



Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Elektronische Zylinderabschaltung zur Verbrauchsverbesserung im Trade-Off mit Emissionszielen und Driveability

Diplomarbeit zur Erlangung des akademischen Grades

Diplomingenieur

Vorgelegt von

Daniel Hilbert

Betreuer TU Graz: Univ.-Prof. Dipl.-Ing Dr. techn. Helmut Eichlseder

Dipl.-Ing. Dr. techn. Peter Grabner

Betreuer AVL: Dipl.-Ing. Christian Spanner

Dipl.-Ing. Peter Pötscher

Ausgabedatum: 07.01.2013

Abgabedatum: 20.08.2013

Vorwort

Diese Diplomarbeit entstand in Zusammenarbeit mit der AVL List GmbH während meiner Tätigkeit im Unternehmen als studentischer Mitarbeiter und Diplomand im Fachbereich Development Gasoline Engine. Besonderen Dank gebührt meinem Erstprüfer Univ.-Prof. Dipl.-Ing Dr. techn. Helmut Eichseder, der diese Arbeit bewilligte und Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Peter Grabner, der die Betreuung dieser Diplomarbeit seitens des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik übernommen hat.

Ebenso zu großem Dank verpflichtet bin ich meinen Betreuern Dipl.-Ing. Christian Spanner und Dipl.-Ing. Peter Pötscher, die mich während der Durchführung dieser Diplomarbeit in der AVL List GmbH jederzeit unterstützt haben.

Ein weiterer besonderer Dank gilt natürlich meinen Eltern, die mich während meiner gesamten Ausbildungs- und Studienzeit immer unterstützt und gefördert haben und den nötigen Rückhalt dafür gewährten.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	III
Inhaltsverzeichnis	IV
Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen.....	VI
Eidesstattliche Erklärung	IX
Kurzfassung.....	X
Abstract	X
1. Argumente für wirksame CO ₂ -Grenzwerte bei Personenkraftwagen.....	1
1.1. Treibhausemissionen	1
1.2. Kohlenstoffdioxid CO ₂ als Treibhausgas	2
1.3. Allgemeine Regelung innerhalb der Europäischen Union	5
1.4. Ausnahmeregelungen für Hersteller mit geringen Zulassungszahlen.....	6
2. Abgasgesetzgebung	8
2.1. New European Driving Cycle (NEDC).....	8
2.2. Federal Test Procedure (FTP75)	9
2.3. Aussagekraft der Fahrzyklen	9
2.4. Prüfanordnung.....	11
3. Downsizing.....	12
3.1. Grundlagen Downsizing	12
3.2. Statisches und Dynamisches Downsizing	13
3.2.1. Reduzierung des Motorhubvolumens	13
3.2.2. Mitteldrucksteigerung.....	13
3.2.3. Dynamisches Downsizing durch Zylinderabschaltung	14
4. Theorie der Zylinderabschaltung.....	16
4.1. Der indizierte Wirkungsgrad.....	16
4.1.1. Wandwärmeverluste	16

4.1.2.	Ladungswechselverluste	17
4.2.	Mechanische Verluste.....	18
4.3.	Auswirkungen auf den Verbrauch.....	19
4.4.	Zylinderabschaltung – Stand der Technik	20
4.4.1.	Mechanische Zylinderabschaltung	22
4.4.2.	Elektronische Zylinderabschaltung	22
4.4.3.	Umsetzung am Fahrzeug.....	25
	<i>Ein- und Auslassphasenschieber</i>	25
	<i>Abgasführung</i>	29
	<i>Aufladung und Antriebsstrang</i>	29
4.5.	Beschreibung der Umschaltstrategie	30
5.	Durchführung der Messungen am Rollenprüfstand.....	33
5.1.	Rasterung am Rollenprüfstand.....	33
5.2.	Umschalthysterese.....	36
5.3.	Auswertung und Ergebnisse NEDC-Test	38
5.4.	Auswertung und Ergebnisse FTP75-Test	41
5.5.	FTP75-Test mit Purge Funktion.....	44
5.5.1.	Prinzipieller Aufbau des Purge-Systems	44
5.5.2.	Auswertung und Ergebnisse Purge-Test.....	45
6.	Zusammenfassung	48
7.	Verzeichnisse.....	50
7.1.	Abbildungsverzeichnis	50
7.2.	Literaturverzeichnis.....	53

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

b_e	g/kWh	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
D	m	Bohrung
H_u	kJ/kg	spezifischer Heizwert (früher: unterer Heizwert)
i	–	Anzahl der Arbeitsspiele pro Kurbelwellenumdrehung
L_{\min}	–	Mindestluftbedarf
m_B	kg	Kraftstoffmasse
m_L	kg	Luftmasse
M	Nm	Drehmoment
n	1/min	Motordrehzahl
P_e	kW	effektive Leistung
p_{me}	bar	effektiver Mitteldruck
p_L	bar	Luftdruck
R_L	J/kgK	spezifische Gaskonstante für Luft
s	m	Hub
T_L	°C	Lufttemperatur
V_h	m ³	Zylinderhubvolumen
V_H	m ³	Motorhubvolumen
W_e	J	effektive Arbeit
W_i	J	indizierte Arbeit
$W_{i,iLw}$	J	indizierte Arbeit mit idealem Ladungswechsel
$W_{i,mWw}$	J	indizierte Arbeit mit Wandwärmeverlusten
$W_{i,oWw}$	J	indizierte Arbeit mit realem Verbrennungsablauf ohne Wandwärmeverluste
z	–	Zylinderanzahl

Griechische Formelzeichen

η_e	–	effektiver Wirkungsgrad
η_g	–	Gütegrad
η_i	–	indizierter Wirkungsgrad
η_m	–	mechanischer Wirkungsgrad
η_v	–	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors
$\Delta\eta_{Bb}$	–	Blow-by Verluste
$\Delta\eta_g$	–	Gütegradverluste
$\Delta\eta_{Lw}$	–	Ladungswechselverluste
$\Delta\eta_m$	–	mechanische Verluste
$\Delta\eta_{rL}$	–	Verluste durch reale Ladung
$\Delta\eta_{rV}$	–	Verluste durch reale Verbrennung
$\Delta\eta_{uV}$	–	Verluste durch unvollständige bzw. unvollkommene Verbrennung
$\Delta\eta_{Ww}$	–	Wandwärmeverluste
λ	–	Luftverhältnis, Luftzahl
λ_l	–	Liefergrad
ρ_L	kg/m ³	Luftdichte

Weitere Indizes und Abkürzungen

AKF	Aktivkohlefilter
ARTEMIS	Assessment and Reliability of Transport Emission Models and Inventory Systems
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption
CD	Cylinder Deactivation
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
CVS	Constant Volume Sampling
DSG	Direktschaltgetriebe
eCDA	Electronical Cylinder De-Activation
EU	Europäische Union
FTP	Federal Test Procedure
HC	Kohlenwasserstoff
HWFET	High-Way Fuel Economy Test
IAA	Internationale Automobil Ausstellung
IEA	Internationale Energie Agentur
NEDC	New European Driving Cycle
NMHC	Non Methane Hydrocarbons
NMOG	Non Methane Organic Gases
NO _x	Stickstoffoxide
NVH	Noise Vibration Harshness
NW	Nockenwellen
PKW	Personenkraftwagen
PM	Partikelmasse
PN	Partikelanzahl
STST	Start-Stopp
SUV	Sport Utility Vehicle
TDC	Top Dead Centre
THC	Total Hydro-Carbons
ULEV	Ultra-Low-Emission Vehicle
WLTP	Worldwide Harmonized Light Duty Test Procedure
ZAS	Zylinderabschaltung

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

.....

(Daniel Hilbert)

Kurzfassung

Die weltweit immer schärfer werdenden Abgasgesetzgebungen, vor allem in der Europäischen Union und den USA, stellen die Fahrzeughersteller immer wieder vor neue Herausforderungen. Besonders Premiumhersteller mit ihren großen Limousinen stehen vor dem Problem, mit Fokus auf den von der EU angedrohten Strafzahlungen, den CO₂-Ausstoß ihrer Fahrzeuge unter die gesetzlich vorgeschriebenen Grenzwerte zu minimieren. In dieser Arbeit soll eine elektronische Zylinderabschaltung, bei der die Einspritzung einer Zylinderbank deaktiviert werden kann, anhand eines bestehenden, großvolumigen V6-Motors untersucht werden. Ziel ist es, mithilfe dieser Funktion eine Verbrauchsverbesserung im Vergleich zum Originalfahrzeug zu erreichen, ohne dass sich die Emissionswerte drastisch verschlechtern bzw. die Grenzwerte überschritten werden. Die Vermessung des Gesamtfahrzeugs findet auf einem PKW-Rollenprüfstand statt, mit dem die vom Kunden vorgeschriebenen Fahrzyklen abgearbeitet werden sollen. Die dabei gesammelten Emissionsergebnisse werden ausgewertet und analysiert und dienen als Grundlage für den Verbrauchsvergleich zwischen 6- und 3-Zylinder-Betrieb. Gegebenenfalls sollen Veränderungen von einzelnen Abgaskomponenten dokumentiert und genauer untersucht werden.

Abstract

The world-wide ever more strict emission standards, especially in the European Union and the US, pose new challenges to the vehicle manufacturers. Particularly manufacturers of big sedans face the problem to reduce CO₂-emissions below the legal limits, due to the threatened penalty payments from the EU. In this master thesis an electronic cylinder de-activation, where the injection on one cylinder bank can be turned off, based on an existing large-volume V6 engine should be investigated. The aim is to reach a consumption improvement without worsening emission results and/or exceed emission limits, compared to the original engine. The measurements of the vehicle will take place on a chassis dynamometer, where driving cycles will be processed. The collected emission results will be analyzed and used as a basis for comparing fuel-consumption between 6- and 3-cylinder- mode. If applicable, changes of individual exhaust components should be documented and investigated.

1. Argumente für wirksame CO₂-Grenzwerte bei Personenkraftwagen

Der Klimaschutz ist eine der größten ökologischen und sozialen Herausforderungen der Gegenwart. Laut internationalen Klimawissenschaftlern müssen spätestens ab 2020 die weltweiten Treibhausgasemissionen wieder sinken, damit die globale Erwärmung auf ca. 2°C, bezogen auf die vorindustrielle Zeit, beschränkt bleibt. Gleichzeitig gibt es aber auch eine Prognose der Internationalen Energieagentur (IEA) die vorhersagt, dass es zu einer Verdopplung des Fahrzeugmarktes auf 1,7 Milliarden Fahrzeuge bis 2035 kommt [1].

1.1. Treibhausemissionen

Allgemein unterscheidet man zwischen natürlichen Emissionen (Vulkane, Waldbrände, Flora und Fauna, Meeresoberfläche) und vom Menschen verursachten, anthropogenen Emissionen (Industrie, Verkehr, Hausbrand, Verbrennung von Biomasse).

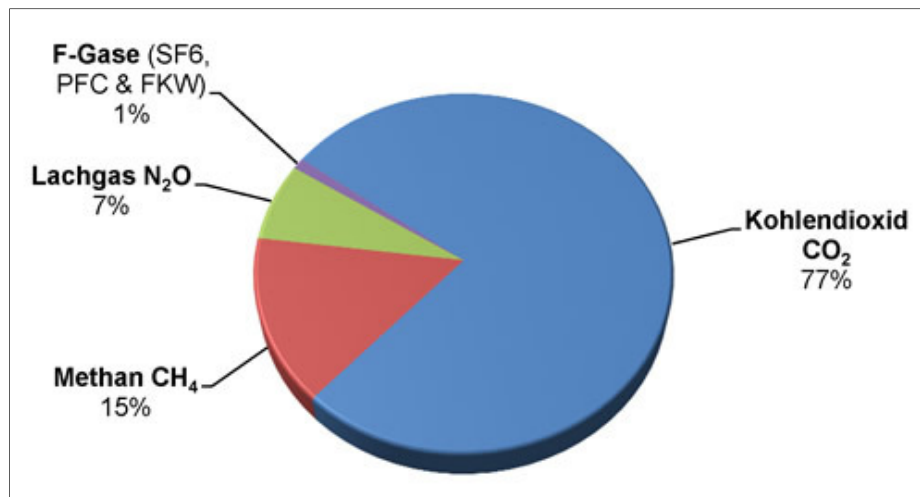


Abbildung 1: Stoffliche Zusammensetzung der globalen anthropogenen Treibhausgasemissionen (als CO₂-Äquivalente) [2]

Wie in Abbildung 1 zu sehen, ist das Kohlendioxid CO₂ mit 77% die bestimmende Größe. Insgesamt können die globalen, anthropogenen Treibhausgasemissionen mit 44,2 Gt CO₂-Äquivalent angegeben werden. Diese setzen sich aus 34 Gt CO₂, 0,32 Gt CH₄ und 0,01 Gt N₂O zusammen [2].

Abbildung 2 zeigt die globalen natürlichen und anthropogenen Treibhausgasemissionen nach Sektoren gegliedert. Der für diese Arbeit relevante, näher betrachtete Sektor Straßenverkehr liegt mit ca. 10,5 % an sechster Stelle der anthropogenen Treibhausgasemissionen.

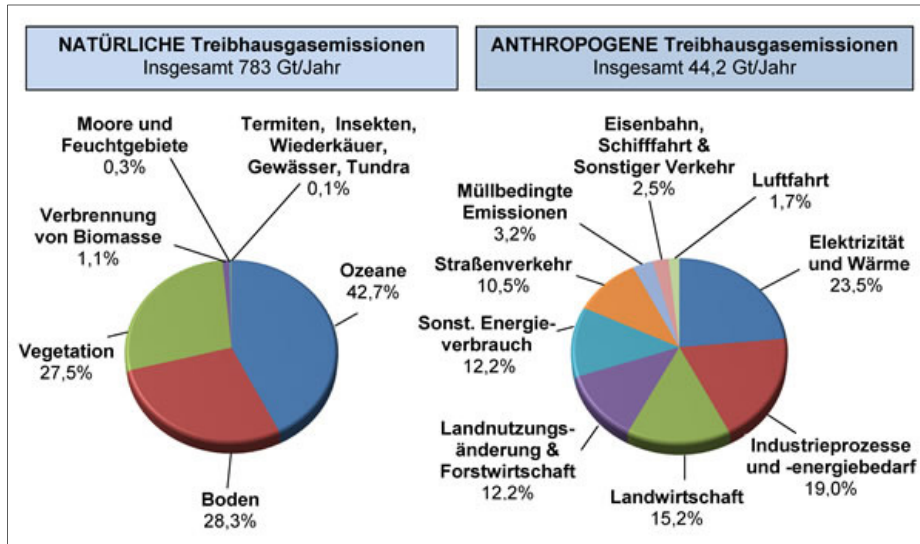


Abbildung 2: Aufteilung der globalen jährlichen Treibhausgasemissionen [2]

1.2. Kohlenstoffdioxid CO₂ als Treibhausgas

CO₂ ist neben Methan und Lachgas und weiteren, mengenmäßig untergeordneten Gasen zur Gruppe der Treibhausgase zu zählen. Treibhausgase verhindern die Rückstrahlung eines Teils der Wärmestrahlung der Sonne und sorgen so dafür, dass die Erdoberfläche eine durchschnittliche Temperatur von ca. 15°C aufweist. Anthropogene Treibhausgasemissionen stören das natürliche Gleichgewicht, wodurch es zu einer überdurchschnittlichen Erwärmung der Erdoberfläche kommt. Abbildung 3 zeigt die durchschnittliche Erhöhung der Erdoberflächentemperatur, ermittelt aus den gemessenen Daten verschiedener Institute und Wetterämter. Zu beobachten ist der Anstieg der Temperatur um ca. 0,9 °C in den letzten 60 Jahren.

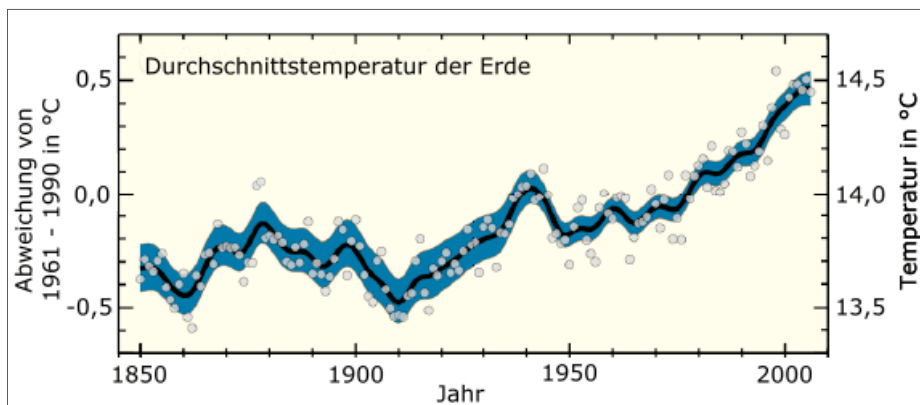


Abbildung 3: Beobachtete Änderung der durchschnittlichen Temperatur der Erdoberfläche [3]

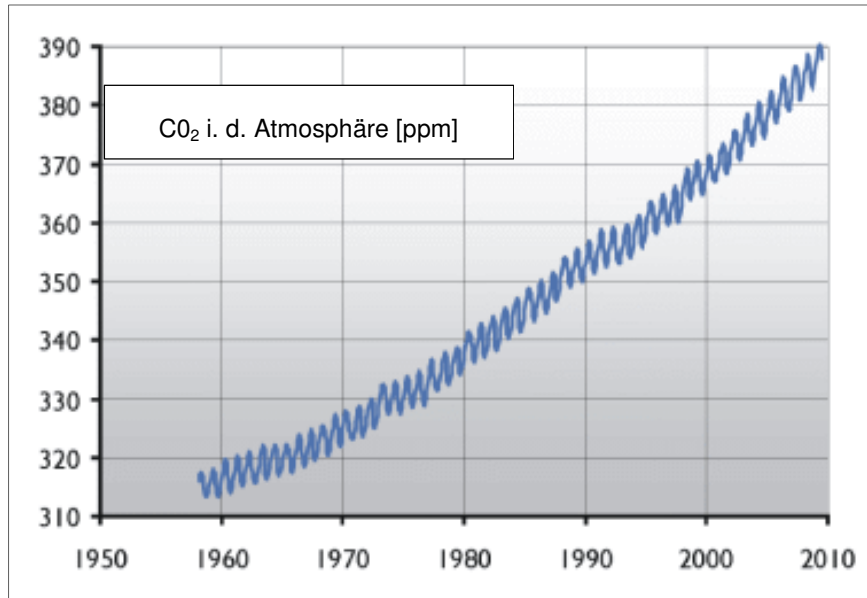


Abbildung 4: Zunahme des Kohlendioxids in der Erdatmosphäre [3]

Betrachtet man Abbildung 3 und Abbildung 4 miteinander, so ist ein deutlicher Zusammenhang zwischen der Temperaturerhöhung und dem Anstieg des Kohlendioxids in der Erdatmosphäre zu erkennen. Der ungewöhnliche „Sägezahn“-Verlauf des in der Atmosphäre vorhandenen Kohlendioxids (Abbildung 4) ist auf den Sommer-Winter-Wechsel der Jahreszeiten auf der Nordhalbkugel zurückzuführen. Im Sommer wird weniger CO₂ in die Atmosphäre abgegeben, da es in den Bäumen gebunden wird. Im Winter hingegen ist dies aufgrund der fehlenden Blätter nicht mehr möglich, daher kommt es zu einem Anstieg der CO₂-Werte.

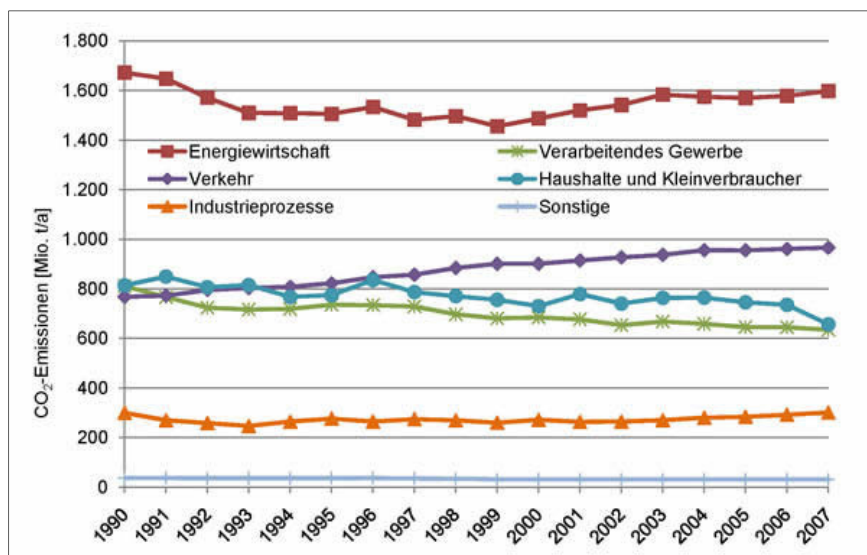


Abbildung 5: Sektorenvergleich der CO₂-Emissionen in der EU [2]

Wie in Abbildung 5 zu sehen ist, kam es in letzten 20 Jahren zu einem deutlichen, kontinuierlichen Anstieg der CO₂-Emissionen im Verkehrssektor, während in anderen Sektoren die Emissionen ungefähr gleichblieben bzw. sogar reduziert wurden. Zurückzuführen ist dieser Verlauf auf das wachsende Verkehrsaufkommen und die Zunahme der absoluten Fahrzeuganzahl in der EU. Somit ist die Europäische Union gefordert, Regelungen zu entwickeln um den Trend der globalen Erwärmung entgegenzusteuern und fordert von den Fahrzeugherstellern nun strengere CO₂-Grenzwerte für ihre PKW einzuhalten.

1.3. Allgemeine Regelung innerhalb der Europäischen Union

Im April 2009 wurden von der Europäischen Union (EU) die Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen (PKW) mit dem Ziel der CO₂-Reduktion festgelegt. Bis 2012 hätte der durchschnittliche CO₂-Grenzwert auf 130 g/km gesenkt werden sollen. Ab 2012 bis 2015 muss jeder Fahrzeughersteller für einen bestimmten Prozentsatz seiner Neuwagenflotte den durchschnittlichen Grenzwert von 130 g/km einhalten. Der zu erreichende Zielwert wird dabei für jedes Fahrzeug eines Herstellers in Abhängigkeit vom Fahrzeuggewicht berechnet und über alle zugelassenen Fahrzeuge eines Herstellers gemittelt; eine höhere (Flotten-) Masse ergibt einen höheren Zielwert, eine geringere einen niedrigeren. Dieser Grenzwert gilt für folgende Anteile der Neuwagenflotte eines jeden Herstellers wobei der Anteil bis 2015 kontinuierlich erhöht wird [4].

- 65% ab 2012
- 75% ab 2013
- 80% ab 2014
- 100% ab 2015

Falls es zu Überschreitungen der CO₂-Grenzwerte kommen sollte, hat man sich auf folgende Strafzahlungen je verkauftem Fahrzeug geeinigt:

- 5€ für das 1. Gramm
- 15€ für das 2. Gramm
- 25€ für das 3. Gramm

Ab dem 4. Gramm CO₂-Grenzwertüberschreitung droht eine Strafe von 95 €/Gramm. Ab 2018 soll diese Strafe schon ab dem 1. Gramm gelten. Die Fahrzeughersteller sind daher angehalten, verbrauchsärmere und sparsamere Fahrzeuge auf den Markt zu bringen bzw. Premiumhersteller so viel CO₂ wie möglich einzusparen, um die Strafzahlungen so gering wie möglich zu halten. Auf Drängen vor allem der deutschen Autolobby (BMW, Audi, Mercedes), die es mit ihren schweren Fahrzeugen schwieriger haben diese Grenzwerte einzuhalten, wurde von der EU-Kommission eine Berechnungsformel erstellt, die das Verhältnis von CO₂-Emission und Fahrzeuggewicht berücksichtigt. Personenkraftwagen mit einer Masse von 1.372 kg müssen dabei mit 130 g/km gerechnet werden [5].

$$\text{Spezifische CO}_2 - \text{Emissionen} = 130 + a \cdot (M - M_0)$$

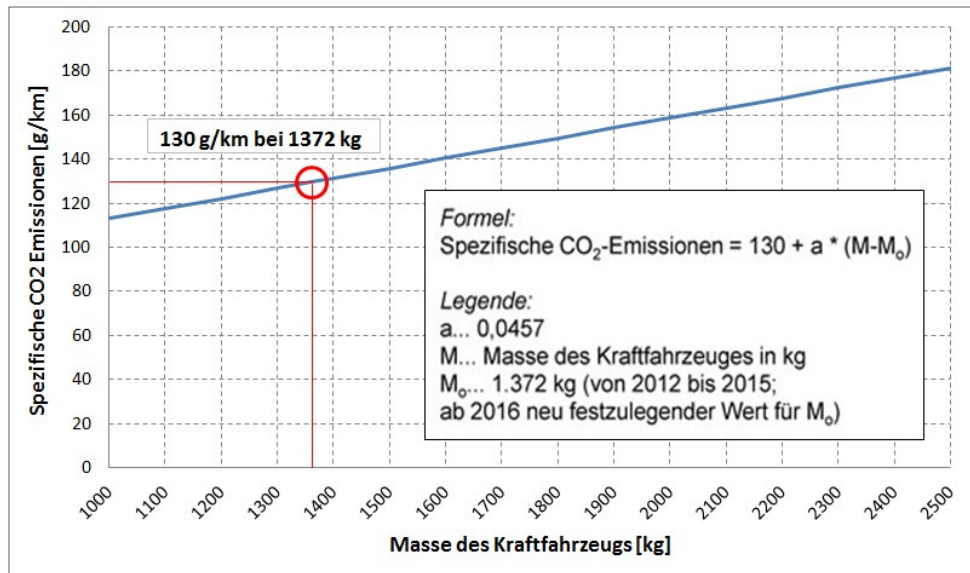


Abbildung 6: Zulässige spez. CO₂-Emissionen in Abhängigkeit von der Kraftfahrzeugmasse [2]

1.4. Ausnahmeregelungen für Hersteller mit geringen Zulassungszahlen

Für Klein- und Nischenhersteller wurden Sonderregelungen getroffen, da der Beitrag den diese Hersteller zu den CO₂-Emissionen des PKW-Sektors leisten, vernachlässigbar ist. Diese Tatsache soll aber diese Hersteller nicht entlasten und von ihrer Verpflichtung, Emissionen zu minimieren, entbinden. Grundsätzlich gibt es zwei große Gruppen, in die die einzelnen Hersteller eingeteilt werden, bis 10.000 Neuzulassungen pro Jahr und bis zu 300.000 Neuzulassungen pro Jahr. Mit der Europäischen Union wurde vereinbart, die CO₂-Emissionen um 25% im Vergleich zum Basisjahr 2006 zu minimieren [5].

Trotzdem werden auch diese Hersteller versuchen die CO₂-Emissionen so gering wie möglich zu gestalten, da auch bei den Kunden der Fahrzeugindustrie der sogenannte „Pelzmanteleffekt“ auftritt. In der Öffentlichkeit einen Pelzmantel zu tragen stößt aufgrund des immer stärker auftretenden Umweltbewusstseins der Bevölkerung auf Widerspruch. Trotzdem wird es immer wieder Personen geben die sich einen Pelz kaufen werden, diesen aber aufgrund der breiten öffentlichen Ablehnung eher im Schrank hängen haben als ihn zu tragen. Ähnlich verhält es sich mit den großen und schweren Fahrzeugen der Premiumhersteller. Öffentlich als „Spritfresser“ und „Umweltverschmutzer“ an den Pranger gestellt, wird es immer schwieriger solche Fahrzeuge zu verkaufen. Deshalb versucht man auch in diesem Segment mit allen möglichen Maßnahmen die CO₂-Emissionen zu minimieren, um sich in der Öffentlichkeit als umweltbewusstes und innovatives Unternehmen zu präsentieren.

Würde man nach der allgemeinen Regelung das zu untersuchende Fahrzeug (Limousine mit großvolumigem V6-Ottomotor) bewerten, so müsste bei einer ungefähren Fahrzeugmasse von 1770 kg eine spezifische CO₂-Emission von 148 g/km erreicht werden.

$$\text{Spezifische CO}_2\text{-Emissionen} = 130 + 0,0457 \cdot (1.770 \text{ kg} - 1.372 \text{ kg}) = 148 \frac{\text{g}}{\text{km}}$$

Dies würde zum jetzigen Zeitpunkt (aktueller NEDC-Verbrauch: 229 g CO₂/km, siehe Kapitel 5.3) einer Strafzahlung von 7.455,- € entsprechen.

$$\text{Strafzahlung} = 5 \text{ €} + 15 \text{ €} + 25 \text{ €} + 95 \text{ €} \cdot \left(229 \frac{\text{g}}{\text{km}} - 148 \frac{\text{g}}{\text{km}} - 3 \frac{\text{g}}{\text{km}} \right) = 7.455 \text{ , - €}$$

Da es im Jahr 2011 aber in Europa nur knapp 27.000 Neuzulassungen gab, fällt dieser Premiumhersteller unter die oben genannten Ausnahmeregelungen [6]. Laut dem CO₂-Monitoring Österreich hatte dieser Hersteller im Jahre 2006 durchschnittlich 260 g/km CO₂. Das bedeutet, unter Betracht der 25% Minimierung, müsste das Fahrzeug ab 2012 eine spezifische CO₂-Emission von 195 g/km aufweisen, um etwaigen Strafzahlungen zu entgehen.

$$\text{Spezifische CO}_2\text{-Emissionen} = 260 \frac{\text{g}}{\text{km}} - 260 \frac{\text{g}}{\text{km}} \cdot 0,25 = 195 \frac{\text{g}}{\text{km}}$$

2. Abgasgesetzgebung

Aufgrund des steigenden Verkehrsaufkommens wurden in den letzten Jahrzehnten vermehrt gesetzliche Bestimmungen zur Begrenzung von Abgasemissionen erlassen. Die Basis für gesetzliche Abgasbestimmungen bei PKW bildet ein auf einem Rollenprüfstand zu absolvierender Prüfzyklus. Dieser Zyklus ist ein vorgegebener zeitlicher Verlauf der Fahrgeschwindigkeit über einer definierten Wegstrecke, die der PKW durchfahren muss und in dem die Masse der emittierten Schadstoffe zu bestimmen ist, die dann auf die zurückgelegte Wegstrecke bezogen wird [7].

2.1. New European Driving Cycle (NEDC)

Seit 1. Januar 1996 erfolgt in der Europäischen Union die Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs im New European Driving Cycle (NEDC). Der genormte Fahrzyklus dauert insgesamt 1180 s, aufgeteilt in einen vier Mal zu durchfahrenden City-Zyklus (städtische Bedingungen) und in einen Überland-Zyklus (außerstädtische Bedingungen). Während des Testablaufs sind Zusatzaggregate (z.B. Klimaanlage, Fahrtlicht) abgeschaltet, um den Verbrauch so günstig wie möglich darzustellen. Aufgrund dieser Tatsache und wegen des synthetisch erzeugten Fahrprofils (lineare Beschleunigungen und Verzögerungen) wird dem NEDC-Test zugeschrieben, keine realen Abgas- und Kraftstoffverbrauchskennwerte zu liefern. Ein weiterer maßgeblicher Einflussfaktor ist der Fahrwiderstand, der sich aus Luft- und Rollwiderstand des Fahrzeugs zusammensetzt. Der in einem Ausrollversuch experimentell bestimmte Gesamtwiderstand kann in der Fahrpraxis deutlich höher sein und somit den realen Verbrauch negativ beeinflussen.

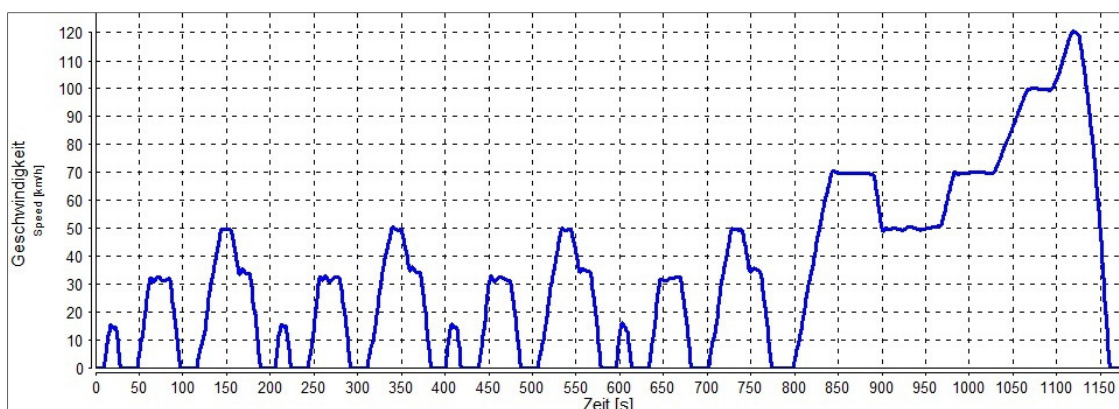


Abbildung 7: gemessenes Geschwindigkeitsprofil New European Driving Cycle (NEDC)

2.2. Federal Test Procedure (FTP75)

Wie in Abbildung 8 zu sehen ist, weist der FTP75-Zyklus eine sehr viel stärkere Dynamik auf, da er nicht wie der NEDC-Zyklus synthetisch erzeugt wurde sondern im realen Verkehr in Los Angeles aufgenommen wurde. Der Test gliedert sich in 3 Teile; den Kaltstart, die transiente Phase und nach einer 10-minütigen Pause wird noch einmal derselbe Geschwindigkeitsverlauf wie im Kaltstartteil gefahren, hier jedoch mit heißem Motor.

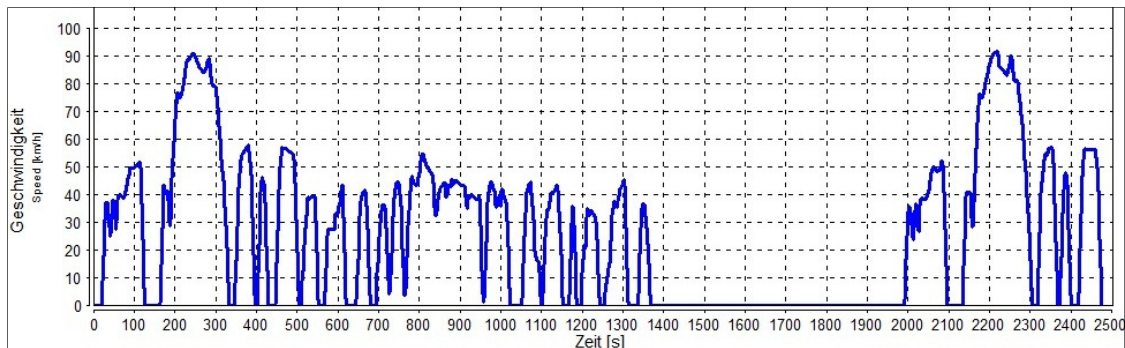


Abbildung 8: gemessenes Geschwindigkeitsprofil Federal Test Procedure (FTP75)

Da die Abgasgesetzgebung in Amerika und Europa andere Grenzwerte vorschreibt und auch die Fahrzyklen die zur Bewertung herangezogen werden unterschiedlich sind, können die Emissionsergebnisse nicht miteinander verglichen werden. Dadurch ist es notwendig, für unterschiedliche Länder- und Gesetzesvorgaben unterschiedliche Testprozeduren am Rollenprüfstand abzuarbeiten.

2.3. Aussagekraft der Fahrzyklen

Trotzdem stellen diese genormten Fahrzyklen nur Durchschnittsprofile dar, die oft nicht mit dem Fahrprofil der Kunden übereinstimmen. Die Emissionen und der Verbrauch bei höheren Geschwindigkeiten über 120 km/h werden vollständig vernachlässigt. Auch die Beschleunigungsphasen lassen sich teilweise, vor allem im NEDC, nur schwer mit der Realität vergleichen. Ebenfalls verfälschen die unterschiedlichen Getriebearten, Schalt- oder Automatikgetriebe, das Ergebnis, da z.B. im Prüfzyklus bei Automatikgetrieben die Getriebesteuerung immer mit dem verbrauchsgünstigsten Gang fährt. Bei Schaltgetrieben wird die Wahl des Ganges vorgegeben, da davon auszugehen ist, dass der Durchschnittsfahrer nicht immer im verbrauchsgünstigsten Gang und somit zu hochtourig fährt. Deshalb versucht auch die EU in der Zukunft einen realistischeren Fahrzyklus zu entwickeln und einzusetzen. Hier seien kurz der WLTP-Zyklus (Worldwide Harmonized

Light Duty Test Procedure) und der ARTEMIS-Zyklus (Assessment and Reliability of Transport Emission Models and Inventory Systems) erwähnt, die mit ihren höheren Geschwindigkeiten und schnelleren Beschleunigungen realistischere Verbrauchs- und Emissionswerte liefern als z.B. der NEDC-Zyklus.

Ein ähnliches Problem besteht in den USA mit dem FTP75-Zyklus. Hier wird versucht die Emissionen und Verbräuche bei höheren Geschwindigkeiten, wie sie bei Autobahn- und Überlandfahrten vorkommen, durch den US-Highway-Zyklus, den US06-Zyklus oder den HWFET-Zyklus (High-Way Fuel Economy Test) real darzustellen.

2.4. Prüfanordnung

Das Fahrzeug wird mit der angetriebenen Achse auf einen Rollensatz gestellt, welcher entsprechend dem Fahrwiderstand (Roll-, Luftwiderstand) gebremst wird. Der Beschleunigungswiderstand wird durch einen Schwungmassensatz dargestellt.

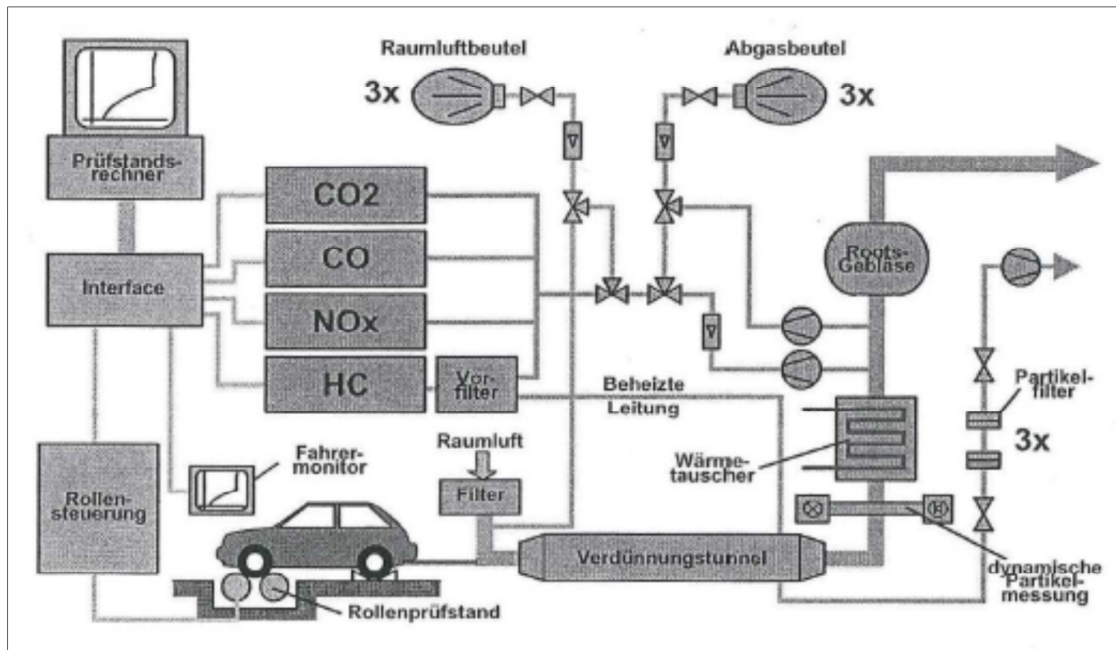


Abbildung 9: Funktionsschema PKW-Rollenprüfstand [8]

Für die Bestimmung der im Prüfzyklus emittierten Abgasmasse wird weltweit das sogenannte CVS-Verfahren (Constant Volume Sampling) vorgeschrieben. Das gesamte, während eines Prüfzyklus anfallende Abgas wird mit Frischluft durch ein Gebläse zu einem Strom mit gleichbleibendem Durchsatz verdünnt, um Kondensatprobleme und etwaige Nachreaktionen des Abgases während der Probensammlung zu vermeiden. Das Abgas wird dabei in ständig wechselndem Verhältnis verdünnt (entsprechend Last und Drehzahl). Aus der Verdünnungsluft und aus dem Abgas-Luftgemisch werden während dem gesamten Prüfzyklus mit konstantem Volumenstrom Proben entnommen und in Beuteln gesammelt. Daraus können mit Hilfe des Abgasstromes die Massenemissionen in g/Test oder g/km ermittelt werden. Die Vorgangsweise und die Prüfstandseinstellungen sind für die unterschiedlichen Fahrzyklen gesetzlich geregelt [7].

3. Downsizing

Die wichtigsten Faktoren in der heutigen Motorenentwicklung sind neben der Schadstoffreduktion auch die Minimierung des Kraftstoffverbrauchs. Eine Steigerung des motorischen Wirkungsgrades ist daher notwendig. Dies kann entweder durch verbrauchssenkende Maßnahmen (z.B. Reibungsminimierung, Verminderung der Ladungswechsel- und Wandwärmeverluste) oder durch Verlagerung der Motorbetriebspunkte in wirkungsgradgünstigere Kennfeldbereiche erfolgen.

3.1. Grundlagen Downsizing

Eine Möglichkeit ist, die Betriebspunkte in Richtung höherer Mitteldrücke zu verlagern. Da das vom Motor zur Überwindung der Fahrwiderstände bereit zu stellende Drehmoment proportional zum Produkt aus Mitteldruck und Hubvolumen ist, führt die Reduzierung des Hubvolumens („Downsizing“) zur gewünschten Lastpunktverschiebung. Der Mitteldruck muss jedoch entsprechend angehoben werden, um das gleiche geforderte Drehmoment zur Verfügung zu stellen. Motoren die trotz eines kleineren Hubvolumens über eine hohe Leistungsdichte verfügen, werden als „Downsizing-Konzepte“ bezeichnet.

$$\frac{P_e}{V_H} = i \cdot n \cdot p_{me}$$

Eine Steigerung der Leistungsdichte lässt sich also durch Anhebung der Nenndrehzahl oder durch Erhöhung des effektiven Mitteldruckes erreichen. Eine Erhöhung des Faktors i , der die Zahl der Arbeitstakte pro Kurbelwellenumdrehung ($i = 0,5$ beim Viertakt- und $i = 1$ beim Zweitaktmotor) angibt, ist nicht durchführbar, ohne vom Konzept des Viertaktmotors abzuweichen. Im Gegensatz dazu kann die Drehmomentdichte nur durch Steigerung des effektiven Mitteldrucks erhöht werden.

$$\frac{M}{V_H} = p_{me} \cdot \frac{i}{2\pi}$$

Daraus folgt, dass es beim Downsizing aufgrund der Reduzierung des Hubvolumens entweder zu einer Verlagerung der Betriebspunkte im Motorkennfeld Richtung höherer Mitteldrücke (Hochlastkonzept) oder höherer Drehzahlen (Hochdrehzahlkonzept) kommen muss, um die geforderte Leistung darzustellen. Wie schon der Name sagt, verlagern sich bei einem Hochdrehzahlkonzept die Betriebspunkte Richtung höherer Drehzahlen. Da jedoch der Wirkungsgrad des Motors bei konstanter Last mit steigender Drehzahl aufgrund der

ansteigenden mechanischen Verluste stark abnimmt, sind solche Hochdrehzahlkonzepte nicht zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs geeignet. Die mit dem Begriff Downsizing verbundene Verbrauchsabsenkung kann daher nur mit Hochlastkonzepten umgesetzt werden.

3.2. Statisches und Dynamisches Downsizing

3.2.1.Reduzierung des Motorhubvolumens

Unter Downsizing versteht man allgemein die Verkleinerung des Motorhubvolumens. Man unterscheidet jedoch zwischen statischem und dynamischem Downsizing. Beim statischen Downsizing wird das Hubvolumen bereits während der Motorauslegung festgelegt und kann im Nachhinein nicht mehr verändert werden. Im Gegensatz dazu gibt es das dynamische Downsizing, bei dem das Hubvolumen dem jeweiligen Drehmomentbedarf angepasst werden kann. Darunter fallen Motoren mit Zylinderabschaltung, bei denen im Teillastbetrieb mehrere Zylinder deaktiviert werden können.

$$V_H = z \cdot V_h = z \cdot \frac{D^2 \cdot \pi \cdot s}{4}$$

Wie aus der obigen Formel ersichtlich, kann die Reduzierung des Motorhubvolumens entweder durch Reduzierung der Zylinderanzahl oder durch Minimierung des Zylinderhubvolumens erreicht werden. Hierbei stellt die Verminderung der Zylinderanzahl eine weitaus günstigere Maßnahme dar, da die eigentliche Brennraumgeometrie des Motors nicht verändert werden muss wie es im Falle einer Verkleinerung des Zylinderhubvolumens nötig wäre.

3.2.2.Mitteldrucksteigerung

Der effektive Mitteldruck wird von zahlreichen Größen beeinflusst, kann aber im Sinne des Downsizings nur durch Änderung einer Größe sinnvoll und verbrauchsverbessernd erhöht werden. Dazu ist es notwendig sich kurz mit den Einflussgrößen zu befassen.

$$W_e = p_{me} \cdot V_h = m_B \cdot H_u \cdot \eta_i \cdot \eta_m$$

Für die eingebrachte Kraftstoffmasse gilt allgemein

$$m_B = \frac{m_L}{\lambda \cdot L_{min}}$$

Die Masse der in den Zylinder eingebrachten Luft ist von der Luftdichte, dem Brennraumvolumen und dem Liefergrad abhängig.

$$m_L = \rho_L \cdot V_h \cdot \lambda_l$$

Daraus folgt für den effektiven Mitteldruck:

$$p_{me} = \rho_L \cdot \frac{H_u}{L_{min}} \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \lambda_l$$

Zur Erreichung eines hohen effektiven Mitteldruckes sind ein hoher Liefergrad sowie hohe mechanische und innere Wirkungsgrade erforderlich. Die am besten durchführbare Maßnahme stellt hierbei die Erhöhung der Dichte der einströmenden Luft durch Einsatz einer Aufladung dar. Da die Lufttemperatur aufgrund der Kompression ansteigt, ist es sinnvoll die Ladeluft zu kühlen, um eine weitere Steigerung der Ladungsdichte zu ermöglichen.

$$\rho_L = \frac{p_L}{R_L \cdot T_L}$$

3.2.3. Dynamisches Downsizing durch Zylinderabschaltung

Normalerweise werden Motoren mit großem Hubvolumen häufig im unteren Teillastbereich betrieben. Vor allem bei Ottomotoren kommt es in diesem Bereich aufgrund der Drosselsteuerung zu hohen Ladungswechselverlusten. Eigentlich würden hier weniger Zylinder genügen um die gewünschte Leistung zu erreichen. Deshalb wird ein Teil der Zylinder automatisch stillgelegt, d.h. die Betätigung der Ein- und Auslassventile und die Einspritzung werden deaktiviert. Dadurch fallen die Ladungswechselverluste der abgeschalteten Zylinder weg und die aktiven Zylinder können bei höherer Last betrieben werden, was zu einer Entdrosselung führt. Die aktiven Zylinder werden auf einem erhöhten Lastniveau betrieben, sodass der Kraftstoffverbrauch durch diese Lastpunktverschiebung positiv beeinflusst wird. Die Abschaltung hat so zu erfolgen, dass konstante Zündabstände eingehalten werden, um das NVH-Verhalten nicht noch ungünstiger zu gestalten.

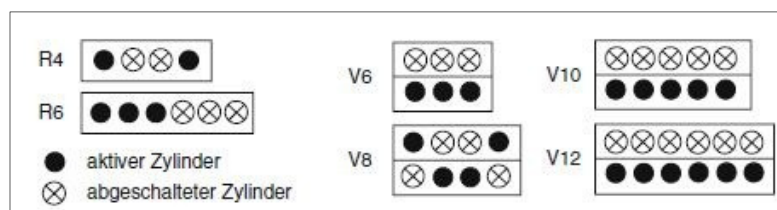


Abbildung 10: Zylinderabschaltung bei verschiedenen MotorbaufORMen [9]

Betrachtet man beispielhaft ein M-n-Diagramm für einen V8-Motor, so ist ersichtlich dass die Zylinderabschaltung zu einer ca. 50% Reduzierung des Volllastdrehmomentes führt.

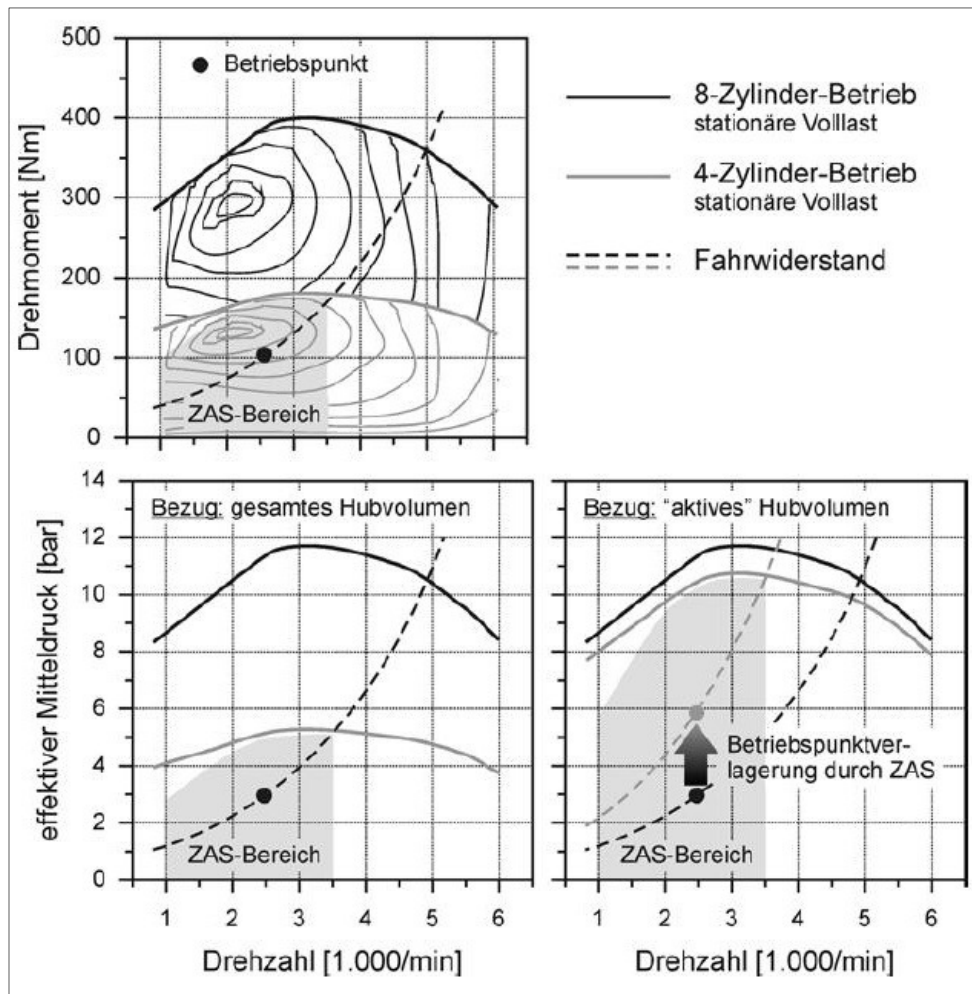


Abbildung 11: Auswirkung der Zylinderabschaltung im Motorkennfeld [10]

Vergleicht man die Isolinien konstanten effektiven Kraftstoffverbrauchs miteinander, so ist die deutlich bessere Lage des Betriebspunktes im Zylinderabschaltbetrieb erkennbar. Beim Bezug auf das Hubvolumen können zwei unterschiedliche Annahmen getroffen werden. Bezieht man das System auf das ganze Hubvolumen, so sinkt der effektive Mitteldruck auf ungefähr die Hälfte. Vorteilhaft hierbei ist, dass sich die Fahrwiderstandskennlinie nicht ändert. Wird jedoch nur das aktive Hubvolumen zur Betrachtung herangezogen, so ist die Betriebspunktverlagerung sehr deutlich zu erkennen, da sich die Fahrwiderstandlinie ebenfalls zu höheren Lasten verschiebt. Da sich die normalerweise die Fahrgeschwindigkeit während einer Zylinderabschaltung nicht verändert, erfolgt eine exakt vertikale Lastpunktverschiebung [10].

4. Theorie der Zylinderabschaltung

Die Umsetzung der Kraftstoffenergie, die dem Motor zugeführt wird unterliegt vielen Einflüssen und führt dazu, dass nur ein Teil der Energie am Antriebstrang zur Verfügung steht. Die Beschreibung erfolgt mit Hilfe des effektiven Wirkungsgrades η_e

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = \eta_i - \Delta\eta_m$$

Im direkten Zusammenhang steht damit der spezifische Kraftstoffverbrauch b_e

$$b_e = \frac{1}{\eta_e \cdot H_u}$$

Daraus folgt, dass ein möglichst hoher effektiver Wirkungsgrad erzielt werden muss, um einen geringen spezifischen Kraftstoffverbrauch zu erlangen. Wie genau die ZAS den effektiven Wirkungsgrad, bzw. den indizierten und den mechanischen Wirkungsgrad beeinflussen, soll im folgenden Teil dieser Diplomarbeit näher erklärt werden.

4.1. Der indizierte Wirkungsgrad

Der indizierte Wirkungsgrad ist die Differenz aus Wirkungsgrad des vollkommenen Motors η_v und der Gütegradeverluste $\Delta\eta_g$ (entspricht der Summe mehrerer Einzelverluste).

$$\eta_i = \eta_v - \Delta\eta_g$$

Die Einzelverluste zur Beschreibung des Gütegrades η_g setzen sich zusammen aus den Wandwärmeverlusten $\Delta\eta_{Ww}$, den Ladungswechselverlusten $\Delta\eta_{Lw}$, der unvollständigen bzw. unvollkommenen Verbrennung $\Delta\eta_{uV}$, dem Einfluss der realen Ladung $\Delta\eta_{rL}$, dem realen Verbrennungsablauf $\Delta\eta_{rV}$ und den Blow-By-Verlusten $\Delta\eta_{Bb}$.

$$\Delta\eta_g = \Delta\eta_{Ww} + \Delta\eta_{Lw} + \Delta\eta_{uV} + \Delta\eta_{rL} + \Delta\eta_{rV} + \Delta\eta_{Bb}$$

Bei der Zylinderabschaltung kommt es zu einer Senkung der Wandwärmeverluste und der Ladungswechselverluste.

4.1.1. Wandwärmeverluste

Durch die innermotorische Verbrennung entsteht ein Wärmestrom bzw. ein Wärmeverlust über die Brennraumwände durch Konvektion, Wärmestrahlung und Wärmeleitung in das Kühlwasser.

$$\Delta\eta_{Ww} = \frac{W_{i,oWw} - W_{i,mWw}}{m_b \cdot H_u}$$

$W_{i,oWw}$ entspricht der indizierten Arbeit mit realem Verbrennungsablauf ohne Wandwärmeverluste, $W_{i,mWw}$ steht für die indizierte Arbeit mit Wandwärmeverlusten.

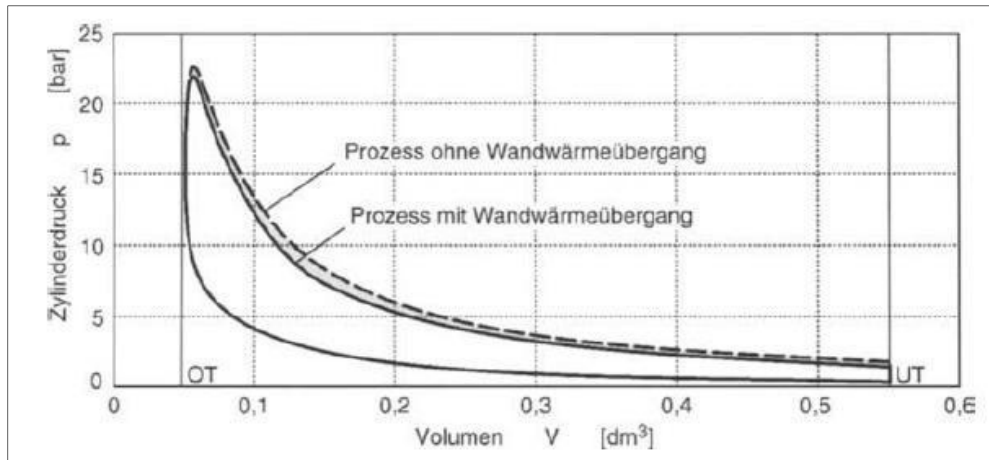


Abbildung 12: Wandwärmeverluste der Prozesse ohne und mit Wandwärmeübergang [17]

Durch die ZAS und die daraus fehlende Verbrennung in einer Zylinderbank verringert sich hier der Wärmeverlust über die Brennraumwände. Jedoch steigt bei den aktiven Zylindern der Mitteldruck und es kommt zu einer Änderung des Wärmestroms an die Zylinderwände. Um aber eine genauere Aussage über die tatsächliche Entwicklung der Wandwärmeverluste zu liefern, wäre eine detaillierte Motorprozessrechnung notwendig.

4.1.2. Ladungswechselverluste

Die Ladungswechselverluste beinhalten Expansions-, Kompressions-, Strömungs- und Drosselverluste.

$$\Delta\eta_{Lw} = \frac{W_{i,iLw} - W_i}{m_b \cdot H_u}$$

$W_{i,iLw}$ steht für die indizierte Arbeit mit idealem Ladungswechsel unter Berücksichtigung von Verlusten durch Wärmeübergang und Blow-By. W_i ist die tatsächlich indizierte Arbeit pro Arbeitsspiel. Expansionsverlust entsteht, wenn das Auslassventil vor Erreichen des unteren Totpunktes geöffnet wird und dadurch Abgas in den Auslasskanal entweichen kann. Strömungsverluste werden durch Widerstände im Ansaugkanal, z.B. durch den Luftfilter, den Luftmassenmesser oder durch die Form des Kanals gebildet. Die Drosselverluste stellen

einen sehr großen Teil der Ladungswechselverluste, vor allem bei drosselgesteuerten Ottomotoren, dar. Da die Drosselklappe im Teillastbetrieb angewinkelt ist, entsteht ein starker Druckabfall im Saugrohr, welcher durch Pumpenarbeit überwunden werden muss. Da bei der Zylinderabschaltung die befeuerte Zylinderbank mit höherer Last betrieben wird, muss dazu die Drosselklappe weiter geöffnet werden und die Druckdifferenz sinkt. Dies wirkt sich wiederum positiv auf die Drossel- und Ladungswechselverluste aus.

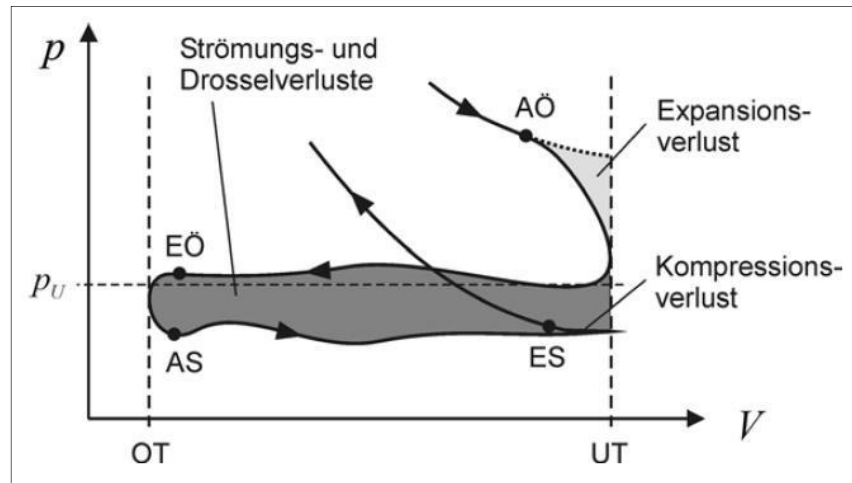


Abbildung 13: Aufteilung der Ladungswechselverluste [10]

4.2. Mechanische Verluste

Hier möchte ich noch kurz auf die mechanischen Verluste eingehen. Als mechanische Verluste $\Delta\eta_m$ bezeichnet man die Differenz zwischen indiziertem und effektivem Wirkungsgrad. Dazu gehören die Verluste durch Nebenaggregate sowie die Reibung aller sich zueinander bewegten Teile innerhalb eines Motors (Ventiltrieb, Kolben, Kolbenringe, Kurbelwelle,...). Bei der mechanischen ZAS kommt ein Teil der Verbrauchsverbesserung durch die Deaktivierung des Ventiltriebes und die Minimierung der Reibung im Kurbeltrieb zustande. Da es jedoch in heutigen, modernen Motoren immer häufiger verschiedene, reibungsmindernde Beschichtungen gibt, sowie vermehrt konstruktive Maßnahmen (Rollenabgriff im Ventiltrieb, Elektrifizierung von Komponenten oder bedarfsgerechte Regelung) umgesetzt werden, fällt hier das Potenzial zur Minimierung der Verluste eher gering aus.

4.3. Auswirkungen auf den Verbrauch

In Abbildung 14 ist nun ersichtlich wie sich die Zylinderabschaltung auf die einzelnen Wirkungsgrade bzw. Verluste auswirkt. Mit steigendem Mitteldruck werden vor allem die von der Zylinderabschaltung beeinflussten Ladungswechsel- und Wandwärmeverluste deutlich verringert. Dies wirkt sich wie in den obigen Formeln beschrieben positiv auf den indizierten Wirkungsgrad aus. Durch Erhöhung des indizierten Wirkungsgrades η_i und die gleichzeitige Minimierung der mechanischen Verluste $\Delta\eta_m$ ergibt sich auch eine Steigerung des effektiven Wirkungsgrades η_e , welches in einem niedrigeren spezifischen Kraftstoffverbrauch b_e resultiert.

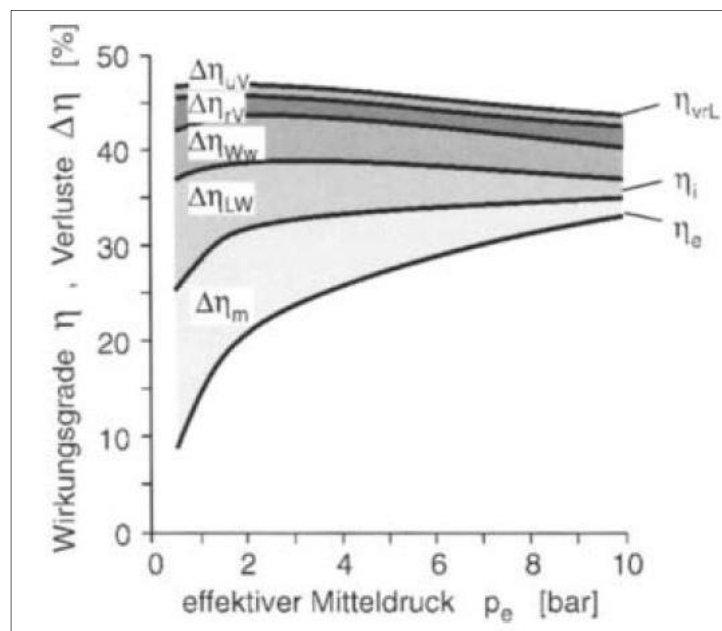


Abbildung 14: Wirkungsgradentwicklung bei steigendem effektivem Mitteldruck [17]

4.4. Zylinderabschaltung – Stand der Technik

Die Zylinderabschaltung ist keine aktuelle Erfindung, diese Idee zur Verbrauchssenkung ist beinahe so alt wie der Verbrennungsmotor selbst. Hier sollen nur einige bekannte Beispiele [11] kurz angeführt werden, diese Systeme alle im Einzelnen zu beschreiben würde über den Rahmen dieser Diplomarbeit hinausgehen.

- 1898 findet sich die erste Patentmeldung. Vorschlag war, die Zylinderabschaltung (ZAS) soll durch den Ausbau von Teilen realisiert werden.
- 1927 gibt es eine Patentanmeldung über die elektromagnetische Ventilbetätigung mit einem Hinweis auf die ZAS.
- 1981 geht GM mit dem sogenannten V8/6/4 in Serie, nimmt ihn aber wegen Elektronikproblemen wieder vom Markt.
- 1992 geht Mitsubishi mit R4- und V6-Motoren in Serie, diese werden aber kurze Zeit später durch Motoren mit Direkteinspritzung (aber ohne ZAS) ersetzt
- 1999 bis 2001 versucht sich Mercedes bei ihren V8 und V12 an der ZAS, verlangt dafür aber einen satten Aufpreis und so konnten keine nennenswerten Stückzahlen erreicht werden
- 2002 geht Honda bei den Mild-Hybridmotoren mit der ZAS in Serie.
- 2003 folgt Honda mit den V6-Motoren.
- 2004 folgt der große Durchbruch der ZAS in den USA bei Chrysler und GM.
- 2009 bringt Bentley mit dem Mulsanne eine Oberklassenlimousine mit 6,75l-V8-Twin Turbomotor und ZAS auf den Markt.
- 2011 stellt die AVL beim Wiener Motorensymposium die elektronische ZAS vor, die ohne das Schließen der Ventile auskommt.
- 2011 präsentiert Mercedes-AMG auf der Internationalen Automobilausstellung (IAA) in Frankfurt seinen neuen 5,5l-V8-Saugmotor mit ZAS.
- Seit 2012 bietet Volkswagen für einige seiner Modelle den 4-Zylinder 1,4l TSI Motor mit Zylinderabschaltung an.

Um eine bessere Übersicht über derzeit am Markt befindliche Systeme zu gewinnen, möchte ich kurz einige aktuelle Beispiele näher vorstellen.

Im September 2011 wurde auf der IAA in Frankfurt von Mercedes-AMG ein neuer 5,5l-V8-Saugmotor vorgestellt. Der Grundmotor basiert hier auf einem V8-Biturbo mit der

Bezeichnung M157, der schon in einigen Fahrzeugen des Herstellers zum Einsatz gekommen ist. Der neue Motor unterscheidet sich vor allem durch eine neue Ansaugluftführung, neue Zylinderköpfe, einen modifizierten Ventiltrieb, einen angepassten Ölhaushalt und ein optimiertes Kurbelgehäuse. Durch 16 hydraulisch schaltbare Ausgleichselemente im Zylinderkopf können bei Teillast die Hälfte der Zylinder durch Deaktivierung des Ventiltriebes zusätzlich zur Einspritzung und Zündung abgeschaltet werden, was zu einem prinzipiell möglichen NEDC-Verbrauch von 8,4 l/100km und 195 g CO₂-Ausstoß pro Kilometer führen soll. [12].

Der Volkswagen Konzern bietet seit 2012 in seinen Modellen Polo, Golf sowie Audi A3 den 1,4l TSI Motor mit Zylinderabschaltung an. Hier werden bei niedriger und mittlerer Last zwei der vier Zylinder stillgelegt. Das Schließen der Ventile erfolgt über eine bereits aus den TFSI-Motoren bekannte Aktuatorik, die dort zur Ventilhubumschaltung der Auslassventile eingesetzt wird (Audi Valvelift System). Auf der Ein- und Auslassnockenwelle sitzen je zwei verschiebbare Hülsen, die so genannte Nockenstütze, auf speziellen Verzahnungen. Jedes Nockenstück trägt an seinen Enden je zwei unterschiedliche Profile nebeneinander. Ein herkömmliches Vollprofil und einen so genannten Nullhubnocken. Die Vollprofile betätigen im Vierzylinderbetrieb die Rollenschlepphebel und über sie die Ventile. Sie verhalten sich also wie ganz konventionelle Nocken. Die Nullhubnocken wiederum rotieren über den Schlepphebeln. Sie betätigen sie nicht, die Ventildfedern halten die Ventile geschlossen.

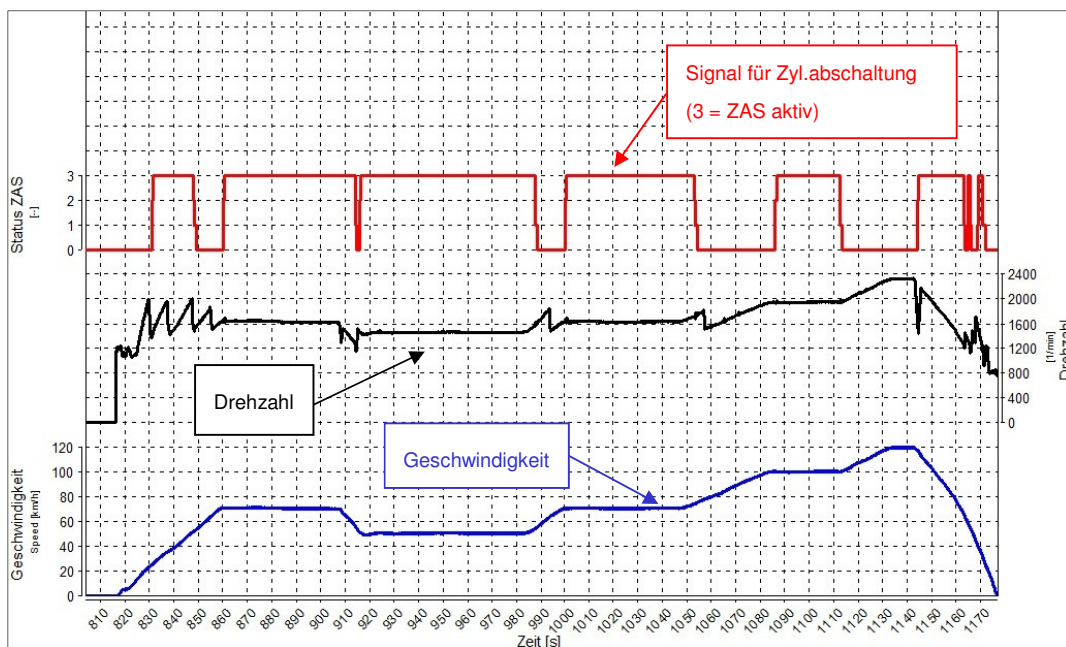


Abbildung 15: NEDC-Messung VW 1.4l TSI mit DSG; Überlandzyklus

All diese Maßnahmen führen laut VW zu einer Kraftstoffminimierung von etwa 0,4 l/100 km im EU-Verbrauchszyklus. [13]

Weitere Hersteller, von denen bekannt ist das sie Zylinderabschaltung einsetzen, sind neben VW, Audi und Mercedes-AMG unter anderem Lamborghini, Bentley, Fiat, Honda und Chrysler.

4.4.1.Mechanische Zylinderabschaltung

Die meisten am Markt befindlichen Systeme arbeiten, wie gerade an den beiden Beispielen von Mercedes und VW erklärt, mit einer mechanischen Zylinderabschaltung. Das heißt, während einer Zylinderdeaktivierung werden die Auslass- und Einlassventile sowie die Kraftstoffeinspritzung und Zündung einzelner Zylinder im Teillastbetrieb vollständig deaktiviert. Die verbleibenden, aktiven Zylinder arbeiten zur Generierung des gewünschten Drehmomentes auf einem höheren Lastniveau mit entsprechend höheren Wirkungsgraden bzw. geringerem Kraftstoffverbrauch [10]. Verbrauchssparend wirken sich hierbei die entfallenen Ladungswechselverluste der deaktivierten Zylinder, die gleichzeitige Entdrosselung der aktiven Zylinder und die Minimierung des Reibmomentes (verminderte Reibung im Ventiltrieb und Minimierung der Kräfte im Kurbeltrieb der geschleppten Zylinder) aus. Das Geschlossenhalten aller Ventile an der deaktivierten Zylindergruppe führt jedoch zu zwei Konsequenzen: [14]

- Es ist ein variabler Ventiltrieb (Nullhub der Ventile an der deaktivierten Zylindergruppe) nötig
- Die deaktivierten Zylinder tragen nicht zum Akustikverhalten des Motors bei – die wahrgenommene Motorfrequenz ändert sich durch das Fehlen der Ansaug- und Abgaspulse der deaktivierten Zylinder

4.4.2.Elektronische Zylinderabschaltung

Die Frage ist nun, ob es sich für die Fahrzeughersteller lohnt, in eine aufwendige Neukonstruktion und -berechnung des Ventiltriebes zu investieren. Bisher wurde darauf verzichtet, da die Kosten für die Entwicklung und Herstellung zu hoch waren und der Verbrauchsvorteil einigen Unternehmen zu gering ausfiel. Da sich aber nun die Emissionsnormen immer weiter verschärft haben und von der EU Strafzahlungen für zu hohe CO₂-Emissionen angedroht werden, ist es notwendig geworden auch an solchen Lösungen zu arbeiten.

Hier hat die AVL eine kostengünstige Alternative entwickelt und ein Konzept der „Elektronischen Zylinderabschaltung“ beim Wiener Motorensymposium 2011 vorgestellt [11].

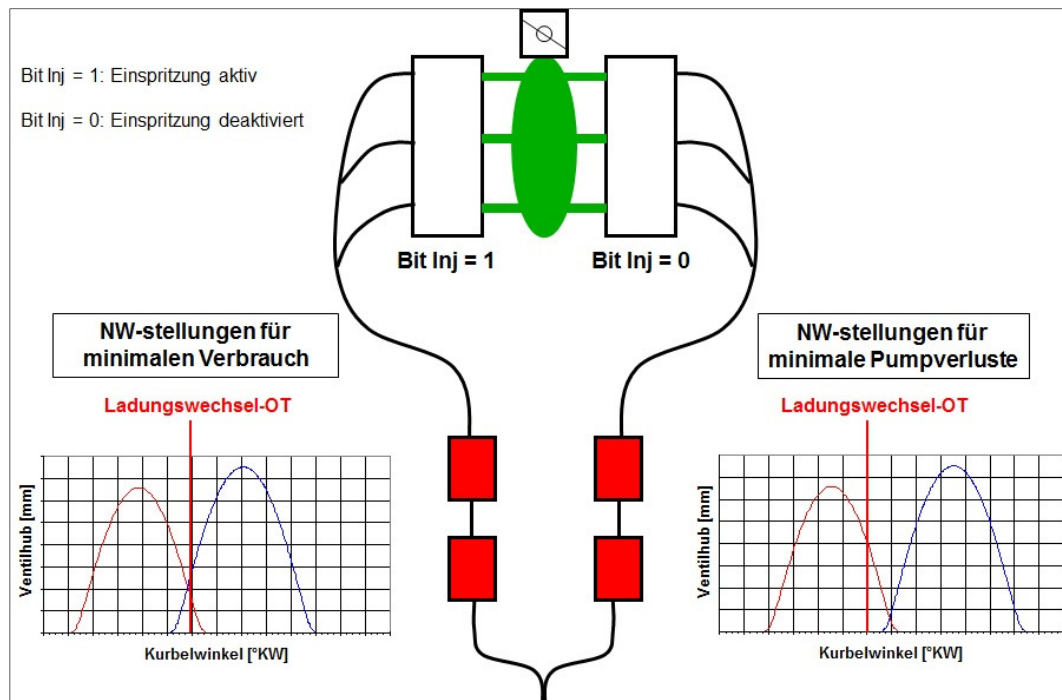


Abbildung 16: Prinzip der elektronischen Zylinderabschaltung [14]

Um die elektronische ZAS zu realisieren wird auf einer Zylinderbank die Einspritzung deaktiviert (Bit Inj = 0). Bei konstanter Leistungsanforderung müssen nun die aktiven Zylinder mit höherer Last betrieben werden. Wenn im Fahrzeug vorhanden, werden die Phasenschieber der deaktivierten Zylindergruppe in eine Position zur Minimierung der Ladungswechselverluste gebracht. Die gefeuerte Bank wird weiterhin mit den Werten aus dem Kennfeld „gefahren“ und im Bereich für minimalen Kraftstoffverbrauch gehalten. Da der Motor mit $\lambda = 1$ -Strategie betrieben wird, ist es wichtig die Abgasnachbehandlung gesondert zu betrachten. Wenn ein gemeinsames Abgassystem verwendet wird, wie es meistens bei Reihenmotoren der Fall ist, muss es zu einer Trennung der Abgasnachbehandlung kommen. Das ist bei V-Motoren meistens nicht notwendig, da schon das Grundlayout des Abgasstranges getrennt ausgeführt ist. Bei der nicht gefeuerten Bank kommt es aufgrund der reinen Luftströmung durch die Zylinder zu einer Abkühlung des Katalysators und ab einer gewissen Temperatur zu einer Minimierung der Konvertierungsrate. Um das zu verhindern sollte in gewissen Zeitintervallen, abhängig von der Abgastemperatur, die Zylinderbank gewechselt werden. Dieser Vorgang wird als Toggeln bezeichnet.

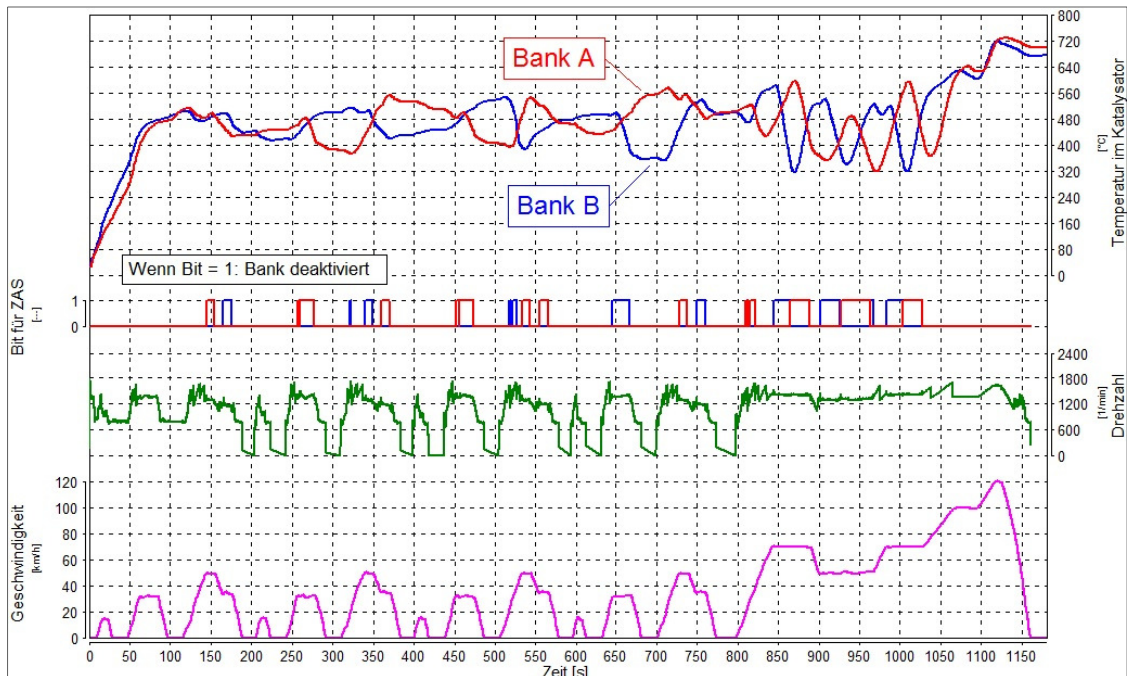


Abbildung 17: Abgastemperatur im NEDC mit elektronischer Zylinderabschaltung

Wie in Abbildung 17 zu erkennen ist, wird bei Unterschreiten einer bestimmten Temperatur (ca. 350°C) die Zylinderbank gewechselt und die vorher deaktivierte Zylindergruppe wird nun befeuert. Die Erfassung der Temperatur kann einerseits mit Temperatursensoren im Katalysatorbereich oder über ein Temperaturmodell geregelt werden. Um die Abgasanlage auf Betriebstemperatur zu bringen, wird beim ersten City-Zyklus auf eine Zylinderdeaktivierung verzichtet. Erst ab einer Temperatur von über 400°C wird die Abschaltung freigegeben um eine ausreichende Konvertierung durch den Katalysator zu gewährleisten. In der Leerlaufphase wird aufgrund des schlechteren NVH-Verhaltens, welches durch den 3-Zylinder Betrieb auftreten wird, bewusst auf die Zylinderabschaltung verzichtet.

4.4.3. Umsetzung am Fahrzeug

In diesem Kapitel soll kurz auf die im Fahrzeug für die Zylinderabschaltung wichtigen Subsysteme eingegangen werden. Besonderes Augenmerk wird hierbei auf die Ein- und Auslassnockenwellen und deren Stellungen im eCDA-Modus gelegt.

Ein- und Auslassphasenschieber

Wie vorher schon beschrieben, sollen bei der Zylinderabschaltung die Phasenschieber in eine Stellung zur Minimierung der Ladungswechselverluste gebracht werden. Bei dem hier eingesetzten Fahrzeug mit V-Motor muss zwischen aktiver und deaktivierter Zylinderbank unterschieden werden. Die aktive Bank kann weiterhin mit den Steuerzeiten aus dem Kennfeld im Bereich für minimalen Verbrauch betrieben werden (siehe Abbildung 18)

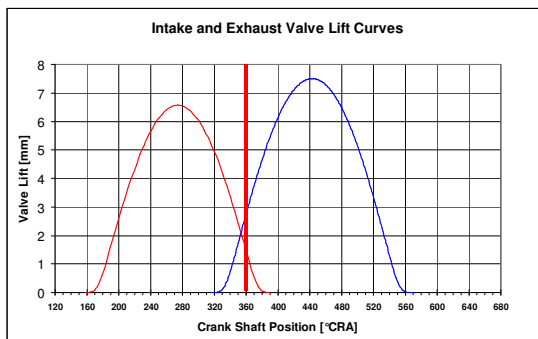


Abbildung 18: NW-Stellung (Beispielhaft) für minimalen Verbrauch [14]

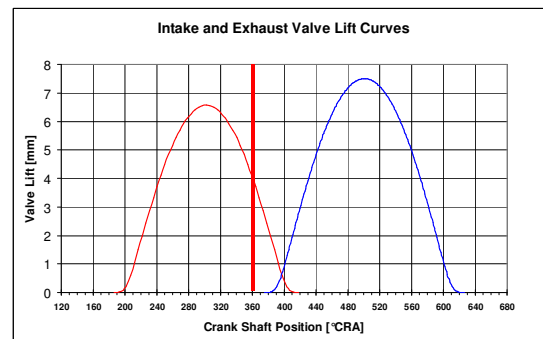


Abbildung 19: NW-Stellung (Beispielhaft) für minimale Pumpverluste [14]

Bei der deaktivierten Zylinderbank können, aufgrund Ein- und Auslassphasenschieber, beide Nockenwellen getrennt voneinander verfahren werden. Nach der Rasterung am Rollenprüfstand (siehe Kapitel 5.1) wurde entschieden, die Ein- und Auslassnockenwelle in eine „Spät/Spät“-Stellung zu bringen, um die Ladungswechselverluste so gering wie möglich zu halten (Abbildung 19).

Zum besseren Verständnis sollen die NW-Stellungen während eines Toggelvorgangs näher betrachtet werden. In Abbildung 20 ist die Ausgangsstellung der Ein-(E) und Auslass-(A) nockenwellen beider Zylinderbänke zu sehen. In diesem speziellen Fall ist Bank 1 deaktiviert (Bit Inj = 0) und Bank 2 ist befeuert (Bit Inj = 1). Die NW-Stellungen von Bank 1 entsprechen hier der Position für minimale Pumpverluste und die NW der aktiven Bank 2 werden in der Stellung für minimalen Verbrauch betrieben.

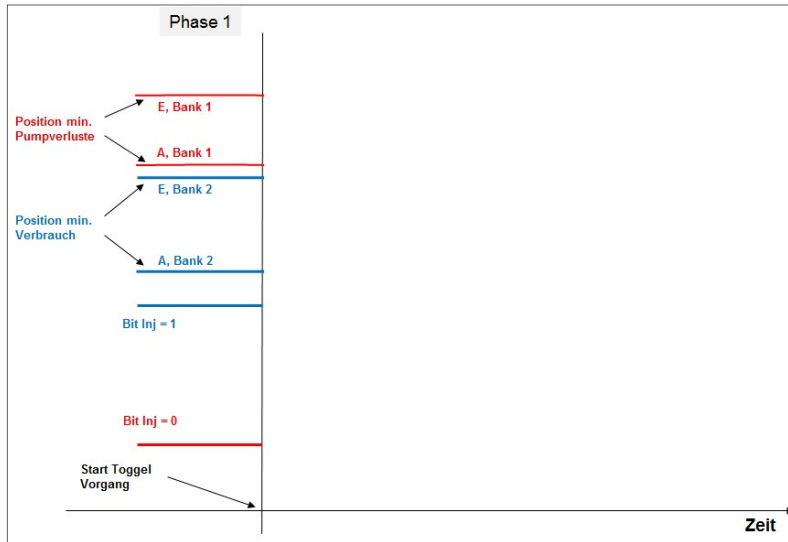


Abbildung 20: Ausgangsstellung der NW für einen Toggelvorgang

Nun wird ein Toggelvorgang durch die ECU eingeleitet (Start Toggel-Vorgang). Dies passiert aufgrund der fallenden Temperatur im Katalysator der deaktivierten Zylinderbank. Die Einspritzung der einzelnen Zylinderbanken erfolgt noch immer wie vorhin. Jedoch werden die Ein- und Auslass-NW der Bank 1 in Position minimaler Verbrauch gebracht und auf den eigentlichen Toggelvorgang vorbereitet (Abbildung 21). Die NW der befeuerten Bank 2 bleiben noch in ihrer Position für minimalen Verbrauch.

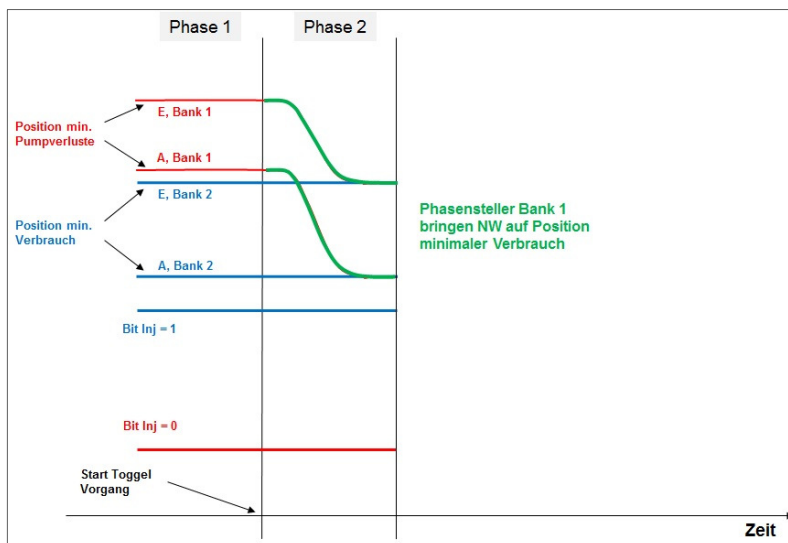


Abbildung 21: Vorbereitung der NW der deaktivierten Bank für den Toggelvorgang

Nachdem beide Nockenwellen der deaktivierten Bank ihre Endposition erreicht haben, wird die Einspritzung von Bank 2 auf Bank 1 gewechselt (Abbildung 22). Somit steigt nun die

Katalysatortemperatur der Bank 1 wieder an und eine vollständige Konvertierung der einzelnen Abgaskomponenten wird weiterhin gewährleistet. Bei der vorher aktiven Bank 2 wird nun aufgrund der fehlenden Einspritzung reine Luft durch die Zylinder gespült und die Temperatur im Katalysator dieser Bank beginnt nun langsam zu fallen.

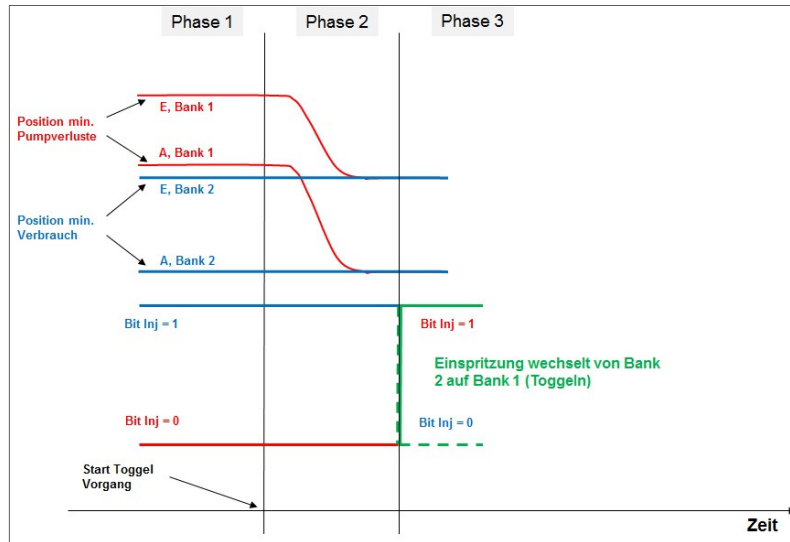


Abbildung 22: Wechsel der Einspritzung von aktiver zur deaktivierten Zylinderbank

Um aber auch nach dem eigentlichen Toggelvorgang einen minimalen Kraftstoffverbrauch darzustellen, ist es notwendig die Ein- und Auslassnockenwelle von Bank 2 in eine verbrauchsgünstige Position zu bringen (Abbildung 23). Jetzt werden die NW von Bank 1 mit der Stellung für minimalen Verbrauch betrieben und die NW von Bank 2 stehen auf der Position für minimale Pumpverluste.

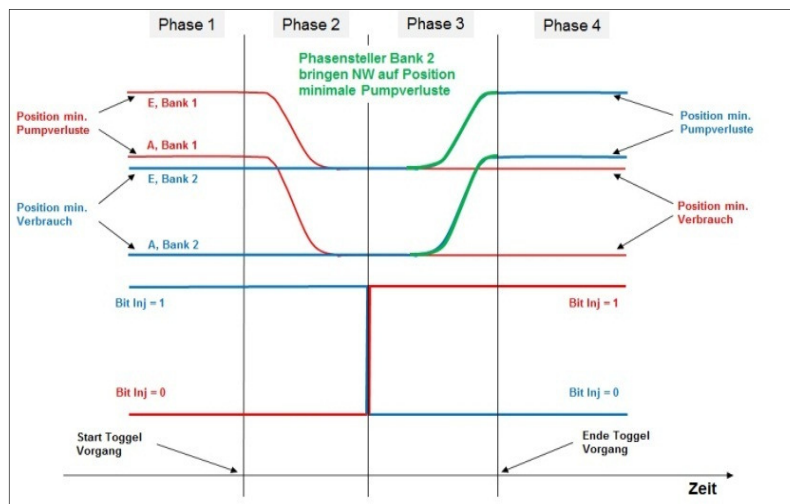


Abbildung 23: Endposition der Nockenwellen beider Zylinderbänke nach dem Toggeln

Schwieriger gestaltet sich die Anpassung der Steuerzeiten bei einem Reihenmotor mit nur einer gemeinsamen Nockenwelle. Hier können die Ein- und Auslassnockenwelle nur parallel verstellt werden, d.h. die Überschneidung kann nicht geändert werden sondern nur deren Lage.

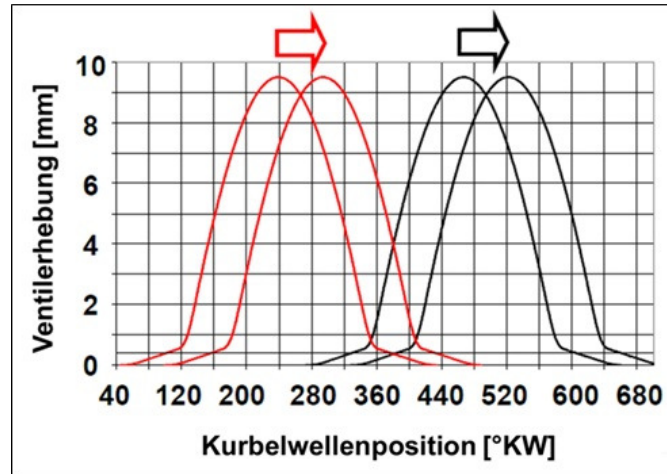


Abbildung 24: Parallele Verstellung der Nockenwellen [14]

Aber auch hier stellte sich eine „Spät/Spät“-Stellung als beste Lösung dar [18]. Durch die Deaktivierung von 2 Zylindern und der gleichzeitigen Spätverstellung der Überschneidung konnte bei dem dargestellten Lastpunkt (2000 1/min und 1 bar Mitteldruck) eine Verbrauchsverbesserung von 10% dargestellt werden.

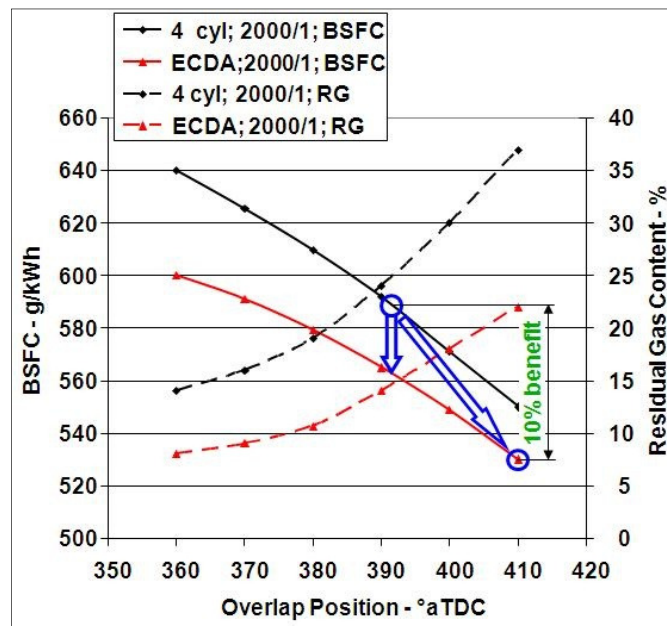


Abbildung 25: Verbrauchsverbesserung durch eCDA bei Verstellung der Steuerzeiten [14]

Abgasführung

Es ist darauf zu achten, dass die einzelnen Abgaskomponenten immer ausreichend konvertiert werden. Zu diesem Zweck sollte die Abgasnachbehandlung (3-Wege-Katalysator) zwischen befeuerten und unbefeuerten Zylindern getrennt ausgeführt werden, da erstens die Abgastemperatur vor dem Katalysator zu gering ausfallen würde und zweitens ein zu mageres Gemisch für die Konvertierung entstehen würde. Bei einem 4-Zylindermotor ist dies aus Kostengründen eher selten der Fall, deshalb sind hier spezielle Lösungen im Bereich des Abgaskrümmers notwendig. Bei dem hier untersuchten Motor in V-Ausführung kann darauf verzichtet werden, da schon die originale Ausführung des Abgasstranges vollständig getrennt ist.

Aufladung und Antriebsstrang

Da es sich bei dem Fahrzeug um ein leistungsstarkes Premiumfahrzeug handelt, ist schon ab Werk ein Kompressor zur Leistungssteigerung verbaut. Wie schon in Kapitel 3.2.2 ersichtlich ist die Aufladung, wegen der Erhöhung der Luftdichte, ein wirksames Instrument zur Mitteldrucksteigerung. Im Gegensatz zur Abgasturboaufladung hat die Zylinderabschaltung auf die Aufladung mit Kompressor keine Auswirkungen, da der Antrieb des Kompressors rein mechanisch und somit unabhängig vom Abgas erfolgt.

In Verbindung mit dem 8-Gang Automatikgetriebe der Firma ZF mit einer hohen Gesamtspreizung wird der Motor immer nahe dem optimalen Betriebspunkt und somit verbrauchssparend betrieben. Auch die integrierte Start-Stopp-Automatik begünstigt den Gesamtverbrauch während eines Fahrzyklus [15].

4.5. Beschreibung der Umschaltstrategie

Nachdem schon in einer vorangegangenen Diplomarbeit [18] die Applikation hinter der elektronischen Zylinderabschaltung ausführlich beschrieben wurde, möchte ich hier nur kurz die wichtigsten Funktionen erläutern.

Die AVL List GmbH forscht schon seit einiger Zeit in diesem Bereich, somit ist eine Grundbedatung und -funktionalität für die Zylinderabschaltung bereits vorhanden. Dadurch muss die Funktion nur mehr für die einzelnen Fahrzyklen anpasst werden, um die gesetzlich festgelegten Emissionsgrenzwerte zu erreichen und bestenfalls zu unterschreiten. Die einzelnen Umschaltmodi, die zur Verfügung stehen, sind:

- Aktivierung der Zylinderabschaltung (6 Zyl. → 3 Zyl.)
- Deaktivierung der Zylinderabschaltung (3 Zyl. → 6 Zyl.)
- Toggelvorgang (Wechsel der Zylinderbänke)

Eine Übersicht über die Grundfunktionalität ist in Abbildung 26 ersichtlich. Als wichtige Eingangsgrößen dienen Motordrehzahl und die Momentenanforderung, welche nach der „Beurteilung“ durch das Steuergerät (mithilfe der CD State Machine-Funktion) mit der implementierten eCDA-Funktionalität Auswirkungen auf Zündung, Einspritzung, Lastanforderung oder NW-Stellung haben.

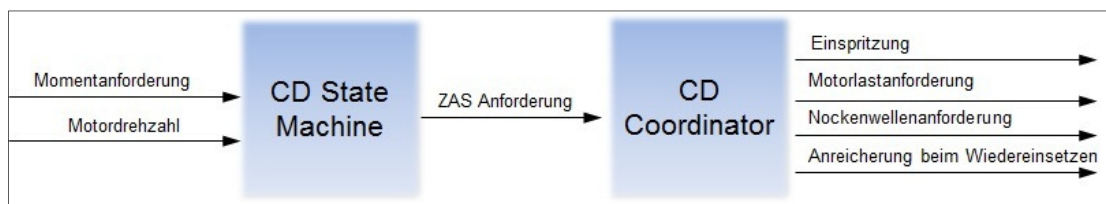


Abbildung 26: Übersicht über die eCDA-Funktion

Zur genaueren Untersuchung sollen aber alle Eingangsgrößen in die CD State Machine (Abbildung 27) betrachtet werden, da aufgrund dieser die ECU entscheidet welcher Umschaltmodus gewählt werden muss.

Zur eigentlichen Aktivierung der Zylinderabschaltung müssen die Temperaturen in den beiden Katalysatoren über die „Light-Off“-Temperatur ansteigen, ansonsten kann eine vollständige Konvertierung der einzelnen Abgaskomponenten nicht gewährleistet werden. Wie schon vorhin in Kapitel 4.4.2 erwähnt, wird daher die Abschaltung der Einspritzung erst ab einer Katalysatortemperatur von 400°C freigegeben.

Falls sich das Fahrzeug im 3-Zylinder Modus befindet und die Katalysatortemperatur der deaktivierten Zylinderbank unter eine applizierte Temperaturschwelle (ca. 350 °C) absinkt, wird durch die eCDA-Funktion ein Toggelvorgang eingeleitet. Somit wird nun bei der gerade noch unbefeuerten Bank die Einspritzung wieder aktiviert und die Temperatur im Katalysator steigt wieder an.

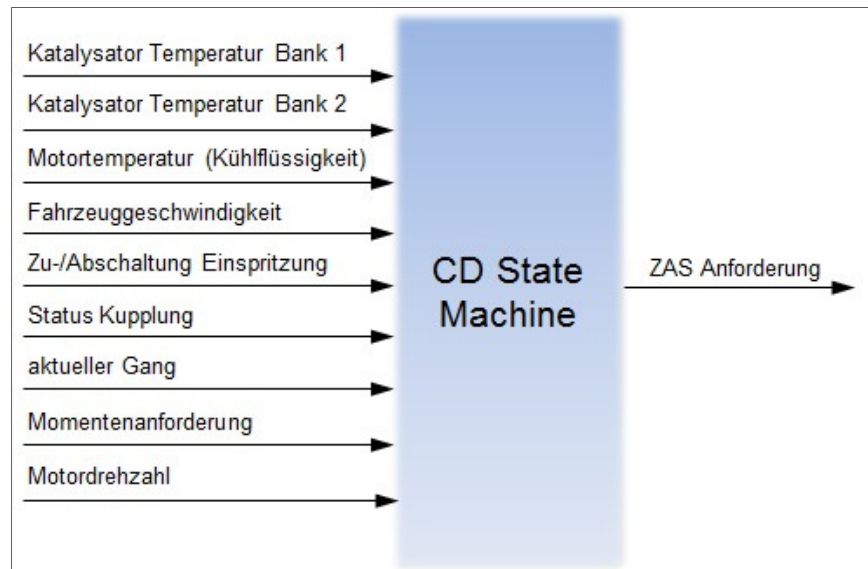


Abbildung 27: Übersicht über alle Eingangsgrößen in die CD State Machine

Weiters spielen der Status der Kupplung und der vom Automatikgetriebe aktuell gewählte Gang eine wichtige Rolle. Der Kupplungsstatus liefert der ECU Information darüber, ob die Kupplung geschlossen oder offen ist. Somit soll verhindert werden, dass es während eines Gangwechsels zu einem Eingriff der eCDA-Funktion kommt, da sich hier eine Zylinderabschaltung als störend in Bezug auf die Fahrbarkeit auswirken würde. Der Einfluss der verschiedenen Gänge auf die Zylinderabschaltung wird später im Kapitel 5.2 ausführlich diskutiert.

Auch die aktuelle Fahrzeuggeschwindigkeit dient als wichtige Eingangsgröße. Falls sich das Fahrzeug z.B. in einem Stau in Schrittgeschwindigkeit bewegen würde, soll keine Zylinderabschaltung eingeleitet werden, da in diesen Drehzahl- und Geschwindigkeitsbereichen der Half-Engine Modus sicherlich im NVH-Verhalten als störend empfunden wird. Die Abschaltung wird somit erst ab einer bestimmten Geschwindigkeit freigegeben. Ebenfalls soll sich die Momentenanforderung in einem für einen 3-Zylinder-Betrieb sinnvollen Bereich befinden, um den versprochenen Verbrauchsvorteil zu erreichen. Bei der Motordrehzahl gilt als Untergrenze ein applizierter Wert nahe der Leerlaufdrehzahl

des Motors. Wie vorher bereits beschrieben, wird im Leerlauf selber absichtlich auf die Zylinderabschaltung verzichtet. Nach oben hin sind der Zylinderabschaltung in Hinblick auf die Drehzahl vorerst keine weiteren Grenzen gesetzt, aber wie später in Kapitel 5.1 ersichtlich werden in den Fahrzyklen keine Drehzahlen höher als 3000 1/min erreicht.

Die Motortemperatur wird als Freigabe im Warmlauf verwendet, da im kalten Zustand der 3-Zylinder-Betrieb einen zu unruhigen Motorlauf verursachen würde. Auch eine gewisse Zeit nach dem Start, die appliziert werden kann, wird aus denselben Gründen die Zylinderabschaltung ausgeschlossen. Die Zu-/Abschaltung der Einspritzung ist dazu gedacht, um nach der Schubabschaltung stabil mit allen Zylindern einzusetzen. Diese Funktion wurde aber später während den Fahrzyklen ausbedatet (also einsetzen mit 3 Zylindern erlaubt), da das NVH-Verhalten besser als erwartet war und gleichzeitig auch ein größerer Verbrauchsvorteil möglich ist.

5. Durchführung der Messungen am Rollenprüfstand

5.1. Rasterung am Rollenprüfstand

Da zu Beginn der Messungen noch nicht eindeutig klar war, in welchem Lastbereich sich die Zylinderabschaltung optimal und somit verbrauchssparend bewegen wird, hat man sich entschlossen eine Rasterung am Rollenprüfstand abzuarbeiten. Um den Drehzahlbereich, innerhalb dem die ZAS arbeiten soll, abzugrenzen wird zuerst ein NEDC-Fahrzyklus gefahren und wie in Abbildung 17 ersichtlich, können die Messpunkte für die Rasterung auf wenige Drehzahlen (1200, 1500, 2000 und 2500 1/min) begrenzt werden. Bei jeder einzelnen Drehzahl wird die Zugkraft der Rolle in gleichmäßigen Intervallen von 150 N erhöht. Die Messung des Verbrauchs erfolgt nun in mehreren Schritten:

- Messung im Vollmotorbetrieb (6-Zylinder-Modus)
- Messung im Half-Engine Mode (3-Zylinder-Modus)
 - Messung mit Einlassnockenwellen Stellung „früh“
 - Messung mit Einlassnockenwellen Stellung „spät“

Die Zugkraft auf der Rolle wird für jede einzelne Drehzahl stufenweise solange gesteigert, bis sich im 3-Zylinder Betrieb aufgrund der erhöhten Lastanforderung eine Verbrauchsverschlechterung im Vergleich zum Vollmotorbetrieb einstellt. Abbildung 28 zeigt zum besseren Verständnis einen Verbrauchsvergleich bei 2000 1/min (Variation der Zugkraft mit „Spät/Spät“-Strategie).

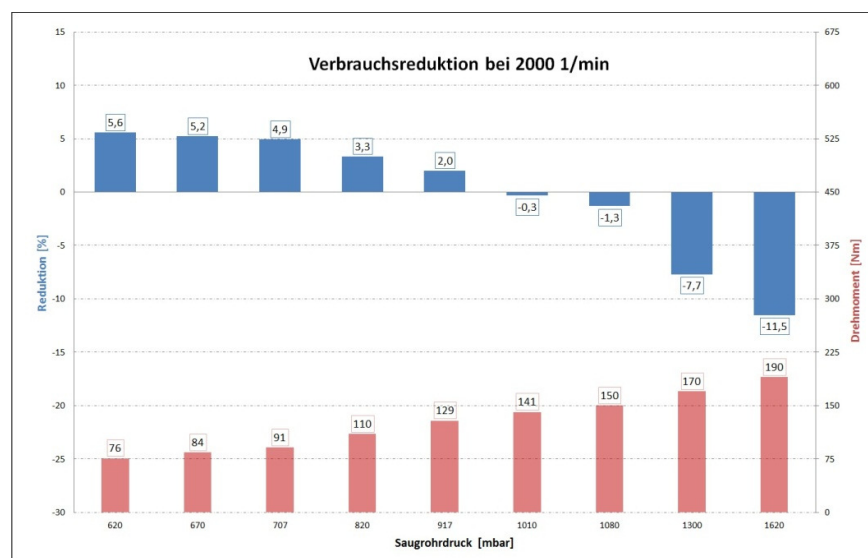


Abbildung 28: Bsp.messung Verbrauchsreduktion 2000 1/min (Vergleich zw. 6- und 3 Zylinder-Betrieb)

Somit wird für jede Drehzahl die verbrauchsoptimale Stellung der Nockenwellen im Half-Engine Mode bestimmt und somit die „Spät/Spät“-Strategie (siehe Kapitel 0) für die Fahrzyklen festgelegt.

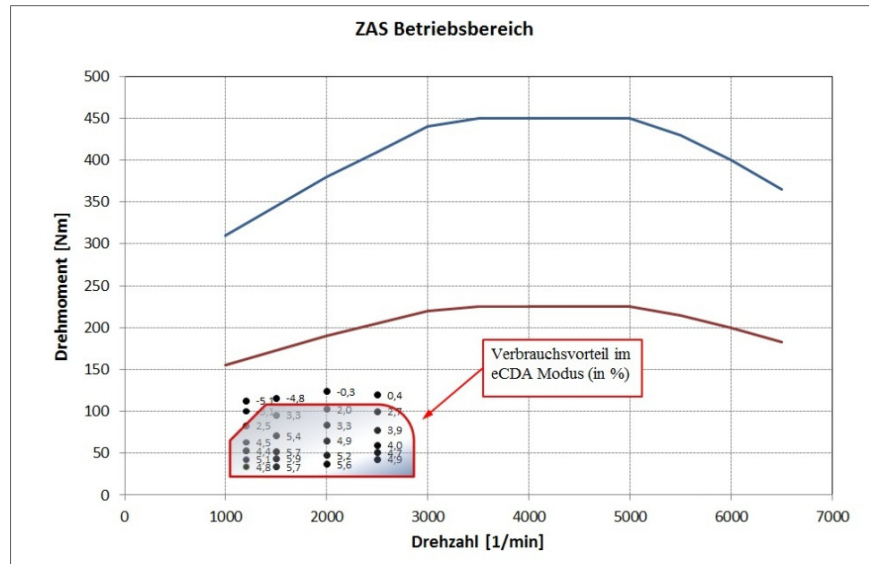


Abbildung 29: ZAS-Betriebsbereich (Vergleich zwischen 6 und 3 Zylinder Betrieb)

In Abbildung 29 erkennt man nun gut den ZAS-Bereich innerhalb dem das Fahrzeug verbrauchsoptimiert im Fahrzyklus betrieben werden kann. Man könnte meinen, dass der grau markierte, verbrauchsgünstigere Betriebsbereich sehr klein ausfällt und dass man im Fahrbetrieb relativ selten die Vorteile der eCDA-Funktion nützen kann.

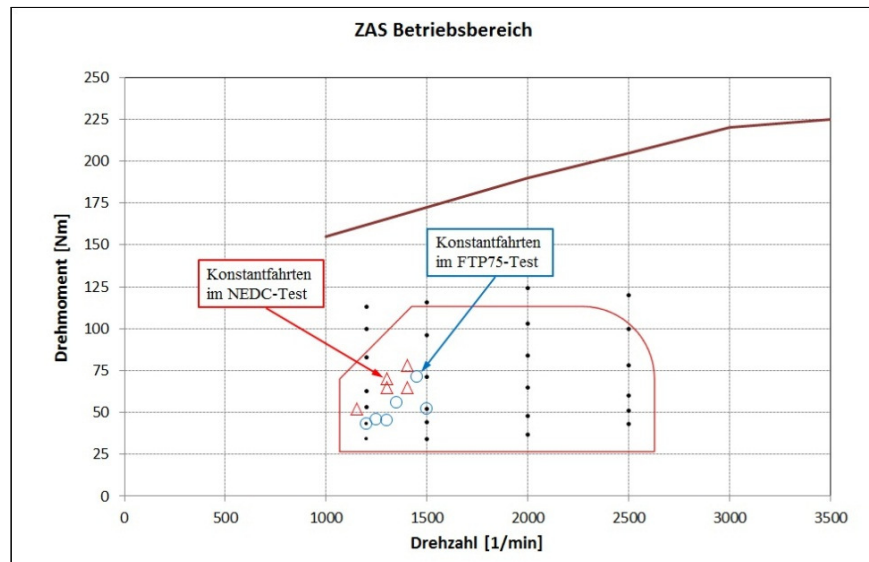


Abbildung 30: Darstellung Konstantfahrpunkte der Fahrzyklen im ZAS-Bereich

Doch nach genauerer Betrachtung der NEDC- und FTP75-Fahrzyklen ist zu sehen, dass ein großer Anteil der Konstantfahrten im linken, unteren Teil des rot umrandeten Bereiches stattfinden (Abbildung 30). Somit können auch noch Betriebsbereiche mit höherer Lastanforderung und höherer Drehzahl, die normalerweise in diesen Fahrzyklen vernachlässigt werden (z.B. Landstraßen- und Autobahnfahrten in Österreich), verbrauchsgünstiger im 3-Zylinder Betrieb gefahren werden.

Weiters hat die Rasterung gezeigt, dass es mehrere Strategien für die Fahrzyklen gibt. Die am Anfang des Projektes getroffene Annahme, dass auch die Beschleunigungsphasen im City-Zyklus des NEDC im 3-Zylinder Modus gefahren werden können, hat sich während der Rasterung als nicht umsetzbar herausgestellt, da aufgrund der erhöhten Lastanforderung im Half Engine Mode keine signifikante Verbrauchsverbesserung nachgewiesen werden konnte. Als vorteilhaft hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs hat sich die Strategie „Beschleunigung im 6-Zylinder-Modus, Konstantfahrt im 3-Zylinder Betrieb“ als beste Lösung präsentiert. In Abbildung 31 ist die erlaubte Umschaltstrategie im NEDC-Fahrzyklus zu sehen, wobei auch bei den markierten Bereichen nur während der Konstantfahrten die eCDA-Funktion auch wirklich in Betrieb ist. Bei den jeweils kleinen „Hügeln“ vor jedem City-Zyklus wird auf den 3-Zylinder-Betrieb absichtlich verzichtet, da die Zeit der Konstantfahrt für eine Aktivierung zu kurz ausfällt.

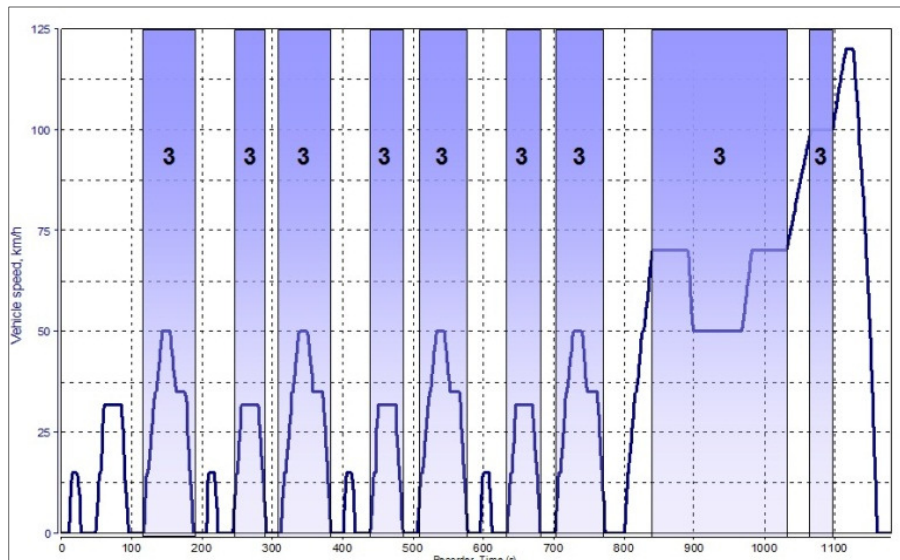


Abbildung 31: Umschaltstrategie im NEDC-Fahrzyklus

5.2. Umschalthysterese

Um nun genau diesen Bereich im Fahrbetrieb abzugrenzen, stehen einige Kennfelder zur Verfügung. Mit diesen kann für jeden einzelnen Gang eine sogenannte „Umschalthysterese“ bedatet werden.

3. Gang		Drehmoment [Nm]															
		95	105	115	120	125	130	133	136	139	142	145	148	151	154	157	160
Drehzahl [1/min]	850	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	900	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	950	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	1200	2	2	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	1400	2	2	2	2	2	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	1600	2	2	2	2	2	2	2	1	1	0	0	0	0	0	0	0
	1800	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	0	0	0	0	0	0
	2000	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	0	0	0	0	0
	2200	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	0	0	0	0	0
	2400	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	0	0	0	0
	2600	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	0	0	0	0
	2800	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	0	0	0	0
	3200	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	0	0	0	0
	3600	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
	3700	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	3800	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Abbildung 32: Umschalthysterese am Beispiel für den 3. Gang

Am Beispiel für den 3. Gang soll die Bedatung des Kennfeldes genauer erklärt werden. Es gibt 3 mögliche Werte die eingetragen werden können:

- 0 = Full-Engine Mode (6 Zylinder)
- 2 = Half-Engine Mode (3 Zylinder)
- 1 = beschreibt die Hysterese Funktion; in Betrieb ist jener Modus der zuvor aktiv war,

d.h. wenn das Fahrzeug zuerst im Full-Engine Mode betrieben wurde, sind auch im gelben Bereich (siehe Abbildung 32) des Kennfeldes alle Zylinder befeuert. Erst wenn der grüne Bereich aufgrund des Last- und/oder Drehzahlbereiches erreicht wird, wird eine Zylinderbank deaktiviert. Genau umgekehrt verhält es sich bei der Steigerung von Moment und/oder Drehzahl. Befindet sich das Fahrzeug zuerst im Half-Engine Mode, wird erst beim Erreichen des weißen Bereiches im Kennfeld auch die zweite Zylinderbank wieder aktiviert. So sollen eventuelle Ungenauigkeiten im Momentenmodell ausgeglichen werden, welche bei gewissen Drehzahl- und Lastanforderungen auftreten können und im Fahrbetrieb zu unangenehmen, oftmaligem Hin- und Herschalten zwischen Full- und Half-Engine-Mode führen können.

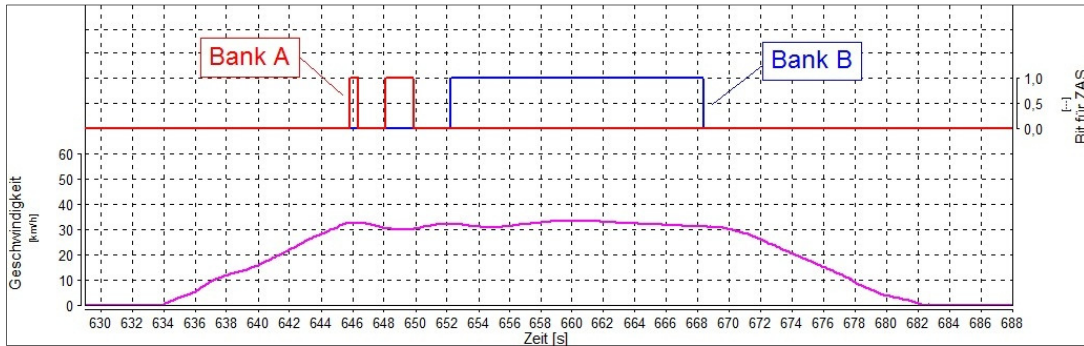


Abbildung 33: oftmaliges Hin- und Herschalten zw. den einzelnen Modi im NEDC-Zyklus

In Abbildung 33 sieht man eine für die Driveability nicht optimal gestaltete Zylinderdeaktivierung. Hier kommt es innerhalb von ca. 6 s zu einer dreimaligen Zu- und Abschaltung der eCDA-Funktion, die im Fahrgastraum als störend empfunden wird. In Abbildung 34 erkennt man eine Zylinderdeaktivierung nach Anpassung der Umschalthyserese. Nach Erreichen einer konstanten Fahrgeschwindigkeit wird eine Zylinderbank deaktiviert. Die Ungenauigkeiten im Fahrprofil, die aufgrund der unterschiedlichen Prüfstandsfahrer auftreten können, werden nun durch die Hysterese im Kennfeld ausgeglichen. Somit ist gewährleistet, dass es während einer Konstantfahrt nur zu einer einmaligen Deaktivierung einer Zylinderbank kommt.

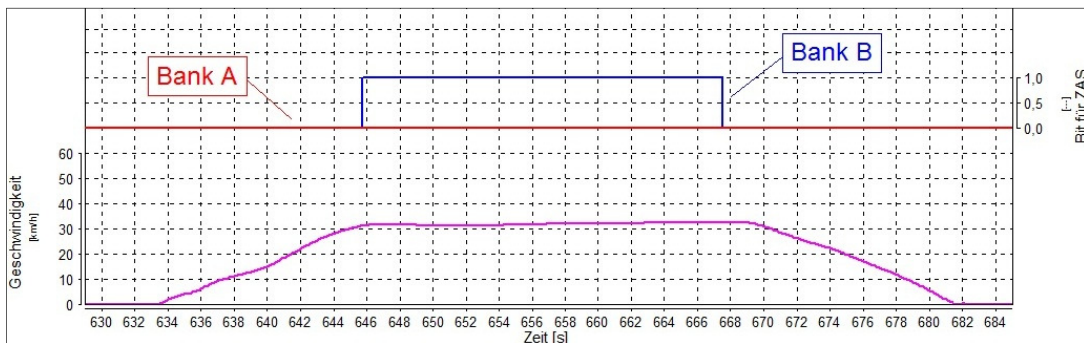


Abbildung 34: idealer Umschaltvorgang zw. Full- und Half-Engine Mode nach Anpassung des Umschalthyserese-Kennfeldes im NEDC-Zyklus

Im 1. und 2. Gang wird der linke obere Bereich des Umschalthyserese-Kennfeldes (niedere Drehzahl und Last) mit „0“ bedatet. Aus NVH-Gründen wird hier in der Nähe des Leerlaufbereichs bewusst auf eine Zylinderabschaltung verzichtet.

5.3. Auswertung und Ergebnisse NEDC-Test

Um eine bessere Aussage über den tatsächlichen Verbrauch zu liefern, ist es sinnvoll die Ergebnisse über mehrere Abgastests zu mitteln, d.h. unterschiedliche Prüfstandsbetreuer fahren mehrmals den Zyklus jeweils mit und ohne ZAS-Funktion ab. Die erzielten Ergebnisse sind daher unabhängig von einem einzigen Fahrer, der eventuell den Zyklus verbrauchssparender fährt als ein anderer.

Zuerst werden also die Verbrauchsergebnisse untersucht, um sicherzustellen dass die eCDA-Funktion auch wirklich Verbrauchsvorteile liefert.

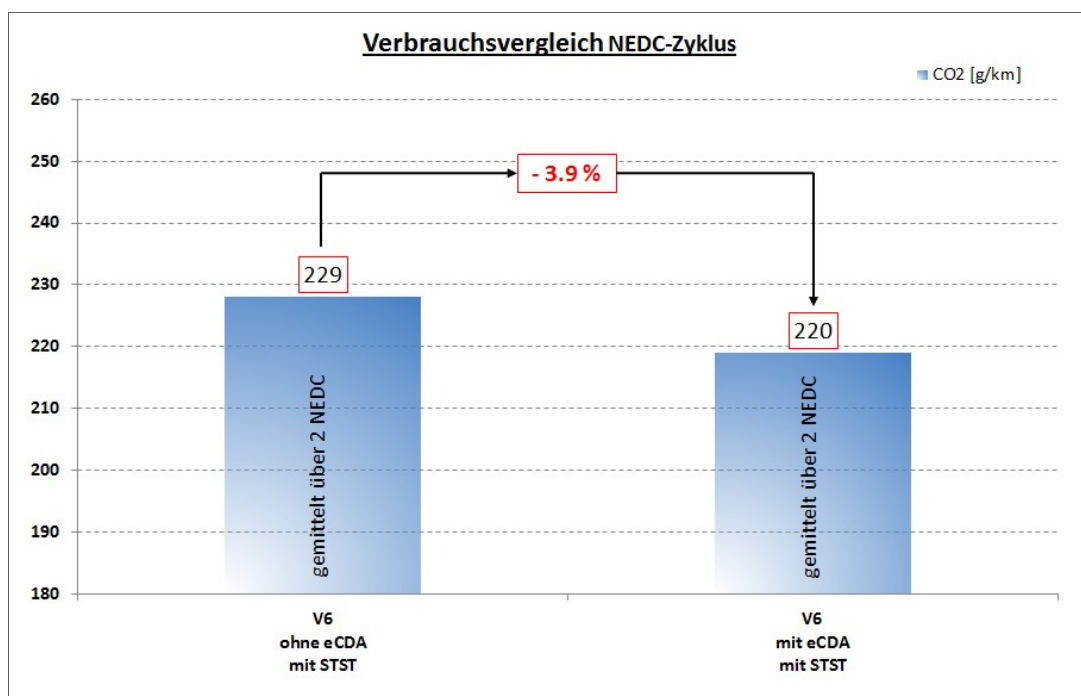


Abbildung 35: Verbrauchsvergleich im NEDC-Zyklus mit und ohne eCDA-Funktion

Im NEDC-Zyklus wird eine durch die Zylinderabschaltung erreichte Verbrauchsverbesserung von 3,9 % erzielt. Vor allem der hohe Anteil von Konstantfahrten mit gleichbleibender Geschwindigkeit (siehe Abbildung 7) kommt hier der Zylinderabschaltung zugute. Insgesamt befindet sich das Fahrzeug ca. 30 % der Zykluszeit im Half-Engine Mode. Da hier klar der Vorteil zugunsten der eCDA-Funktion ausfällt werden nun die Emissionsergebnisse näher betrachtet. Ziel ist es, die von der Europäischen Union vorgegebenen EU 6-Grenzwerte zu erreichen. Außerdem soll die Zylinderabschaltung die Emissionen im Gegensatz zum Full-Engine Mode nicht drastisch verschlechtern bzw. im Worst-Case darf sie nicht dazu führen dass die Grenzwerte überschritten werden.

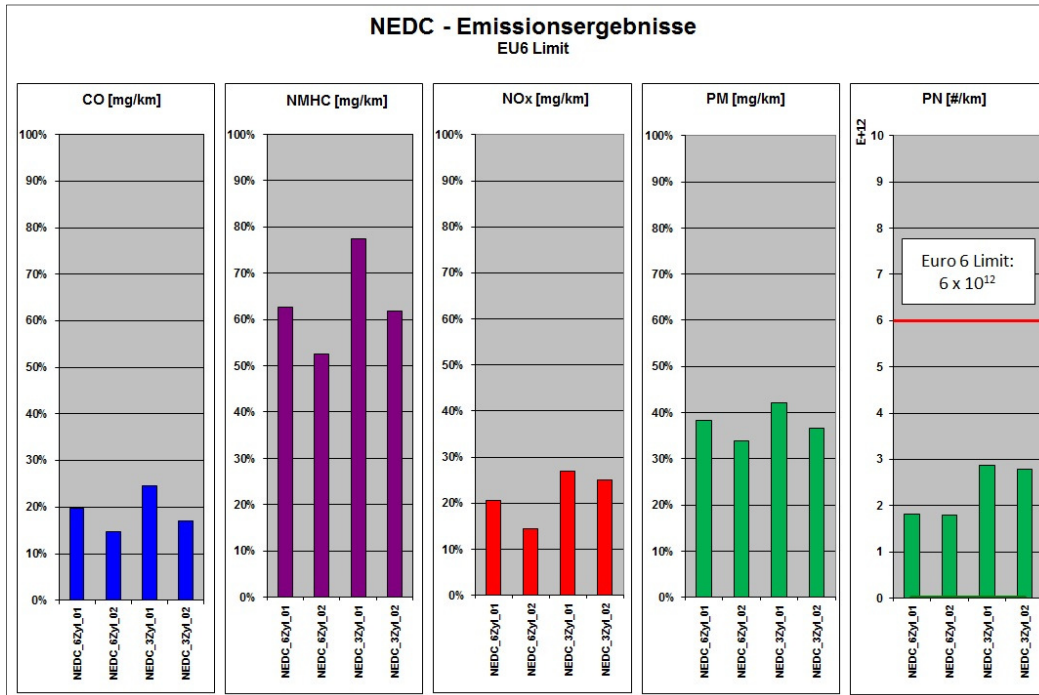


Abbildung 36: Emissionsergebnisse für den NEDC-Zyklus

In Abbildung 36 ist deutlich zu erkennen, dass sämtliche Abgaskomponenten die EU 6-Grenzwerte (100%-Linie im Diagramm) deutlich unterschreiten und sich im 3-Zylinder-Modus auch nicht stark ändern. Teilweise fällt die leichte Erhöhung einiger Abgaskomponenten im Vergleich zum 6-Zylinder Betrieb unter die Teststreuung. Vergleicht man zum Beispiel die CO- oder die HC-Werte der beiden 6-Zylinder-Tests miteinander, so ist schon hier eine ca. 5%-Abweichung zu erkennen.

Die Erhöhung der Partikelanzahl ist jedoch auf die höhere Lastanforderung im Half-Engine Mode zurückzuführen. Die Ursache des Anstieges der HC- und NO_x-Werte im Vergleich zum 6-Zylinder-Betrieb liegt in der dynamischen Lambda-Regelung begründet. Um eine hohe Konvertierungsrate der Schadstoffe NO, CO und HC im Drei-Wege-Katalysator zu gewährleisten, muss der Motor mithilfe einer Lambdasonde immer bei stöchiometrischem Luft-Kraftstoff-Verhältnis betrieben werden. Da aber bei Verwendung der eCDA-Funktion immer eine Zylinderbank unbefeuert ist und dadurch der Katalysator mit reiner Luft gespült wird, speichert das Washcoat Sauerstoffkomponenten. Nach dem Wiedereinsetzen einer Bank aus dem unbefeuerten Modus in den 6-Zylinder-Betrieb oder beim Toggelvorgang wird das Kraftstoff-Luft-Gemisch leicht angefettet, um den Katalysator, der eben noch mit Sauerstoff „geflutet“ wurde, „auszuräumen“. Nach dieser kurzen Anfettung versucht der

Regler, den Lambda-Wert wieder auf 1 zu regeln. Dadurch kommt es kurzzeitig zu einer Abmagerung des Gemisches, bis der Regler den endgültigen Wert einstellen kann. Dadurch können bei Luftmangel ($\lambda < 1$) die CO- und HC-Emissionen nicht vollständig oxidiert werden, bei Luftüberschuss ($\lambda > 1$) wird NO und NO₂ nicht vollständig reduziert. Um diesen Effekt für eine Serienproduktion abzustellen und die Emissionsspitzen zu minimieren, bedarf es einer Optimierung der Lambda-Regelung durch die Applikation.

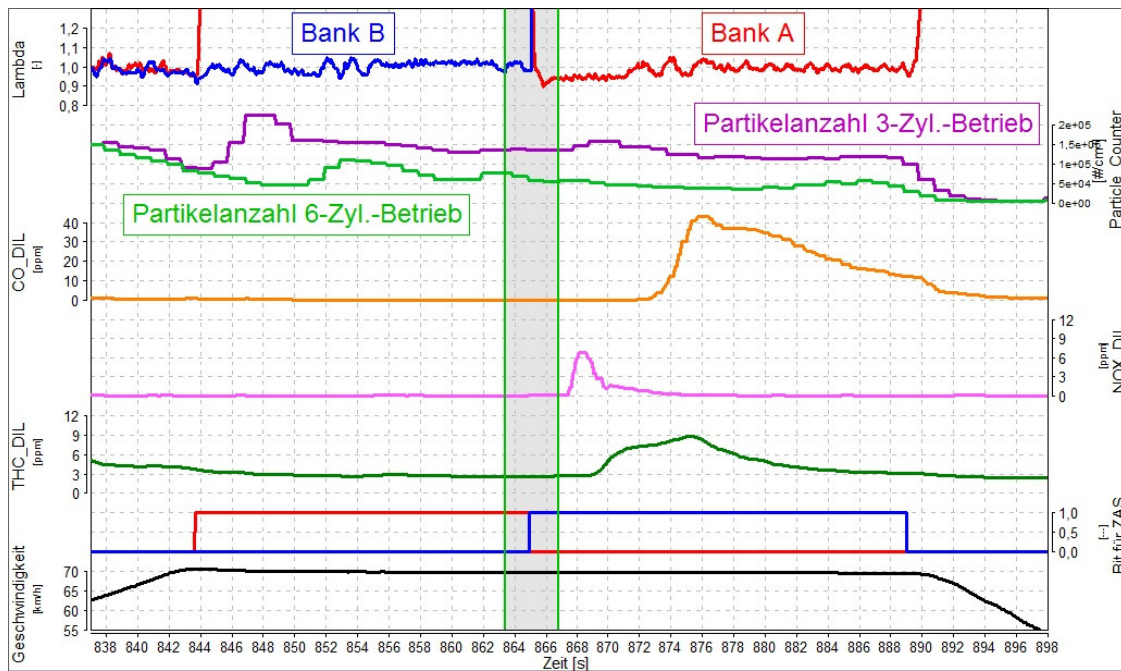


Abbildung 37: Darstellung des Emissionsanstiegs (im 3-Zylinder-Betrieb) der Komponenten HC, CO und NO_x verursacht durch einen Toggelvorgang

Der grau markierte Bereich in Abbildung 37 stellt einen Toggelvorgang zwischen befeuerter und unbefuerter Bank während einer Konstantfahrt dar. Durch die Anfettung beim Wiedereinsetzen der eben noch deaktivierten Bank auf einen Lambda-Wert (Lambda) von ca. 0,95 kommt es zum Anstieg der Abgaskomponenten CO und HC. Die Partikelanzahl (Particle_Counter) ist, wie schon vorher beschrieben, aufgrund der Zylinderdeaktivierung und der dadurch erhöhten Lastanforderung im 3-Zylinder-Betrieb ca. doppelt so hoch wie im Full-Engine-Modus.

5.4. Auswertung und Ergebnisse FTP75-Test

Da im FTP75-Zyklus die Dynamik viel stärker ausfällt als im synthetisch erzeugten NEDC-Fahrprofil mit seinen längeren Konstantfahrten, kann man erwarten dass hier die eCDA-Funktion weniger Vorteile hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs bringen wird. Trotzdem befindet sich das Fahrzeug ca. 20% der Testzeit im ZAS-Modus. Dies führt dazu, dass auch im FTP75-Zyklus eine Verbrauchsverbesserung von 2,3 % erreicht wird (Abbildung 38) und sich auch hier die eCDA-Funktion als vorteilhaft herausstellt.

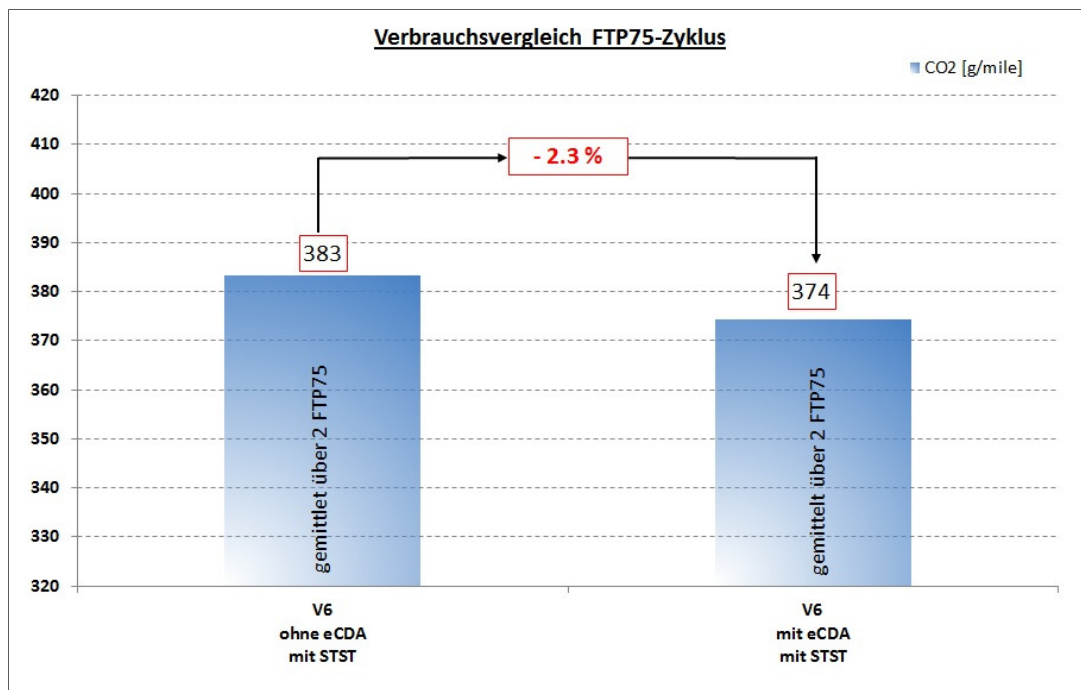


Abbildung 38: Verbrauchsvergleich im FTP75-Zyklus mit und ohne eCDA-Funktion

Da der FTP75-Zyklus ein nordamerikanischer Prüfzyklus ist, wird hier der Verbrauch in g/Meile angegeben. Um ihn etwas besser mit dem europäischen NEDC-Zyklus zu „vergleichen“, soll das Ergebnis kurz umgerechnet werden. So entspricht der Verbrauch ohne eCDA-Funktion daher ca. 239 g/km. Anhand des vorhin erreichten Ergebnisses (Abbildung 35, ohne eCDA) von 229 g/km und der etwas geringeren Kraftstoffersparnis kann man erkennen dass, wie bereits in Kapitel 2.2 erwähnt, die Dynamik im FTP75-Zyklus doch höher als im NEDC-Zyklus ist.

Durch intelligente Applikation des Umschalthysterese-Kennfeldes wird auch im dynamischeren FTP75-Test ein oftmaliges Hin- und Herschalten zwischen den beiden Modi verhindert und kleine Geschwindigkeitsänderungen können trotzdem im Half-Engine-Modus bewältigt werden (Abbildung 39). Somit ist gewährleistet, dass sich keine unnötigen Umschaltungen negativ auf die Driveability auswirken und dass die eCDA-Funktion auch bei einem dynamischeren Fahrprofil seine Vorteile hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs aufzeigen kann.

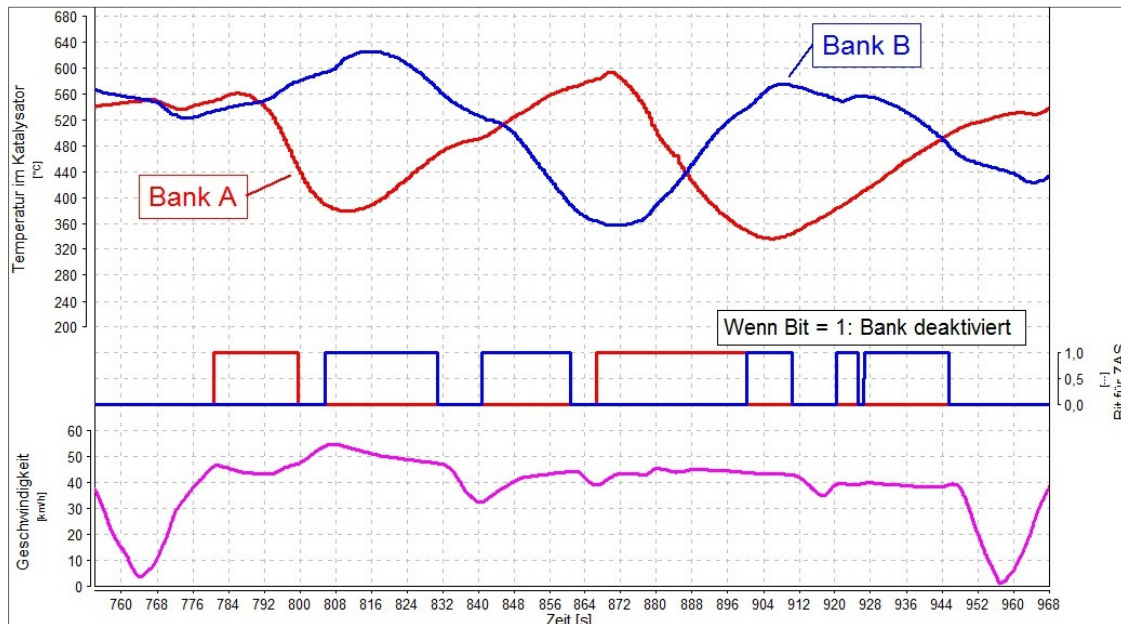


Abbildung 39: kleine Geschwindigkeitsänderungen im FTP75-Zyklus werden im 3-Zylinder Modus gefahren

Auch beim FTP75-Fahrzyklus liegen die erreichten Emissionswerte deutlich unter den vorgeschriebenen Grenzwerten (siehe Abbildung 40). Ähnlich wie bereits weiter oben in der NEDC-Auswertung beschrieben, sind die Werte für HC (NMOG) und NO_x im 3-Zylinder-Betrieb erhöht. Auch hier lässt sich die Erhöhung dieser Emissionen auf die dynamische Lambda-Regelung zurückführen und eine Optimierung in der Applikation hinsichtlich einer Serieneinführung wäre notwendig.

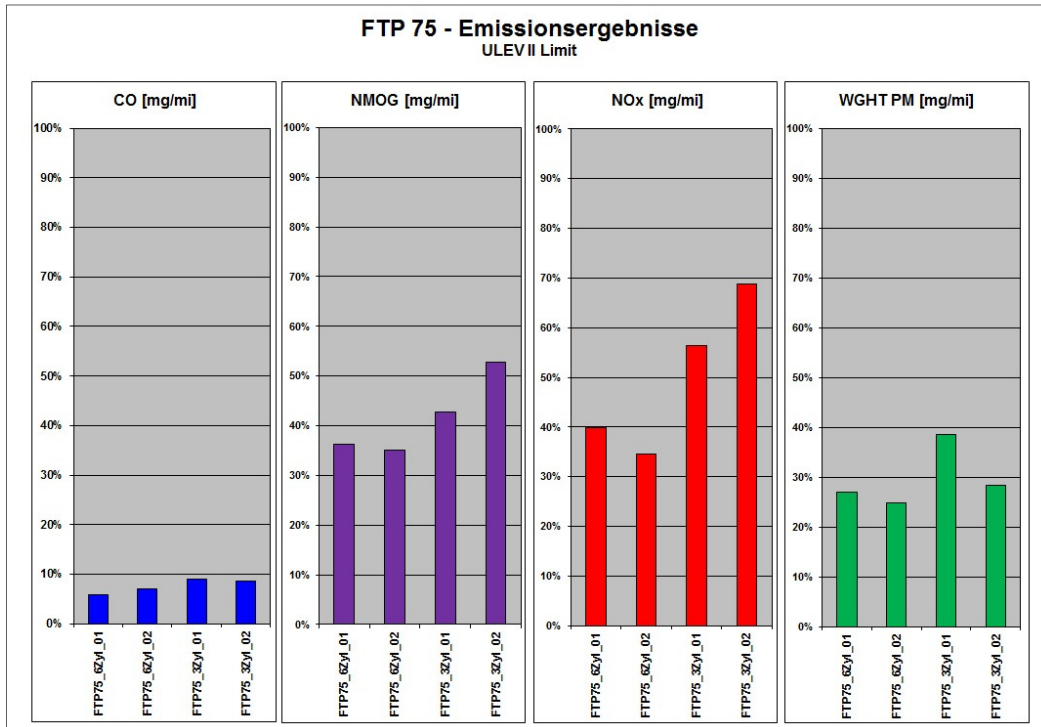


Abbildung 40: Emissionsergebnisse für den FTP75-Zyklus

5.5. FTP75-Test mit Purge Funktion

5.5.1. Prinzipieller Aufbau des Purge-Systems

Da der Kunde evtl. das Fahrzeug ohne große konstruktive Änderungen auf den Markt bringen möchte, soll zusätzlich zur eCDA-Funktion auch noch die Purge-Funktion untersucht werden. Unter der Purge-Funktion versteht man die Verbrennung des sich im Tank ansammelnden, verdunstenden HC-Gemisches. Dieses Gemisch entsteht durch die Erwärmung des Kraftstoffes (HC) im Tank eines Fahrzeuges, welches unter keinen Umständen an die Umwelt gelangen darf. Aus diesem Grund ist ein Aktivkohlefilter (AKF) mit dem Tank verbunden. Die verdampfenden Kohlenwasserstoffe sammeln sich im AKF und in regelmäßigen Abständen muss dieser Filter, bevor die Speicherkapazität erschöpft ist, regeneriert werden, ansonsten kann es passieren, dass HC ungefiltert in die Umgebung entweicht. Zur Regeneration des Filters wird das AKF-Absperrventil und das Tankentlüftungsventil geöffnet. Der Motor saugt dabei Frischluft durch den AKF, wodurch die Frischluft die angesammelten Kohlenwasserstoffe aus dem Filter spült. Dieses HC-Luft-Gemisch wird ins Saugrohr eingeleitet und im Motor verbrannt.

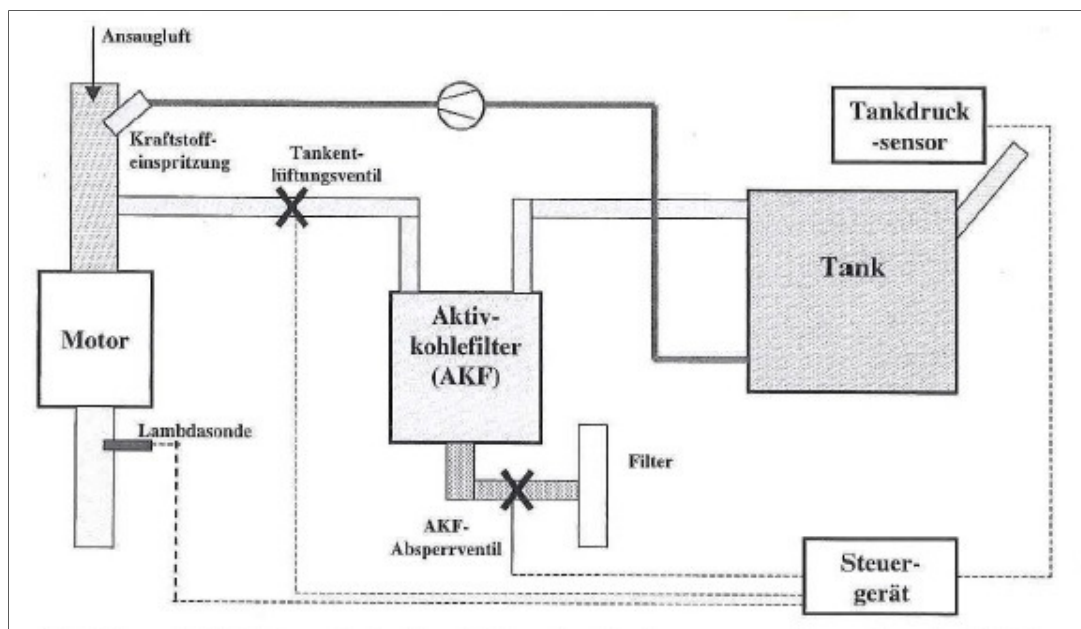


Abbildung 41: Schematische Darstellung des Tanksystems moderner Benzin-PKW [16]

Da für diesen Spülvorgang ein ausreichender Unterdruck im Saugrohr nötig ist, der bei höheren Motorlasten wie im 3-Zylinder-Betrieb nicht vorhanden ist, kann es mit der Zylinderabschaltung passieren, dass der Aktivkohlefilter nicht ausreichend gespült und

regeneriert wird. Außerdem besteht die Gefahr, nachdem bei diesem Motor die Einleitung des HC-Luft-Gemisches zentral für beide Zylinderbänke ins Plenum erfolgt und im Half-Engine Mode dieses Gemisch auch in die unbefeuerte Bank gelangen kann, dass die HC-Emissionen in den verschiedenen Fahrzyklen die gesetzlich erlaubten Grenzwerte übersteigen.

5.5.2. Auswertung und Ergebnisse Purge-Test

Um sicherzustellen ob der Aktivkohlefilter ausreichend regeneriert wird, muss ein bestimmter Massenfluss des HC-Luft-Gemisches durch das Ventil gewährleistet sein. Als erster Ansatz wird überlegt die Purge-Funktion nur dann freizugeben, wenn sich das Fahrzeug im 6-Zylinder-Modus befindet. So wird gewährleistet, dass das HC-Luft-Gemisch in beiden Bänken verbrannt wird und sich die HC-Emissionen nicht unnötig erhöhen. Um aber teure Testzeit auf der Funktionsrolle zu sparen, wird nur der Worst-Case untersucht und dargestellt, d.h. die Purge-Funktion bleibt auch während des 3-Zylinder-Betriebs eingeschaltet. Vor Testbeginn wird der Aktivkohlefilter vollständig mit Butan gefüllt, so soll eine volle Beladung des AKF mit Kohlenwasserstoff (HC) simuliert werden. Der beladene AKF-Behälter wird mit dem Saugsystem des Fahrzeugs verbunden und ein vollständiger FTP75-Zyklus abgefahren. Danach wird der Behälter wieder auf einer Waage abgewogen und das Differenzgewicht von ca. 90 g stellt den aktuellen Verbrauch von Butan während des Fahrzyklus dar.

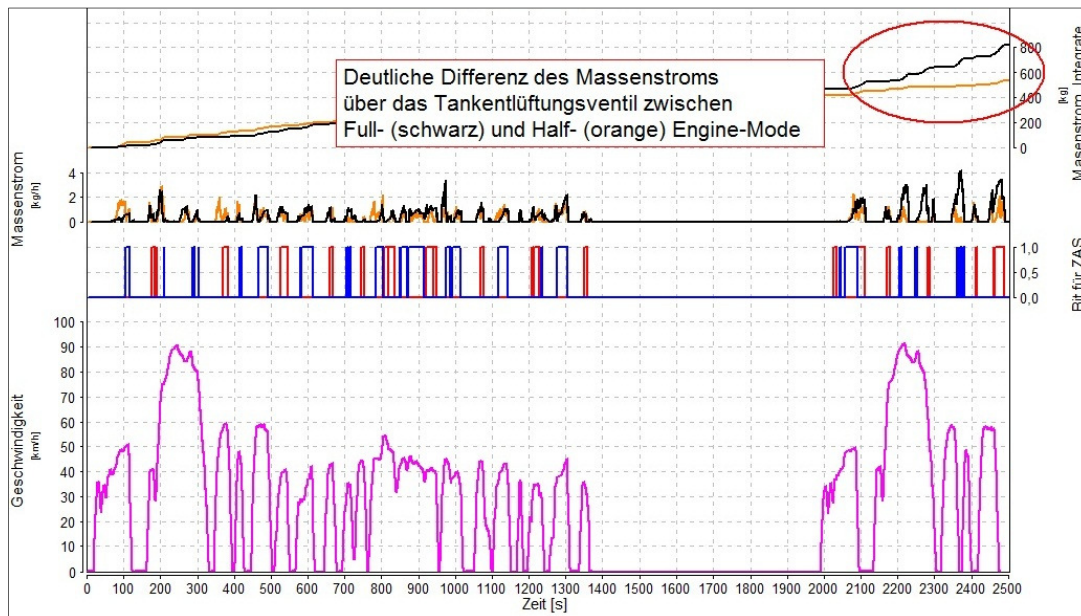


Abbildung 42: Darstellung des Unterschiedes im Massenstrom zwischen 6- und 3-Zylinder Betrieb

Während eines FTP75-Zyklus befindet sich das Fahrzeug ca. 20 % der Testzeit im Half-Engine Modus. Mit der bereits oben erwähnten Beladung des AKF mit ca. 90 g Butan werden also 18 g Butan im 3-Zylinder Betrieb durch das Plenum gespült. Mit den Annahmen dass davon ca. 50 % durch die deaktivierte, nicht befeuerte Bank gespült wird und der Saugrohrdruck aufgrund der höheren Lastanforderung im Half Engine Mode ungefähr doppelt so hoch ist wie im 6-Zylinder Betrieb, gehen zusammengefasst ca. 4,5 g Butan (entspricht 5 % der Butanmasse) während des gesamten Fahrzyklus durch die unbefeuerte Bank.

Größere Auswirkungen hat die eCDA-Funktion auf den Massenstrom über das Tankentlüftungsventil, etwa 35 % weniger kann im Gegensatz zum Full Engine Mode umgesetzt werden (siehe Abbildung 42). Abhilfe würde hier etwa ein größeres Ventil schaffen, welches einen höheren Massenstrom auch im 3-Zylinder Betrieb zulassen würde.

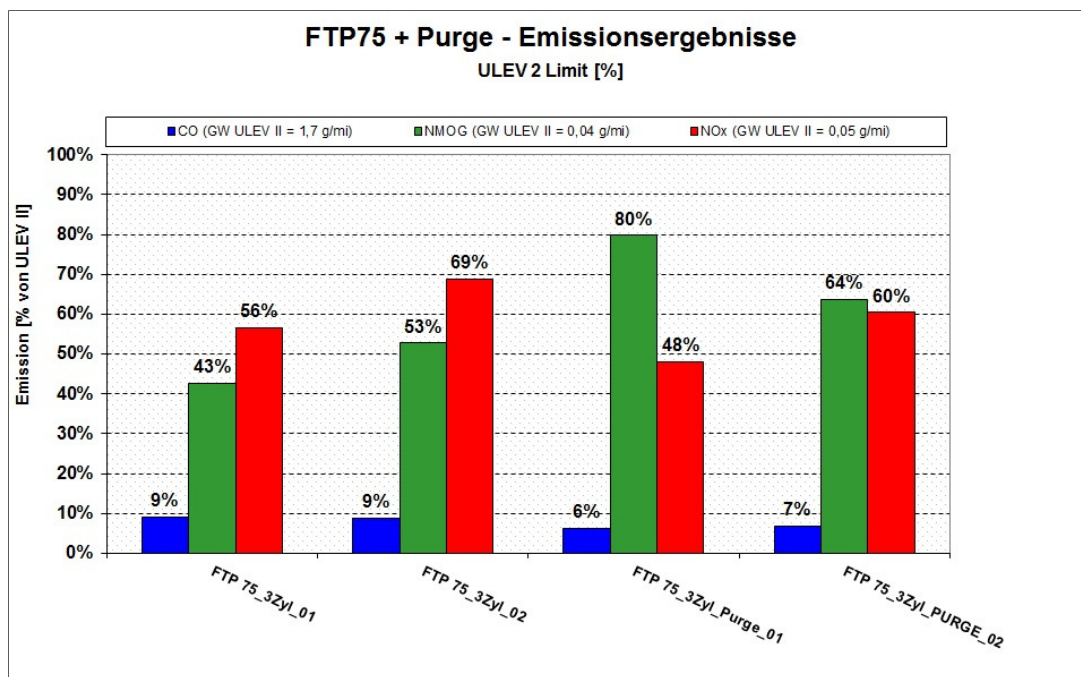


Abbildung 43: Vergleich der FTP75-Emissionen im Half-Engine Mode (mit und ohne Purge-Funktion)

Betrachtet man die Emissionen näher (Abbildung 43), so ist die erwartete, eindeutige Erhöhung der HC-Werte (80 % bzw. 64 %) im Vergleich mit den Ergebnissen aus den Tests ohne Purge-Funktion zu erkennen. Dies lässt sich auf die bereits erwähnte zentrale Einleitung des HC-Luft-Gemisches in das Plenum zurückführen, somit gelangt das Gemisch auch während einer Zylinderdeaktivierung in die unbefeuerte Bank (Abbildung 44). Um diesen unerwünschten Effekt aufzuheben, gibt es mehrere Möglichkeiten. Erstens gibt es die

Software-technische Möglichkeit das Tankentlüftungsventil nur dann zu öffnen, wenn sich das Fahrzeug im 6-Zylinder Betrieb befindet. Somit würde das HC-Luft-Gemisch immer in beiden Bänken verbrannt werden und es kommt zu keiner Erhöhung der HC-Emissionen. Wie aber schon weiter oben erwähnt, wird aufgrund des 20 %-Anteils der eCDA-Funktion an der Zykluszeit der vom Kunden geforderte Massenstrom über das Ventil nicht erreicht und somit fällt diese Option als Lösungsansatz aus.

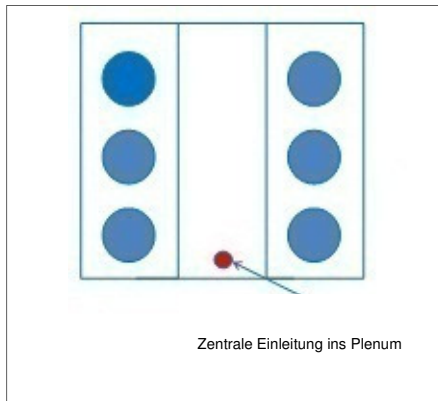


Abbildung 44: Zentrale Einleitung des HC-Luft-Gemisch ins Plenum

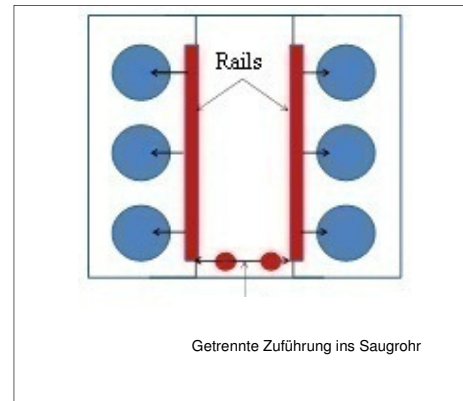


Abbildung 45: getrennte Einleitung des HC-Luft-Gemisch mit zwei Rails und zwei Ventilen

Eine weitere Variante besteht darin, die Zuleitung vom Aktivkohlefilter auf beide Saugrohre aufzuteilen, dazu wären zwei Rails und ein weiteres Ventil notwendig (Abbildung 45). Nur so kann sichergestellt werden, dass das HC-Luft-Gemisch nur in die befeuerte Bank eingeleitet und somit verbrannt wird. Diese Optionen stellen natürlich nur einen kleinen Teil von Möglichkeiten dar, die Auswahl einer endgültigen Lösung wird dem Kunden überlassen.

6. Zusammenfassung

Das Ziel dieser Diplomarbeit war es, bei einem bestehenden, großvolumigen V6-Motor die elektronische ZAS-Funktion zu implementieren und so in der Applikation anzupassen, dass bei Durchführung verschiedener Fahrzyklen (NEDC und FTP75) eine Verbrauchsverbesserung erzielt werden kann. Ebenfalls sollten sich die Emissionswerte der einzelnen, gesetzlich limitierten Abgaskomponenten im Vergleich zum 6-Zylinder-Betrieb nicht drastisch erhöhen oder sogar die Grenzwerte überschreiten.

Hier stellt die AVL List GmbH mit der von ihr entwickelten eCDA-Funktion den Fahrzeugherstellern eine kostengünstige Alternative zur Verfügung. Anstatt wie bisher eine aufwendige und kostenintensive mechanische Zylinderabschaltung, bei der der Ventiltrieb deaktiviert werden muss, zu verwirklichen, kann mithilfe der elektronischen ZAS der bisher verwendete Motor weiterhin eingesetzt werden. Hierbei wird lediglich die Einspritzung deaktiviert und die Ventile werden weiterhin geöffnet. Da auch der Abgasstrang in diesem Fahrzeug (V-Motor) getrennt ausgeführt ist, muss auch nichts an der Abgasnachbehandlung verändert werden. Einzige Bedingung ist, dass bei längerer Fahrt im 3-Zylinder-Betrieb in gewissen Abständen die Einspritzung von der einen auf die andere Zylinderbank wechseln muss (Toggeln), um ein Auskühlen des Drei-Wege-Katalysators der unbefeuerten Bank unter die Light-Off Temperatur zu verhindern. Um den Verbrauchsvorteil noch deutlicher ausfallen zu lassen, ist auch eine Positionsveränderung der Ein- und Auslassnockenwelle der unbefeuerten Bank nötig. Mithilfe der im Basismotor ohnehin vorhandenen Phasensteller werden die Nockenwellen in eine Stellung minimaler Pumpverluste gebracht, so können wirkungsvoll die Ladungswechselverluste minimiert werden.

Vor der Durchführung der Emissionstests am Rollenprüfstand musste zuerst der Drehzahl- und Drehmomentbereich, in dem die ZAS verbrauchsgünstiger arbeiten wird, abgegrenzt werden. Zu diesem Zweck wurde eine Rasterung durchgeführt, anhand dieser sich ein gewisser Betriebsbereich in der Teillast als optimal herausstellte. Nach der Bedatung der Kennfelder für die Umschalthyserese konnten die einzelnen Fahrzyklen abgearbeitet werden. Die Umschalthyserese musste so gestaltet werden, dass eine mehrmaliges Hin- und Herschalten zwischen 6- und 3-Zylinder-Betrieb bei Konstantfahrten vermieden wird, da sich solche Schaltungen als störender Einfluss hinsichtlich der Driveability herausstellten.

Nach mehrmaliger Durchführung der verschiedenen, vom Kunden geforderten, Prüfzyklen konnte nach Mittelung der Ergebnisse eine Verbrauchsverbesserung von 3,9 % im NEDC-

Zyklus und eine Verbesserung von 2,3 % im FTP75-Zyklus erzielt werden. Außerdem wurde die Zielvorgabe erreicht, die Emissionsgrenzwerte der einzelnen Abgaskomponenten nicht zu überschreiten.

Zum Abschluss dieser Diplomarbeit sollten noch die Auswirkungen der Purge-Funktion (Spülvorgang des Aktivkohlefilters im Tank) während der Zylinderabschaltung untersucht werden. Auch hier konnte dieselbe Verbrauchsverbesserung (2,3 %) nachgewiesen werden, lediglich die HC-Emissionen erhöhten sich im Vergleich zu den FTP75-Tests mit geschlossenem AKF-Ventil drastisch. Der Grund liegt hier bei der zentralen Einleitung des HC-Luft-Gemisches ins Ansaugplenum, sodass dieses Gemisch auch die unbefeuerte Zylinderbank durchströmt.

Obwohl zuerst die vom Kunden geforderten Fahrzyklen hinsichtlich des Kraftstoffverbrauches optimiert wurden, überzeugte die elektronische Zylinderabschaltung auch im realen Fahrbetrieb. Bei normaler, konstanter Fahrweise im Stadtverkehr/Landstraße/Autobahn-Mix befindet man sich sehr oft im Betriebsbereich der ZAS und auch bei längerer Deaktivierung der Zylinderbänke mit den entsprechenden, temperaturabhängigen Toggelvorgängen stellten sich die Katalysatortemperaturen nicht als Problem dar.

Um die geringen Emissionserhöhungen, die im NEDC- und FTP75-Zyklus aufgetreten sind zu minimieren, ist wahrscheinlich eine genauere Betrachtung der einzelnen Umschaltvorgänge während einer Serienapplikation notwendig. Dies lässt sich aber Software-technisch umsetzen, somit sind keine teuren Änderungen am Grundkonzept notwendig. Nur die Zuleitung des HC-Luft-Gemisches während des Spülens des Aktivkohlefilters ins Plenum erfordert evtl. ein zweites Ventil und Rail, um die HC-Emissionen wieder zu senken. Diese Variante kann aber relativ kostengünstig mit bestehendem Konzept durchgeführt werden.

Schlussendlich wurden mit der elektronischen Zylinderabschaltung sämtliche Zielvorgaben erreicht und dem Kunden konnte eine kostengünstige und schnell umsetzbare Alternative zur mechanischen Zylinderabschaltung präsentiert werden.

7. Verzeichnisse

7.1. Abbildungsverzeichnis

ABBILDUNG 1: STOFFLICHE ZUSAMMENSETZUNG DER GLOBALEN ANTHROPOGENEN TREIBHAUSGASEMISSIONEN (ALS CO ₂ -ÄQUIVALENTE) [2]	1
ABBILDUNG 2: AUFTEILUNG DER GLOBALEN JÄHRLICHEN TREIBHAUSGASEMISSIONEN [2]	2
ABBILDUNG 3: BEOBACHTETE ÄNDERUNG DER DURCHSCHNITTLICHEN TEMPERATUR DER ERDOBERFLÄCHE [3].....	2
ABBILDUNG 4: ZUNAHME DES KOHLENDIOXIDS IN DER ERDATMOSPHERE [3].....	3
ABBILDUNG 5: SEKTORENVERGLEICH DER CO ₂ -EMISSIONEN IN DER EU [2]	3
ABBILDUNG 6: ZULÄSSIGE SPEZ. CO ₂ -EMISSIONEN IN ABHÄNGIGKEIT VON DER KRAFTFAHRZEUGMASSE [2]	6
ABBILDUNG 7: GEMESSENES GESCHWINDIGKEITSPROFIL NEW EUROPEAN DRIVING CYCLE (NEDC)	8
ABBILDUNG 8: GEMESSENES GESCHWINDIGKEITSPROFIL FEDERAL TEST PROCEDURE (FTP75)	9
ABBILDUNG 9: FUNKTIONSSCHEMA PKW-ROLLENPRÜFSTAND [8]	11
ABBILDUNG 10: ZYLINDERABSCHALTUNG BEI VERSCHIEDENEN MOTORBAUFORMEN [9].....	14
ABBILDUNG 11: AUSWIRKUNG DER ZYLINDERABSCHALTUNG IM MOTORKENNFELD [10]	15
ABBILDUNG 12: WANDWÄRMEVERLUSTE DER PROZESSE OHNE UND MIT WANDWÄRMEÜBERGANG [17]	17
ABBILDUNG 13: AUFTEILUNG DER LADUNGSWECHSELVERLUSTE [10].....	18
ABBILDUNG 14: WIRKUNGSGRADENTWICKLUNG BEI STEIGENDEM EFFEKTIVEM MITTELDRUCK [17]	19
ABBILDUNG 15: NEDC-MESSUNG VW 1.4L TSI MIT DSG; ÜBERLANDZYKLUS.....	21
ABBILDUNG 16: PRINZIP DER ELEKTRONISCHEN ZYLINDERABSCHALTUNG [14].....	23
ABBILDUNG 17: ABGASTEMPERATUR IM NEDC MIT ELEKTRONISCHER ZYLINDERABSCHALTUNG	24
ABBILDUNG 18: NW-STELLUNG (BEISPIELHAFT) FÜR MINIMALEN VERBRAUCH [14]	25
ABBILDUNG 19: NW-STELLUNG (BEISPIELHAFT) FÜR MINIMALE PUMPVERLUSTE [14].....	25
ABBILDUNG 20: AUSGANGSSTELLUNG DER NW FÜR EINEN TOGGELVORGANG	26
ABBILDUNG 21: VORBEREITUNG DER NW DER DEAKTIVIERTEN BANK FÜR DEN TOGGELVORGANG.....	26
ABBILDUNG 22: WECHSEL DER EINSPRITZUNG VON AKTIVER ZUR DEAKTIVIERTEN ZYLINDERBANK	27

ABBILDUNG 23: ENDPOSITION DER NOCKENWELLEN BEIDER ZYLINDERBÄNKE NACH DEM TOGGELN.....	27
ABBILDUNG 24: PARALLELE VERSTELLUNG DER NOCKENWELLEN [14].....	28
ABBILDUNG 25: VERBRAUCHSVERBESSERUNG DURCH ECDA BEI VERSTELLUNG DER STEUERZEITEN [14].....	28
ABBILDUNG 26: ÜBERSICHT ÜBER DIE ECDA-FUNKTION	30
ABBILDUNG 27: ÜBERSICHT ÜBER ALLE EINGANGSGRÖßEN IN DIE CD STATE MACHINE	31
ABBILDUNG 28: BSP.MESSUNG VERBRAUCHSREDUKTION 2000 1/MIN (VERGLEICH ZW. 6- UND 3 ZYLINDER-BETRIEB).....	33
ABBILDUNG 29: ZAS-BETRIEBSBEREICH (VERGLEICH ZWISCHEN 6 UND 3 ZYLINDER BETRIEB)	34
ABBILDUNG 30: DARSTELLUNG KONSTANTFAHRPUNKTE DER FAHRZYKLEN IM ZAS-BEREICH	34
ABBILDUNG 31: UMSCHALTSTRATEGIE IM NEDC-FAHRZYKLUS	35
ABBILDUNG 32: UMSCHALTHYSTERESE AM BEISPIEL FÜR DEN 3. GANG	36
ABBILDUNG 33: OFTMALIGES HIN- UND HERSCHALTEN ZW. DEN EINZELNEN MODI IM NEDC-ZYKLUS	37
ABBILDUNG 34: IDEALER UMSCHALTVORGANG ZW. FULL- UND HALF-ENGINE MODE NACH ANPASSUNG DES UMSCHALTHYSTERESE-KENNFELDES IM NEDC-ZYKLUS.....	37
ABBILDUNG 35: VERBRAUCHSVERGLEICH IM NEDC-ZYKLUS MIT UND OHNE ECDA-FUNKTION	38
ABBILDUNG 36: EMISSIONSERGEBNISSE FÜR DEN NEDC-ZYKLUS.....	39
ABBILDUNG 37: DARSTELLUNG DES EMISSIONSANSTIEGS (IM 3-ZYLINDER-BETRIEB) DER KOMponenten HC, CO UND NO _x VERURSACHT DURCH EINEN TOGGELVORGANG	40
ABBILDUNG 38: VERBRAUCHSVERGLEICH IM FTP75-ZYKLUS MIT UND OHNE ECDA-FUNKTION	41
ABBILDUNG 39: KLEINE GESCHWINDIGKEITSÄNDERUNGEN IM FTP75-ZYKLUS WERDEN IM 3-ZYLINDER MODUS GEFAHREN	42
ABBILDUNG 40: EMISSIONSERGEBNISSE FÜR DEN FTP75-ZYKLUS.....	43
ABBILDUNG 41: SCHEMATISCHE DARSTELLUNG DES TANKSYSTEMS MODERNER BENZIN-PKW [16].....	44
ABBILDUNG 42: DARSTELLUNG DES UNTERSCHIEDES IM MAssENSTROM ZWISCHEN 6- UND 3-ZYLINDER BETRIEB.....	45

ABBILDUNG 43: VERGLEICH DER FTP75-EMISSIONEN IM HALF-ENGINE MODE (MIT UND OHNE PURGE-FUNKTION)	46
ABBILDUNG 44: ZENTRALE EINLEITUNG DES HC-LUFT-GEMISCH INS PLENUM.....	47
ABBILDUNG 45: GETRENNTE EINLEITUNG DES HC-LUFT-GEMISCH MIT ZWEI RAILS UND ZWEI VENTILEN.....	47

7.2. Literaturverzeichnis

- [1]. Deutschland, Verkehrsclub. *Argumente_fuer_CO2Grenzwerte_von_PKW.pdf*.
<http://www.vcd.org/>. [Online] Oktober 2012.
http://www.vcd.org/fileadmin/user_upload/redakteure_2010/themen/auto_umwelt/CO2-Grenzwert/20121016_Argumente_fuer_CO2Grenzwerte_von_PKW.pdf.
- [2]. Geringer, B. und Tober, W.K. Emissionen. <http://www.auto-umwelt.at>. [Online] 2010.
- [3]. Paeger, Jürgen. <http://www.oekosystem-erde.de/>. <http://www.oekosystem-erde.de/html/klimawandel.html>. [Online] 2006-2013.
- [4]. <http://www.umweltbundesamt.at/>.
http://www.umweltbundesamt.at/umweltsituation/verkehr/fahrzeugtechnik/pkw/co2_pkw_2008/. [Online] 2013.
- [5]. <http://www.bmu.de/>. http://www.bmu.de/fileadmin/bmu-import/files/pdfs/allgemein/application/pdf/eu_verordnung_co2_emissionen_pkw.pdf.
[Online]
- [6]. <http://bestsellingcarsblog.com/>. <http://bestsellingcarsblog.com/2012/03/03/europe-full-year-2011-top-318-all-models-ranking-now-available/>. [Online] 2012.
- [7]. Eichlseder, Helmut. *Skriptum Kolbenmaschinen*. 2007.
- [8]. Wimmer, Andreas. *Skriptum: Laborübung Motor und Umwelt*. 2011.
- [9]. Eichlseder, Helmut, Klütting, Manfred und Piock, Walter F. *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*. 2008.
- [10]. Golloch, Rainer. *Downsizing bei Verbrennungsmotoren*. 2005.
- [11]. Indra, Friedrich. Zylinderabschaltung für alle Ottomotoren. *MTZ*. 2011, 10.
- [12]. Pudenz, Katrin. <http://www.springerprofessional.de/acht-oder-vier-neuer-v8-saugmotor-von-amg-mit-zylinderabschaltung-14217/3950766.html>. [Online] 25. 07 2011.
- [13]. Middendorf, Hermann, Theobald, Jürgen und Lang, Leonhard.
<http://www.springerprofessional.de/14-tsi-zylinderabschaltung-im-vierzylinder-14444/3951046.html>. [Online] 2011.

- [14]. *Zylinderabschaltung am Vierzylinder - eine Alternative zum Zweizylinder?* Kapus, Paul, Spanner, Christian und Fraidl, G.K. Wien : ÖVK 32. Internationales Wiener Motorensymposium, 2011.
- [15]. ZF, Friedrichshafen.
http://www.zf.com/media/media/img_1/corporate/products/innovation/8hp/www_11_023884z_fge_8HP_Produkt.pdf. [Online] 2012.
- [16]. Hausberger, Stefan. *Skriptum Umweltauswirkungen des Verkehrs Teil I*. 2011.
- [17]. Wimmer, Andreas. *Skriptum Thermodynamik des Verbrennungsmotors*. 2004.
- [18]. Hochnetz, Alexander. *Applikation eines 4-Zylinder Ottomotors mit elektronischer Zylinderabschaltung*. 2011.