



Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftsingenieurwesen

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Applikation eines 4-Zylinder Ottomotors mit elektronischer Zylinderabschaltung

Diplomarbeit zur Erlangung des akademischen Grades
Diplomingenieur

vorgelegt von

Alexander Hochnetz

Betreuer TU Graz:	Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner
Betreuer AVL:	Dipl.-Ing. Peter Pötscher Dipl.-Ing. (FH) Christian Spanner
Ausgabedatum:	01.05.2011
Abgabedatum:	30.09.2011

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am 10.10.2011

Alexander Hochnetz

Sperrvermerk

Die nachfolgende Diplomarbeit enthält vertrauliche Daten der AVL List GmbH. Veröffentlichungen oder Vervielfältigungen der Diplomarbeit – auch nur auszugsweise – sind ohne ausdrückliche Genehmigung der AVL List GmbH nicht gestattet.

Graz, am 10.10.2011

Vorwort

Die vorliegende Diplomarbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als Diplomand bei der AVL List GmbH in Graz im Fachbereich DGD – Development Gasoline Engine. Besonderer Dank gilt meinem Erstprüfer Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder, der diese Arbeit bewilligte, und Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner, der die Betreuung seitens des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik übernommen hat.

Ebenso zu großem Dank verpflichtet bin ich meinen Betreuern Herrn Dipl.-Ing. Peter Pötscher und Herrn Dipl.-Ing. (FH) Christian Spanner seitens der AVL List GmbH, welche mir während der Durchführung der Diplomarbeit jederzeit unterstützend zur Seite gestanden sind.

Ein ganz besonderer Dank gilt natürlich meinen Eltern, Schwestern und Großeltern, die mich in meinem gesamten Lebens- und Ausbildungsweg in jeder Hinsicht unterstützten und den nötigen Rückhalt dafür gewährten.

Kurzfassung

Die weltweit immer strenger werdenden Emissions- und Verbrauchsrichtlinien fordern die Motorenentwickler dazu auf den Trade-Off zwischen Emissionen, Verbrauch und dem vom Kunden gleichzeitig vorhandenen Wunsch nach Leistung und Drehmoment bei geringem finanziellem Aufwand bestmöglich zu bewältigen. Speziell in Europa sind die Automobilhersteller dazu angehalten ihren Fokus auf den Verbrauch jedes einzelnen in ihrem Angebot stehenden Fahrzeuges zu legen, da ab 2012 ein Gesetz in Kraft treten wird, welches eine Strafzahlung bei einem zu hohen durchschnittlichen CO₂-Ausstoß (gemittelt über die gesamte Flotte), nach sich zieht. Dieser Gesetzeserlass kann bei einer Übertretung dieses CO₂-Grenzwertes zu drakonischen Strafen für den Hersteller führen.

Ziel dieser Arbeit ist es, ein Verbrauchskonzept vorzustellen, welches bei geringen Kosten dennoch einen erheblichen Verbrauchsvorteil mit sich bringt ohne dem Kunden dabei den „Fahrspaß“ zu nehmen. Ermöglicht wird die Bewältigung dieser widersprüchlichen Anforderungen durch die Applikation der elektronischen Zylinderabschaltung an einem Vierzylinder Ottomotor. Die elektronische Zylinderabschaltung deaktiviert in gewissen Betriebsbereichen des Motors zwei der vier Zylinder durch ein Abschalten der Einspritzung ohne die Ventile der deaktivierten Zylinder geschlossen zu halten und führt somit vor allem im Stadt- und Überlandverkehr zu einer Verminderung des CO₂-Ausstoßes. Um auch im dynamischen Fahrzeugbetrieb keine Einbußen im Beschleunigungsverhalten zu erleiden wird der Motor zusätzlich mit einem elektrisch betriebenen Lader versehen, welcher in Kombination mit einer längeren Getriebeübersetzung eine weitere Verbrauchsreduktion bewirkt.

Abstract

Due to the continuously increasing requirements on reducing the fuel consumption and emissions in the automotive industry, car manufacturers are required to make a tradeoff between these factors and the customer's simultaneous desire for more power and torque at lower costs. Especially in Europe the European Union has intensely driven forward the development to reduce CO₂-emissions. Starting in 2012 a new European law will be published, which leads to severe penalties if the average fleet CO₂-emissions of a certain car manufacturer exceeds the contracted thresholds. A violation of the law will result in unpleasant additional costs for every single car sold.

The objective of the thesis is the representation of a concept, which enables the cutting of fuel consumption and also leads to sufficient "driving fun" at low costs. In order to meet the conflictive requirements, the so called electrical cylinder deactivation (displacement on demand) on a four cylinder gasoline engine is carried out. The electrical cylinder deactivation disables the injections of two cylinders in specific operating ranges of the engine without keeping the valves of the deactivated cylinders closed - this results in a reduction of CO₂-emissions and a decrease in costs due to the implementation of a simpler valve train. Furthermore an electrical charger is used. The charger guarantees a better dynamic driving response and in combination with a longer gear ratio gives an additional CO₂-benefit.

Inhaltsverzeichnis

Eidesstattliche Erklärung	II
Sperrvermerk	III
Vorwort	IV
Kurzfassung	V
Abstract	V
Inhaltsverzeichnis	VI
Abkürzungen	VIII
Physikalische Größen und Messgrößen	IX
1 Einleitung	11
1.1 Inhalt und Aufgabenstellung	11
1.2 CO ₂ -Problematik im Straßenverkehr	13
1.3 Rahmenbedingungen	18
2 Stand der Technik	19
2.1 Theoretische Grundlagen der Zylinderabschaltung	19
2.1.1 Downsizing und Downspeeding durch Lastpunktverschiebung	19
2.1.2 Lastpunktverschiebung und Erhöhung des Mitteldruckes	26
2.1.3 Mechanische Zylinderabschaltung	27
2.2 Elektronische Zylinderabschaltung	29
2.2.1 Elektronische ZAS vs. mechanische ZAS	30
2.2.2 Elektronische ZAS vs. Statisches Downsizing	30
2.2.3 Umsetzung am Fahrzeug	31
2.2.3.1 Variabler Ventiltrieb	31
2.2.3.2 Getrennte Abgasführung	33
2.2.3.3 Akustik	34
2.2.3.4 Aufladung und längere Getriebeübersetzung	34
3 Motorprüfstand	36
3.1 Prüfstands Aufbau	36
3.2 Testprogramm	37

3.2.1	SDS-Cycles im Vierzylinderbetrieb.....	38
3.2.2	Rastervermessung im Zweizylinderbetrieb.....	43
3.2.3	Zündwinkelvariation (SDS-Methode).....	44
4	Basisapplikation.....	46
4.1	Saugrohrdruckmodell.....	47
4.2	Momentenmodell.....	50
5	Applikation im Fahrzeug.....	53
5.1	Messaufbau.....	53
5.2	Basisanpassung.....	55
5.3	Zylinderabschaltung.....	55
5.3.1	Voraussetzungen für den Zweizylinderbetrieb.....	55
5.3.2	Umschaltstrategie.....	56
5.3.3	Toggeln.....	56
5.3.4	Zwei- zu Vierzylinderbetrieb.....	67
5.3.5	Vier- zu Zweizylinderbetrieb.....	72
6	Ergebnisse.....	75
6.1	Verbrauchersparnis.....	75
6.1.1	Motorprüfstand.....	75
6.1.2	Stationärfahrten auf dem Rollenprüfstand.....	77
6.1.3	NEDC-Simulation.....	77
6.2	Anteil des Zweizylinderbetriebs im Stadtverkehr.....	78
7	Fazit und Ausblick.....	80
8	Verzeichnisse.....	82
8.1	Abbildungsverzeichnis.....	82
8.2	Tabellenverzeichnis.....	84
8.3	Literaturverzeichnis.....	85

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
AGR	Abgasrückführung
CAN	Controller Area Network
CVS	Constant Volume Sampling
CH ₄	Methan
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
DI	Direct Injection
ECDA	Electronical Cylinder Deactivation
ECU	Engine Control Unit
EGR	Exhaust Gas Recirculation
EU	Europäische Union
FCKW	Fluorchlorkohlenwasserstoff
GaPO ₄	Galliumphosphat
H ₂ O	Wasser(dampf)
HFM	Heißfilm-Luftmassenmesser
LKW	Lastkraftwagen
MFB-50%	50% Umsatzpunkt
MPI	Multi Point Injection
MT	Manual Transmission
MTA	Automated Manual Transmission
NEDC	New European Driving Cycle
NH ₃	Lachgas
NVH	Noise, Vibration, Harshness
O ₃	Ozon
OT	Oberer Totpunkt
PKW	Personenkraftwagen
RPEMS	Rapid Prototyping Engine Management System
SDS	Slow Dynamic Slope
SF ₆	Schwefelhexafluorid
UT	Unterer Totpunkt
VTES	Variable Torque Enhancement System
ZAS	Zylinderabschaltung

Physikalische Größen und Messgrößen

Formelzeichen	Bedeutung [Einheit]
BMEP (bmep)	Brake Mean Effective Pressure [kPa]
BSFC (bsfc)	Brake Specific Fuel Consumption [kPa]
C	Normbedingungskorrekturfaktor [(kg min)/(dm ³ h %)]
EngineLoad	Last [-]
EngineSpeed	Motordrehzahl [min ⁻¹]
F _z	Zugkraft [N]
H _G	Gemischheizwert [J/m ³]
H _u	Unterer Heizwert [J/kg]
IMEP (imep)	Indicated Mean Effective Pressure [kPa]
IMEPH	Indicated Mean Effective Pressure High Pressure Loop [kPa]
IMEPL	Indicated Mean Effective Pressure Low Pressure Loop [kPa]
IMEP COV	Coefficient of Variation of the Ind. Mean Effective Pressure [%]
L _{st}	Stöchiometrisches Luftverhältnis [-]
M _d	Motordrehmoment [Nm]
Mom _{ind,ist}	Tatsächliches Indiziertes Motomoment [Nm]
Mom _{ind,max}	Optimales Indiziertes Motomoment bei λ=1 [Nm]
M _R	Reservemoment [Nm]
Mom _{Reib}	Schleppmoment [Nm]
O/V	Oberfläche zu Volumen [-]
Q _B	Zugeführte Brennstoffenergie [J]
P _{IM_A}	Saugrohrdruck [kPa]
P _e	Effektive Leistung [kW]
R _S	Spezifische Gaskonstante für trockene Luft [J/kg K]
T ₀	Normtemperatur bei 0 °C [°C]
V _G	Volumen des angesaugten Gemisches [m ³]
V _H	Motorhubvolumen [m ³]
W _e	Effektive Arbeit [Nm] bzw. [J]
ZüWi _{max}	Optimaler Zündwinkel [°KW]
b _e	Spezifischer Kraftstoffverbrauch [g/kWh]
m _B	Brennstoffmasse [kg]
diffcam_0	Nockenwellen Istposition [°KW]
m _{Fzg}	Fahrzeugmasse [kg]
m _L	Luftmasse [kg]
m _{ref}	Gesetzlich erlaubte Fahrzeug-Durschnittmasse [kg]
m _{th}	Theoretisch mögliche Ladungsmasse [kg]
mf _{fuel}	Zugeführte Kraftstoffmasse [kg/h]
n	Motordrehzahl [1/min]
p ₀	Atmosphärischer Luftdruck [Pa]

Formelzeichen	Bedeutung [Einheit]
p_e	Effektiver Mitteldruck [bar]
p_{iHD}	Indizierter Mitteldruck der Hochdruckschleife [bar]
p_{iND}	Indizierter Mitteldruck der Ladungswechselschleife [bar]
p_r	Reibmitteldruck [bar]
r_{dyn}	Dynamischer Reifenradius [m]
$\Delta\eta$	Verluste [%]
$\Delta\eta_{LW}$	Ladungswechselperluste [%]
$\Delta\eta_m$	Mechanische Verluste [%]
$\Delta\eta_{rV}$	Verluste der realen Verbrennung [%]
$\Delta\eta_{Ww}$	Wandwärmeverluste [%]
ε	Verdichtungsverhältnis [-]
η_e	Effektiver Wirkungsgrad [-]
η_i	Innerer Wirkungsgrad [-]
η_{Lambda}	Lambdawirkungsgrad [-]
η_v	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors [-]
$\eta_{ZüWi}$	Zündwinkelwirkungsgrad [-]
λ	Luftverhältnis [-]
λ_a	Luftaufwand [-]
ρ_0	Luftdichte unter Normbedingungen [kg/m^3]
ρ_G	Dichte des angesaugten Gemisches [kg/m^3]

1 Einleitung

1.1 Inhalt und Aufgabenstellung

Die hier vorgestellte Diplomarbeit behandelt die Umsetzung der elektronischen Zylinderabschaltung (ZAS) an einem Vierzylinder-Ottomotor. Die Zylinderabschaltung ist im Bereich der Automobilindustrie eine bereits bekannte Methode zur Verbrauchsminimierung und somit Kohlendioxidreduktion durch Lastpunktverschiebung und gleichzeitiger Entdrosselung der Ansaugstrecke [1],[2],[3],[4]. Da allerdings bei einem Reihenvierzylinder der für die mechanische Zylinderabschaltung benötigte Ventiltrieb, welcher ein Geschlossenhalten der abgeschalteten Zylinder ermöglicht, nur mit sehr großem konstruktiven und finanziellen Aufwand verwirklichtbar ist, wird in Kapitel 2 auf die Möglichkeit und die daraus resultierenden Vor- und Nachteile einer elektronischen Zylinderabschaltung eingegangen.

In diesem Projekt wird ein MPI Vierzylinder-Zweiventil-Ottomotor mit einem Hubraum von 1,4 Litern herangezogen, der in einem Fiat Punto, als tragendes Demonstrationsfahrzeug, verbaut ist. Als besondere Merkmale besitzt der Motor einen Phasenschieber, der eine parallele Verschiebung der Ein- und Auslassventilöffnungszeiten mit einer obenliegenden Nockenwelle ermöglicht und eine adaptierte Abgasanlage, die das Abgas der inneren und äußeren Zylinder getrennt voneinander in einen gemeinsamen, nur durch eine Zwischenwand getrennten Katalysator führt.

Es gibt grundsätzlich zwei verschiedene Versionen des Demofahrzeugaufbaus. Zum einen die Variante des herkömmlichen Saugmotors (Fahrzeug „Blau“) und zum anderen die Variante eines aufgeladenen Systems, in dem ein elektrisch angetriebener Verdichter der Firma CPT mit einem 12V-Antrieb als Aufladeaggregat (VTES) dient [5]. Dieser soll in Verbindung mit einer längeren Getriebeübersetzung weitere Verbrauchsvorteile außerhalb des Zylinderabschaltmodus generieren (Fahrzeug „Weiß“) [28].

Eine gute Fahrbarkeits- sowie Emissionsapplikation setzt stets eine korrekte Basisapplikation, basierend auf Motorprüfstandsdaten, voraus. Um diese Forderung erfüllen zu können beschreibt Kapitel 3 welche Messungen am Motorprüfstand durchgeführt werden um die erforderlichen Messdaten für die Erstellung des Drosselklappenmodells, des Momentenmodells und des Füllungsmodells einzufahren. Besonderes Augenmerk am Prüfstand wird auf das Erfassen der verbrauchsoptimalen Positionen des Nockenwellenstellers sowohl im Vier- als auch im Zweizylinderbetrieb gelegt. Ebenfalls von großem Interesse ist die Ermittlung der VTES-Charakteristik um diesen später optimal in das Motormanagement einbinden zu können.

In weiterer Folge geht Kapitel 4 auf die Auswertung und Aufbereitung der am Prüfstand erhaltenen Daten näher ein, damit diese für die weitere Applikationsarbeit im Fahrzeug eine bereits solide Basis darstellen. Als Steuergerät dient in diesem Projekt eine von der AVL entwickelte Prototypenhardware mit der Bezeichnung RPEMS (Rapid Prototyping Emission System). Diese ermöglicht es schnell und flexibel auf verschiedene zylinderabschaltsspezifische

sche Anforderungen, die an die ECU (Engine Control Unit) gestellt werden, mit Hilfe gezielter Softwareänderungen einzugehen.

Ist eine gute Basisapplikation gefunden, wird in Kapitel 5 auf die Abstimmung des Zwei- und Vierzylinderbetriebes im Fahrzeug selbst eingegangen. Ziel ist es die Umschaltvorgänge in Abhängigkeit der verbrauchsoptimalen Nockenwellenstellung so zu applizieren, dass es im dynamischen Fahrbetrieb zu keinen spürbaren Drehmomentensprüngen kommt.

Kapitel 6 beinhaltet letztendlich die ersten auf der Emissionsrolle ermittelten Verbrauchsergebnisse. Es soll das Verbrauchsreduktionspotential aufgrund der applizierten elektronischen ZAS sowohl in bestimmten Stationärpunkten als auch im NEDC und im gewöhnlichen Stadtverkehr aufgezeigt werden.

1.2 CO₂-Problematik im Straßenverkehr

Schon seit Jahrzehnten wird man speziell in Europa mit dem Thema Verbrauchs- und Emissionsminimierung an Kraftfahrzeugen konfrontiert. Ein sehr oft verwendeter Begriff in diesem Zusammenhang ist die Reduktion von CO₂, da speziell Kohlenstoffdioxid als natürliches Treibhausgas einen beträchtlichen Einfluss auf die globale Erwärmung hat. Kohlendioxid trägt circa 20% zum natürlichen Treibhauseffekt bei und macht etwa 60 % des vom Menschen zusätzlich verursachten Treibhauseffekts, auch anthropogener Treibhauseffekt genannt, aus [6]. In Industrieländern kann der CO₂-Anteil sogar bis auf 80% der anthropogenen Treibhausgasemissionen ansteigen [7]. Jedoch dürfen auch Treibhausgase, wie z.B. Methan, die nur einen geringeren Anteil am natürlichen Treibhauseffekt haben aufgrund ihrer großen CO₂-Äquivalenz, wie aus Tabelle 1-1 hervorgeht, in ihrer Betrachtung nicht vernachlässigt werden. Bereits ein Kilogramm Methan hat eine Treibhauswirksamkeit von 21 Kilogramm CO₂ [8].

Tabelle 1-1: Eigenschaften verschiedener Treibhausgase [6] [8]

Treibhausgase	Abbauzeit in der Atmosphäre [Jahre]	Anteil am vom Menschen verursachten Treibhauseffekt [%]	Anteil am natürlichen Treibhauseffekt [%] *	Stärke des Treibhausgases in kg CO ₂ (bezogen auf eine Verweildauer von 100 Jahren)
Kohlendioxid (CO ₂)	120	60	22	1
Methan (CH ₄)	9 - 15	20	2,5	21
Fluorkohlenwasserstoffe (FCKWs)	2 - 300	10	<<	120 – 11900 Ø ca. 7000
Lachgas (N ₂ O)	114	6	4	296
Schwefelhexafluorid (SF ₆)	3200	<<	<<	22500
Ozon (O ₃)	Stark wetterbedingt	<<	7	2000

Die äußerst lange Abbauzeit von CO₂ bewirkt, dass es sich langfristig in der Erdatmosphäre hält und somit das bereits heute verursachte CO₂ unserer Umwelt nachhaltig großen Schaden zufügen wird. Umso bedeutender ist die Betrachtung der Entwicklung der Kohlendioxid-Konzentration in Abbildung 1-1 und der unmittelbar mit der Konzentration in Verbindung stehenden Erdtemperatur in Abbildung 1-2, da laut Greenpeace bereits ein Anstieg der globalen Durchschnittstemperatur von nur 2 °C zu einer beträchtlichen Schädigung unseres Ökosystems, bis hin zur Klimakatastrophe, führt [10]. Betrachtet man den Zeitraum der letzten 40 Jahre (blau eingefärbter Bereich in Abbildung 1-1 und Abbildung 1-2) zeigt sich wie wichtig

* Wasserdampf (H₂O) macht beim natürlichen Treibhauseffekt die fehlenden 62% aus

es ist die CO₂-Problematik so schnell wie möglich in den Griff zu bekommen. Alleine in den letzten vier Jahrzehnten ist es zu einem Anstieg der Temperatur auf der Erde von 0,7°C gekommen, was bei einer weiter derartig rasanten Zunahme der CO₂-Konzentration schnell zu einem Erreichen der kritischen 2°C Marke führen würde.

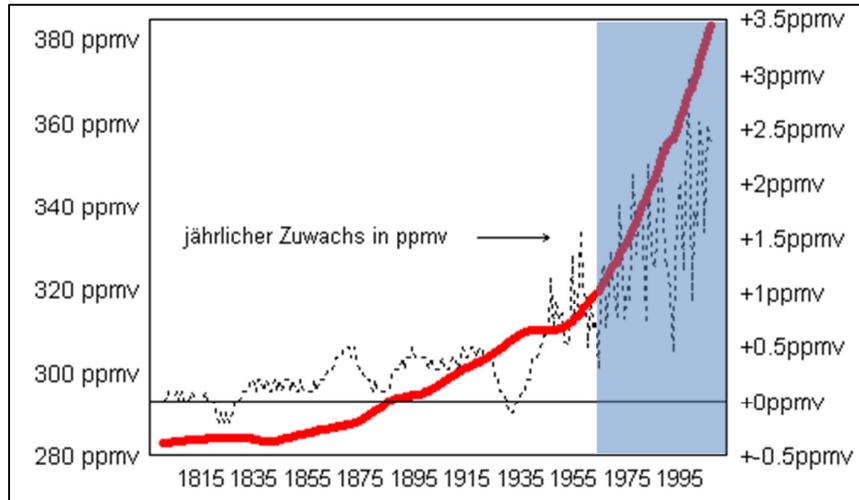


Abbildung 1-1: Entwicklung der CO₂-Konzentration in der Erdatmosphäre [9]

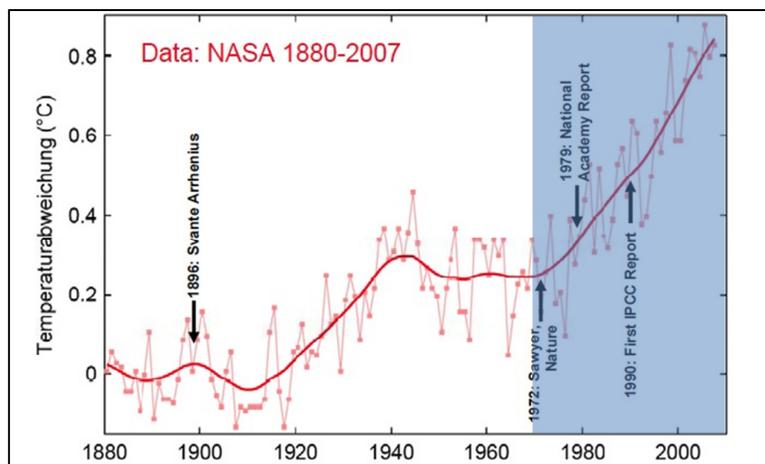


Abbildung 1-2: Entwicklung der durchschnittlichen Erdtemperatur [11]

Speziell Klimaexperten sind sich dieser Fakten sehr bewusst und warnen daher schon seit einer geraumen Zeit vor einem Abschmelzen der Gletscher, einer Ausbreitung der Wüsten, einer immer fortschreitenden Erwärmung der Ozeane bei gleichzeitigem Anstieg des Meeresspiegels und der Veränderung von Niederschlagsmengen wenn die globale Erwärmung nicht in unmittelbarer Zukunft gestoppt werden kann.

Allerdings darf an dieser Stelle auch nicht aus den Augen verloren werden, dass der Verkehr bei weitem nicht der Hauptverursacher der anthropogenen CO₂-Emissionen ist. Wie aus Abbildung 1-3 klar hervorgeht, sind weltweit alleine die Energiewirtschaft und die Industrie für

rund 44% der anthropogenen CO₂-Entstehung verantwortlich. Diese Information geht in sämtlichen Diskussionen zur CO₂-Problematik häufig unter, da sie von den Medien nicht annähernd in dem Ausmaß wie die Umweltschädlichkeit des Verkehrs an die Öffentlichkeit getragen wird. Auch Haushalte leisten mit 23% einen beträchtlichen Beitrag zu der CO₂-Gesamtbilanz. In Anbetracht dieser Umstände ist jeder einzelne Bürger dazu angehalten sich zu überlegen wie er seinen persönlichen Beitrag zu einer besseren Umwelt leisten kann.

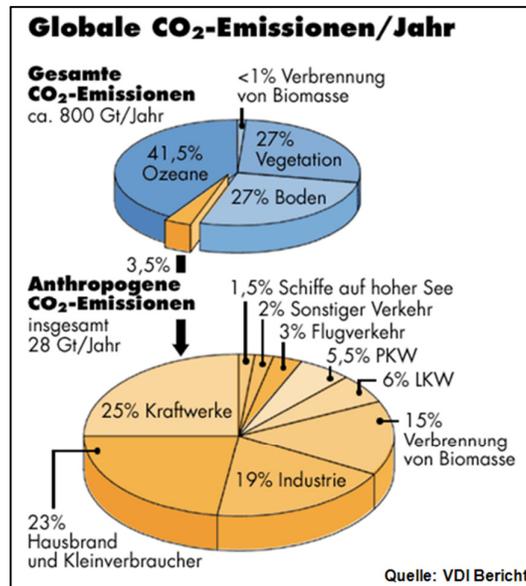


Abbildung 1-3: CO₂-Verursacher [12]

Der Inhalt dieser Arbeit zielt jedoch im Besonderen auf den Sektor Verkehr, und hier im speziellen auf den Straßenverkehr ab, welcher in Industrieländern bis zu 80% des Gesamtverkehrs ausmachen kann. Obwohl, wie bereits erwähnt, der Verkehr bei Weitem nicht der Alleinverursacher der CO₂-Emissionen ist, birgt dieser dennoch großes Verbesserungspotential. Folglich gilt es den von Personenkraftwagen (PKW) und Lastkraftwagen (LKW) weltweit produzierten Kohlendioxid ausstoß, welcher derzeit bei mehr als drei Milliarden Tonnen pro Jahr liegt, zu reduzieren.

Auch die Europäische Union (EU) hat das CO₂-Einsparungspotential des Straßenverkehrs erkannt. Innerhalb des europäischen Raumes sind rund 12% des verursachten CO₂ auf Personenkraftwagen zurückzuführen. Aus diesem Grund erließ das europäische Parlament im Jahr 2007 eine gesetzliche Regelung, in der die Automobilhersteller dazu aufgefordert werden, gewisse Verbrauchsstandards einzuhalten. Im Jahr 2009 wurde der EU-Gesetzestext finalisiert und sieht eine Strafzahlung für jedes g/km CO₂ vor, welches den gesetzlich erlaubten durchschnittlichen Flottenverbrauchswert eines einzelnen Automobilherstellers übersteigt. Lässt ein Automobilhersteller zum Beispiel ein sehr verbrauchsstarkes Fahrzeug neu zu, muss er im Gegenzug eine Mehrzahl an verbrauchsarmen Fahrzeugen verkaufen um das durchschnittliche Flottenergebnis einhalten zu können und in weiterer Folge der vorgeschriebenen Strafe zu entgehen. Dass ein Nichteinhalten des gesetzlichen Limits zu enor-

men Mehrkosten für einen Automobilhersteller führen würde ist, in Tabelle 2 ersichtlich. Bereits 2015 muss die gesamte Flotte unter einem Grenzwert von 130 g/km liegen und schon bei einem angenommenen Überschreiten des Grenzwertes von 10 g/km müsste für jedes neu zugelassene Fahrzeug folglich eine Strafe von 710€ entrichtet werden [13]. Diese Grenzwertverletzung von 10 g/km CO₂ würde zum Beispiel Volkswagen im Jahr 2015, bei 805262 Neuzulassungen (im Jahr 2009), zu einer Zahlung von 579 Millionen Euro verpflichten [25].

Tabelle 1-2: Aufgliederung der Strafzahlung [14]

Jahr	Durchschnittlicher Flottenverbrauch [g/km]	Prozentsatz der neu zugelassenen Fahrzeuge die Ziel erreichen müssen [%]	Strafsteuer pro g/km CO ₂ über gesetzl. Flottenlimit pro neu zugelassenem Fahrzeug
2012	130	65	5€ bei erstem g/km 15€ bei zweitem g/km 25€ bei drittem g/km 95€ ab viertem g/km
2013	130	75	
2014	130	80	
2015	130	100	
2016	130	100	
2017	130	100	
2018	130	100	
2019	130	100	95€ bereits ab erstem g/km
2020	95	?	?

Diese drastischen Maßnahmen seitens der EU fordern die Automobilindustrie auf, alle Hebel in Gang zu setzen um einer möglichen Strafzahlung aus dem Weg zu gehen.

In Abbildung 1-4 sieht man die unterschiedlichen Ausgangspositionen der verschiedenen großen Autohersteller aus dem Jahr 2008. Klar im Nachteil sind Firmen wie BMW und Daimler, die eine große Palette an stark motorisierten Fahrzeugen der Oberklasse in ihrer Produktpalette haben.

Am Beispiel Fiat ist der gegenteilige Effekt ersichtlich. Fiat hat in der Vergangenheit bereits begonnen sich auf kleine und verbrauchsarme Fahrzeuge zu spezialisieren um einer erfahreneren Konkurrenz im Bereich der Oberklassewagen aus dem Weg zu gehen und sich einen entscheidenden Vorsprung in der Kleinwagensparte herauszuarbeiten. Ein aktuelles Beispiel in Sachen Verbrauchsoptimierung im Kleinwagensegment liefert Fiat derzeit mit einem hochaufgeladenen 0,9-Liter-Zweizylinder-Ottomotor, der unter der Bezeichnung Twinair läuft. Dieses Motorkonzept stellt im Moment die State-of-the-art-Technologie des Downsizings dar und bietet neben Fahrspaß und einem für einen Zweizylindermotor guten NVH Verhalten einen CO₂-Wert im New European Driving Cycle (NEDC) von nur 92 g/km [24].

Diese Philosophie hat Fiat schon im Jahr 2008 sehr nahe an den für 2015 geplanten Grenzwert herangebracht und somit wird Fiat aller Voraussicht nach kein Problem mit möglichen Strafzahlungen bekommen.

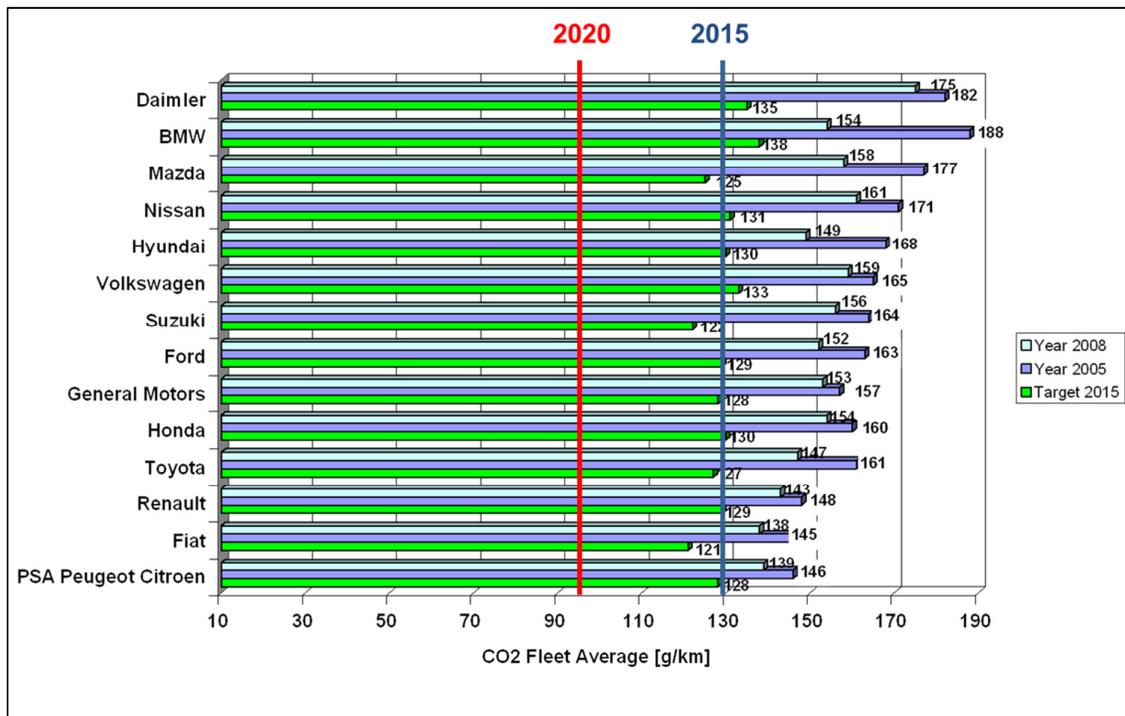


Abbildung 1-4: Flottenverbrauch verschiedener Automobilhersteller [15]

Bei genauer Betrachtung von Abbildung 1-4 fällt auf, dass die grünen Balken, welche das zu erreichende CO₂ Flotten-Target für 2015 darstellen, nicht exakt gleich lang sind. Wie vorhin bereits beschrieben, liegt die von Gesetzgeberseite festgelegte CO₂-Obergrenze grundsätzlich für jeden Automobilhersteller bei 130 g/km. Jedoch reagierte die EU, insbesondere auf Drängen der deutschen Automobilhersteller, auf die Forderung eine gewichtsspezifische Anpassung dieses Gesetzlimits einzuführen. Aus diesem Grund sind die herstellereinspezifischen CO₂-Grenzwerte für Firmen wie Fiat oder Suzuki, welche im Durchschnitt kleinere Fahrzeuge auf den Markt bringen, strenger als jene von BMW, Daimler oder Volkswagen.

Die Berechnung, welche zu diesem herstellereinspezifischen CO₂-Grenzwert in g/km führt, ist anhand der Formel 1.1 ersichtlich. In dieser Formel stellt m_{Fzg} die Masse des neu zugelassenen Fahrzeuges in kg und m_{ref} die gesetzlich erlaubte Fahrzeug-Durchschnittsmasse in kg dar. Die Abweichung dieser beiden Größen wird mit einem Wichtungsfaktor von 0,0457 multipliziert und dann auf die Basis von 130 g/km addiert.

$$\text{Spezifische CO}_2 - \text{Emissionen} = 130 + 0,0457 \cdot (m_{Fzg} - m_{ref}) \quad (1.1)$$

Um im Gesetz auch auf die Hersteller einzugehen, welche auf weniger als 10000 jährlich neu zugelassene Personenkraftwagen kommen, ist eine Ausnahmeregelung vorgesehen, welche diese Hersteller auf Antrag von den strengen legislativen Vorschriften befreien kann. Die Befreiung ist auf maximal fünf Jahre begrenzt und wird nur gewährt, wenn eine genaue und technisch verwirklichtbare Zielvorgabe für die spezifischen CO₂-Emissionen seitens des Herstellers definiert und vorgelegt wird [14].

1.3 Rahmenbedingungen

Diese Arbeit stellt einen Teil eines Entwicklungskonzeptes vor, welches zeigen soll, dass es möglich ist durch wenige effektive und kostengünstige Optimierungsschritte den Verbrauch eines fahrleistungsähnlichen Downsizing-Zweizylindermotors zu generieren. Dies geschieht anhand eines Kompaktfahrzeuges mit einem Vierzylindermotor, einem manuellen Schaltgetriebe und einem Gewicht von 1130 kg. Die verschiedenen Maßnahmen, welche das Erreichen dieses Zieles ermöglichen sollen, sind in Abbildung 1-5 dargestellt. Der blau hinterlegte Bereich hebt dabei die beiden Themengebiete hervor, auf welche in dieser Arbeit genauer eingegangen wird.

Versuchsfahrzeug „Blau“ soll rein den durch die elektronische Zylinderabschaltung (Elektronische ZAS) zu erreichenden Verbrauchsvorteil gegenüber dem Basiskonzept (Baseline MT) aufzeigen. Das Demonstrationsfahrzeug „Weiß“ hingegen hat zusätzlich zu der Zylinderabschaltung auch noch eine abgeänderte längere Getriebeübersetzung verbaut, welche in Kombination mit dem ebenfalls integrierten VTES zu weiteren Verbrauchsvorteilen führen soll.

Welcher Verbrauchsbefit sich insbesondere durch die in Abbildung 1-5 blau hervorgehobenen ersten beiden Optimierungsschritte einstellt, soll anhand dieser Arbeit ermittelt werden. Das Hauptaugenmerk liegt jedoch in der Applikation einer einwandfreien Fahrbarkeit des Fahrzeuges bei der Zylinderzu-, ab- und umschaltung.

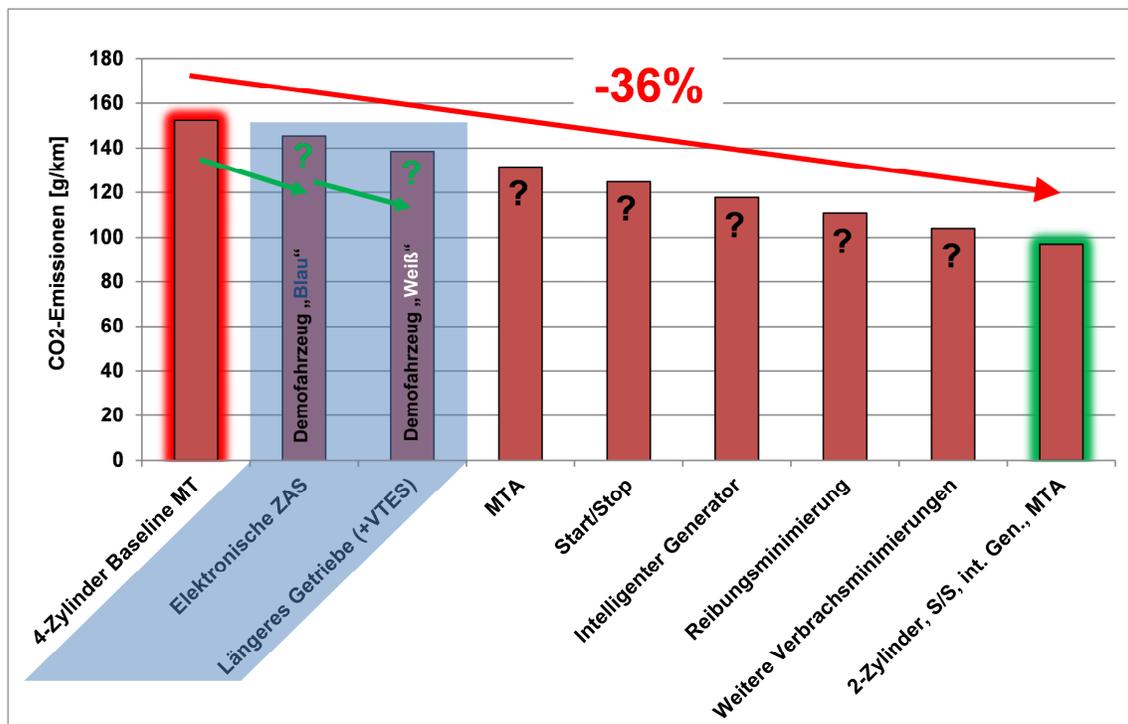


Abbildung 1-5: Verbrauchs-Optimierungsschritte mit Ziel Zweizylindermotor

2 Stand der Technik

Die in Kapitel 1 beschriebene Forderung zur Verbrauchs- und Emissionsminimierung von Seiten der Gesetzgeber und der gleichzeitige Wunsch der Kunden nach mehr Drehmoment, Leistung und Fahrkomfort bei annehmbaren Kosten stellen immer größer werdende Anforderungen an die Motorenentwickler dar. Um diesen hohen Ansprüchen an zukünftige Motoren gerecht zu werden ist ein hoher Aufwand an Entwicklungsarbeit von neuen und ständig besser werdenden Technologien unerlässlich. Genau dieser Druck sowohl von Gesetzes- als auch von Kundenseite führte in der Vergangenheit zu einer Vielzahl von hervorragenden technischen Lösungen um den Trade-Off zwischen Verbrauch, Emissionen, Leistung und Kosten bestmöglich in den Griff zu bekommen.

Neben der grundlegenden Optimierung des Ottomotors und dessen Brennverfahren, haben im Besonderen Systeme mit teil- und vollvariablen Ventiltrieben, die Direkteinspritzung sowohl mit als auch ohne Schichtbetrieb, die verschiedensten Aufladesysteme, die interne oder externe Abgasrückführung, die unterschiedlichen Downsizing- und Downspeedingkonzepte, Start/Stop im Stadtverkehr aber auch die in dieser Arbeit behandelte Zylinderabschaltung einen wesentlichen Beitrag zum Erreichen der bisher gesteckten Ziele beigetragen.

2.1 Theoretische Grundlagen der Zylinderabschaltung

Die Zylinderabschaltung bewirkt während der Deaktivierung einzelner Zylinder eine Reduzierung des gesamten Hubvolumens V_H eines Verbrennungsmotors. Diese Reduktion des Hubvolumens zieht allerdings, wie sich aus den folgenden zwei Formeln für den Viertaktmotor erkennen lässt, ohne zusätzliche Maßnahmen einen erheblichen Leistungs- und Drehmomentenverlust nach sich.

$$P_e = \frac{n}{2} \cdot p_e \cdot V_H \quad (2.1)$$

$$M_d = \frac{p_e \cdot V_H}{4\pi} \quad (2.2)$$

Um dem auftretenden Verlust an effektiver Leistung P_e entgegen wirken zu können muss im Gegenzug zu der Verkleinerung des Hubvolumens entweder die Drehzahl n angehoben oder der effektive spezifische Mitteldruck p_e gesteigert werden. Da eine Erhöhung der Drehzahl n (Hochdrehzahlkonzept) aber immer einen Verbrauchsnachteil nach sich zieht, stellt der effektive Mitteldruck p_e die einzig mögliche Eingriffsgröße dar um wieder das erforderliche Leistungs- und Drehmomentenniveau bei verbessertem Verbrauch zu erreichen [16].

2.1.1 Downsizing und Downspeeding durch Lastpunktverschiebung

Die eben beschriebene Forderung nach einer Verringerung des Hubvolumens und die damit verbundene Verlagerung der Betriebspunkte im Motorkennfeld in Richtung höherer Mittel-

Der einzige Weg dem Kunden auch weiterhin das erwünschte dynamische Fahrverhalten zu bieten ist die Anhebung des Leistungs-/Drehmomentenangebots durch Aufladung (Kapitel 2.1.2). Die Aufladung bewirkt bei gleicher Motorgröße eine deutliche Momentenerhöhung (schwarz strichlierte Linie, Abbildung 2-2) und stellt somit die Voraussetzung für eine weiterhin ausreichend bestehende Kundenakzeptanz dar. Abbildung 2-2 zeigt wie sich diese Erhöhung des Momentenangebotes auf die Anhebung der Momentenreserve beim Downsizing/Downspeeding auswirkt (grüne/violette strichlierte Linie) und wieder zu einem dynamischen Fahrgefühl in Verbindung mit einem verbesserten Verbrauch führt.

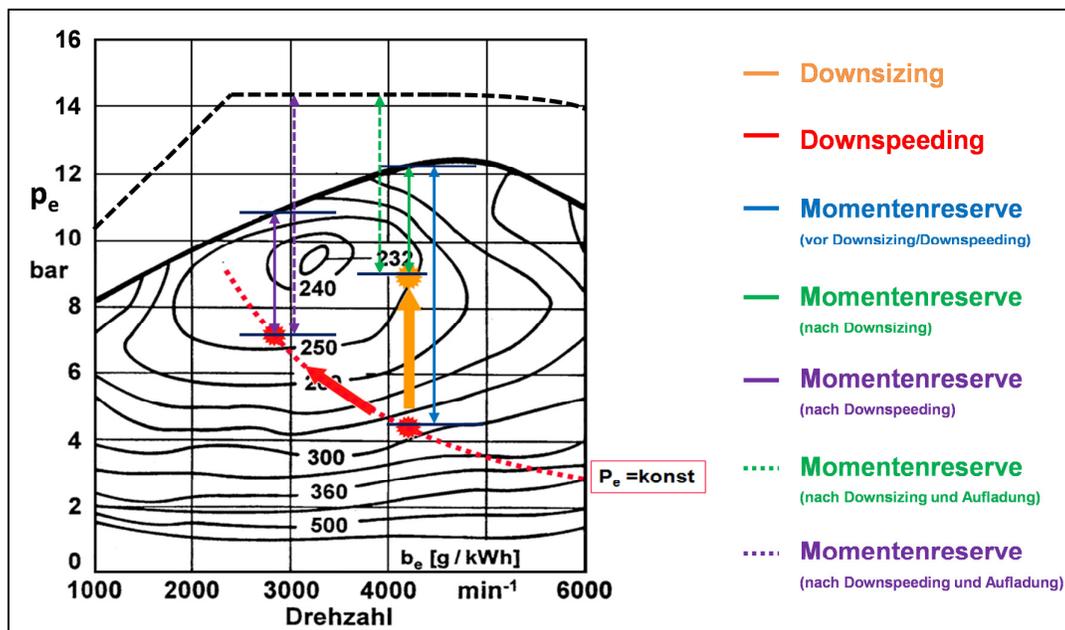


Abbildung 2-2: Erhöhung der Drehmomentenreserve durch Aufladung [12]

In der Praxis kommt es häufig zu einer Verheiratung der beiden Konzepte, indem ein „downgesizter“ Motor aufgeladen und gleichzeitig mit einer längeren Antriebsübersetzung versehen wird um zusätzlich auch noch den Vorteil des Downspeedings auszunutzen.

In diesem Projekt wird ebenfalls sowohl der Verbrauchsvorteil durch Downsizing als auch der durch Downsizing genutzt, wobei wieder zwischen den beiden Demonstrationfahrzeugen unterschieden werden muss. Die Hubraumreduktion um den Downsizingeffekt zu erzielen wird bei beiden Fahrzeugen nicht wie üblich durch eine von Grund auf durchgeführte Verkleinerung des Motors erwirkt, sondern durch ein gezieltes Abschalten einer gewissen Anzahl von Zylindern in Bereichen niedriger Momentenanforderung. In diesem Bereich niedriger Teillast liefern nur zwei von vier Zylindern das vom Fahrer geforderte Drehmoment und werden daher bei entsprechend höherer Last betrieben.

Parallel zu diesem Verbrauchskonzept ist das Demonstrationfahrzeug „Weiß“ zusätzlich mit einer längeren Getriebeübersetzung als Downsizingmaßnahme ausgestattet, was zu einer weiteren Verbrauchseinsparung führt. Damit diese Maßnahme auf Kundenakzeptanz

stößt, ist in diesem Fahrzeug des Weiteren ein elektrischer Lader verbaut, der in Bereichen, in welchen der Betrieb mit einer reduzierten Anzahl an Zylindern nicht mehr möglich ist, auch die nötige Dynamik liefert. Diese Konfiguration stellt eine gute Basis für ausreichend Fahrspaß mit gleichzeitiger Kraftstoffeffizienz im gesamten Kennfeld dar.

In Abbildung 2-3 soll noch einmal im Detail auf den Verbrauchsvorteil eines Downsizing-Konzepts eingegangen werden. Als Beispiel ist hier ein aufgeladener Turbomotor angeführt, dessen Hubvolumen V_H durch eine Reduktion der Zylinder im Vergleich zum Basismotor deutlich reduziert ist.

Um die Vorzüge des Downsizings aufzeigen zu können muss in diesem Fall der Vergleich der beiden Motoren bei gleichem Drehmoment M durchgeführt werden. Aufgrund der unterschiedlichen Motorhubvolumina V_H wird der kleinere Motor auf einem höheren spezifischen Lastniveau ($p_e = 3,33$ bar im Vergleich zu $p_e = 2$ bar) betrieben und liegt daher in einem wirkungsgradgünstigeren Bereich. Jede Verbesserung des effektiven Wirkungsgrades wirkt sich definitionsgemäß in gleichem Ausmaß auf die Reduzierung des spezifischen Verbrauches b_e aus, da der untere Heizwert H_u eine Konstante darstellt, die nur abhängig vom verwendeten Kraftstoff ist und bei Benzin circa 42 MJ/kg beträgt.

$$b_e = \frac{1}{\eta_e \cdot H_u} = \frac{\dot{m}_B}{P_e} \quad (2.4)$$

Wie es zu der erwünschten effektiven Wirkungsgradsteigerung kommt zeigt die Verlustanalyse. Die Ausgangsposition des „downgesizten“ Turbomotors ist im Vergleich mit dem Saugmotor aufgrund des niedrigeren idealen Wirkungsgrades des vollkommenen Motors η_v schlechter. Da im stöchiometrischen Betrieb sowohl beim aufgeladenen Ottomotor als auch beim Saugmotor dieselben Stoffwerte vorliegen, kann der schlechtere ideale Wirkungsgrad nur aus dem kleineren Verdichtungsverhältnis ε eines Turbomotors resultieren. Dieses muss bei einem aufgeladenen Motor aufgrund der höheren Zylinderdrücke und der sich daraus ergebenden größeren Klopfgefahr bewusst kleiner als bei einem Saugmotor ausgeführt werden. Dennoch kann mittels Downsizing diese schlechtere Ausgangslage durch die Reduzierung anderer Verluste wettgemacht werden und letztendlich sogar ein höherer effektiver Wirkungsgrad erzielt werden [16], (Abbildung 2-3).

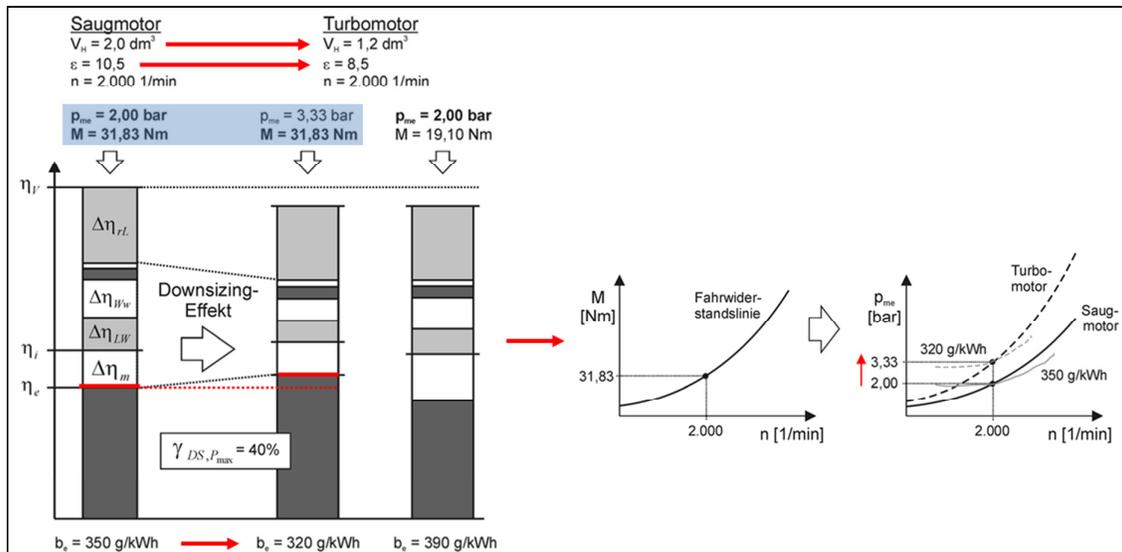


Abbildung 2-3: Downsizingeffekt anhand einer Verlustanalyse [17]

Bei Betrachtung der auftretenden Verluste fällt speziell die Reduktion der Ladungswechsel- und der Wandwärmeverluste auf. Das große Potential, die Wandwärmeverluste $\Delta\eta_{\mu w}$ betreffend, liegt im angeführten Beispiel in dem größeren Hubvolumen pro Zylinder (0,5 Liter zu 0,6 Liter) und in dem damit ebenfalls größeren Oberflächen-zu-Volumen Verhältnis [16]. Auch die Erhöhung des Mitteldruckes (Abbildung 2-4) führt zu einer weiteren Reduktion der anteiligen Wandwärmeverluste. Dennoch erscheint die Verringerung der Wandwärmeverluste, wie sie in diesem Beispiel erreicht wird, sehr optimistisch und dürfte auf die Vorgangsweise der Verlustanalyse zurückzuführen sein.

Die verringerten Ladungswechselverluste $\Delta\eta_{LW}$ resultieren aus dem Betrieb auf dem höheren Lastniveau und der damit verbundenen Entdrosselung der Ansaugstrecke beim Ottomotor. Abbildung 2-4 verdeutlicht welch großen Einfluss der höhere effektive Mitteldruck auf den Ladungswechselverlust $\Delta\eta_{LW}$ und den Verlust durch den mechanischen Wirkungsgrad $\Delta\eta_m$ hat. Dieser Vorteil geht direkt in den effektiven Wirkungsgrad und somit in den spezifischen Verbrauch ein.

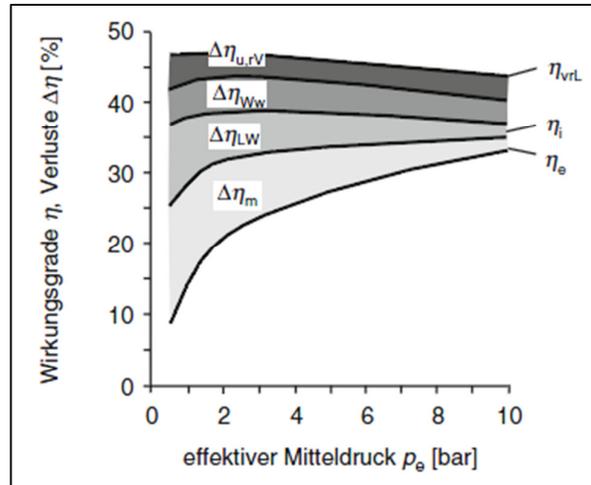


Abbildung 2-4: Einzelverluste in Abhängigkeit des effektiven Mitteldruckes [19]

Üblicherweise spricht man von Downsizing wenn der Motorhubraum durch Verringerung der Zylinderanzahl bereits im Rahmen der Motorauslegung reduziert wird. Diese Variante des Downsizings in Kombination mit Abgasturboaufladung ermöglicht eine Verbesserung des spezifischen Verbrauchs bei dem in Abbildung 2-5 dargestellten Beispiel um circa 9%. Jedoch muss bei der Reduktion von Zylindern stets auf das Schwingungs- und Akustikverhalten des Motors geachtet werden. Speziell die Akustik eines Motors ist für viele Kunden ein entscheidendes Kaufkriterium [18].

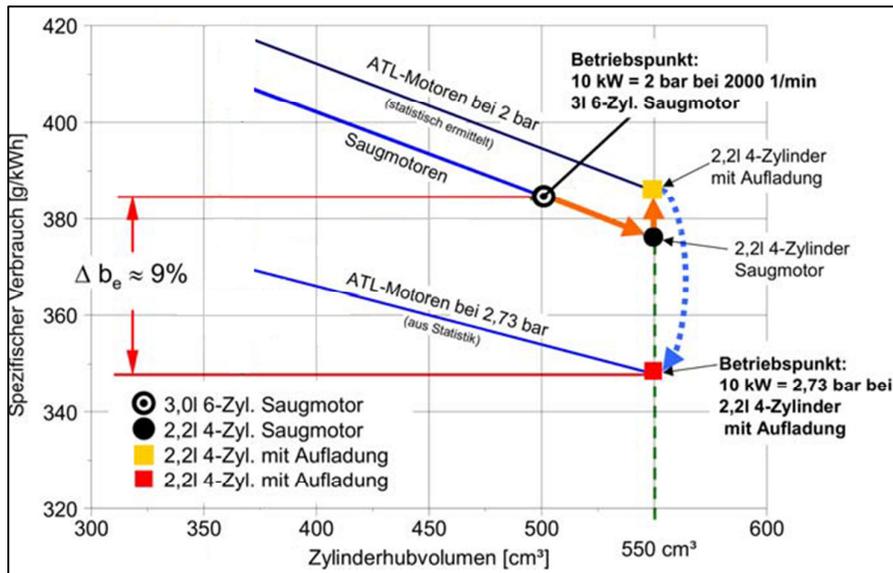


Abbildung 2-5: Downsizingpotential durch Hubvolumensreduktion mittels Zylinderreduktion [18]

Der gleiche Effekt lässt sich auch erzielen, indem bei gleichbleibender Zylinderanzahl das Zylinderhubvolumen pro Zylinder verringert wird. Auch diese Möglichkeit wird in der Praxis angewandt und fällt ebenfalls unter den Begriff des „statischen“ Downsizings. Allerdings ist bei dieser Form in Abbildung 2-6 ersichtlich, dass das Verbrauchseinsparungspotential bei weitem nicht so groß ist, wie bei der Zylinderreduktion. Die Hauptursache dafür liegt in dem relativ kleinen Zylinderhubvolumen, das aufgrund des nun kleineren Verhältnisses von Oberfläche zu Volumen kleinere thermodynamische und mechanische Wirkungsgrade zur Folge hat. Diese vom O/V-Verhältnis verursachten Wirkungsgradeinbußen resultieren aus den prozentuell höheren Wärme- und Reibungsverlusten [18].

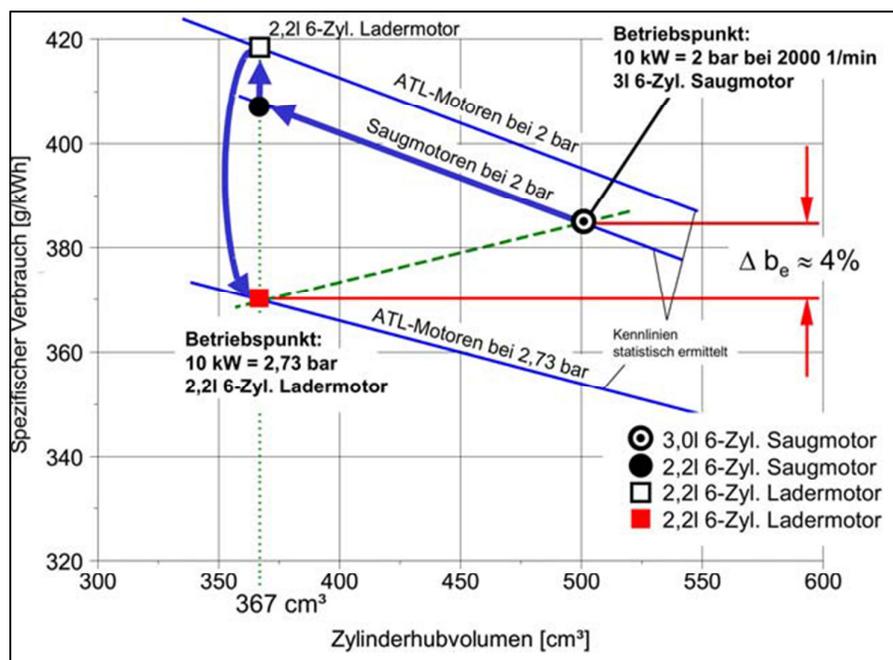


Abbildung 2-6: Downsizingpotential durch Hubvolumensreduktion mittels Zylinderverkleinerung [18]

Die Zylinderabschaltung, als Downsizingmaßnahme, nimmt wie bereits zuvor erwähnt eine besondere Rolle ein und fällt in die Kategorie des „dynamischen“ Downsizings. Von dynamischem Downsizing ist die Rede wenn das Motorhubvolumen dem jeweiligen Drehmomentbedarf angepasst wird. Dies geschieht bei der ZAS auf die Weise, dass ganz gezielt in unteren Lastbereichen, in denen nicht das gesamte Drehmoment aller Zylinder gebraucht wird, einzelne Zylinder oder Zylindergruppen weggeschaltet werden können und auf diese Weise eine Lastpunktverschiebung erreicht wird [17].

2.1.2 Lastpunktverschiebung und Erhöhung des Mitteldruckes

Um den erwünschten Downsizing-/Downspeedingeffekt mittels Lastpunktverschiebung zu erwirken und dennoch ausreichend Drehmoment zur Verfügung zu haben, damit auch der Kunde das Motorkonzept akzeptiert, muss also der effektive Mitteldruck erhöht werden. Warum die Aufladung in dieser Angelegenheit eine solch entscheidende Rolle spielt, zeigen die folgenden Gleichungen. Der effektive Mitteldruck ist definitionsgemäß die effektive Arbeit W_e auf das Motorhubvolumen V_H bezogen:

$$p_e = \frac{W_e}{V_H} \rightarrow W_e = p_e \cdot V_H \quad (2.5)$$

Der effektive Wirkungsgrad η_e stellt das Verhältnis zwischen effektiv gewonnener Arbeit W_e und zugeführter Brennstoffenergie $Q_B = H_u \cdot m_B$ dar:

$$\eta_e = \frac{W_e}{m_B \cdot H_u} \quad (2.6)$$

In diesem Fall wird der untere Heizwert H_u herangezogen, weil im Abgas Wasser stets dampfförmig vorliegt. Für den Verbrennungsmotor ist jedoch der Gemischheizwert H_G die entscheidende Größe. Dieser gibt für den Saugmotor an, wie viel Energie mit 1m^3 frisch angesaugtem Gemisch, das auf den Außenzustand bezogen wird, in den Zylinder eingebracht werden kann.

$$H_G = \frac{m_B \cdot H_u}{V_G} \quad (2.7)$$

Setzt man nun das Volumen des Gemisches

$$V_G = \frac{(m_L + m_B)}{\rho_G}$$

und die Masse der angesaugten Luft

$$m_L = \lambda \cdot L_{st} \cdot m_B$$

in die Gleichung 2.7 ein so ergibt sich für den Gemischheizwert des gemischansaugenden Motors [19]:

$$H_G = \frac{H_u \cdot \rho_G}{\lambda \cdot L_{st} + 1} \quad (2.8)$$

Als weitere Größe wird noch der Luftaufwand λ_a benötigt, der die Güte des Ladungswechsels beschreibt und als Verhältnis von tatsächlich dem Zylinder zugeführter Ladungsmasse zu theoretisch möglicher Ladungsmasse m_{th} ist [20]:

$$\lambda_a = \frac{m_L + m_B}{m_{th}} \quad (2.9)$$

Vereint man nun die Gleichungen 2.5, 2.6, 2.7 und 2.9 dann folgt eine direkte Abhängigkeit des effektiven Mitteldruckes von drei Haupteinflussgrößen:

$$p_e = \eta_e \cdot \lambda_a \cdot H_G \quad (2.10)$$

Bei Betrachtung von Gleichung 2.10 wird deutlich, dass speziell die Erhöhung des Gemischheizwertes durch die Anhebung der Dichte des angesaugten Gemisches zu einer beträchtlichen Steigerung des effektiven Mitteldruckes führt. Diese Vorverdichtung des angesaugten Gemisches wird in der Praxis durch Turbolader, Kompressoren oder elektrische Verdichter mit zusätzlicher Ladeluftkühlung erzielt. Die durch die Ladeluftkühlung zu erreichende Absenkung der Ladungstemperatur bewirkt zusätzlich auch noch den Vorteil einer Verringerung der Klopfneigung, welche bei Ottomotoren eine kritische Größe bei der Aufladung darstellt.

Das Luftverhältnis, als zweiter Einflussparameter für den Gemischheizwert hat beim stöchiometrisch betriebenen Ottomotor nur eine untergeordnete Bedeutung, da für die Abgasnachbehandlung mit dem Drei-Wege-Katalysator ein λ von 1 Voraussetzung ist. Auch der Luftaufwand und der effektive Wirkungsgrad stellen keine wirklichen Hebel dar um den Mitteldruck entscheidend zu erhöhen, da von diesen Größen vorausgesetzt wird, dass sie im Rahmen der Motorkonzeption bereits optimal ausgelegt werden.

Wie man sieht ist speziell die Aufladung kombiniert mit einer durch das Downsizing/Downspeeding hervorgerufenen Lastpunktverschiebung ein sehr effektives und verbrauchssparendes Konzept, welches auch beim Kunden auf große Akzeptanz stößt. Die Frage, die sich nun stellt ist, ob ein ähnliches Ergebnis auch mittels der elektronischen Zylinderabschaltung als Downsizingmaßnahme im niedrigen Teillastbereich in Kombination mit der elektrischen Aufladung und der längeren Getriebeübersetzung als Downspeedingmaßnahme im Vierzylindermodus verwirklichtbar ist.

2.1.3 Mechanische Zylinderabschaltung

Da die mechanische ZAS nur in Betriebsbereichen des Motors angewandt wird, in denen der Drehmomentenwunsch des Fahrers es erlaubt, fällt diese wie in Kapitel 2.1.1 bereits beschrieben unter den Begriff „dynamisches“ Downsizing.

Die Verkleinerung des Hubvolumens erfolgt in diesem Fall durch Deaktivierung einzelner Zylinder indem bei diesen sowohl die Einspritzung unterbrochen wird als auch die Ein- und Auslassventile geschlossen bleiben. Wie es auch beim herkömmlichen Downsizing der Fall

ist betreibt man bei der ZAS die aktiven Zylinder mit höherer Last und somit wird ein besserer spezifischer Verbrauch generiert (Abbildung 2-7).

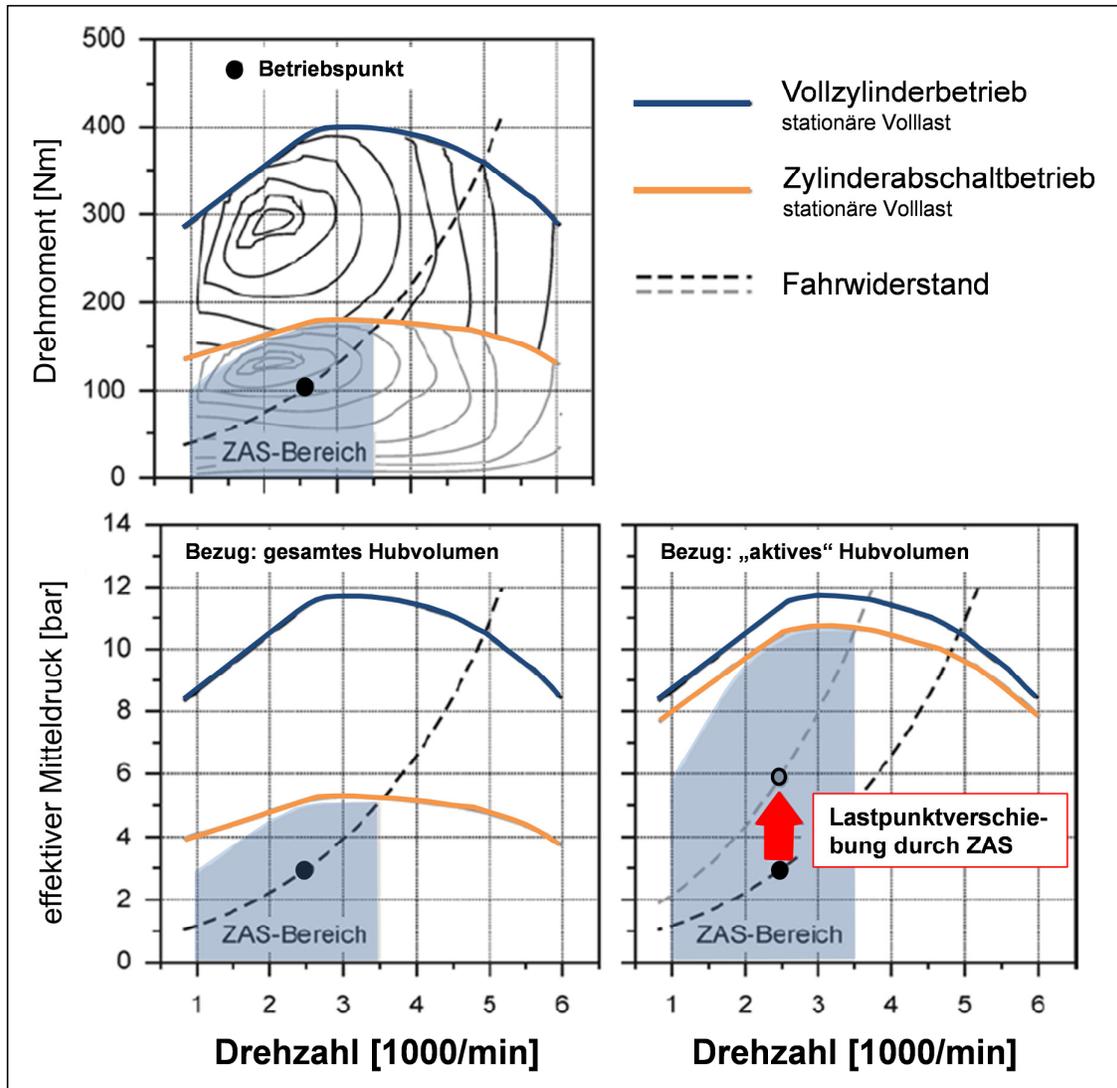


Abbildung 2-7: Lastpunktverschiebung durch ZAS [17]

Weitere Verbrauchseinsparungen der mechanischen Zylinderabschaltung bieten die fehlenden Ladungswechselverluste der deaktivierten Zylinder, die wie eine Art Gasfeder wirken, und die Entdrosselung der Ansaugstrecke um die befeuerten Zylinder mit ausreichend Luft zu versorgen [21]. Ebenfalls kann das Reibmoment im Vergleich zum Vollzylinderbetrieb gesenkt werden, da es aufgrund des Schleppens der nicht betriebenen Zylinder zu einer geringeren Belastung im Bereich der Kolben sowie Haupt- und Pleuellager kommt. Auch die Reibung der sich im Normalbetrieb öffnenden und schließenden Ventile fällt nicht an [17].

Im Regelfall wird die Hälfte der Zylinder still gelegt und dabei darauf geachtet, dass die Zündabstände konstant gehalten werden. Aufgrund des besseren Schwingungs-, Geräusch-

und Komfortverhalten werden Motoren mit höherer Zylinderzahl bevorzugt. In Abbildung 2-8 sind typische Zylinderabschaltvarianten dargestellt.

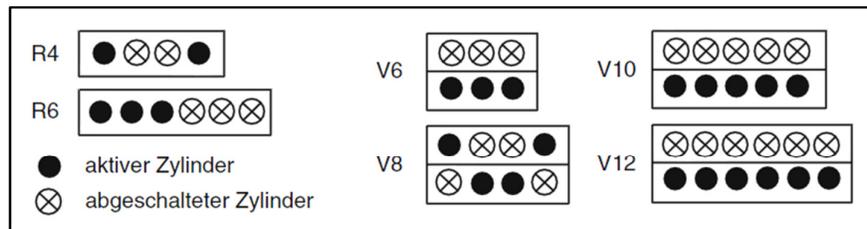


Abbildung 2-8: Zylinderabschaltstrategien verschiedener Motoren [21]

Speziell in Amerika hat sich die ZAS in den letzten Jahren durchgesetzt, da im amerikanischen Bereich ein großes Angebot an großvolumigen Motoren besteht [4],[22],[23]. In Europa hingegen wird der Fokus mehr in Richtung Downsizing und Downspeeding gelegt. Der Hauptgrund liegt darin, dass sich die mechanische ZAS für kleinervolumige Motoren der europäischen Autohersteller als zu aufwendig und kostenintensiv darstellt und die Gefahr besteht, dass das vom Kunden verlangte NVH- und Akustikverhalten nicht erfüllt werden kann.

Aktuelle Beispiele für Motoren im europäischen Raum, die bereits auf Zylinderabschaltung bei mehr als vier Zylindern setzen sind der im Mercedes SLK 55 AMG verbaute V8 mit einem Hubraum von 5,5 Litern und der im Audi S6 bis S8 verbaute V8 TFSI mit 4 Litern Hubraum [32],[33]. Der V8 TFSI-Motor von Audi wird zudem den im Bentley Continental GT verwendeten W12-Motor ersetzen und soll auch bei diesem den Verbrauch beträchtlich senken [35].

Aus aktuellem Anlass muss an dieser Stelle noch die von Volkswagen am 1. September 2011 ausgesandte Pressemitteilung erwähnt werden, in der VW die weltweit erste mechanische Zylinderabschaltung an einem Vierzylinder-Motor in Großserie verkündete. Verwirklicht wird die ZAS am direkteinspritzenden und turboaufgeladenen 1,4-Liter-TSI-Motor. Diese Variante soll sowohl im Golf als auch im Polo mit Anfang 2012 zum Einsatz kommen. Volkswagen kündigt durch die ZAS eine Verbrauchersparnis im NEDC von 0,4 Litern an, welche jedoch nur durch einen komplexen und kostspieligen Ventiltrieb erreicht werden kann, der ein Geschlossenhalten der deaktivierten Zylinder ermöglicht [34].

Das folgende Kapitel geht nun auf die elektronische Zylinderabschaltung als interessante Alternative sowohl zu den statischen Downsizingkonzepten als auch zu der kostenintensiven mechanischen ZAS näher ein.

2.2 Elektronische Zylinderabschaltung

Die elektronische Zylinderabschaltung gehört wie die herkömmliche, mechanische Zylinderabschaltung in den Bereich des „dynamischen“ Downsizings. Der erreichbare Verbrauchsvorteil basiert ebenfalls zu einem großen Teil auf der durchführbaren Lastpunktverschiebung. Im Unterschied zur mechanischen ZAS erfolgt das Öffnen und Schließen der Ventile im Zy-

linderabschaltmodus auch bei den deaktivierten Zylindern, welche dann weiterhin mit reiner Ansaugluft durchspült werden.

2.2.1 Elektronische ZAS vs. mechanische ZAS

Der große Vorteil der elektronischen Zylinderabschaltung gegenüber der mechanischen besteht in der wesentlich kostengünstigeren und einfacheren Auslegung des Ventiltriebes. Speziell bei Reihenmotoren, wie auch in diesem Projekt einer verwendet wird, kommt dieser Aspekt besonders zum Tragen, da keine zusätzliche Funktionalität vorgesehen werden muss, um eine Entkoppelung der Ventile an den deaktivierten Zylindern zu ermöglichen. In Bezug auf den Verbrauch zeigt das Weiterlaufen der Ventile im Zylinderabschaltmodus jedoch auch negative Faktoren auf. Zum einen fällt zusätzlich die Ventilreibung der deaktivierten Zylinder an, welche allerdings bei guten Reibverhältnissen nur eine untergeordnete Rolle spielt, zum anderen treten höhere Ladungswechselverluste auf, da die geschlossenen Zylinder nicht wie bei der mechanischen ZAS eine Gasfeder darstellen sondern es zu Pumpverlusten kommt. Um keinen zu großen Nachteil durch die höheren Ladungswechselverluste bei den nicht befeuerten Zylindern zu erlangen, wird ein Phasenschieber für die Nockenwelle vorgesehen, der die Steuerzeiten so anpassen kann, dass die Pumpverluste erheblich reduziert werden. Auf die Applikation dieses Phasenschiebers wird in Kapitel 2.2.3 noch näher eingegangen.

Zusätzlich zu der Kostenersparnis können die auch im Zweizylinderbetrieb weiterhin vorhandenen Ansaugpulse aller vier Zylinder dazu benutzt werden, dem Fahrer ein Gefühl zu vermitteln als ob er das Fahrzeug im Vollzylindermodus bewegen würde [27].

2.2.2 Elektronische ZAS vs. Statisches Downsizing

Der große Vorteil der elektronischen ZAS gegenüber dem statischen Downsizing besteht bei einem Vierzylindermotor in seinem ruhigeren NVH-Verhalten verglichen mit einem Zweizylinder-Downsizingkonzept. Sowohl das Vibrationsverhalten als auch der akustische Eindruck ist ein für den Kunden entscheidendes Kaufkriterium und somit eine große Schwäche von Motoren mit einer geringen Zylinderanzahl.

Weiters kann in höheren Lasten auf den Vierzylindermodus zurückgegriffen werden und auch in diesem bei stark dynamischen Fahrverhalten durch zusätzliche Aufladung ein sehr gutes Ansprechverhalten erreicht werden.

Im Hinblick auf Gewicht und Platzbedarf kann der Vierzylinder nicht mit einem Zweizylindermotor mithalten. Umso wichtiger ist es die Kosten für ein solches Konzept möglichst niedrig zu halten. Aus diesem Grund wird speziell in diesem Projekt darauf geachtet mit einfachen und kostengünstigen Mitteln ein sehr effektives Verbrauchskonzept zu erstellen, welches mit allen Vorteilen eines Vierzylinders dennoch nahe an den Verbrauch eines Zweizylinders herankommt.

2.2.3 Umsetzung am Fahrzeug

Die Anforderung ein möglichst kostengünstiges, aber dennoch leistungsstarkes und gleichzeitig verbrauchgünstiges Antriebskonzept zu entwickeln führte zu der Auswahl eines Vierzylinder-Zweiventil-Ottomotors. Der Grundmotor besitzt ein Hubvolumen von 1,4 Litern, ein Verdichtungsverhältnis von 11 und verwendet als Kraftstoffzufuhr eine Multi-Point-Injection.

2.2.3.1 Variabler Ventiltrieb

Um unter Beibehaltung des guten Fahrverhaltens auch einen niedrigen Kraftstoffverbrauch zu ermöglichen besitzt der Motor einen Phasenschieber, der eine parallele Verschiebung der Ein- und Auslassventilöffnungszeiten mit einer obenliegenden Nockenwelle ermöglicht (Abbildung 2-9). Dieser Phasenschieber stellt eine kostengünstige und unkomplizierte Variante im Vergleich zu anderen variablen Ventiltriebssystemen dar. Trotz der Einfachheit des Systems kann dennoch eine erhebliche Verbrauchsverbesserung im Teillastbereich erreicht werden.

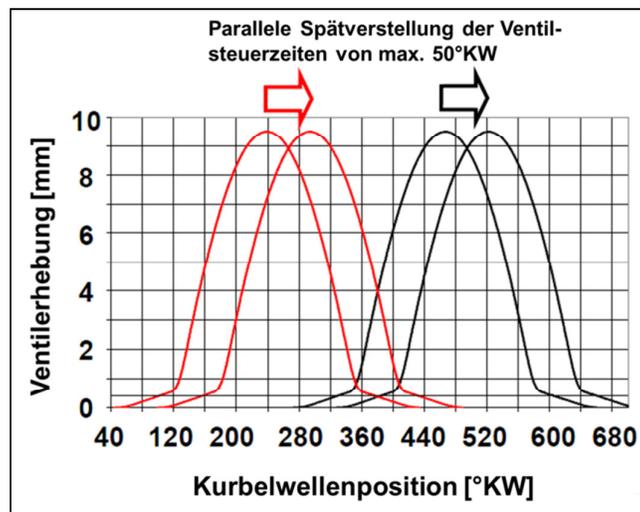


Abbildung 2-9: Variabilität der Ventilerhebungskurven durch den Phasenschieber [27]

Der Phasenschieber ermöglicht einzig und alleine die Veränderung der Position der Überschneidungslage. Die Verschiebung der Überschneidungsposition von der Ausgangslage in Richtung spät bewirkt ein spätes Einlass-Schließen („Reverse Miller Cycle“ oder „Atkinson Cycle“) und somit eine Reduktion der Pumpverluste in der Teillast. Ein weiteres Verbrauchsvorteil, das durch die Spätstellung erzielt werden kann, ist ein spätes Auslass-Schließen, welches eine große interne Abgasrückführung (internes EGR) nach sich zieht. Die erhöhte EGR-Rate bewirkt eine Entdrosselung und verringert auf diese Weise erheblich die Ladungswechselperluste. Auch das daraus resultierende späte Auslass-Öffnen wirkt sich positiv auf den Verbrauch aus, da es zu einer vollständigen Expansion nach dem Zünd-OT

kommt. Das späte Auslass-Schließen in Verbindung mit dem ebenfalls späten Einlass-Öffnen hat obendrein noch einen positiven Effekt auf die Ladungsbewegung, da dadurch ein starker Drall von dem aus dem Abgastrakt zurückgezogenen Restgas erzeugt wird [29], (Abbildung 2-10).

Die Kombination dieser Effekte kann sowohl im Vier- als auch im Zweizylinderbetrieb als Verbrauchsreduktionsmaßnahme angewandt werden. Allerdings ist zu beachten, dass die Spätstellung besonders in den niedrigen Lastbereichen aufgrund der durch die hohen EGR Raten schlechteren Verbrennungsstabilität oft nicht mehr vertragen werden. Die maximal verträgliche Restgastoleranz liegt im Zweizylindermodus unter Betrachtung desselben Teillastpunktes bedeutend höher als im Vierzylinderbetrieb und verstärkt somit weiters den generierbaren Verbrauchsvorteil im Zylinderabschaltbetrieb. Die Auswirkung der höheren Restgastoleranz und der damit später möglichen Nockenwellenstellung des ZAS-Betriebes ist in Abbildung 2-10 klar ersichtlich. In Kapitel 6.1.1 „Verbrauch“ wird auf dieses Thema auch noch einmal näher eingegangen.

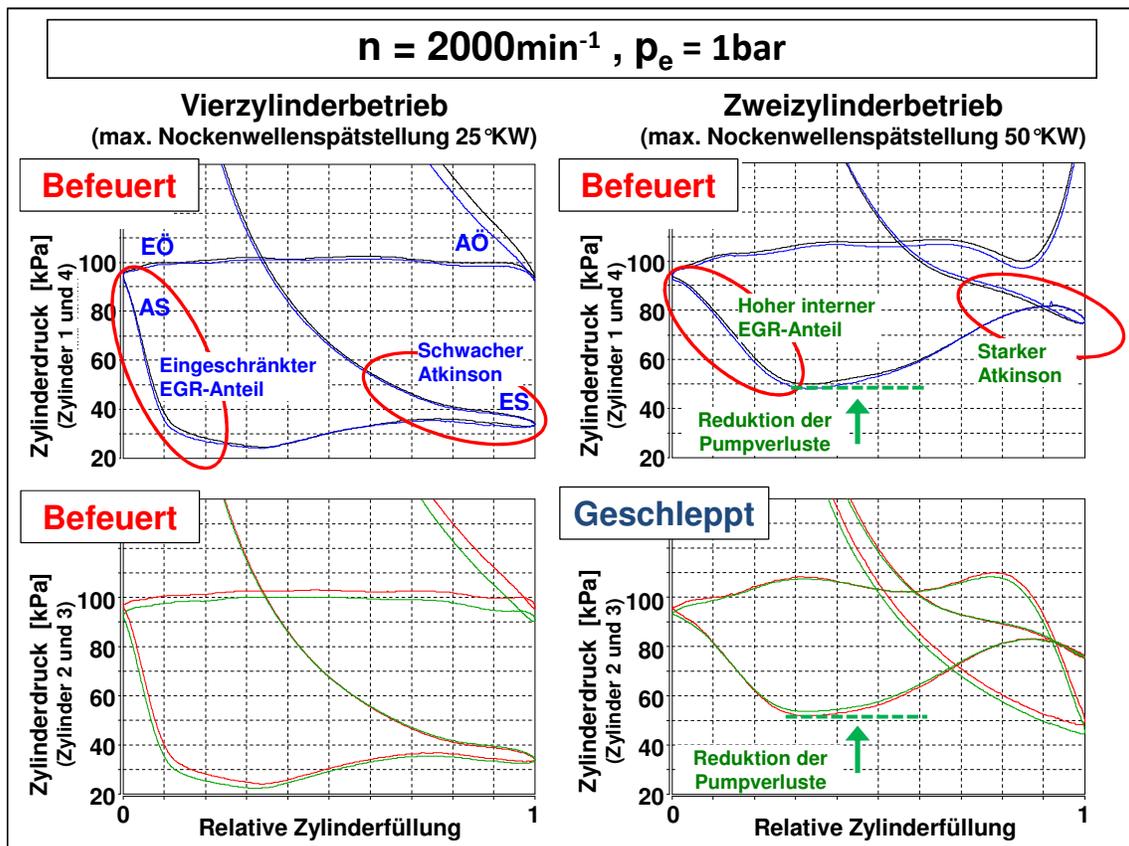


Abbildung 2-10: Minimierung der Ladungswechselverluste im Zwei- und Vierzylindermodus

Auch in den höheren Lastbereichen hat die Spätstellung ihre Grenzen, wenn durch das im Zylinder vorhandene Restgas die Leistungsanforderung nicht mehr erfüllt werden kann.

2.2.3.2 Getrennte Abgasführung

Da bei einem Ottomotor ein Luftverhältnis von $\lambda=1$ für die Abgasnachbehandlung mit einem Drei-Wege-Katalysator Voraussetzung ist, können im Zweizylinderbetrieb der elektrischen ZAS nicht wie gewohnt die Abgase aller vier Zylinder gemeinsam in den Katalysator strömen. Wäre dies der Fall, hätte man aufgrund der durch die deaktivierten Zylinder durchgespülten Luft ein viel zu mageres Gemisch und könnte nicht in das Konvertierungsfenster des Drei-Wege-Katalysators gelangen. Um dieses Problem zu umgehen wird die Frischluft der abgeschalteten Zylinder zusammengefasst und dann getrennt vom Abgas der befeuerten Zylinder in den gemeinsamen Katalysator geführt, der in der Mitte eine Trennwand aufweist um das stöchiometrische Abgas getrennt von der Frischluft konvertieren zu können, (Abbildung 2-12). Die Entscheidung einen gemeinsamen anstatt zwei Katalysatoren zu verwenden ist rein auf den niedrigeren finanziellen Aufwand zurückzuführen [27].

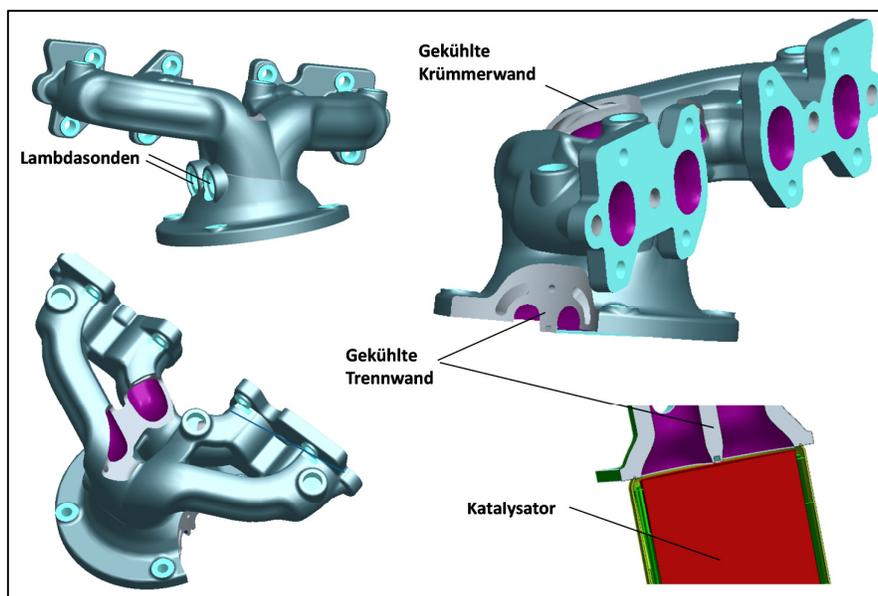


Abbildung 2-11: Getrennte Abgasführung [27]

Um eine etwaige Verwirrung in den noch folgenden Textpassagen zu vermeiden, sei an dieser Stelle erwähnt, dass die Bezeichnung „Bank 1“ immer Bezug auf die abgasseitig zusammengefassten Zylinder 1 und 4 nimmt und die Bezeichnung „Bank 2“ demzufolge die Zylindern 2 und 3 beschreibt. Diese Definition wird rein zur formellen Vereinfachung eingeführt, obwohl dies nicht der technisch korrekten Ausdrucksweise entspricht, da es sich um einen Reihenmotor handelt und somit auch keine V-Anordnung vorliegen kann.

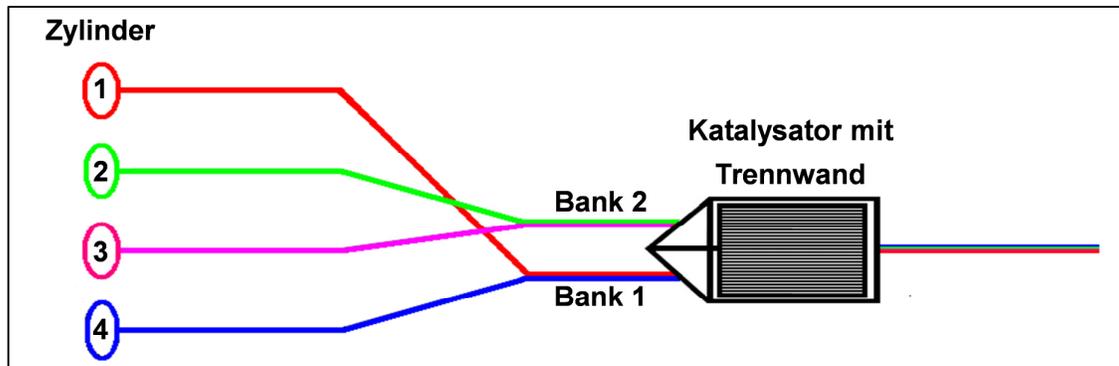


Abbildung 2-12: Schema der bankspezifischen Abgasführung durch den Katalysator [27]

Damit eine thermische Überbeanspruchung der Katalysatortrennwand vermieden werden kann, wird diese wassergekühlt. Auch die Abgaskrümmen besitzen eine in die Wandung integrierte Wasserkühlung, damit eine Überhitzung und in weiterer Folge eine aus Bauteilschutz notwendige zusätzliche Kraftstoffanreicherung in der Volllast vermieden werden kann, was zu einer zusätzlichen Verbrauchsreduzierung führt [27].

Um zu jeder Zeit einen einwandfreien Katalysatorbetrieb gewährleisten zu können, darf die Temperatur des Bricks nicht unter die Light-Off-Temperatur fallen, die abhängig von der Beschichtung zwischen 300 °C und 350 °C liegt. Im Demonstrationsfahrzeug sind aus diesem Grund zusätzlich zwei Temperatursensoren, jeweils auf einer Seite der Katalysatortrennwand, verbaut, damit bei Unterschreiten der vorgegebenen Grenztemperatur an der luftdurchströmten Seite der Zweizylinderbetrieb von der einen Bank auf die andere umgeschaltet werden kann. Dieser Vorgang wird als „Toggeln“ bezeichnet und beschreibt einfach den Wechsellvorgang zwischen befeuerten und deaktivierten Zylindern und vice versa im Zylinderabschaltbetrieb. In einer Serienanwendung werden die Temperatursensoren, aus Kostengründen, durch ein Temperaturmodell ersetzt.

2.2.3.3 Akustik

Der Vorteil der elektrischen ZAS hinsichtlich des Akustikverhaltens im Zylinderabschaltmodus besteht darin, dass auch bei zwei deaktivierten Zylindern die Ansaugpulse aller vier Zylinder weiterhin auftreten. Unterstützt wird dieser Effekt durch Maßnahmen, welche das Ansauggeräusch im Innenraum des Fahrzeuges noch zusätzlich verstärken und gleichzeitig das Geräusch des Abgasstranges dämpfen. Die Kombination dieser Prinzipien vermittelt dem Fahrer zu jedem Zeitpunkt die akustische Wahrnehmung eines Vierzylindermotors.

2.2.3.4 Aufladung und längere Getriebeübersetzung

Um auch im Vierzylinderbetrieb einem aufgeladenen Downsizingmotor in Sachen Low-End-Torque nicht nachzustehen ist bei dem zweiten Demonstrationsfahrzeug „Weiß“ ein elektrisch angetriebener Verdichter der Firma CPT mit einem 12V-Antrieb als Aufladeaggre-

gat (VTES) verbaut. Zusätzlich zu der Erhöhung des Momentenniveaus und einem sehr spontanen Ansprechverhalten bietet der VTES in Kombination mit einer ebenfalls an diesem zweiten Fahrzeug verwendeten längeren Getriebeübersetzung ein weiteres Verbrauchseinsparungspotential. In Abbildung 2-13 ist dargestellt, welche Drehmomentenerhöhung in der Volllast durch den elektrischen Lader erzielt werden kann. Bei niedrigen Drehzahlen ist der elektrisch aufgeladene Vierzylindermotor dem Zweizylinderturbomotor sogar noch überlegen, da das Turboloch des Zweizylindermotors vermieden werden kann.

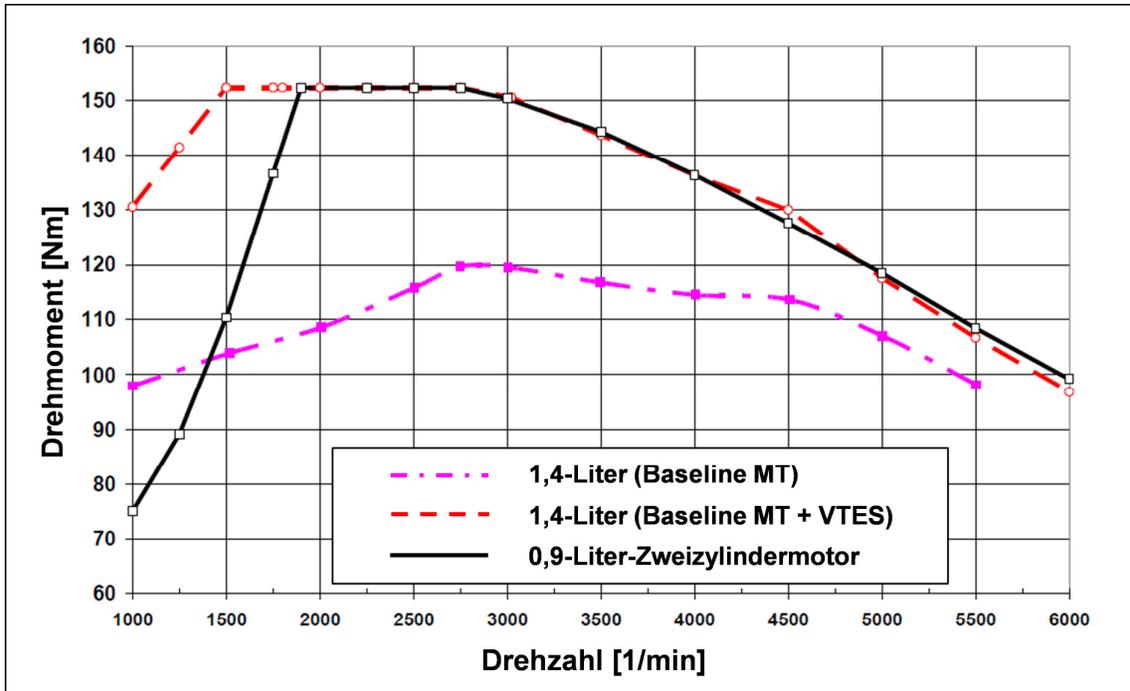


Abbildung 2-13: Durch die elektrische Aufladung erzielte Drehmomentenerhöhung und verbessertes Low-End-Torque bei Volllast [27]

Die Modifikationen, die in diesem Unterpunkt beschrieben wurden beziehen sich wie erwähnt ausschließlich auf das zweite Demonstrationsfahrzeug „Weiß“.

3 Motorprüfstand

Das Ziel der Untersuchungen am Motorprüfstand soll es sein alle für die Basisapplikation des modifizierten Motors notwendigen Messungen durchzuführen um diese dann im nächsten Schritt so auszuwerten, dass eine gute Basis für die Fahrzeugapplikation gefunden werden kann.

Als Basismotor dient in diesem Projekt ein von Fiat in Serie eingesetzter MPI Vierzylinder Saugmotor. Der als Fiat Fire bezeichnete Viertaktmotor verfügt über acht Ventile und eine obenliegende Nockenwelle, die mit einem Phasenschieber so verstellt werden kann, dass ein paralleles Verschieben der Ein- und Auslassventilsteuerzeiten bei gleich bleibender Überschneidung ermöglicht wird. Die genauen Daten des Basismotors sind der Tabelle 3-1 zu entnehmen.

Tabelle 3-1: Motordaten Fiat Fire 1,4l

Hubraum	1,368 dm ³
Anzahl der Zylinder	4
Anzahl der Ventile	8
Verdichtungsverhältnis	11
Leistung	55 kW (75 PS) bei 6000 min ⁻¹
Drehmoment	115 Nm bei 3000 min ⁻¹
Hub	84 mm
Bohrung	72 mm
Maximal mögliche Nockenwellenverstellung	50°KW

3.1 Prüfstandsaufbau

Die Zylinderabschaltung erfordert wie in Kapitel 2.2.3 beschrieben einige Modifikationen am Basismotor, wobei speziell die Änderungen, welche die Abgasseite mit den bankspezifisch getrennten Auslasskrümmern betreffen, eine Vermessung am Motorprüfstand erforderlich machen. Durch diese im Bereich der Abgasführung getätigten Eingriffe sind Abweichungen in der Gasdynamik und damit der Füllungssituation im Vergleich zum Basismotor zu erwarten, deren Auswirkung speziell in Hinblick auf den optimalen Verbrauch bei einer bestimmten Nockenwellenposition und einer akzeptablen Verbrennungsstabilität von besonderer Bedeutung sind.

Des Weiteren ist der für das Demofahrzeug „Weiß“ verwendete VTES beim Prüfstandsaufbau mit einzubinden um diesen später optimal in das Motormanagement integrieren zu können. Die Messungen haben so zu erfolgen, dass diese eine Bedatung der ECU erlauben, welche eine alle Betriebspunkte umfassende Ansteuerung des VTES gewährleistet.

Abbildung 3-1 zeigt ein Prinzipschaubild des Prüfstandsaufbaus, welches sämtliche für dieses Projekt verwendete Prüfstandskomponenten darstellt. Auf eine Erklärung der grundsätz-

lichen Funktionsweise des Prüfstandes wird an dieser Stelle jedoch verzichtet, da diese in diverser Literatur nachgelesen werden kann [36].

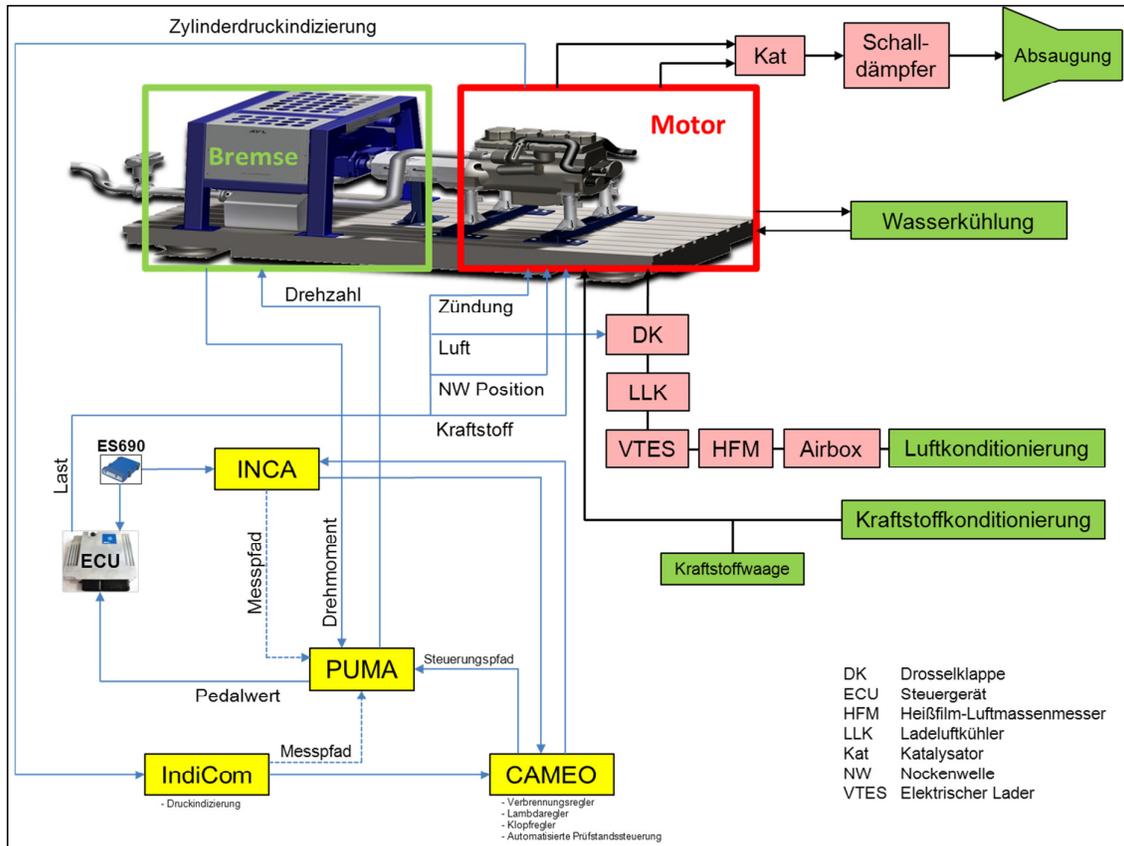


Abbildung 3-1: Zusammenspiel der Prüfstandskomponenten

3.2 Testprogramm

Um mit möglichst wenig Prüfstandszeit ein optimales Ergebnis erzielen zu können ist die Erstellung eines sorgfältig geplanten Testprogrammes erforderlich. Das Hauptziel besteht darin, für jeden Betriebspunkt des Motors, sowohl im Vier- als auch im Zweizylinderbetrieb, die verbrauchsoptimalen Steuerzeiten zu ermitteln. Im Betrieb mit allen vier Zylindern stellt die Slow-Dynamic-Slope-Cycle-Methode (SDS-Cycle) die effizienteste Variante dar um die erwünschte Verbrauchsaussage treffen zu können. Zusätzlich kann im SDS-Cycle, in dem für jeden vordefinierten Drehzahl-Steuerzeiten Punkt eine Lastschleife gefahren wird, parallel zu der Aussage über den optimalen Verbrauch auch die VTES-Charakteristik bestimmt werden (Kapitel 3.2.1).

Im Zweizylinderbetrieb hingegen werden die verschiedenen Last-Drehzahl-Punkte unter der Variation der Steuerzeiten stationär angefahren. Der Grund dafür liegt darin, dass der Last-Drehzahlbereich, in welchem ein Betrieb mit zwei Zylindern möglich ist, sehr eingeschränkt ist und die Aufladung in diesem Bereich keine Rolle spielt. Ein weiterer Vorteil der stationä-

ren Vermessung besteht darin, dass eine Aussage über die Verbrennungsstabilität getroffen werden kann, welche speziell bei später Überschneidungslage und einem damit hohen Restgasgehalt im Zylinder eine wichtige Rolle spielt. Unter diesen Umständen ist die herkömmliche Rastervermessung die geeignetere Methode (Kapitel 3.2.2).

Im Anschluss an diese Messungen werden die verbrauchsoptimalen Nockenwellenpositionen im jeweiligen Modus und den verschiedenen Betriebspunkten bestimmt, am Prüfstand noch einmal verifiziert und letztendlich zu jedem Last-Drehzahlpunkt eine Zündwinkelvariation mittels der Slow-Dynamic-Slope-Methode gefahren. Die aus diesen Messungen erhaltenen Zündhaken stellen in weiterer Folge die Basis für die Erstellung des Momentenmodells dar.

3.2.1 SDS-Cycles im Vierzylinderbetrieb

Die Slow-Dynamic-Slope-Cycles bezeichnen Lastschleifen, die bei einer konstanten Drehzahl und einer konstanten Steuerzeit durchfahren werden. Abbildung 3-2 zeigt beispielhaft eine solche Lastschleife bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} und einer Spätstellung der Nockenwellenüberschneidungslage von 20°KW . Die Einstellung des optimalen Zündzeitpunktes während eines SDS-Cycles erfolgt über einen Verbrennungsregler, der eine 50%ige Umsetzung der gesamten Brennstoffenergie bei 8°KW nach dem oberen Totpunkt (Zünd-OT) einzuregeln versucht. Von dieser optimalen Schwerpunktlage der Verbrennung des Ottomotors muss bei klopfender Verbrennung unter Verschlechterung des Verbrennungswirkungsgrades jedoch abgewichen werden um dem Motor keinen Schaden zuzufügen. Beim SDS-Cycle geschieht dies automatisiert durch eine installierte Klopfregelung, welche bei klopfender Verbrennung den optimalen Zündzeitpunkt verlässt und den Zündwinkel extern, entkoppelt von der Motorsteuerung, Richtung spät verstellt um die Klopfneigung zu reduzieren. Das Späterziehen der Zündung hat neben der Wirkungsgradverschlechterung auch den Nachteil einer höheren Abgastemperatur. Während dieser Effekt beim Kaltstart bewusst ausgenutzt wird um den Katalysator auf die geforderte Betriebstemperatur zu bringen, entsteht im warmen Motorbetrieb jedoch das Problem, dass der Katalysator aufgrund der höheren Abgastemperatur zu heiß werden kann. In diesem Fall muss mehr Kraftstoff eingebracht werden (Anfetten) um durch die Verdampfung des überschüssigen Kraftstoff eine Kühlwirkung zu erzielen. Diese einzuregelnden Kat-Temperaturgrenzen müssen im Vorfeld für die SDS-Cycles definiert werden und sind für unsere Anwendung bei einer Temperatur von 900°C gewählt. Auf gleiche Weise werden auch die in den Auslasskrümmern befindlichen Temperaturmessstellen behandelt, welche bei diesem Motor aufgrund der gekühlten Krümmer jedoch keine bauteilkritischen Werte annehmen.

Liegt keine klopfende Verbrennung vor und ist die Katalysatortemperatur beider Bänke im geforderten Betriebsrahmen, gewährleistet die Lambdaregelung eine stöchiometrische Verbrennung während des SDS-Cycles bei $\lambda=1$ und der Verbrennungsschwerpunkt liegt bei den optimalen 8°KW nach OT [31].

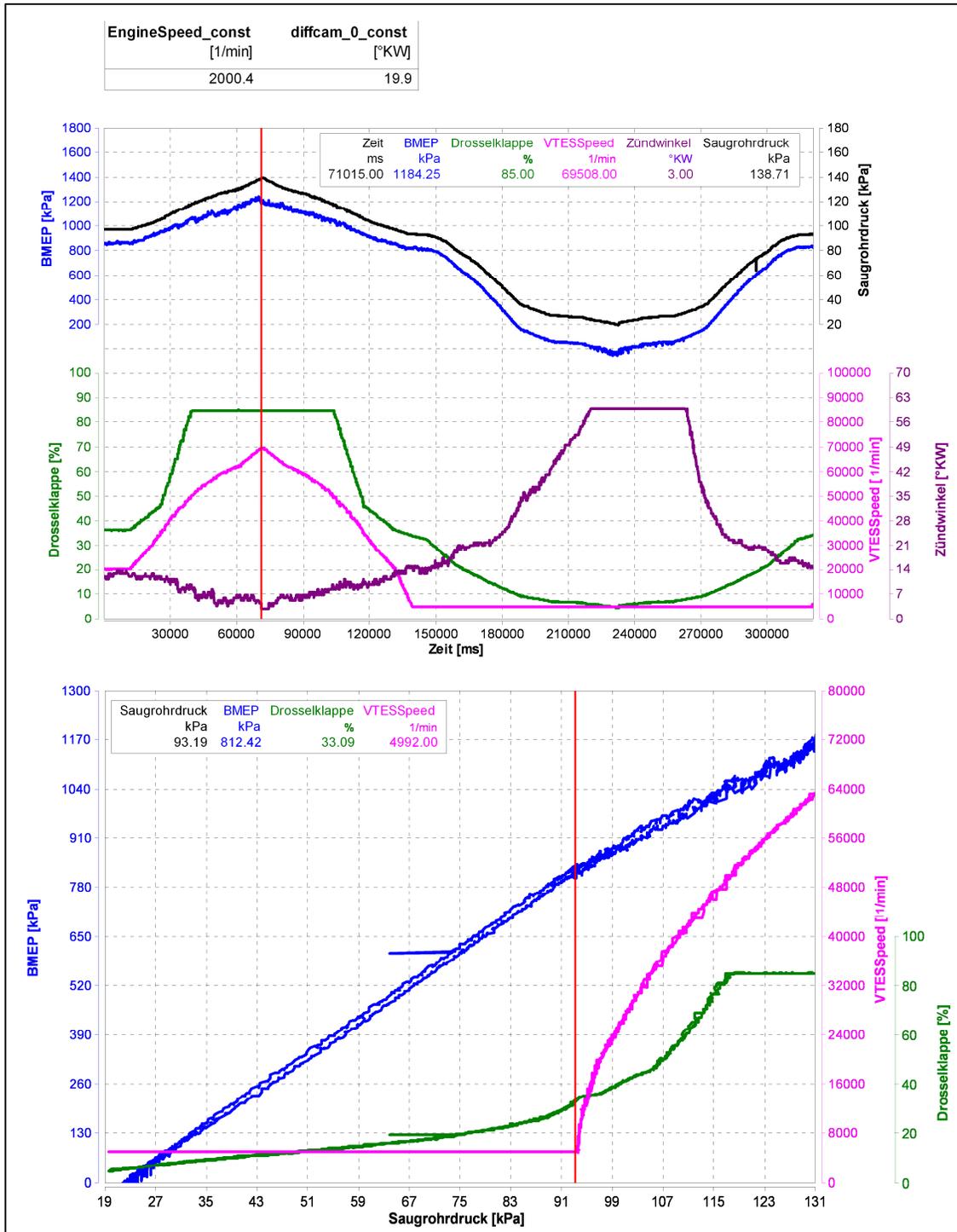


Abbildung 3-2: SDS-Cycle bei 2000 min⁻¹ und 20°KW Nockenwellenspätstellung ($\lambda=1$)

Damit der gesamte Betriebsbereich des Motors messtechnisch abgedeckt ist, wird über das komplette Drehzahlband für jede in Tabelle 3-2 angeführte Drehzahl und Steuerzeit ein SDS-Cycle gefahren. In Summe sind dies 132 Lastschleifen, mit deren Auskunft sämtliche für die Funktionsänderungen relevanten Kennfelder erstellt und bedatet werden können.

Tabelle 3-2: Prüfstandsvariation Vierzylindermodus

	Lastschleifen unter Variation aller Parameter
Drehzahl [min⁻¹]	1000...(500)...5500
Δ Steuerzeit [°KW]	0...(5)...50

Nachdem alle 132 SDS Cycles absolviert sind, besteht die Aufgabe nun darin für jeden Drehzahl-Last Punkt die verbrauchsoptimale Position des Nockenwellenschiebers zu ermitteln. Diese Auswertung wird mit der AVL Software CAMEO durchgeführt. CAMEO bietet die Möglichkeit sämtliche Messdaten aller gefahrenen Lastschleifen einzulesen, diese durch die Erstellung von Modellen in Abhängigkeit zueinander zu setzen, sie graphisch darzustellen und letztendlich direkt in die entsprechenden Kennfelder zu schreiben. Abbildung 3-3 zeigt ein solches Modell für den spezifischen Verbrauch (bsfc) bei einer Drehzahl von 4000 min⁻¹, welches über dem effektiven Mitteldruck (bmep) und der Nockenwellenspätstellung (difcam_0) dargestellt ist. Die blauen Kreise kennzeichnen Messpunkte aus den bei 4000 min⁻¹ unter Variation der Nockenwellenposition gefahrenen Lastschleifen. Basierend auf diesen Daten wird ein Modell erstellt, welches in Abbildung 3-3 als Fläche dargestellt ist. Wie man sieht, stimmt das in diesem Fall gewählte Modell, welches auf einem polynomischen Ansatz 4. Grades basiert, sehr gut mit den gemessenen Punkten überein.

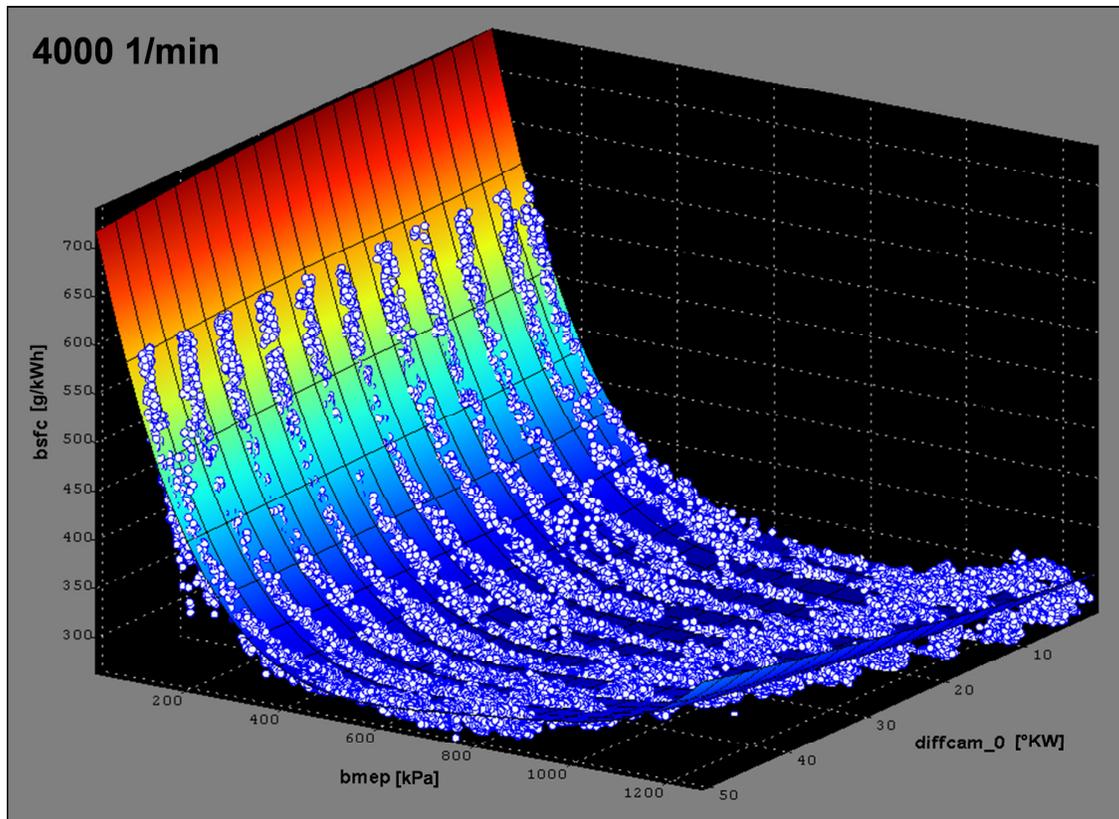


Abbildung 3-3: Modell des spezifischen Verbrauchs (bsfc) in Abhängigkeit vom effektiven Mitteldruck (bmep) und der Nockenwellenspätstellung (diffcam_0) bei einer Drehzahl von 4000 min^{-1}

Ist die Genauigkeit des Modells zufriedenstellend kann für jeden gewünschten Lastpunkt einer Drehzahl die verbrauchsbeste Nockenwellenposition ermittelt und in das entsprechende Kennfeld geschrieben werden.

Natürlich kann ein solches Modell nicht nur für den spezifischen Verbrauch sondern für jede beliebige Messgröße erstellt werden. Abbildung 3-4 zeigt beispielhaft die Abhängigkeit verschiedener Motorgrößen bei einer Drehzahl von 3500 min^{-1} , wie sie für die Bestimmung des Verbrauchsminimums relevant sind. Betrachtet man zum Beispiel den Lastpunkt bei einem effektiven Mitteldruck (bmep) von 5,5 bar, dann zeigt sich, wie zuvor in der 3D-Grafik bereits ersichtlich war, eine klare Abhängigkeit des spezifischen Verbrauches (bsfc) von der Position des Phasenschiebers (diffcam_0). In diesem Fall liegt das Verbrauchsoptimum bei einer Spätstellung der Nockenwelle von circa 20°KW . Auffällig ist, dass auch der indizierte Mitteldruck des Ladungswechsels (IMEPL) bei der gleichen Steuerzeit ein Minimum aufweist. Dies verdeutlicht den direkten Einfluss der Minimierung der Ladungswechselperluste auf die Reduzierung des spezifischen Verbrauchs.

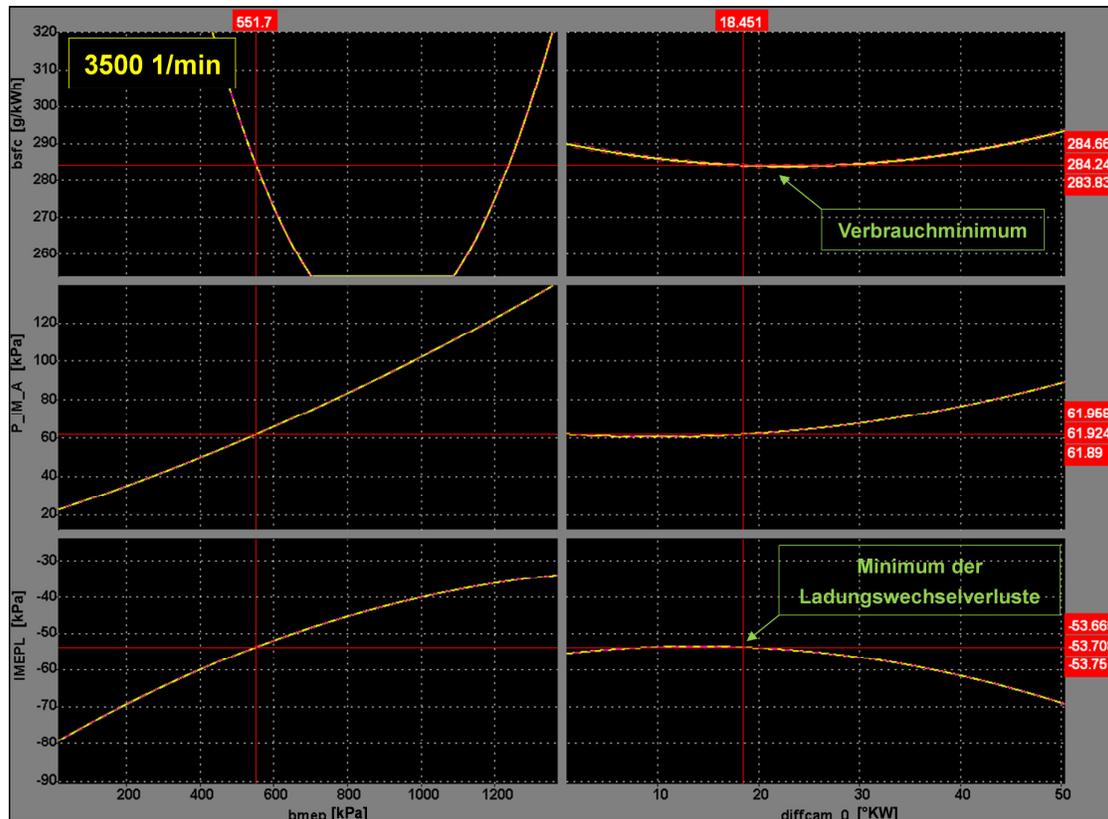


Abbildung 3-4: Bestimmung des Verbrauchsminimums in einem Drehzahl/Last Punkt (3500 min^{-1})

Bei kleineren Drehzahlen und Lasten zeigt sich ein etwas anderes Verhalten. Als Beispiel dient eine Drehzahl von 1500 min^{-1} und ein effektiver Mitteldruck von 2 bar (Abbildung 3-5). Im Gegensatz zu dem zuvor betrachteten höheren Drehzahl-/Lastpunkt, sinken der spezifische Verbrauch und auch die Ladungswechselverluste stetig mit einer Spätstellung der Nockenwelle. Jedoch sind diese extremen Spätstellungen und der damit mögliche Verbrauchsbenefit im Fahrzeug nicht verwirklichtbar, da sich die Verbrennungsstabilität aufgrund des hohen Restgasgehalts im Zylinder auf ein unzulässiges Niveau verschlechtert. Das Stabilitätsniveau befindet sich zwar weiterhin in einem Rahmen, der zu einem reduzierten Verbrauch am Motorprüfstand führt, aber im Fahrzeug ist eine deutlich erhöhte Laufunruhe zu verspüren. In diesen Bereichen muss demzufolge ein Kompromiss zwischen Verbrauch und Verbrennungsstabilität eingegangen werden. In Kapitel 6.1.1 „Verbrauch“ wird auf dieses Thema noch einmal näher eingegangen.

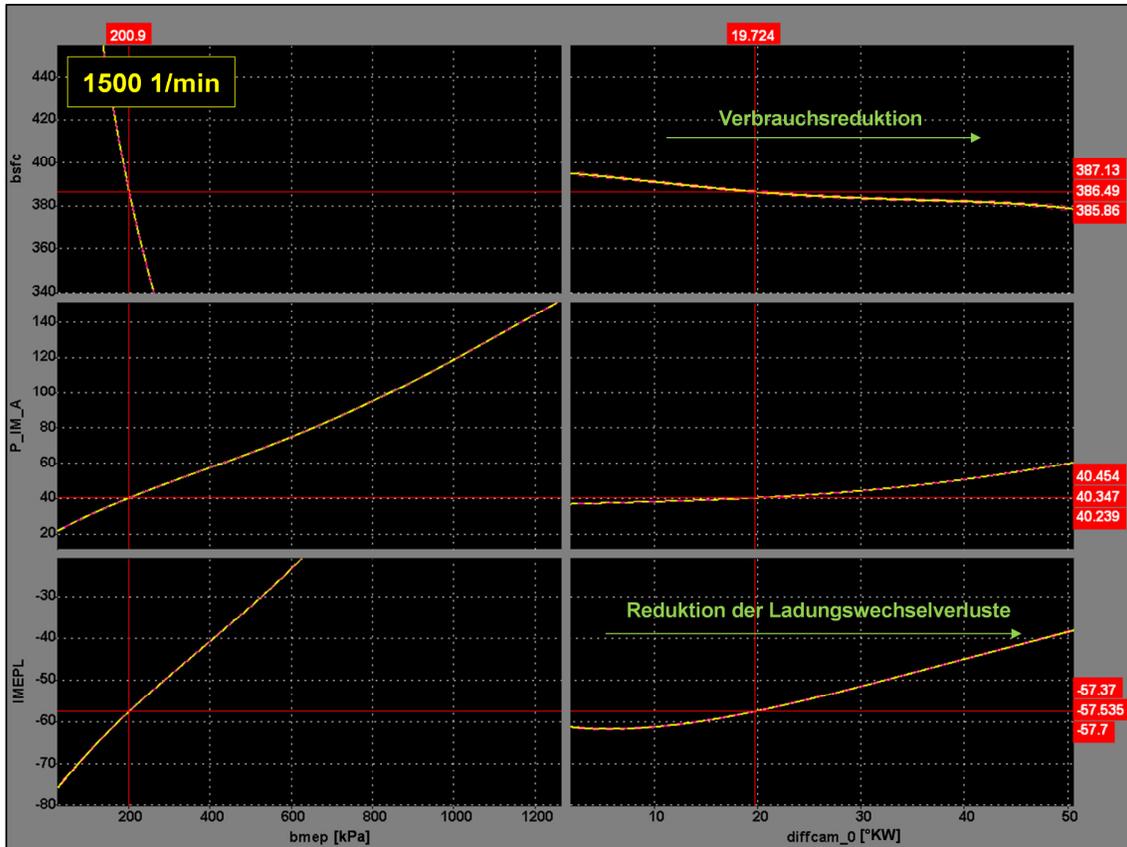


Abbildung 3-5: Bestimmung des Verbrauchsminimums in einem Drehzahl/Last Punkt (1500 min^{-1})

Wie anhand der beiden Beispiele gezeigt, wird für jeden vermessenen Drehzahl/Last-Bereich die verbrauchsoptimale Position der Nockenwelle ermittelt und anschließend die erhaltenen Steuerzeiten in ein Kennfeld, welches über Drehzahl und Last aufgespannt ist, geschrieben. Dieses Kennfeld bildet im Vierzylinderbetrieb sowohl die Basis für das Fahrzeug als auch die Kennfeldpunkte für die Zündhaken, welche für eine Erstellung des Momentenmodells im Motormanagement benötigt werden.

3.2.2 Rastervermessung im Zweizylinderbetrieb

Da der Zweizylinderbetrieb aufgrund des reduzierten Drehmomentenangebots nur im unteren Teillastbereich des Motorkennfeldes verwendet werden kann, reduziert sich die Anzahl der zu vermessenden Betriebspunkte erheblich im Vergleich zum Vierzylindermodus. Des Weiteren ist im Zylinderabschaltmodus auch keine Integration des VTES notwendig, da bei höheren Momentenanforderungen des Fahrers ohnehin in den Vierzylindermodus gewechselt wird.

Unter Betrachtung dieser Umstände bleibt wie in Tabelle 3-3 ersichtlich ein überschaubares Testprogramm für den Zylinderabschaltbetrieb übrig. In diesem Fall stellt die traditionelle Rastervermessung, in der jeder der 336 Betriebspunkte stationär angefahren wird, die effizientere Variante dar und bietet auch noch den Vorteil eine Aussage über die Verbrennungs-

stabilität, welche speziell bei späten Überschneidungslagen und damit erhöhten Restgasgehalt in den befeuerten Zylindern eine wichtige Rolle spielt.

Tabelle 3-3: Prüfstandsvariation Zweizylindermodus

	Variation aller Parameter (Stationärpunkte)
Drehzahl [1/min]	1000...(500)...3500
Δ Steuerzeit [°KW]	25...(5)...50
Effektiver Mitteldruck [bar]	0,5...(0,5)...3,5

Die Auswertung der verbrauchsoptimalen Betriebspunkte erfolgt in gleicher Weise wie im Vierzylinderbetrieb mit der Unterstützung von CAMEO. Auch im Zweizylinderbetrieb wird ein Kennfeld über Drehzahl und Last aufgespannt, welches die verbrauchsbesten Steuerzeiten enthält und in weiterer Folge sowohl für das Fahrzeug als auch für die Zündhaken herangezogen wird.

3.2.3 Zündwinkelvariation (SDS-Methode)

Nachdem die verbrauchsoptimalen Nockenwellenkennfelder sowohl für den Zwei- als auch für den Vierzylindermodus erstellt sind kann in jedem Drehzahl/Last Punkt eine Zündwinkelvariation durchgeführt werden. Der Zündwinkel wird in jedem Betriebspunkt dynamisch unter Verwendung der Slow-Dynamic-Slope-Methode variiert. Die Regelstrategie ist ähnlich der, welche auch bei den im Vierzylindermodus durchgeführten SDS-Cycles angewandt wird. Wie in Abbildung 3-6 ersichtlich ist, stellt der Verbrennungsregler bevor mit der Variation des Zündwinkels begonnen wird den Zündzeitpunkt so ein, dass der 50%-Umsatzpunkt (MFB 50%) bei 8° KW liegt, soweit dies der Klopfregler zulässt. Anschließend wird unter konstant gehaltener Drehzahl, Last (Saugrohrdruck) und Steuerzeit der Zündwinkel sowohl in Richtung spät als auch in Richtung früh verstellt, um dessen Einfluss auf das Motordrehmoment darzustellen. In diesem Fall erfolgt die Zündwinkelvariation ohne Eingriff des Verbrennungsreglers, da der Zündwinkel als einzige Einflussgröße auf die Verbrennung und des daraus resultierenden Momentes von Interesse ist. Der aus diesen Messungen eruierte optimale Zündwinkel, welcher im Bereich eines MFB 50% von circa 8°KW nach OT liegen wird, dessen Form und das beim optimalen Zündwinkel vorliegende maximale Moment stellen die Basis für die Erstellung des Momentenmodells dar, (Kapitel 4.2).

Abbildung 3-7 zeigt den Zündhaken, der sich aus dem in Abbildung 3-6 gefahrenen SDS-Cycle ergibt. Wie erwartet liefert genau der Zündwinkel, welcher einen 50%-Umsatzpunkt bei 8° nach Zünd-OT gewährleistet, auch das größte Drehmoment (direkt proportional zu BMEP).

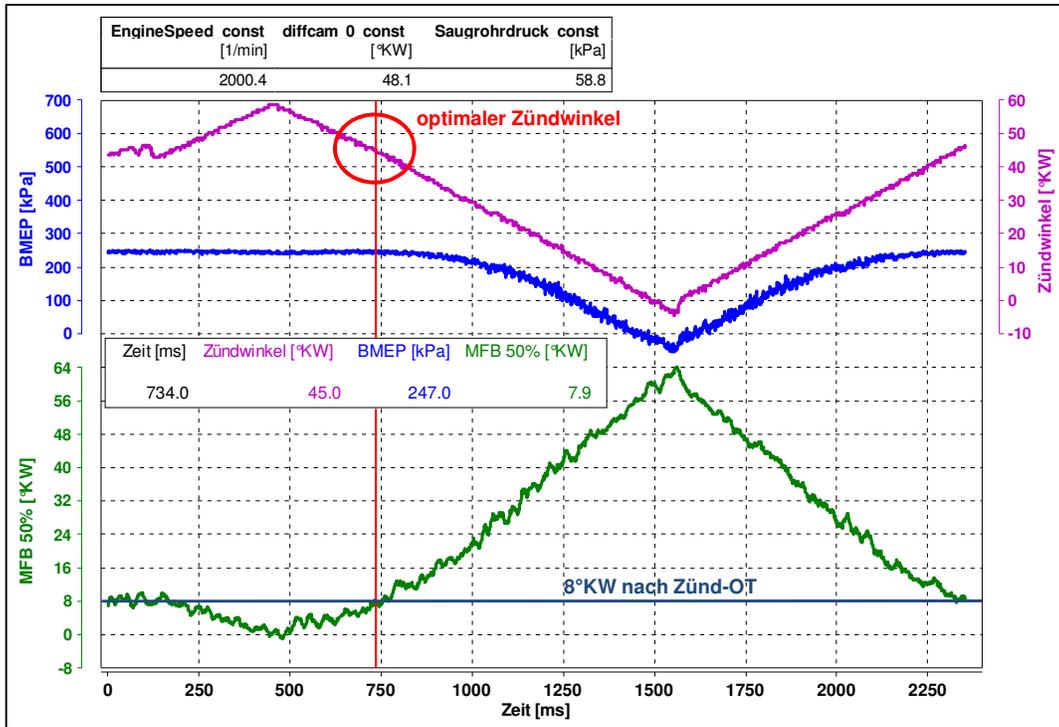


Abbildung 3-6: Zündwinkelvariation unter Verwendung der Slow-Dynamic-Slope-Methode ($\lambda=1$)

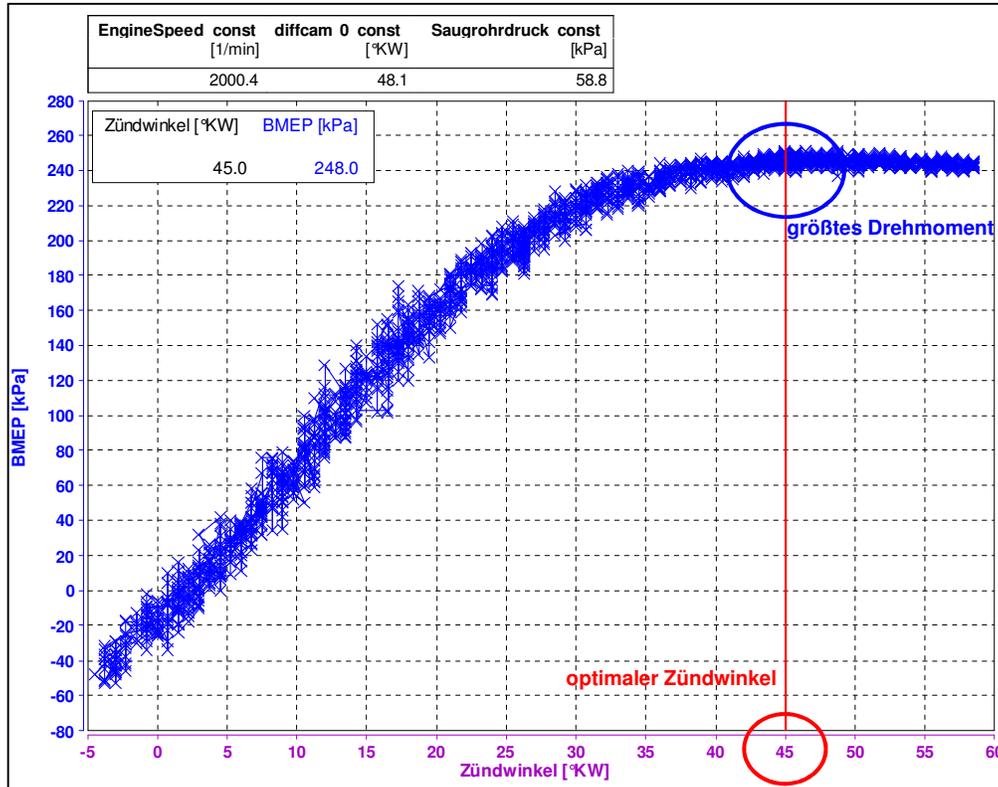


Abbildung 3-7: Der sich aus dem SDS-Cycle ergebende Zündhaken

4 Basisapplikation

Der Begriff Applikation bezeichnet die Bedatung der im Steuergerät abgelegten freien Systemparameter (Kennwerte, -linien und -felder), so dass der Motor in jedem Betriebszustand nach den zuvor festgelegten Kriterien einwandfrei funktioniert.

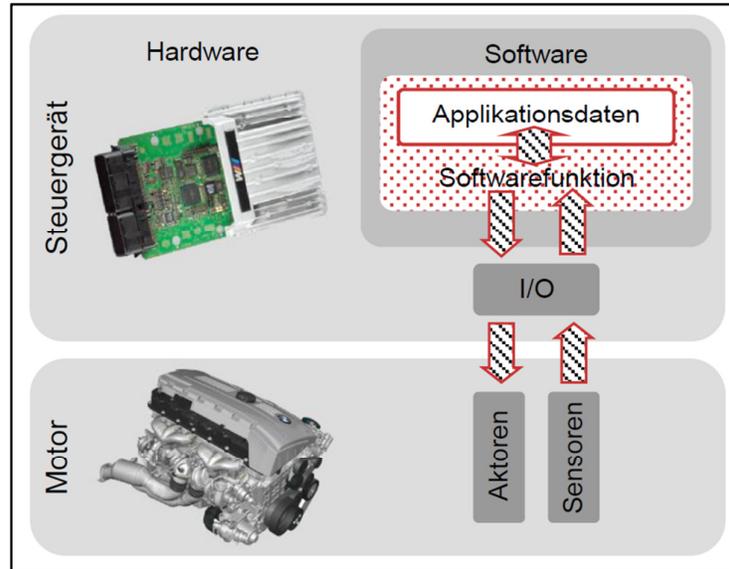


Abbildung 4-1: Was ist Applikation? [30]

Die für die Bedatung benötigte Information liefern in diesem Fall die Prüfstandsmessdaten aus den SDS-Zyklen, der Rastervermessungen und der Zündhaken. Diese ermöglichen die Erstellung des Füllungs- und Drehmomentenmodells, so wie die Einbindung des VTES in das Motormanagement.

Abbildung 4-2 zeigt wie das zu erstellende Saugrohrdruckmodell und das ebenso aufzubauende Momentenmodell in der Funktionsstruktur der Motorsteuerung zusammenhängen und sich gegenseitig beeinflussen. Da der Soll-Pfad und der Ist-Pfad in diesem Projekt vollständig voneinander getrennt sind und es keinen Rückwärtspfad gibt, kommt die Qualität des in der ECU hinterlegten Momentenmodells erst dann zum Tragen, wenn aus verschiedenen fahrdynamischen Gründen (z.B. Leerlaufregelung, Start, Getriebeeingriffe, Antischlupfregelung etc.) eine Momentenreserve verlangt wird oder wenn fahrverhaltensverbessernde Momenteneingriffe stattfinden (z.B. Dämpfung des positiven bzw. negativen Lastschlags, Antiruckelfunktion, etc.). In beiden Fällen wird der Motor nicht zum verbrauchsoptimalen Zündzeitpunkt gezündet, sondern das geforderte Motormoment mit Zündwinkelspätverstellung, wie im Momentenmodell hinterlegt, eingestellt. Diese bewusste Verschlechterung des Verbrennungswirkungsgrades (und damit ebenfalls des Verbrauches) wird dadurch erreicht, dass man die Luftmasse erhöht und das dadurch entstehende „Mehrmoment“ durch einen gleichzeitigen Zündwinkelrückzug wieder vernichtet. Kommt es unter gebildeter Momentenreserve zu plötzlich verlangtem Drehmoment, kann dieses durch Frühziehen des Zündwin-

kels viel schneller geliefert werden als wenn bei gleichbleibendem Zündwinkel die Drosselklappe geöffnet werden müsste. Die Möglichkeit eine Momentenreserve nutzen zu können wird auch bei der Zylinderabschaltung eventuell von Nöten sein und aus diesem Grund wird auch das Momentenmodell mit den vorliegenden Prüfstandsdaten neu erstellt.

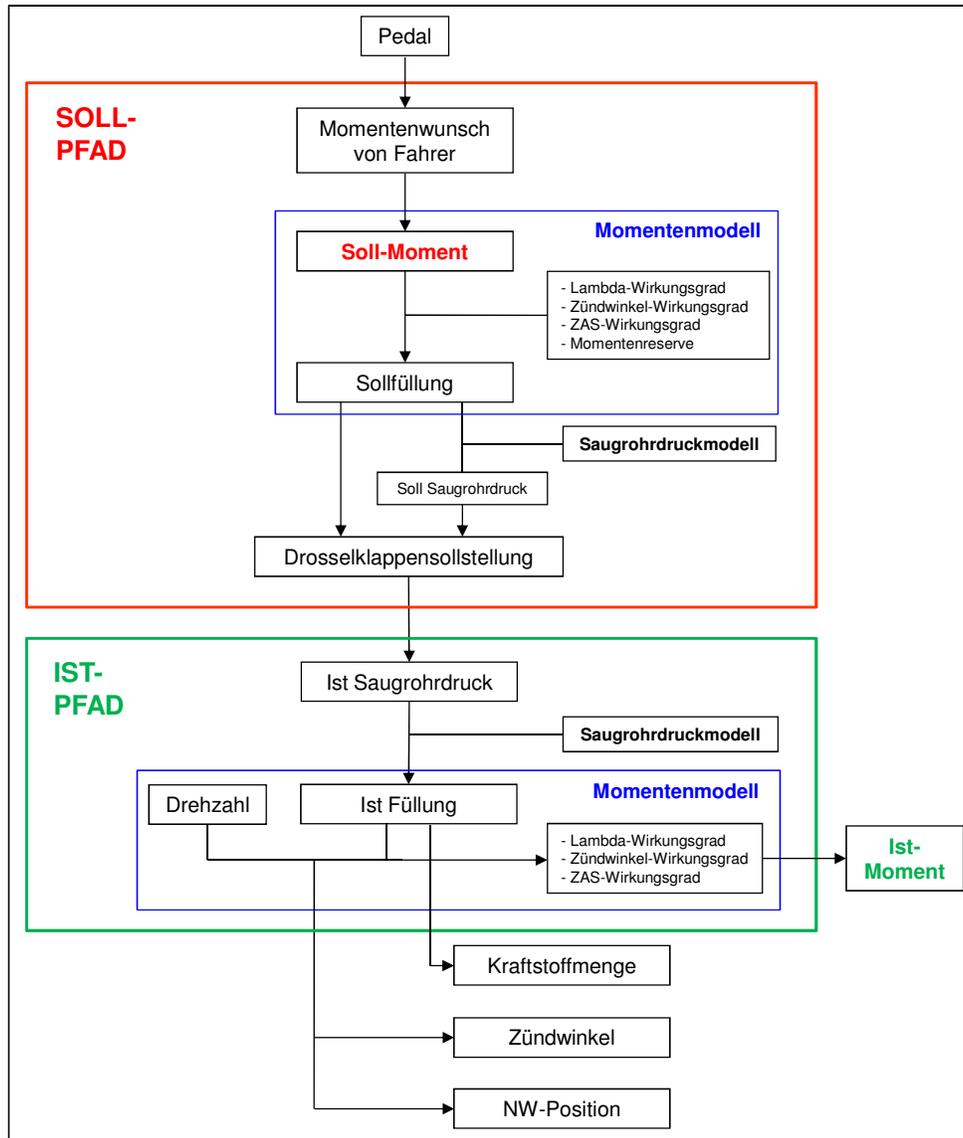


Abbildung 4-2: Saugrohrdruck- und Momentenmodell in der ECU-Funktionsstruktur

4.1 Saugrohrdruckmodell

Der Ottomotor, welcher die geforderte Last durch Drosselung der angesaugten Umgebungsluft einstellt (Füllungsregelung oder Quantitätsregelung), setzt eine genaue Bestimmung der vorhandenen Füllungssituation voraus. Diese Lastbestimmung wird in vielen Fällen mit einem Heißfilm-Luftmassenmesser (HFM) gemacht, der direkt den angesaugten Luftmassenstrom vor Drosselklappe misst. In der Messtechnik wird für einen Luftmassenmesser eine

gerade Einlaufstrecke von 5 mal den Durchmesser und eine gerade Auslaufstrecke von 1 mal den Durchmesser gefordert. Da dies im Fahrzeug nicht umsetzbar ist, ist eine korrekte Lasterfassung mittels HFM problematisch. Die Pulsationen des zyklisch arbeitenden Motors und die dynamischen Laständerungen im Fahrzeugbetrieb verschlechtern das Messergebnis zusätzlich.

Daher wird immer häufiger die Verwendung eines Füllungsmodells bevorzugt, welches die Luftmasse basierend auf dem gemessenen Saugrohrdruck, der Drehzahl und der Steuerzeiten modelliert und einen HFM somit zur Gänze ersetzt.

Da in beiden Demonstrationsfahrzeugen Saugrohrdrucksensoren und bei dem aufgeladenen Demonstrationsfahrzeug „Weiß“ zusätzlich noch ein Drucksensor vor Drosselklappe und nach Lader verbaut sind, ist die akkuratere und schnellere Lasterfassung diejenige über ein saugrohrdruckbasierendes Füllungsmodell.

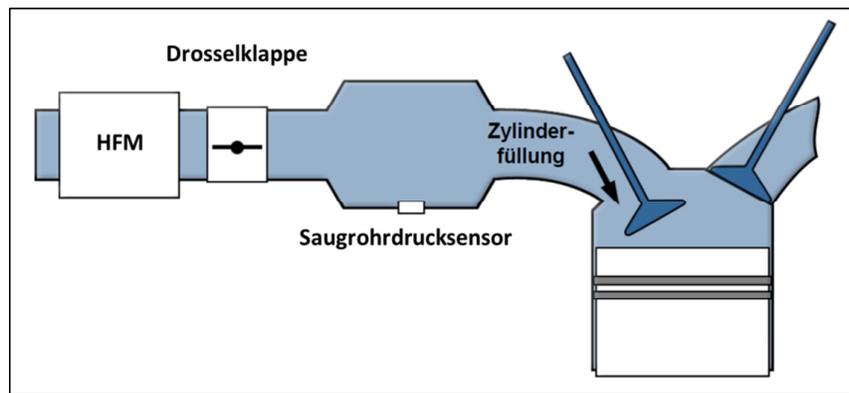


Abbildung 4-3: Saugrohrdruckmodell [30]

Der Basismotor wird in der Serie rein über das HFM-Signal betrieben und somit besteht die erste Aufgabe darin mit den vorhandenen Prüfstandsdaten ein Saugrohrmodell zu erstellen. In diesem Fall reichen die SDS-Cycles aus, um die Abhängigkeit der Motorlast vom Saugrohrdruck, der Nockenwellenlage und der Drehzahl nachzubilden. Unter der Motorlast wird im Applikationsbereich an Stelle der physikalischen Größen Drehmoment M_d oder Mitteldruck p_e immer die angesaugte Luftmasse im Verhältnis zu Drehzahl und Hubvolumen herangezogen, da im Fahrzeug keine Möglichkeit besteht das Moment direkt abzunehmen (Gleichung 2.10). Die RPEMS bezeichnet diese Applikationsgröße als *EngineLoad* und alle Kennfelder und -linien, die über Motorlast aufgespannt sind bedienen sich dieser Größe.

$$EngineLoad = \frac{\text{angesaugte Luftmasse}}{\text{Drehzahl} \cdot \text{Hubvolumen}} \quad (4.1)$$

Die Erstellung des Saugrohrmodells funktioniert auf die Weise, dass zu allererst die relative Motorlast $EngineLoad_{calc}$ aus den Prüfstandsgrößen mf_{fuel} [kg/h] (zugeführte Kraftstoffmasse), dem Luftverhältnis λ , dem stöchiometrischen Luftverhältnis L_{st} , dem Hubvolumen V_H [dm³], der Drehzahl n [min⁻¹] und einem Einheiten- und Normbedingungskorrekturfaktor C

[(kg min)/dm³ h %] berechnet wird. Diese aus den Prüfstandsdaten errechnete relative Last wird für jeden SDS-Cycle ermittelt (für alle Drehzahlen und Steuerzeiten) um in weiterer Folge ein präzises Füllungsmodell zu erstellen. Diese errechnet sich wie folgt:

$$EngineLoad_calc = \frac{mf_fuel \cdot \lambda \cdot L_{st} \cdot C}{n \cdot V_H} \quad (4.2)$$

mit

$$C = \frac{(2 + (4 - Anzahl\ der\ Takte)) \cdot 100\%}{1.293 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \cdot 0.001 \left[\frac{kg}{g} \right] \cdot 60 \left[\frac{min}{h} \right]} = 2578 \quad (4.3)$$

wobei 1,293 kg/m³ die Luftdichte ρ_0 unter Normbedingungen, bei einer Temperatur von $T_0 = 273,15$ K, dem atmosphärischen Luftdruck $p_0 = 101325$ Pa und einer spezifischen Gaskonstante für trockene Luft $R_S = 287,05$ J/kg K, beschreibt und wie folgt definiert ist:

$$\rho_0 = \frac{101325}{287,5 \cdot 273,15} = 1,293 \quad (4.4)$$

Der blaue Graph in Abbildung 4-5 zeigt das berechnete EngineLoad_calc für einen SDS-Cycle bei einer bestimmten Drehzahl (EngineSpeed = 2000 min⁻¹) und einer bestimmten Nockenwellenposition (diffcam_0 = 20°KW) über dem auf der x-Achse aufgetragenen Saugrohrdruck P_{IM_A} .

Der rote Graph gibt die modellierte relative Motorlast *EngineLoad_mdl* wieder, welche mittels dem in der ECU hinterlegten Füllungsmodell, basierend auf dem gemessenen Saugrohrdruck P_{IM_A} , berechnet wird. Wie die Funktion der Motorsteuerung, welche das Saugrohrmodell beschreibt, prinzipiell aufgebaut ist, ist in Abbildung 4-4 anhand eines Simulink-Modells dargestellt.

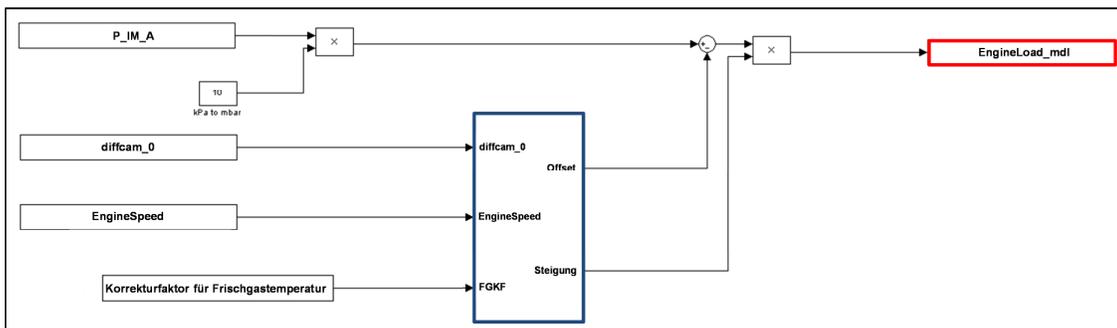


Abbildung 4-4: Nachbildung der ECU-Funktion des Saugrohrdruckmodells mit Simulink

Die Aufgabe besteht nun darin, das in der ECU hinterlegte Lastmodell (roter Graph) so gut wie möglich der tatsächlich am Prüfstand gemessenen relativen Motorlast (blauer Graph) anzupassen. In Abbildung 4-5 ist dieser Arbeitsschritt für einen SDS-Cycle (2000 min⁻¹ und 20°KW) dargestellt. Im linken Diagramm entspricht die durch die ECU errechnete relative

Last (roter Graph) noch nicht der tatsächlichen Füllungssituation in diesem Betriebspunkt. Durch die Anpassung der in Abbildung 4-4 angeführten Modellparameter (Offset und Steigung) kann ein Ergebnis, wie es im rechten Diagramm ersichtlich ist, erzielt werden. Dieser Arbeitsschritt muss für jeden SDS-Cycle durchgeführt werden um in jedem Betriebspunkt des Motors eine korrekte Füllung in Abhängigkeit von Drehzahl, Nockenwellenstellung und Saugrohrdruck zu gewährleisten.

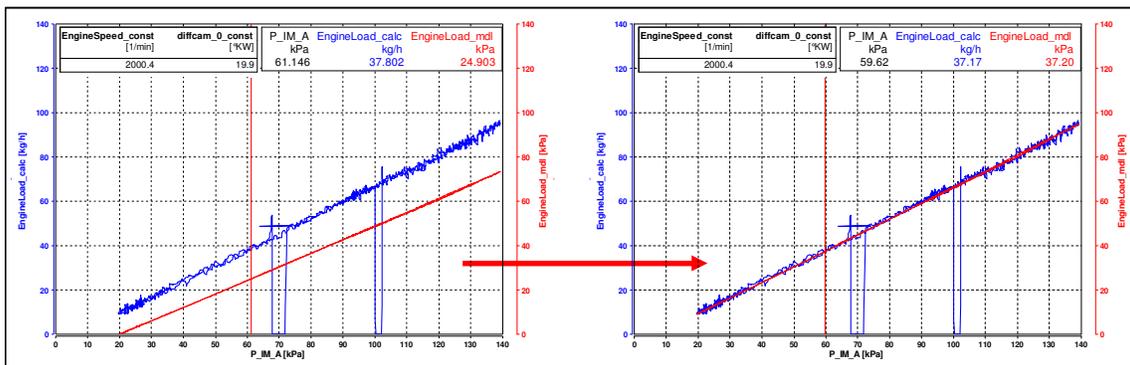


Abbildung 4-5: Angleich der von der ECU modellierten Last (EngineLoad_md1) an die vom Prüfstand gemessene Last (EngineLoad_calc)

4.2 Momentenmodell

Zur Erstellung des Momentenmodells sind zum einen die am Motorprüfstand gefahrenen Zündwinkelvariationen und zum anderen das in diesen Betriebspunkten vorliegende Schleppmoment (Reibungs- und Ladungswechselverluste) notwendig. Wie in Abbildung 3-7 bereits gezeigt, kann anhand der in den hinsichtlich Nockenwellenposition verbrauchsoptimalen Last/Drehzahl-Punkten durchgeführten Zündwinkelvariationen für jeden Betriebspunkt ein Zündhaken erstellt werden. Dieser zeigt den Zusammenhang zwischen Zündung und effektivem Motormoment auf. Wird zu diesem effektiven Moment Mom_{eff} noch das Schleppmoment Mom_{Reib} dazu addiert, ergibt sich die Abhängigkeit des indizierten Moments vom Zündwinkel. Dort, wo der Zündhaken sein Maximum aufweist, befindet sich der optimale Zündwinkel $ZüWi_{max}$ und das sich daraus ergebende optimale indizierte Moment $Mom_{ind,max}$ bei $\lambda=1$.

$$Mom_{ind,max(\lambda=1)} = Mom_{eff,max} + Mom_{Reib} \quad (4.5)$$

Dieses optimale indizierte Moment $Mom_{ind,max}$ bei $\lambda=1$, der dazugehörige optimale Zündwinkel $ZüWi_{max}$ und das Schleppmoment Mom_{Reib} bilden die Basis des Momentenmodells. Das AVL-Tool TOMATO (**Torque Mapping Tool**) ist für die Ermittlung dieser Motorgrößen äußerst hilfreich, da dieses alle am Prüfstand gefahrenen Zündwinkelvariationen einlesen, das bereits in einem entsprechenden Kennfeld hinterlegte Schleppmoment miteinrechnen und letztendlich direkt die Zündhaken in Abhängigkeit des indizierten Momentes darstellen kann. Abbildung 4-6 zeigt für einen Drehzahl/Last-Punkt einen von TOMATO, basierend auf den

Prüfstandmessdaten, erstellten Zündhaken (blaue Parabel). Die Form des Zündhakens, so wie sie in der ECU hinterlegt ist, bildet der sogenannte Zündwinkelwirkungsgrad $\eta_{ZüWi}$ (schwarze Parabel). Diese in diesem Fall aus den ECU-Daten des Basismotors übernommene Kennlinie bestimmt den Einfluss einer Zündwinkeländerung auf das Motormoment. Wie im rechten Bild bereits durchgeführt, muss der Zündwinkelwirkungsgrad $\eta_{ZüWi}$ nun für jeden Betriebspunkt an die dort vorliegenden Messpunkte so exakt wie möglich angepasst werden. Je besser der modellierte ZüWi-Wirkungsgrad der ECU mit dem basierend auf den Messdaten erstellten Zündhaken übereinstimmt, desto exakter passen bei einer Verschiebung des Zündwinkels auch das von der ECU berechnete Moment mit dem tatsächlichen Motormoment überein. Speziell bei gezielten Zündwinkleingriffen der Motorsteuerung um ein gefordertes Moment einzustellen ist die Güte des Momentenmodells von größter Bedeutung.

Ist, wie im rechten Graphen der Abbildung 4-6, die bestmögliche Kongruenz der beiden Parabeln gefunden worden, kann direkt aus dem Diagramm das optimale indizierte Moment Mom_{ind_max} und der optimale Zündwinkel $ZüWi_{max}$ ausgelesen werden und für den entsprechenden Betriebspunkt in das dafür vorgesehene Kennfeld geschrieben werden. Sollte der Zündhaken sehr flach auslaufen hilft zusätzlich die türkise Linie, welche den 50%-Umsatzpunkt (MFB-50%) darstellt, die wirkungsgradoptimalen Motorparameter zu finden. Diese liegen, soweit die Klopfgrenze in diesem Betriebspunkt nicht erreicht wurde, bekanntlich bei einem Verbrennungsschwerpunkt von etwa 8°KW nach Zünd-OT vor.

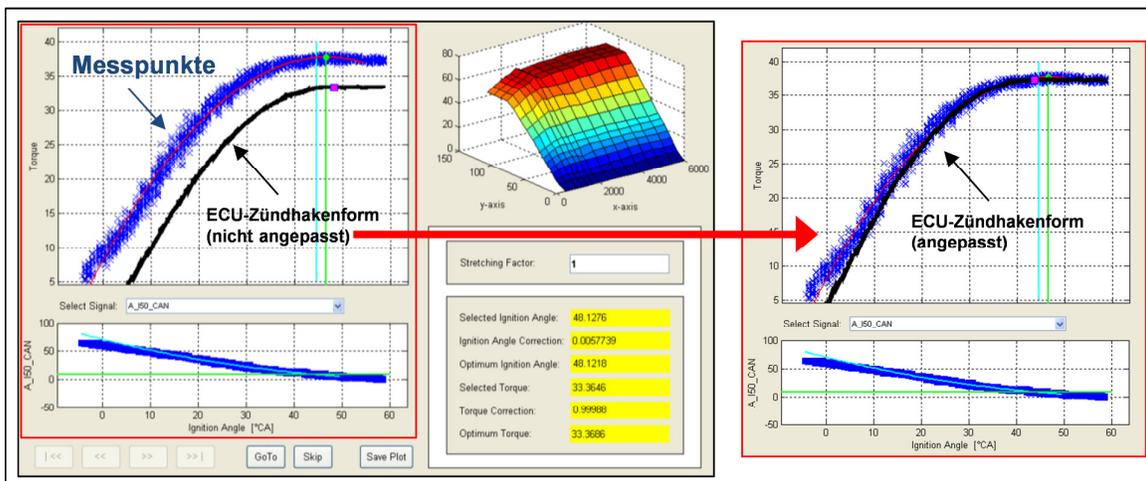


Abbildung 4-6: TOMATO-Zündhakenauswertung

Die vierte das Motormoment bestimmende Einflussgröße, neben der Zündung, der Drehzahl und der Last, ist das Verbrennungsluftverhältnis. Auch dieser Einfluss, welcher die Abweichung des Luftverhältnisses von einem stöchiometrischen $\lambda=1$ auf das Motormoment darstellt, wird gleich wie der Zündwinkleinfluss durch eine im Momentenmodell hinterlegte Kennlinie berücksichtigt. Diese Kennlinie wird folglich als Lambdawirkungsgrad η_{Lambda} be-

zeichnet, deren Form ebenfalls direkt aus den Daten des Basismotors übernommen werden kann.

Da nun für jeden Betriebspunkt des Motors das optimale indizierte Moment Mom_{ind_max} bei $\lambda=1$, mit dem dazugehörigen optimalen Zündwinkel $ZüWi_{max}$ bekannt ist und überdies hinaus auch der Zündwinkelwirkungsgrad $\eta_{ZüWi}$ und der Lambdawirkungsgrad η_{Lambda} bedatet sind, kann sich die ECU zu jeder Zeit das tatsächlich vorliegende indizierte Ist-Motormoment Mom_{ind_ist} mit guter Näherung errechnen:

$$Mom_{ind_ist} = Mom_{ind_max(\lambda=1)} \cdot \eta_{Lambda} \cdot \eta_{ZüWi} \quad (4.6)$$

Indem die verschiedenen Kennfelder ebenfalls invers in der Motorsteuerung vorliegen, kann die ECU auch aus einem geforderten Soll-Moment auf eine gewünschte Sollfüllung rückrechnen, (Abbildung 4-2).

5 Applikation im Fahrzeug

Die Kalibrierung im Fahrzeug umfasst alle das Motormanagement betreffenden applikativen Änderungen im Steuergerät, welche direkt im Auto vorgenommen werden können. Bei diesen Änderungen kann es sich um fahrzeugspezifische Anpassungen von Kennwerten, -linien und -feldern handeln, aber auch die Bedienung von Funktionen, welche dem Steuergerät durch Softwareupdates neu hinzugefügt oder abgeändert werden, fällt in diesen Bereich.

In diesem Projekt ist zu allererst eine Überprüfung und gegebenenfalls Nachbearbeitung der bereits in der Basisapplikation erstellten Daten im Fahrzeug durchzuführen. Ist eine gute Basis gefunden, wird mit der Applikation der Zylinderabschaltung begonnen. Diese muss so verwirklicht werden, dass der Fahrer weder beim Zu- noch beim Abschalten zweier Zylinder einen Momentensprung wahrnehmen kann. Um dies zu gewährleisten soll eine geeignete Funktionalität entwickelt werden, welche softwaretechnisch umsetzbar ist und ein ruckelfreies Zylinderzuschalten und –ausblenden ermöglicht.

5.1 Messaufbau

Ein zuverlässiger Informationsfluss zwischen Motor, Steuergerät, Sensoren und Applikationssoftware stellt die Voraussetzung für eine effiziente Kalibrierung des Verbrennungsmotors dar. Abbildung 5-1 zeigt schematisch den Aufbau der Messtechnik, so wie diese im Fahrzeug installiert ist.

Das Kernstück bildet das AVL Prototypensteuergerät RPEMS, in dem alle den Motorbetrieb bestimmenden Funktionen hinterlegt sind. Ein großer Vorteil der RPEMS gegenüber einem Seriensteuergerät besteht darin, dass schnell und flexibel Funktionen erweitert und ergänzt werden können. Die Unabhängigkeit von einem externen Steuergeräthersteller bietet überdies den positiven Effekt eines erhöhten Geheimhaltungsschutzes, da Funktionalitätsänderungen oder -entwicklungen nicht nach außen getragen werden müssen und somit sämtliches Know How innerhalb der Firma gehalten werden kann.

Das Kommunikationsmodul ES690 der Firma ETAS dient als Schnittstelle zwischen der RPEMS und dem Applikationsrechner, der in Verbindung mit der Software INCA das Standardtool vieler Applikationsingenieure darstellt. Die Kombination INCA–ES690 ermöglicht die Verwaltung sämtlicher Mess- und Kalibriergrößen der ECU. Ebenfalls in die ECU gehen die Messsignale der zwei zusätzlich in den Katalysator verbauten Temperatursensoren und der zwei bankspezifischen Lambdasonden ein.

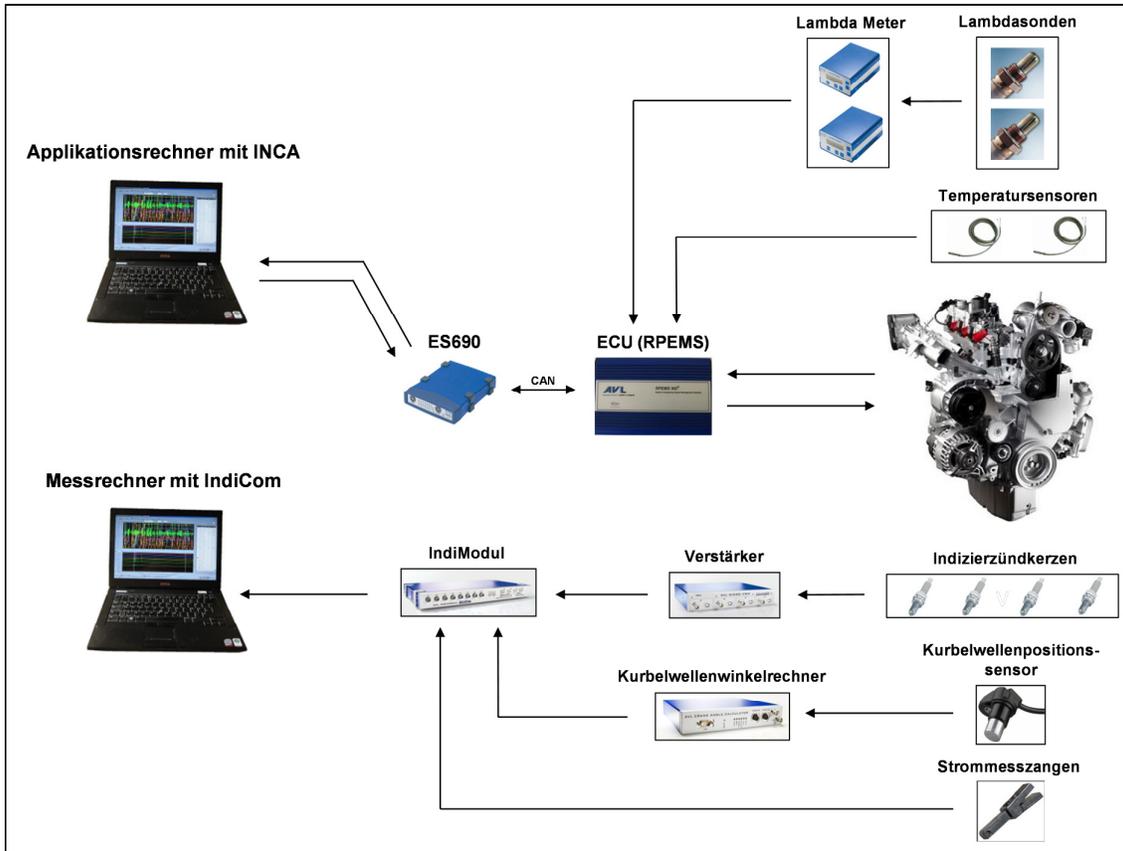


Abbildung 5-1: Aufbau der Messtechnik im Fahrzeug

Um ebenfalls Aussagen über die Verbrennung in den einzelnen Zylindern treffen zu können beinhaltet der Messaufbau zusätzlich einen zweiten Messpfad, welcher die Indizierung der Zylinderdrücke umfasst. Als Druckaufnehmer werden Indizierzündkerzen (Abbildung 5-2) verwendet, welche an Stelle der herkömmlichen Zündkerzen in den Zylinderkopf geschraubt werden können. Diese speziellen Messkerzen weisen neben den für die Zündung erforderlichen Elektroden zusätzlich noch einen piezoelektrischen Druckaufnehmer aus Galliumphosphat ($GaPO_4$) auf. Dieser von der AVL entwickelte Zuchtkristall baut durch Entfallen der normalerweise erforderlichen Wasserkühlung derartiger Druckquarze sehr klein und garantiert überdies hinaus äußerst genaue Druckmessungen bei hohen Temperaturen. Damit die Zylinderdrücke kurbelwinkelgenau den einzelnen Zylindern unter Berücksichtigung der genauen Position des oberen Totpunktes zugewiesen werden können, wird die exakte Kurbelwellenposition mit Hilfe des bereits serienmäßig verbauten Kurbelwellenpositionssensors bestimmt.



Abbildung 5-2: Indizierzündkerze

Die aufbereiteten und verstärkten Sensorsignale können dann mit Hilfe der AVL Software IndiCom verarbeitet und kurbelwinkelbasierend oder auch zeitbasierend online mitverfolgt und mitgemessen werden. Aus den Zylinderdruckverläufen berechnet IndiCom synchron für

jeden Zylinder den Heizverlauf, woraus die Schwerpunktlage für jede einzelne Verbrennung ermittelt werden kann und somit eine Aussage über die Qualität der Verbrennung getroffen werden kann.

Durch Strommesszangen, die an den elektrischen Leitungen der Zündkerzen und der Einspritzdüsen angebracht sind, ist neben dem Aufzeichnen der Zylinderdrücke auch die Messung der von der ECU an die Aktuatoren ausgegebenen Einspritz- und Zündsignale möglich. Auch diese können wie die Zylinderdrücke kurbelwinkelgenau erfasst und sowohl kurbelwinkel- als auch zeitbasierend aufgezeichnet werden.

5.2 Basisanpassung

Alle Änderungen, die basierend auf den am Motorprüfstand gemachten Messungen in der ECU ausgeführt sind, müssen nun auch im Fahrzeug verifiziert werden. Grundsätzlich darf es zu keinen großen Abweichungen im Fahrzeug kommen, jedoch sind die Rahmenbedingungen wie man sie im Fahrzeug vorfindet immer etwas andere als jene am Prüfstand. Folglich kommt es später im Fahrzeug immer zu gewissen Korrekturen der ECU-Vorbedatung, auf welche im Rahmen dieser Arbeit aber nicht näher eingegangen wird, da diese Anpassungen sehr fahrzeugspezifisch sind und in vielen Fällen keinem wissenschaftlichen Grundsatz folgen.

5.3 Zylinderabschaltung

Da in der AVL auf dem Gebiet der elektronischen Zylinderabschaltung schon länger geforscht und entwickelt wird, ist dementsprechend bereits eine Grundfunktionalität der Zylinderabschaltung für die RPEMS vorhanden. Diese Funktionalität stammt jedoch aus einem Projekt mit einem größervolumigen Sechszylindermotor und somit besteht die erste Aufgabe darin, die vorhandene Funktionalität auf den Vierzylindermotor anzupassen und gegebenenfalls zu erweitern. Als nächster Schritt erfolgt eine erste Grundbedatung, welche sowohl die Aktivierung des Zylinderabschaltmodus als auch das Toggeln (Wechseln der Zylinderbänke) und die 4-zu-2 und 2-zu-4 Umschaltung umfasst. In weiterer Folge wird mittels Messungen die Funktionalität der Zylinderabschaltung analysiert und mit gezielten applikativen Eingriffen Schritt für Schritt optimiert und für den Vierzylindermotor abgeändert.

5.3.1 Voraussetzungen für den Zweizylinderbetrieb

Die Rahmenbedingungen unter welchen die Zylinderabschaltung aktiv wird, werden für dieses Projekt wie folgt definiert:

- Eine generelle Freigabe der Zylinderabschaltung muss gesetzt sein
- Der Motor muss sich in einem vom Fahrer geforderten Momentenbereich befinden, der mit zwei Zylindern sinnvoll verwirklichtbar ist
- Eine applizierbare Motormindesttemperaturschwelle muss überschritten sein

- Das Fahrzeug muss sich in einem applizierbaren Geschwindigkeitsfenster befinden
- Das Fahrzeug muss sich im eingekuppelten Zustand befinden
- Die Temperatur beider Katalysatorseiten für die abgasseitig getrennten Bänke muss zwischen einer applizierbaren Mindest- (Light Off) und Maximaltemperatur (Katalysatorzerstörung) liegen

5.3.2 Umschaltstrategie

Sind die Anforderungen, um in den Zweizylindermodus wechseln zu können, erfüllt, wird die Einspritzung zweier Zylinder deaktiviert. Die Auswahl ob an Bank 1 oder Bank 2 mit der Abschaltung der Zylinder begonnen wird, erfolgt in Abhängigkeit von der Katalysatortemperatur. Zuerst werden immer die Zylinder abgeschaltet, deren nachgeschaltete Katalysatorhälfte die höhere Temperatur aufweist und dementsprechend länger braucht um sich wieder der Katalysator-Light-Off-Temperatur anzunähern. Abhängig vom darauffolgenden Fahrbetrieb und der Temperatur des geteilten Katalysators wird entweder der Zweizylindermodus wieder verlassen oder auf die andere Bank gewechselt (Toggeln). Auf die einzelnen in Abbildung 5-3 dargestellten Optionen die Betriebsmodi zu wechseln wird in den folgenden Kapiteln näher eingegangen.

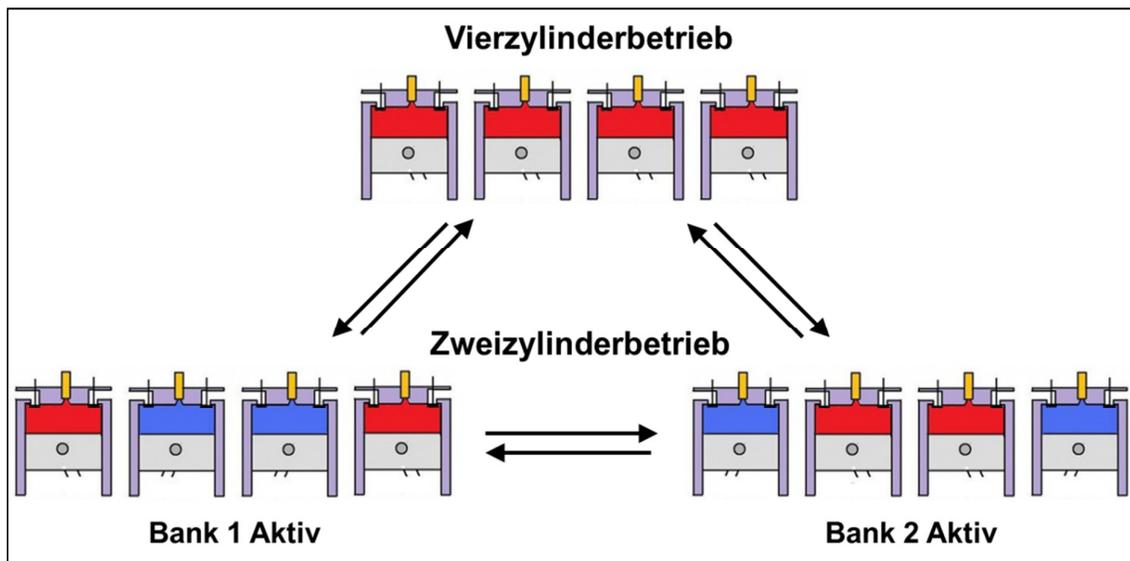


Abbildung 5-3: Erforderliche Zu-, Ab- und Umschaltvorgänge der Zylinderabschaltfunktionalität

5.3.3 Toggeln

Als Toggeln wird, wenn der Motor sich bereits im Zweizylinderbetrieb befindet, das Wechseln zweier befeuerter Zylinder zu nichtbefeuerten Zylindern und umgekehrt bezeichnet. Betreibt man den Motor

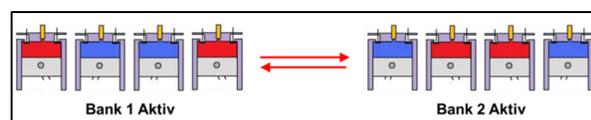


Abbildung 5-4: Toggeln

auf nur einer Bank, pumpen die beiden mitgeschleppten Zylinder die kühle Umgebungsluft durch den Brennraum in die Krümmer und schlussendlich weiter in den Katalysator. Würde der Motor zu lange nur auf einer Bank befeuert werden, unter der Annahme dass keine Verletzung einer Randbedingung für die Zylinderabschaltung eintritt und somit in den Vierzylindermodus gewechselt werden muss, wäre ein Abfallen der Katalysatortemperatur der nicht befeuerten Bank unter die Konvertierungsgrenze nicht zu vermeiden. Um dem vorzubeugen, sieht die Funktion eine applizierbare Toggeltemperaturschwelle vor (in Abbildung 5-5 liegt diese bei 300 °C), bei welcher die befeuerten und nichtbefeuerten Zylinder wechseln. Zwei im Katalysator verbaute Temperatursensoren ermitteln die Temperaturen der jeweiligen Katalysatorhälfte und geben diese Information an die ECU weiter.

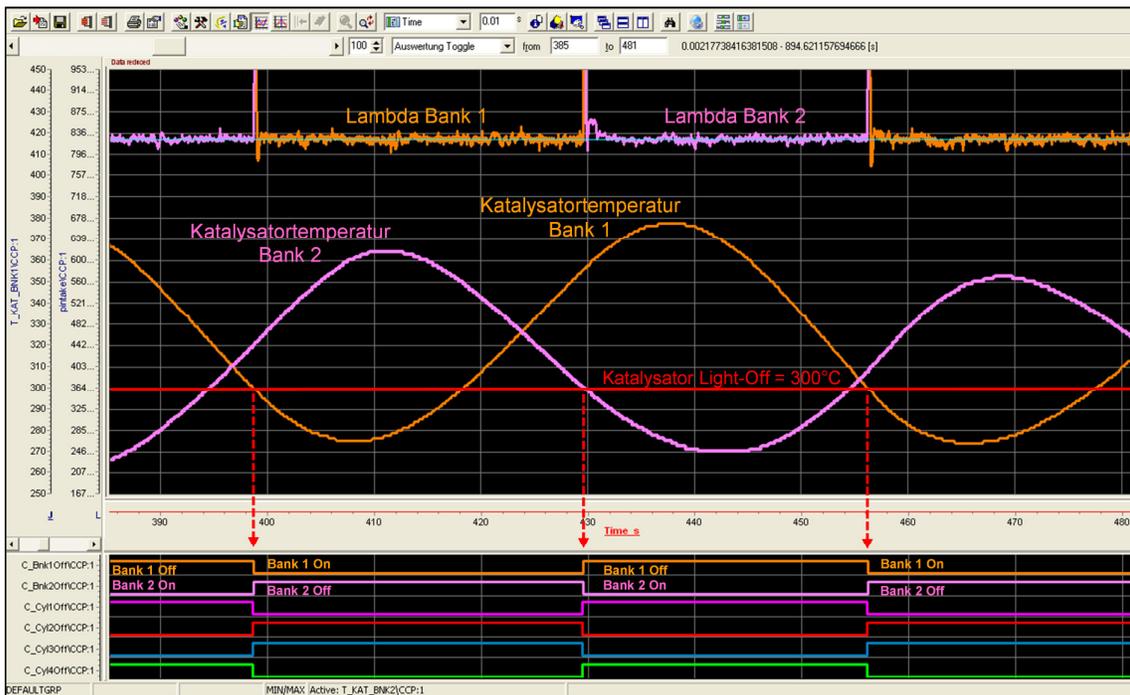


Abbildung 5-5: Toggelvorgang in Abhängigkeit von der Katalysatortemperatur

In Abbildung 5-6 ist ein Toggelvorgang dargestellt, welcher basierend auf der ECU-Basisfunktion des Sechszylinder Motors durchgeführt ist. Aus dem Drehzahlsignal geht deutlich hervor, dass dieser Umschaltvorgang vom Fahrer im Fahrzeug mit Sicherheit spürbar ist und somit nicht akzeptiert werden kann. Dasselbe harte Umschalten von einer Bank auf die Andere funktioniert beim größeren Sechszylinder Motor jedoch ohne vom Fahrer gespürt zu werden. Nun stellt sich die Frage: „Woher kommt dieser Unterschied?“.

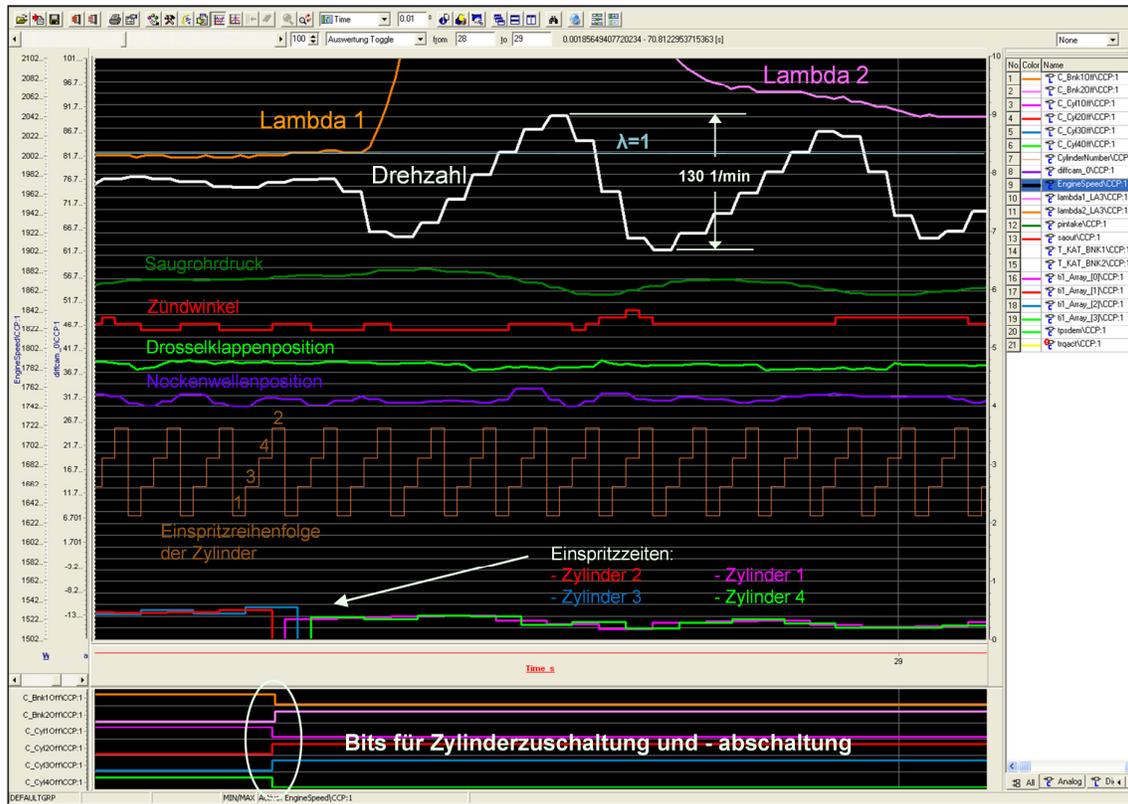


Abbildung 5-6: Nicht optimierter Toggelvorgang (Bank 2 zu Bank 1) für einen Vierzylindermotor

Ein erster Schritt um dem Problem auf den Grund zu gehen ist die Verifizierung der Software. Dies soll Klarheit darüber verschaffen ob der Motor wirklich exakt das macht was die ECU ausgibt. Möglich ist dies nur durch eine Zylinderdruckindizierung und zusätzlicher Überprüfung der Zünd- und Einspritzsignale. Durch den zuvor beschriebenen Verbau von Indizierzündkerzen und der Verwendung der passenden Software (IndiCom) kann der Zylinderdruck der einzelnen Zylinder kurbelwinkelgenau mitgemessen und aufgezeichnet werden. Gleichzeitig errechnet sich IndiCom, wie es auch am Motorenprüfstand der Fall ist, den Brennverlauf aus den gemessenen Zylinderdrücken. Dies ermöglicht eine genaue Aussage darüber, ob ein Zylinder brennt und weiters auch darüber, in welcher Qualität er dies tut. Ebenfalls kann IndiCom die an den Zündkerzen und Einspritzdüsen ankommenden Spannungssignale kurbelwinkelgenau mitloggen. Vergleicht man diese mit den über INCA mitgemessenen ECU-Größen für die Einspritzung und die Zündung kann ein Softwarefehler von ECU-Seite aus schnell ausgeschlossen werden. Genau diese Verifizierung der Einspritz- und Zündsignale ergibt, ohne dies an dieser Stelle anhand von Messungen aufzuzeigen, dass die von der RPEMS ausgegebenen Spannungssignale richtig und unverfälscht an den Aktuatoren ankommen.

Um feststellen zu können ob die für die Zylinderabschaltung relevanten Befehle von der ECU richtig berechnet und ausgegeben werden, muss zuerst genau verstanden werden, was die bestehende Funktion genau macht. Abbildung 5-6 beschreibt wie die Software der ECU ein Umschalten zwischen zwei Bänken durchführen soll. Im unteren Bereich der Grafik sind die

Bits dargestellt (weiß eingekreist), welche beim Zuschalten und Abschalten einzelner Zylinder gesetzt werden um die Einspritzung der entsprechenden Zylinder wieder zu aktivieren beziehungsweise zu deaktivieren. In diesem Fall wird von Bank 2 (Zylinder 2 und 3) auf Bank 1 (Zylinder 1 und 4) getoggelt. Das Setzen der Bits für die einzelnen Zylinder erfolgt gleichzeitig, wobei diese natürlich nicht exakt zeitgleich umgesetzt werden können, da nicht alle Zylinder zur gleichen Zeit zünden und einspritzen. Wie in Abbildung 5-7 ersichtlich ist, gibt es vier mögliche Zeitpunkte, zu welchen die Bits gesetzt werden können. Abhängig vom gewählten Zeitpunkt, folgen in zwei Fällen zwei befeuerte Zylinder und in den anderen zwei Fällen zwei nicht befeuerte Zylinder hintereinander, was entweder zu einer Momentenüberhöhung oder zu einem Momenteneinbruch führt. Anhand dieser Tatsache kann abgeleitet werden, dass ein schlichtes Zu- und Wegschalten einzelner Zylinder unter allen Umständen zu einem für den Fahrer wahrnehmbaren Umschaltvorgang führen wird. Der Grund warum dies beim Sechszylinder kein Problem darstellt liegt wohl an der höheren Zylinderzahl und dem dadurch schwereren Motor, aber auch an der höheren Fahrzeugmasse.

Für das Toggeln von Bank 1 zu Bank 2 sieht die Umsetzung der bestehenden Funktion genau gleich aus. Auch bei der Umschaltung von Bank 1 zu Bank 2 sind vier Fälle zu betrachten, wobei jeder Fall entweder zu einem positiven oder einem negativen Momentensprung führt.

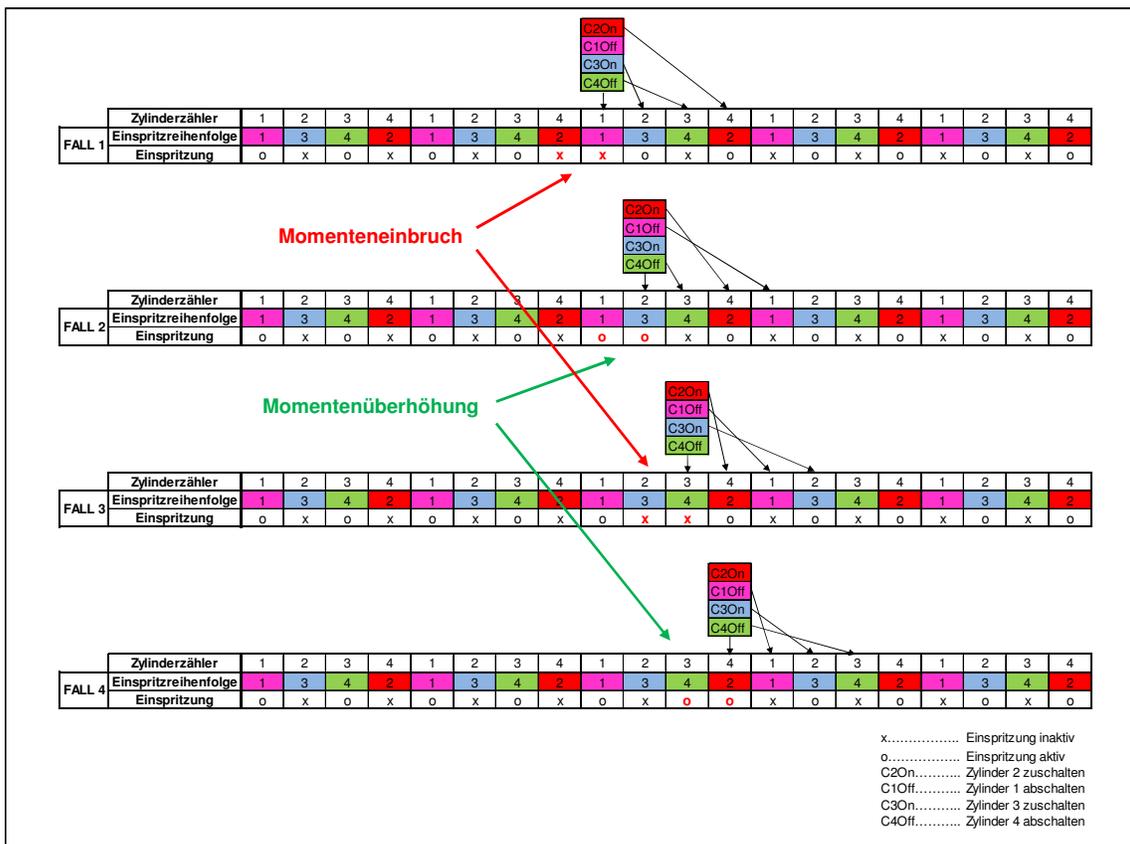


Abbildung 5-7: Vier Möglichkeiten um von Bank 2 auf Bank 1 zu toggeln

Was jetzt noch fehlt ist die Verifizierung, ob die von der ECU berechneten Signale tatsächlich auf die gerade beschriebene Weise am Motor umgesetzt werden. In Abbildung 5-8 ist ein Fall für zwei hintereinander befeuerte Zylinder (positiver Momentensprung) und in Abbildung 5-9 ein Fall für zwei hintereinander nicht befeuerte Zylinder (negativer Momentensprung) dargestellt. Der Toggelvorgang, welcher in Abbildung 5-8 abgebildet ist, zeigt eine Umschaltung von Bank 1 zu Bank 2. In anderen Worten bedeutet dies eine Deaktivierung der Zylinder 1 und 4 bei einer gleichzeitigen Aktivierung der Zylinder 2 und 3. Die ECU setzt in diesem Fall die für die Umschaltung relevanten Bits (rot eingekreist) genau zu jenem Zeitpunkt, an welchem der Zylinder 3 (rote Drei) zum Einspritzen an der Reihe ist. Zylinder 3 wird unmittelbar durch das Bit „C3On“ zugeschaltet und die Einspritzung aktiviert. Entsprechend der Einspritzreihenfolge (1-3-4-2) wird ein Bit nach dem anderen abgehandelt bis der Motor schlussendlich auf den anderen beiden Zylindern betrieben wird. Bei dieser Betrachtung der ECU-Funktion fällt auf, dass zwei Zylinder (Zylinder 1 und 3) unmittelbar hintereinander befeuert werden und dies physikalisch in einer Momentenüberhöhung für diesen Zyklus resultieren muss. Den Beweis hierfür liefert die Zylinderdruckindizierung. Diese zeigt genau in diesem Zyklus (Zyklus 2) einen Peak des indizierten Mitteldruckes, welcher abzüglich des Reibmitteldruckes dem effektiven Mitteldruck und somit dem vom Motor abgegebenen Drehmoment entspricht. Genau diese Überhöhung des Drehmoments ist für den Fahrer als Schlag im Fahrzeug spürbar und muss somit verhindert werden. Einen weiteren Hinweis darauf ob es sich um einen positiven oder negativen Momentensprung handelt liefert das Drehzahlsignal. Steigt die Drehzahl zu Beginn des Schwingvorgangs an, lässt dies auf eine Momentenüberhöhung schließen. Sinkt die Drehzahl ist dies ein Indiz für einen Momenteneinbruch.

Der Vergleich des vom IndiCom mitgemessenen Zylinderdruckes und Einspritzsignals zeigt obendrein, dass genau die vom Motorsteuergerät geforderten Aktionen auch wirklich am Motor umgesetzt werden. In Zyklus 1 brennen Zylinder 1 und 4, in Zyklus 2 brennen Zylinder 1, 3 und 4 und in Zyklus 3 brennen schlussendlich Zylinder 2 und 3. Die gleiche Aussage kann auch bei Betrachtung der Einspritzsignale getroffen werden.

Abbildung 5-9 zeigt wie sich zwei hintereinander nicht befeuerte Zylinder auf das Drehmoment auswirken. Im Unterschied zum Fall zweier hintereinander befeuerter Zylinder zuvor wird hier im Zyklus 2 nur ein einziger Zylinder befeuert und somit kommt es zu einem Einbruch des indizierten Mitteldruckes. Auch diese Momentenänderung führt zu einem ungewollten „Schlag“ im Fahrzeug.

Da mit der bestehenden Software keine Möglichkeit besteht den Toggelvorgang ruckelfrei zu bewältigen muss eine Erweiterung der Funktionalität angestrebt werden. Diese soll so aussehen, dass ausschließlich der Fall der Momentenüberhöhung erzwungen wird. Dies ist verwirklichtbar, indem nach dem Befehl für die Bankaktivierung und –deaktivierung, die Bits für die einzelnen Zylinder immer bei einem vordefinierten Zylinder gesetzt werden. Die Momentenüberhöhung hat den Vorteil, dass man dieser mit gezielten Zündwinkelingriffen entgegenwirken kann.

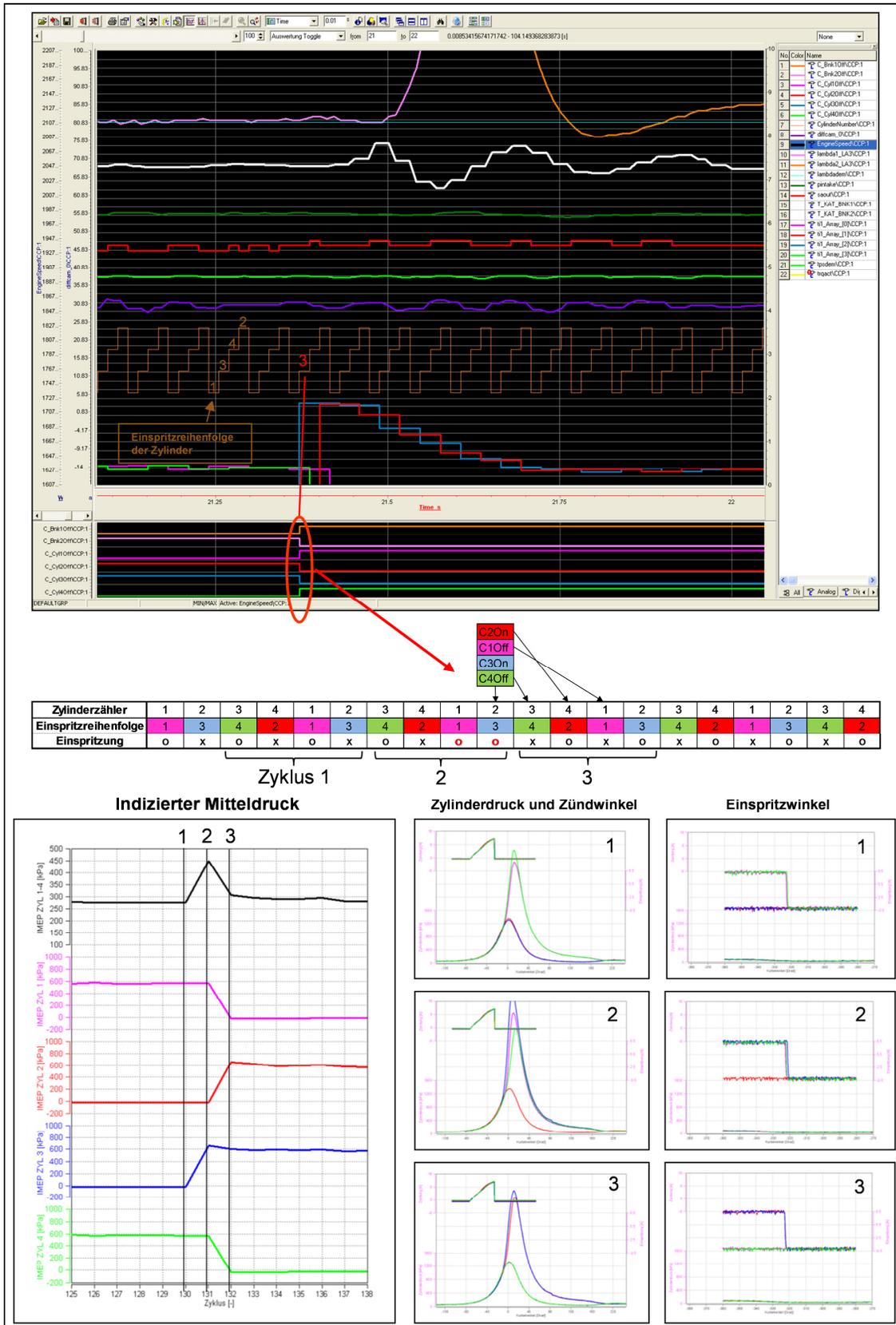


Abbildung 5-8: Toggelvorgang mit positivem Momentensprung

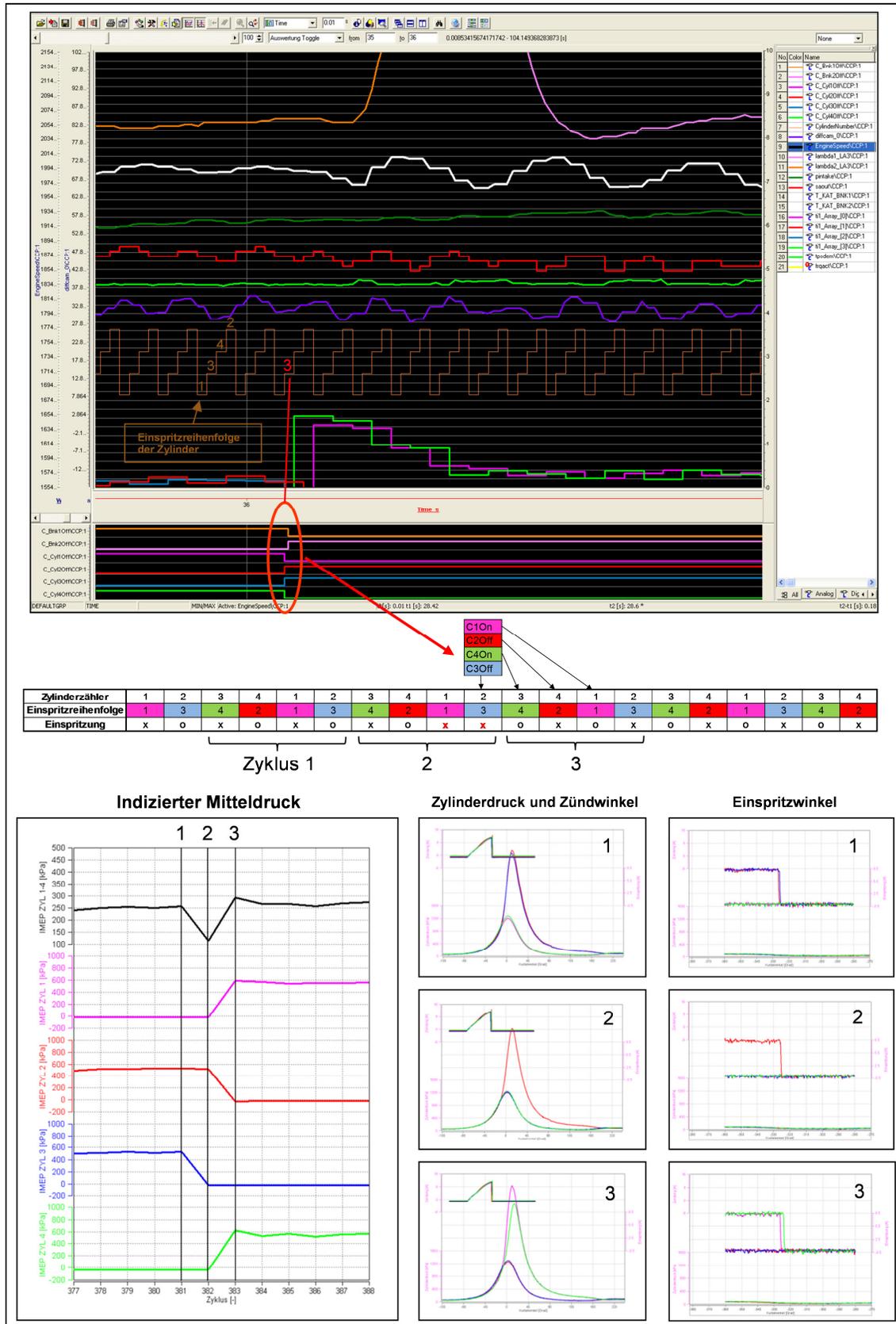


Abbildung 5-9: Toggelvorgang mit negativem Momentensprung

In Abbildung 5-8 und Abbildung 5-9 fällt im Vergleich zu Abbildung 5-6 des Weiteren auf, dass die Einspritzzeiten für die beim Toggelvorgang zugeschalteten Zylinder für die Dauer einiger Einspritzungen erhöht sind. Diese Kraftstoffanreicherung bei der Zylinderumschaltung basiert ebenfalls auf einer Anpassung der Software für den bei diesem Projekt verwendeten saugrohreinspritzenden Motor. Der Softwareänderung liegt die Feststellung zu Grunde, dass bei exakt gleich durchgeführten Toggelvorgängen mit der Basissoftware teilweise härtere, teilweise leichtere und manchmal sogar keine „Schläge“ im Fahrzeug wahrnehmbar sind. Die Ursache hierfür muss demzufolge mit der Art der Kraftstoffzumengung zusammenhängen und soll hier näher erläutert werden.

Um das Problem zu analysieren wird abermals die Zylinderdruckindizierung herangezogen. In Abbildung 5-10 ist exakt der gleiche Toggelvorgang einmal mit und einmal ohne Kraftstoffanreicherung dargestellt. Bei dem in der oberen Grafikhälfte befindlichen Umschaltvorgang ohne Kraftstoffanreicherung ist eine deutlich höhere Amplitude der Drehzahl ($\Delta\text{EngineSpeed} = 130 \text{ min}^{-1}$) zu erkennen, welche auf den ebenfalls rot umkreisten IMEP-Einbruch zurückzuführen ist. Dieser sichtlich größere Einbruch des Drehmoments im Vergleich zu dem Umschaltvorgang mit Anreicherung ist auf die nur sehr langsam anbrennenden zugeschalteten Zylinder zurückzuführen. Da ein schlechtes Anbrennen grundsätzlich auf eine zu geringe Kraftstoffzumengung schließen lässt, wird die ECU-Funktionalität um eine Kraftstoffkorrektur für den Toggelvorgang erweitert. Diese Erweiterung bewirkt ein reproduzierbares Toggelverhalten, da die Zylinderladung beim Wiedereinsetzen sofort wieder anbrennt.

Bereits die Anreicherung der zuzuschaltenden Zylinder bewirkt durch die ausreichend hohe Kraftstoffzufuhr eine erhebliche Verbesserung im Umschaltverhalten. Deutlich ist dies an der massiv verringerten Drehzahlamplitude ersichtlich ($\Delta\text{EngineSpeed} = 40 \text{ min}^{-1}$). Daraus lässt sich schließen, dass der Lambdaverlauf einen großen Einfluss auf die Umschaltqualität hat und demzufolge ein mageres Wiedereinsetzen wie es in Abbildung 5-10 (rot eingekreist) ohne Kraftstoffanreicherung zu sehen ist unbedingt vermieden werden muss.

Warum der Vierzylinder diese Anreicherung benötigt liegt höchstwahrscheinlich daran, dass der Wandfilm im Saugrohr der nichtbefeuchten Zylinder abgebaut wird. Aus diesem Grund wird beim Wiedereinsetzen eine größere Kraftstoffmenge benötigt um einerseits den Wandfilm wieder aufzubauen und andererseits um genug Kraftstoff zur Verfügung zu haben um die zugeschalteten Zylinder wieder befeuern zu können.

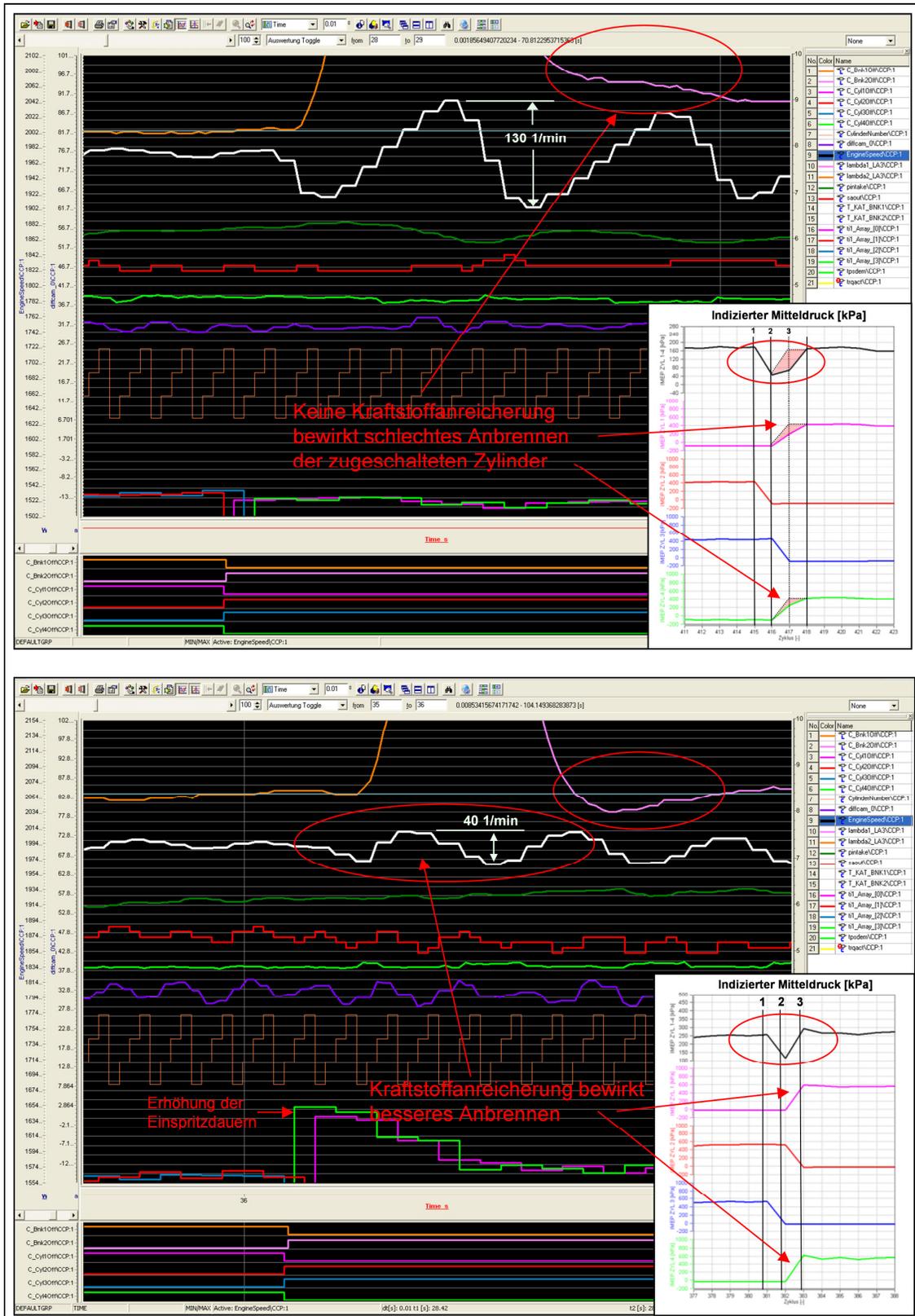


Abbildung 5-10: Toggelvorgang mit und ohne Kraftstoffanreicherung

In Abbildung 5-11 ist ein auf den bisherigen Untersuchungen basierender, optimierter und für den Fahrer nicht spürbarer Toggelvorgang von Bank 2 auf Bank 1 dargestellt. Erste Voraussetzung für dieses vom Fahrer nicht wahrnehmbare und reproduzierbare Verhalten der Zylinderumschaltung von einer Bank auf die Andere ist das zuvor bereits erwähnte Erzwingen zweier hintereinander befeuerter Zylinder. Dieser immer gleich ablaufende und eine Momentenüberhöhung bewirkende Prozess kann durch ein vordefiniertes Setzen der Bits, welche für die Aktivierung und Deaktivierung der zylinderspezifischen Freigabe der Einspritzungen verantwortlich sind, gewährleistet werden. Das Setzen der Bits geschieht zeitgleich, wobei die tatsächliche Zufuhr des Kraftstoffs für die einzelnen Zylinder erst dann erfolgt, wenn der entsprechende Zylinder auch an der Reihe ist einzuspritzen. Abbildung 5-11 zeigt sowohl anhand der indizierten Einspritzsignale (INJ [A]) in der oberen Grafik als auch anhand der von der ECU berechneten Einspritzzeiten, wie die einzelnen Bits verarbeitet werden. Wenn von der ECU der Befehl für das Toggeln gegeben wird, muss aufgrund der angepassten ZAS-Funktionalität solange mit dem Setzen der Bits gewartet werden, bis Zylinder 4 zum Einspritzen an der Reihe ist. Nur so kann die geforderte Momentenüberhöhung reproduzierbar erreicht werden. Durch das Setzen der Bits ist die Freigabe für die Kraftstoffzufuhr für die wiedereinsetzenden Zylinder aktiviert (C1On und C4On) und für die abzuschaltenden Zylinder deaktiviert (C2Off und C3Off). Wie sowohl die ECU- als auch die Indizierdaten zeigen, wird hierarchisch nach der Einspritzreihenfolge 1-3-4-2 ein Bit nach dem Anderen abgehandelt (C4On-C2Off-C1On-C3Off). Da nun die zwei hintereinander abgegebenen Einspritzungen zu zwei hintereinander gefeuerten Zylindern führen (ersichtlich an den Zylinderdrücken), muss genau diesen beiden brennenden Zylindern, um ein Toggeln nicht wahrnehmbar zu gestalten, so viel Drehmoment entzogen werden, dass sie in Summe (grün und blau) gleich viel Mitteldruck liefern wie die einzelnen Verbrennungen davor (rot) und danach (pink).

Eine einfache Möglichkeit dem Motor für die Dauer einzelner Verbrennungen Moment zu entziehen bietet der Zündzeitpunkt. In diesem Fall wird genau während der beiden unmittelbar nacheinander brennenden Zylindern 3 (blau) und 4 (grün) der Verbrennungswirkungsgrad durch ein Spätziehen der Zündung verschlechtert (rot hinterlegter Bereich in der oberen Grafik) und somit eine Reduktion des Drehmoments während dieser beiden Verbrennungen erreicht. Die daraus resultierende Verbrauchseinbuße fällt nicht ins Gewicht, da die Wirkungsgradverschlechterung bloß für eine Dauer von zwei Zyklen eintritt.

Als letzter Optimierungsschritt ist auch die Kraftstoffanreicherung bei den zugeschalteten Zylindern verwirklicht. Auch hier ist in Abbildung 5-11 sowohl ein Anwachsen der berechneten ECU-Einspritzzeiten als auch die daraus resultierenden längeren Bestromzeiten am Einspritzventil selbst zu erkennen.

Die Kombination aller in der ECU verwirklichten Funktionserweiterungen führen nun zu einem Toggeln zweier Bänke, welches für den Fahrer in keinem Betriebspunkt des Motors mehr wahrnehmbar ist.

Für das Toggeln von Bank 1 zu Bank 2 ist die Funktionalität exakt gleich aufgebaut.

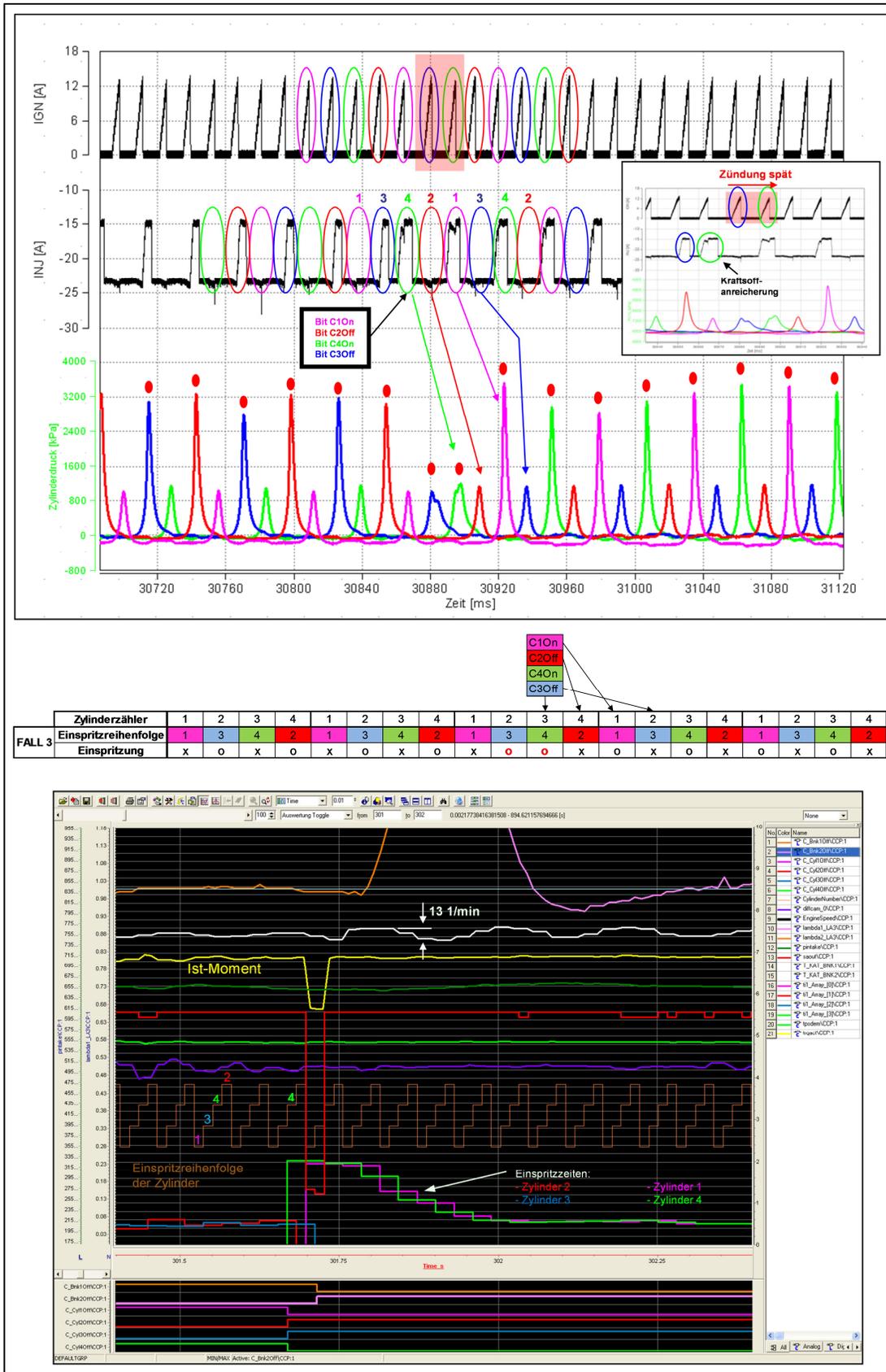


Abbildung 5-11: Optimierter Toggelvorgang

5.3.4 Zwei- zu Vierzylinderbetrieb

Sobald der Fall eintritt, dass eine in Kapitel 5.3.1 angeführte Bedingung, welche den Zweizylinderbetrieb erst ermöglicht, nicht mehr erfüllt ist, wird der Zweizylindermodus verlassen und der Motor wird wieder wie gewöhnlich auf vier Zylindern betrieben. Die am häufigsten auftretende Ursache für die Zylinderzuschaltung ist der steigende Momentenwunsch des Fahrers, welcher, wenn er zu

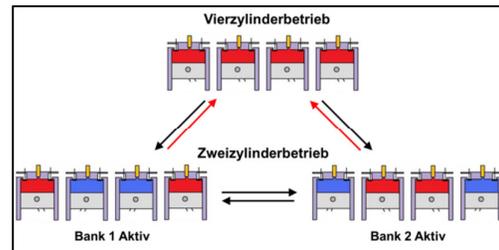


Abbildung 5-12: 2-zu-4-Umschaltung

hoch wird, mit zwei Zylindern nicht mehr erfüllt werden kann. Die Entscheidung, ob das vom Fahrer geforderte Moment in einem bestimmten Betriebspunkt mit zwei Zylindern aufgebracht werden kann oder nicht, trifft die ECU basierend auf dem von der Pedalstellung errechneten Sollmoment. Die Obergrenze des zu erreichenden Moments wird so gewählt, dass bei einem Sollmoment, welches einem erreichten Saugrohrdruck von 850 mbar entspricht, vom Zweizylinder- in den Vierzylindermodus gewechselt wird. Bei 850 mbar ist die Ansaugstrecke zwar noch nicht zur Gänze entdrosselt, jedoch bewirkt ein weiteres Öffnen der Drosselklappe, wie die Prüfstandsdaten zeigen, keinen merkbaren Verbrauchsvorteil mehr. Dieser minimale Nachteil in Sachen Verbrauch wird bewusst in Kauf genommen, da eine nicht vollständig geöffnete Drosselklappe beim Wechsel vom entdrosselten Zweizylindermodus in den etwa die Hälfte an Luft benötigenden Vierzylindermodus, eine bedeutend bessere Umschaltqualität bietet. Speziell im Fahrzeug sitzend ist eine massive Verschlechterung des NVH-Verhaltens festzustellen, wenn die Umschaltchwelle hin zu höheren Saugrohrdrücken verschoben wird. Der Grund dafür liegt wohl darin, dass sowohl die Drosselklappe selbst als auch die Nockenwelle größere Verfahwege zu bewältigen haben und somit das gesamte System instabiler wird.

Die zweite den ZAS-Bereich entscheidend begrenzende Motoreinflussgröße ist die Drehzahl. Hier wird im Hinblick auf das NVH-Verhalten ein Betrieb mit zwei Zylindern erst ab einer Drehzahl von 1200 min^{-1} zugelassen. Das schlechte NVH-Verhalten bei niedrigen Drehzahlen ist auch dafür verantwortlich, dass der Motor im Leerlauf auf allen vier Zylindern betrieben werden muss und somit einer weiteren Verbrauchseinsparung im NEDC im Wege steht. Dieser sich bietende Nachteil könnte durch Integration von Start/Stop beseitigt werden. Obwohl nach oben hin keine Begrenzung der Drehzahl für den ZAS-Betrieb notwendig ist, wird dennoch eine maximale Drehzahl von 3500 min^{-1} vordefiniert, da höhere Drehzahlen für den Nachweis der Verbrauchsverbesserung durch Zylinderabschaltung im Emissionszyklus und im Alltagverkehr nicht relevant sind.

Dieser für den Zweizylinderbetrieb über Drehzahl und Moment abgesteckte Betriebsbereich ermöglicht auf einer Straße ohne Gefälle eine maximal erreichbare Geschwindigkeit von circa 90 km/h. Bei leichtem Gefälle und sehr dosiertem „Gasgeben“ sind auch Geschwindigkeiten knapp über 100 km/h im Zweizylindermodus möglich. Allerdings fällt in diesen Betriebspunkten der Verbrauchsvorteil im Vergleich zum Vierzylindermodus schon sehr gering aus.

Sind nun die Rahmenbedingungen für die ZAS aufgrund des Verlassens des Zweizylinder-Betriebsfensters oder einer anderen Anforderung nicht mehr gegeben, setzt die ECU ein Bit, welches den Zuschaltvorgang für die deaktivierte Bank initialisiert. Wie beim Toggeln muss auch beim Zylinderzuschalten ein absolut reproduzierbarer Wiedereinsetzvorgang definiert werden. Aus der bereits beim Toggeln gemachten Erfahrung wird bei der 2-zu-4-Umschaltung von Beginn an eine Kraftstoffanreicherung in der Funktionalität der Motorsteuerung vorgesehen, welche ein gutes und reproduzierbares Anbrennen der wiedereinsetzenden Zylinder gewährleistet. Des Weiteren wird eine über die Anzahl der Einspritzungen applizierbare Verzögerung für die Freigabe der Einspritzung der zuzuschaltenden Zylinder aus der bereits bestehenden ZAS-Funktion des Vorgängerprojekts übernommen und für den Vierzylindermotor adaptiert und optimiert.

Auf die einzelnen Entwicklungs- und Optimierungsschritte der Zylinderzuschalt-Funktion wird hier nicht näher eingegangen, da sich diese sehr ähnlich denen des Toggelvorgangs darstellen. Demzufolge soll anhand der Abbildung 5-13 ein bereits optimierter Funktionsablauf im Zuge einer Zuschaltung der Bank 2 näher erläutert werden. Um im dynamischen Bereich ein schnelles Zuschalten der Zylinder zu gewährleisten, sieht die Funktion vor das Bit Bnk2On, welches den Zuschaltvorgang startet, an zwei verschiedenen Zylindern zu setzen. Dies bietet den Vorteil, dass die Zeitspanne zwischen dem ECU-Befehl „Zylinder Zuschalten“ und dem Setzen des Bits Bnk2On, welches den Zuschaltprozess startet, nicht länger als eine Einspritzung ausfallen kann. Speziell beim Beschleunigen ist ein schnelles Aufbringen des benötigten Moments von großer Bedeutung, da der Fahrer bei Betätigung des Gaspedals eine unverzügliche Reaktion des Motors erwartet.

Sind die Startzylinder definiert hat der Applikateur weiters die Möglichkeit die Verzögerung zwischen Bit Bnk2On und erster Zylinderzuschaltung bzw. auch zwischen erster und zweiter Zylinderzuschaltung drehzahlabhängig zu bedaten. Im angeführten Beispiel sind beide Verzugszeiten mit einer Dauer von vier Einspritzungen festgelegt. Für den Fall, dass der Zuschaltvorgang bei Zylinder 2 gestartet wird, vergehen genau diese applizierten vier Einspritzungen bis die Freigabebits für die Einspritzung der zuzuschaltenden Zylinder gesetzt werden. Hier muss nun von der Software die Auswahl getroffen werden, welches Bit zuerst abgehandelt wird. Die Entscheidung wird davon abhängig gemacht, welches Bit zuerst umgesetzt werden kann. Im hier dargestellten Fall wird das Bit C3On dem Bit C2On vorgezogen, da die Einspritzung für Zylinder 3 vor der Einspritzung für Zylinder 2 erfolgt. Bit C3On bewirkt nun die Freigabe der Kraftstoffzufuhr und die Einspritzung wird in diesem Fall auch sofort abgegeben, da Zylinder 3 ohnedies gerade an der Reihe ist einzuspritzen. Aufgrund der Priorisierung von Bit C3On wird das Bit C2On dementsprechend vier Einspritzungen später als Bit C3On gesetzt. Dort liegt nun die Situation vor, dass die Kraftstoffzufuhr für Zylinder 2 erst zwei Einspritzungen nach der Freigabe erfolgt. Wird der Zuschaltvorgang aus gegebenen Umständen bei Zylinder 4 begonnen, liegt aufgrund der von der Software durchgeführten Priorisierung der einzelnen Zylinderbits exakt die gleiche Zuschaltabfolge vor, nur dass zuerst Zylinder 2 (C2On) und dann erst Zylinder 3 (C3On) aktiviert wird. Diese streng strukturierte Abhandlung gewährleistet unter der Voraussetzung einer sorgfältigen Bedatung sowohl

bei der Aktivierung von Bank 2 als auch der Bank 1 einen stets gleich ablaufenden Umschaltvorgang.

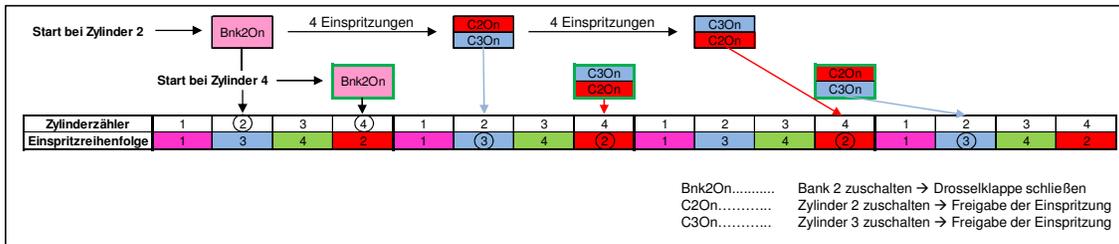


Abbildung 5-13: ECU-Berechnungsschema einer Zylinderzuschaltung

Warum dieser Aufwand betrieben wird hat zwei Gründe. Einerseits ist damit die Forderung, bei gleichen Verzögerungszeiten immer exakt den gleichen Zuschaltablauf zu erzwingen, erfüllt und andererseits besteht für den Applikateur die Möglichkeit die Verzögerungszeiten abhängig von der Drehzahl so zu wählen, dass die einzelnen Zylinder erst dann zugeschalten werden, wenn auch die angesaugte Luftmasse einem Drei- bzw. Vierzylindermodus entspricht. Die Drosselklappe wird nämlich bereits beim Setzen des Bits Bnk2On so weit zugefahren, wie es für den Vierzylinderbetrieb erforderlich ist um den Zuschaltvorgang so schnell wie möglich ablaufen zu lassen. Da die Luftmasse aber durch ihre Trägheit eine gewisse Zeit benötigt um auch wirklich im Zylinder reduziert anzukommen, soll mit dem Zuschalten der einzelnen Zylinder so lange gewartet werden, bis die Zylinderladung eine möglichst momentenneutrale Zylinderaktivierung zulässt. Anhand des mitgemessenen Saugrohrdruckes und der gleichzeitig subjektiv bewerteten „Ruckelfreiheit“ im Fahrzeug selbst kann die Bedatung der Verzögerungszeiten für die verschiedenen Drehzahlen durchgeführt werden.

Aufgrund der stark dynamischen Effekte beim Beschleunigen ist ein im Fahrzeug nicht spürbares Zylinderzuschalten jedoch trotz der Kraftstoffanreicherung und den applizierbaren Zuschaltzeitpunkten der einzelnen Zylinder noch immer nicht in allen Betriebspunkten des Motors gegeben. Aus diesem Grund wird die Funktion um ein weiteres Feature ergänzt. Diese Funktionserweiterung kann einer durch die Zuschaltung der einzelnen Zylinder vorliegenden Momentenüberhöhung in der Weise entgegenwirken, dass das überschüssig vorhandene Moment exakt in diesem Zeitpunkt durch ein Spätziehen des Zündwinkels vernichtet wird. Dies funktioniert natürlich nur dann, wenn das in der ECU hinterlegte Momentenmodell korrekt ist, da stets das berechnete Ist-Moment mit dem ebenfalls berechneten Soll-Moment verglichen wird und auf diese Abweichung mit dem Zündwinkel reagiert wird.

In Abbildung 5-14 ist ein Zuschaltvorgang dargestellt, welcher alle zuvor erwähnten Applikationsmöglichkeiten verwirklicht hat. Wie man an den Einspritzzeiten (unteres Fenster) und den Zylinderdrücken (oberes Fenster) erkennen kann handelt es sich um eine Zuschaltung der Zylinder 2 und 3 (Bank2). Das Bit Bnk2On wird in diesem Fall bei Zylinder 4 gesetzt und bewirkt ein sofortiges Schließen der Drosselklappe, welches ein Abfallen des Saugrohrdruckes und eine Freigabe des Zündwinkels nach sich zieht. Die Freigabe für die Einspritzung der Zylinder 2 und 3 (Bits C2On und C3On) sind bei der vorliegenden Drehzahl so gewählt,

dass der erste Zylinder die Freigabe nach 4 Einspritzungen und der zweite Zylinder nach weiteren 8 Einspritzungen erhält. Da der Saugrohrdruck, wie die untere Grafik zeigt, beim Zuschalten der einzelnen Zylinder noch nicht so weit abgebaut ist wie es für ein momenten-neutrales Zuschalten von Nöten wäre, kommt es folglich zu einer Überhöhung des von der Motorsteuerung berechneten Ist-Moments. Die Berücksichtigung der Änderung der Zylinderzahl in der Berechnung des Ist-Moments erfolgt mittels des in der unteren Grafik ersichtlichen ZAS-Wirkungsgrades. Kommt es zu einer Abweichung des Ist-Moments zum ebenfalls von der Motorsteuerung berechneten Soll-Moments greift der Zündwinkel ein, verlässt den optimalen Zündwinkel und vernichtet somit das zu viel anliegende Moment.

Sowohl am Drehzahlsignal der ECU als auch am indizierten Mitteldruck ist dennoch eine leichte Momentenüberhöhung erkennbar. Diese wird aus fahrdynamischer Sicht jedoch bewusst beibehalten um dem Fahrer das Gefühl eines agilen Beschleunigungs- und Ansprechverhaltens zu vermitteln.

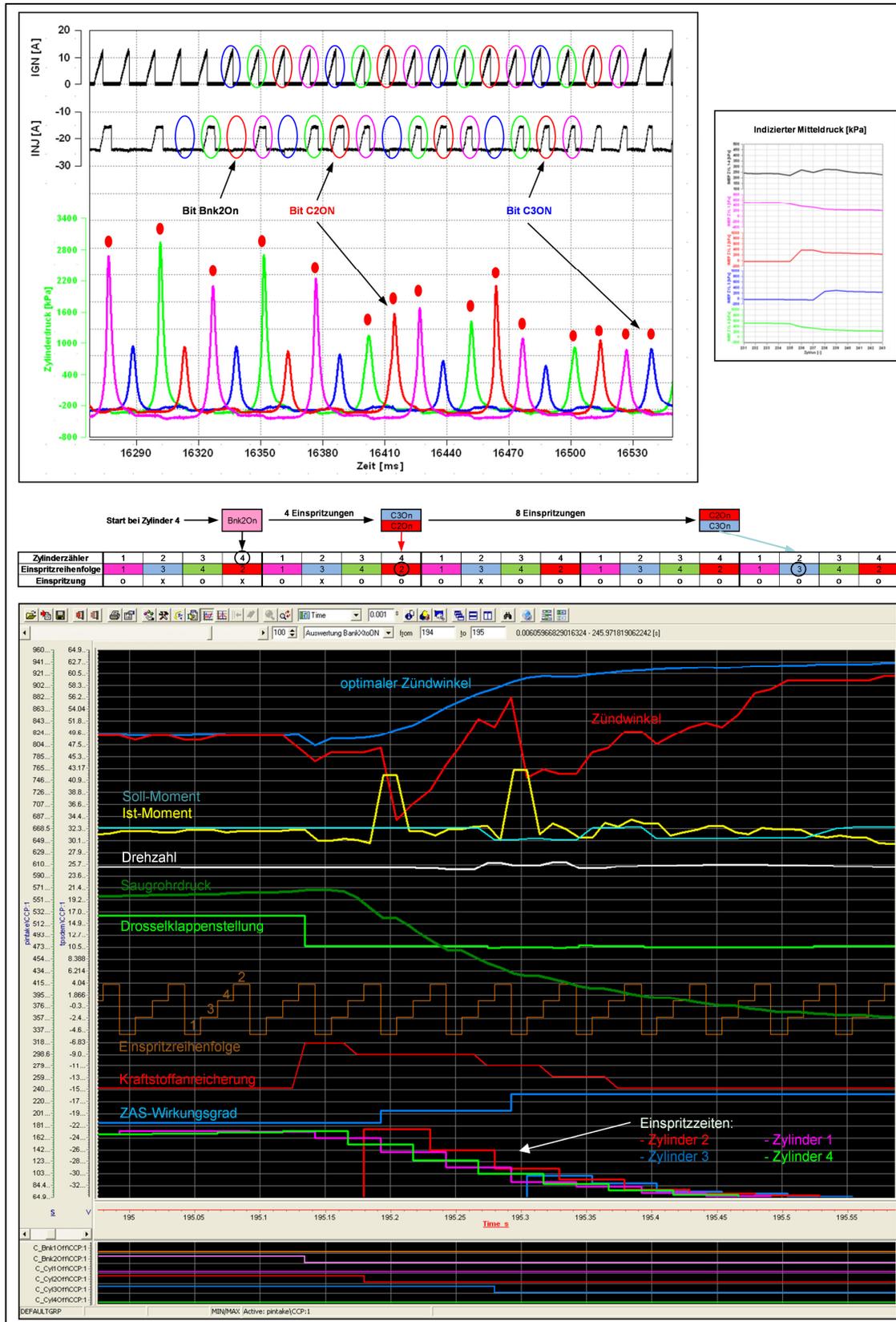


Abbildung 5-14: Optimierte 2-zu-4-Zylinderzuschaltung

5.3.5 Vier- zu Zweizylinderbetrieb

Der letzte Zylinderumschaltvorgang der noch behandelt werden muss, ist die Zylinderabschaltung. Diese wird von der ECU ausgeführt, wenn alle in Kapitel 5.3.1 angeführten Bedingungen erfüllt sind.

Wie in Abbildung 5-15 ersichtlich kann beim Verlassen des Vierzylindermodus entweder auf Bank 1 oder auf Bank 2 geschaltet werden. Diese Entscheidung trifft die ECU basierend auf der Temperatur der jeweiligen Katalysatorhälften, welche mit zwei im Kat verbauten Temperatursensoren ermittelt wird. Zuerst wird immer die Bank deaktiviert, welche die höhere Katalysatortemperatur aufweist.

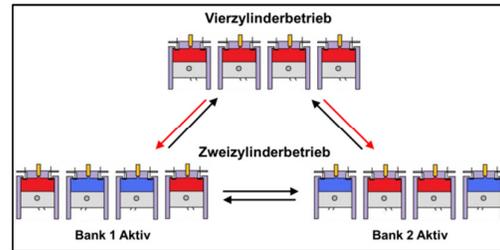


Abbildung 5-15: 4-zu-2-Umschaltung

Der in Abbildung 5-16 dargestellte Funktionsablauf einer Abschaltung geht exakt gleich von Statten wie der einer Zylinderzuschaltung. Der einzige Unterschied, der klarerweise besteht liegt darin, dass mit dem Bit Bnk2Off die Drosselklappe geöffnet und nicht geschlossen wird und mit den einzelnen Zylinderbits die Einspritzung deaktiviert und nicht freigegeben wird.

Überdies zeigt Abbildung 5-16 auch den Fall der Deaktivierung für Bank 1. Dies soll noch einmal verdeutlichen, dass für Bank 1 der Ablauf absolut ident gestaltet werden kann/muss, um die Reproduzierbarkeit der unterschiedlichen Abschaltszenarien zu erreichen. Zu beachten ist einzig und alleine, dass die Startbits der Bank entsprechend angepasst werden müssen.

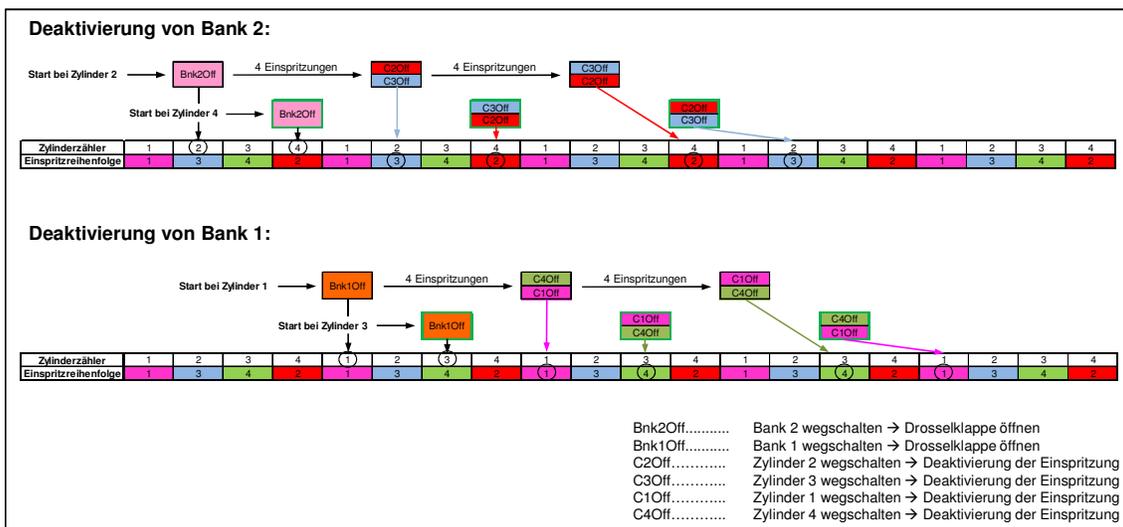


Abbildung 5-16: ECU-Berechnungsschema einer Zylinderabschaltung

Wie in Abbildung 5-17 ersichtlich, gestaltet sich der Vorgang der Zylinderabschaltung etwas unkomplizierter als jener der Zuschaltung. In dem hier vorliegenden Beispiel einer Zylinderabschaltung wird einmal mehr die Bank 2 betrachtet und somit Zylinder 2 und Zylinder 3 de-

aktiviert. Das Startbit Bnk2Off wird bei Zylinder 4 gesetzt. Mit Setzen des Bits wird die Drosselklappe unverzüglich aufgemacht um die für den Zweizylindermodus benötigte Luftmasse zur Verfügung zu stellen. Anhand des Saugrohrdruckes lässt sich wieder beobachten, dass die Ansaugluftmasse einige Zeit braucht um sich vollständig aufzubauen. In diesem Betriebspunkt sind die Verzögerungszeiten, um Zylinder 2 und 3 zu deaktivieren, so gewählt, dass die Kraftstoffzumengung für Zylinder 2 nach vier und für Zylinder 3 nach weiteren sechs Einspritzungen unterbunden wird. Anhand des Drehzahlsignals der ECU und des indizierten Mitteldruckes im oberen Bereich der Abbildung ist jedoch zu erkennen, dass die Zeitpunkte, zu welchen die Zylinder weggeschaltet werden noch etwas zu früh gewählt sind, da es zu einem leichten Momenteneinbruch aufgrund der noch fehlenden Zylinderladung kommt. Dieser für den Fahrer jedoch nicht spürbare minimale negative Momentensprung wird in diesem Fall wissentlich akzeptiert um den Abschaltvorgang nicht unnötig lang zu gestalten. Dieser Kompromiss kann allerdings wirklich nur eingegangen werden, da es für den Fahrer zu keinen wahrnehmbaren Abschaltungen kommt.

Aufgrund der Tatsache, dass der Abschaltvorgang bereits mit der zeitlich richtig gestalteten Zylinderabschaltfolge in den Griff zu bekommen ist, wird auf die Möglichkeit einer Momentenreserve für die Überbrückung des Momenteneinbruchs verzichtet. Die Option eine Momentenreserve aufzubauen ist in der ZAS-Funktion zwar implementiert führt jedoch aufgrund der dadurch beabsichtigten Wirkungsgradverschlechterung zu einem unnötigen Mehrverbrauch und deswegen wird darauf verzichtet.

Warum es in Abbildung 5-17 dennoch mit Bit Bnk2Off zu einer Abweichung vom tatsächlichen Zündwinkel zum optimalen Zündwinkel kommt, hat den Grund, dass wegen der für den Zweizylinderbetrieb nun viel höheren Last bereits ein Sicherheitszündwinkel gefahren wird, der, aufgrund der bei diesem Motor fehlenden Klopfregelung, ein Klopfen unter allen Umständen vermeiden soll.

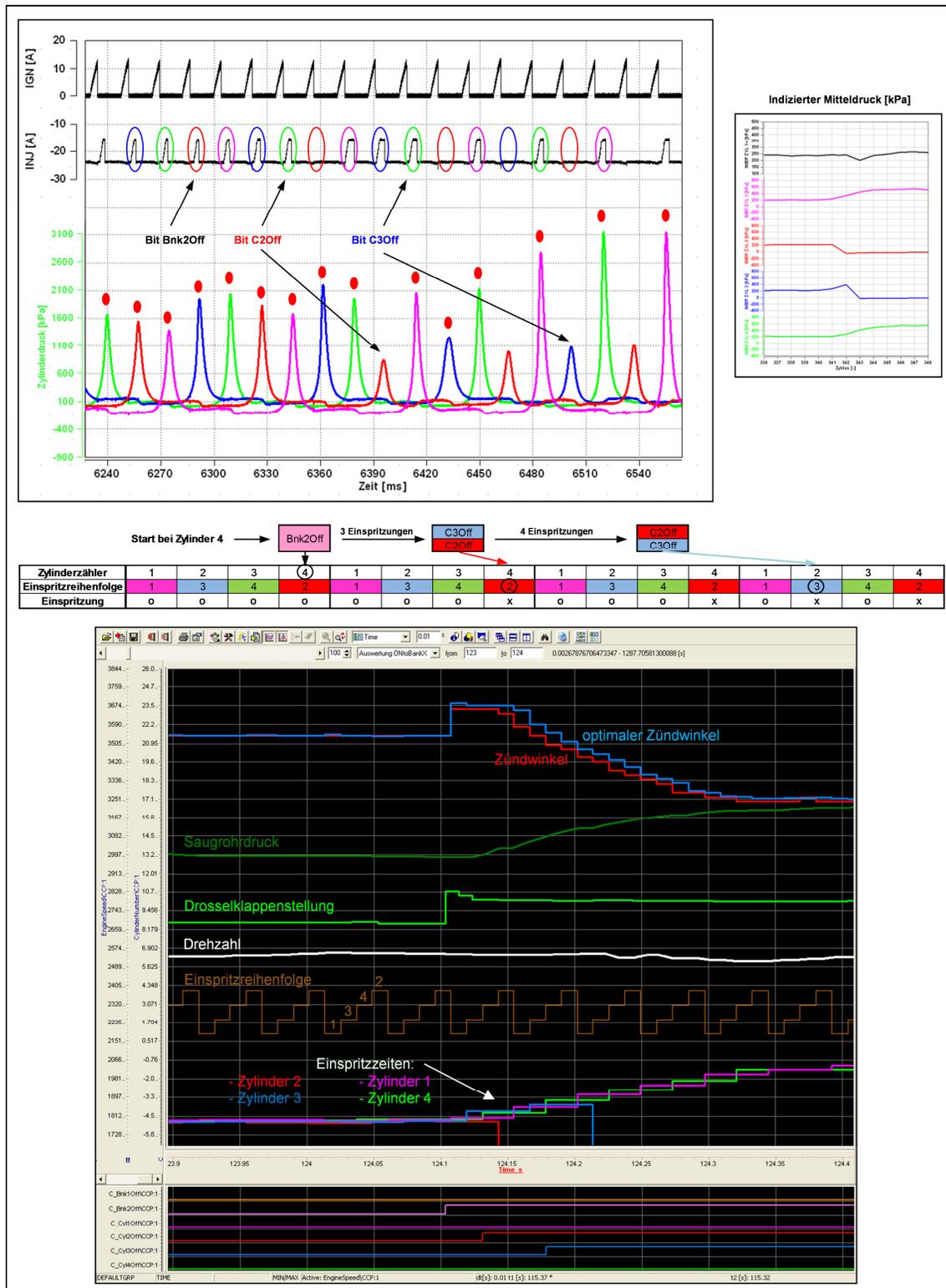


Abbildung 5-17: Optimierte 2-zu-4-Zylinderzuschaltung ohne Momentenreserve

6 Ergebnisse

In diesem abschließenden Kapitel werden die Verbrauchsergebnisse präsentiert, welche durch die elektrische Zylinderabschaltung am Demofahrzeug „Blau“ erzielt werden. Die Auswertungen werden anhand der Messungen am Motorprüfstand und unter Verwendung des Rollenprüfstands gemacht. Da der Aufbau von Demofahrzeug „Weiß“ mit einer längeren Getriebeübersetzung und automatisierter Schaltung, sowie dem Einbau des VTES in der Werkstatt mehr Zeit in Anspruch genommen hat als erwartet, werden auch sämtliche Downspeeingeffekte anhand von Demofahrzeug „Blau“ aufgezeigt.

Da auf die Ergebnisse, welche die Güte der Umschaltvorgänge betreffen, bereits an einer anderen Stelle der Arbeit sehr detailliert eingegangen wurde, wird hier auf eine nochmalige Ausführung der Resultate verzichtet und für nähere Information auf die Kapitel 5.3.3 bis 5.3.5 verwiesen.

6.1 Verbrauchersparnis

6.1.1 Motorprüfstand

Aus den am Motorprüfstand gefahrenen Lastschleifen und Rastervermessungen im Vier- und Zweizylinderbetrieb können erste Aussagen über den Verbrauchsvorteil der ZAS getroffen werden. Wie in Kapitel 2.2.3.1 und 3.2.1 bereits genauer erläutert setzt sich der Verbrauchsvorteil des Zweizylinderbetriebs aus zwei Haupteinflüssen zusammen:

- Lastpunktverschiebung
- Höhere Restgastoleranz

Abbildung 6-1 macht die Wirkungsweise dieser beiden Effekte anhand eines Teillastpunktes bei 2000 min^{-1} und 1 bar Mitteldruck deutlich. Der erste Effekt betrifft das Spätstellen der Überschneidungslage, welches einen erhöhten Restgasgehalt im Zylinder bewirkt. Dieser führt in weiterer Folge sowohl im Zwei- als auch im Vierzylindermodus zu einer Entdrosselung der Ansaugstrecke und somit zur Reduktion der Ladungswechselverluste. Jedoch verschlechtert sich die Verbrennungsstabilität wenn sich zu viel Restgas im Zylinder befindet und der IMEP COV (Variationskoeffizient des indizierten Mitteldruckes) steigt an. Da im Vierzylinderbetrieb aufgrund der stärkeren Androsselung grundsätzlich mehr Restgas in den Zylinder gelangt als im Zweizylindermodus, wird auch der kritische Restgasgehalt schneller erreicht und der bessere Verbrauch kann wegen der fehlenden Laufruhe nicht mehr genutzt werden. Abbildung 6-1 stellt diesen Fall dar. Bis zu einer Spätstellung der Nockenwelle von 25°KW besteht der generierbare Verbrauchsvorteil des Zweizylinderbetriebs „nur“ in der durch das Downsizing bewirkten Lastpunktverschiebung. Bei 30°KW hingegen ist im Vierzylindermodus bereits eine deutliche Erhöhung des IMEP COV ersichtlich, welche trotz weiterhin sinkenden Verbrauchs eine spätere Überschneidungslage aus Stabilitätsgründen nicht erlaubt. Speziell im Fahrzeug sitzend ist eine Überschreitung dieser maximalen Restgastole-

ranz-Grenze deutlich spürbar und deswegen muss in diesen Bereichen der Verbrauchsvorteil dem Fahrkomfort weichen. Anders ist dies im Zweizylindermodus. Durch die geringere Androsselung sinkt der Restgasgehalt im Zylinder und auch die maximale Restgastoleranzgrenze wird erst später erreicht. In dem in Abbildung 6-1 gezeigten Lastpunkt ist durch die Zylinderabschaltung ein Betrieb mit voller Spätstellung möglich und im Vergleich zum Vierzylinderbetrieb ein Verbrauchsvorteil von 10% gegeben.

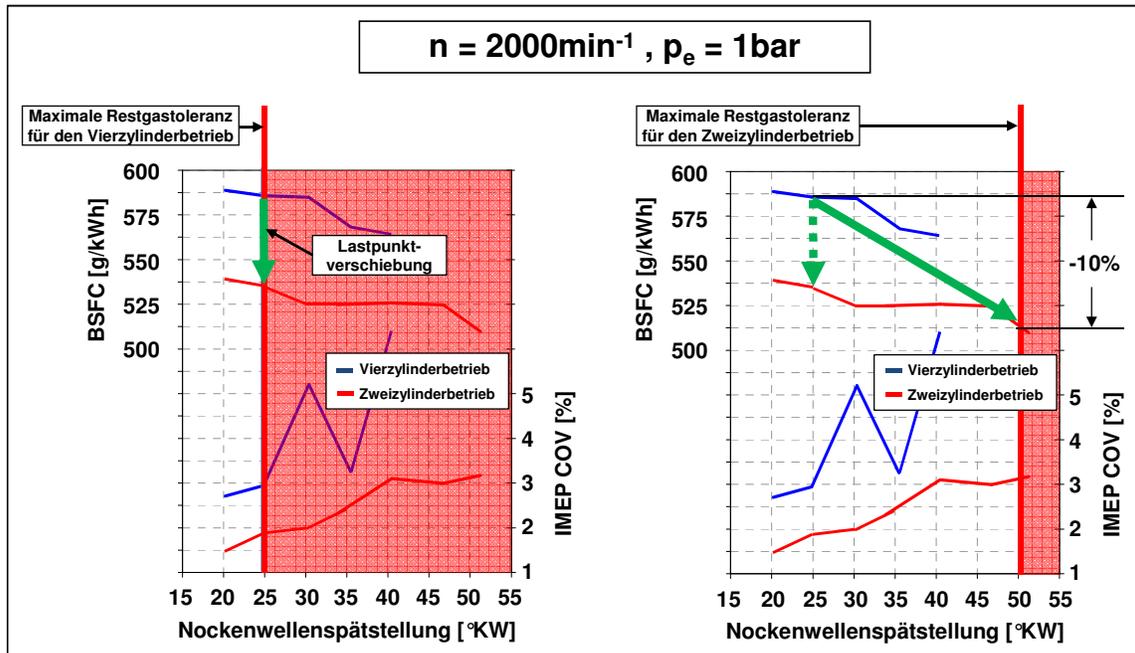


Abbildung 6-1: Verbrauchseinsparungspotential der Zylinderabschaltung in der Teillast

Die Betrachtung, wie sie in Abbildung 6-1 gemacht wird, hat auch für sämtliche andere Teillastpunkte Gültigkeit. Zu beachten ist, dass der Verbrauchsvorteil des Zweizylinderbetriebs bei höheren Lasten deutlich kleiner wird. Der Grund dafür ist, dass die steigende Motorlast auch im Vierzylindermodus zu einer immer weiteren Entdrosselung der Ansaugstrecke führt und die Ladungswechselperluste relativ zum ZAS-Betrieb gesehen kleiner werden.

Tabelle 6-1 zeigt zusammenfassend das Verbrauchseinsparungspotential der Zylinderabschaltung in verschiedenen Teillastpunkten.

Tabelle 6-1: Verbrauchsvorteil der ZAS in stationären Teillastpunkten

Drehzahl [min ⁻¹]	Effektiver Mitteldruck [bar]	Verbrauchreduktion [%]
1500	1	9
2000	1	10
2000	2	4
3000	1	3
3000	2	2

6.1.2 Stationärfahrten auf dem Rollenprüfstand

Da die Applikation für den Kaltstart, das Katheizen und den Warmlauf für das Demonstrationsfahrzeug noch nicht zur Gänze abgeschlossen sind, wird der Verbrauch am Rollenprüfstand vorerst stationär in den NEDC-relevanten Betriebspunkten ermittelt. Die Verbrauchsbestimmung wird basierend auf dem in der CVS-Anlage (Constant Volume Sampling) gemessenen CO₂-Massenstrom durchgeführt, wobei die parallel mitlaufende Zylinderdruckindizierung es ermöglicht, den Zündzeitpunkt für alle Nockenwellenstellungen in der wirkungsgradoptimalen Lage zu fahren.

Die grün hinterlegten Ergebnisse in Tabelle 6-2 zeigen, dass sich im Fahrzeug dasselbe Verbrauchseinsparungspotential des ZAS wie am Motorprüfstand einstellt. Vor allem in niedrigen Lastbereichen können bei ebenfalls verbrauchsoptimaler Nockenwellenstellung aufgrund der höheren Restgastoleranz erhebliche Verbrauchsvorteile gegenüber dem Vierzylinderbetrieb generiert werden.

Tabelle 6-2 geht anhand dem in blau hervorgehobenen Segment ebenfalls auf die durch den Downspeedingeffekt erreichbare Kraftstoffreduktion ein. Die Drehzahlabenkung wird sowohl im 30 km/h als auch im 50 km/h Punkt unter Verwendung des nächst höheren Ganges bewirkt. Dieser Effekt spiegelt exakt die Wirkungsweise einer längeren Getriebeübersetzung wider, welche im Demonstrationsfahrzeug „Weiß“ verbaut ist. 37,5 % Verbrauchsverbesserung bei 30 km/h und 21,2 % bei 50 km/h beweisen welch großes Potential Downspeeding bei Verbrennungsmotoren hat.

Tabelle 6-2: Verbrauchsanalyse von Stationärmessungen am Rollenprüfstand

Fzg.-Geschw. [km/h]	Gang	Drehzahl [1/min]	Eff. Mitteldruck [bar]	Verbrauchsvorteil der ZAS		Verbrauchsvorteil durch Downspeeding [%]
				bei 0°NW-Spätstellung [%]	bei jeweils opt. NW-Pos. [%]	
30	2	2400	0.9	6	13.1	↑ 37.5
30	3	1650	0.9	6.3	9.9	
50	3	2770	1.2	4.8	8.8	↑ 21.3
50	4	2080	1.2	6.3	9.1	
70	5	2400	2	4.1	4.1	

6.1.3 NEDC-Simulation

Basierend auf den Verbrauchsergebnissen, welche auf dem Rollenprüfstand in den verschiedenen NEDC-Stationärpunkten erzielt wurden, kann eine Verbrauchs-Simulation für einen komplett durchfahrenen NEDC durchgeführt werden.

Die Simulation des NEDC, auf die hier aufgrund ihrer Komplexität nicht näher eingegangen wird, führt zu einer CO₂-Reduktion durch die ZAS von 4% und einer weiteren 10%igen Verbrauchsverbesserung durch die längere Getriebeübersetzung, (vgl. auch Abbildung 7-1). Es sei darauf hingewiesen, dass das NEDC-Simulationstool nicht im Rahmen dieser Diplomarbeit entwickelt wurde, sondern rein der Anwendung dient.

6.2 Anteil des Zweizylinderbetriebs im Stadtverkehr

Da nun die Verbrauchsvorteile eines Zweizylinderbetriebs in verschiedenen Stationärpunkten und einer darauf basierenden Simulation des NEDCs in Kapitel 6.1 aufgezeigt wurden, soll Abbildung 6-2 nun zeigen wie oft eine das Fahrzeug „normal“ betreibende Person den Benefit einer Zylinderabschaltung im herkömmlichen Stadtverkehr nutzen kann. Da für den Hersteller in erster Linie nur das Ergebnis im NEDC relevant ist, sind viele Kunden zu Recht skeptisch ob ein ähnlicher Verbrauchsvorteil, wie er ihnen beim Kauf eines Neuwagens versprochen wird, auch außerhalb des synthetischen Fahrzyklus erreicht werden kann.

Wie aus dem mitgemessenen Geschwindigkeitsprofil in Abbildung 6-2 hervorgeht, ist als Demonstrationsstrecke eine typische Fahrt einer im Vorort von Graz wohnenden Person zur Arbeit in die Innenstadt dargestellt. Die Länge der Strecke beträgt circa 11 km, bei einer ungefähren Fahrtdauer von 20 Minuten und einer sich daraus ergebenden Durchschnittsgeschwindigkeit von 30,6 km/h.

Wie man erkennen kann, stellen die Light-Off Temperaturen der beiden Katalysatorhälften kein Problem für die Aktivierung der Zylinderabschaltung dar. Weiters befindet sich auch das Fahrerwunschmoment, wenn man von den Beschleunigungen absieht, unter Betrachtung der ZAS-Bits meistens im Betriebsfenster für die Zylinderausblendung. Die Bits sind so zu interpretieren, dass sich der Motor im Zweizylindermodus befindet, sobald entweder Bit „Bank 1 Off“ oder „Bank 2 Off“ auf den Wert 1 springt.

In Tabelle 6-3 ist nun angeführt, wie oft der Motor auf der 11 km langen Strecke im Zylinderabschaltmodus betrieben wird. Da der Motor im Leerlauf aufgrund des schlechten NVH-Verhaltens nicht im Zweizylinderbetrieb betrieben werden kann und sich im Stadtverkehr viele Ampeln und Kreuzungen befinden, an denen man halten muss, ist der Anteil des Zweizylinderbetriebs etwas geringer als der des Vierzylinderbetriebs. Wird jedoch, wie es auch in diesem Projekt noch geplant ist, im Leerlauf durch Start/Stop der Motor abgeschaltet, dann ist in diesem Beispiel ein Zweizylinderanteil von mehr als 60% verwirklichtbar. Diese Auswertung zeigt deutlich, dass die ZAS großes Verbrauchseinsparungs-Potential birgt, wenn der Fahrer sich dessen bewusst ist und das Fahrzeug dementsprechend bewegt.

Tabelle 6-3: Vier- und Zweizylinderanteil im Stadtverkehr (mit und ohne Start/Stop)

	Anteil Vierzylinderbetrieb [%]	Anteil Zweizylinderbetrieb [%]
Inklusive Leerlauf	52,6	47,4
Exklusive Leerlauf (Start/Stop)*	38,9	61,1

* berechnet

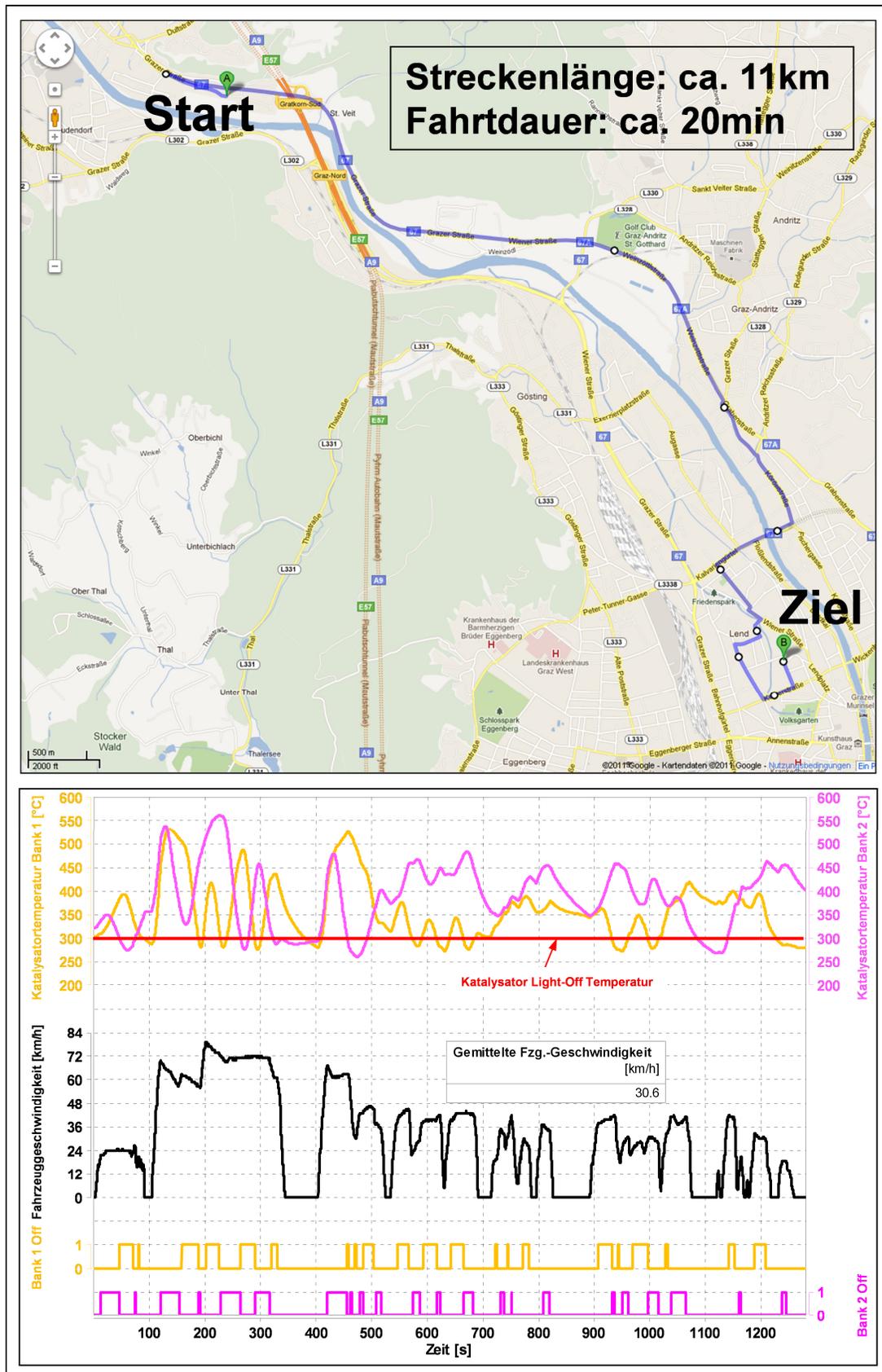


Abbildung 6-2: Zweizylinderanteil im Stadtverkehr

7 Fazit und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war es ein Verbrauchskonzept vorzustellen, welches ohne großen finanziellen Aufwand verwirklichtbar ist und dennoch eine erhebliche CO₂-Reduktion liefern kann. Eine Technologie, welche genau diese Anforderungen erfüllt, stellt die elektronische Zylinderabschaltung dar. Diese besondere Art der Deaktivierung einzelner Zylinder unterscheidet sich von der herkömmlichen ZAS dadurch, dass die Ventile der nicht einspritzenden Zylinder auch weiterhin geöffnet werden und die geschleppten Zylinder mit Frischluft durchspült werden. Ausgeführt wird das System auf einem sehr einfachen MPI-Vierzylinder-Saugmotor von Fiat mit zwei Ventilen pro Zylinder, welche durch eine obenliegende und mit einem Phasenschieber verstellbare Nockenwelle betätigt werden.

Da der Ventiltrieb aufgrund der ständig mit Gas durchströmten Zylinder für die Verwirklichung einer elektronischen ZAS nicht verändert werden muss, wird keine Modifikation am Grundkonzept des Motors durchgeführt. Die einzig nötige Änderung bei einem Reihen-Vierzylindermotor um die Voraussetzung für die Applikation der elektronischen ZAS zu schaffen betrifft die Abgasführung. Diese muss so gestaltet werden, dass die Frischluft der abgeschalteten Zylinder getrennt vom Abgas der befeuerten Zylinder in den gemeinsamen Katalysator geführt wird. Dieser weist in der Mitte eine Trennwand auf und konvertiert auf diese Weise das stöchiometrische Abgas getrennt von der Frischluft. Da die Erweiterung des Motors mit den adaptierten Auslasskrümmern und einer zweiten Lambdasonde jedoch keinen Eingriff in das Grundkonzept des Motors bewirkt, kann diese Variante der Zylinderabschaltung bei jedem beliebigen Serienmotor nachträglich und kostengünstig verwirklicht werden.

Der zweite große Vorteil, den dieses Konzept mit sich bringt ist das hervorragende Akustikverhalten des Vierzylindermotors auch im Zweizylinderbetrieb. Dieses kann mit minimalem konstruktivem Aufwand so gestaltet werden, dass der Fahrer nicht den geringsten Unterschied feststellen kann, ob er den Motor im Vier- oder im Zweizylindermodus betreibt. Dieser Effekt ist ebenfalls auf den aktiven Ventiltrieb der abgeschalteten Zylinder zurückzuführen, da die Ansaugpulse auch im Zweizylinderbetrieb unverändert vorliegen und somit für einen natürlichen „Vierzylindersound“ sorgen können.

Die Hauptaufgabe dieser Arbeit bestand nun darin, die Applikation der elektronischen ZAS am bereits um die Auslasskrümmer modifizierten Motor so durchzuführen, dass eine Zu-, Ab- und Umschaltung der Zylinder für den Fahrer im Fahrzeug nicht wahrnehmbar ist. Durch den Aufbau neuer und die Optimierung bereits bestehender Funktionalitäten der Motorsteuerung konnte das gesteckte Ziel erreicht werden. Die Erstellung reproduzierbarer und physikalisch korrekter Funktionsabläufe beim Zu- und Abschalten der Zylinder setzte einen großen Aufwand an Analysen, sowohl die Verbrennung als auch die korrekte ECU-Arbeitsweise betreffend, voraus. Neben der Funktionsentwicklung bestand die größte Schwierigkeit darin, zusätzlich zu der ohnehin bereits komplizierten Umschaltstrategie der ZAS, die abhängig vom Betriebsmodus variierende verbrauchsoptimale Nockenwellenstellung der verschiedenen Modi zu berücksichtigen, wobei die Qualität der Umschaltung nicht darunter leiden durfte.

Letztendlich wurde ein Fahrverhalten erzielt, welches sowohl akustisch als auch fahrdynamisch einem Vierzylindermotor entspricht und gleichzeitig verbrauchsgünstiger ist.

Da bisher sämtliche Verbrauchsaussagen basierend auf Stationärmessungen und daraus resultierenden NEDC-Simulationen getroffen wurden ist als nächster Schritt die Absolvierung eines realen NEDCs auf dem Rollenprüfstand geplant. Die verbrauchsoptimale Umschaltstrategie der ZAS ist bereits vorhanden, jedoch müssen noch letzte Applikationen den Kaltstart, das Katheizen und den Warmlauf betreffend gemacht werden, um repräsentative Verbrauchs- und Emissionsergebnisse liefern zu können. Auch der Umbau des Demonstrationsfahrzeuges „Weiß“ ist mittlerweile abgeschlossen und wird in naher Zukunft die ersten Verbrauchstests absolvieren können.

Wie Abbildung 7-1 zeigt, sind die ersten Schritte getan einen Vierzylindermotor, welcher einen CO₂-Verbrauch von knapp 100 g/km bei gleichzeitig niedrigen Kosten ermöglichen kann, vorzustellen. Jedoch ist noch viel Arbeit und Know-How erforderlich um das ehrgeizig gesteckte Ziel dieses „Low Cost - Low Emission“ Projekts zu erreichen, welches im Laufe des nächsten Jahres seinen Abschluss finden soll.

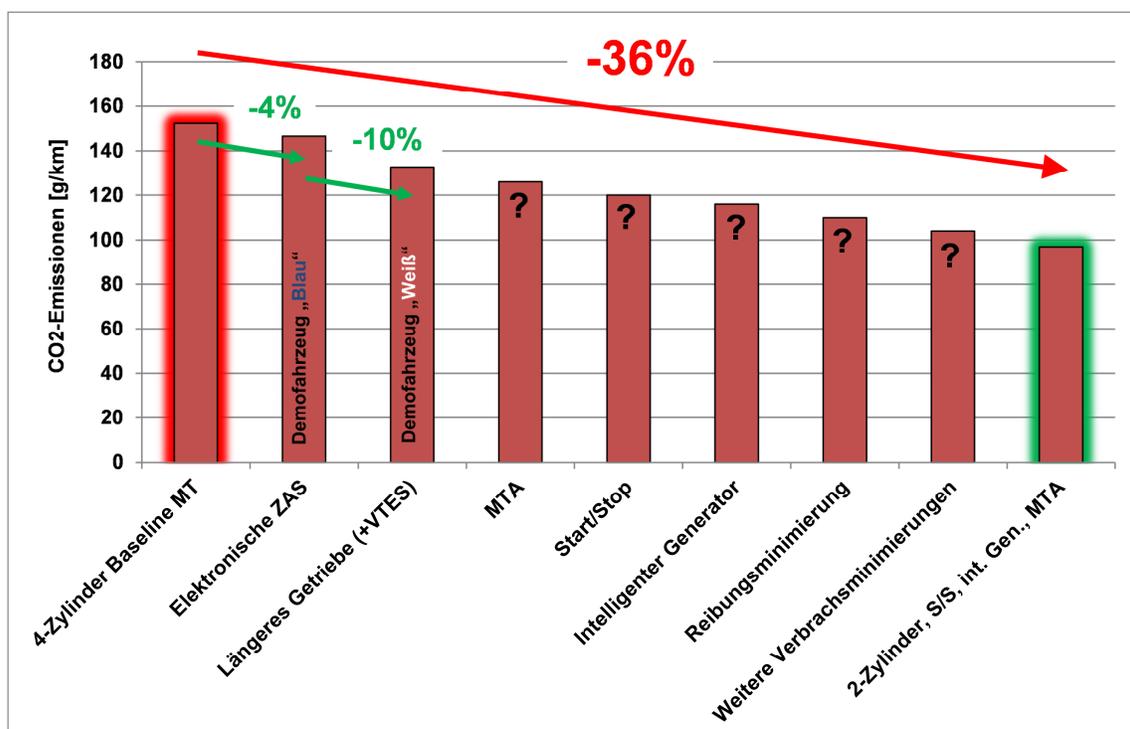


Abbildung 7-1: Durch die NEDC-Simulation erreichte Verbrauchsverbesserung

8 Verzeichnisse

8.1 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Entwicklung der CO ₂ -Konzentration in der Erdatmosphäre [9].....	14
Abbildung 1-2: Entwicklung der durchschnittlichen Erdtemperatur [11].....	14
Abbildung 1-3: CO ₂ -Verursacher [12].....	15
Abbildung 1-4: Flottenverbrauch verschiedener Automobilhersteller [15]	17
Abbildung 1-5: Verbrauchs-Optimierungsschritte mit Ziel Zweizylindermotor	18
Abbildung 2-1: Downsizing- (orange) und Downspeedingeffekt (rot) [12]	20
Abbildung 2-2: Erhöhung der Drehmomentenreserve durch Aufladung [12]	21
Abbildung 2-3: Downsizingeffekt anhand einer Verlustanalyse [17]	23
Abbildung 2-4: Einzelverluste in Abhängigkeit des effektiven Mitteldruckes [19]	24
Abbildung 2-5: Downsizingpotential durch Hubvolumensreduktion mittels Zylinderreduktion [18].....	24
Abbildung 2-6: Downsizingpotential durch Hubvolumensreduktion mittels Zylinderverkleinerung [18] 25	
Abbildung 2-7: Lastpunktverschiebung durch ZAS [17].....	28
Abbildung 2-8: Zylinderabschaltstrategien verschiedener Motoren [21]	29
Abbildung 2-9: Variabilität der Ventilerhebungskurven durch den Phasenschieber [27]	31
Abbildung 2-10: Minimierung der Ladungswechselverluste im Zwei- und Vierzylindermodus	32
Abbildung 2-11: Getrennte Abgasführung [27].....	33
Abbildung 2-12: Schema der bankspezifischen Abgasführung durch den Katalysator [27]	34
Abbildung 2-13: Durch die elektrische Aufladung erzielte Drehmomentenerhöhung und verbessertes Low-End-Torque bei Vollast [27]	35
Abbildung 3-1: Zusammenspiel der Prüfstandskomponenten	37
Abbildung 3-2: SDS-Cycle bei 2000 min ⁻¹ und 20 °KW Nockenwellenspätstellung ($\lambda=1$)	39
Abbildung 3-3: Modell des spezifischen Verbrauchs (bsfc) in Abhängigkeit vom effektiven Mitteldruck (bmep) und der Nockenwellenspätstellung (diffcam_0) bei einer Drehzahl von 4000 min ⁻¹	41
Abbildung 3-4: Bestimmung des Verbrauchsminimums in einem Drehzahl/Last Punkt (3500 min ⁻¹)... 42	
Abbildung 3-5: Bestimmung des Verbrauchsminimums in einem Drehzahl/Last Punkt (1500 min ⁻¹)... 43	
Abbildung 3-6: Zündwinkelvariation unter Verwendung der Slow-Dynamic-Slope-Methode ($\lambda=1$)	45
Abbildung 3-7: Der sich aus dem SDS-Cycle ergebende Zündhaken	45
Abbildung 4-1: Was ist Applikation? [30].....	46
Abbildung 4-2: Saugrohrdruck- und Momentenmodell in der ECU-Funktionsstruktur	47
Abbildung 4-3: Saugrohrdruckmodell [30]	48
Abbildung 4-4: Nachbildung der ECU-Funktion des Saugrohrdruckmodells mit Simulink	49
Abbildung 4-5: Angleich der von der ECU modellierten Last (EngineLoad_mdl) an die vom Prüfstand gemessenen Last (EngineLoad_calc).....	50
Abbildung 4-6: TOMATO-Zündhakenauswertung	51
Abbildung 5-1: Aufbau der Messtechnik im Fahrzeug	54
Abbildung 5-2: Indizierzündkerze	54
Abbildung 5-3: Erforderliche Zu-, Ab- und Umschaltvorgänge der Zylinderabschaltfunktionalität.....	56
Abbildung 5-4: Toggeln	56
Abbildung 5-5: Toggelvorgang in Abhängigkeit von der Katalysatortemperatur.....	57
Abbildung 5-6: Nicht optimierter Toggelvorgang (Bank 2 zu Bank 1) für einen Vierzylindermotor.....	58
Abbildung 5-7: Vier Möglichkeiten um von Bank 2 auf Bank 1 zu toggeln.....	59

Abbildung 5-8: Toggelvorgang mit positivem Momentensprung	61
Abbildung 5-9: Toggelvorgang mit negativem Momentensprung	62
Abbildung 5-10: Toggelvorgang mit und ohne Kraftstoffanreicherung.....	64
Abbildung 5-11: Optimierter Toggelvorgang	66
Abbildung 5-12: 2-zu-4-Umschaltung.....	67
Abbildung 5-13: ECU-Berechnungsschema einer Zylinderzuschaltung	69
Abbildung 5-14: Optimierte 2-zu-4-Zylinderzuschaltung	71
Abbildung 5-15: 4-zu2-Umschaltung	72
Abbildung 5-16: ECU-Berechnungsschema einer Zylinderabschaltung	72
Abbildung 5-17: Optimierte 2-zu-4-Zylinderzuschaltung ohne Momentenreserve.....	74
Abbildung 6-1: Verbrauchseinsparungspotential der Zylinderabschaltung in der Teillast	76
Abbildung 6-2: Zweizylinderanteil im Stadtverkehr	79
Abbildung 7-1: Durch die NEDC-Simulation erreichte Verbrauchsverbesserung	81

8.2 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1-1: Eigenschaften verschiedener Treibhausgase [6] [8].....	13
Tabelle 1-2: Aufgliederung der Strafzahlung [14].....	16
Tabelle 3-1: Motordaten Fiat Fire 1,4l	36
Tabelle 3-2: Prüfstandsvariation Vierzylindermodus	40
Tabelle 3-3: Prüfstandsvariation Zweizylindermodus.....	44
Tabelle 6-1: Verbrauchsvorteil der ZAS in stationären Teillastpunkten	76
Tabelle 6-2: Verbrauchsanalyse von Stationärmessungen am Rollenprüfstand	77
Tabelle 6-3: Vier- und Zweizylinderanteil im Stadtverkehr (mit und ohne Start/Stop)	78

8.3 Literaturverzeichnis

- [1] Doll N., Niefer H., Lückert P.: Zylinderabschaltung – Ein anspruchsvolles Konzept zur Verbrauchsreduzierung ohne Einbußen an Fahrspaß und Komfort, In: 8. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 1999
- [2] Sandford, M. H., Allen, J., Tudor, R.: Reduced fuel consumption and emissions through cylinder deactivation, SAE Pap. 984014, 1997
- [3] Honda: Variable Cylinder Management (VCM), <http://automobiles.honda.com/odyssey/features.aspx?Feature=vcm>, gesehen am 12. Juni 2011
- [4] Green Car Congress: GM Expands Deployment of Displacement on Demand, http://www.greencarcongress.com/2005/11/gm_expands_depl.html, gesehen am 10. Juni 2011
- [5] CPT – Controlled Power Technologies: Variable Torque Enhancement System, <http://www.cpowert.com/products/vtes.htm>, gesehen am 18. Juni 2011
- [6] www.umweltbewusst-heizen.de: Bedeutung der Treibhausgase für den Treibhauseffekt, <http://www.umweltbewusst-heizen.de/Klimaschutz/Bilanz/Tabelle/Treibhausgase/Treibhausgase-Tabelle-Methan.html>, gesehen am 6. Juni 2011
- [7] European Commission: Change – Treibhausgase verstehen, http://ec.europa.eu/clima/sites/campaign/pdf/gases_de.pdf, gesehen am 5. Juni 2011
- [8] Wiesauer N., Diplomarbeit: Der Klimawandel, http://physicbox.uni-graz.at/bibliothek/wiesauer_klima.pdf, Graz, 2011, gesehen am 18. Juni 2011
- [9] Daten von Messungen im Antarktischen Eiskern Law Dome (bis 1957), Mauna Loa Observatory, Hawaii (ab 1958) US National Oceanic and Atmospheric Administration: Atmosphärische Kohlendioxid-Konzentration bis 2006, <http://www.jjahnke.net>, gesehen am 18. Juni 2011
- [10] Greenpeace: Erwärmt sich die Erde wirklich?, http://www.greenpeace.de/themen/klima/klimawandel/artikel/erwaermt_sich_die_erde_wirklich, gesehen am 18. Juni 2011
- [11] Klimablog: Wetter- und Klima-Vorhersagen und was El Nino damit zu tun hat, <http://www.climateblog.ch/2009/08/14/wetter-und-klima-vorhersagen-und-was-el-nino-damit-zu-tun-hat>, gesehen am 18. Juni 2011
- [12] Eichlseder, H.: Ist die Verbrennungskraftmaschine das Antriebskonzept der Zukunft, Graz, In: Vortrag an der Technischen Universität Graz, Mai 2003
- [13] European Commission: Reducing CO₂ emissions from passenger cars, http://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/cars_en.htm, gesehen am 18. Juni 2011
- [14] EUR-Lex – Der Zugang zum EU-Recht: VERORDNUNG (EG) Nr. 443/2009 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 23. April 2009 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen,

- lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2009:140:0001:0015:DE:PDF, gesehen am 18. Juni 2011
- [15] European Federation for Transport and Environment: OEMs NEDC CO₂ Emissions 2005 – 2008 and targets, T&E Report, September 2009
- [16] Golloch R., Merker G.: Downsizing bei Verbrennungsmotoren, MTZ 02/2005, S. 126 – 131, 2005
- [17] Golloch R.: Downsizing bei Verbrennungsmotoren, Berlin Heidelberg, Springer-Verlag, 2005
- [18] Basshuysen R.: Ottomotor mit Direkteinspritzung, ATZ/MTZ Fachbuch, 2. Auflage, Wiesbaden, 2008
- [19] Pischinger R., Kell M., Sams T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, SpringerWienNewYork, 3. Auflage, September 2009
- [20] Eichlseder H.: Verbrennungskraftmaschinen – Vertiefte Ausbildung, Skriptum der Technischen Universität Graz, Februar 2008
- [21] Eichlseder H., Klüting M., Piock F. W.: Grundlagen und Technologien des Ottomotors, Wien, Springer-Verlag, 2008
- [22] General Motors: GM's „Displacement On Demand“ Technology To Provide Fuel Economy Benefits, <http://archives.media.gm.com/news/releases/010521a.html>, gesehen am 23. Juni, 2011
- [23] Autospeed: Cylinder Deactivation Reborn - Part 2, http://autospeed.com/cms/title_Cylinder-Deactivation-Reborn-Part-2/A_2623/article.html, gesehen am 23. Juni 2011
- [24] Mastrangelo G., Micelli D., Sacco D.: Extremes Downsizing durch den Zweizylinder-Ottomotor von Fiat, MTZ 02/2011, S. 88-95, 2011
- [25] Verband der Automobilindustrie: Neuzulassungen, <http://www.vda.de/de/zahlen/jahreszahlen/neuzulassungen>, gesehen am 28. Juni 2011
- [26] Fraidl G.K., Kapus P.E., Prevedel K., Fühapter A.: DI Turbo: Die nächsten Schritte, In: 28. Wiener Motorensymposium, Wien, 2007
- [27] Kapus P., Spanner C., Graf B., Fraidl G.K.: Zylinderabschaltung am Vierzylinder – eine Alternative zum Zweizylinder?, In: 32. Wiener Motorensymposium, Wien, 2011
- [28] Dobes T., Kapus P., Schöggel P., Jansen H., Bogner E.: CO₂-Reduktion im realen Kundenfahrbetrieb – Einfluss der Motorkalibrierung, In: 29. Wiener Motorensymposium, Wien, 2008
- [29] Fiorenza R., Pirelli M., Torella E., Pallotti P., Kapus P.E., Praesent B., Kokalj G., Pachernek K.W: Variable swirl and internal EGR by VVT application on small displacement 2 valve SI engines: an intelligent technology combination, Fisita F2004V194, 2004
- [30] Schwarzbauer G.: Funktionsoptimierung von Antrieben mit Verbrennungskraftmaschinen, Vortrag an der Technischen Universität Graz, März, 2011
- [31] Büchel M., Thomas M.: Einführung einer Methode zur schnellen Basisbedatung von Motorsteuerungen, In: 3. Internationales Symposium für Entwicklungsmethodik, Wiesbaden, Deutschland, November, 2009

-
- [32] Online Focus: Audi S-Modelle – Sparen auf hohem Niveau,
http://www.focus.de/auto/news/audi-s-modelle-sparen-auf-hohem-niveau_aid_661222.html, gesehen am 9. September 2011
- [33] Auto Motor und Sport: Mercedes SLK 55 AMG auf der IAA – Roadster mit bärenstarkem V8, <http://www.auto-motor-und-sport.de/news/mercedes-slk-55-amg-neuer-roadster-mit-baerenstarkem-v8-3930654.html>, gesehen am 9. September 2011
- [34] Volkswagen Media Services: Wegweisende Effizienztechnologie: Zylinderabschaltung im Vierzylinder, https://www.volkswagen-media-services.com/medias_publish/ms/content/de/pressemitteilungen/2011/09/01/wegweisende_effizienztechnologie.standard.gid-oeffentlichkeit.html, gesehen am 9. September 2011
- [35] Handelsblatt: Zylinderabschaltung in allen Segmenten,
<http://www.handelsblatt.com/auto/test-technik/zylinderabschaltung-in-allen-segmenten/4563924.html>, gesehen am 11. September 2011
- [36] Merker G., Schwarz C., Stiesch G., Otto F.: Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung, Wiesbaden, Teubner Verlag, 2001