantriebe den Anschaffungspreis um etwa 30 %. Karlušić et al. [81] beschreibt in seiner Studie, dass sich der gestiegene Anschaffungspreis spätestens nach 48 Monaten amortisiert. Der Anspruch an mobile Arbeitsmaschinen ist eine deutlich längere Nutzungsdauer, was darauf schließen lässt, dass demnach der Einsatz in derartigen Anwendungen denkbar ist.

Ein oft hervorgehobener Vorteil bei der Anwendung von Hybridstrukturen ist der Einfluss auf Emissionen. Liebl [82] beschreibt unter anderem die Einflüsse eines Mild Hybrid Systems auf die NO_x Emissionen, welche für unterschiedliche Anwendungen gesenkt werden konnten. Die den Untersuchungen zugrundeliegenden, hochtransienten Zyklen und die daraus resultierenden Lastspitzen konnten durch den gezielten Einsatz des Elektromotors abgefangen werden. Ähnliche Erkenntnisse werden bei [83, 84] beschrieben. Copin [85] und Bulzacchi [55] diskutieren darüber hinaus den Einfluss der jeweiligen elektrischen Randbedingung hinsichtlich Bordnetz- und Leistungsangebot auf die NO_x Emissionen. Der Vergleich zweier Elektromotoren (14 kW und 30 kW) in einer Hybridanwendung zeigt, dass die Mehrleistung auch ein höheres Potential hinsichtlich einer Reduzierung des NO_x Ausstoßes mit sich bringt.

Studien belegen, dass die aus den PKW-Anwendungen bekannte Hybridfunktion „Rekuperation“ nicht nur bei rein zur Fortbewegung konzipierten Fahrzeugen und Anwendungen sinnvoll ist. Vielmehr ist sie unter anderem dafür verantwortlich, dass bei Hubraumvolumen bzw. Zylinderanzahl gleichen Hybridderivaten Kraftstoffverbräuche gesenkt werden können. Untersuchungen nach Inoue [86] und Fu [87] zeigen beispielsweise, wie mittels Hubvorrichtungen in Form eines Baggers und eines Gabelstaplers Möglichkeiten der Rekuperation genutzt werden können. Das Abbremsen des Baggerarms sowie das Absenken der Gabelast kann dazu genutzt werden, die Batterie wieder aufzuladen. Diese rückgewonnene Energie wird wieder eingesetzt, um beispielsweise den Baggerturm zu drehen oder die Anwendungen im transienten Verhalten zu unterstützen. Inoue [86] konnte im Falle hochfrequentierter Baggerarmbewegungen bis zu 41 % der Energie wieder zurückgewinnen. Die Autoren beschreiben, dass durch

die Unterstützung des Hybridsystems ein konstanterer Verbrennungsmotorbetrieb gewährleistet werden kann, was den Emissionsausstoß reduziert.

Trotz vieler Untersuchungen, welche sowohl die energetischen als auch die emissionsorientierten Vorteile von Hybridanwendungen hervorheben, gibt es Studien, welche diese Vorteile relativieren oder gar widerlegen. Trzebiatowski [88] evaluierte ebenfalls die Auswirkungen von Hybridtechniken auf Verbrauch und Emissionen am Beispiel eines 1,5 l Dreizylinder PKW Dieselmotors. Der Autor beschreibt, dass die Verwendung eines Hybridsystems mit einer erheblichen Gewichtszunahme einhergeht, was sich wiederum negativ auf Verbrauch und Emissionen auswirkt. Laut der Untersuchung resultiert eine Gewichtszunahme von 100 kg in einer Verbrauchszunahme von ca. 3 %. Darüber hinaus steigen die NO_x Emissionen um 6 %. Die Einsparungen durch Hybridisierung folgen vor allem aus der Lastpunktverschiebung, aus der Nutzung regenerativer Bremsenergie zur Unterstützung in den Beschleunigungsphasen und aus der Start-Stopp Funktion, um den Leerlaufbetrieb zu vermeiden. [27, 88] Vor allem im Rahmen der Zyklusuntersuchungen von Off-Road Anwendungen wird deutlich (siehe Abbildung 2-1 [b]), dass ein Großteil des abgefahrenen Kennfeldbereichs den Leerlauf miteinschließt. Das Potential, Hybridisierung gezielt in diesen Bereichen mit hohem Zeitanteil und gleichzeitig schlechtem Verbrauch einzusetzen, wäre empfehlenswert. Auch den Ausführungen nach Millo et al. [89] ist zu entnehmen, dass die Applikation hybrider Antriebe nicht immer nur Vorteile mit sich bringt. Die Autoren vergleichen einen P1- mit einem P2-Hybrid sowie jeweils unterschiedlich leistungsstarken Elektromotoren. Ziel ist es, einen Emissionszyklus mit einem vergleichbaren Anfangs- und Endladezustand abzufahren. Zwar ist es möglich, Betriebsbereiche schlechten Verbrauchs mit dem elektrischen Betrieb zu unterstützen oder zu kompensieren, jedoch ist das Wiederaufladen der Batterie ein kritisches Problem, welches wieder zu einer Erhöhung der NO_x Emission führen kann. Wie sich zeigt, ist das Potential auch stark von der eingesetzten Hardware abhängig. Sowohl Verbrauch als auch Emissionen können deutlichen Schwankungen unterliegen, je nach Hybridkonzept oder Leistungsbereich des Elektromotors. Ebenso demonstrierten Erprobungen, inwiefern das Downsizing in Kombination aber auch im Vergleich zur Hybridisierung abschneidet. Durch die Reduktion von Zylindern und folglich Hubraum verschieben sich Betriebspunkte zu höheren Lasten. Diese Betriebsbereiche sind oftmals charakterisiert durch niedrigere AGR-Raten, was wiederum in einer Zunahme der NO_x Emissionen resultiert.

Während [88] und für bestimmte Betriebsstrategien auch [89] der Hybridisierung das Potenzial zur NO_x-Reduktion zusprechen, sehen Lindenkamp et al. [90] und Yang et al. [91] in der bloßen Hybridisierung des Dieselmotors eher ein geringes Potenzial zur NO_x-Reduktion. [27] Linden-

kamp et al. [90] sehen zwar auch das Energieeinsparpotential, jedoch zeigen die Testergebnisse der unterschiedlichen Hybridhardware, dass ab einer bestimmten elektrischen Leistung kein NO_x Einsparpotential mehr gegeben ist. Der Einsatz eines 2 kW und 4 kW Elektromotors ermöglicht eine Reduktion des NO_x Ausstoßes um 4,5 % bzw. 5 %. 6 kW erzielen bereits keine signifikanten Vorteile mehr. Im Falle des 8 kW Motors ist bereits mit einer Erhöhung um 21 % zu rechnen. Als Grund werden die höheren Motorlasten des Verbrennungsmotors angegeben, die benötigt werden, um nach einer bestimmten Zykluszeit den Ladezustand der Batterie wieder auf einen vergleichbaren Anfangszustand anzuheben. Die Autoren geben an, dass im Falle der 6 kW Maschine die Motorlast um 5 % angehoben werden muss, für 8 kW sogar um 16 %. Als Ausweg werden Möglichkeiten im Bereich der Phlegmatisierung angesehen. Nur wenn der Verbrennungsmotor über weite Zyklusbereiche in Zonen optimalen Verbrauchs bewegt wird, sind auch NO_x Einsparmöglichkeiten gegeben. Yang et al. [91] gehen in ihren Untersuchungen unter anderem auf die Potentiale hinsichtlich Kaltstartverhalten ein. Die Nutzung eines Hybridantriebs ermöglicht nicht nur die schnellere Startroutine, sondern ermöglicht darüber hinaus die Reduzierung der Emissionen während den Startvorgängen.

Neben den offensichtlichen Funktionen eines Hybridantriebs wie Drehmomentunterstützung und Leistung steigern, beweist die Recherche, dass auch das transiente Verhalten des Antriebssystems verbessert werden kann. Zudem ist der Einfluss auf die Steigerung der Effizienz gegeben, auch wenn hierbei immer gewisse Randbedingungen berücksichtigt werden müssen. Ähnlich zum Kraftstoffverbrauch, ist das Potential hinsichtlich der Verbesserung des Emissionsausstoßes in vielen Untersuchungen nicht immer eindeutig. Wie sich in diesem Kapitel herausstellte, ist es unumgänglich, Hybridantriebe richtig auszulegen, auf den jeweiligen Motor und dessen Einsatzzweck anzupassen sowie die richtigen Funktionen zu implementieren. Anwendungen, welche beispielsweise Rekuperationsmöglichkeiten bieten und nicht unbedingt auf ein möglichst geringes Package hinsichtlich Gewicht und Abmessungen angewiesen oder durch viele Lastspitzen gekennzeichnet sind, würden laut den obigen Ausführungen für ein Hybridsystem in Frage kommen. Die Potentiale in Bezug auf Verbrauch, Performance und Emissionen wären dadurch gegeben. [27]

3. Forschungsbedarf und Zielsetzung

Die vorausgegangenen Kapitel zielen unter anderem auf den Vergleich zwischen Technologien aus dem On- und Off-Road Sektor ab. Bei diesen Technologien handelt es sich einerseits um Aufladestrategien, andererseits um mögliche Hybridisierungskonzepte. Ein Blick in das Produktportfolio der Automobilhersteller belegt, dass Vierzylinder PKW-Dieselmotoren mit 2,0 l Hubraum teilweise bis zu 500 Nm erreichen, hybridisierte Systeme erreichen sogar über 700 Nm.

Ein entscheidender Faktor für diese Performance ist neben vielen hochtechnologischen Entwicklungen die Verwendung ausgereifter Aufladesysteme sowie die Kombination des Verbrennungsmotors mit elektrischen Maschinen. Wie in Kapitel 2.2 beschrieben, ist einerseits im PKW-Bereich eine Aufladung mittels VTG-Turboladern für niedrige bis mittlere Leistungsbe- reiche Standard. Gleiches gilt für die Mehrfachturboaufladung im Falle der jeweiligen Hochleistungsderivate. Andererseits zeigt sich, dass im Bereich mobiler Arbeitsmaschinen bis 56 kW keinerlei andere Aufladungsarten außer Wastegate gesteuerte Turbolader im Einsatz sind. Dies ist bedingt durch die vielzähligen Anforderungen, welche an die mobilen Arbeitsma- schinen gestellt werden (siehe Kapitel 2.1), nachvollziehbar.

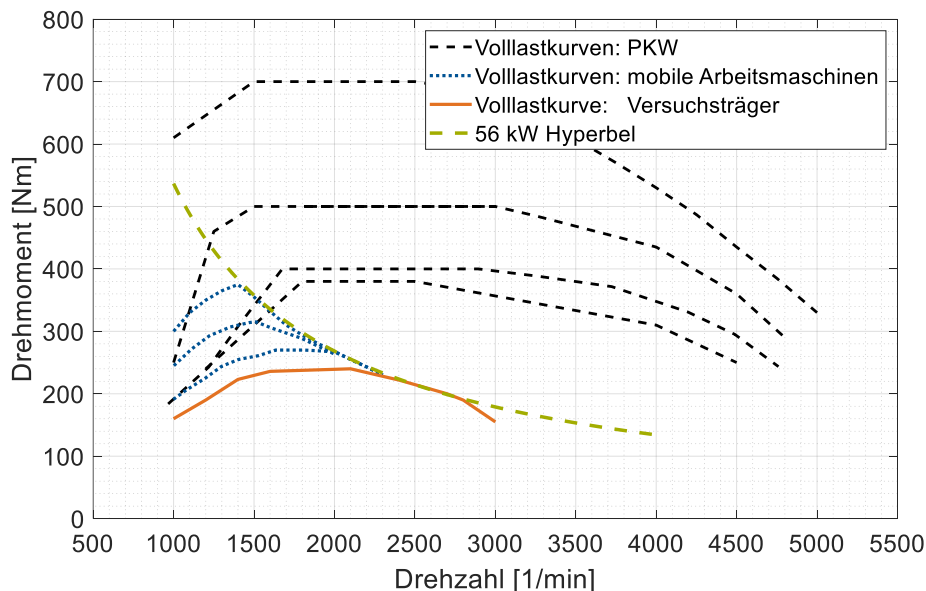


Abbildung 3-1: Vergleich unterschiedlicher Vollastkurven von verschiedenen 2,0 l Diesel Vierzylinder Pkw-Modellen und Vierzylinder Industriedieselmotoren im Bereich zwischen 2,2 – 3,3 l Hubraum

Nichtsdestotrotz ergibt sich aus der Gegenüberstellung der eingesetzten Technologien im PKW-Bereich und im industriellen Sektor eine gewisse Differenz. Abbildung 3-1 veranschau-

licht diese Differenz, indem sie exemplarische Volllastkurven aus dem Pkw- und Industriesegment gegenüberstellt. Dies führt zu der Fragestellung, inwiefern bereits fest implementierte PKW Technologien hinsichtlich Aufladung und Hybridisierung auf den Markt der mobilen Arbeitsmaschinen übertragbar wären und ob sich die Unterschiede dadurch schmälern ließen. Entscheidend für die Fragestellung nach dem potenziellen Technologietransfer ist die Definition einer adäquaten Vergleichsbasis hinsichtlich Leistung und Hubraum der Motoren.

Der der vorliegenden Arbeit zugrundeliegende Versuchsträger, welcher ausführlich in Kapitel 4.1 beschrieben wird, ist ein Vierzylinder Industriedieselmotor mit einer maximalen Leistung von knapp 56 kW und einem Hubraum von 1,95 l. Die oben bereits erwähnten PKW Motoren haben zwar vergleichbare Hubräume, jedoch deutlich höhere Leistungen und Drehmomente. Es stellt sich die Frage, ob ein Transfer vereinzelter PKW-Technologien hinsichtlich Aufladung und Hybridisierung diese Lücke schließen oder zumindest verringern könnte und welche neuen Voraussetzungen ein derartiger Transfer mit sich bringen würde.

Neben dem Vergleich zur PKW-Industrie zeigt eine Gegenüberstellung aktueller, am Markt befindlicher Off-Road Anwendungen, dass in der Leistungsklasse bis 56 kW Hubräume zwischen 2,2 – 3,3 Liter üblich sind. Die Volllastkurven eben angesprochener Anwendungen übersteigen demnach auch die erzielbaren Momente im Bereich niedriger Drehzahlen, bei welchen die 56 kW Leistungshyperbel noch nicht erreicht wird (vergleiche Abbildung 3-1). Vereinzelt werden Derivate im Bereich der oberen Hubraumgrenze auch modifiziert und für den Einsatz in der Leistungsklasse bis 75 kW eingesetzt. Aus diesem Sachverhalt heraus gilt es zwei weitere Zielsetzungen zu diskutieren. Zum einen sollen Weiterentwicklungen im Bereich Aufladung und Hybridisierung den geringen Hubraum im Bereich niedriger Drehzahlen unterhalb der 56 kW Leistungshyperbel kompensieren. Zum anderen sollen die zu untersuchenden Konzepte dahingehend getestet werden, inwiefern eine Erschließung des nächsten Leistungsbereichs bis 75 kW mit konstantem Hubraum in Frage kommt. Neben einer reinen Leistungsbeurteilung der Konzepte sollen vordergründig Themen wie beispielsweise spezifischer Kraftstoffverbrauch, Emissionsausstoß und transientes Verhalten angegangen werden. Die von Zeit zu Zeit stringenter werdenden Abgasgrenzwerte, in Kombination mit einer zunehmenden Verknappung und folglich Verteuerung von Rohstoffen, forcieren die Weiterentwicklung bereits sparsamer, kleiner Industriemotoren. Tendenzen aus den vergangenen Jahren hin zu immer niedrigeren Hubräumen bestätigen die wirtschaftlichen Aspekte bei der Entwicklung kleiner Industriemotoren. Auch die mit größeren Hubräumen einhergehenden Nachteile hinsichtlich Wärmeeffizienz, Reibung, Packaging, Kosten etc. sprechen nicht für Entwicklungsziele in Richtung größerer Hubräume.

4. Entwicklungswerkzeuge und -methodik

4.1 Versuchsträger

Grundlage für die folgenden Untersuchungen, sowohl simulativer als auch experimenteller Natur, ist ein Industriedieselmotor der Motorenfabrik Hatz GmbH & Co. KG. Die anschließenden Ausführungen beschreiben die Serienkonfiguration des Motors. Bei dem Aggregat handelt es sich um einen Viertakt-Reihenvierzylindermotor mit insgesamt 1,95 l Hubraum. Die Leistung ist aufgrund der Einordnung in die 37 – 56 kW US-EPA bzw. EU-Leistungsklasse auf 56 kW reglementiert. 900 1/min stellt den Leerlauf dar, die maximale Drehzahl liegt bei 3000 1/min. Das maximale Drehmoment von 240 Nm erbringt der Motor in einem Drehzahlbereich von 1600 – 2200 1/min. Der Motor ist mit einer zweistufig wassergekühlten, externen Hochdruck-Abgasrückführstrecke ausgestattet. Das AGR-Regelventil befindet sich zwischen den beiden Kühleinheiten. Das Ventil ist ebenfalls wassergekühlt, jedoch nicht für die an der Vollast entstehenden Abgastemperaturen ausgelegt, weshalb es folglich zwischen den beiden Kühleinheiten positioniert ist. Die serienmäßige Aufladung bewerkstelligt ein Wastegate-Turbolader der Firma Bosch Mahle Turbo Systems, welcher einem Ladeluftkühler vorgeschaltet ist. Das Wastegate wird ab einem Absolutdruck von ca. 2,7 bar geöffnet, um ein Überdrehen des Turboladers zu verhindern. Die Betätigung des Wastegates erfolgt mechanisch über eine Druckdose. Der Motor verfügt über ein Common-Rail-Einspritzsystem der Firma Bosch, welches einen maximalen Einspritzdruck von 1800 bar bereitstellt. Die Magnetventilinjektoren verfügen jeweils über sieben Einspritzlöcher und werden über das Motorkennfeld mit einem Einspritzdruck zwischen 450 – 1800 bar bedatet. Die Kraftstoffmenge wird je nach Betriebsbereich auf bis zu drei Einzeleinspritzungen aufgeteilt. Die Gesamtmenge pro Arbeitsspiel liegt dabei in einem Bereich von etwa 1,6 bis 47 mg. Der verwendete Kraftstoff ist handelsüblicher Tankstellendiesel und unterliegt den Vorschriften der DIN EN 590. Tabelle 4-1 listet weitere Eckdaten des Motors auf.

Tabelle 4-1: Technische Daten des Versuchsmotors

Bauart	Wassergekühlter Viertakt Dieselmotor
Zylinderanzahl	4
Hubvolumen	1950 cm ³
Ventilanzahl pro Zylinder	2
Hub	88 mm
Bohrung	84 mm
Zylinderabstand	91 mm
Pleuellänge	141,5 mm
Verdichtungsverhältnis	17,5:1
Aufladung	Wastegate ATL mit LLK

AGR	Hochdruck, wassergekühlt (zweistufig)
Einspritzsystem	BOSCH Common-Rail
Nennleistung	56 kW ab 2400 1/min
Max. Drehmoment	240 Nm
Drehzahlgrenze	3000 1/min

4.2 Motorenprüfstand

Abbildung 4-1 zeigt schematisch die Hauptbestandteile der Prüfstandsumgebung sowie die verbauten Messstellen. Die Luft wird mit einer einstellbaren Temperatur aus der Prüfstandskabine durch einen Luftfilter angesaugt. Anschließend wird der Luftmassenstrom mittels einer Sensyflow-Einheit gemessen, welche auf einem thermischen Heißfilm-Anemometer basiert. Zur Bestimmung der Temperaturen werden NiCr-Ni Typ K sowie PT100 385 Thermoelemente verwendet. Die vorhandene Abgasmessanlage, eine Horiba MEXA – 7170 DEGR Einheit wird für die Messung und den Abgleich der CO, CO₂, NO_x und HC Emissionen verwendet. Für die Rauchmessung wurde ein AVL Smoke Meter 415SE eingesetzt. Eine CA – RIE Lichtschranke von DEWETRON wird zur Messung der Grad Kurbelwinkel eingesetzt. Die Auflösung beträgt 0,1 °KW. Der Motor ist vollindiziert mit Druckmessstellen für die Brennkammer sowie für den Ein- und Auslasskanal. Die Zylinderdruckindizierung erfolgte mittels eines Kistler Type 6056A Sensors, bei der Ein- und Auslassdruckindizierung kommt ein Kistler Type 4011A Sensor zum Einsatz. Bei der dazugehörigen KiBox handelte es sich um die Version 2893A. Die erforderliche Messung des Drehmoments bewerkstelligt eine HBM Smart Torque T1253 Einheit. Den Widerstand am Prüfstand erzeugt eine Elektromaschine der Firma Siemens mit einer maximalen Drehzahl von 5000 1/min sowie einer maximalen Leistung von 135 kW bis 2200 1/min. Die Messung der Bestromungsdauer erfolgte unter Verwendung eines „KiBox Supply and Signal Summing Modul for Current Type 2105A20“ und einer Strommesszange. Eine Siemens Sitrans FC MassFlo Mass 6000 IP67 Einheit diente zur Kraftstoffmassenstrommessung. Die Turboladerdrehzahl wurde induktiv über eine Picoturn PT1G Messeinheit bestimmt. Für die Handhabung des Steuergerätes kam die von ETAS entwickelte Software INCA zum Einsatz. Die Software zur Prüfstandssteuerung basiert auf einer Programmierung der Firma Inecosys GmbH.

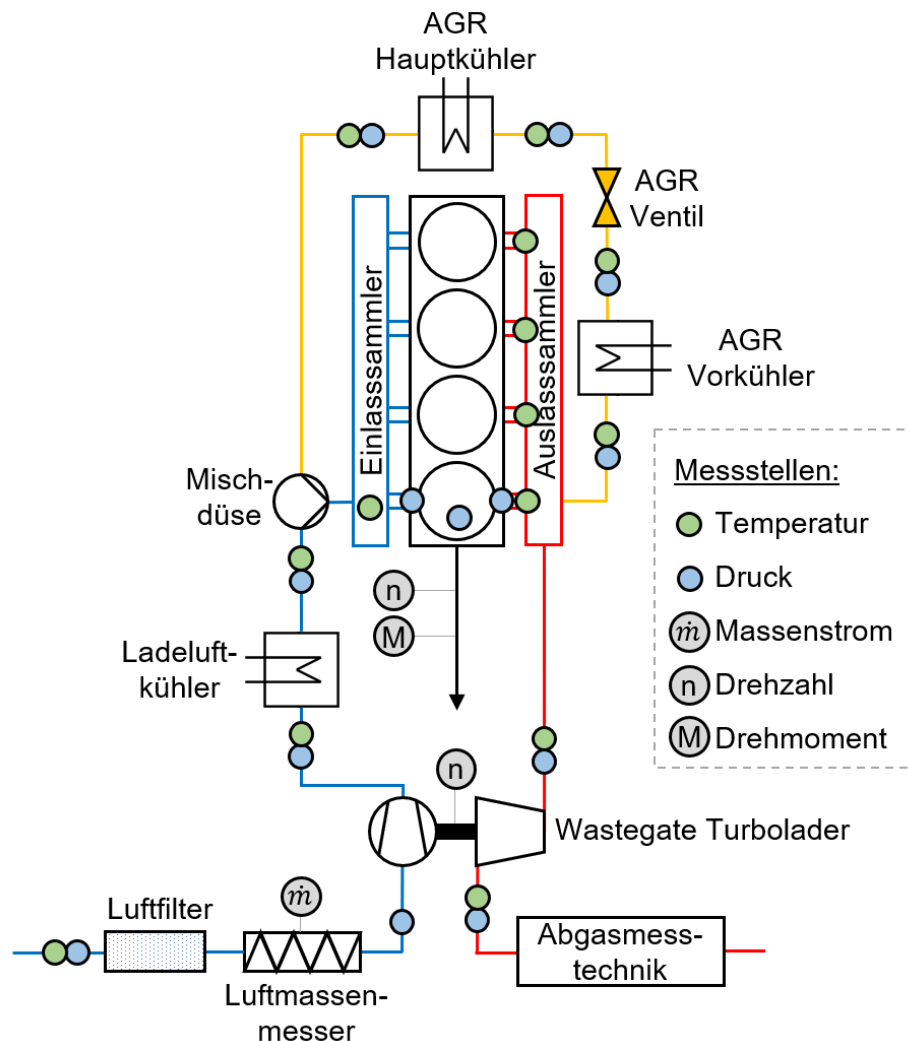


Abbildung 4-1: Schematische Darstellung der wesentlichen Prüfstandsbausteine sowie verwendeten Messstellen

4.3 1D Simulationsmodell

Eine zu Beginn des Forschungsvorhabens getätigte Grundvermessung des Versuchsmotors mit einer Vielzahl an gleichverteilten Betriebspunkten über das Serienkennfeld hinweg ermöglichte den Aufbau eines 1D Simulationsmodells. Das Modell basiert auf der Simulationssoftware GT-Suite, eine Multi-Physik-CAE-Systemsimulationsoftware, die für die vollständige Fahrzeugkonstruktion und -analyse verwendet werden kann. Die speziell für die Motorsimulation entwickelte Softwarebibliothek nennt sich GT-Power. [92] Diese stellt eine umfangreiche Auswahl an eindimensionalen, physikbasierten Modellen für die Berechnung von verschiedenen Vorgängen innerhalb des Motors zur Verfügung. [93] Neben der Simulation stationärer Betriebszustände eignet sich die Software gleichermaßen für die Darstellung transienter Vorgänge im Falle von Lastsprüngen oder aber auch vollständigen Fahrzyklen. [94]

Das Programm bietet eine Vielzahl an Möglichkeiten, den Motorbetrieb simulativ darzustellen. Die Verwendung der jeweiligen Modelle ist von einer Vielzahl an Randbedingungen abhängig, welche beispielsweise den Detaillierungsgrad der Simulation oder die Verfügbarkeit von Prüfstandsmessungen einschließen. Grundsätzlich wird zwischen prädiktiven und nicht-prädiktiven Modellierungsansätzen unterschieden. Die vorliegende Arbeit basiert auf einem prädiktiven Ansatz, der neben einem verhältnismäßig hohen Reife- und Detaillierungsgrad vor allem die Modellierung von Betriebspunkten ermöglicht, welche sich außerhalb eines zuvor kalibrierten Kennfeldbereiches befinden. Dieses Simulationsmodell entspricht einem Vollmotormodell, welches nicht nur die Ein- und Auslassgeometrie sowie die Brennkammer beinhaltet, sondern alle entscheidenden Komponenten von Luftfilter über AGR-System bis hin zur Abgasverrohrung.

Wie bereits angesprochen, bildet eine dem Modellaufbau vorausgegangene Prüfstandsmessung zu Beginn der Untersuchungen die Grundlage für den prädiktiven Modellierungsansatz. Zusätzlich zu der Motorprüfstandsmessung stellen die zu den jeweiligen Betriebspunkten dazugehörigen Einspritzprofile eine essenzielle Randbedingung dar. Da der Motorprüfstand lediglich die Bestromungsprofile der jeweiligen Betriebspunkte misst, wurde eine unabhängige Messkampagne an einem Einspritzverlaufsindikator vollzogen. Der Aufbau sowie die relevanten Eckdaten des verwendeten Messsystems können [95] entnommen werden.

Auf das Simulationsmodell wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen. Im Rahmen einer eigenständigen Studie wurde für die vorliegende Arbeit die Prädiktionsgüte des Simulationsmodells untersucht und validiert. Die Validierung umfasste dabei, neben dem Serienzustand des Motormodells mit dem Wastegate-Turbolader, auch die Erweiterung auf eines der im Rahmen der vorliegenden Arbeit zu untersuchenden Konzepte. Für detaillierte Ausführungen bezüglich des verwendeten Simulationsmodells sowie dessen Prädiktionsgüte wird an dieser Stelle auf Hatz et al. [96] verwiesen.

4.4 Untersuchte Konzepte

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit sollen Potentiale für einen kleinen Industriedieselmotor untersucht werden, welche sich durch den Einsatz von für diese Motorgattung untypischen Aufladungs- und Hybridsystemen ergeben. Die Ausführungen in Kapitel 2.2 haben gezeigt, dass für Motoren aus der Produktkategorie des Versuchsträgers lediglich die Aufladung mittels Wastegate-Turbolader zum Einsatz kommt. Auch finden keine zweistufigen Systeme eine Verwendung, unabhängig davon, ob es sich um rein thermodynamische oder auch elektrisch un-

terstützte Aufladungssysteme handelt. Im Bereich der Verwendung von Hybridtechnik existieren bereits erste vergleichbare Derivate, jedoch mit größeren Hubräumen und folglich auch tendenziell höheren Leistungsklassen als der Versuchsträger.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden vier Konzepte erarbeitet und vorgestellt, welche eine Weiterentwicklung des Versuchsträgers in seiner Serienkonfiguration darstellen. Die vier Konzepte beinhalten, wie bereits aus den Kapiteln 2.2 und 2.3 ersichtlich, einen VTG-Turbolader, eine zweistufige Aufladung, bestehenden aus zwei Abgasturboladern, ein System, welches einen elektrisch angetriebenen Zusatzverdichter (EAV) miteinschließt sowie eine generelle Hybridisierung des Antriebsstranges.

Im Rahmen des VTG-Konzeptes handelt es sich um den Austausch des Wastegate-Turboladers mit dem VTG-Turbolader. Innerhalb dieses Konzeptes bleibt die Verwendung lediglich eines Turboladers und der folglich einstufigen Aufladung bestehen. Es ändert sich jedoch die Art und Weise der Ladedruckregelung. Im Falle des zweiten Konzeptes geht es um die Erweiterung der einstufigen Aufladung durch eine zweite Turboladerstufe. Die Erweiterung ist ein kleinerer Turbolader ähnlicher Bauart, welcher zwischen dem Serienturbolader und dem Einlasssammler verbaut wird und folglich die Hochdruckstufe des Systems darstellt. Das dritte Konzept stellt eine Sonderform der zweistufigen Aufladung dar und kann als eine Art Weiterentwicklung von Konzept Nr. 2 gesehen werden. Das dritte Konzept beinhaltet ebenfalls eine zweistufige Aufladung, jedoch eine zeitlich begrenzte Variante sowie eine hauptsächlich rein verdichterseitige Beeinflussung der Motorperipherie. Der zusätzliche Verdichter wird ergänzend zu der Serienaufladung in den Ansaugluftpfad integriert und, anders als bei der thermodynamischen Aufladung mittels Abgasenthalpie, über einen Elektromotor angetrieben. Das verwendete EAV-System ist in der untersuchten Version nicht dauerlastfähig und kann somit nur in begrenzten zeitlichen Abständen eingesetzt werden. Ein stationärer Betrieb ist demnach nicht möglich. Eine weitere Besonderheit dieses Konzeptes ist die Tatsache, dass EAV-Systeme bislang weder im Industrie- noch im PKW-Sektor im zuvor definierten Hubraum- und Leistungsspektrum im Einsatz sind. Bislang finden sich nur wenige Hersteller bzw. PKW-Modelle, die diese Technik anwenden. Elektrische Verdichtersysteme sind meist PKW-Modellen vorbehalten, welche sich im Vergleich zum Versuchsträger durch deutlich mehr Hubraum und Leistung auszeichnen. [97–99] Das jedoch aus dem PKW-Segment bekannte Potential der Systeme motiviert dem Transfer auf kleinere Industriemotoren nachzugehen. Konzept Nr. 4 ist insofern eine Weiterentwicklung von Konzept Nr. 3, da bei diesem Konzept zwar ebenfalls elektrische Energie zugeführt wird, jedoch nicht mit dem Ziel der Verdichtung von Ansaugluft, sondern in Form einer Drehmomentunterstützung direkt an der Kurbelwelle.

Prinzipiell werden zu Beginn alle vier Konzepte mit der Serienkonfiguration des Versuchsträgers verglichen. Im Anschluss an den jeweiligen direkten Vergleich wird abschließend eine konzeptübergreifende Diskussion präsentiert.

Obwohl das vierte Konzept in dieser Gegenüberstellung eine vergleichsweise exotische Stellung einnimmt, da es nicht wie die anderen drei Konzepte einen direkten Bezug zu der Aufladung hat, soll es trotzdem einerseits das Potential des Versuchsträgers herausarbeiten sowie andererseits eine gewisse Alternative zu aufladungsorientierten Systemen aufzeigen.

Für die Bewertung und den Vergleich der Konzepte ist eine Definition der zu beurteilenden Potentiale nötig. Die Arbeit stützt sich hauptsächlich auf quantitative Bewertungsmöglichkeiten, welche zum Ende hin in einem finalen Vergleich noch um wenige qualitative Prädiktionen ergänzt werden. Ein zentrales Kriterium ist die Performance der jeweiligen Konzepte hinsichtlich Vollastverhalten und Dynamikbetrieb. In einem weiteren Schritt ist der spezifische Kraftstoffverbrauch ein zentrales Bewertungskriterium, inwiefern die jeweiligen Konzepte ein gewisses Einsparpotential mit sich bringen. In enger Verbindung mit dem Kraftstoffverbrauch stehen die dabei jeweils ausgestoßenen Emissionen, welche ein letztes zu bewertendes Kriterium in den vorliegenden Untersuchungen darstellen.

5. Ergebnisse

5.1 VTG-Turbolader

Das erste untersuchte Konzept und folglich die primäre Weiterentwicklung der Serienkonfiguration beinhaltet die Applikation eines Turboladers mit variabler Turbinengeometrie. Wie bereits angesprochen, ermöglicht die Variabilität eine Anpassung der Turbinengeometrie auf den geforderten Ladedruck, ohne dabei, wie bei einer Wastegate-Regelung, Abgas ungenutzt an der Turbine vorbeizuleiten. Der eingesetzte VTG-Turbolader ist ein Derivat der Bosch Mahle Turbo Systems Technology GmbH & Co. KG, welcher herstellerseitig mit dem Kürzel BV060 abgekürzt wird. Ein beispielhaftes Einsatzgebiet dieses Turboladers ist der 1,5 Liter Dreizylinder Dieselmotor der BMW AG mit bis zu 85 kW Leistung. Im Folgenden soll kurz auf die Unterschiede zwischen dem Serien-Wastegate-Turbolader und dem VTG-Turbolader eingegangen werden.

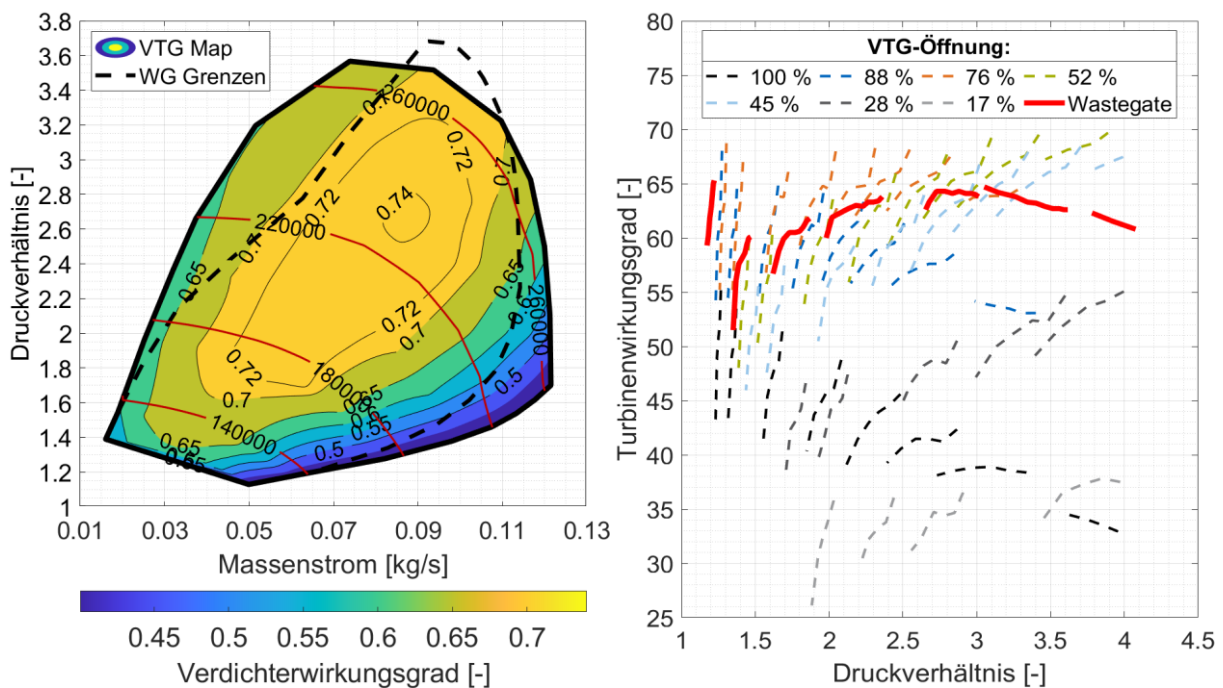


Abbildung 5-1: Vergleich von Verdichterkennfeld (links) und Turbinenwirkungsgrad (rechts) zwischen VTG und Wastegate-Turbolader

Das linke Diagramm in Abbildung 5-1 zeigt das Kennfeld des VTG-Verdichters mit farbig hinterlegten Wirkungsgradisolinien sowie rot gezeichneten Drehzahllinien. Zudem deutet die gestrichelte Linie den Kennfeldrand des Serien-Wastegate-Verdichters an. Durch die Gegenüberstellung der beiden Kennfeldbereiche wird das Potential des VTG-Verdichters ersichtlich.

Zu erkennen ist, dass der VTG-Turbolader im niedrigen bis mittleren Massenstrom- und demnach auch Motordrehzahlbereich ein bis zu 25 % höheres Druckverhältnis darstellen kann, ohne dabei die Pumpgrenze zu erreichen. Ein weiterer Punkt ist eine etwas ausgeweitete Massenstromgrenze, bevor der Verdichter in den Bereich des Stopfens gerät. Der VTG-Verdichter erzielt einen maximalen Wirkungsgrad von etwa 74 %, welcher 3 % höher liegt als bei seinem Pendant mit Wastegate-Regelung. Das rechte Diagramm in Abbildung 5-1 zeigt den Turbinenwirkungsgrad über dem Turbinendruckverhältnis für sieben unterschiedliche VTG-Stellungen. Zudem ist der Wirkungsgrad der Wastegate-Turbine rot dargestellt. Die einzelnen Linienabschnitte zeigen dabei jeweils Bereiche konstanter Turboladerdrehzahl. Ein maximaler Wirkungsgrad von knapp 70 % stellt sich im Öffnungsbereich zwischen 52 % und 76 % ein. Die Wastegate-Turbine erreicht 65 %. Abschließend lässt sich zusammenfassen, dass der VTG-Verdichter deutlich mehr Potential im Niedrigdrehzahlbereich liefert, gepaart mit höheren Verdichter- und Turbinenwirkungsgraden. Anzumerken ist jedoch auch, dass der VTG-Turbolader geringfügig größer dimensioniert ist, was eine Steigerung des Ansprechverhaltens tendenziell erschwert.

5.1.1 Vollastuntersuchung

In einem ersten Untersuchungsschritt soll das Kennfeld des neu gestalteten Motorsystems abgesteckt werden. Dafür ist es unerlässlich, zu Beginn eine neue Vollastkurve zu definieren. Wie bereits angemerkt, ist für keines der Konzepte eine Drehzahlerhöhung im Rahmen der Arbeit gewünscht, wodurch lediglich die Extrapolation der Drehmomentwerte von Interesse ist. Um sowohl für die simulative Herangehensweise als auch für die am Prüfstand experimentell bestimmten Drehmomentwerte einheitliche Rahmenbedingungen festzulegen, wurden im Vorfeld bestimmte übergeordnete Grenzwerte definiert. Die Turboladerdrehzahl darf bedingt durch eine maximale Umfangsgeschwindigkeit von ca. 550 m/s einen Wert von 268000 1/min nicht übersteigen. Der Zylinderdruck wurde auf maximal 180 bar begrenzt, was einer Erhöhung des Seriendruckes um etwa 30 bar entspricht. Eine weitere Erhöhung des Druckes hätte unter Dauerlast möglicherweise negative Konsequenzen für den Kurbeltrieb sowie den Zylinderkopf mit sich bringen können. Im Serienbetrieb beschränkt sich der Auslassdruck auf etwa 4 bar. Werte von knapp 5 bar resultieren in Fehlfunktionen bei der AGR Ventilansteuerung, weshalb der Abgasgedruck auf etwa 4,5 – 5 bar begrenzt wurde. Die Abgastemperaturen vor Turbine erreichen im Serienbetrieb Werte von bis zu 600 °C. Für die vorliegenden Untersuchungen wurden die Grenzwerte auf 650 – 700 °C angehoben, um einerseits Potentiale ausschöpfen zu können sowie andererseits eine Dauerlastfähigkeit nicht gänzlich ausschließen zu müssen. Ein Lambdagrenzwert von ca. 1,2 wurden aus emissionstechnischen Gründen ebenfalls eingehalten.

Abbildung 5-2 zeigt sowohl die mittels der 1D Simulation abgeschätzten Ergebnisse sowie die experimentell am Prüfstand bestimmten Werte. Zusätzlich in schwarz gestrichelt wird die Serien-Bedatung des Motors mit Wastegate-Turbolader ersichtlich. Auffällig ist, dass sich die simulierte VTG-Volllastkurve exakt mit der gemessenen Kurve deckt. Sowohl Simulation und Prüfstand zeigten bei ersten Abschätzungen einen approximierten Drehmomentwert von ca. 340 Nm im Bereich von 1600 bis 2200 1/min. Folglich wurde für beide Herangehensweisen eine einheitliche Drehmomentkurve festgelegt (vgl. Abbildung 5-2 [a]).

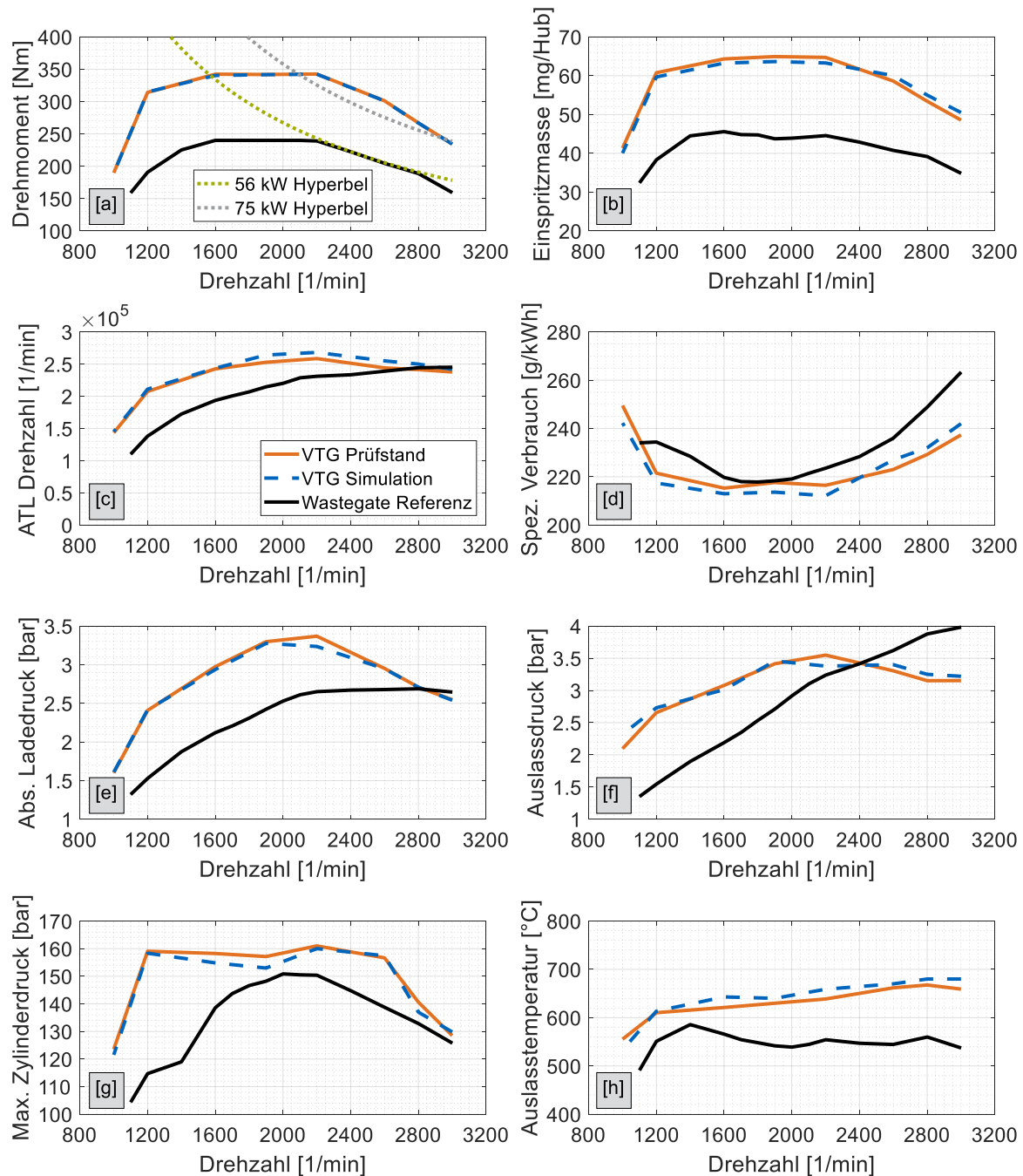


Abbildung 5-2: Simulative und gemessene Definition der VTG-Volllastkurve [a] sowie der damit einhergehenden Motorparameter [b-h]; Vergleich mit gemessenen Wastegate Referenzwerten

Die restlichen Motorparameter [b-h] zeigen ebenfalls eine gute Übereinstimmung, vor allem im Bereich niedriger bis mittlerer Drehzahlen. Im Nennlastbereich bei 2800 1/min lassen sich leichte Abweichungen feststellen, da hier für einen gleichen Drehmomentwert etwas mehr Einspritzmasse gefordert wird, was sich ebenfalls im spezifischen Kraftstoffverbrauch [d], Auslassdruck [f] und auch teilweise in der Temperatur [h] widerspiegelt. Wie aus Abbildung 5-2 [g] zu erkennen ist, entstehen bei bereits niedrigen Motordrehzahlen verhältnismäßig hohe Spitzendrücke, welche gepaart mit niedrigsten Lambdawerten keine höheren Momente zulassen. Erst ab einer mittleren Motordrehzahl von etwa 2000 1/min beschränkt die Turboladerdrehzahl [c] den Kennfeldbereich. Nahezu stetig steigende Abgastemperaturen [h] begrenzen zudem den Kennfeldbereich bei hohen Motordrehzahlen.

Wie sich bei der Definition der VTG-Volllastkurve zeigt, ist eine Steigerung des Drehmoments im Maximalmomentbereich um etwa 42 % möglich. Auch unter Anbetracht der Einhaltung einer weiterhin geltenden 56 kW Leistungsgrenze (Abbildung 5-2 [a]), wäre der Motorbetrieb bis etwa 1600 1/min möglich. Der neu geschaffene Betriebsbereich, welcher durch die beiden Volllastkurven (VTG und Wastegate) und die 56 kW Hyperbel definiert wird, zeigt deutlich das Potential des VTG-Turboladers, was hauptsächlich auf ein stark gesteigertes Ladedruckangebot zurückzuführen ist. Innerhalb dieses Fensters ist ein maximaler Performancezuwachs von bis zu 66 % erkennbar. Die nächste Leistungsklasse für mobile Arbeitsmaschinen deckt ein Leistungsspektrum bis 75 kW ab, welches von dem VTG-Betriebsbereich erreicht und sogar übertroffen wird. Die erzielte Maximalleistung des VTG-Konzeptes liegt bei etwa 82 kW.

Weiterhin ersichtlich wird, dass der spezifische Kraftstoffverbrauch im VTG-Volllastbereich über das gesamte Drehzahlband unterhalb des Wastegate-Verbrauchs liegt (Abbildung 5-2 [d]). Tendenziell steigt das Verbrauchspotential des VTG-Systems mit steigender Motordrehzahl. Die Variabilität des Leitschaufelapparates ermöglicht eine effizientere Nutzung der Abgasenthalpie, was sich beim Vergleich von Ladedruck, Abgasgegendruck und Turboladerdrehzahl bei hohen Motordrehzahlen zeigt. Nahezu gleiche Turboladedrehzahlen und folglich Ladedrücke können bei deutlich abgesenktem Abgasgegendruck erzielt werden, wodurch auch der spezifische Kraftstoffverbrauch, bedingt durch eine reduzierte Ladungswechselarbeit, sinkt.

5.1.2 Stationäres Verhalten

In einem weiteren Schritt ist es nach der Abgrenzung des Kennfeldbereiches unumgänglich, den Betriebsbereich des VTG-Systems zu definieren. Dies beinhaltet vorrangig die kennfeldgesteuerte Bedatung des VTG-Leitschaufelapparates in Kombination mit geeigneten AGR-

Ventilstellungen bzw. den daraus resultierenden AGR-Raten. Die Bedatung kann dabei beispielsweise seitens des Kunden auf gewünschte oder aber auch seitens der Gesetzgebung auf geforderte Ziele ausgerichtet werden. In der anschließenden Untersuchung wurden zwei Herangehensweisen verfolgt. Grundlage für die Bedatung war dabei die Einhaltung einer bestimmten Menge an NO_x Emissionen, um sowohl mit der Abgasgesetzgebung konform zu bleiben aber auch eine gewisse Vergleichbarkeit zu der Serienapplikation mit Wastegate-Turbolader zu ermöglichen. Weiterhin müssen auch die bereits für die Vollastuntersuchung gesetzten Randbedingungen (Drücke, Temperaturen, ATL Drehzahl, etc.) eingehalten werden.

Die folgende Kennfeldbedatung stützt sich auf neun Betriebspunkte, welche sich innerhalb der zuvor definierten VTG-Vollastlinie befinden. Die Betriebspunkte spannen dabei ein Gitter auf, welches sich einerseits auf drei Motordrehzahlen (1400, 2000, 2800 1/min) sowie andererseits auf jeweils drei unterschiedliche Lasten stützt. In einem ersten Schritt erfolgt eine simulative Abschätzung. Dabei werden mittels voll faktorieller DoE Analysen alle Möglichkeiten einer Kombination aus VTG-Stellung und AGR-Rate bzw. AGR-Ventilstellungen abgeschätzt. Hauptsächlich dient die Abschätzung der Abgrenzung der für den jeweiligen Betriebspunkt möglichen VTG-Öffnungsquerschnitte. Jede Betriebspunktabschätzung gibt einen individuellen Arbeitsbereich des Leitschaufelapparates aus, in welchem der Motor sowohl NO_x konform arbeitet, aber auch sonstige Randbedingungen einhält. Zudem zeigt die Abschätzung auf, welche motorischen Effekte durch die Änderung der Leitschaufelgeometrie zu erwarten sind.

Abbildung 5-3 zeigt das simulative Abschätzungsergebnis für vier exemplarische Motorparameter [a-d], welche zugleich unter anderem als Randbedingungen dienen. Zudem lässt sich anhand der jeweiligen Betriebspunktlinien der mögliche Einsatzbereich des VTG-Turboladers erkennen. Zugleich können der Abbildung 5-3 die am Prüfstand gemessenen VTG-Ergebnisse entnommen werden. Wie zu erkennen ist, sinkt mit steigendem Drehmoment der verfügbare Öffnungsbereich des Leitschaufelapparates. Eine zunehmende Schließung der VTG-Schaufeln führt zu einer Steigerung des Abgasgegendruckes (Abbildung 5-3 [a]), was wiederum in einer erhöhten Turboladerdrehzahl (Abbildung 5-3 [c]) resultiert. Im Bereich niedriger Motordrehzahlen wirken hauptsächlich niedrige Lambdawerte begrenzend, vor allem bei Öffnung der VTG-Schaufeln, wodurch der Ladedruck und demzufolge das Luftangebot sinken. Eine zunehmende Schließung würde im Bereich niedriger Drehzahlen zu einem zu hohen Abgasgegendruck führen, was jedoch auch für die beiden weiteren Drehzahlstützstellen der Fall ist. Hohe Motordrehzahlen sowie Lasten werden hauptsächlich in Richtung geschlossener VTG-Schaufeln durch die Turboladerdrehzahl begrenzt. Für eine Limitierung hin zu offenen Leitschaufeln in diesen Kennfeldbereichen sind die Abgastemperaturen verantwortlich. Generell wird aus Abbildung 5-3 ersichtlich, dass die zuvor simulativ getroffene Abschätzung einen

verhältnismäßig guten Vorgriff auf die Prüfstandsmessungen zulässt. Dies trifft sowohl für die VTG-Bereiche als auch auf die tatsächlichen Parameterwerte zu.

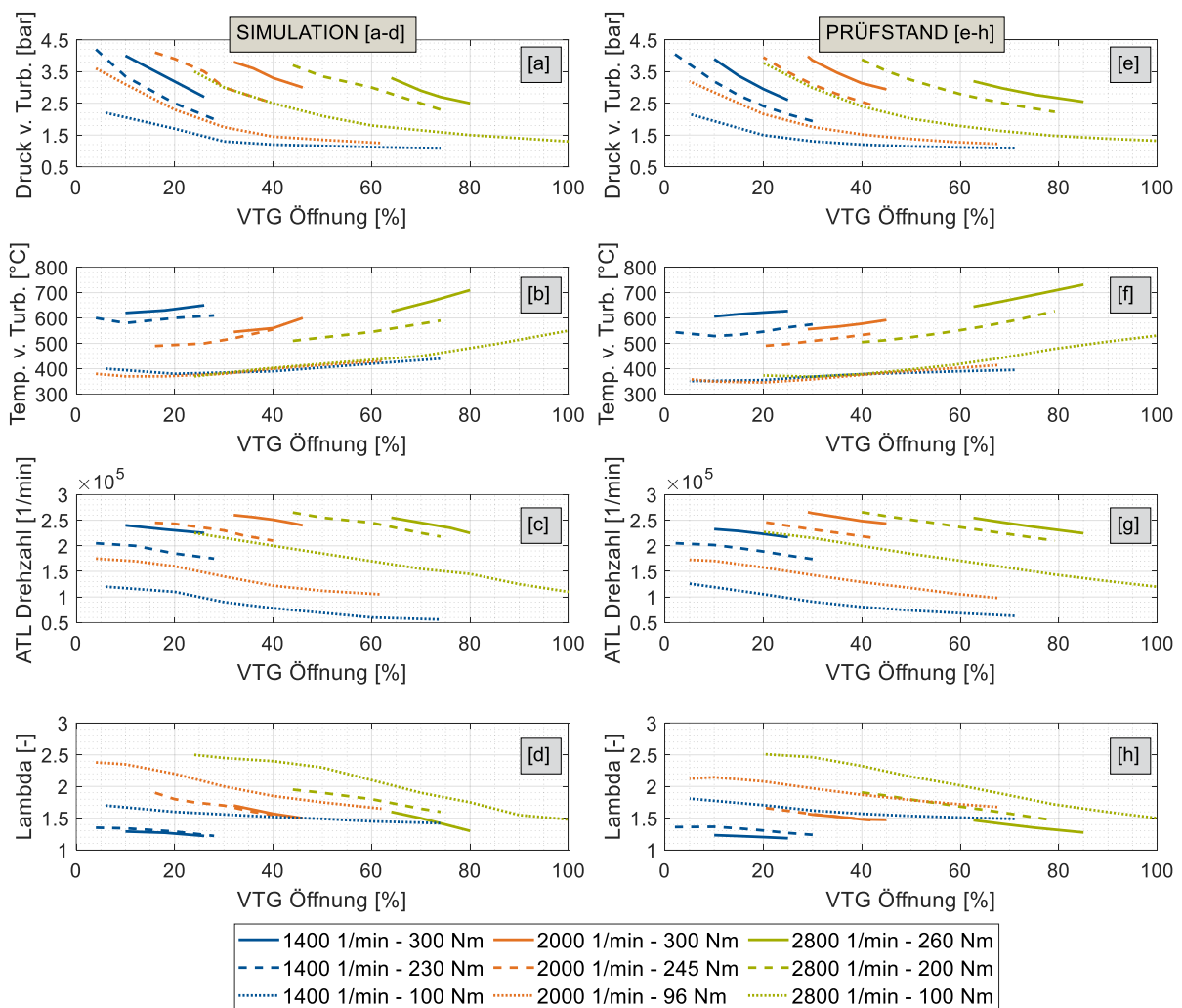


Abbildung 5-3: Simulative Abschätzung sowie prüfstandsbasierte Validierung der möglichen VTG Stellungen und deren Auswirkungen auf diverse Motorparameter anhand neun Betriebspunkten

Nachfolgend an die bisherigen Untersuchungen sollen im Rahmen der VTG-Variationen zwei Bedingungssätze für die VTG-Stellung erarbeitet werden. Einer der beiden Ansätze verfolgt dabei das Ziel, einen möglichst verbrauchsoptimierten Motorbetrieb zu gewährleisten. Ein zweiter Ansatz wird auf einen Kompromiss zwischen Rußemissionen und spezifischem Kraftstoffverbrauch ausgelegt. Beide Ansätze gründen dabei weiterhin auf einen vergleichbaren spezifischen NO_x -Ausstoß. Abbildung 5-4 veranschaulicht den Zusammenhang zwischen Kraftstoffverbrauch und Rußemissionen für unterschiedliche VTG-Schaufelstellungen anhand von vier Betriebspunkten innerhalb des VTG-Kennfeldes. Wie aus den vier Diagrammen ersichtlich wird, gibt es Kennfeldbereiche, in denen beide Parameter eine gleiche Tendenz aufweisen (2800 1/min, 260 Nm). Im Bereich hoher Lasten und Drehzahlen steigen sowohl Kraft-

stoffverbrauch als auch die Rußemissionen mit zunehmender VTG Öffnung, da die Turboladerdrehzahl und folglich der Frischluftanteil sinkt. Ein Großteil der für einen effizienten Motorbetrieb benötigten Abgasenthalpie geht ebenfalls verloren. Hier ist in beiden Fällen eine möglichst geschlossene Stellung von Vorteil. Im Fall hoher Lasten und niedriger Drehzahl erschwert die gegenläufige Tendenz eine einheitliche Bedatung. Die Öffnung der VTG-Schaufeln verursacht einerseits die Senkung des Abgasgedruckes und erleichtert demnach, bedingt durch ein gesenktes Spülgefälle, den Ladungswechsel, was sich positiv auf den Kraftstoffverbrauch auswirkt. Andererseits sinkt durch die reduzierte Abgasturboladerdrehzahl auch der Ladedruck und folgerichtig das Luftangebot, was zu einem stark reduzierten Lambda und gesteigerten Rußemissionen führt. Für die beiden Diagramme aus Abbildung 5-4 im mittleren (200 Nm) und niedrigen (96 Nm) Lastbereich ergeben sich ähnliche Tendenzen, jedoch bietet die VTG-Stellung hier etwas mehr Einstellmöglichkeiten. Bei genauer Betrachtung der Kraftstoffverbrauchskurven fällt auf, dass sich bei beiden eben genannten Betriebspunktdiagrammen eine Tendenz zu minimalen Verbräuchen im Öffnungsbereich von etwa 60 % ergibt. Auch die beiden Diagramme im Volllastbereich fallen zu diesem Öffnungsquerschnitt hin ab. Aus Abbildung 5-1 (rechtes Diagramm) wird ersichtlich, dass die VTG-Turbine im Bereich von 60 % Öffnungsquerschnitt verbrauchsoptimal arbeitet. Auch die Auswertung aller anderen Betriebspunkte verdeutlicht eine gewisse Entwicklung hin zu niedrigsten Verbräuchen in diesem Öffnungsbereich. Vergleichbare Ergebnisse finden sich auch bei [1]. Die Autoren argumentieren das Verhalten mit einem optimalen Turbinenwirkungsgrad. Außerdem belegt Abbildung 5-4, dass sowohl Rußemissionen als auch Verbräuche abhängig vom Kennfeldbereich deutlich unterschiedliche Einflussbereiche abdecken. So erstreckt sich beispielsweise der Einfluss auf den Verbrauch bei niedrigen Lasten auf einen Bereich von 230 – 300 g/kWh. Im Gegensatz dazu bietet der Nennlastbereich lediglich eine Verbrauchsspreizung von 230 – 236 g/kWh.

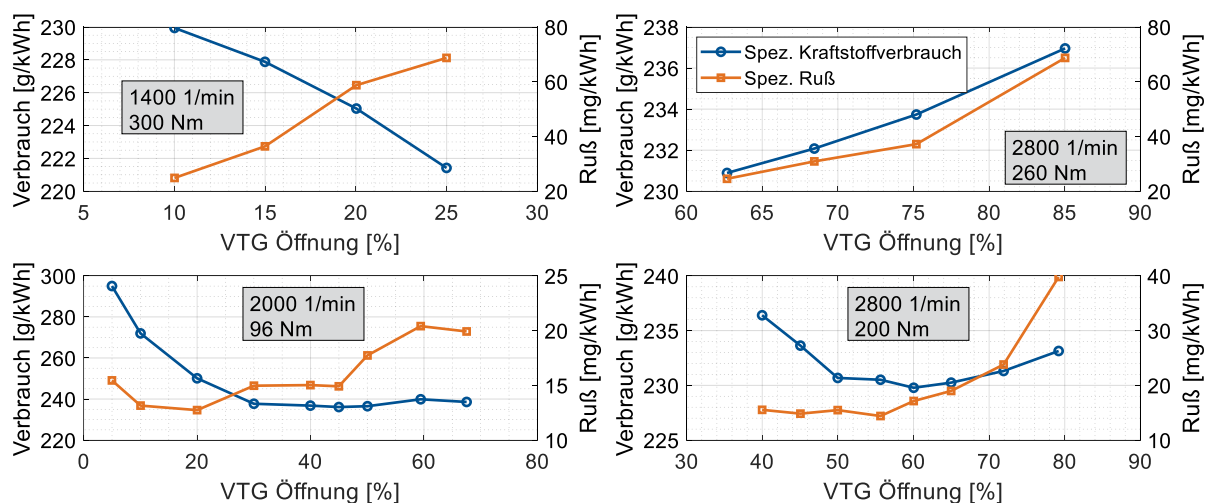


Abbildung 5-4: Abhängigkeit von spezifischem Kraftstoffverbrauch und Ruß von der VTG Öffnung für vier verschiedene Betriebspunkte

Die für das jeweilige Applikationsziel geeignete VTG-Stellung in den jeweiligen neun Betriebspunkten ermöglicht die Ableitung von VTG-Betriebskennfeldern in Abhängigkeit von Last und Drehzahl. Die beiden im Rahmen der Untersuchung erarbeiteten VTG-Kennfelder können Abbildung 5-5 entnommen werden. Beide Kennfelder zeigen vergleichbare Tendenzen, sind jedoch in bestimmten Kennfeldbereichen geringfügig auf das jeweilige Applikationsziel angepasst. Unterschiede lassen sich hauptsächlich im Bereich niedrigerer Drehzahlen feststellen. Probleme hinsichtlich Rußemissionen entstehen bei Luftmangel, was hauptsächlich bei geringen Drehzahlen gepaart mit hohen Momenten einhergeht. Folglich liegt es nahe, dass sich bei der Ableitung von Kennfeldern, welche auf die Optimierung von Rußemissionen ausgerichtet werden, Unterschiede in diesen Bereichen ergeben. Abbildung 5-3 [h] belegt zudem die niedrigen Lambda Werte im Bereich niedriger Drehzahlen. Das Kennfeld, welches einen Kompromiss zwischen Emissionen und Verbrauch beschreibt (Abbildung 5-5 rechts), weist links unten bis zu 50 % geringere Öffnungsquerschnitte auf. Auch Kennfeldbereiche links oben sind tendenziell durch geringere Querschnitte geprägt. Bei einer Schließung der Leitschaufeln steigt die Turboladerdrehzahl, der Ladedruck und folglich auch das Luftangebot. Mehr Luft resultiert wiederum in niedrigeren Rußemissionen. In den restlichen Bereichen der beiden Kennfelder finden sich nur geringfügige Unterschiede, da zum einen die Effekte nicht gänzlich gegenläufig sind und zum anderen der Einstellbereich der VTG bei vor allem hohen Motordrehzahlen begrenzt ist.

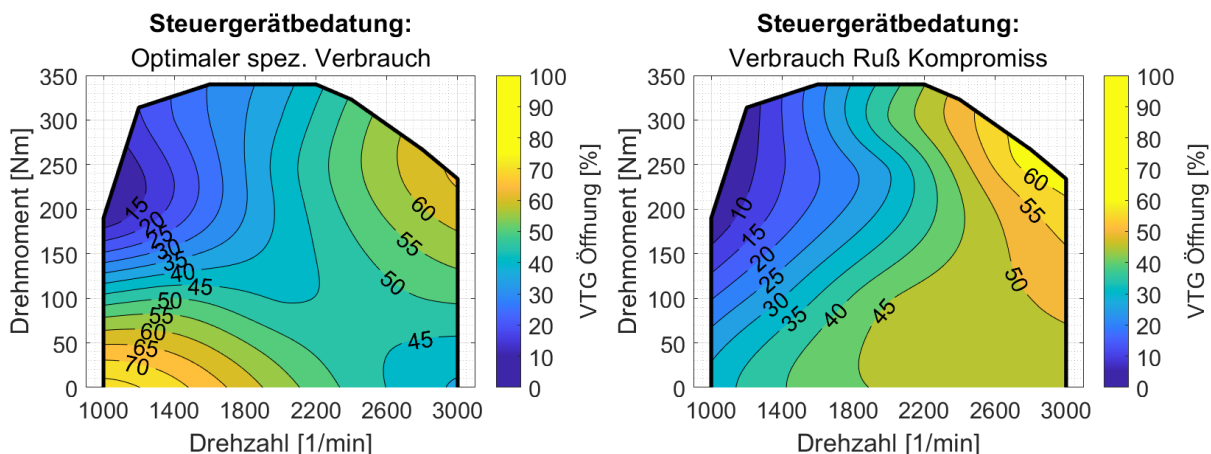


Abbildung 5-5: VTG-Stellungen in Abhängigkeit von Last und Drehzahl für optimalen Verbrauch (links) als auch für einen Kompromiss aus Verbrauch und Rußemissionen (rechts)

In einem weiteren Schritt wurden die beiden VTG-Bedatungssätze an 41 gleichmäßig verteilten Stationärpunkten innerhalb des VTG-Kennfeldbereiches getestet, um ein Resultat für die sich einstellenden Motorparameter zu erhalten. Hauptaugenmerk lag dabei auf den beiden Applikationszielen, welche eine Optimierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs als auch eine Reduktion der Rußemissionen verfolgten. Neben der Bedatung der VTG-Stellung ist es

gleichmaßen relevant, die dazugehörigen Bedatungssätze für AGR-Raten bzw. AGR-Ventilpositionen zu hinterlegen. Eine VTG-Applikation ohne passende AGR Bedatung wäre keineswegs zielführend. Weder bestimmte Motorparameter noch Emissionen wären ansatzweise einschätzbar, würde man auf eine abgestimmte AGR-Applikation verzichten.

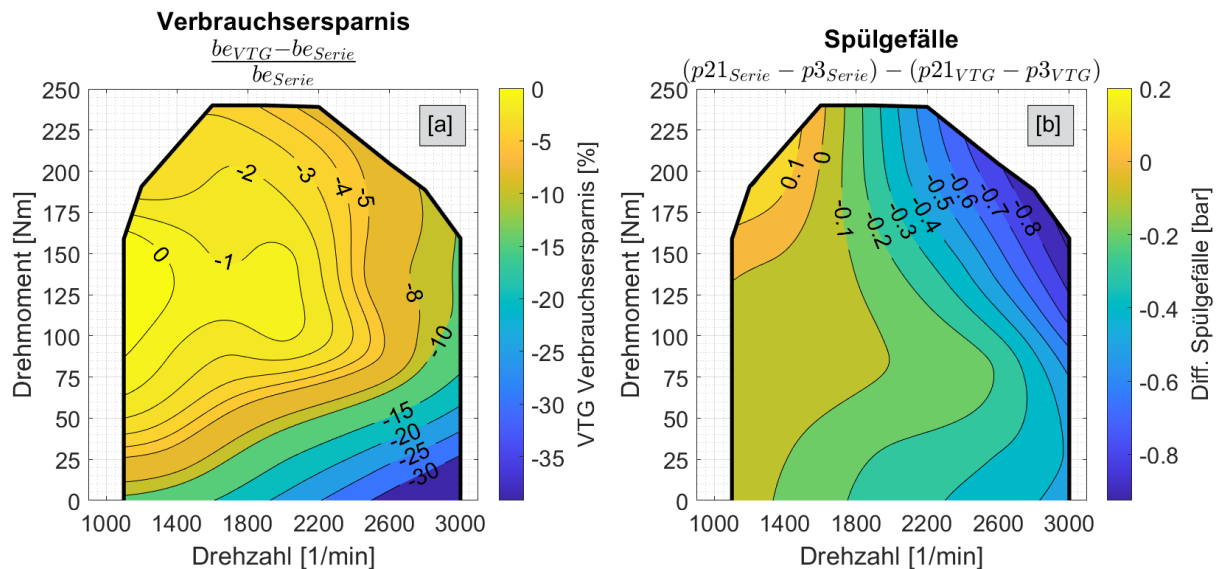


Abbildung 5-6: Verbrauchsergebnisse der VTG-Vermessung im Vergleich zur Serienmotorbedatung mit einem Wastegate-Turbolader

Beide Diagramme aus Abbildung 5-6 zeigen lediglich den Bereich des Serienmotorkennfeldes, da nur in diesem Lastbereich ein direkter Vergleich zwischen VTG und Wastegate angestellt werden kann. Die Bereiche zwischen der VTG- und Serienvollastkurve werden demnach im Folgenden nicht diskutiert. Eine gemeinsame Vergleichsbasis für die Bewertung stellt eine in den jeweiligen Betriebspunkten identische Einspritzstrategie dar. Sowohl Einspritzmenge, -zeitpunkt, -profil und -druck sind auf einem jeweils vergleichbaren Niveau.

Abbildung 5-6 [a] belegt die Effizienz des neuen VTG-Systems unter Verwendung des Kennfeldes, welches ausschließlich auf niedrigste Kraftstoffverbräuche ausgerichtet ist. Wie zu erkennen ist, veranschaulicht die VTG-Applikation nahezu keinerlei Verbrauchsnachteile im gesamten Motorbetriebsbereich im Vergleich zum Serienmotor. Im Nennlastbereich sind Verbrauchsvorteile von bis zu 10 % möglich. Eine Begründung für den deutlich abgesenkten Verbrauch gibt Abbildung 5-6 [b], welche die Differenz aus dem Wastegate-Spülgefälle zum VTG-Spülgefälle aufweist. Das jeweilige Spülgefälle berechnet sich dabei aus der Differenz von Ladedruck zu Abgasgegendruck. Ersichtlich wird, dass mit steigender Drehzahl sowie Last die Spülgefälle-Differenz sinkt. Eine Auswertung der Lade- und Abgasgegendrücke zeigt, dass vor allem der Abgasgegendruck des Wastegate-Systems in diesen Bereichen überproportio-

nal zunimmt. Im Nennlastbereich liegt bis zu 1,3 bar mehr Abgasgegendruck vor der Waste-gate-Turbine an. Der Ladedruck hingegen zeigt lediglich eine maximale Abweichung zum VTG-System von etwa 0,4 bar. Das niedrige Spülgefälle der VTG ermöglicht einen effiziente-ren Ladungswechsel und trägt infolgedessen zu einem niedrigeren Kraftstoffverbrauch bei.

5.1.3 Transientverhalten

Im Rahmen der VTG-Untersuchungen soll im Folgenden auf das transiente Verhalten dieses Konzeptes im Vergleich zu der Serienkonfiguration mit einem Wastegate-Turbolader einge-gangen werden. Bestandteil der Versuchsreihe sind drei Lastsprünge, welche jeweils bei ei-nem Drehmoment von 10 Nm beginnen und auf ein an der Volllast liegendes Drehmoment bei gleicher geforderter Kraftstoffmasse ansteigen. Die geringfügig unterschiedlichen Drehmo-mentplateaus am Ende des Lastsprungs ergeben sich aus den jeweils abweichenden Kraft-stoffverbräuchen, bedingt durch unterschiedliche Schaufelpositionen.

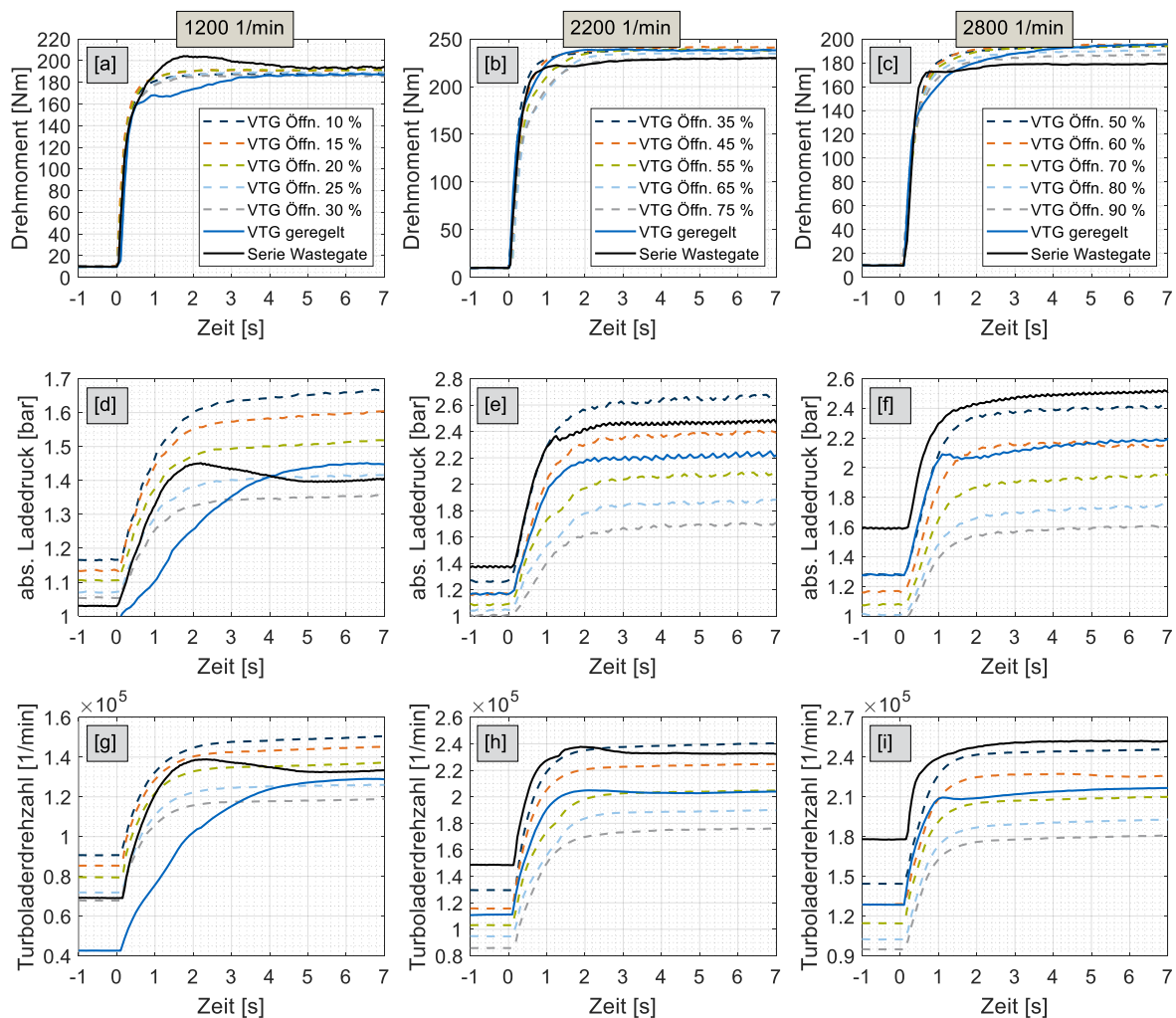


Abbildung 5-7: Ergebnisse der drei untersuchten Lastsprünge bei 1200 1/min, 2200 1/min, 2800 1/min in Bezug auf Drehmoment, Ladedruck und Turboladerdrehzahl

Im Rahmen der transienten Bewertung wurden drei unterschiedliche Drehzahlen untersucht, welche in Abbildung 5-7 dargestellt sind. Alle gezeigten Lastsprünge demonstrieren eine Lastaufschaltung auf die jeweilige Volllastkurve der Serienkonfiguration. Zusätzlich zu der kennfeldbasierten Ansteuerung und folglich über den Lastsprung veränderlichen VTG-Position, sind die Schaufelstellungen in bestimmten Intervallen starr festgelegt. Die jeweiligen Intervalle wurden so eingestellt, dass ein Betrieb an der Volllast unter Einhaltung aller sicherheitstechnischen Randbedingungen (Druck, Temperatur, Turboladerdrehzahl, etc.) dauerhaft möglich ist. In Abhängigkeit der jeweiligen Motordrehzahl sind einerseits zu weite Öffnungen durch die Abgastemperatur begrenzt, welche aufgrund des sinkenden Ladedrucks zunimmt. Andererseits führen zu stark geschlossene Schaufeln zu einer Überschreitung der maximalen Turboladerdrehzahl. Mit der fest vorgegebenen VTG-Position soll untersucht werden, ob ein Lastsprung mit unveränderlicher Geometrie möglicherweise Vorteile mit sich bringt und im Zuge eines transienten Szenarios konstant gehalten werden sollte. Auch wäre es denkbar, im Zuge der Lastanhebung eine gezielte Regelung auf bestimmte, möglicherweise von der Motordrehzahl abhängige VTG-Positionen einzuregeln.

Wie Abbildung 5-7 [a] illustriert, hinkt der kennfeldgeregelte VTG-Turbolader bei niedrigen Motordrehzahlen dem Wastegate-Turbolader hinterher. Alle untersuchten Varianten zeigen ein ähnliches Verhalten bis etwa 160 Nm. Ab diesem Zeitpunkt ist jedoch der VTG-Turbolader gezwungen, seine Schaufelposition aufgrund der zuvor festgelegten Kennfeldregelung anzupassen. Erschwerend kommt bei dieser Drehzahl hinzu, dass der VTG-Turbolader infolge seiner verbrauchsoptimierten Einstellung im Niedriglastbereich bei einer deutlich niedrigeren Turboladerdrehzahl startet (Abbildung 5-7 [g]). Die gestrichelten Kurven zeigen die Versuche mit den fest vorgegebenen Schaufelstellungen. Für die reine Bewertung des transienten Potentials wäre eine möglichst geschlossene Schaufelstellung zu favorisieren. Allerdings ist auch die Variante mit einer Öffnung von lediglich 10 % nicht schneller als der Wastegate-Turbolader, obwohl dieser eine niedrigere Ausgangsdrehzahl aufweist. Die etwas höhere Trägheit des VTG-Turboladers kommt hierbei zum Tragen.

Im Bereich mittlerer Motordrehzahlen (Abbildung 5-7 [b]) ist bereits ein Mithalten des VTG-Turboladers mit dem Wastegate-Derivat möglich. Beide Systeme erreichen etwa zur gleichen Zeit das vorgegebene Moment, wobei auch hier der Wastegate-Turbolader noch geringfügig schneller ist. Grund für das unterschiedliche Drehmomentplateau am Ende des Lastsprungs ist der unterschiedliche Wirkungsgrad in diesen Kennfeldbereichen. Für alle untersuchten Varianten (Wastegate, VTG geregelt und starr) ist die gemeinsame Soll-Vorgabe ein identischer Kraftstoffmassenwert, welcher sprungartig ab dem Startzeitpunkt bei 0 s auf den jeweiligen Maximalwert an der Volllast der Serienkonfiguration angehoben wurde. Im Gegensatz zu dem

Lastsprung bei 1200 1/min bewegt sich hierbei die geregelte VTG-Variante bereits innerhalb der verglichenen starren Konstellationen. Auch bei 2200 1/min ist die Variante mit der maximal geschlossenen Schaufelposition die schnellste Methode.

Im Bereich hoher Drehzahlen erreicht der Wastegate-Turbolader im Vergleich zur geregelten VTG-Variante wieder etwas schneller sein maximales Moment (Abbildung 5-7 [c]). Der Vergleich der Ladedrücke in Abbildung 5-7 [f] belegt jedoch, dass der VTG-Turbolader einen vergleichbaren Ladedruckaufbau realisieren kann. Der Wastegate-Turbolader profitiert in diesem Drehzahlbereich von einer verhältnismäßig hohen Initialdrehzahl, weshalb auch das Ladedruckplateau erhöht ist. Der geregelte VTG-Turbolader startet aufgrund des verbrauchsoptimierten Betriebs bei niedrigeren Drehzahlen und Ladedrücken, was ihm im Hinblick auf das Ansprechverhalten einen gewissen Nachteil einbringt. Wie jedoch an den starren Varianten ersichtlich wird, wäre eine VTG-Schaukelposition von ca. 50 % durchaus in der Lage, mit dem Wastegate-Turbolader gleichzuziehen.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass der auf Verbrauch optimierte VTG-Turbolader ohne eine gezielte Abstimmung für den transienten Betrieb dem Wastegate-Derivat geringfügig unterlegen ist. In Drehzahlbereichen, in denen lediglich eine minimale Anpassung der VTG-Schaukeln von Nöten ist, kann der VTG-Turbolader ein vergleichbares Ansprechverhalten generieren. Allerdings haben wiederum die Ergebnisse der starren VTG-Öffnungen gezeigt, dass der VTG-Turbolader bei einer gezielten Abstimmung auf bestimmte Drehzahlbereiche durchaus befähigt ist, ein vergleichbares, wenn nicht sogar besseres Ansprechverhalten zu ermöglichen.

5.1.4 Emissionspotential

Abbildung 5-8 [a] visualisiert die Auswertung der Rußemissionen unter Verwendung der VTG-Bedatung mit dem Kennfeld, welches den Kompromiss aus Rußemissionen und spezifischem Kraftstoffverbrauch beinhaltet. Mittels einer geeigneten VTG-Stellung können im Vergleich zur Serienkonfiguration in Ruß-kritischen Kennfeldbereichen bis zu 70 % der Rußemissionen vermieden werden. Möglichst geschlossene VTG-Schaukeln ermöglichen in Bereichen niedriger Drehzahlen und hoher Lasten deutlich mehr Luftangebot und folglich niedrigere Rußemissionen.

Eine weitere Unterscheidung belegt Abbildung 5-8 [b], welche die Differenz in der AGR-Rate verdeutlicht. In einem Großteil des Kennfeldes ist die VTG AGR-Rate bis zu 15 %-Punkte niedriger als im Wastegate-System. Lediglich Bereiche niedriger Lasten weisen abgesenkte Wastegate AGR-Raten auf, welche sich aber hauptsächlich im Rahmen der Bedatung auf eine

geringe Anzahl an Stützstellen in diesen Bereichen zurückführen lassen. Mit einer zusätzlichen und gezielten Bedatung in diesen Kennfeldbereichen sind geringere Differenzen zu erwarten.

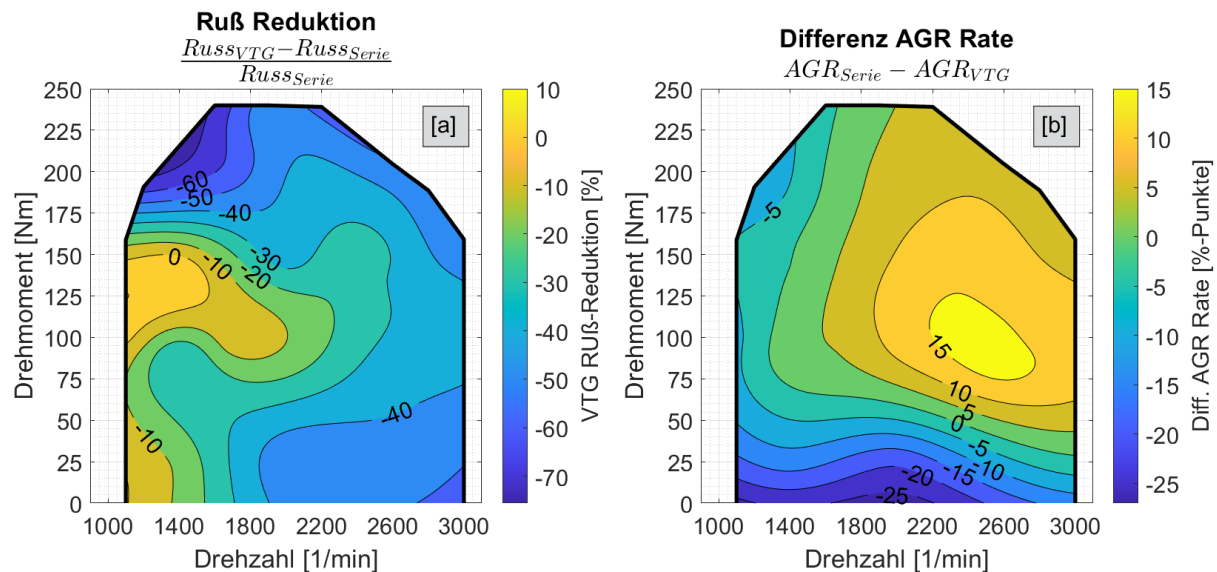


Abbildung 5-8: VTG-Rußemissionen sowie AGR-Raten im Vergleich zur Serie

Ein entscheidender Faktor bei der Bewertung ist die Begutachtung der NO_x Emissionen. Im Rahmen der Kalibrierung und Applikation wurde in den neun Stützstellen auf einen vergleichbaren NO_x Wert geachtet, welcher in einem Bereich zwischen 3,4 – 3,6 g/kWh liegt. Bei den in Abbildung 5-6 vorgestellten Ergebnissen muss beachtet werden, dass, bedingt durch eine Basis von lediglich neun Betriebspunkten bzw. Kalibrierungsstützstellen, gewisse Inter- und Extrapolationsungenauigkeiten im Steuergerät bzw. bei der Kennfelderstellung entstehen können. Die final gemessenen NO_x Emissionen zeigen einen leicht erhöhten Wert bei den VTG-Messungen im Vergleich zu der Serienbedatung mit einem Wastegate-Turbolader. Im Bereich der Vollast werden teilweise bis zu 0,8 g/kWh mehr NO_x Emissionen beobachtet als bei den Wastegate-Messungen. Demnach müssen VTG Verbrauchs- und Rußvorteile in gewissen Kennfeldbereichen tendenziell nach unten korrigiert werden. Infolgedessen wurde im Rahmen der Bewertung und Ausarbeitung der Messungen auf Betriebsbereiche geachtet, in welchen nahezu identische NO_x Emissionen entstehen. Die gezielte Auswertung dieser Kennfeldbereiche bestätigt die Vorzüge der VTG-Applikation dahingehend, dass Verbräuche im Hochdrehzahlbereich durchaus um über 9 % gesenkt werden können. Weiterhin zeigt ein gezielter Abgleich bei beispielsweise 1600 1/min und 240 Nm, dass das VTG-Konzept zwar 0,25 g/kWh mehr NO_x emittiert, der Rußwert jedoch um 71 % niedriger ausfällt. Die Rußemissionen senken sich von 26,3 mg/kWh auf 7,5 mg/kWh. Das VTG-System stellt dem Motor mehr Ladedruck und folglich auch mehr Frischluftmasse zur Verfügung, was die Rußemission senkt. Generell muss angemerkt werden, dass trotz tendenziell höherer NO_x Werte bei der Applikation

des VTG-Modells, die NO_x Emissionen im NTE-Bereich unterhalb der zulässigen Grenze liegen.

5.2 Zweistufig geregelte Aufladung

Ein weiteres untersuchtes Konzept ist die zweistufige Aufladung unter Verwendung zweier Abgasturbolader. Die beiden Turboladerstufen untergliedern sich dabei in eine Hochdruck- und in eine Niederdruckstufe, wobei sich die Hochdruckstufe zwischen Niederdruckturbolader und dem Einlasssammler befindet. Bei dem Niederdruckturbolader (NDT) handelt es sich um den in der Serienkonfiguration des Motors eingesetzten Standardturbolader, welcher bereits in Kapitel 4.1 erwähnt und bislang als Wastegate-Turbolader bezeichnet wurde. Dieser Serienturbolader wurde im Rahmen der Untersuchungen ergänzt um einen zweiten Hochdruckturbolader. Es existiert ein Dreizylinderderivat des Versuchsträgers, welches einen ähnlichen Turbolader verwendet, wie das den Untersuchungen zugrundeliegende Vierzylinderderivat. Dieser geringfügig kleinere Turbolader stellt die Hochdruckstufe dar. Er erreicht einen maximalen Ladedruck von etwa 3,2 bar bei einer Drehzahl von 275000 1/min. Der Turbolader ist ausgelegt für einen Luftmassenstrom von bis zu 340 kg/h. Beide Turbolader sind serienmäßig mit einer pneumatisch aktuierten Druckdose ausgestattet, welche ab einem jeweils zuvor eingestellten Ladedruck öffnet, Ladedruck abbaut und folglich das Überdrehen des Turboladers verhindert. Für einen effizienten und gezielten Einsatz einer zweistufigen Aufladung ist jedoch eine derartige Ladedrucksteuerung bei allen eingesetzten Turboladern nicht zielführend, da die Klappen beispielsweise auch bereits bei Teillastbetrieb geöffnet werden müssen. Gründe können z.B. höhere Effizienz oder Erreichung der Emissionsziele sein.

Der Abbildung 5-9 kann der schematische Aufbau der zweistufigen Aufladung entnommen werden, welcher sowohl für die Prüfstandsversuche als auch die simulativen Untersuchungen als Referenz anzusehen ist. Wie zu erkennen ist, wurde zusätzlich zu den beiden Turbinenbypassventilen auf der Frischluftseite ein weiterer Bypass integriert. Dieser Verdichterbypass soll idealerweise eine gänzliche Abkoppelung des HDT aus dem Aufladesystem ermöglichen. Für den Fall, dass die Hochdruckturbinen mit keinerlei Abgasenthalpie beaufschlagt wird, kann der zugehörigere Verdichter ebenfalls umgangen werden. Im Rahmen dieses Aufbaus wurden sowohl im Zuge der Simulation als auch bei dem Prüfstandsaufbau alle drei Turboladerbypässe durch elektronisch ansteuerbare und folglich vom Ladedruck unabhängige Klappensysteme ausgetauscht. Die jeweiligen Bypassklappen konnten somit unabhängig von dem jeweiligen Betriebszustand eingestellt werden, was bei dem serienmäßigen Turboladersetup nicht möglich gewesen wäre.

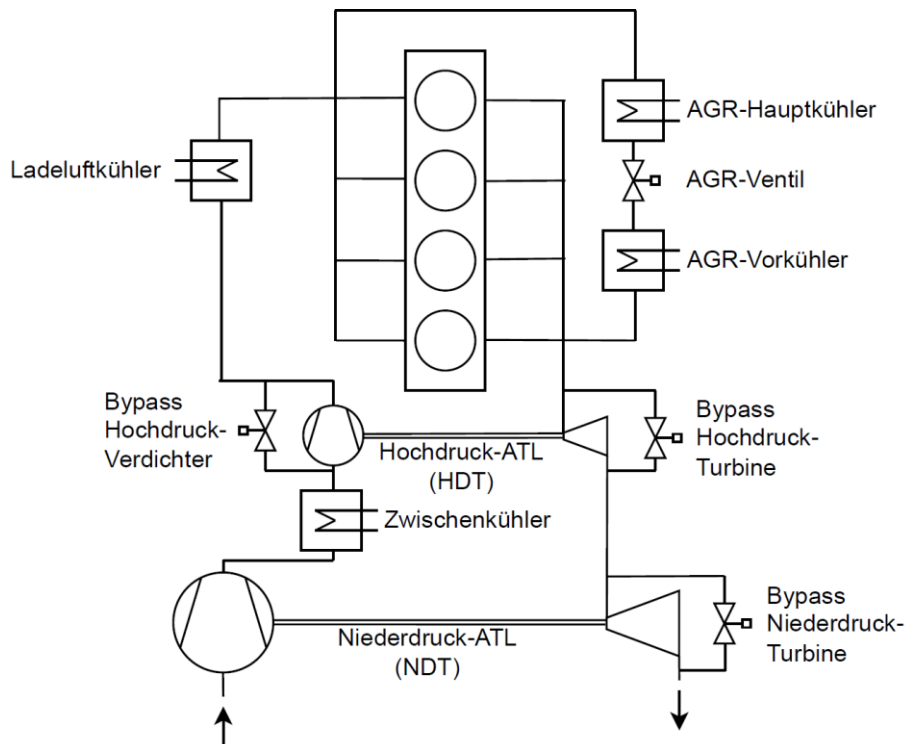


Abbildung 5-9: Schematische Darstellung des Aufbaus der zweistufigen Aufladung

Eine zusätzliche Erweiterung, bezogen auf die Serienkonfiguration, stellt der Zwischenkühler dar, welcher in den Luftpfad zwischen Hoch- und Niederdruckverdichter integriert wurde. Die aus der Zwischenkühlung resultierende geringere Eintrittstemperatur in den Hochdruckverdichter ist dafür verantwortlich, dass das geforderte Druckniveau unter Einsatz einer geringeren spezifischen technischen Arbeit erreicht werden kann. Folglich steigt auch der isentrope Verdichtungs-Gesamtwirkungsgrad, was sich letztendlich in einer Verringerung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs niederschlägt. [1]

5.2.1 Vollastuntersuchung

Unter Verwendung des in Abbildung 5-9 gezeigten Setups soll zu Beginn, wie auch bereits bei der VTG-Untersuchung, ein neues Betriebskennfeld für die zweistufige Aufladung erarbeitet werden. Die dafür notwendigen Randbedingungen wurden weitestgehend von den VTG-Kriterien übernommen und stellen im Zuge der neu zu definierenden Vollastkurve die jeweiligen Betriebsgrenzen dar. Die Ergebnisse der simulativen sowie der prüfstandsseitigen Herangehensweise lassen sich aus Abbildung 5-10 entnehmen.

Wie den Teilabbildungen Abbildung 5-9 [a-h] zu entnehmen sind, zeigt sich in der ausgeführten Variante hauptsächlich ein Einfluss im Bereich niedriger Drehzahlen, welcher zur Mitte des Drehzahlbandes abnimmt. Dieser Niedrigdrehzahleinfluss ist auf Grund der Wahl der Turbo-

lader zu erwarten und explizit seitens des Auslegungsziels gewünscht. Es wurde unter anderem versucht, einen möglichst großen Drehmomentzuwachs innerhalb der 56 kW Leistungsklasse zu erzielen. Zwar besteht im Rahmen einer Potentialabschätzung keine zwingende Forderung nach der Einhaltung der 56 kW Grenze, nichtsdestotrotz gilt es hauptsächlich diesen Bereich zu erweitern.

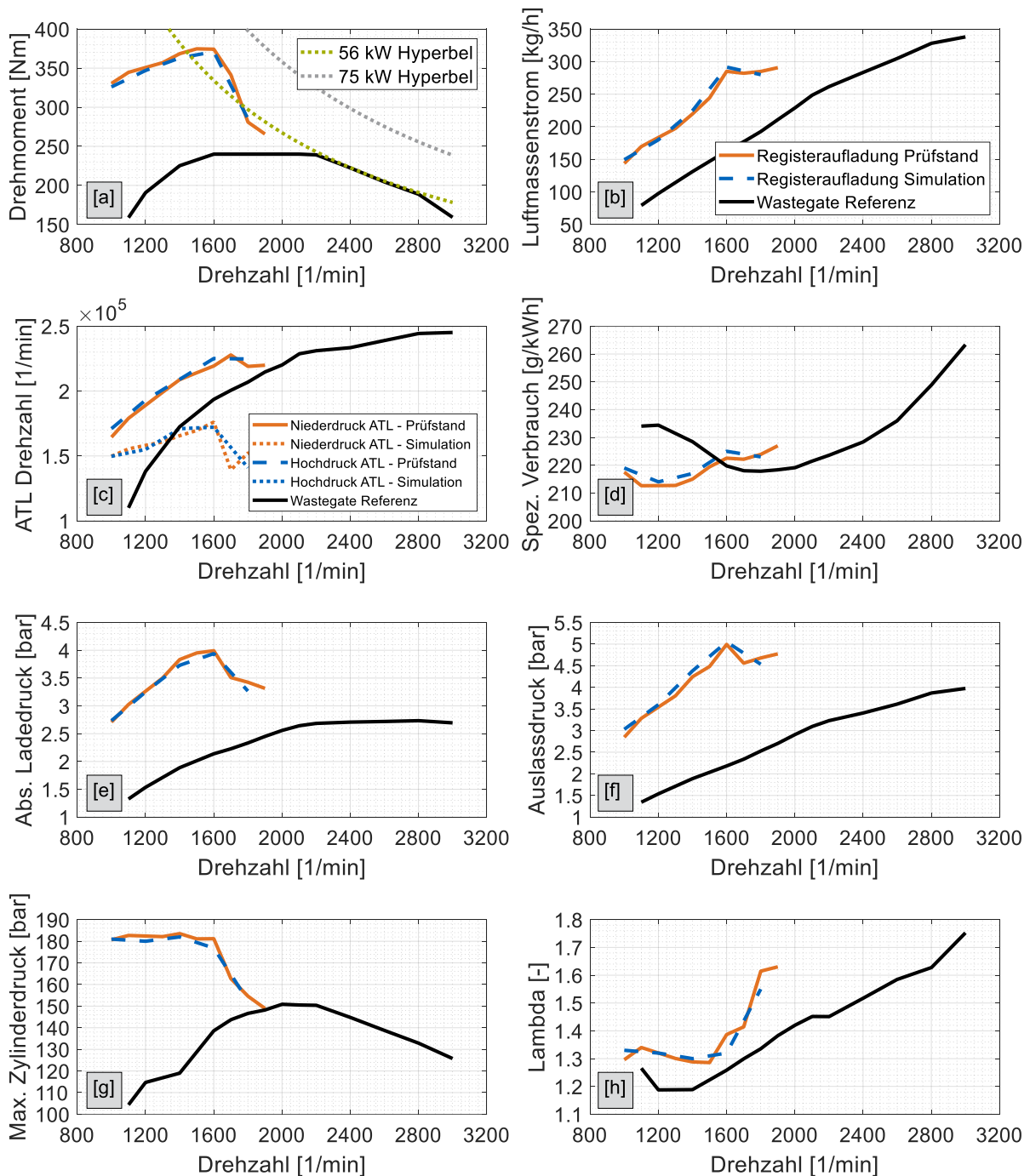


Abbildung 5-10: Simulative und gemessene Vollastkurve [a] der zweistufigen Aufladung sowie der damit einhergehenden Motorparameter [b-h]; Vergleich mit gemessenen Serien-Referenzwerten

Die Teilabbildungen zeigen neben dem Vergleich zwischen Simulation und Prüfstand auch die Serienwerte mit einstufiger Wastegate-Aufladung. Wie aus Abbildung 5-9 [a] ersichtlich, erreicht die zweistufige Aufladung ein maximales Moment von 375 Nm, was einer Steigerung um 56 % zum Serienvolllastmoment entspricht. Eine noch stärker ausgeprägte Differenzierung im Moment ist bei Drehzahlen knapp oberhalb der Leerlaufdrehzahl zu erkennen. Die zweistufige Aufladung erreicht hierbei eine Steigerung um bis zu 120 %. Verantwortlich für diese Zunahme sind die verhältnismäßig stark erhöhten Ladedrücke im Bereich niedriger Motordrehzahlen, welche mit dem einstufigen System nicht zu erzielen sind. Die zweistufige Aufladung erreicht bereits bei 1000 1/min einen absoluten Ladedruck [e] von knapp 2,7 bar. Dieser Druck wird in der Serienkonfiguration, wenn überhaupt, im Nennlastbereich bei 2800 1/min angefahren. Der damit einhergehende Anstieg im Luftmassenstrom ermöglicht hohe Einspritzmassen, die ebenfalls mehr als doppelt so hoch ausfallen als bei der Serienvolllastkurve. Trotz immenser Einspritzmassen im Niedrigdrehzahlbereich liegen die Lambdawerte [f] noch geringfügig oberhalb der schwarzen Referenzwerte. Weiterhin auffällig ist auch der Verlauf der maximalen Zylinderdrücke [g] über das Drehzahlband. Die zweistufige Aufladung schafft ein nahezu konstantes Druckniveau im Bereich von 180 bar, was den Motor, angefangen von minimaler Drehzahl bis hin zu etwa 1600 Umdrehungen, an die gesetzte Zylinderdruckrandbedingung bindet.

Ab dem Erreichen des maximalen Momentes fallen die Werte jedoch stark ab, was hauptsächlich dem hohen Abgasgegendruck [f] geschuldet ist. Trotz einer zunehmenden Öffnung des Hochdruckturboladers, was sich anhand der Hochdruckturboladerdrehzahlen in [c] bemerkbar macht, kann der entstehende Auslassdruck nicht mehr ausreichend abgebaut werden. Auch der vergleichsweise niedrige spezifische Kraftstoffverbrauch [d] steigt wieder über den Referenzwert. Die Problematik in Bezug auf die fallende Performance ist dem komplexen Aufbau geschuldet. Ab einer Drehzahl von knapp 2000 1/min ist unter diesen Randbedingungen der Vorteil der zweistufigen Aufladung nicht mehr gegeben, weshalb auch eine Weiterführung der Volllastkurve keinerlei zusätzliches Potential verspricht.

Prinzipiell zeigen die Teilabbildungen eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und den Prüfstandsversuchen. An dieser Stelle muss jedoch angemerkt werden, dass die Simulation tendenziell ein noch größeres Potential für die zweistufige Aufladung verspricht, vor allem im Bereich mittlerer bis teilweise hoher Drehzahlen. Wie im Rahmen der diversen simulativen Abschätzungen deutlich wird, spielt der Aufbau des Systems eine maßgebliche Rolle für den Erfolg desselbigen. Wie bereits bei Friedrich [100] diskutiert, ist es im Rahmen der Simulation möglich, aufgrund optimierter Verrohrung, kürzerer Wegstrecken oder idealisierter Klappen einen noch höheren Performancezuwachs darzustellen. Neben der Verrohrung spielen vor

allein die Bypassklappen eine nicht zu vernachlässigende Rolle, da sie für die jeweilige Verrohrung entsprechend dimensioniert sein müssen und nicht, wie im vorliegenden Fall, trotz größtmöglicher Öffnung noch eine maßgebliche Drosselstelle darstellen dürfen. Die simulativen Abschätzungen dokumentieren, dass unter Verwendung angepasster Klappen und Verrohrung der Abgasgegendruck deutlich reduziert werden kann und sich folglich das Potential auf höhere Drehzahlen ausweitet.

5.2.2 Stationäres Verhalten

In einem weiteren Schritt soll ein detaillierterer Blick auf den Einfluss der Bypassklappen und deren Auswirkung auf Verbrauchsvorteile untersucht werden. Zur Abschätzung dieses Einflusses wurde unter Zuhilfenahme des Simulationsmodells an diversen Betriebspunkten eine Variation der Turbinenbypassklappen vorgenommen. Eine Auswahl einzelner Betriebspunktvariation und deren Auswirkung auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch zeigt Abbildung 5-11.

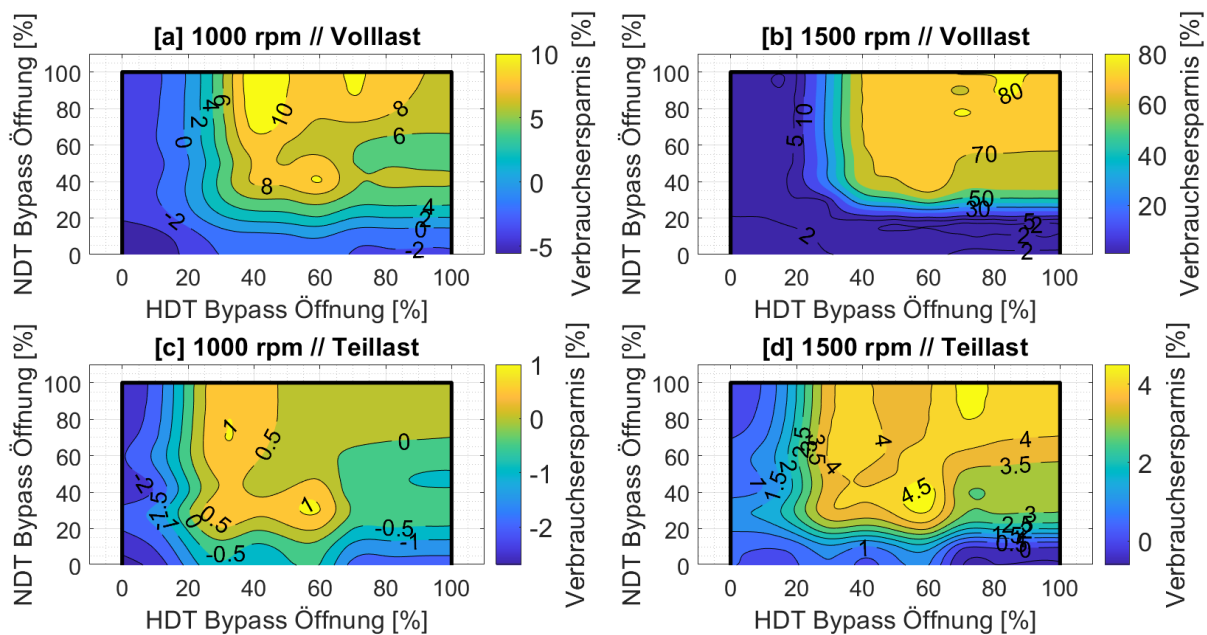


Abbildung 5-11: Untersuchung des Einflusses unterschiedlicher Turbinenbypassklappenstellungen auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch

Die Abbildung 5-11 lässt einen deutlichen Einfluss auf den spezifischen Verbrauch erkennen, welcher sowohl von der Öffnung der Bypassventile aber auch vom jeweiligen Betriebspunkt abhängig ist. Die Bezeichnungen Voll- und Teillast aus Abbildung 5-11 beziehen sich in diesem Fall auf die Serienvolllastkurve, um den direkten Vergleich zu der Serienkonfiguration bewerten zu können. Festzuhalten ist, dass der Verbrauchsvorteil am deutlichsten bei hoher Last und niedriger Drehzahl sowie bei möglichst geschlossenen Bypassen ausfällt. Aufgrund

der geschlossenen Bypässe ist bei gleicher Einspritzmenge ein erhöhtes Angebot an Ladedruck sowie Frischluft vorhanden, was zu einem verbesserten Verbrennungsprozess bei einem höheren Lambda führt. [101] Der Verbrauchsvorteil nimmt zu höheren Drehzahlen hin stetig ab, da der zunehmende Abgasmassenstrom in Kombination mit einer deutlich komplexeren und strömungsunünstigeren Verrohrung für eine erhöhte Ladungswechselerarbeit sorgt. Das verschlechterte Spülgefälle mit steigender Motordrehzahl verhindert einen Verbrauchsvorteil bereits ab ca. 1500 1/min. Wie aus dem Vergleich zwischen der jeweiligen Teil- und Volllast ersichtlich wird, fällt der Verbrauchseinfluss im Volllastbereich deutlich höher aus. Grund hierfür ist das saugmotorische Moment, welches auch bei vollkommen geöffneten Klappen im Teillastbereich noch ansatzweise aufrechterhalten werden kann. Im Volllastbereich ist der Motor auf seinen Ladedruck angewiesen, weshalb hier eine angepasste Klappenstellung deutlich entscheidender ist.

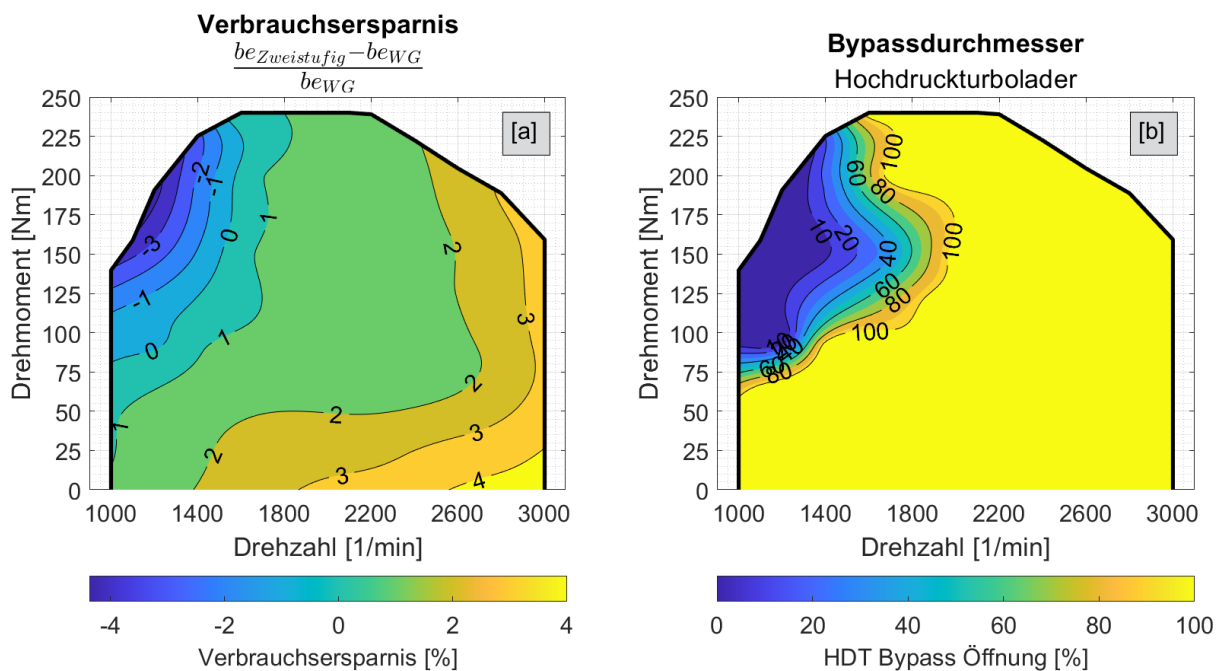


Abbildung 5-12: Ergebnis der maximal möglichen Verbrauchseinsparung sowie der dazugehörigen Bypassöffnung für den Hochdruckturbolader

Abbildung 5-12 [a] zeigt das Resultat der Zusammenführung aller optimalen Bypassöffnungen im Serienmotorkennfeld. Im Vergleich zu der Serienkonfiguration mit einstufiger Wastegate-Aufladung erzielt die zweitstufig geregelte Aufladung einen maximalen Verbrauchsvorteil von etwa 5 % bei hohen Lasten und niedrigen Drehzahlen. Abbildung 5-12 [b] ist die dafür notwendige Regelung der Hochdruckturbinen zu entnehmen. Der hauptsächliche Einsatzbereich der Hochdruckstufe befindet sich ebenfalls bei hohen Lasten und niedrigen bis mittleren Drehzahlen. In den restlichen gelb markierten Bereichen (Abbildung 5-12 [b]) ist lediglich die Niederdruckstufe für den Ladedruckaufbau zuständig.

Im Zuge der Simulation wurden diverse Verbrauchskennfelder errechnet, welche zudem eine Abhängigkeit von dem maximalen Klappendurchmesser, bezogen auf den Rohrdurchmesser, belegen. Diese Abschätzung beruht auf dem Umstand, dass Bypassklappen im realen Betrieb üblicherweise nicht einen ganzen Rohrquerschnitt freigeben können bzw. auch im geschlossenen Zustand nicht zu 100 % luftundurchlässig sind. Der für die Einbindung des Hochdruckturboladers linke, obere Kennfeldbereich erfährt laut den Ergebnissen eine geringere Beeinflussung als vielmehr der Bereich bei hohen Drehzahlen bzw. Luftmassenströmen. Die Verbrauchsnachteile gegenüber einer einstufigen Aufladung fallen in diesen Bereichen deutlich schlechter aus. Folglich gilt es, wie auch bereits in Kapitel 5.2.1 beschrieben, neben einer auf das jeweilige Entwicklungsziel angepassten Klappenöffnungsstrategie auch ein möglichst effizientes Bauteilsetup (z.B. Verrohrung, Klappen, Kühler) zu implementieren.

5.2.3 Transientverhalten

Im Folgenden soll mittels Lastsprüngen bei unterschiedlichen Motordrehzahlen das transiente Verhalten der zweistufigen Aufladung analysiert werden.

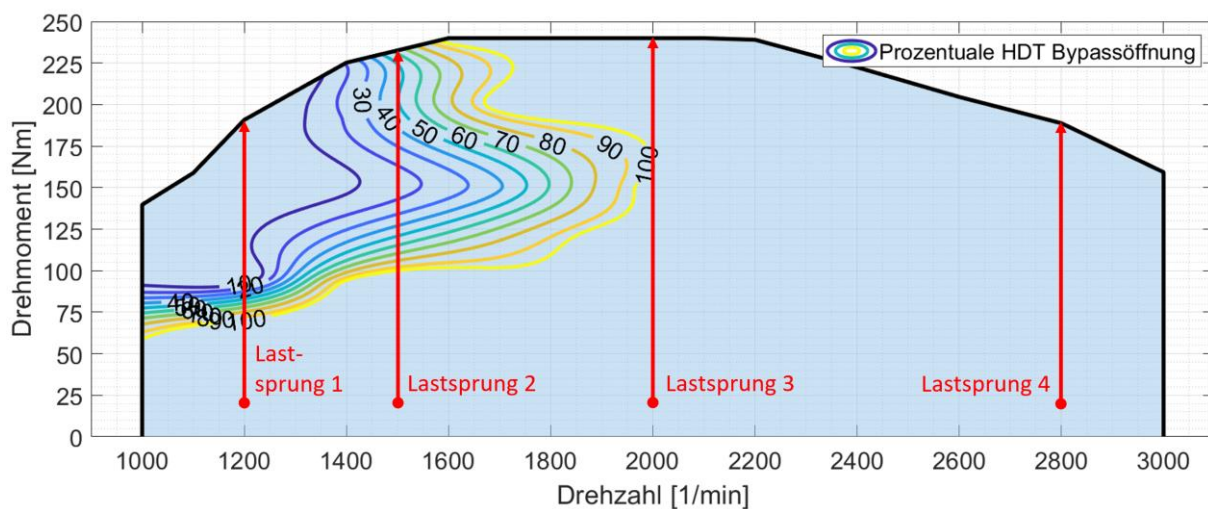


Abbildung 5-13: Serienkennfeld mit der Turboladeregelung sowie den vier untersuchten Lastsprüngen

Bei Betrachtung von Abbildung 5-13 wird ersichtlich, dass vier unterschiedliche Motordrehzahlen untersucht werden, wovon Lastsprung 1 und 2 innerhalb des für den Hochdruckturbolader relevanten Bereichs stattfinden, die zwei verbleibenden Lastsprünge keine Überschneidung aufweisen. Alle vier Lastsprünge erfolgen von einem gemeinsamen Plateau von etwa 20 Nm auf das jeweilige Volllastmoment des Serienkennfeldes, um eine Vergleichbarkeit zu der einstufigen Aufladung zu gewährleisten.

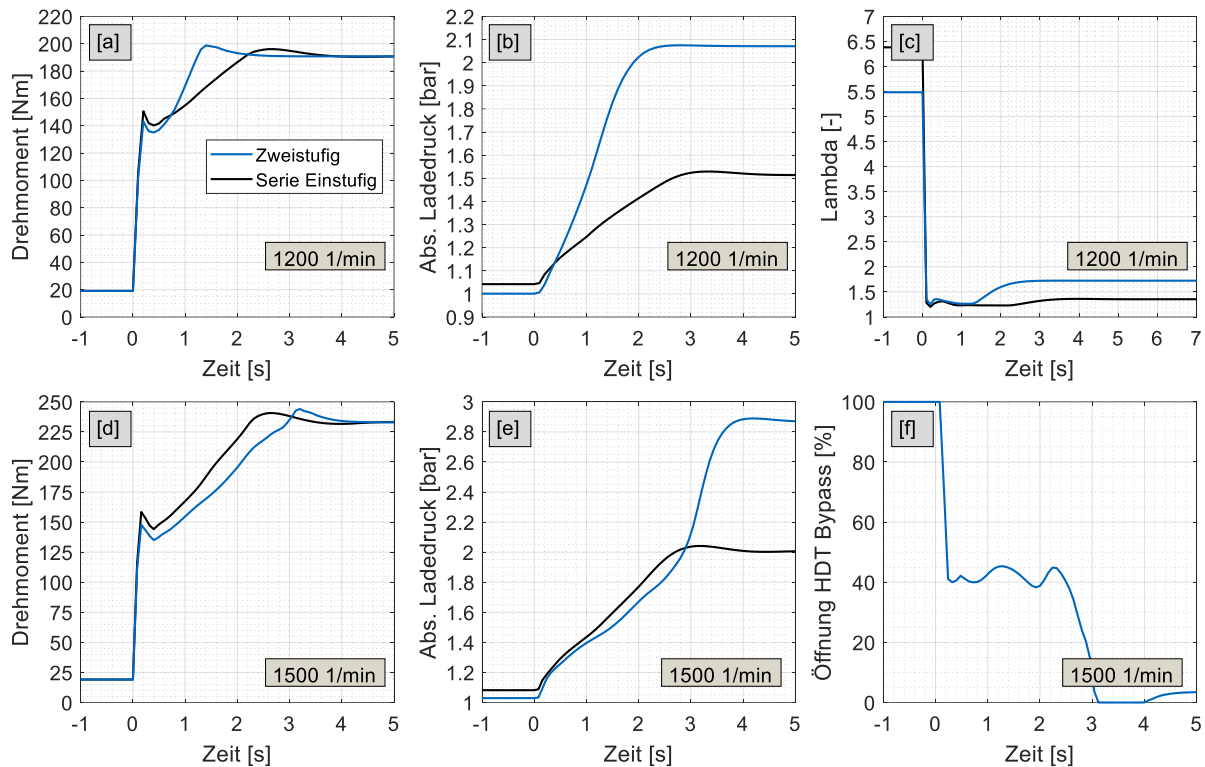


Abbildung 5-14: Ergebnisse des transienten Verhaltens von Lastsprung 1 [a-c] und Lastsprung 2 [d-f]

Die Abbildung 5-14 [a] verdeutlicht, wie beide Systeme gleichermaßen bis zu einem Moment von etwa 140 Nm ansteigen. Dies entspricht demjenigen Moment, welches der Motor saugmotorisch erreichen kann, bevor er aufgrund mangelnder Luftzufuhr die Einspritzung reduzieren muss. Die Turoladersysteme erreichen in diesem Moment die minimale Lambdagrenze von ca. 1,2, ab welcher die Kraftstoffzufuhr begrenzt wird. Dieser Lastsprung überschreitet durch den initialen Anstieg den Regelbereich für den Hochdruckturbolader, weshalb dieser maßgeblich für den Ladedruckanstieg verantwortlich wird. Das geschlossene HDT-Bypassventil ermöglicht es, dass der kleinere, motornähere Turbolader trotz verhältnismäßig geringer Abgasmassenströme schneller hochdreht als der größere Turbolader bei der einstufigen Referenz. Der Einspritzmassenregler gibt im Zuge des Lastanstiegs folglich bei konstantem Lambda [c] mehr Kraftstoff frei, wodurch auch das Zielmoment von etwa 190 Nm schneller erreicht werden kann. Ab Erreichen des maximalen Drehmoments von ca. 200 Nm [a] bei der zweistufigen Aufladung wird wieder Einspritzmasse zurückgenommen, welche im weiteren Verlauf zwischenzeitlich unter die Kraftstoffmenge der einstufigen Aufladung fällt. Diese wird jedoch durch den zusätzlichen Ladedruck kompensiert, was auch an dem erhöhten Lambda-verlauf [c] erkennbar ist.

Im Falle des zweiten Lastsprungs (Abbildung 5-14 [d-f]) ergibt sich ein anderes Ergebnis. Bei 1500 1/min ist der Drehmomentaufbau des zweistufigen Systems langsamer als bei der einstufigen Referenz. Dieser Sachverhalt ist jedoch nicht dem zweistufigen System an sich geschuldet, sondern der unzureichenden Turboladerregelung. Dieser Lastsprung 2 wird explizit als Negativbeispiel aufgeführt, um zu demonstrieren, dass eine rein stationäre Regelung für ein derartiges Turboladersystem nicht ausreichend ist. Wie sowohl in Abbildung 5-13 als auch Abbildung 5-14 [f] zu erkennen ist, durchfährt dieser Lastsprung einen breiten Regelbereich des Hochdruckturboladers. Während dieser Regelzeit (0,2 – 2,2 s) ist es dem HDT unmöglich, genügend Ladedruck aufzubauen, da das Bypassventil nicht ausreichend geschlossen werden kann und die Abgasenthalpie unzureichend zwischen den beiden Turbinen aufgeteilt wird. Erst ab etwa 3 s (Abbildung 5-14 [e-f]) wird das Bypassventil gänzlich geschlossen und die Hochdruckstufe setzt die gesamte Abgasenthalpie in Ladedruck um. Jedoch ist zu diesem Zeitpunkt kein transienter Vorteil mehr zu erzielen. Diese Problematik bestätigt, dass ein derartiges System eine gezielte, zusätzliche Regelung für ein spontanes Drehmomentverhalten benötigt. Das betrifft vor allem Bereiche höherer Drehzahlen, welche entweder ebenfalls durch den stationären Regeleingriff beeinträchtigt werden oder generell durch keinerlei Unterstützung der Hochdruckstufe charakterisiert sind.

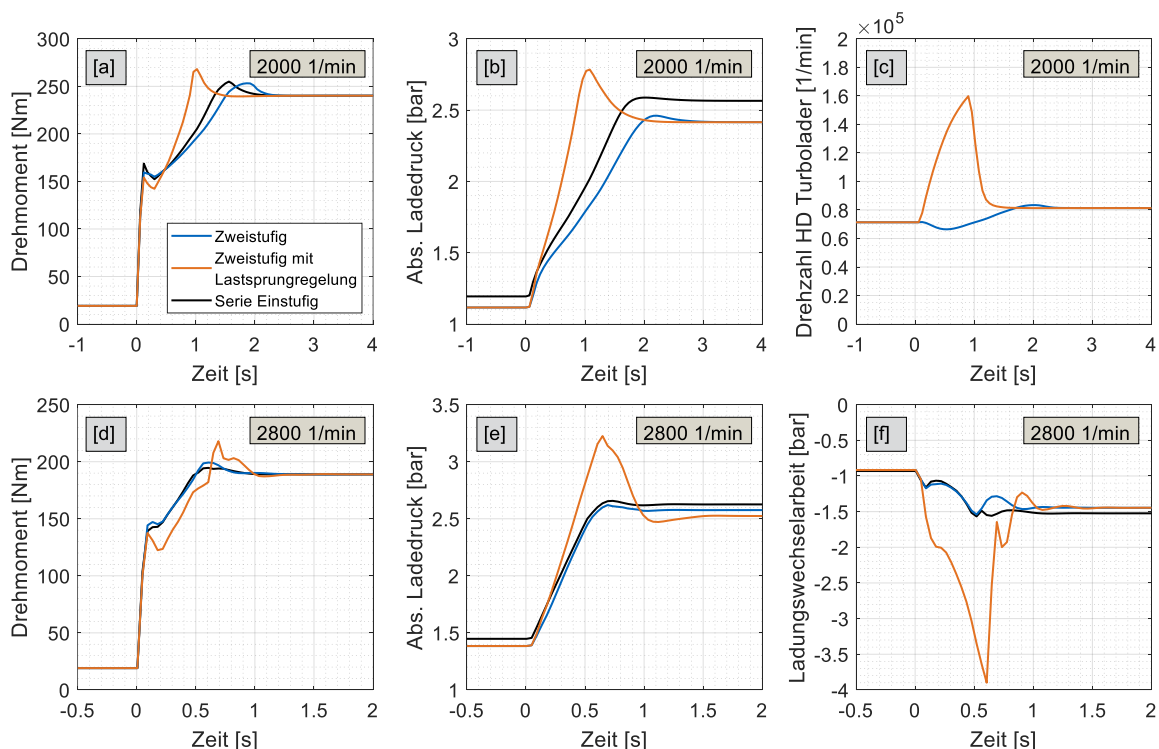


Abbildung 5-15: Ergebnisse des transienten Verhaltens sowie der zusätzlichen Regelstrategie von Lastsprung 3 [a-c] und Lastsprung 4 [d-f]

Abbildung 5-15 [a-c] visualisiert den Einfluss der zweistufigen Aufladung mit und ohne einer zusätzlichen Lastsprungregelung im Vergleich zu der einstufigen Serienkonfiguration. Der Lastsprung erfolgt bei einer Motordrehzahl von 2000 1/min, welche gemäß Abbildung 5-13 gerade so hoch ist, dass der Lastsprung normalerweise ohne den Einsatz der Hochdruckstufe stattfindet. Wie bei dem Vergleich der zweistufigen Aufladung ohne zusätzliche Regelung (Abbildung 5-15 [a] blaue Linie) ersichtlich wird, wäre die zweistufige Aufladung geringfügig langsamer als die Referenz, was den Drosselverlusten im Rahmen der zusätzlichen Verrohrung, Klappen und Kühleinheit geschuldet ist. Wie allerdings die orange Linie in Abbildung 5-15 [a] demonstriert, ermöglicht die Implementierung einer zusätzlichen Regelung auch bei dieser mittleren Drehzahl ein gewisses Potential für den transienten Betrieb. Je nach Art der Regelung kann beispielsweise auf eine Sollmomentenvorgabe, eine Drehzahlabweichung, bedingt durch eine Einspritzmassenzunahme oder auch einen bestimmten Lambdagradienten ein Umschalten des HDT-Bypassventils veranlasst werden, welches die Hochdruckstufe zuschaltet. Die geringere Trägheit des kleineren Turboladers in Kombination mit einem verhältnismäßig hohen Abgasmassenstrom ermöglicht ein schnelles Ansprechverhalten der Hochdruckstufe (Abbildung 5-15 [c]). Der daraus resultierende Ladedruck erlaubt eine höhere Einspritzmasse, welche letztendlich einen steileren Drehmomentanstieg garantiert. Demnach ist auch unter Verwendung einer zusätzlichen Regelstrategie im mittleren Drehzahlbereich mit einer positiven Auswirkung der zweistufig geregelten Aufladung auf das transiente Verhalten zu rechnen.

Wie hingegen die Abbildung 5-15 ebenfalls verdeutlicht, sind der Zuschaltung der Hochdruckstufe und dem dadurch erwarteten Potential auch Grenzen gesetzt. Im Falle hoher Motordrehzahlen, wie sie bei Lastsprung 4 (2800 1/min) dargestellt werden [d-f], kann ein vergleichbares Zuschalten der Hochdruckstufe Nachteile mit sich bringen, was den Drehmomentanstieg betrifft. Ein Schließen des HDT-Bypasses erhöht zwar den Ladedruck, jedoch steigt der Abgasgegendruck überproportional stark an. Dementsprechend fällt auch die Ladungswechselerbeit deutlich niedriger aus (Abbildung 5-15 [f] orange Linie). Die aufzuwendende Ladungswechselerbeit kann von dem gewonnenen Ladedruck nicht mehr kompensiert werden, weshalb das Ansprechverhalten im Zuge der zusätzlichen Regelung schlechter ausfällt als bei dem Referenzverlauf. Eine mögliche Überlegung wäre an dieser Stelle, die Regelung dahingehend zu optimieren, dass lediglich ein gewisser Prozentsatz der Abgasmasse über die Hochdruckstufe geleitet wird. Ein vorstellbarer Kompromiss aus Ladedruck und Abgasgegendruck könnte möglicherweise auch für diese zweistufige Turboladerkonstellation ein gewisses Potential hinsichtlich Ansprechverhalten bieten.

Zusammenfassend ist im Hinblick auf das transiente Verhalten der geregelten zweistufigen Aufladung erkennbar, dass merkliche Vorteile im Bereich niedriger bis mittlerer Drehzahlen zu erwarten sind. Vor allem für niedrige Motordrehzahlen reduziert die zweistufige Aufladung die Zeit bis zum Erreichen des Sollmomentes deutlich. Nichtsdestotrotz haben die Testreihen ergeben, dass eine gezielte Regelung des transienten Bereichs unumgänglich ist.

5.2.4 Emissionspotential

Die Emissionsuntersuchung erfolgte hauptsächlich in den Drehzahl- und Lastbereichen (Abbildung 5-12 [b]), in welchen der Einsatz der zweistufigen Aufladung bislang erfolgte. Die Resultate der anfallenden Emissionen können der Abbildung 5-16 entnommen werden.

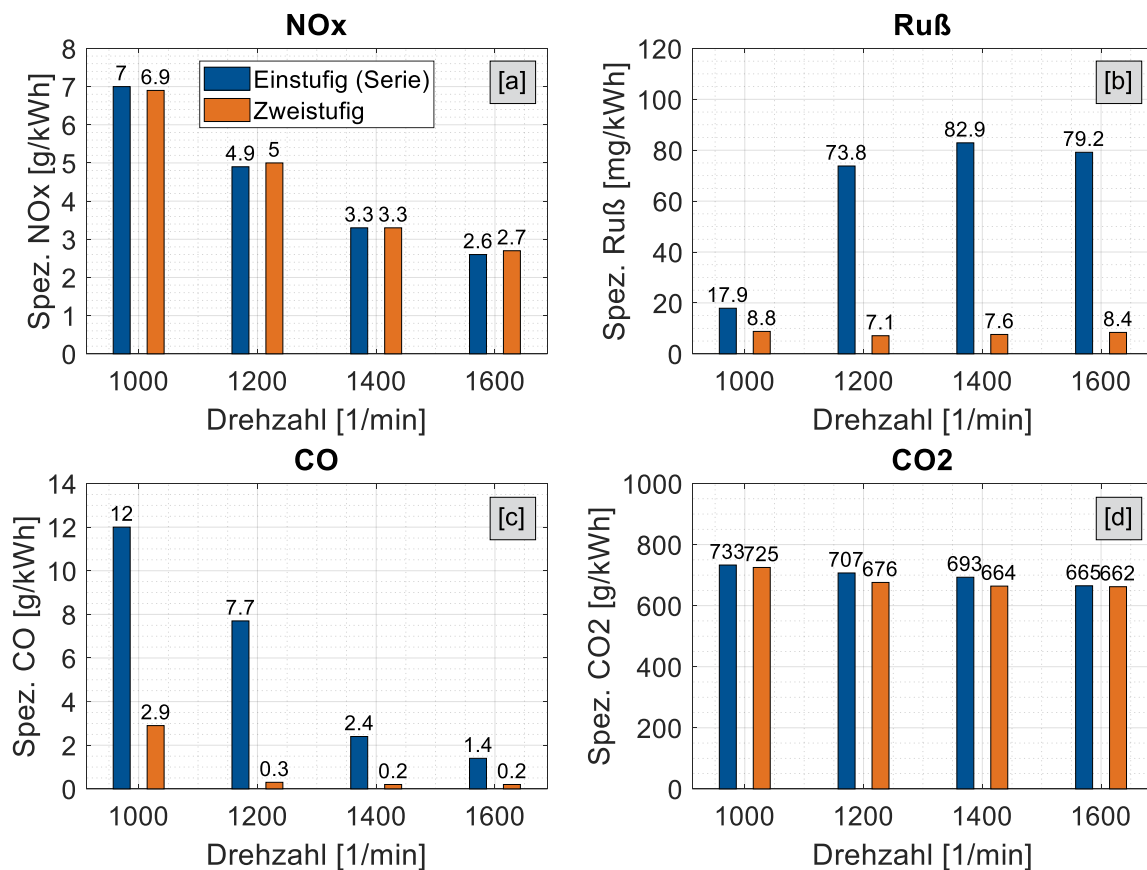


Abbildung 5-16: Resultate der Emissionsmessung am Prüfstand unter Verwendung der zweistufigen Aufladung im Vergleich zur Serienkonfiguration an der Vollast

Um eine möglichst gute Vergleichbarkeit zwischen dem Serienbetrieb und der zweistufigen Aufladung zu schaffen, erfolgte die Gegenüberstellung auf Grundlage einer identischen Einspritzmasse der Betriebspunkte sowie einem vergleichbaren spezifischen NO_x Wert (Abbildung 5-16 [a]). Die zweistufige Aufladung verlangt aufgrund der höheren Ladedrücke

eine höhere AGR-Rate, um den NO_x Wert auf einem übereinstimmenden Niveau zu halten. Die im vorliegenden Vergleich um bis zu 34 % höheren Ladedrücke führen zu höheren Zylinderdrücken und Verbrennungstemperaturen. Die daraus resultierenden gestiegenen NO_x Emissionen müssen durch angehobene AGR-Raten kompensiert werden. [102–104] Die Verwendung der zweistufigen Aufladung zeigt signifikante Potentiale im Hinblick auf die Rußemissionen. Das erheblich größere Frischluftangebot sowie die erhöhten Verbrennungstemperaturen führen zu einer gesteigerten Rußoxidation. Ein vergleichbarer Trend zeigt sich auch bei Betrachtung der spezifischen CO -Emissionen. Auch in diesem Fall tragen die höheren Verbrennungstemperaturen sowie gesteigerte Lambdawerte zu einer Verringerung des Kohlenmonoxidausstoßes bei. [103] Bei Betrachtung der CO_2 Emissionen in Abbildung 5-16 [d] wird ersichtlich, dass diese im Falle der zweistufigen Aufladung geringfügig niedriger ausfallen. Im vorliegenden Fall ist eine Absenkung des CO_2 Wertes um etwa 5 % möglich, was die simulativen Abschätzungen aus Abbildung 5-12 [a] nochmals unterstreicht. Aus der Absenkung der CO_2 Emissionen kann der Schluss gezogen werden, dass der spezifische Kraftstoffverbrauch bei Verwendung der zweistufigen Aufladung in dem betrachteten Kennfeldbereich sinkt.

Wie sich allerdings bei nochmaliger Betrachtung von Abbildung 5-12 [a] erkennen lässt, steigen die spezifischen Kraftstoffverbräuche bei höheren Motordrehzahlen an. Dies ist den ansteigenden Abgasgegendrücken und der damit verbundenen Ladungswechselarbeit geschuldet. Auch die Ergebnisse am Prüfstand beweisen die Erhöhung der CO_2 Emissionen bei ansteigender Motordrehzahl. Die konstruktive Auslegung der zweistufigen Aufladung ist auch im Hinblick auf die Emissionen von zentraler Bedeutung. Ein zunehmend mangelndes Luftangebot aufgrund aufwendiger Verrohrung und Klappensysteme, erhöhte Einspritzmassen für gleiche Leistungen bzw. Drehmomente sowie ein steigendes, negatives Spülgefälle tragen zur Erhöhung der Schadstoffemissionen bei. Diverse Studien [47–49, 51, 55, 69, 105, 106] belegen, dass vor allem die Verwendung einer zwei- oder gar mehrstufigen Aufladung mit einer hohen Komplexität verbunden ist und infolgedessen die Auslegungsziele vorab klar definiert werden müssen. Studien belegen, dass manche mehrstufige Systeme auf bestimmte Drehzahlbereiche ausgelegt sind, zur Verbrauchsoptimierung beitragen können oder ein möglichst gutes Ansprechverhalten garantieren sollen. Die aus der Literatur entnehmbaren Erkenntnisse hinsichtlich der Minimierung von Schadstoffen, Performance und transientem Verhalten zeigen zumeist einen gewissen Kompromiss, der je nach Anwendung und Entwicklungsziel in eine unterschiedliche Richtung weisen kann.

5.3 Elektrisch angetriebener Zusatzverdichter

Ein weiteres im Rahmen der vorliegenden Arbeit ausgearbeitetes Konzept ist der elektrisch angetriebene Zusatzverdichter (EAV). Der EAV ist ein Produkt der Firma BorgWarner und wird unter dem Namen eBooster vermarktet. Der Verdichter findet beispielsweise im M256 Ottomotor von Mercedes-Benz seinen Einsatz. Er setzt sich aus einem Elektromotor mit integrierter Leistungselektronik sowie einem im Luftpfad befindlichen Radialverdichter zusammen. Das Aggregat benötigt eine Spannung von 48 V. Den Antrieb stellt ein bürstenloser Permanentmotor, welcher mit bis zu etwa 300 °C betrieben werden kann. Der Hersteller gibt eine maximale Drehzahl von 70000 1/min an. 90 % der Maximaldrehzahl werden bereits nach etwa 250 ms erreicht. Der untersuchte eBooster ist eine Ausführung der ersten Generation, welche keine Dauerlast unterstützt, was hauptsächlich für die Prüfstandsversuche von großer Bedeutung war. Die mittlerweile am Markt verfügbare zweite Generation ist dauerlastfähig und unterliegt nicht mehr der temperaturbedingten Abschaltung des Elektromotors bei Überhitzungsgefahr. Vereinzelt wurde im Rahmen der Simulation eine Dauerlastfähigkeit als Randbedingung angesetzt, hauptsächlich im Bereich der Verbrauchs- und Emissionszyklusdiskussion. [107–109]

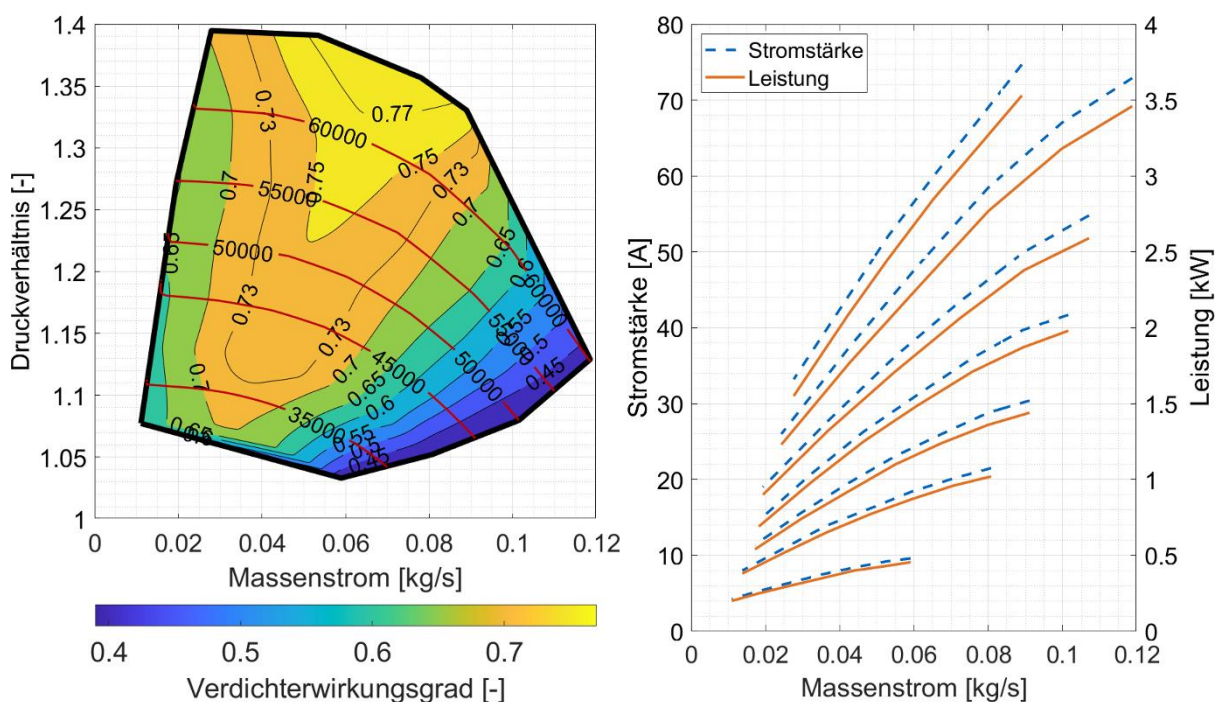


Abbildung 5-17: Darstellung des eBooster Verdichterkennfeldes sowie der dazugehörigen Stromstärken und Leistungsdaten in Abhängigkeit des Massenstroms

Eine detailliertere Einsicht in die Randbedingungen des eBoosters ermöglicht Abbildung 5-17. Vor einer Diskussion dieser eBooster Randbedingungen muss an der Stelle darauf hingewiesen werden, dass die Grundlage für die in Abbildung 5-17 ersichtlichen Diagramme auf eine

Basisvermessung des eBoosters an einem Heißgasprüfstand zurückzuführen ist und nicht direkt auf Herstellerangaben basiert. Die eBooster Vermessung wurde durch einen Projektpartner bewerkstelligt und war nicht Teil der vorliegenden Arbeit. Die Vermessung umfasste lediglich Turboladerdrehzahlen bis zu 65000 1/min, was sich aus dem Verdichter kennfeld in Abbildung 5-17 entnehmen lässt. Demnach liegen keinerlei Heißgasprüfstandswerte für den Drehzahlbereich zwischen 65000 und 70000 1/min vor, was sich hauptsächlich auf die Simulation auswirkt, da sich die Berechnungen auf die Messwerte stützen. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden die vorhandenen Werte extrapoliert und mittels Motorprüfstandswerten validiert.

Auf der linken Seite von Abbildung 5-17 ist das Verdichterkennfeld des eBoosters dargestellt. Dieses gibt Aufschluss über das maximal mögliche Druckverhältnis, den Massenstrom, die dazugehörige eBooster Drehzahl sowie den Verdichtereffizienzgrad. Bei 65000 1/min liegt ein vermessenes, maximales Druckverhältnis von knapp 1,4 bar vor, der entsprechende Luftmassenstrom misst ca. 430 kg/h. Im optimalen Betrieb erreicht der eBooster einen Wirkungsgrad von 77 %. Das rechte Diagramm in Abbildung 5-17 illustriert eine maximale Stromstärke von 75 A sowie eine maximale Leistung von etwa 3,5 kW bei einem Massenstrom von 0,09 kg/s. Grundlage ist eine 48 V Bordnetzarchitektur. Die einzelnen Linienabschnitte stellen dabei Linien konstanter eBooster Drehzahl dar.

5.3.1 Betriebsstrategie und Anforderungen

Wichtige Elemente bei der Applikation eines eBoosters sind neben dem Entwurf einer Betriebsstrategie die Definition und Einhaltung der dafür notwendigen Anforderungen und Randbedingungen. Um die Spulentemperatur nicht auszureizen ist eine permanente Unterstützung durch den eBooster möglichst zu vermeiden. Hauptsächlich soll der Zusatzverdichter in hochtransienten Szenarien zum Einsatz kommen, um zum einen die Performance und das Ansprechverhalten zu steigern und zum anderen Emissionen gezielt zu minimieren. Grundlegend soll gewährleistet sein, dass die jeweilige Anwendung eine 48 V Bornetzarchitektur bzw. ausreichend Leistung und Kapazität zur Verfügung stellt.

Die Regelung des Verdichters muss in der Lage sein, Lastsprünge zu erkennen, den eBooster anzuschalten, aber ihn auch wieder in einem geeigneten Zeitpunkt zu deaktivieren. Für die Aktivierung des eBoosters müssen geeignete Motorparameter zur Verfügung stehen, anhand welcher eine Unterstützungs freigabe vorgegeben werden kann. Die Deaktivierung ist insofern von Bedeutung, als dass eine möglichst kurze Aktivzeit eine hohe Verfügbarkeit des eBoosters über beispielsweise einen Zyklus mit sich bringt. Dies zielt insbesondere auf die Abkühlzeiten

zwischen den Aktivzeiten ab, da in der ersten Generation keine Dauerlast möglich ist. Bei Verwendung der neueren Generation wäre diese Thematik hauptsächlich getrieben durch Wirkungsgradthemen des Gesamtsystems, bestehend aus Verbrennungsmotor und eBooster. Zudem ist die Einhaltung aller Betriebsgrenzen von sowohl Verbrennungsmotor als auch eBooster zu beachten sowie eine möglichst kurze Reaktionszeit der Regelung. Ein weiterer zentraler Punkt ist die Abstimmung mit der AGR-Regelung des Motors. Im Zuge der eBooster Aktivierung wäre es für eine Steigerung des Ansprechverhaltens erforderlich, die AGR-Zufuhr kurzzeitig abzuschalten und nach dem Lastsprung wieder für einen geregelten AGR-Betrieb freizugeben. Einen nicht zu unterschätzenden Einfluss hat der eBooster auf das Spülgefälle. Das AGR-Ventil sollte im Zuge der EAV-Aktivierung geschlossen werden, da ansonsten je nach Aufbau Ladeluft rückwärts durch den AGR-Pfad gefördert wird. Eine Regelung der eBooster Bypassklappe ist nicht notwendig, da es sich hierbei um ein Rückschlagventil (RSV) handelt.

Die Regelung des eBoosters ist hauptsächlich ein Ergebnis der simulativen Untersuchungen. Mehrere Möglichkeiten wurden analysiert, den eBooster-Betrieb zu regeln, mehrere Parameter als Regelgröße getestet sowie unterschiedliche Grenzwerte für die einzelnen Parameter. Für das An- und Abschalten des eBoosters wurden zu Beginn Motorgrößen wie beispielsweise der Mitteldruck, das Drehmoment oder Lambda als Regelgröße getestet. Im Folgenden wird die Regelung mithilfe der Einspritzmasse und dem Ladedruck veranschaulicht. Für die Aktivierung des eBoosters wurde iterativ ein Einspritzmassengradient definiert, wohingegen die Abschaltung des eBoosters über einen Ladedruckgradienten bewerkstelligt wird.

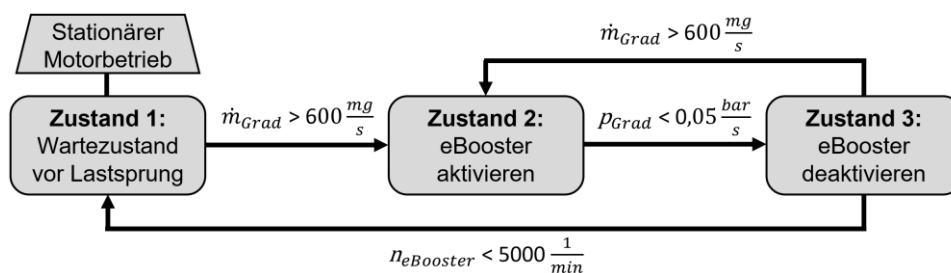


Abbildung 5-18: Blockschaltbild einer möglichen eBooster Regelung

Abbildung 5-18 verdeutlicht eine Möglichkeit der eBooster Regelung, wie sie in der Simulation umgesetzt wurde. Im Fall eines stationären Motorbetriebs ist der eBooster deaktiviert. Die Drehmomentanforderung im Zuge eines Lastsprungs erfordert eine Erhöhung der Einspritzmasse. Der dabei entstehende Gradient ist für die Aktivierung des eBoosters verantwortlich. Erreicht der Gradient einen Wert von 600 mg/s, wird der eBooster zugeschaltet. Für die Deaktivierung ist die Einspritzmasse hingegen nicht geeignet, da der Parameter je nach Drehzahl

und Luftangebot gewissen Schwankungen unterliegt. Die Deaktivierung verlangt einen langsameren Grenzwert, welcher den Stationärbetrieb besser abbildet. Untersuchungen zeigten, dass sich der Ladedruck hierfür eignet. Sobald der Gradient des Ladedrucks unter 0,05 bar/s abfällt, wird der eBooster deaktiviert. Ausgehend von diesem Zustand kann entweder in den Wartezustand gewechselt werden, sobald der eBooster seine Leerlaufdrehzahl (5000 1/min) unterschreitet oder erneut aktiviert werden, sollte sich der Lambdawert zunehmend absenken.

5.3.2 Vollastuntersuchung

Im Anschluss an die Vorstellung des eBoosters soll nachfolgend, wie auch bereits bei den beiden vorherigen Konzepten, das neue Betriebskennfeld für das Konzept der elektrisch unterstützten Aufladung diskutiert werden. Eine Übersicht über die sich bei maximaler Auslastung des eBoosters-Systems einstellenden Motorparameter ist Abbildung 5-19 zu entnehmen.

Ähnlich wie bei der zuvor vorgestellten, zweistufigen Aufladung liegt das Potential im Bereich niedriger bis mittlerer Drehzahlen. Der Abbildung 5-19 [a] ist der Verlauf der Vollastkurve unter Verwendung des eBoosters zu entnehmen. Diese erreicht einen Maximalwert von ca. 440 Nm bei 1600 1/min, was einer Steigerung des Serienmomentes um 83 % entspricht. In Drehzahlbereichen knapp oberhalb der Leerlaufdrehzahl erreicht das eBooster-System ein Moment von 330 Nm, welches mehr als doppelt so hoch ausfällt als bei der Serien-Vollastkurve. Der Einsatz des eBoosters gewährt einen für niedrige Drehzahlen überdurchschnittlich hohen Luftmassenstrom (Abbildung 5-19 [b]), welcher auch im weiteren Verlauf des Drehzahlbandes deutlich über der Referenzkurve in schwarz liegt. Die Lambdawerte des eBooster-Betriebs liegen bei dieser Vollastuntersuchung über weite Teile des Drehzahlbandes innerhalb eines Wertebereichs von 1,3 – 1,4. Der maximale Zylinderdruck zeigt bis etwa 1400 1/min eine Ausreizung der Druckrandbedingung von ca. 180 bar und fällt anschließend kontinuierlich ab. Ein etwas ungewöhnlicher Verlauf ergibt sich für die Verdichterdrehzahl über der Motordrehzahl (Abbildung 5-19 [d]). Wie diverse simulative Abschätzungen belegen, wäre eine Absenkung der eBooster Drehzahl im Bereich zwischen 1000 – 1300 1/min hinsichtlich noch mehr Drehmoment potenziell förderlich gewesen. Die Reduzierung der Drehzahl hätte anfänglich zu einer Absenkung des Momentes sowie des maximalen Zylinderdruckes geführt. Bereits erwähnte Lambdawerte in Kombination mit dem neu gewonnen Zylinderdruckfreiheitsgrad hätten jedoch wiederum die Erhöhung der Einspritzmasse ermöglicht. Der eBooster Drehzahlverlauf hätte dadurch einen etwas stetigeren Verlauf angenommen.

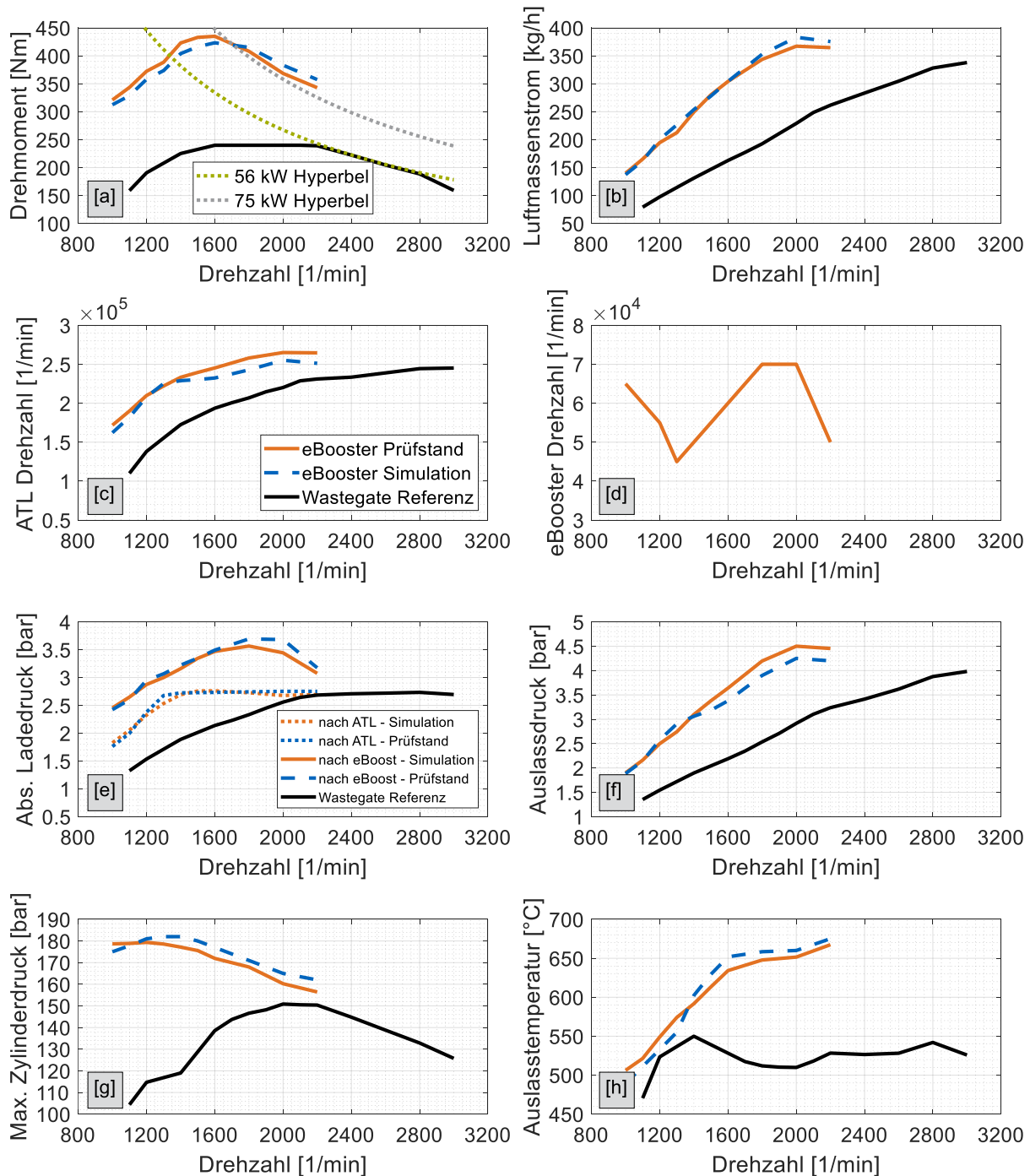


Abbildung 5-19: Simulative und gemessene Vollastkurve [a] der elektrisch unterstützten Aufladung sowie der damit einhergehenden Motorparameter [b-h]; Vergleich mit gemessenen Serien-Referenzwerten

Wie der Verlauf der Ladedrücke (Abbildung 5-19 [e]) erkennen lässt, öffnet der Wastegate-Turbolader bei einem absoluten Ladedruck von etwa 2,7 bar. Durch den eBooster, welcher dem Verdichter des Wastegate-Turboladers nachgeschaltet ist, kann der Ladedruck bis zum Erreichen des Einlassventils nochmals deutlich auf bis zu 3,6 bar gesteigert werden. Der serienmäßige, maximale Ladedruck von 2,7 bar, der ab etwa 2200 1/min anliegt, wird mittels des eBoosters bereits bei 1100 1/min erreicht. Der Einfluss des eBoosters auf die Definition der

Volllastkennlinie reicht bis etwa 2200 1/min. Ab dieser Drehzahl kann der eBooster keinen zusätzlichen Ladedruck mehr generieren, was dazu führt, dass die Abgastemperaturen (Abbildung 5-19 [h]) einen Grenzwert von 650 – 700 °C erreichen. Zudem steigt auch der Auslassdruck in Richtung 4,5 – 5 bar, was sowohl mechanisch kritisch als auch im Hinblick auf das Spülgefälle nicht zielführend ist.

5.3.3 Stationäres Verhalten

Im Rahmen der nachfolgenden Untersuchungen soll auf das stationäre Verhalten des elektrisch angetriebenen Verdichters eingegangen werden. Wie bereits in Kapitel 5.3 kurz erwähnt, ist die untersuchte Variante des eBoosters aufgrund von Temperaturproblemen am elektrischen Antrieb nicht dauerlastfähig und demnach nicht stationär einsetzbar. Das Nachfolgeprodukt, welches nicht Bestandteil der vorliegenden Untersuchungen war, ist nicht weiter an diese Temperaturproblematik und folglich einen zeitlich begrenzten Einsatz gebunden. Die anschließenden Ausführungen, welche größtenteils auf simulativen Abschätzungen basieren, setzen eine Dauerlastfähigkeit voraus. Die Simulationen wurden weitestgehend mit Prüfstandsdaten validiert.

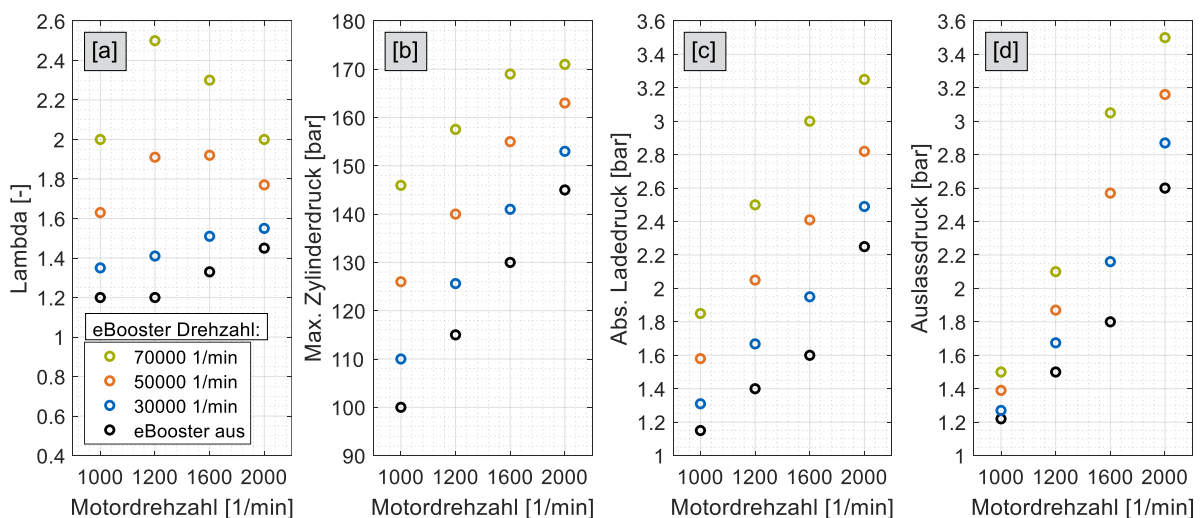


Abbildung 5-20: Einfluss der eBooster Drehzahl auf diverse Motorparameter bei unterschiedlichen Motordrehzahlen

Eine der wenigen Stellschrauben, die ein elektrisch angetriebener Verdichter vorzuweisen hat, ist die jeweilige Drehzahl, mit der er betrieben wird. Abbildung 5-20 zeigt vier exemplarische Motorparameter und deren Beeinflussbarkeit bei unterschiedlichen Betriebsdrehzahlen des EAV. Alle gezeigten Ausgangspunkte („eBooster aus“) befinden sich auf der Serienvolllastlinie. Ausgehend von eben aufgeführtem Betriebszustand wird der eBooster mit unterschiedlichen

Drehzahlen bis hin zur maximalen Drehgeschwindigkeit von 70000 1/min beaufschlagt. Tendenziell zeigt sich, dass die Auswirkungen im Bereich niedriger Motordrehzahlen größer ausfallen als bei höheren Drehzahlen. Die Lambdawerte (Abbildung 5-20 [a]) lassen sich beispielsweise bei den vor allem sehr kritischen hohen Lasten und niedrigen Motordrehzahlen mehr als verdoppeln, was Erleichterungen im Bereich der Rauchbegrenzung mit sich bringt. Die Lambdaspanne und folglich der Einfluss des eBoosters auf diesen Parameter nimmt mit steigender Motordrehzahl deutlich ab. Ein weiterer wichtiger Parameter, vor allem im Hinblick auf potentielle Festigkeits- und Sicherheitsaspekte, ist der maximale Zylinderdruck (Abbildung 5-20 [b]). Auch hierbei ergibt sich ein ähnliches Bild, bei welchem vor allem niedrige Motordrehzahlen betroffen sind. Die Spanne der Beeinflussbarkeit reicht bis knapp 50 bar. Eine Überschreitung der maximal zulässigen Drücke ist durch eine unzureichende Bedatung zu vermeiden. Ein weiterer zentraler Bestandteil des eBoosters, ist dessen Wirkung auf den Ladedruck (Abbildung 5-20 [c]). Bei sehr niedriger Motordrehzahl knapp oberhalb der Leerlaufdrehzahl, ist der Einfluss zwar verhältnismäßig groß, er wird jedoch im Bereich von ca. 1600 1/min am größten. Bei 1000 1/min ist noch mit keinerlei Unterstützung des Abgasturboladers zu rechnen, welcher mit zunehmender Motordrehzahl steigt. Im Bereich von 1600 1/min resultiert das Zusammenwirken beider Verdichter in einer größtmöglichen Ladedruckspanne. Ein Vergleich zwischen Ladedruck und Abgasgegendruck zeigt, dass bis einschließlich 1200 1/min ein positives Spülgefälle vorliegt. Bei 1600 1/min halten sich Ladedruck und Abgasgegendruck in etwa die Waage, wobei die Tendenzen bereits in Richtung eines negativen Spülgefälles gehen, welche sich spätestens bei 2000 1/min bemerkbar machen. Bei niedrigen Drehzahlen lässt sich der Abgasgegendruck verhältnismäßig wenig beeinflussen. Das Spülgefälle ist von zentraler Bedeutung, wenn es um die Bewertung der Ladungswechselarbeit geht, darüber hinaus ist es aber ein essenzieller Bestandteil der Abgasrückführung. Bei der vorliegenden AGR-Konfiguration ist eine Nutzung der AGR-Rate bei Verwendung des eBoosters nur in bestimmten Drehzahlbereichen bzw. bei bestimmten eBooster Drehzahlen möglich.

Generell lässt sich bei Betrachtung der Untersuchungen feststellen, dass der Einfluss des elektrisch angetriebenen Verdichters ab dem mittleren Motordrehzahlbereich nachlässt. Der Abgasturbolader erreicht in diesen Bereichen bereits Drehzahlen über 220000 1/min, weshalb eBooster Drehzahlen von 30000 – 70000 1/min an Einfluss verlieren. Zudem zeigt sich, dass die Verwendung von eBooster Drehzahlen kleiner 30000 1/min den Motorbetrieb nur mäßig beeinflussen. Abgastemperaturen weisen ebenfalls eine deutliche Abhängigkeit von den EAV-Drehzahlen auf. Im Bereich niedriger Motordrehzahlen ist mit Temperaturspannen von bis zu 100 °C zu rechnen.

Unter der Annahme, dass der elektrisch angetriebene Verdichter dauerlastfähig ist, stellt sich die Frage, ob dieser auch befähigt ist, den spezifischen Kraftstoffverbrauch positiv zu beeinflussen. Zusätzlich zu den soeben vorgestellten Motorparametern wurde eine gezielte Auswertung der Systemeffizienz angestellt.

Prinzipiell ist der spezifische Kraftstoffverbrauch von der eingesetzten Kraftstoffmenge sowie der daraus resultierenden Leistung abhängig. Zur korrekten Bewertung des Verbrauchs ist es bei diesem Konzept unabdingbar, die eingesetzte elektrische Leistung zu bilanzieren. Dazu wird die Leistung des eBoosters von der Gesamtleistung subtrahiert sowie mit allen anfallenden Wirkungsgraden für das Speichern und Freigeben von elektrischer Energie beaufschlagt.

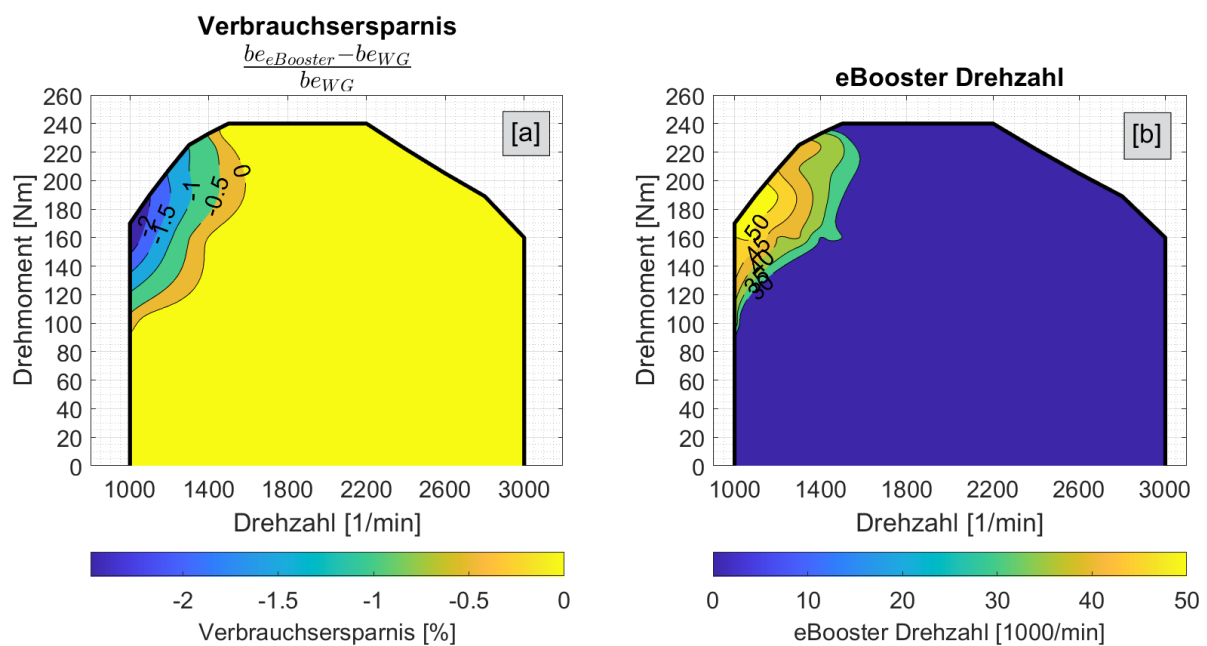


Abbildung 5-21: Darstellung der Verbrauchersparnis [a] sowie der dafür notwendigen eBooster Drehzahlen [b] innerhalb des Serienkennfeldes

Wie der Abbildung 5-21 [a] zu entnehmen ist, ermöglicht der eBooster eine Verbrauchsreduzierung, die mit maximal 2,4 % verhältnismäßig gering ausfällt und auch nur in einem engen Fenster bei hohen Lasten und niedrigen Motordrehzahlen aufschlägt. Einen entscheidenden Faktor spielen bei dieser Betrachtung die auftretenden Wirkungsgrade des elektrischen Antriebs. Diese wurden im Rahmen der Untersuchung abgeschätzt bzw. beziehen sich auf Hersteller- und Literaturangaben [94, 110]. Die für die Verbrauchseinsparung notwendige eBooster Drehzahl kann Abbildung 5-21 [b] entnommen werden. Den Auswertungen zufolge stellt sich eine maximale Einsparung bei dem Betrieb des eBoosters mit ca. 50000 1/min ein. Die maximale Drehzahl bzw. elektrische Leistung in Kombination mit den anfallenden Wirkungsgraden ist geringfügig ineffizienter. Zudem muss an dieser Stelle angemerkt werden, dass für den restlichen Kennfeldbereich, in welchem keine Effizienzsteigerung erfolgt, ein idealisiertes

Systemverhalten simuliert wurde. Die Idealisierung bezieht sich hierbei auf die Verrohrung bzw. die Einbindung des eBoosters in das Ansaugsystem, so wie sie auch am Prüfstand umgesetzt wurde. Es ist davon auszugehen, dass bei einer Deaktivierung des eBoosters mit vernachlässigbaren Einflüssen in der Luftführung zu rechnen ist. Die ursprüngliche Verrohrung wurde lediglich durch ein Rückschlagventil erweitert. Die Positionierung und dazugehörige Verrohrung des eBoosters ist separat und parallel zum primären Luftpfad montiert. Die Serienverrohrung wurde kaum abgeändert.

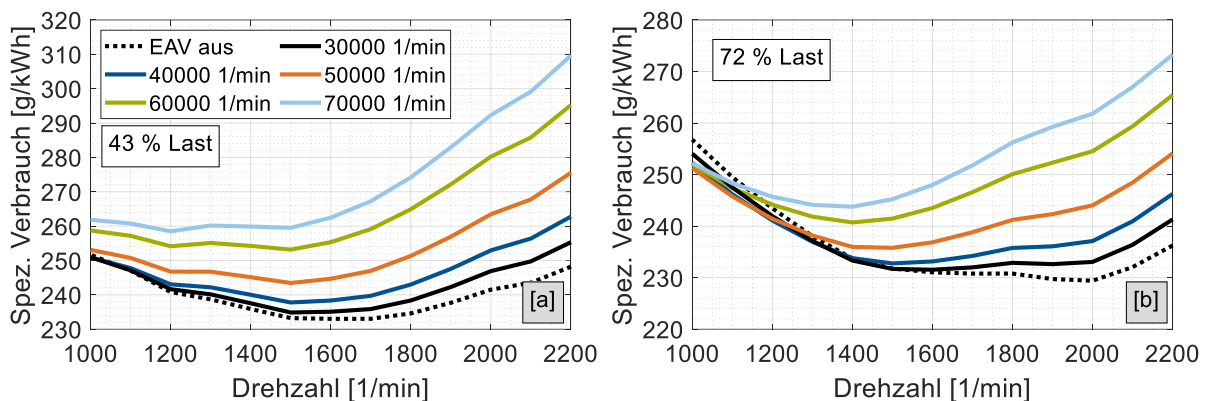


Abbildung 5-22: Einfluss unterschiedlicher eBooster Drehzahlen auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch über der Motordrehzahl bei unterschiedlichen Motorlasten

Abbildung 5-22 soll zusätzlich zu Abbildung 5-21 den Einfluss des eBoosters auf den Kraftstoffverbrauch bei unterschiedlichen eBooster Drehzahlen verdeutlichen. Beide Teilabbildungen zeigen für die jeweiligen Lastbereiche einen vergleichbaren Trend, bei dem lediglich in niedrigen Motordrehzahlbereichen eine Effizienzsteigerung möglich ist. Wie anhand der Kurven erkennbar ist, steigen die Verbräuche bereits nach wenigen 100 1/min stark an. Auch die Unterschiede innerhalb der einzelnen EAV-Drehzahlen werden mit steigender Motordrehzahl zunehmend ersichtlicher. Je höher die eBooster Drehzahl ansteigt, desto weniger Leistung erbringt der Verbrennungsmotor für ein gleiches Moment. Dies führt dazu, dass die VKM in immer ineffizientere Verbrauchsbereiche fällt, welche von der elektrischen Verdichtung und deren Wirkungsgradkette nicht mehr kompensiert werden können.

5.3.4 Transientverhalten

Eine zentrale Aufgabe des eBoosters bzw. der elektrisch unterstützten Aufladung ist die positive Beeinflussung des transienten Verhaltens. Die vorausgegangenen Analysen zeigen die Auswirkungen des eBoosters auf das motorische Verhalten vorrangig bei niedrigen Drehzahlen. Aus diesem Anlass heraus wird nachfolgend ein Lastsprung bei 1200 1/min diskutiert und das Potential des eBoosters abgeschätzt.

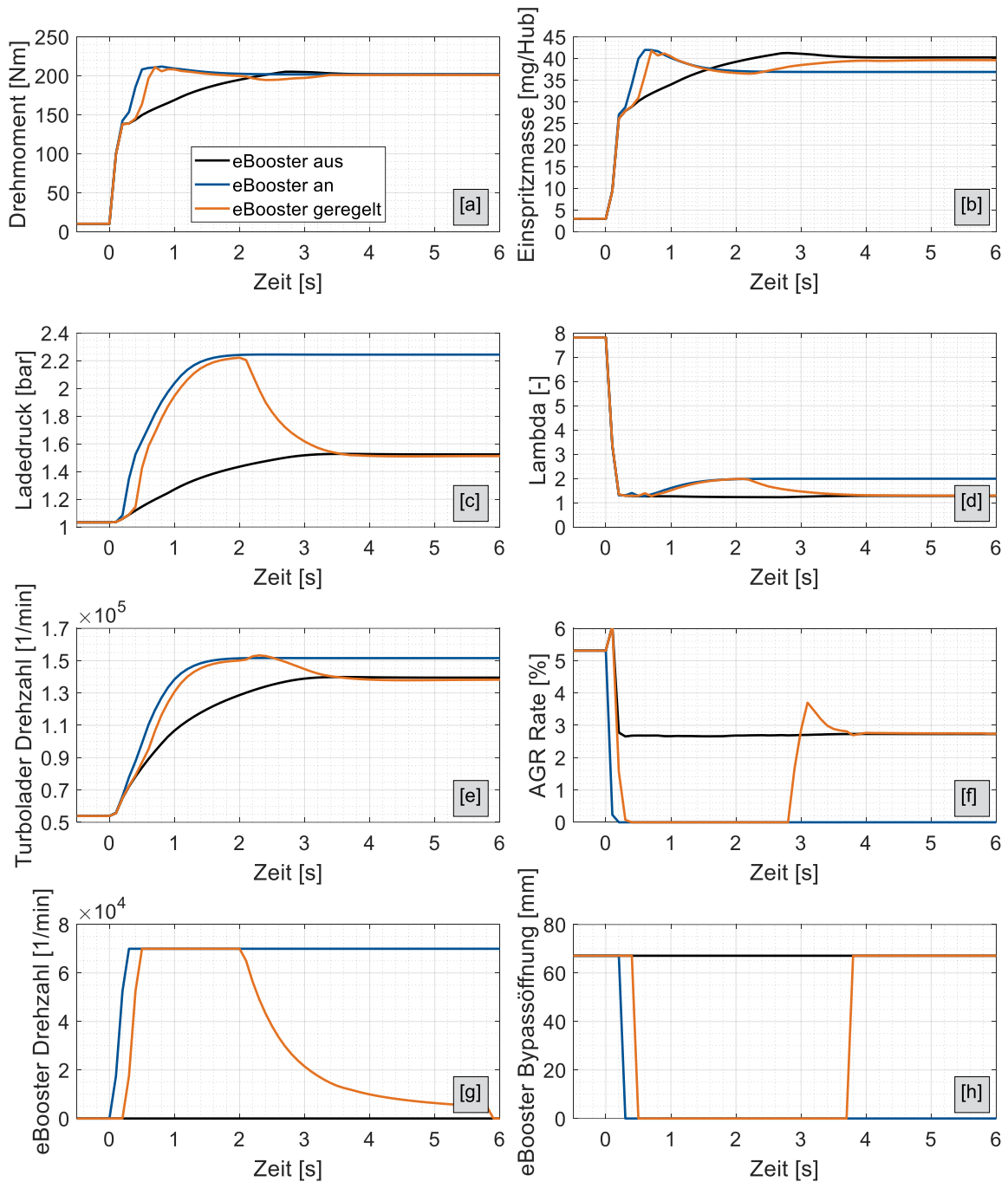


Abbildung 5-23: Lastsprung bei 1200 1/min unter Verwendung eines eBoosters

Der Abbildung 5-23 ist eben angesprochener Lastsprung zu entnehmen, bei welchem das Moment auf etwa 200 Nm angehoben wird, was bei dieser Drehzahl dem Serienvolllastmoment entspricht. Zusätzlich zu der schwarzen Referenzkurve, die die Serienkonfiguration darstellt, sind zwei eBooster Referenzen aufgetragen. Die unregelte Variante zeigt ein Szenario, bei welchem der eBooster direkt im Zeitpunkt des Lastsprungs aktiv geschaltet wird und bis zum Schluss aktiv bleibt. Die geregelte Variante hingegen demonstriert einen realitätsnä-

heren Einsatz des Zusatzverdichters. Hierbei wird der eBooster erst nach automatischer Erkennung des Lastsprungs aktiv geschaltet und bleibt bis zu einem bestimmten Zeitpunkt aktiv, ab dem die weitere elektrische Unterstützung keinen zusätzlichen Nutzen mehr liefert. Die Regelung bezieht sich in diesem Fall auf das in Abbildung 5-18 vorgestellte Blockschaltbild einer möglichen Regelungsvariante.

Abbildung 5-23 [a] bestätigt, dass die elektrische unterstützte Aufladung einen deutlichen Vorteil im Ansprechverhalten generieren kann. Der ohne eBooster stattfindende Lastsprung dauert etwa 2 s, die beiden elektrischen Varianten erzielen bereits nach 0,5 und 0,7 s das Sollmoment. Bis etwa 140 Nm sind alle drei Kurven deckungsgleich. Mit Erreichen der Rauchbegrenzung, was in etwa einem Lambdawert von 1,2 entspricht (Abbildung 5-23 [d]), ist die Serienkonfiguration gezwungen, den Anstieg der Einspritzmasse zu reduzieren. In diesem Motordrehzahlbereich ist mit einer ungenügenden Unterstützung des Abgasturboladers zu rechnen, was am verhältnismäßig langsamen Verlauf der Turboladerdrehzahl (Abbildung 5-23 [e]) und dem daraus resultierenden Ladedruck (Abbildung 5-23 [c]) ersichtlich wird.

Im Zuge der beiden eBooster Varianten wird die Abgasrückführung gänzlich zurückgefahren, wie die Abbildung 5-23 [f] verdeutlicht. Zum einen ist es für ein möglichst schnelles Ansprechverhalten prinzipiell förderlich, mit einer vorzugsweise geringen AGR-Rate zu agieren. Zum anderen liegt die primäre Motivation der Reduzierung der AGR-Rate in dem sich einstellenden positiven Spülgefälle. Der eBooster erzeugt in beiden Varianten einen Ladedruck, welcher den Abgasgegendruck deutlich übersteigt. Demzufolge wäre eine AGR-Rate bei dem vorliegenden Setup ohnehin nicht umsetzbar. Eine Schließung des AGR-Ventils ist dennoch erforderlich, um eine Spülung des Abgastrakts mit Frischluft zu verhindern.

Die Reaktionsfähigkeit des eBoosters bzw. dessen Verzugszeit ist abhängig von der jeweilig implementierten Regelung. In Abbildung 5-23 erfolgt die Aktivierung nach etwa 250 ms, nach weiteren 300 ms erreicht der eBooster bereits seine maximale Drehzahl. Im Zuge des Drehzahlanstiegs zeigt sich folglich auch eine deutliche Erhöhung des Ladedrucks. Sobald ausreichend Ladedruck für den Lastsprung zur Verfügung steht, wird der eBooster infolgedessen deaktiviert. Die durch den eBooster zusätzlich von außen in das System eingebrachte Energie ist dafür verantwortlich, dass nach Beendigung des Lastsprungs im Fall der unregelmäßigten Variante weniger Einspritzmasse für ein gleiches Moment benötigt wird. Selbstredend ist die unregelmäßigte Variante keineswegs eine umsetzbare Variante. Sie soll lediglich als idealisierte Referenz für einen möglichen Regelungsansatz dienen.

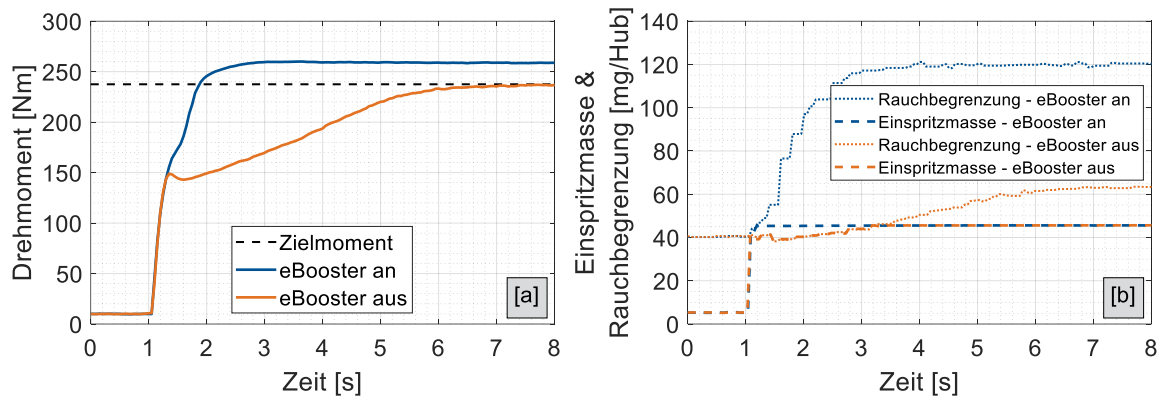


Abbildung 5-24: Lastsprung bei 1400 1/min - Einfluss auf Einspritzmasse und Rauchbegrenzung

Ein für den Versuchsträger kritischer Drehzahlbereich im Hinblick auf das transiente Verhalten ist der Bereich zwischen 1400 – 1600 1/min, sofern eine Momentenanforderung auf maximale Lasten erfolgt. In diesem Fenster ist der Quotient aus Einspritzmasse zu Ladedruck bzw. Frischluftangebot verhältnismäßig hoch. Demnach ist der Drehmomentaufbau während dieses Lastsprungs stark verzögert (Abbildung 5-24 [a]), da der Turbolader nicht ausreichend Frischgas für die geforderte Einspritzmasse bereitstellen kann. In diesen Situationen zeigt sich deutlich das Potential des eBoosters, welcher nicht auf die Abgasenthalpie angewiesen ist. Der Versuchsträger muss aufgrund einer ausgeprägten Rauchbegrenzungsphase knapp 3 s auf die benötigte Frischluftmenge warten, bis die geforderte Einspritzmasse freigegeben wird, um hohe Rußemissionen zu vermeiden. Unter Verwendung des eBoosters kann dieses Phänomen erheblich reduziert werden.

Ein weiterer zentraler Punkt bei der Bewertung des transienten Verhaltens ist der Motordrehzahlbereich, in welchem noch mit einer signifikanten Unterstützung des elektrischen Aufladesystems zu rechnen ist. Wie die Prüfstandsversuche zeigten, ist bis zu einer Drehzahl von etwa 2200 1/min noch mit einer geringfügigen Verbesserung des Ansprechverhaltens zu rechnen. Die Zeit bis zum Erreichen des maximalen Moments wäre hierbei noch von 2,6 auf 2,3 s reduzierbar. Im Falle einer zunehmenden Motordrehzahl bietet der Einsatz eines eBoosters kein weiteres Potential. Der Abgasmassenstrom ist in diesen Motordrehzahlbereichen für den alleinigen Betrieb des Turboladers ausreichend dimensioniert.

5.3.5 Emissionspotential

Für die Bewertung dieses Konzeptes hinsichtlich seines Potentials zur Reduzierung von Emissionen wurde eine NRTC-Zyklusmessung mit und ohne elektrische Unterstützung am Prüfstand vollzogen. Aufgrund der zeitlich begrenzten Verfügbarkeit des eBooster Systems am

Prüfstand sowie der Zugriffsbeschränkung auf bestimmte Softwarefunktionen war der Entwurf einer gezielten Regelstrategie nicht umsetzbar. Nichtsdestotrotz war es im Rahmen der Untersuchung möglich, den eBooster in bestimmten zeitlichen Abschnitten zu aktivieren. Ziel war es, die während eines NRTC-Zyklus auftretenden Rußspitzen zu minimieren bzw. den Rußausstoß gezielt zu senken.

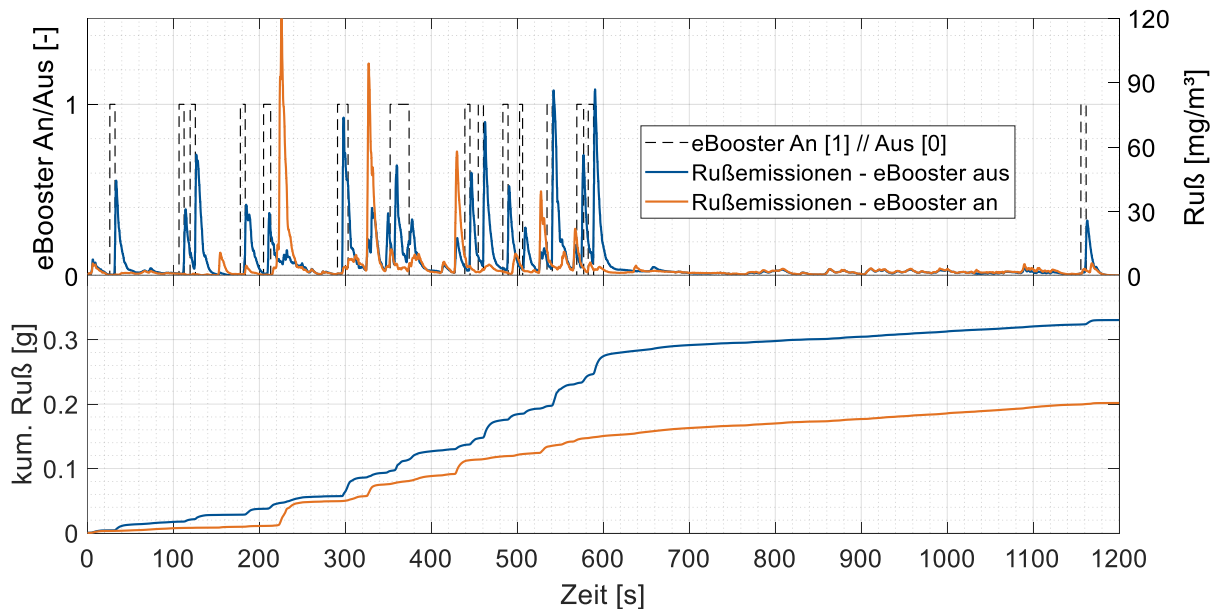


Abbildung 5-25: Messung des NRTC Zyklus mit und ohne elektrische Unterstützung durch den eBooster und dessen Auswirkungen auf Rußemissionen

In Abbildung 5-25 sind die Ergebnisse der Rußmessungen im NRTC-Zyklus veranschaulicht. Anfangs wurde eine Referenzmessung (blaue Linie) durchgeführt, welche deutliche Rußspitzen bis zu 90 mg/m^3 aufweist. Diese Bereiche sind tendenziell gekennzeichnet durch hohe Lastspitzen, welche Kennfeldbereichen mit nicht ausreichendem Luftangebot entstammen. Betroffen sind in vielen Fällen Ausgangsbereiche mit niedriger Motordrehzahl und Last, in welchen der Abgasturbolader nur bedingt arbeitet. Im Anschluss an die Referenzmessung wurde versucht, den eBooster gezielt im Bereich der Rußspitzen zu aktivieren, um den im Zuge des Lastsprungs entstehenden Luftmangel mit zusätzlichem Frischluftangebot entgegenzuwirken. Wie zu erkennen ist, wird ein Großteil der blauen Rußspitzen durch Einsatz des eBoosters (orange Linie) abgefangen. Da keine gezielte Regelung für den Betrieb des eBoosters im NRTC möglich war, kam es im Laufe der Messungen auch zu wenigen, ungewollten Rußspitzen, wie beispielsweise bei 220 s und 330 s. Die Abschaltung des eBoosters bzw. der daraus resultierende plötzliche Abfall des Luftmassenstroms kann demnach in bestimmten zuvor unkritischen Bereichen zu abruptem Luftmangel führen. Eine geeignete Regelstrategie könnte

hierbei Abhilfe schaffen. Das untere Teildiagramm in Abbildung 5-25 zeigt die kumulierten Rußemissionen, welche aus den beiden Testläufen resultieren. Bei Vergleich der beiden Kurven wird deutlich, dass es die Verwendung des eBoosters ermöglicht, einen Großteil der Rußemissionen zu senken.

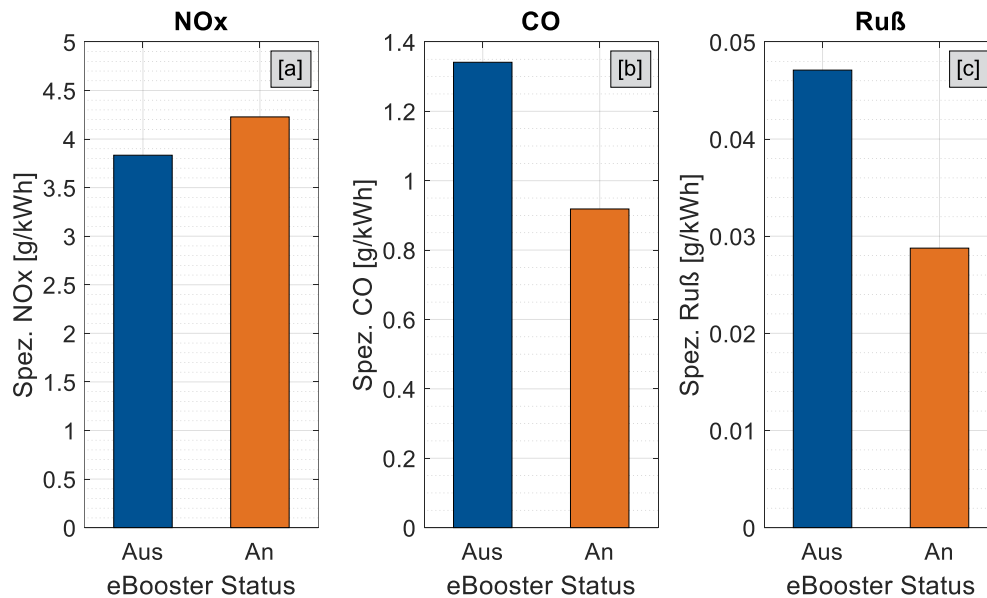


Abbildung 5-26: Ergebnisse der NRTC-Auswertung hinsichtlich spezifischer NO_x, CO und Rußemissionen bei Verwendung eines elektrisch angetriebenen Zusatzverdichters

Einen zusätzlichen Einblick in die Resultate der NRTC-Auswertung hinsichtlich der entstehenden Emissionen gibt Abbildung 5-26. Wie oben beschrieben, sind hier nochmals die um etwa 40 % gesenkten Rußemissionen ersichtlich, ebenso die reduzierten CO-Emissionen aufgrund des zusätzlichen Luftangebotes. Der Einsatz des eBoosters ermöglicht gesteigerte Lambdawerte, vor allem in kritischen Bereichen bei wenig Luftmassenstrom. Das Resultat der gesteigerten Lambdawerte ist ein Abfall der CO-Emissionen [111]. Ein großer Nachteil der Verwendung des eBoosters sind die NO_x Emissionen. Nicht nur werden durch den Einsatz des EAVs die Verbrennungsdrücke drastisch gesteigert, es wird zusätzlich die Beimischung von Abgas in den Ansaugkanal verhindert. Das vor allem bei niedrigen Motordrehzahlen entstehende positive Spülgefälle (siehe Abbildung 5-20 [c,d]) macht die Nutzung einer AGR-Rate unmöglich. Da der EAV vor der AGR-Mischdüse verbaut ist, wird das Einbringen eines rückgeführten Abgasmassenstroms unmöglich. Eine Reduzierung der AGR-Rate führt unweigerlich zu einer Erhöhung der NO_x Emissionen, wie in Abbildung 5-26 [a] verdeutlicht ist. Schlussendlich ermöglicht der Einsatz eines eBoosters Potentiale im Bereich der Rußemissionen, welche jedoch mit einem Anstieg der NO_x Emissionen einhergehen.

An dieser Stelle sei angemerkt, dass Untersuchungen existieren, die Potentiale auch im Bereich der NO_x Emissionen dokumentieren. Beispielsweise belegen die Ausführungen nach [62]

eine Reduktion der NO_x Emissionen trotz einem gesteigerten Ansprechverhalten unter Verwendung eines elektrisch angetriebenem Verdichters. Die Autoren beschreiben einen durch Verwendung des EAV gesteigerten Ladedruck, welcher eine höhere AGR-Rate zulässt und somit NO_x Emissionen im Vergleich zum referenzierten Lastsprung ohne elektrische Unterstützung reduziert. Die zu Beginn des Lastsprungs auftretende Rußspitze kann ebenfalls durch den EAV vermieden werden. Aus den Ausführungen geht jedoch nicht hervor, welche Einbauposition für den EAV gewählt wurde. Da sich der EAV in der vorliegenden Arbeit vor der AGR-Mischdüse befindet, ist eine Einspeisung von AGR bei aktiviertem EAV aufgrund des positiven Spülgefälles nicht umsetzbar. Die Positionierung des AGR-Zulaufs in den Frischluftpfad zwischen den beiden Verdichtern hätte Möglichkeiten im Hinblick auf eine Nutzung der AGR-Rate und dessen Einfluss auf die NO_x Emissionen bieten können. Unter diesen Umständen wäre es laut [112] zu empfehlen, das Abgas vor der Rückführung durch ein AGN System zu reinigen, um Schäden durch Partikel an dem Verdichterrad zu vermeiden.

5.4 P1 Hybridkonzept

Bei dem vierten und letzten Konzept handelt es sich um eine Hybridvariante, welche, nicht wie bei den anderen Konzepten, direkt an der Kurbelwelle ein Drehmoment beaufschlagt. Der systematische Aufbau dieses Konzeptes ist in Abbildung 5-27 veranschaulicht.

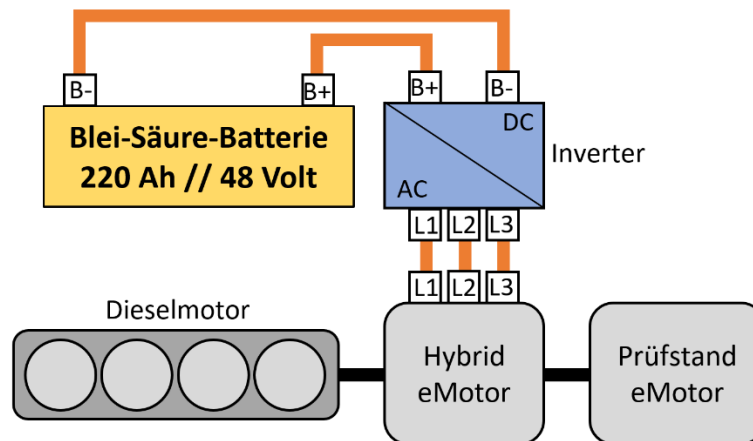


Abbildung 5-27: Schematische Darstellung der P1-Hybridumsetzung nach [72] mit einer Blei-Säure-Batterie

Die Abbildung 5-27 verdeutlicht die diesem Konzept zugrundeliegende P1-Hybrid-Struktur, bei welcher die elektrische Maschine ohne Kupplung mit dem Verbrennungsmotor verbunden ist. Der elektrische Antrieb setzt sich zusammen aus einer Synchronmaschine mit Permanentmagneten sowie einem Wechselrichter (Inverter) mit integriertem Steuergerät. Mithilfe des Wechselrichters kann der elektrische Antrieb zwei verschiedene Betriebsmodi bewerkstelligen. Im „Charging Mode“ wird die elektrische Maschine als ein Generator verwendet, welcher die Batterie auflädt. Beim „Boosting Mode“ unterstützt der Elektromotor den Primärtrieb, welcher die Batterie entlädt. [72]

Die Abbildung 5-27 beinhaltet in der schematischen Darstellung eine Blei-Säure-Batterie und veranschaulicht eine der beiden untersuchten Batterievarianten. Für die anfänglichen Prüfstandsversuche und erste Funktionstests wurde auf bereits bestehendes Prüfstandsequipment bzw. die dem Versuchsträger serienmäßig vorgegebenen Batterien zurückgegriffen. Die dargestellte 220 Ah Blei-Säure-Batterie ist zusammengesetzt aus acht einzelnen 12 V Batterien, wobei jeweils vier in Reihe verschaltete Batterien mit 120 Ah und 100 Ah parallel verschaltet sind. Der Energiegehalt dieses Batteriekonzeptes beträgt demnach in etwa 10,5 kWh. Im späteren Verlauf wird die Blei-Säure Batterie durch eine Lithium-Ionen-Batterie ausgetauscht. Der restliche Prüfstandsaufbau blieb jedoch unverändert. Die getestete Lithium-Ionen-Batterie hat laut Herstellerangaben eine Kapazität von 520 Ah sowie eine Nennspannung von 51,2 V. Der Energiegehalt dieses Batteriekonzeptes beträgt 26,6 kWh.

5.4.1 Vollastuntersuchung und stationäres Verhalten

Zu Beginn der Analysen wird das generelle Systemverhalten hinsichtlich Boost und Rekupe-
 ration untersucht. Die Messungen verfolgen den Zweck, die Randbedingungen in Bezug auf
 Stromstärke, Spannungsabfall und resultierendes Drehmoment einschätzen zu können sowie
 das dazugehörige Simulationsmodell zu kalibrieren. Weiterhin dienen die Messungen auch
 der Bewertung der zeitlichen Abläufe hinsichtlich Strom- bzw. Momentengradienten nach Ak-
 tivierung der elektrischen Maschine. Außerdem werden aus den Strom- und Spannungswerten
 die für die Bilanzierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs notwendigen Eckdaten berech-
 net und für anschließende Effizienzabschätzungen verwendet.

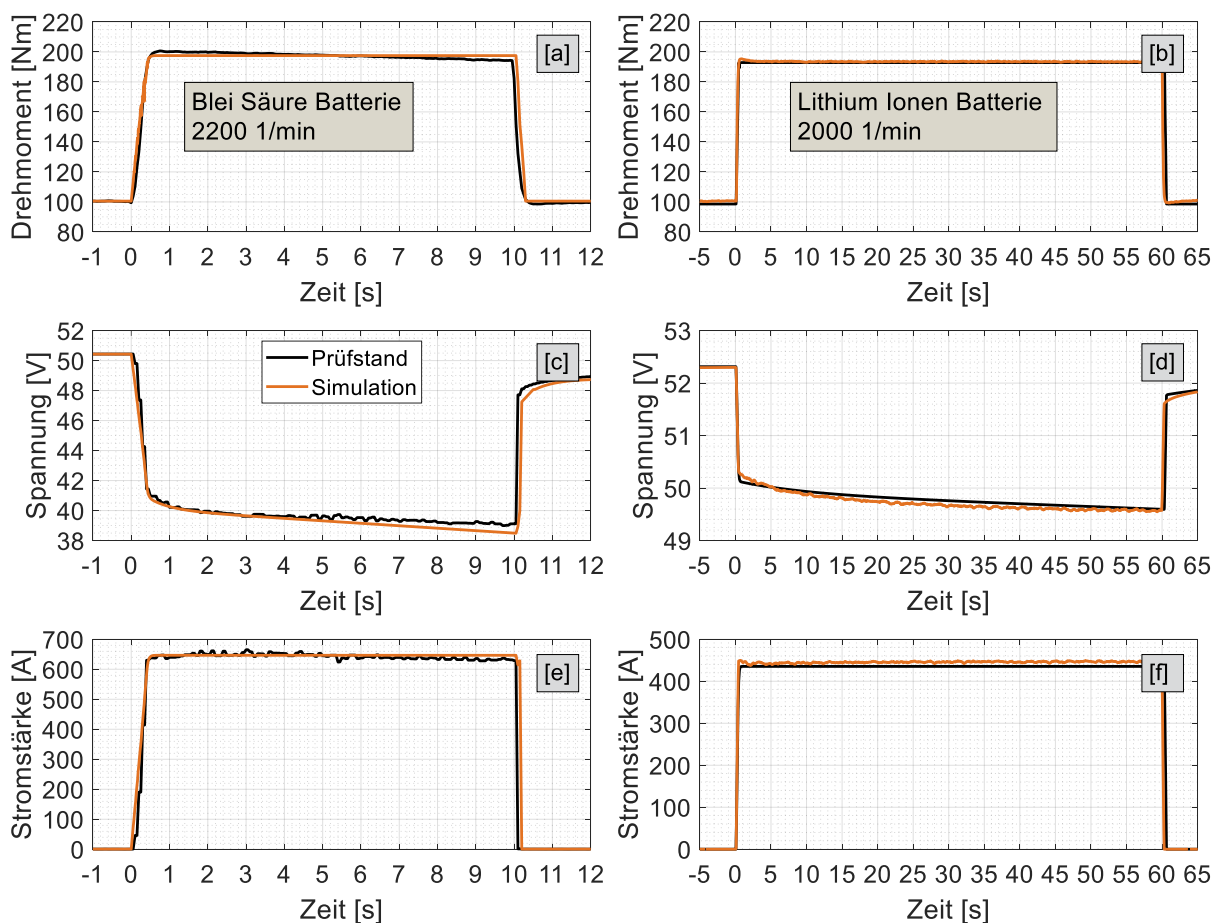


Abbildung 5-28: Prüfstands- und Simulationsergebnisse der elektrischen Unterstützung hinsichtlich Drehmoment, Spannung und Stromstärke für beide Batterievarianten

Da die Verbrennungskraftmaschine starr mit der elektrischen Maschine verbunden ist, besitz-
 en beide Antriebseinheiten zu jedem Zeitpunkt eine identische Drehzahl. Die anfänglichen
 Versuche beinhalten etwa 90 Betriebspunkte, welche sich sowohl in der Drehzahl als auch im
 unterstützenden Moment unterscheiden. Die Versuche wurden unter Einsatz beider Batterie-
 Systeme vollzogen. Einen Auszug aus jeweils einer der Messungen zeigt Abbildung 5-28.

Abbildung 5-28 illustriert die maximal mögliche, elektrische Unterstützung des Sekundärantriebs bei einem Ausgangsmoment von 100 Nm, welches allein durch die Verbrennungskraftmaschine gestellt wird. Die elektrische Maschine stellt ein maximales Drehmoment von 100 Nm bereit, welches sie unter optimalen Voraussetzungen unterstützen kann. Zu diesen Voraussetzungen gehören neben einem bestimmten Drehzahlband auch eine ausreichende Spannungsversorgung. Bezüglich des Drehzahlbandes hat sich gezeigt, dass das maximale Moment bis ca. 2200 1/min verfügbar ist. Die Spannungsversorgung ist stark von der eingesetzten Spannungsquelle abhängig. An dieser Stelle soll angemerkt werden, dass das Ziel der vorliegenden Arbeit bzw. der Untersuchung des Hybridpotentials nicht primär auf dem Vergleich unterschiedlicher Spannungsquellen beruht. Die eingesetzten Batteriesysteme sind in ihren Randbedingungen für einen gezielten Abgleich sowohl in ihrer chemischen Zusammensetzung als auch vor allem in ihrem jeweiligen Energiegehalt zu unterschiedlich. Nichtsdestotrotz zeigt der Vergleich der jeweiligen Strom- und Spannungsverläufe in Abbildung 5-28, dass im Falle der Lithium-Ionen-Batterie für ein vergleichbares Drehmoment ein deutlich niedrigerer Spannungsabfall entsteht. Folglich fällt auch die dafür notwendige Stromstärke nicht so hoch aus wie bei Verwendung der kapazitiv schwächeren Blei-Säure-Batterie. Der in Abbildung 5-28 [e] dargestellte Stromverlauf steht exemplarisch für die maximale Stromstärke, die im Zuge der Versuche gemessen wurde und bei welchen eine Drehmomentanforderung über eine gewisse Dauer aufrecht gehalten werden kann. Höhere Momente oder eine längere Unterstützungsdauer resultieren in einem zunehmenden Spannungsabfall. Im Falle einer Unterschreitung von 38 V bricht das Moment zusammen und eine Unterstützung ist nicht mehr möglich. So erklärt sich, weshalb zwar eine anfängliche Abschätzung aller benötigten Systemparameter möglich ist, jedoch längere Messungen oder Zyklusuntersuchungen unter Einsatz des Blei-Säure-Systems nicht realisierbar sind.

Aus den eben beschriebenen Versuchen kann eine Hybridvolllastkurve abgeleitet werden, welche in Abbildung 5-29 dokumentiert sind. Die Volllastkurve ist für beide Batterievarianten identisch, lediglich die dabei auftretenden Ströme und Spannungen unterscheiden sich. Wie bereits beschrieben, erreicht die Blei-Säure-Variante Ströme bis zu 650 A, wohingegen bei Verwendung der Lithium-Ionen-Batterie nur Ströme von bis zu 450 A wirken. Das elektrisch aufschaltbare Zusatzmoment beträgt 100 Nm bis zu einer Drehzahl von 2200 1/min. Anschließend fällt das Moment auf knapp 80 Nm bis zu der maximalen Motordrehzahl ab.

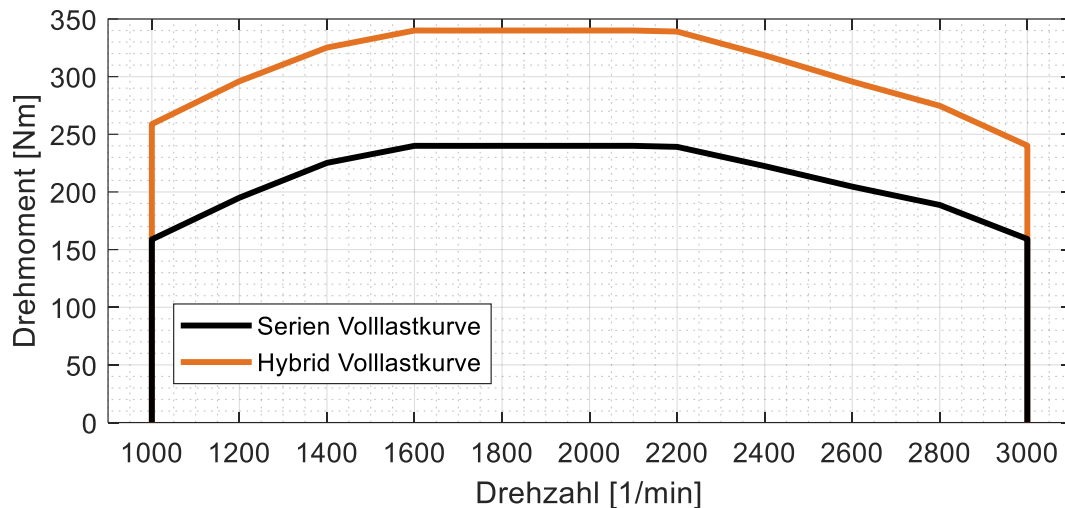


Abbildung 5-29: Darstellung der erweiterten Vollastlinie (orange) unter Verwendung der Kombination aus beiden Antriebssystemen

Ein weiteres Resultat der Hybridvermessung ist die Möglichkeit zur Bewertung der Verbrauchswerte des Hybridsystems. Hierzu wurde über die in den jeweiligen Betriebszuständen gemessenen Strom- und Spannungswerte eine elektrische Leistung berechnet und der tatsächlichen Leistung gegenübergestellt. Dies ermöglicht eine Abschätzung der entstehenden Wirkungsgradkette bei der jeweiligen Energieumwandlung. Das Ergebnis der Wirkungsgradabschätzung ist der Abbildung 5-30 zu entnehmen. Grundlagen für die Berechnung des Wirkungsgrades sind der aus der Batterie fließende Strom sowie der dazugehörige Spannungswert. Demnach ist der Batteriewirkungsgrad noch zusätzlich abzuschätzen. Die Ergebnisse weisen ein berechnetes Wirkungsgradmaximum von etwa 86 % aus, welches im Bereich hoher Lasten und Drehzahlen lokalisiert ist. Bis auf etwa ein Drittel der Last kann der elektrische Antrieb einen Wirkungsgrad von über 80 % bereitstellen, welcher in Richtung niedrigerer Lasten zunehmend stark absinkt.

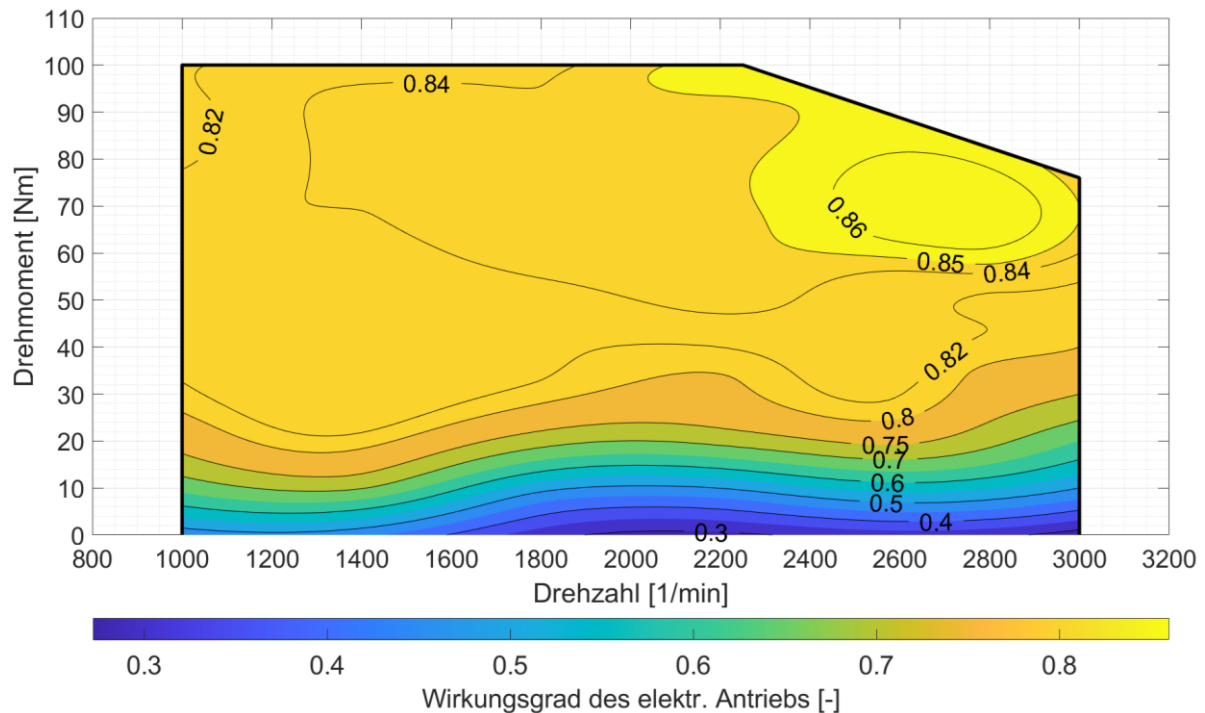


Abbildung 5-30: Wirkungsgradkennfeld des elektrischen Antriebs

Die Verwendung eines Hybridsystems erlaubt eine Vielzahl an unterschiedlichen Betriebsmodi. Ein gängiges Beispiel ist die sogenannte Lastpunktanhebung (LPA). Bei dieser Funktion wird die elektrische Maschine generatorisch betrieben und bringt ein Moment auf die Kurbelwelle auf. Dies bedeutet für den Verbrennungsmotor, dass er mehr Leistung erbringen muss als er für den aktuell geforderten Betriebszustand benötigt. Die daraus resultierende Lastanhebung verschiebt den spezifischen Kraftstoffverbrauch des Verbrennungsmotors in effizientere Regionen. Der Generator wandelt die Mehrleistung in elektrische Leistung um, welche wiederum der Batterie zugeführt wird. Das Potential dieser Hybridfunktion kann jedoch nur ausgeschöpft werden, wenn die von der jeweiligen Anwendung geforderte Leistung bei einem niedrigeren, spezifischen Verbrauch erzeugt wird als bei konventionellem Betrieb ohne elektrische Unterstützung. Aus diesem Grund wurde unter anderem das Wirkungsgradkennfeld erarbeitet, auf dessen Grundlage die nachfolgende Potentialbewertung stattfindet. [70]

Für die Bewertung ist es unumgänglich, den resultierenden Gesamtsystemwirkungsgrad zu berechnen, welcher niedriger ausfallen sollte als der Wirkungsgrad bei einem rein verbrennungsmotorischen Betrieb. Hierfür wird das Moment des Verbrennungsmotors ins Verhältnis gesetzt zu der Summe aus dem angeforderten und dem elektrischen Moment, welches jedoch mit der gesamten Wirkungsgradkette beaufschlagt wird. Im Zuge der Potentialbewertung wurden etwa 2000 verschiedene Betriebsszenarien berechnet, welche sich durch unterschiedliche Drehzahlen, angeforderte Solllastmomente und elektrische Unterstützungsmomente (LPA Drehmoment) charakterisieren.

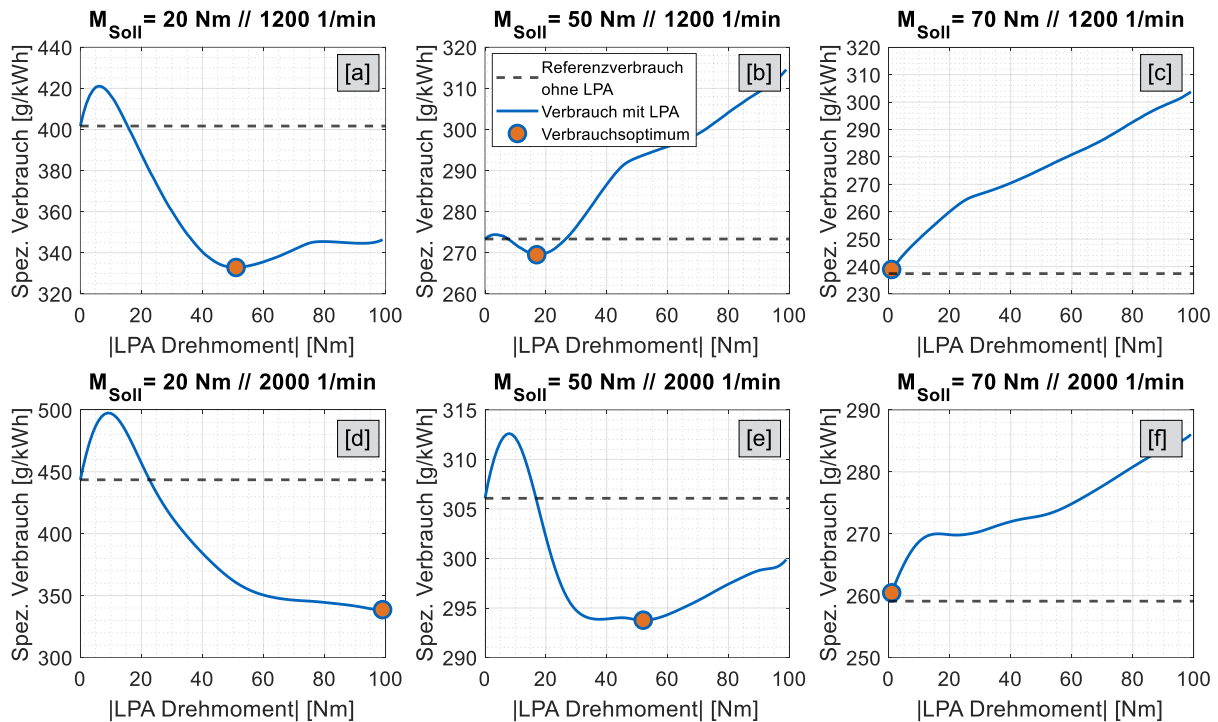


Abbildung 5-31: Darstellung des resultierenden spezifischen Systemverbrauchs in Abhängigkeit von angefordertem Sollmoment, Motordrehzahl und Lastanhebungsmoment

Abbildung 5-31 zeigt sechs exemplarische Kombinationen einer möglichen Lastpunktanhebung. Dargestellt sind zwei unterschiedliche Drehzahlen sowie jeweils drei verschiedene Sollmomente. Die schwarz gestrichelte Linie gibt als Referenz den für den jeweiligen Betriebspunkt rein verbrennungsmotorisch erzielbaren Kraftstoffverbrauch ohne elektrische Beeinflussung an. Die blaue Linie beschreibt den sich nach der Lastpunktanhebung einstellenden Gesamtsystemverbrauch. Die Teilabbildungen [a,b,d,e] verdeutlichen eine effiziente LPA, da sich ein niedrigeres Verbrauchsoptimum bei einem bestimmten LPA Moment einstellt. Im Falle der beiden $M_{Soll} = 70 \text{ Nm}$ Beispiele würde eine LPA unweigerlich zu einem Mehrverbrauch führen, da kein niedrigerer Gesamtverbrauch als die bereits bestehende Referenz erzielt werden kann. Jegliche elektrische Lastanhebung würde den Systemwirkungsgrad senken. Die sich in den Teilabbildungen [a,d,e] und geringfügig auch [b] ergebende anfängliche Erhöhung des Verbrauchs ist das Ergebnis einer nicht ausreichenden Kompensation der Energieumwandlungsverluste in diesem Bereich. [70] Wie bereits erwähnt und auch aus Abbildung 5-30 ersichtlich ist, sind die Wirkungsgrade bei niedrigen, elektrischen Momenten vergleichsweise gering. Im exemplarischen Fall von Abbildung 5-31 [e] würde ein LPA Moment von etwa 52 Nm einen maximalen Verbrauchsvorteil nach sich ziehen. Der Verbrennungsmotor wäre folglich gezwungen, das Sollmoment von 50 Nm um weitere 52 Nm zu erhöhen. Durch die Zusammenführung aller optimalen Kombinationen lässt sich ein Kennfeld erstellen, welches das Potential der Lastpunktanhebung gesamtheitlich darstellt.

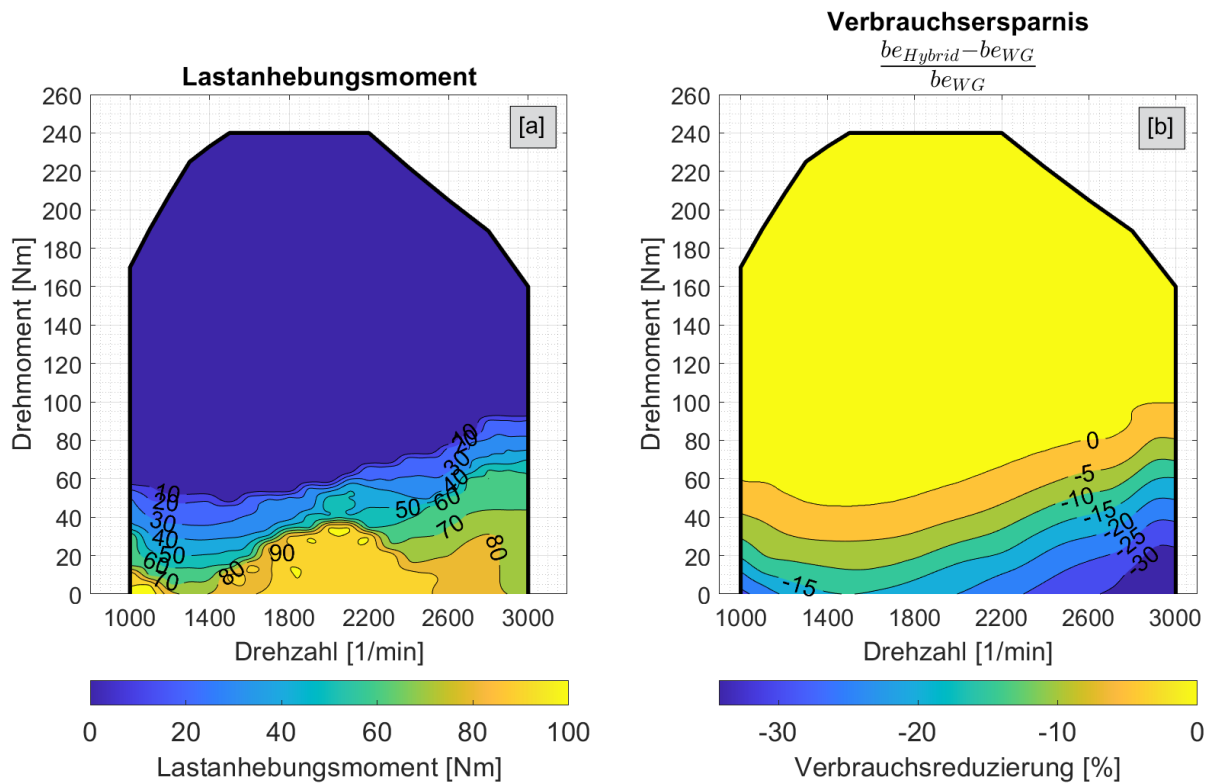


Abbildung 5-32: Darstellung der Lastanhebungsmomente [a] im Betriebsbereich der Verbrennungskraftmaschine sowie die daraus resultierende Verbrauchsreduzierung [b]

Abbildung 5-32 [a] veranschaulicht die soeben angesprochene Überlagerung aller optimalen Lastanhebungsmomente für die jeweiligen Betriebsbereiche. Beispielsweise wird im Bereich der 70 Nm Isolinie eine Erhöhung der verbrennungsmotorischen Last um 70 Nm durch den Sekundärtrieb generiert. Der sich im gehobenen Lastbereich einstellende, spezifische Kraftstoffverbrauch kompensiert die Wirkungsgradkette und ermöglicht eine Verbrauchsreduzierung. Wie die Abbildung 5-32 [a] beweist, eignet sich eine effiziente Lastpunktanhebung nur in einem engen Bereich bei niedrigen Motorlasten. Der spezifische Verbrauch der VKM ist je nach Drehzahl ab etwa 60 – 100 Nm zu niedrig, um durch eine Lastpunktanhebung verbessert werden zu können. Der Grund für die dominante Ausformung der Lastanhebungsmomente im Bereich zwischen 1800 – 2200 1/min ist die Form des spezifischen Verbrauchskennfeldes des Versuchsträgers. Die geringsten spezifischen Kraftstoffverbräuche werden in diesem Drehzahlbereich festgestellt und erstrecken sich auch verhältnismäßig weit in Richtung mittlere Lastbereiche. Damit ist das Ergebnis in dem genannten Drehzahlsegment eine ausgeprägtere Lastpunktanhebung. Die Abbildung 5-32 [b] veranschaulicht das Resultat der Lastpunktanhebung hinsichtlich der potentiellen Verbrauchsreduzierung. Im Bereich höherer Drehzahlen und niedriger Lasten ist das Potential am höchsten, da dieser Bereich durch die höchsten spezifischen Kraftstoffverbräuche charakterisiert ist.

5.4.2 Transientverhalten

Aus den anfänglichen Versuchen, welche bereits in Kapitel 5.4.1 vorgestellt wurden, kann auch für die Bewertung des transienten Verhaltens ein essenzieller Sachverhalt verifiziert werden. Die Auswertungen bestätigen, dass der Stromanstieg über die Zeit unabhängig von dem jeweiligen Ausgangsmoment sowie der Motordrehzahl ist. Der Quotient $\frac{dI}{dt}$ ist als konstant anzusehen. Da sich das Drehmoment proportional zur Stromstärke verhält, zeigt auch der Drehmomentanstieg einen unabhängigen Verlauf. Die Prüfstandsmessungen belegen, dass bei alleiniger Nutzung der elektrischen Maschine der Anstieg des Drehmoments von 0 Nm auf 100 Nm etwa 0,6 s beträgt. Im Folgenden wird anhand von zwei exemplarischen Lastsprüngen, welche in Abbildung 5-33 dargestellt sind, das Potential der Hybridisierung im Bereich des transienten Verhaltens diskutiert.

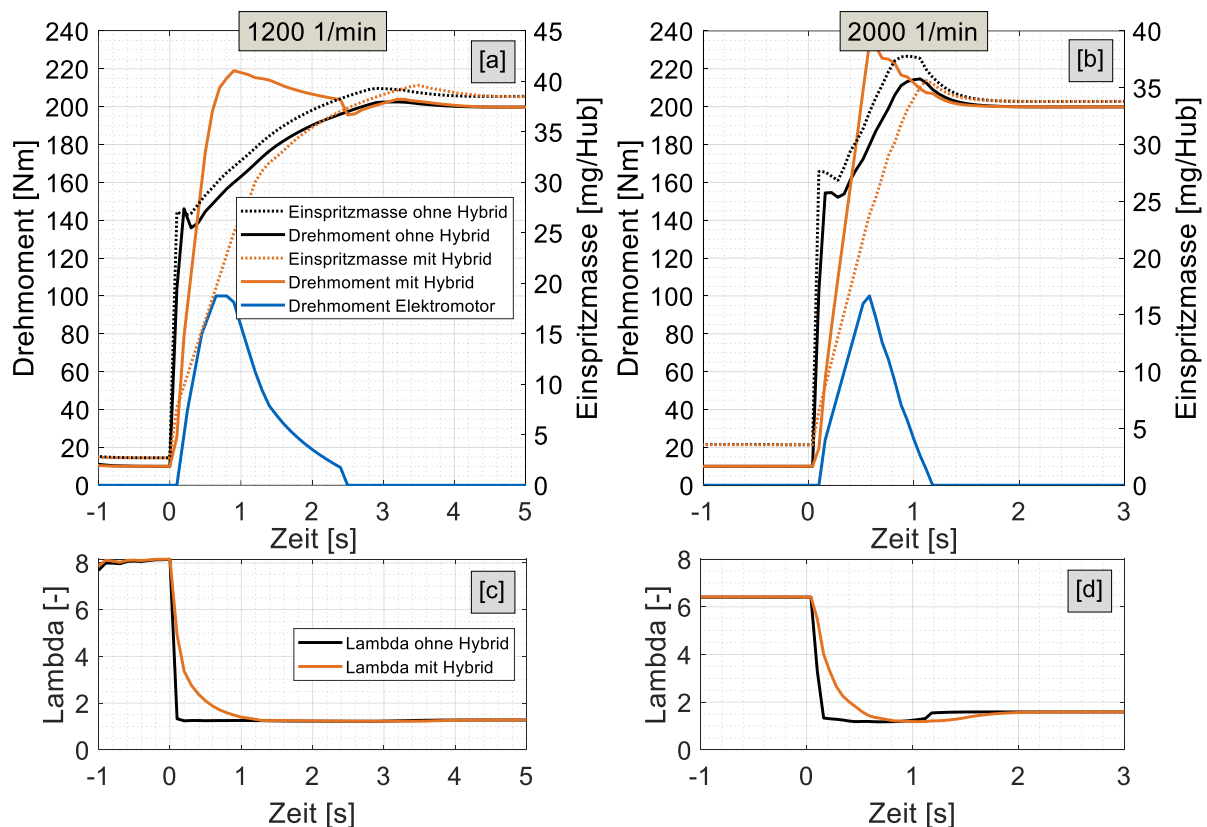


Abbildung 5-33: Simulation zweier Lastsprünge mit und ohne Nutzung des Hybridantriebs

Die beiden simulierten Lastsprünge bei 1200 1/min und 2000 1/min zeigen jeweils die Drehmoment- und Einspritzverläufe sowie die dazugehörigen Lambdawerte. Die schwarzen Kurven beschreiben den Referenzlastsprung ohne Einsatz des Sekundärtriebs. Wie die schwarzen Verläufe sichtbar machen, ist die VKM im Bereich von etwa 140 Nm gezwungen, die Einspritz-

menge zu drosseln. Der steile Anstieg der Einspritzmasse bei nicht ausreichendem Frischluftangebot führt zu stark abfallenden Lambdawerten (Abbildung 5-33 [c,d]). Die hierbei einsetzende Rauchbegrenzung ist folglich verantwortlich für die Drosselung der Einspritzmasse.

Das in diesem Fall verfolgte Applikationsziel ist nicht nur die Reduktion der Zeit bis zum Erreichen des maximalen bzw. geforderten Drehmomentes, sondern zudem eine gezielte Drosselung der Einspritzmasse. Letzteres soll die Verweildauer in der Rauchbegrenzung reduzieren oder bestenfalls gänzlich verhindern. Abgesehen davon wäre die eingesetzte elektrische Maschine ohnehin nicht fähig, die Volllastmomente der VKM selbstständig abzudecken. Die orangefarbenen Kurven in Abbildung 5-33 zeigen die Ergebnisse des aktiven Eingreifens des sekundären Antriebes. Wie einerseits erkennbar ist, kann die Zeit bis zum Erreichen des maximalen Momentes deutlich reduziert werden, vor allem im Bereich niedriger Drehzahlen (Abbildung 5-33 [a]). Andererseits sind die Verläufe der Einspritzmasse sowie der Lambdawerte merklich abgeflacht. Folglich verringert sich auch die Verweildauer in der Rauchbegrenzung. Die beiden blauen Verläufe in Abbildung 5-33 zeichnen den Verlauf des elektrischen Drehmomentes. Beide Drehzahlvarianten erreichen nach etwa 0,6 s das maximale, elektrische Moment, was die Unabhängigkeit im Hochlauf von der Drehzahl wiederum bestätigt. Der Sekundärtrieb nimmt in Abstimmung mit dem Einspritzmassenregler bei Erreichen der geforderten Last von ca. 200 Nm das Drehmoment zurück und sorgt für einen weiterhin kontinuierlichen Summenmomenten- bzw. Einspritzmassenverlauf.

Ein weiterer Effekt kann in Abbildung 5-33 analysiert werden. Unter Einsatz des Hybridantriebes ist für das Erreichen der geforderten Last eine geringere Einspritzmasse von Nöten. Dies lässt die Annahme zu, dass sich neben allen eben diskutierten Effekten und Potentialen auch die benötigte Energie für den Lastsprung reduziert. Dazu darf nicht nur die im Kraftstoff gebundene Energie betrachtet werden, sondern es verlangt nach einer ganzheitlichen Bilanzierung aller Energieströme, welche zum Erreichen des Lastsprungs beitragen.

Um diesen Sachverhalt bewerten zu können, wird im Rahmen der Simulation ein kurzer Testzyklus mit der gleichen Regelung, wie in Abbildung 5-33 vorgestellt, gerechnet. Das Ergebnis der Auswertung ist eine minimale Verbrauchsverbesserung, welche sich jedoch im Bereich von ca. 0,4 % bewegt. An dieser Stelle muss deutlich darauf hingewiesen werden, dass das Einsparpotential maßgeblich von den jeweiligen Wirkungsgraden des elektrischen Antriebes abhängig ist. In dem vorliegenden Fall werden vereinzelte Wirkungsgrade abgeschätzt, weshalb davon auszugehen ist, dass auch auf Grund des minimalen Wertes von 0,4 % kein nennenswerter Verbrauchsvorteil entsteht. Folglich bleibt der positive Einfluss auf das Ansprechverhalten in Kombination mit einer abgeflachten Einspritzmasse und einem sanfteren Anfahren

der Lambdagrenze, was auch im Hinblick auf die verursachten Emissionen ein gewisses Potential bieten kann. Von einer Verbrauchseinsparung ist nicht zwingend auszugehen.

5.4.3 Emissionseinfluss

Für die Bewertung des Emissionspotentials der Hybridvariante wurden mehrere NRTC-Zyklen am Prüfstand gemessen und ausgewertet. Die dem Hybridkonzept zugrundeliegende Regelstrategie lehnt sich prinzipiell an die zuvor in Kapitel 5.4.2 vorgestellte Herangehensweise an. Aufgabe ist es, die bei hohen Lastsprüngen auftretenden Einspritzmassengradienten abzuflachen und die daraus resultierende Drehmomentdifferenz durch elektrische Energie bzw. elektrisches Drehmoment zu kompensieren. Weiterhin ist es bei der Verwendung des Sekundärtriebs und dessen Energiequelle unverzichtbar, die bereitgestellte bzw. eingesetzte Energie zu bilanzieren. Die Verwendung einer vollgeladenen Batterie ohne Einsatz einer Ladestrategie bzw. der Akzeptanz einer Teil- oder Vollentladung würde zu einem verfälschten und zweifelhaften Ergebnis führen. Insofern wird im Rahmen der Regelung versucht, die genutzte elektrische Energie nach dem Lastsprung wieder in Form von Rekuperation auszugleichen. Dazu wurde die Einspritzmasse, welche anfangs zurückgenommen wurde, bei einem Lastabfall geringfügig oberhalb der benötigten Kraftstoffmasse gehalten und für die Ladung der Batterie verwendet. Die Regelung der Einspritzmasse basiert dabei auf einem konstanten SOC über den gesamten NRTC-Zyklus. Eine Veranschaulichung dieser Aufteilung zwischen Boost- und Rekuperationsbetrieb ist der Abbildung 5-34 zu entnehmen.

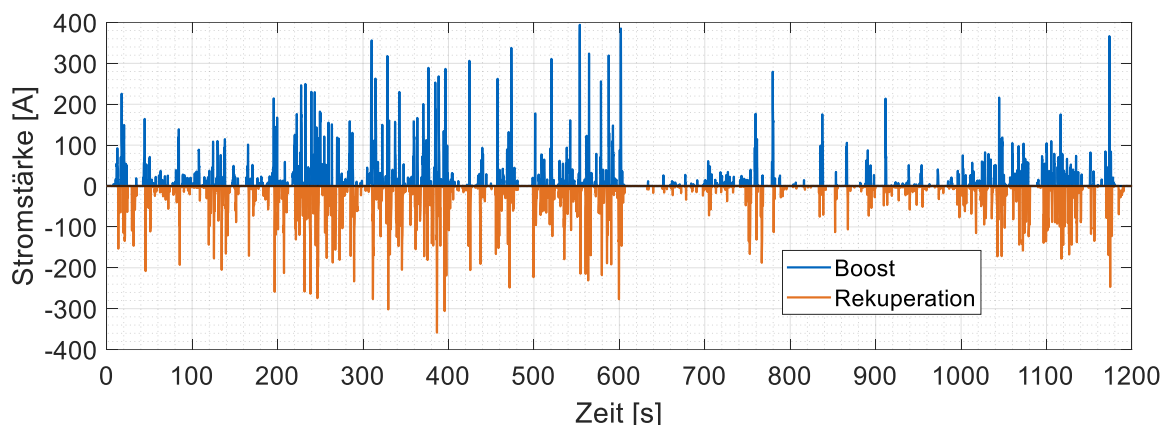


Abbildung 5-34: Aufteilung der Boost- und Rekuperationsanteile anhand der auftretenden Stromstärken innerhalb des NRTC-Zyklus für den Betrieb des Hybridsystems

Wie die Abbildung 5-34 erkennen lässt, ist das Stromprofil über die gesamte Zeitachse von 1200 s des NRTC-Zyklus aufgetragen und teilt sich in einen positiven und negativen Anteil auf, welche repräsentativ für den Boost- bzw. Rekuperationsbetrieb stehen. In beiden Fällen erreichen die Stromspitzen Werte von knapp 400 A. Bei dem eingesetzten Batteriesystem handelt

es sich um die Lithium-Ionen-Variante, welche bereits unter Abbildung 5-28 vorgestellt wurde. Auch ein Vergleich von Abbildung 5-28 [f] mit obiger Abbildung 5-34 zeigt vergleichbare, maximale Stromstärkenwerte im Bereich der bereits erwähnten 400 A, was einem Drehmoment von etwa 100 Nm entspricht. Im Zuge der NRTC-Messung konnte eine Batterieladung von 80 % konstant gehalten werden, was auch eine erste qualitative Abschätzung der Boost- und Rekuperationsanteile in Abbildung 5-34 vermuten lässt. Eine Aufsummierung aller Stromstärkenwerte belegt, dass sich, über die 1200 s hinweg, sowohl positive als auch negative Anteile nahezu ausgleichen.

Eben beschriebene NRTC-Messung wurde anschließend mit einer Zyklusmessung ohne elektrische Unterstützung verglichen. Die in beiden Fällen entstehenden Emissionen wurden ausgewertet und gegenübergestellt. Die Resultate sind in Abbildung 5-35 dokumentiert.

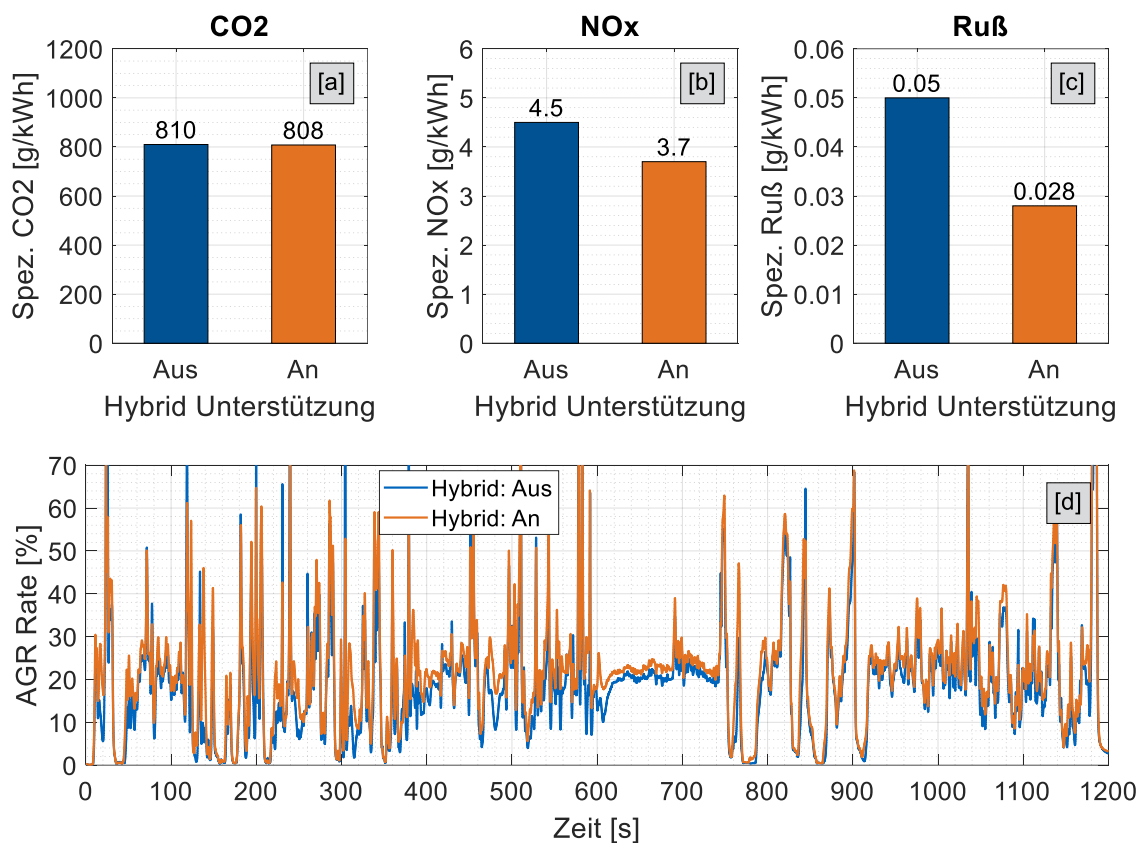


Abbildung 5-35: Emissionsausstoß mit und ohne Nutzung des Sekundärtriebs im NRTC-Zyklus sowie die dabei eingesetzten AGR-Raten

Das Kapitel 5.4.2 analysiert unter anderem den spezifischen Kraftstoffverbrauch. Die Simulationen haben ergeben, dass sich im Rahmen eines Lastprofils unter Einbeziehung einer Energiebilanzierung ein minimales Kraftstoffeinsparpotential von weniger als 1 % ergibt. Diesen Sachverhalt bestätigt Abbildung 5-35 [a], welche den CO₂ Ausstoß gegenüberstellt. Wie sich

zeigt, liegt der Kohlendioxidausstoß der Variante mit elektrischer Unterstützung (oranger Balken) 0,25 % unterhalb der Serienkonfiguration ohne elektrischen Antrieb (blauer Balken). Die CO₂ Emissionen lassen einen direkten Rückschluss auf die eingesetzte Kraftstoffmenge zu, welche bei der Gegenüberstellung beider Varianten eine vernachlässigbare Differenz aufweist. Demnach ist der spezifische Kraftstoffverbrauch mit und ohne Hybridbetrieb in diesem Szenario auf einem vergleichbaren Niveau. Allerdings wäre es im Falle einer bestimmten Anwendung oder eines speziellen Betriebszustandes durchaus denkbar, das Laden der Batterie ohne den Einsatz von zusätzlicher Kraftstoffmasse zu bewerkstelligen. Studien [81, 86, 87] beschreiben Verbrauchsvorteile in Baumaschinen wie beispielsweise einem Gabelstapler oder einem Bagger. Das Absenken von Lasten, das Abbremsen der Baggerdrehung oder das generelle Abbremsen der Anwendung kann zur Rekuperation genutzt werden, ohne dass dafür explizit das Laden durch die Verbrennungskraftmaschine erfolgen muss. Derartige Rekuperationsmöglichkeiten sind im untersuchten NRTC-Zyklus nicht gegeben und können folglich auch nicht angewandt werden.

Weiterhin zeigt Abbildung 5-35 [c] den Vergleich der Rußemissionen. Die Unterstützung der elektrischen Maschine zielt ab auf eine Kompensation der zu Beginn eines Lastsprungs entstehenden hohen Einspritzmassengradienten. Diese sind unter anderem für steigende Rußemissionen verantwortlich und können durch gezielten Einsatz des Sekundärtriebs reduziert werden. Der Einsatz des Hybridsystems vermag die Rußemissionen um ca. 44 % zu senken, ebenso zeigt sich im Bereich der CO Werte ein Minimierungspotential von einem Drittel.

Durch die Unterstützung der elektrischen Maschine ist es zudem möglich, die AGR-Raten geringfügig auf eine gleichzeitige Reduzierung der NO_x Emissionen anzupassen. Wie die beiden Abbildung 5-35 [b,d] veranschaulichen, kann zusätzlich zu einer Reduzierung der bereits diskutierten Rußemissionen simultan eine Absenkung des Stickoxidausstoßes erzielt werden, welche sich im Rahmen der vorliegenden NRTC-Messung auf knapp 18 % beläuft. Die elektrische Unterstützung reduziert zum einen die Zeitanteile hoher Einspritzmassen und die daraus resultierenden Drücke und Temperaturen. Zum anderen können die AGR-Raten geringfügig angehoben werden, was zudem die verantwortlichen Effekte der Stickoxidentstehung minimiert.

5.5 Gegenüberstellung der Konzepte

Trotz mancher Abweichungen zwischen Prüfstandsmessungen und den berechneten Daten sowie der ein oder anderen idealisierten Annahme wird im Folgenden eine Gegenüberstellung

der jeweiligen Konzepte präsentiert. Der Vergleich basiert dabei primär auf den in den jeweils einzeln diskutierten Teildisziplinen Volllastverhalten, Verbrauchseinsparpotential, transientes Verhalten und Emissionspotential. Darüber hinaus sind auch Kriterien wie beispielsweise Komplexität, Kosten oder Packaging miteinbezogen, welche zwar nicht im Rahmen der Untersuchungen explizit diskutiert wurden, jedoch in Ansätzen abgeschätzt werden können.

Eine erste maßgebliche Differenzierung ist die durch die einzelnen Konzepte zu erreichende Volllastkurve unter vergleichbaren Randbedingungen. Eine Gegenüberstellung der erzielten maximalen Momente zeigt die nachfolgende Abbildung 5-36.

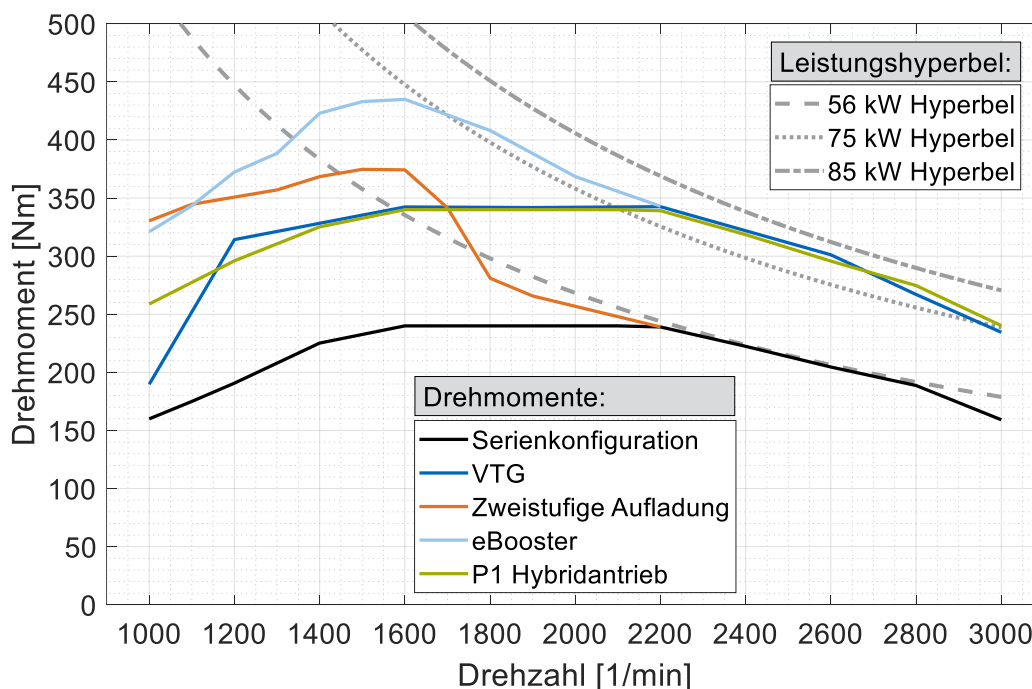


Abbildung 5-36: Vergleich der konzeptspezifischen Volllastkurven

Die Abbildung 5-36 lässt erkennen, dass mit allen untersuchten Konzepten eine deutliche Steigerung der maximalen Momente möglich ist. Hauptsächlich zeigt sich das Potential im Bereich niedriger bis mittlerer Drehzahlen. Die Steigerung des Drehmoments bei niedrigen Drehzahlen ohne Überschreitung der 56 kW Leistungsklasse entspricht einer der der Arbeit zugrundeliegenden Zielsetzungen. Der eBooster setzt hierbei den Maßstab mit einem maximalen Moment von 400 Nm bei etwa 1330 1/min, was die Abbildung 5-36 belegt. Die zweistufige Aufladung erreicht 370 Nm bei 1450 1/min. Das VTG- und Hybrid-Konzept erzielen 340 Nm bei knapp 1600 1/min. Beide zuletzt genannten Konzepte erreichen jedoch die höchsten Leistungswerte von knapp 85 kW. Zusammen mit dem eBooster Konzept dringen diese drei Systeme, bei nach wie vor unverändertem Hubraumvolumen, in die Leistungsklasse der 75 kW Anwendungen ein, was Aufschluss über ein weiteres Untersuchungsziel gibt. Beachtlich hierbei ist, dass das

eBooster System die 75 kW Grenze bereits bei einer Motordrehzahl von 1700 1/min erreicht. Das VTG- wie auch das Hybrid-Konzept benötigen hierfür mindestens eine Drehzahl von 2100 1/min.

Auf den ersten Blick können die vier vollständig unabhängig voneinander getesteten Konzepte in zwei Gruppierungen aufgeteilt werden. Ersichtlich ist, dass die zweistufige Aufladung mittels zweier Abgasturbolader sowie die eBooster Volllastkurve nur die erste Hälfte des Drehzahlbandes abdecken. Einzig die Teilbereiche der Volllastkurve werden gezeigt, in denen das jeweilige System einen deutlichen Beitrag leisten kann. Ab ca. 2200 1/min ist bei beiden eben genannten Konzepten keine Beteiligung mehr durch den zweiten Abgasturbolader bzw. den eBooster zu erkennen. Ab dieser Motordrehzahl verantwortet das einstufige Serienturbolader-Konzept den Motorbetrieb. Die Gründe, weshalb die zweistufige Aufladung bei eben genannter Motordrehzahl nur die Serienvolllastkurve trifft und der eBooster bei etwa 340 Nm abschneidet, sind die im Falle der zweistufigen Aufladung deutlich höheren Abgasgegendrücke bei gleichen Lasten. Der eBooster Betrieb lässt aufgrund seiner rein frischluftseitigen Bauraumbeeinflussung in dieser Hinsicht mehr Freiheitsgrade zu. Bei den in Abbildung 5-36 dokumentierten Kurven handelt es sich ausschließlich um Drehmomentwerte, welche am Prüfstand gemessen wurden. Hingegen die Simulationsergebnisse im Bereich der zweistufigen Aufladung sprechen diesem Konzept etwas mehr Potential zu als in Abbildung 5-36 dargestellt ist. Die im Rahmen der Simulation erarbeitete Volllastkurve erreicht aufgrund einer nahezu idealisierten Verrohrung sowie Klappenregelung ein Drehmoment von etwa 310 Nm bei 2200 1/min. Beide soeben diskutierten Konzepte stellen im Bereich niedriger Drehzahlen das höchste Moment.

Die verbleibenden zwei Konzepte sind das VTG- und das Hybrid-Konzept. Die Volllastlinien dieser Konzepte weisen einen größtenteils vergleichbaren Verlauf auf, wie Abbildung 5-36 belegt. Lediglich im Bereich niedriger Drehzahlen ist die Hybridvariante etwas performanter, da sie nicht wie das VTG-Konzept auf einen ausreichenden Frischluftmassenstrom zur Drehmomentenerzeugung angewiesen ist. Das elektrische Moment steht bereits bei niedrigsten Drehzahlen in vollem Umfang zur Verfügung. Die Tatsache, dass die beiden Drehmomentkurven einen derart deckungsgleichen Verlauf aufweisen, ist den Randbedingungen des jeweiligen Systems geschuldet. Vor allem im Bereich des hybriden Systems können die Randbedingungen wie beispielweise Batteriesystem, elektrische Maschine, Bordnetzspannung, Hybridstruktur etc. stark variieren, was sich unweigerlich auf den Gesamtsystembetrieb und unter diesem Gesichtspunkt das Drehmomentverhalten auswirkt. Da der elektrische Teil eines Hybridsystems durch den Verbrennungsmotor nicht stark beeinflusst wird, können die Systemgrenzen des Sekundärtriebs nahezu unabhängig davon dimensioniert werden, was jedoch je nach Anwendung oder Applikationsziel einzuschränken bzw. abzustimmen ist.

Ein weiterer im Rahmen der vorliegenden Arbeit häufig diskutierter Aspekt ist der des spezifischen Kraftstoffverbrauchs. Im Folgenden wird auch für dieses Bewertungskriterium ein vergleichendes Resümee gezogen. Die Gegenüberstellung der jeweiligen Systemeffizienzen zeigt deutliche Unterschiede, die sich sowohl in ihrer quantitativen als auch in ihrer auf das Motorkennfeld bezogenen örtlichen Ausprägungen differenzieren. Ein verhältnismäßig großes Einsparpotential zeigt die Verwendung des VTG-Turboladers. In nahezu allen Bereichen des Motorkennfeldes kann der Verbrauch reduziert werden. Im Bereich der Nennlast erzielt dieses Konzept eine annähernd zweistellige Verbrauchersparnis, was auch im Hinblick auf den NRTC-Zyklus von Vorteil ist, da dieser in diesem Kennfeldbereich große Zeitanteile aufweist. Bereiche niedriger Drehzahlen und hoher Lasten können nicht optimiert werden, da die VTG-Schaufeln in diesem Kennfeldbereich zu sehr geschlossen werden müssen, um die zur Verfügung stehende Abgasenthalpie zu nutzen. Die dadurch entstehende Ladungswechselarbeit verhindert demzufolge einen Verbrauchsvorteil. In eben angesprochenen Kennfeldbereichen zeigen hingegen die zwei Konzepte der elektrischen Verdichtung sowie der zweistufig geregelten Aufladung ihre Vorteile. Beide Varianten ermöglichen zwar eine Verbrauchsverbesserung, allerdings fällt diese bei der elektrischen Verdichtung mit 2,5 % verhältnismäßig gering aus. Die zweistufige Aufladung schafft immerhin eine Einsparung von knapp 5 %. An dieser Stelle muss erneut auf den NRTC-Zyklus und dessen Kennfeldabdeckung hingewiesen werden. Der aktuell diskutierte Kennfeldbereich niedriger Drehzahlen und hoher Lasten zeigt nahezu keinerlei Überschneidung mit dem relevanten Zyklus. Folglich ist auch ein Einsparpotential unter diesem Gesichtspunkt auszuschließen. Bestätigt werden kann dieser Sachverhalt für den Hybridbetrieb, da sich die CO₂ Emissionen bei dem Vergleich mit und ohne Unterstützung durch den Sekundärantrieb kaum unterscheiden. Wie bereits angesprochen, wäre jedoch im Falle bestimmter Anwendungen durchaus ein Einsparpotential möglich. Gleiches gilt auch in gewisser Weise für den eBooster, da die der Arbeit zugrundeliegende Verbrauchsbetrachtung lediglich auf der Annahme basiert, dass die elektrische Leistung durch den Kraftstoffeinsatz bereitgestellt wird. Für den eBooster wie auch für den Hybridmotor gilt, dass Rekuperationsmöglichkeiten, welche nicht auf den Einsatz von Kraftstoff zurückzuführen sind, Einsparpotentiale ausweiten bzw. generell ermöglichen können. Im Falle des Hybridmotors zeigen sich Einsparpotentiale bei Nutzung der Lastpunktanhebung, was bestätigt, dass im Falle bestimmter Batterieladezustände sowie der adäquaten Anwendung ein gewisses Einsparpotential durchaus denkbar wäre. Anzumerken ist, dass im Falle des eBoosters und dessen Einsparpotential nur eine geringfügige Relevanz für den NRTC-Zyklus besteht, da sich die Bereiche niedrigerer Verbräuche und die im Zyklus angefahrenen Kennfeldbereiche kaum überschneiden. Gleiches gilt auch für die Bewertung der zweistufigen Aufladung, wobei sich im teils idealisierten Fall

der simulativen Auswertungen gewisse Überschneidungen ergeben und folglich geringfügige Einsparpotentiale denkbar wären.

Ein zusätzliches Bewertungskriterium ist das transiente Verhalten. Die Konzepte wurden diesbezüglich im Laufe der Arbeit in unterschiedlichen Drehzahlbereichen zur Serienkonfiguration verglichen und hinsichtlich des jeweiligen Ansprechverhaltens beurteilt, anschließend erfolgt die entsprechende Gegenüberstellung aller Konzepte. Beispielhaft zeigt Abbildung 5-37 die simulierten Verläufe für den Lastsprung bei 1200 1/min auf das bei dieser Motordrehzahl maximale Moment der Serienkonfiguration.

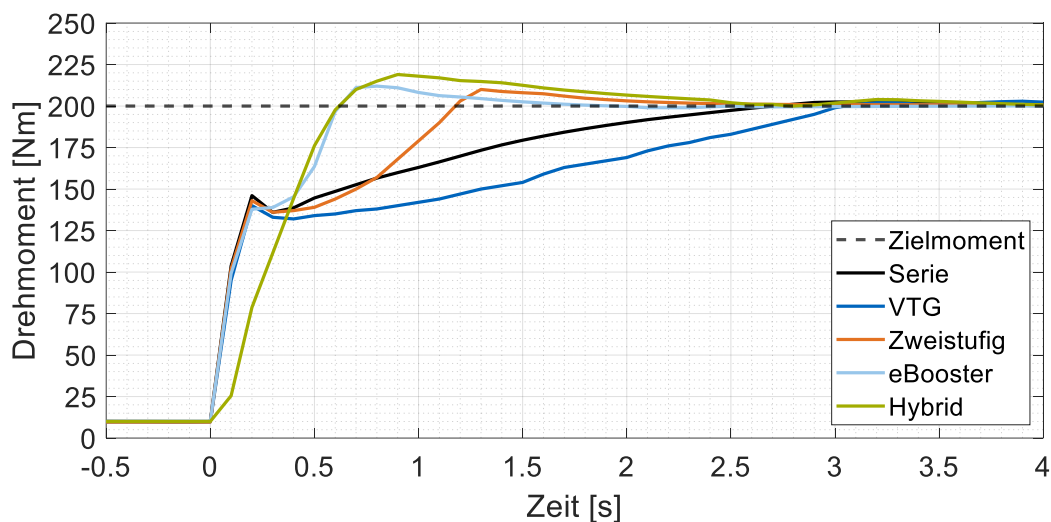


Abbildung 5-37: Gegenüberstellung aller Konzepte hinsichtlich eines Lastsprungs von 10 Nm auf 200 Nm bei 1200 1/min

Das transiente Verhalten der jeweiligen Konzepte unterscheidet sich hauptsächlich im Bereich niedriger Motordrehzahlen, infolgedessen wird die Grundlage für den Vergleich diese Auswertung in Abbildung 5-37 sein. Eindeutig erkennbar ist, dass das VTG-Konzept als einzige Konfiguration schlechter abschneidet als die Serienkonfiguration. Der im Vergleich zum Serienturbolader etwas größere VTG-Turbolader kann bei diesen geringen Massenströmen nicht mit der Serie konkurrieren. Der in Abbildung 5-37 dargestellte Verlauf resultiert aus der geregelten Betriebsvariante. Im Zuge der VTG-Untersuchung wurden zudem Lastsprünge bei fixen VTG-Positionen getestet (Abbildung 5-7), welche ein besseres Ansprechverhalten generieren als der geregelte Betrieb. Die Ergebnisse belegen ein in etwa vergleichbares Ansprechverhalten wie bei der Serienkonfiguration, wobei der kleinere Wastegate-Turbolader auch bei diesem Vergleich tendenziell geringfügig schneller agiert.

Wie die Abbildung 5-37 weiterhin verdeutlicht, reduziert die zweistufige Aufladung die Zeit bis zum Erreichen der geforderten 200 Nm um etwa 50 %. Diese Zeit verkürzt sich nochmals im

Falle der beiden elektrisch unterstützten Varianten. Der eBooster sowie der Hybridantrieb erzielen beide ein nahezu identisches Ergebnis. An dieser Stelle muss nochmals angemerkt werden, dass die Hybridvariante in dem vorliegenden Vergleich auch der in Abbildung 5-33 vorgestellten Regelung unterliegt, welche besagt, dass der Anstieg der Einspritzmasse geringfügig zurückgehalten wird, um den Emissionsausstoß zu verringern. Dies erklärt auch, weshalb sich der initiale Anstieg vom Rest der Konzepte unterscheidet. Folglich wäre bei reiner Auslegung des Hybridsystems auf minimale Anstiegszeiten mit einer zusätzlichen Verkürzung des Ansprechverhaltens um etwa 0,2 s zu rechnen. Auch beim eBooster wurde für den Vergleich auf den geregelten Betriebszustand zurückgegriffen. Der Unterschied zum nicht geregelten Betrieb beträgt auch bei diesem Konzept etwa 0,2 s. Eine Vergleichbarkeit der beiden Varianten ist somit gegeben.

Abbildung 5-37 belegt, dass die jeweiligen Systeme einen deutlichen Einfluss auf das Ansprechverhalten ausüben, wobei die elektrisch unterstützten Varianten deutlich besser abschneiden als die rein auf Abgasenthalpie angewiesenen Turboladerderivate. Die Unterschiede relativieren sich mit steigender Motordrehzahl. Im Bereich mittlerer Drehzahlen sind sowohl die beiden Abgasturboladerkonzepte als auch die elektrisch unterstützten Konzepte performanter als die Serienkonfiguration. In Richtung hoher bis maximaler Motordrehzahlen können kaum noch Verbesserungen im Ansprechverhalten erzielt werden.

Neben den Themen Volllast, stationäres Verhalten in Bezug auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch sowie Ansprechverhalten wurde im Rahmen der Arbeit der Fokus auf die konzept-spezifischen Emissionen gelegt. Die VTG-Ergebnisse dokumentieren diesbezüglich ein großes Potential im Bereich der Rußemissionen, welche über weite Kennfeldbereich hinweg um bis zu 70 % reduzierbar sind. Einhergehend mit einer Absenkung der Rußemissionen mussten leichte Erhöhungen der NO_x Emissionen in Kauf genommen werden, welche sich jedoch noch im Rahmen des gesetzlich zulässigen Bereiches aufhalten. Hinsichtlich NO_x konstanter Betriebsbereiche ergeben sich trotzdem Vorteile im Bereich der Ruß-, CO- und CO₂-Emissionen. Der zusätzliche Freiheitsgrad der AGR-Variabilität erleichtert die Applikation angesichts geforderter Emissionen. Ein ähnliches Verhalten zeigte sich auch bei Verwendung der zweistufigen Abgasturboaufladung. Die Tendenzen ähneln sich in gewissen Kennfeldbereichen bezüglich niedriger Ruß-, CO- und CO₂-Emissionen bei einem vergleichbaren NO_x Ausstoß.

Die Verwendung eines eBoosters ermöglicht ebenfalls eine deutliche Reduktion von CO- und Rußwerten, was jedoch im Rahmen der Zyklusmessung eine Erhöhung der NO_x Emissionen zufolge hat. Die durch den Einsatz eines eBoosters einhergehenden hohen Ladedrücke und Frischluftmassenströme können nicht mit einer entsprechenden AGR-Rate kompensiert werden, was auch dem vorliegenden AGR-System bzw. der Einbauposition des eBoosters vor der

AGR-Zuführung geschuldet ist. Das größte Potential in Bezug auf die Emissionierung demonstrierte das Hybridsystem, da dieses vom Verbrennungsmotor nahezu losgelöst agieren kann. Zwar können aufgrund der internen Rekuperation über eingesetzten Kraftstoff nur marginale Verbrauchsvorteile im Zyklus generiert werden, doch die Möglichkeiten im Bereich von NO_x-, Ruß- oder CO-Emissionen sind vielfältig und gleichzeitig gegeben. Die Zyklusmessungen belegen, dass eine simultane Reduzierung von NO_x- und Rußemissionen denkbar ist, was meist im Rahmen einer rein verbrennungsmotorischen Betrachtung in einem Kompromiss endet.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit präsentiert das VTG-Konzept neben dem Hybridsystem ein großes Potential im Bereich der Emissionen. Der eBooster ist gezwungen, einen deutlichen Kompromiss zwischen NO_x- und Rußemissionen einzugehen. Die zweistufige Aufladung veranschaulicht ihr Potential im Bereich niedriger Drehzahlen und hoher Lasten. Da diese Betriebsbereiche jedoch nur einen geringen Zeitanteil im NRTC-Zyklus aufweisen, ist davon auszugehen, dass sich das Potential im Rahmen einer Zyklusbetrachtung überschaubar gestaltet.

Ergänzend zu den bislang diskutierten Aspekten soll im Folgenden eine rein qualitative Bewertung der verschiedenen Konzepte erfolgen, wobei zu den bereits vorhandenen Bewertungskriterien weitere, relevante Punkte ergänzt werden. Sowohl für den Kunden als auch für den Hersteller sind, neben den reinen Performancewerten, zusätzliche entscheidende Faktoren für die Bewertung der einzelnen Konzepte relevant. Darunter fallen Kosten, Packaging oder aber auch die Komplexität des jeweiligen Konzeptes. Die nachfolgende Abbildung 5-38 charakterisiert die qualitative Gegenüberstellung diverser Bewertungskriterien für die einzelnen Konzepte. Das schwarze Vieleck symbolisiert die Referenz bzw. stellvertretend die Serienkonfiguration. Eine Verschiebung nach innen bedeutet eine zunehmende Verschlechterung des Bewertungskriteriums, eine Verschiebung nach außen entspricht einer positiven Entwicklung des jeweiligen Attributs. Das referenzierte schwarze Serienvieleck verschiebt sich im Zuge aller untersuchten Konzepte auf die rechte Seite innerhalb der Abbildung 5-38. Somit ist ein gewisser Trend in der Grafik ersichtlich und lässt die Schlussfolgerung zu, dass zwar alle Konzepte performancetechnisch besser abschneiden als die Serienkonfiguration, aber sich gleichzeitig alle weiteren Kriterien wie Packaging, Kosten und Komplexität verschlechtern.

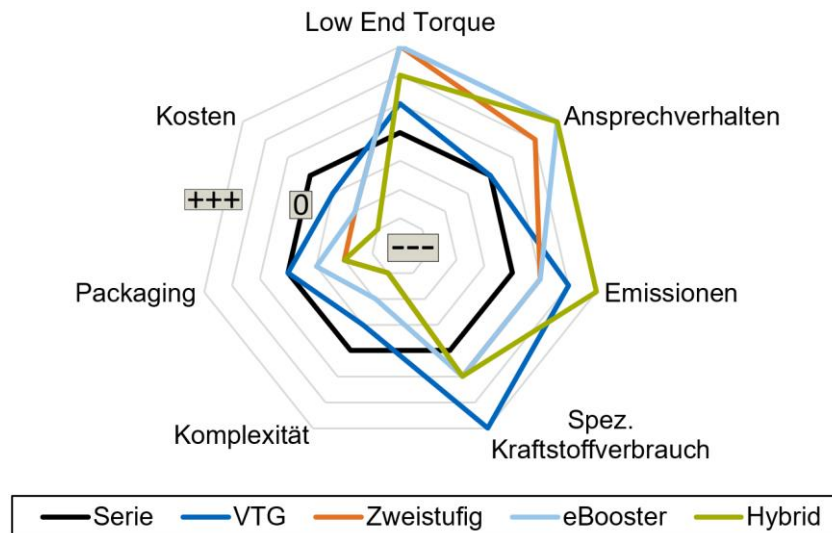


Abbildung 5-38: Qualitativer Vergleich der untersuchten Konzepte hinsichtlich verschiedener Bewertungskriterien

An dieser Stelle muss betont werden, dass die Ergebnisse in der Abbildung 5-38 stark von einer entsprechenden Anwendung oder einem Kundenwunsch abhängig sein können. Prinzipiell ist eine Vergrößerung der durch die jeweiligen Bewertungskriterien aus Abbildung 5-38 eingeschlossenen Fläche förderlich und wünschenswert. Allerdings existieren bestimmte Anwendungen, welche unter Umständen auf ein möglichst hohes Gewicht angewiesen sind und somit einen Packagingvorteil eigens definieren. Ein Hebebühnensystem würde diese Art der Anwendung erfüllen, um ein Beispiel zu nennen. Diese Art der Anwendung ist auf ein hohes Gewicht angewiesen, arbeitet meist bei konstanten Drehzahlen und wird nur selten mit einem hochtransienten Betrieb konfrontiert. Bauraum und Gewicht werden demnach anders bewertet als vergleichsweise bei einem Off-Road Buggy für militärische Anwendungen. Es wäre auch denkbar, dass sich der Kostenpunkt bei Anwendungen mit hoher Lebensdauer über den auf der gegenüberliegenden Seite befindlichen Verbrauchsvorteil amortisieren lässt. In der Studie von Karlušić et al. [81] wird unter anderem das Thema diskutiert, welche Einsatzdauer und die aufgrund deutlicher Verbrauchsvorteile damit einhergehende Kraftstoffersparnis für die Kompensation komplexer und kostspieliger Konzepte notwendig ist.

Eine allgemeingültige Aussage zu den jeweiligen Konzepten und deren Vor- und Nachteilen zu treffen, ist bei einem Themenkomplex mit vielen, wechselnden Rahmenbedingungen generell schwierig. Eine Vielzahl von Ausnahmen wie Anwendung, Einsatzgebiet, Stückzahlen, Bordnetzarchitektur, Emissionsvorschriften, um nur einige zu nennen, erschweren bzw. machen eine einheitliche Deklaration unmöglich. Diverse Studien [55, 68, 113–115] bewerten unterschiedliche Konzepte auf Grundlage vielfältigster Aspekte und kommen bei einem übergreifenden Vergleich der Konzepte in kürzester Zeit zu der Schlussfolgerung, dass eine Verallgemeinerung der Vor- und Nachteile nur bedingt möglich ist.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird zu Beginn definiert, welche Unterschiede zwischen einem PKW-Dieselmotor und einem Industriedieselmotor bestehen, welche Herausforderungen zu bewältigen sind und was von Seiten der Kunden und Hersteller an Forderungen bestehen. Ein Vergleich der Industriederivate mit PKW-Aggregaten gleichen Hubraums weist hinsichtlich der verwendeten Technologien im Bereich Aufladung und Hybridisierung eine gewisse technologische Lücke auf. Die vorliegende Arbeit versucht die vorhandene Lücke durch einen Technologietransfer zu schließen bzw. das Potential zu erarbeiten, welches gegeben wäre, würde man bestimmte Technologien auf den Industriesektor übertragen.

Die der Arbeit zugrundeliegenden Erkenntnisse gehen zum einen zurück auf eine eindimensionale, simulative Modellierung des vollständigen Motorsystems. Zum anderen basieren die gezeigten Resultate auf diversen Prüfstandsmessungen. Bei dem Versuchsträger handelt es sich um einen 1,95 l Industriedieselmotor mit vier Zylindern sowie einer maximalen Serienleistung von 56 kW, welcher im Zuge der Untersuchungen auf die jeweiligen Konzeptansätze adaptiert wurde.

Grundlage für die simulativen sowie die am Prüfstand durchgeführten Messkampagnen sind vier Konzepte, drei davon beinhalten das Thema Aufladung. Das vierte Konzept nimmt in der Form eines P1-Hybridsystems eine gesonderte Stellung ein, da es nicht, wie die anderen Konzepte, in den Luftpfad bzw. den Betrieb des Verbrennungsmotors eingreift, sondern direkt an der Kurbelwelle unterstützt. Die vier Konzepte umfassen einen Turbolader mit variabler Turbinengeometrie, ein zweistufiges Aufladesystem bestehend aus zwei Abgasturboladern, einen elektrisch angetriebenen Verdichter sowie das bereits erwähnte P1-Hybridsystem. Der Einsatz dieser Technologien generiert im PKW-Segment diverse Vorteile hinsichtlich Drehmomentverhalten, Kraftstoffeinsparung, transientem Betrieb und Reduzierung von Emissionen. Auf Grundlage dieser Kriterien wird in der vorliegenden Arbeit der Technologietransfer bewertet und die Differenzen der jeweiligen Konzepte herausgearbeitet.

Die Ergebnisse in Bezug auf den VTG-Turbolader demonstrieren enorme Potentiale im Bereich der Drehmomentcharakteristik, von niedrigen bis hin zu maximalen Motordrehzahlen. Weiterhin schafft dieses Konzept ein Verbrauchseinsparpotential, welches sich über einen Großteil des Motorbetriebskennfeldes erstreckt. In Zyklus-relevanten Betriebsbereichen können bis zu 10 % des Kraftstoffes eingespart werden. Die zweistufige Aufladung ermöglicht die VTG Drehmomentcharakteristik im Bereich niedriger bis mittlerer Drehzahlen zu übertreffen. Anders als die VTG-Variante kann mittels der zweistufigen Aufladung das Ansprechverhalten

deutlich gesteigert werden. Die Ergebnisse der eBooster-Untersuchungen zeigen einen zur zweistufigen Aufladung vergleichbaren Trend. Die Auswertungen ergeben ein geringfügiges Kraftstoffeinsparpotential im linken oberen Kennfeldbereich und zugleich ein deutlich gesteigertes Drehmoment bei niedrigen Motordrehzahlen. Der durch einen Elektromotor angetriebene Verdichter zeigt jedoch vor allem im Bereich niedriger Motordrehzahlen ein enormes Potential im Hinblick auf das Ansprechverhalten. Die Zyklusuntersuchungen belegen ein großes Potential, Rußspitzen durch gezielte Frischlufteinblasung zu glätten und folglich Ruß- sowie CO-Emissionen zu reduzieren. Als letztes untersuchtes Konzept zeigt auch das Hybridsystem seine Vorzüge in diversen Disziplinen. Das Ansprechverhalten ist vergleichbar mit demjenigen des eBoosters. Das Hybridsystem kann zwar der Forderung nach einer Verbrauchsverbesserung nicht gerecht werden, überzeugt allerdings mit einem deutlichen Potential im Bereich des Emissionsverhaltens. Dies betrifft bei Betrachtung des NRTC Zyklus sowohl die Ruß- und CO-Emissionen als auch die gleichzeitige Reduzierung des NO_x-Ausstoßes.

Zusammenfassend haben die diversen Gegenüberstellungen gezeigt, dass alle untersuchten Systeme ein gewisses Potential mit sich bringen, sich in unterschiedlichen Aspekten differenzieren und es ermöglichen, die technologische Lücke zum PKW-Sektor zu verkleinern, wenn nicht sogar in gewissen Teilbereichen zu schließen. Im Rahmen der Arbeit wird jedoch deutlich, dass eine Verallgemeinerung diverser Aussagen und Ergebnisse tendenziell schwierig ist. Die Wahl des Turboladers, die Verfügbarkeit eines bestimmten Bordnetzsystems, die Art und Weise der elektrischen Energiebereitstellung, die zum Einsatz kommende Anwendung und deren Randbedingung hinsichtlich Dauerlastbetrieb, transiente Anforderungen, Rekupe-
rationsmöglichkeiten etc. erschweren eine allgemeingültige Potentialbewertung.

Bei der Ausarbeitung der Thematik war es auf Grund der vergleichsweise hohen Anzahl an diskutierten Konzepten nicht umsetzbar, das maximal mögliche Potential des jeweiligen Konzeptes darzustellen bzw. zu erarbeiten. So wären beispielsweise eine gezielte Abstimmung auf NRTC relevante Bereiche, die Diskussion weiterer Emissionszyklen, eine optimierte Einspritzstrategie, der Einfluss auf Abgasnachbehandlungssysteme, alternative Batteriekonzepte oder eine gezielte Applikation auf ausgewählte Anwendungen mögliche, weitere Forschungsansätze. Nichtsdestotrotz konnte die grundsätzliche Erreichbarkeit der gesetzten Ziele sowie ein gewisses konzeptspezifisches Potential nachgewiesen werden.

Unabhängig von der versuchten Klassifizierung der Konzepte, fordern ökologische Entwicklungen und dementsprechend gesetzliche Randbedingungen eine unentwegte Auseinandersetzung mit neuen Technologien sowie deren stetige Weiterentwicklung. Die vorliegende Arbeit zeigt mehrere mögliche Szenarien, wie zukünftige Technologien im Bereich kleiner Industriedieselmotoren aussehen können und welche Chancen und Risiken damit einhergehen.

Literaturverzeichnis

1. Pucher H., Zinner K., "Aufladung von Verbrennungsmotoren - Grundlagen, Berechnungen, Ausführungen. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg; 2012.
2. Büchi A. J., "Exhaust Turbocharging of Internal Combustion Engines: Its Origin, Evolution, Present State of Development, and Future Potentialities", Journal of the Franklin Institute - Philadelphia.
3. Theobald M., "Simulative Auslegung und Bewertung von Aufladungskonzepten eines mittels mehrerer Abgasturbolader aufgeladenen Industriedieselmotors", Technische Universität München, Masterarbeit.
4. Habersbrunner G. M., "Potentiale von Verbrennungsmotoren in Hybridanwendungen", Technische Universität München, Dissertation.
5. Kords M., "Anteil der Elektroautos am Bestand der Personenkraftwagen in Deutschland von 2012 bis 2022; 2022 [Stand: 24.10.2022]. Verfügbar unter: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/784986/umfrage/marktanteil-von-elektrofahrzeugen-in-deutschland/>.
6. Kords M., "Anteil von Hybridfahrzeugen an der weltweiten Pkw-Produktion in den Jahren 2016 und 2023; 2022 [Stand: 24.10.2002]. Verfügbar unter: <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/875099/umfrage/anteil-von-hybridfahrzeugen-an-globaler-automobilproduktion/#:~:text=Energiewandler%20sind%20beispielsweise%20Elektro%2D%2C%20Otto,an%20der%20weltweiten%20Pkw%2DProduktion.>
7. Prinz-Hufnagel P., Badorrek J., "Bewährte Motorentechnik optimiert für zukünftige Emissionsanforderungen", 41. VDBUM-Seminar, Braunlage.
8. Thierfelder S., "Entwicklung eines Brennverfahrens für Industrie-Kleindieselmotoren mit Niederdruck-Comon-Rail-System zur Unterschreitung der Emissionsgrenzwerte nach EPA IV", Technische Universität München, Dissertation.
9. Thiebes P., "Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen", Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation.
10. Kautzmann T., "Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System", Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Dissertation.

11. Lang T., "Hydraulische Antriebstechnik in mobilen Arbeitsmaschinen", Technische Universität Braunschweig, Habilitation.
12. Martinus M. A., "Funktionale Sicherheit von mechatronischen Systemen bei mobilen Arbeitsmaschinen", Technische Universität München, Dissertation.
13. Richtlinie 97/68/EG: Rat vom 16. Dezember 1997 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Massnahmen zur Bekämpfung der Emission von gasförmigen Schadstoffen und luftverunreinigenden Partikeln aus Verbrennungsmotoren für mobile Maschinen und Geräte.
14. Beltrami D., Iora P., Tribioli L., Uberti S., "Electrification of Compact Off-Highway Vehicles—Overview of the Current State of the Art and Trends", *Energies*, doi: 10.3390/en14175565.
15. Geimer M., Ays I., "Nachhaltige Energiekonzepte für mobile Arbeitsmaschinen – in welche Richtung gehen sie?", *Mobile Maschine*. 6. 18-25.
16. Gelner A., Höß R., Zepf A., Härtl M., Wachtmeister G., "Engine Operation Strategies for the Alternative Diesel Fuel Oxymethylene Ether (OME): Evaluation Based on Injection Rate Analyzer and 0D-/1D-Simulation", *SAE Technical Paper 2021-01-1190*, doi: 10.4271/2021-01-1190.
17. Pélerin D., "Untersuchung der klimaneutralen Kraftstoffe Oxymethylenether und Dimethylether für die Applikation schadstoffarmer Dieselmotoren", Technische Universität München, Dissertation.
18. Richtlinie 2010/22/EU der Kommission vom 15. März 2010.
19. Richtlinie 2010/26/EU der Kommission vom 31. März 2010.
20. Verordnung (EU) 2016/1628 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 14. September 2016.
21. Melsbach C., "Fragen und Antworten zur neuen EU-Emissions-gesetzgebung für mobile Maschinen", *HYDAC International - Ausgabe November 2017 DE / 11.17*.
22. NTE (Not-To-Exceed) Testing; 2016 [Stand: 01.10.2022]. Verfügbar unter: <https://dieselnet.com/standards/cycles/nte.php>.

23. Rexeis M., Hausberger S., Lipp S., Matzer C., "Anforderungen an die RDE Gesetzgebung für PKW und Schwere Nutzfahrzeuge", Technische Universität Graz, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik (IVT), Vortragstagung SSM & SAE Switzerland, „Abgasgesetzgebung und Reality-Check“.
24. Perkins Engine Company, "Industrial Diesel Engines: 1204EA-E44TTA [Stand: 04.10.2022]. Verfügbar unter: https://www.perkins.com/en_GB/products/new/perkins/industrial/industrial-diesel-engines/109800.html.
25. BorgWarner, "Pressemeldung: R2S Turbolader treibt die Premiumklasse an. [Stand: 28.01.2022]. Verfügbar unter: https://cdn.borgwarner.com/docs/default-source/press-release-downloads/bw-00531_de_r2s_daimler.pdf.
26. Mercedes-Benz Group, "Noch dynamischer und effizienter: Die neue E-Klasse mit 48-Volt-Technologie und ISG: EQ Boost – die ganze Familie unter Strom. [Stand: 01.02.2022]. Verfügbar unter: <https://media.mercedes-benz.com/article/48dbf12b-4619-42da-83ff-cfe038e5c089>.
27. Tamegger T., "Systematische Literaturrecherche zur marktspezifischen und wissenschaftlichen Analyse von Downsizing-Methoden für einen Vierzylinder Industriedieselmotor", Bachelorarbeit, Technische Universität München.
28. BMW Presse-Mappe zu den BMW Innovationstagen, "Ausblick: BMW Dieselmotoren der nächsten Generation. Alle 4-Zylinder B47 künftig mit BiTurbo Aufladung. [Stand: 28.01.2022]. Verfügbar unter: <https://www.7-forum.com/news/Ausblick-BMW-Dieselmotoren-der-naechsten-7423.html>.
29. Auto-Motor-Sport, "Weltpremiere für neuen VW-Diesel [Stand: 31.01.2022]. Verfügbar unter: <https://www.auto-motor-und-sport.de/news/vw-tdi-ea288-evo-weltpremiere-motorsymposium-wien/>.
30. BorgWarner, "Pressemeldung: BorgWarner liefert optimierte R2S-Turboladertechnologie für den neuen Hochleistungsdieselmotor von Volkswagen [Stand: 28.01.2022]. Verfügbar unter: https://cdn.borgwarner.com/docs/default-source/press-release-downloads/de_bw-liefert-optimierte-r2s-turboladertechnologie-f%C3%BCr-den-neuen-hochleistungsdieselmotor-von-vw83c5a38c4e9169aab321ff0000c8ba1a.pdf.
31. E. Friedrich et al., "Die neue Generation der EU6-Dieselmotoren in den Volkswagen Nutzfahrzeugen.", 36. Internationales Wiener Motorensymposium.

32. BorgWarner, "Pressemitteilung: BorgWarners R2S Turbolader - Kraftstoffeffizienz in neuen Dimensionen [Stand: 04.10.2022]. Verfügbar unter: https://cdn.borgwarner.com/docs/default-source/press-release-downloads/bw-00539_de_borgwarner_r2s_bmw.pdf?sfvrsn=2e7d803c_2.
33. Y. Chi, J. Cheong, C. Kim und K. Choi, "Effects of VGT and Injection Parameters on Performance of HSDI Diesel Engine with Common Rail FIE System", SAE 2002 World Congress & Exhibition, doi: 10.4271/2002-01-0504.
34. Ito, N., Ohta, T., Kono, R., Arikawa, S. et al., "Development of a 4-Cylinder Gasoline Engine with a Variable Flow Turbocharger", SAE Technical Paper 2007-01-0263, doi: 10.4271/2007-01-0263.
35. T. J. Jacobs, C. Jagmin, W. J. Williamson, Z. S. Filipi, D. N. Assanis und W. Bryzik, "Performance and emission enhancements of a variable geometry turbocharger on a heavy-duty diesel engine", IJHVS, Jg. 15, 2/3/4, doi: 10.1504/IJHVS.2008.022241.
36. J.G. Hawley, "Reduction of Steady State NOx Levels from an Automotive Diesel Engine Using Optimised VGT/EGR Schedules", SAE Technical Paper Series.
37. J. Cheong, S. Cho und C. Kim, "Effect of Variable Geometry Turbocharger on HSDI Diesel Engine", SAE Technical Paper, Seoul.
38. J. G. Hawley, F. J. Wallace, A. Cox, R. W. Horrocks und G. L. Bird, "Variable geometry turbocharging for lower emissions and improved torque characteristics", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Auto-mobile Engineering, Jg. 213, Nr. 2, S. 145–159, doi: 10.1243/0954407991526766.
39. Gabriel H, Jacob S, Münkel U, Rodenhäuser H, Schmalzl H-P., "The turbocharger with variable turbine geometry for gasoline engines", MTZ Worldw 68, 7–10, doi: 10.1007/BF03226804.
40. Jinnai Y., "A Variable Geometry (VG) Turbocharger for Passenger Cars to Meet European Union Emission Regulations", Mitsubishi Heavy Industries Technical Review.
41. Filipi Z., "Effect of Variable Geometry Turbine (VGT) on Diesel Engine and Vehicle System Transient Response", SAE Technical Paper Series.

42. Giakoumis E. G., "Review of Some Methods for Improving Transient Response in Automotive Diesel Engines through Various Turbocharging Configurations", *Sec. Engine and Automotive Engineering*, doi: 10.3389/fmech.2016.00004.
43. Matsura Y., "Effects of Various Methods for Improving Vehicle Startability and Transient Response of Turbocharged Diesel Trucks", *SAE Technical Paper Series*.
44. Dahodwala M., Joshi S., Krishnamoorthy H., Koehler E., Franke M., "Evaluation of System Configurations for Downsizing a Heavy-Duty Diesel Engine for Non-Road Applications", *SAE Int. J. Engines* 9(4):2272-2285, doi: 10.4271/2016-01-8058.
45. Galindo J., Luján J. M., Climent H., Guardiola C., "Turbocharging System Design of a Sequentially Turbocharged Diesel Engine by Means of a Wave Action Model", *SAE Technical Paper* 2007-01-1564.
46. Quazi, M., Dhiman, V., and Singh, S., "Development of Two-stage Turbocharger System for Off Road Application Diesel Engine in Order to Achieve 75 HP", *SAE Technical Paper* 2013-01-2749, doi: 10.4271/2013-01-2749.
47. Liu J., Wang H., Zheng Z., Zou Z., Yao M., "Effects of Different Turbocharging Systems on Performance in a HD Diesel Engine with Different Emission Control Technical Routes", *SAE Technical Paper* 2016-01-2185, doi: 10.4271/2016-01-2185.
48. Tinschmann G., Holand P., Benetschik H., Eilts P., "Potential of Two-Stage Turbocharging on MAN Diesel's 32 / 44 CR", *MTZ* 10/2008 Volume 69.
49. Marsiglia R. F., Bassetti F. B., "Thermodynamic evaluation of two-stage turbocharging system", *SAE Technical Paper* 2012-36-0169, doi: 10.4271/2012-36-0169.
50. Lee B., Filipi Z., Assanis D., Jung D., "Simulation-based Assessment of Various Dual-Stage Boosting Systems in Terms of Performance and Fuel Economy Improvements", *SAE International Journal of Engines*, doi: 10.4271/2009-01-1471.
51. Choi C., Kwon S., Cho S., "Development of Fuel Consumption of Passenger Diesel Engine with 2 Stage Turbocharger", *SAE Technical Paper* 2006-01-0021, doi: 10.4271/2006-01-0021.
52. Watel E., Pagot A., Pacaud P., Schmitt J.-C., "Matching and Evaluating Methods for Euro 6 and Efficient Two-stage Turbocharging Diesel Engine", *SAE Technical Paper* 2010-01-1229, doi: 10.4271/2010-01-1229.

53. Zhang Q., Brace C., Akehurst S., Burke R., Capon G., Smith L. et al., "Simulation Study of the Series Sequential Turbocharging for Engine Downsizing and Fuel Efficiency", SAE Technical Paper 2013-01-0935, doi: 10.4271/2013-01-0935.
54. Zheng Z., Feng H., Mao B., Liu H., Yao M., "A theoretical and experimental study on the effects of parameters of two-stage turbocharging system on performance of a heavy-duty diesel engine", Applied Thermal Engineering, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.044.
55. Bulzacchi M., "Comparison and Evaluation of Different Engine Supercharging and Hybridization Concepts to Maximize Efficiency and Sustainability", Semesterarbeit, Technische Universität München.
56. Villegas J., Gao B., Svancara K., Thornton W., Parra J., "Real-time Simulation and Control of an Electric Supercharger for Engine Downsizing", IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, doi: 10.1109/VPPC.2011.6043188.
57. Ibaraki S., Yamashita Y., Sumida K., Ogita H., Jinnai Y., "Development of the "hybrid turbo," an electrically assisted turbocharger.
58. Rothgang S., Pachmann M., Nigrin S., von Scheven M., "The Electric Supercharger Challenge, Conception and Implementation", MTZ worldwide Issue 9/2015.
59. Yamashita Y., Ibaraki S., Sumida K., Ebisu M., An B., Ogita H., "Development of Electric Supercharger to Facilitate the Downsizing of Automobile Engines", Mitsubishi Heavy Industries Technical Review.
60. Nishiwaki K., Iezawa M., Tanaka H., Goto T., An B., "Development of High Speed Motor and Inverter for Electric Supercharger", SAE Technical Paper 2013-01-0931, doi: 10.4271/2013-01-0931.
61. Lee B., "Dual-Stage Boosting Systems: Modeling of Configurations, Matching and Boost Control Options", University of Michigan, Dissertation.
62. Aymanns R., Uhlmann T., Nebbia C., Plum T., "Electric Supercharging New Opportunities with Higher System Voltage", MTZ worldwide Ausgabe 7-8/2014; 2014.
63. Alshammari M., Alshammari F., Pesyridis A., "Electric Boosting and Energy Recovery Systems for Engine Downsizing", Energies.

64. Baderman H., "Boosting Methods in Highly Downsized Diesel Engines", Imperial College London.
65. Breitbach H., "Anwendung und Ausführung des eBoosters® von BorgWarner", Borg Warner Knowledge Library.
66. Breitbach H., Jausel H., Garrard T., Metz D., "Elektrisch unterstützte Aufladung Status und Ausblick", MTZ Motortech Z 79, 28–35, doi: 10.1007/s35146-018-0103-x.
67. Schwaderlapp M., Habermann K., Yapici K., "Variable Compression Ratio - A Design Solution for Fuel Economy Concepts", SAE Technical Paper 2002-01-1103, doi: 10.4271/2002-01-1103.
68. Varnier O., "Trends and Limits of Two-Stage Boosting Systems for Automotive Diesel Engines", Polytechnische Universität Valencia, Dissertation.
69. Rakopoloulus C. D., Giakoumis E. G., "Methods of Improving Transient Response. In: Diesel Engine Transient Operation. Springer, London, doi: 10.1007/978-1-84882-375-4_6.
70. Hofmann P., "Hybridfahrzeuge - Ein alternatives Antriebssystem für die Zukunft: Springer-Verlag Wien; 2014.
71. Duden, "Duden | Hybridantrieb | Rechtschreibung, Bedeutung, Definition, Herkunft [Stand: 11.10.2022]. Verfügbar unter: <https://www.duden.de/rechtschreibung/Hybridantrieb>.
72. Currás Sánchez Á., "Aufbau und Entwicklung eines realitätsnahen Modells für die Simulation eines Industriedieselmotors mit P1-Hybrid-Konzept mittels GT-Power", Technische Universität München, Bachelorarbeit.
73. Thiebes P., Geimer M., Jansen G., "Hybridantriebe abseits der Straße – Methodisches Vorgehen zur Bestimmung von Effizienzsteigerungspotentialen", WVMA - Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen - Universität Karlsruhe.
74. Helbing C., Köhne M., Kassel T., Wietholt B., Krause A., Lohre L. et al., "Die neuen TDI Motoren von Volkswagen für Euro 6d – Saubere Effizienz für moderne Mobilität", 41. Internationales Wiener Motorensymposium - Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 813.

75. DEUTZ AG, Intermat, "DEUTZ zeigt ersten Off-Highway Hybrid-Antrieb [Stand: 04.02.2022]. Verfügbar unter: <https://www.deutz.com/media/pressemitteilungen/intermat-2018-deutz-zeigt-ersten-off-highway-hybrid-antrieb>.
76. Lin C.-C., Filipi Z., Wang Y., Louca L., Peng H., Assanis D. et al., "Integrated, Feed-Forward Hybrid Electric Vehicle Simulation in SIMULINK and its Use for Power Management Studies", SAE Technical Paper 2001-01-1334.
77. Mocera F., Somà A., "Analysis of a Parallel Hybrid Electric Tractor for Agricultural Applications", *Energies*, doi: 10.3390/en13123055.
78. Ishida K., Higurashi M., "Hybrid Wheel Loaders Incorporating Power Electronics", *Hitachi Review* Vol. 64.
79. Zhao D., Stobart R., Dong G., Winward E., "Real-Time Energy Management for Diesel Heavy Duty Hybrid Electric Vehicles", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, doi: 10.1109/TCST.2014.2343939.
80. Kolmanovsky I., Stefanopoulou A. G., "Evaluation of Turbocharger Power Assist System Using Optimal Control Techniques", Society of Automotive Engineers, Inc, doi: 10.4271/2000-01-0519.
81. Karlušić J., Cipek M., Pavkovic D., Benic J., Šitum Ž., Pandur Z. et al., "Simulation Models of Skidder Conventional and Hybrid Drive", *Forests*, doi: 10.3390/f11090921.
82. Liebl J., "Heavy-Duty-, On- und Off-Highway-Motoren", Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden.
83. Geimer M., Synek P.-M., "Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen", 4. Fachtagung des VDMA und des Karlsruher Instituts für Technologie.
84. Hoy R. M., Rohrer R., Liska A., Luck J. D., Isom L., "Agricultural Industry Advanced Vehicle Technology: Benchmark Study for Reduction in Petroleum Use", *Adam Liska Papers*. 19.
85. Coppin O., "48 V Hybrid System Architecture for CO2 Emission Reduction", *Development Energy Management - ATZ elektronik*.
86. Inoue H., "Introduction of PC200-8 Hybrid Hydraulic Excavators", *Komatsu Technical Report* Vol 54 No. 161.

-
87. Fu S., Chen H., Ren H., Lin T., Miao C., Chen Q., "Potential Energy Recovery System for Electric Heavy Forklift Based on Double Hydraulic Motor-Generators", *Appl. Sci.*, doi: 10.3390/app10113996.
 88. Trzebiatowski T., "Auswirkungen von Downsizing und weiterer Gesamtfahrzeugmaßnahmen auf Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen am Beispiel eines PKW Dieselfahrzeugs", Universität Rostock, Dissertation.
 89. Millo F., Badami M., Ferraro C. V., Rolando L., "Different Hybrid Powertrain Solutions for European Diesel passenger cars", *SAE Int. J. Engines*, Jg. 2, Nr. 2, S. 493–504; 2009, doi: 10.4271/2009-24-0064.
 90. Lindenkamp N., Stöber-Schmidt C.-P., Eilts P., "Strategies for Reducing NOX and Particulate Matter Emissions in Diesel Hybrid Electric Vehicles", *SAE World Congress & Exhibition*, doi: 10.4271/2009-01-1305.
 91. Yang F., Gao G., Ouyang M., Chen L., Yang Y., "Research on a diesel HCCI engine assisted by an ISG motor", *Applied Energy*, Jg. 101, S. 718–729, doi: 10.1016/j.apenergy.2012.07.037.
 92. Lechtman M. V., "Calibration and assessment of the "DIPulse" heat release predictive model for a 2.3L diesel engine for light-duty applications simulated in GT-power", Technische Universität Turin, Masterarbeit; 2019.
 93. Diez C., "Weiterentwicklung und Validierung der Prädiktionsgüte eines 1D Gesamtmotormodells mittels einer Turboladervariation", Bachelorarbeit, Technische Universität München; 2020.
 94. Ernst R., "Entwicklungspotentiale der PKW-Dieselaufladung durch Elektrifizierung", Technische Universität Braunschweig, Dissertation.
 95. Schuckert S., Huthmacher M., Wachtmeister G., "Compensation Strategies for Aging Effects of Common-Rail Injector Nozzles", *SAE Technical Paper 2019-01-0944*, doi: 10.4271/2019-01-0944.
 96. Hatz R., Zhou H., Diez C., Wachtmeister G., Jaensch M., "Investigation and Comparison of the Prediction Capabilities of Multiple 0D/1D Combustion Calibration Strategies Using different Turbocharger Systems as Calibration Basis", *SAE Technical Paper 2022-01-0378*, doi: 10.4271/2022-01-0378.

97. Deleker J, "So funktioniert der E-Turbolader in der neuen S-Klasse; 2017 [Stand: 23.10.2022]. Verfügbar unter: <https://www.auto-motor-und-sport.de/technik/technik-neuer-ebooster-turbolader-borgwarner-mercedes-s-klasse/>.
98. Heiduk T., Weiß U., Fröhlich A., Helbig J., "Der neue V8-TDI-Motor von Audi - Teil 1: Aggregatarchitektur und Aufladekonzept mit elektrischem Verdichter", MTZ; 2016.
99. Heiduk T., Weiß U., Fröhlich A., Pfäffle A., "Der neue V8-TDI-Motor von Audi - Teil 2: Applikative Umsetzung und Abgasnachbehandlung", MTZ; 2016.
100. Friedrich J., "Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten turboaufgeladener Ottomotoren", Technischen Universität Dresden, Dissertation; 2002.
101. Shi L., Li H., Zhang H., Mao X., Deng K., "The Effect of Bypass Valve Control on the Steady-State and Transient Performance of Diesel Engines with Regulated Two-Stage Turbocharging System", SAE Technical Paper 2015-01-1987, doi: 10.4271/2015-01-1987.
102. Naber J., Siebers D., "Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays", SAE Technical Paper 960034, doi: 10.4271/960034.
103. Han S., Bae C., "The Influence of Fuel Injection Pressure and Intake Pressure on Conventional and Low Temperature Diesel Combustion", Technical Paper 2012-01-1721, doi: 10.4271/2012-01-1721.
104. Benajes J., Molina S., García J. M., Novella R., "Influence of Boost Pressure and Injection Pressure on Combustion Process and Exhaust Emissions in a HD Diesel Engine", SAE Technical Paper 2004-01-1842, doi: 10.4271/2004-01-1842.
105. Zhang Q., "Experimental and Analytical Investigation into the Two Stage Turbocharging Systems for Diesel Engines", University of Bath, PhD Thesis.
106. Kang J., Lee J., Song H., Lee D., "Enhancing Power Density with Two-Stage Turbochargers", Technical Paper 2012-01-0709, doi: 10.4271/2012-01-0709.
107. Dirk L., Samuel E., "Niedervolt-Boostsysteme für turboaufgeladene Otto-Motoren; 2017.

108. Breitenbach H, Metz D, "Anwendung und Ausführung des eBoosters von BorgWarner; 2015 [Stand: 21.05.2021]. Verfügbar unter: <http://www.turbos.borgwarner.com/de/press/knowledgeLibrary.aspx>.
109. Breitbach H, "BorgWarners elektrisch angetriebener Verdichter eBooster: elektrische Aufladung für verbesserte Kraftstoffeffizienz; 2017 [Stand: 04.10.2022]. Verfügbar unter: <https://www.borgwarner.com/docs/default-source/default-document-library/2017-whitepaper-ebooster-de.pdf>.
110. Wagner N. V., "Untersuchung eines 1D-Simulationsmodells mit elektrischem Zusatzverdichter hinsichtlich Dauerlastfähigkeit, Energieeffizienz und Transientverhalten", Technische Universität München, Bachelorarbeit.
111. Merker G., Schwarz C., Stiesch G., Otto F., "Grundlagen Verbrennungsmotoren. Wiesbaden: Vieweg+Teubner; 2009.
112. Günther H., "Abgasnachbehandlung bei Dieselmotoren - Partikelfilter, (SCR-) Katalysatoren, Systemprüfung", Krafthand Praxiswissen.
113. Methods of Improving Transient Response. In: Diesel Engine Transient Operation. Springer, London, doi: 10.1007/978-1-84882-375-4_6.
114. Buchner F., Wedowski S., Sehr A., Gluck S., Schernus C., "In-vehicle Optimization of 2-stage Turbocharging for Gasoline Engines.", International Journal of Automotive Engineering.
115. Ricardo M.-B., Apostolos P., Yang M., "Overview of boosting options for future downsized engines", Sci. China Technol. Sci., doi: 10.1007/s11431-010-4272-1.