

Wirkungsgradoptimaler Betrieb eines aufgeladenen 1,0 l Dreizylinder CNG Ottomotors innerhalb einer parallelen Hybridarchitektur

Von der Fakultät

Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik der Universität Stuttgart

zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

Daniel Boland

aus Köln

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. M. Bargende

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. G. Hohenberg

Tag der mündlichen Prüfung: 01.12.2010

Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen
der Universität Stuttgart

2011

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK) der Universität Stuttgart unter der Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Bargende.

Mein besonderer Dank gilt den Herren Prof. Dr.-Ing. M. Bargende und Hans-Jürgen Berner für die hervorragende wissenschaftliche und persönliche Betreuung während der Durchführung dieser Arbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Hohenberg danke ich herzlich für das entgegengebrachte Interesse an dieser Arbeit und die Übernahme des Koreferates.

Ein herzlicher Dank gebührt allen Institutsmitarbeitern, studentischen Hilfskräften, Studienarbeitern und Diplomanden für die Unterstützung dieses Projektes.

Herrn Dr. Quark danke ich für die Initiierung dieses Vorhabens sowie Herrn Uwe Rüd für dessen Fortführung. Bei Herrn Günther Schlarb und dessen Abteilung (GM Power Train/PT Concept Studies) bedanke ich mich für die beispielhafte hardwareseitige Unterstützung sowie für die beratende Funktion.

Dem Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) danke ich für die Initiierung und Förderung dieses Forschungsvorhabens.

Der Firma Robert Bosch GmbH, insbesondere Herrn Dr. Kraft, Herrn Thomas Huber und Herrn Thorsten Allgeier danke ich für die soft- und hardwareseitige Unterstützung.

Den Firmen BorgWarner Turbo Systems (Rolf Sauerstein), Johnson Matthey Plc, Emitec GmbH (Roman Konieczny), Wahler GmbH & Co. KG, Kolbenschmidt Pierburg AG und BEHR GmbH & Co. KG gebührt mein Dank für die zur Verfügung gestellte Hardware.

Summary

In the effort to satisfy future carbon dioxide emission limits, both hybridized drive technologies and alternative fuels such as “Compressed Natural Gas” continue to gain importance. For this reason a research project supported by the German Federal Ministry of Economics and Technology was launched at the end of 2006 to create a prototype for a parallel natural-gas hybrid vehicle. The project was implemented by Adam Opel GmbH, Robert Bosch GmbH, the Research Institute of Automotive Engineering and Vehicle Engines Stuttgart and the Institute for Internal Combustion Engines and Automotive Engineering of the University of Stuttgart. The prototype, based on an Opel Astra Caravan (station wagon), achieved a reduction of carbon dioxide emissions to under 90 g/km in the New European Driving Cycle.

The natural-gas-powered 1.0 liter three-cylinder spark-ignition engine is based on the “Ecotec Compact” engine introduced in 1997 by Adam Opel GmbH, the performance characteristics and rated power output of which were increased by a wastegate turbocharger. The focal point of this work is the optimization of fuel consumption and emissions characteristics of the internal combustion engine through its “phlegmatic” operation. Where necessary, the reduced dynamic behaviour could be compensated by the operation of the electrical machine (motor mode).

Fundamental test-bench analyses, like variations of spark timing or air-fuel ratio, offered the possibility to oppose the operating behaviour of natural-gas-powered engines to that of the operation with conventional gasoline. It could be shown, that the position of 50 % mass fraction burned (efficiency) as well as the qualitative emission-characteristics (air-fuel ratio) of natural gas engines match those of gasoline-powered spark-ignition engines. The improvement of the lower and mid range performance characteristics was achieved by an opened wastegate (Active-WG) and through the use of high- and low-pressure exhaust-gas recirculation systems. By the use of the Active-WG strategy a reduction in fuel-consumption was reached. Through bypassing the turbine of the turbocharger, which acts as a heat sink, another effect of this strategy was a quicker Light-Off-Point of the catalytic converter. The comparison of the high- and low-pressure exhaust-gas recirculation systems further showed significant advantages of the low-pressure exhaust-gas recirculation in relation to the maximum possible recirculation-rate going along with a reduction of nitrogen oxide emissions. Particularly for high recirculation-rates of the low-pressure system the results provide evidence for clearly reduced inlet manifold temperatures, which, as opposed to high-pressure recirculation, made a contribution to a further reduction of the nitrogen-oxide emissions. Using the high-pressure recirculation system on the other hand lead to higher engine-efficiency especially for low loads (dethrottling). The use of high-pressure exhaust-gas recirculation in combination with a port deactivation system (Twinport-technology) further increased exhaust-gas recirculation compatibility up to the level of the low-pressure system (without Twinport-technology).

These findings thus lead to the following operation strategy of the internal combustion engine, which optimises engine-efficiency as well as emissions:

For lower part load the high-pressure exhaust-gas recirculation was used combined with the port deactivation system. In middle and upper partial load range towards full load the low-pressure exhaust-gas recirculation was applied because of the reduced pressure drop among inlet manifold and exhaust-gas side as well as the more homogeneous distribution of the exhaust-gas to the single cylinders. This fragmentation of operation-modes resulted in a possible use of the named technology advantages throughout the whole operating map.

Application of an oversized exhaust-gas turbocharger (extended turbine neck square area) and a modified opening ratio on the compressor side lead to an optimization of high engine load performance characteristics. As negative effects a deterioration of the transient operating performance as well as an enlargement of the Low-End-Torque area were shown, both of them going along with the extension of the turbine neck square area. In addition to the optimization throughout the operating map a consumption- and emission reducing start/stop-strategy was developed. The advantages of this strategy were achieved by accelerating the combustion engine through the electric machine with deactivated injection (activation of the injection was carried out when reaching the target engine speed). Further possibilities to reduce hazardous emissions were shown by applying an electrically heated catalytic converter system.

To evaluate the test-bench-measured engine optimizations and to develop a fuel-efficient drive train, a model of the hybridized drive train was created using GT-Drive and Matlab/Simulink software. The operation strategy coordinating the two engines was based on a modified version of the SoC-neutral "Equivalent Consumption Minimization Strategy". With this model the operation points within the combustion engine's performance map could be identified as they occurred frequently for the investigated hybrid-configuration (combustion engine, electric machine, battery system etc.) and thus were of particular interest for the optimization of fuel consumption and emission characteristics. Furthermore, the impacts of the gear ratios of the transmission and the final drive as well as friction and inertia forces on the fuel consumption were determined. Finally an existing optimum, with regard to the dimensioning of the combustion engine and the electric machine, could be identified for the full hybrid.

The simulations quantified the consumption reduction potential for the applied engine optimizations with approximately four percent (NEDC).

Zusammenfassung

Um zukünftige Kohlenstoffdioxidgrenzwerte zu erfüllen, gewinnen hybridisierte Antriebskonzepte und alternative Kraftstoffe wie beispielsweise „Compressed Natural Gas“ stetig an Bedeutung. Daher erfolgte Ende 2006 die Initiierung eines durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie geförderten Forschungsvorhabens zur prototypischen Erstellung eines parallelen Erdgashybridfahrzeuges. Umgesetzt wurde dieses durch die Adam Opel GmbH, die Robert Bosch GmbH, das Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart und das Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart. Der auf einem Opel Astra Caravan basierende Prototyp ermöglichte die Reduktion der Kohlenstoffdioxidemissionen auf unter 90 g/km im Neuen Europäischen Fahrzyklus.

Der erdgasbetriebene 1,0 l Dreizylinder-Ottomotor beruht auf dem 1997 durch die Adam Opel GmbH vorgestellten „Ecotec Compact“ Motor, dessen Volllastcharakteristik und folglich die Nennleistung durch motorseitige Bauteilmodifikationen sowie die Verwendung eines Wastegate-Abgasturboladers gesteigert wurde. Im Fokus dieser Arbeit lag die kennfeldweite Verbrauchs- und Emissionsoptimierung der Verbrennungskraftmaschine durch den so genannten „phlegmatischen“ Betrieb. Die damit einhergehende Verschlechterung des Instationärverhaltens wurde im Bedarfsfall durch den motorischen Betrieb der elektrischen Maschine kompensiert bzw. überkompensiert.

Grundlegende Prüfstandsanalysen, wie beispielsweise die Variation des Zündzeitpunktes und die des Luft-Kraftstoffverhältnisses, ermöglichten es, das Betriebsverhalten erdgasbetriebener Ottomotoren dem des Benzinbetriebes gegenüberzustellen. Nachgewiesen wurde, dass sowohl die Lage des Verbrennungsschwerpunktes (Wirkungsgrad) als auch das qualitative Emissionsverhalten (Luft-Kraftstoffverhältnis) von Erdgasmotoren dem benzinbetriebener Ottomotoren entspricht. Die Optimierung der unteren und mittleren Teillastverbräuche gelang durch ein geöffnetes Wastegate (Active-WG Strategie) sowie durch die Verwendung eines Hoch- und Niederdruckabgasrückführsystems. Neben der Kraftstoffverbrauchsreduktion konnte durch die Active-WG Strategie ebenfalls ein schnellerer Light-Off des Katalysatorsystems durch den Bypass der als Wärmesenke wirkenden Turbine des Abgasturboladers nachgewiesen werden. Darüber hinaus zeigte der Vergleich des hoch- und niederdruckseitigen Abgasrückführsystems signifikante Vorteile zu Gunsten der Niederdruckabgasrückführung in Relation zur maximalen Rückföhrtrate und die damit einhergehende Reduktion der Stickoxidemissionen. Ferner ergab sich niederdruckseitig insbesondere bei hohen Abgasrückföhrraten ein deutlich reduzierteres Saugrohrtemperaturniveau, welches im Vergleich zum Hochdruckabgasrückföhrsystem zur weiteren Stickoxidreduktion beitrug. Demgegenüber föhrte der Einsatz des Hochdruckabgasrückföhrsystems insbesondere im unteren Teillastbereich zu höheren Motorwirkungsgraden (Entdrosselung). Durch den Betrieb der hochdruckseitigen Abgasrückföhrung in Kombination mit einem Kanaldeaktivierungssystem wurde die Abgasrückföhrverträglichkeit weiter gesteigert und bis auf das Niveau des Niederdruckabgasrückföhrsystems

(ohne Twinport-Technologie) angehoben. Diese Erkenntnisse führten daher zu der folgenden wirkungsgrad- und emissionsoptimalen Betriebsstrategie der Verbrennungskraftmaschine:

In der unteren Teillast wurde auf Grund des höheren Motorwirkungsgrades die hochdruckseitige Abgasrückführung in Kombination mit einem Kanaldeaktivierungssystem (Twinport-Technologie) eingesetzt. In den mittleren und volllastnahen Betriebsbereichen fand durch das reduzierte Spülgefälle zwischen Abgas- und Saugrohrseite und die homogenere Verteilung des Abgases auf die einzelnen Zylinder die Niederdruckabgasrückführung Verwendung. Durch diese Aufteilung der Betriebsbereiche gelang die Nutzung der benannten Technologievorteile über nahezu den gesamten Kennfeldbereich hinweg.

Der Einsatz eines überdimensionierten Abgasturboladers (erweiterter Turbinenhalsquerschnitt) sowie eines verdichterseitig modifizierten Öffnungsverhältnisses führten zur Optimierung des volllastnahen Betriebsbereiches und der Volllast selbst. Nachteilig erwies sich in diesem Zusammenhang die mit der Erweiterung des Turbinenhalsquerschnittes einhergehende Verschlechterung des instationären Betriebsverhaltens der Verbrennungskraftmaschine sowie die Vergrößerung des Low-End-Torque Bereiches. Ferner konnte neben der kennfeldweiten Optimierung des Verbrennungsmotors eine kraftstoff- und emissionsreduzierende Start/Stop-Strategie erarbeitet werden. Ihre Vorteile resultierten aus dem „Hochschleppen“ des Verbrennungsmotors durch die elektrische Maschine (Schleppstart) bei deaktivierter Einspritzung (Aktivierung der Einspritzung erfolgte bei Erreichen der Zieldrehzahl). Weitere Möglichkeiten zur Reduktion der Schadstoffemissionen wurden durch den Vergleich eines elektrisch beheizten und konventionellen Katalysatorsystems aufgezeigt.

Zur Evaluierung der prüfstandsseitigen Motoroptimierungen und zur Entwicklung eines verbrauchsreduzierten Antriebsstranges, wurde ein kennfeldbasiertes Fahrzeuglängsdynamikmodell des hybridisierten Antriebsstranges mit Hilfe der Softwarepakete GT-Drive und Matlab/Simulink kreiert. Die zur Koordination der beiden Antriebsquellen eingesetzte Betriebsstrategie stützte sich auf eine modifizierte Version der SoC-neutralen „Equivalent Consumption Minimization Strategy“. Mit diesem Modell konnten die Betriebspunkte innerhalb des verbrennungsmotorischen Kennfeldbereiches identifiziert werden, die in dieser Hybridkonfiguration (Verbrennungsmotor, elektrische Maschine, Batteriesystem, etc.) besonders häufig auftraten und daher für die Optimierung des Kraftstoffverbrauches und des Emissionsverhaltens von besonderem Interesse waren. Des Weiteren wurde der Einfluss von Getriebe- und Achsübersetzungen sowie Reibungs- und Trägheitskräften auf den Kraftstoffverbrauch bestimmt. Letztlich konnte ein beim Vollhybriden vorliegendes Optimum in Bezug auf die Größe des Verbrennungsmotors und die Dimensionierung der elektrischen Maschine identifiziert werden.

Das durch die prüfstandsseitig durchgeführten Motoroptimierungen entstandene Kraftstoffreduktionspotential wurde simulativ mit zirka vier Prozent (NEFZ) beziffert.

Inhaltsverzeichnis

| | |
|--|------|
| Vorwort..... | III |
| Summary..... | IV |
| Zusammenfassung | VI |
| Inhaltsverzeichnis | VIII |
| Nomenklatur | XI |
| | |
| 1 Einleitung und Motivation..... | 1 |
| 2 Stand der Technik..... | 4 |
| 2.1 Erdgas und dessen Eignung als Kraftstoff | 4 |
| 2.1.1 Geschichte des Erdgases | 4 |
| 2.1.2 Aktuelle Entwicklungen und Verfügbarkeit | 5 |
| 2.1.3 Klassifizierung und Zusammensetzung | 6 |
| 2.1.4 Motorische Anwendung..... | 7 |
| 2.2 Aufladung mittels Abgasturbolader | 10 |
| 2.2.1 Geschichte der Abgasturboaufladung | 10 |
| 2.2.2 Abgasturboladerkonzepte..... | 11 |
| 2.2.3 Dimensionierung des Abgasturboladers | 13 |
| 2.2.3.1 Verdichter | 14 |
| 2.2.3.2 Turbine | 16 |
| 2.3 Gesetzlich limitierte Schadstoffemissionen | 18 |
| 2.3.1 Gesetzgebung | 19 |
| 2.3.1.1 Europäische Union..... | 19 |
| 2.3.1.2 Vereinigte Staaten von Amerika..... | 20 |
| 2.3.2 Fahrzyklen..... | 21 |
| 2.3.2.1 Neuer Europäischer Fahrzyklus..... | 21 |
| 2.3.2.2 Artemis..... | 22 |
| 2.3.2.3 Federal Test Procedure | 24 |
| 2.3.3 Entstehungsmechanismen der Schadstoffe | 25 |
| 2.3.3.1 Kohlenwasserstoffe..... | 25 |
| 2.3.3.2 Kohlenstoffmonoxid | 25 |
| 2.3.3.3 Stickstoffoxide | 26 |
| 2.4 Abgasrückführung | 27 |
| 2.4.1 Abgasrückführkonzepte | 28 |
| 2.4.2 Motorverhalten..... | 30 |
| 2.4.3 Verdichter- und Ladeluftkühlerbeanspruchungen (ND-AGR) | 31 |
| 2.5 Hybridisierung des Fahrzeuges | 33 |
| 2.5.1 Geschichte des Hybriden | 33 |
| 2.5.2 Hybridkonzepte | 35 |
| 2.5.2.1 Seriell | 35 |
| 2.5.2.2 Parallel | 36 |
| 2.5.2.3 Leistungsverzweigt | 37 |
| 2.5.3 Hybridspezifische Betriebsmodi | 38 |
| 2.5.4 Klassifizierung von Hybridfahrzeugen | 39 |
| 2.5.5 Energiespeicher für Hybridfahrzeuge | 40 |
| 2.5.5.1 Nickel-Metall-Hybrid-Batterie | 41 |
| 2.5.5.2 Lithium-Ionen-Batterie | 42 |
| 2.5.6 Betriebsstrategien für Hybridfahrzeuge | 42 |

| | | |
|--------|--|-----|
| 3 | Versuchsaufbau und -durchführung | 47 |
| 3.1 | Motormodifikationen und -konzept | 47 |
| 3.1.1 | Verwendetes Brennverfahren..... | 48 |
| 3.1.2 | Eingesetztes Abgasturboladerkonzept | 49 |
| 3.1.3 | Elektrisch beheizter Katalysator | 50 |
| 3.2 | Infrastruktur und Messequipment des Motorenprüfstandes..... | 52 |
| 3.2.1 | Aufbau der Abgasrückführsysteme..... | 54 |
| 3.2.2 | Bestimmung der Abgasturboladerdrehzahl..... | 54 |
| 3.2.3 | Hochdynamische Analyse der Kohlenwasserstoffemissionen..... | 54 |
| 3.2.4 | Kraftstoffverbrauchsbestimmung..... | 55 |
| 3.2.5 | Messung der elektrische Leistung..... | 55 |
| 3.3 | Konzept- und Aufbau des Fahrzeugprototypen | 55 |
| 3.3.1 | Kraftstoffversorgung und -speicherung | 57 |
| 3.3.2 | Aufbau der hybridspezifischen Kühlkreisläufe..... | 57 |
| 4 | Resultate der Versuchsdurchführung | 58 |
| 4.1 | Optimierung des Brennverfahrens | 58 |
| 4.2 | Emissionsverhalten und Twinport-System | 60 |
| 4.3 | Active-Wastegate Strategie | 62 |
| 4.4 | Hoch- und Niederdruckabgasrückführung | 66 |
| 4.4.1 | Mischstelle (ND-AGR) | 66 |
| 4.4.2 | Versuchsergebnisse | 68 |
| 4.5 | Kombination: Active-WG Strategie und Abgasrückführsysteme..... | 75 |
| 4.6 | Überdimensionierter Abgasturbolader | 77 |
| 4.7 | Betrachtung der motorischen Kennfelder | 78 |
| 4.8 | Abgasturboladerkennfelder: Heißgas- vs. Motorenprüfstand..... | 81 |
| 4.8.1 | Verdichterkennfeldvergleich..... | 82 |
| 4.9 | Optimierter Start/Stopp Vorgang des Verbrennungsmotors | 84 |
| 4.10 | Elektrisch beheizter Katalysator..... | 85 |
| 4.10.1 | Dimensionierung der elektrischen Heizleistung | 86 |
| 4.10.2 | Light-Off Temperatur des Katalysatorsystems | 87 |
| 4.10.3 | Elektrisch beheizter vs. unbeheizter Katalysator | 88 |
| 5 | Längsdynamiksimulation des Fahrzeugprototypen..... | 90 |
| 5.1 | Modellbildung und -annahmen | 91 |
| 5.1.1 | Betriebsstrategie..... | 91 |
| 5.1.2 | Fahrer | 93 |
| 5.1.3 | Fahrzeug..... | 93 |
| 5.1.4 | Verbrennungsmotor | 95 |
| 5.1.5 | Elektrische Maschine | 95 |
| 5.1.6 | Batterie | 97 |
| 5.2 | Simulationsergebnisse | 99 |
| 5.2.1 | State of Charge Charakteristik (NEFZ und FTP)..... | 99 |
| 5.2.2 | Motor- und E-Maschinenbetriebspunkte | 100 |
| 5.2.3 | Auslegung der Getriebe- und Achsübersetzungen..... | 101 |
| 5.2.4 | Einfluss von Reibungs- und Trägheitskräften..... | 107 |
| 5.2.5 | Dimensionierung der elektrischen Maschine | 109 |
| 5.2.6 | Energiebilanz des Fahrzeugprototypen | 112 |
| 5.2.7 | Kraftstoffreduktion durch Motoroptimierung..... | 114 |

| | | |
|---|--------------------------------------|-----|
| 6 | Schlussfolgerungen und Ausblick..... | 116 |
| 7 | Literaturverzeichnis..... | 118 |

Nomenklatur

Lateinische Symbole

| | | |
|----------------------------------|-----------------------|---|
| b_e | [kg/kWh] | effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch |
| b_i | [kg/kWh] | indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch |
| $c_{1/2/3/4}$ | [m/s] | Geschwindigkeit |
| $c_{pV/T/Rauchgas}$ | [J/kgK] | spez. Wärmekapazität. (Verdichter/Turbine/Rauchgas) |
| E_{c0} | [J] | zyklusspezifische Gesamtenergie des V-Mot |
| E_{chemisch} | [J] | Kraftstoffenergie |
| E_{e0} | [J] | zyklusspezifische Gesamtrekuperationsenergie |
| $E_{\text{elektrisch}}$ | [J] | elektrische Energie |
| $f_{\text{Skalierung}}$ | [-] | Skalierungsfaktor |
| H_u | [J/kg] | unterer Heizwert |
| $I_{B/Laden/Entladen}$ | [A] | Strom (Batterie/Laden/Entladen) |
| $i_{\text{Getriebe/Diff}}$ | [-] | Übersetzungsverhältnis (Getriebe/Differential) |
| m_{FZG} | [kg] | Fahrzeugmasse |
| $\dot{m}_{V/T/Abgas/Kraftstoff}$ | [kg/s] | Massenstrom (Verdichter/Turbine/Abgas/Kraftstoff) |
| \emptyset | [m] | Durchmesser |
| $P_{2/3}$ | [bar] | Saugrohr-/Abgaskrümmersdruck |
| P_{2SA} | [bar] | Saugrohrdruck |
| P_{2vDK} | [bar] | Ladedruck |
| $p_{1T/2T/3T/4T}$ | [kg/s ² m] | Totaldruck (vor/nach Verdichter bzw. Turbine) |
| $p_{1st/2st/3st/4st}$ | [bar] | statischer Druck (vor/nach Verdichter bzw. Turbine) |
| p | [-] | Wahrscheinlichkeitsfaktor |
| $P_{A/E}$ | [bar] | Druck an der Abgaseinleitstelle/-entnahmestelle |
| $P_{\text{Anf/Bordnetz/Bat}}$ | [kW] | Leistung (Anf./Bordnetz/Batterie) |
| $P_{EM;Referenz}$ | [kW] | Leistung (EM/Referenz) |
| $P_{HL/Klemme/Widerstand}$ | [kW] | Leistung (E-Kat/Klemme/Verlust) |
| $r_{1/2}$ | [m] | Radius (Verdichterein bzw. -austritt) |
| $r_{3/4}$ | [m] | Radius (Turbinenein bzw. -austritt) |

| | | |
|-----------------------------|---------------------|--|
| s | [-] | Äquivalenzfaktor |
| S _{laden/entladen} | [-] | Äquivalenzfaktor (Laden/Entladen) |
| T _{1/2/3/4} | [°C] | Temperatur (vor/nach Verdichter; vor/nach Turbine) |
| t | [s] | Zeit |
| T ₃ | [°C] | Abgastemperatur (Krümmer bzw. Turbineneintritt) |
| T ₄ | [°C] | Katalysatoreintrittstemperatur |
| T _{1T/3T} | [K] | Totaltemperatur (vor Verdichter/Turbine) |
| T _{1vVD} | [°C] | Verdichtereintrittstemperatur |
| T _{2nVD} | [°C] | Verdichteraustrittstemperatur |
| T _{2S/4S} | [°C] | isentropie Temperatur |
| T _{Anf/max} | [Nm] | Drehmoment (Anforderung/Nennmoment) |
| T _{Anf,Rad/V-MOT} | [Nm] | Drehmoment (Radanf./V-Mot) |
| T _{EM/Generator} | [Nm] | Drehmoment (E-Maschine/Generator) |
| T _{Inlet} | [°C] | Saugrohrtemperatur |
| t _{Komp} | [s] | Kompensationszeit |
| T _{Vref} | [°C] | Referenztemperatur (verdichterseitig) |
| u | [-] | Kontrollvariable |
| U _{KS/LS} | [V] | Spannung (Klemme/Leerlauf) |
| u _{links/rechts} | [-] | linke bzw. rechte Grenze der Kontrollvariablen |
| \dot{V}_1 | [m ³ /s] | Volumenstrom (vor Verdichter) |
| \dot{V}_{red} | [m ³ /s] | reduzierter Volumenstrom |

Griechische Symbole

| | | |
|---------------------------|-----|--|
| $\alpha_{0/1/2}$ | [-] | Rollwiderstandsbeiwerte |
| Δ | [-] | Delta |
| $\eta_{Generator}$ | [-] | Wirkungsgrad (E-Maschine (Generator)) |
| $\eta_{Getriebe/Diff}$ | [-] | Wirkungsgrad (Getriebe/Differential) |
| $\eta_{Heißgasprüfstand}$ | [-] | Verdichtewirkungsgrad (Heißgasprüfstand) |
| $\eta_{i/m}$ | [-] | indizierter/mechanischer Wirkungsgrad |

| | | |
|----------------------------------|-----------------------|---|
| $\eta_{\text{Motorenprüfstand}}$ | [-] | Verdichterwirkungsgrad (Motorenprüfstand) |
| $\eta_{\text{sV/sT}}$ | [-] | isentroper Wirkungsgrad (Verdichter/Turbine) |
| η_{t} | [-] | Turbinenwirkungsgrad |
| $\eta_{\text{V-Mot}}$ | [-] | Wirkungsgrad (V-Mot) |
| $\bar{\eta}_{\text{V-Mot/EM}}$ | [-] | mittlerer Wirkungsgrad (V-Mot/E-Maschine) |
| κ | [-] | Isentropenexponent |
| λ | [-] | Luft-Kraftstoffverhältnis/Rekuperationsverhältnis |
| π | [-] | Kreiszahl |
| $\Pi_{\text{V/T}}$ | [-] | Druckverhältnis (Verdichter/Turbine) |
| $\rho_{1/2/3/\text{Luft}}$ | [kg/m ³] | Dichte (vor/nach Verdichter; vor Turbine; Luft) |
| Φ | [°] | Steigungswinkel |
| Φ | [rad/s ²] | Winkelbeschleunigung |
| ω_{EM} | [rad/s] | Winkelgeschwindigkeit (E-Maschine) |

Abkürzungen und Indizes

| | |
|-------------|---|
| abs. | absolut |
| AD | Abgasgegendruck |
| AG | Aktiengesellschaft |
| AG & Co. KG | AG & Compagnie Kommanditgesellschaft |
| AGR | Abgasrückführung |
| AHP | Analytic Hierarchy Process |
| ARTEMIS | Assessment and Reliability of Transport Emission Models and Inventory Systems |
| ATL | Abgasturbolader |
| ATLD | Abgasturboladerdrehzahl |
| AV | Auslassventil |
| A/D | analog/digital |
| äq. | äquivalent |
| Beg. | Beginn |
| Bill. | Billiarde |

| | |
|-----------------|--|
| BMWi | Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie |
| BP | Betriebspunkt |
| ca. | zirka |
| CAA | Clean Air Act |
| CADC | Common Artemis Driving Cycle |
| CAFE | Corporate Average Fuel Economy |
| | Clean Air for Europe |
| CARB | California Air Resources Board |
| CNG | Compressed Natural Gas |
| CO | Kohlenmonoxid |
| CO ₂ | Kohlenstoffdioxid |
| CoV | Coefficient of Variation |
| CR | Close Ratio |
| DK | Drosselklappe |
| DMG | Daimler-Motoren-Gesellschaft |
| DPF | Dieselpartikelfilter |
| DVGW | Deutsche Vereinigung des Gas- und Wasserfaches |
| ECMS | Equivalent Consumption Minimization Strategy |
| ECU | Engine Control Unit |
| | Electronic Control Unit |
| EGR | Exhaust Gas Recirculation |
| elektr. | elektrisch |
| EM | elektrische Maschine |
| EMK | elektromotorische Kraft |
| EOBD | Europäische On-Board-Diagnose |
| EPA | Environment Protection Agency |
| ER | Economy Ratio |
| EU | Europäische Union |
| EV | Einlassventil |

| | |
|------------------|---|
| FCA | Fuel Cell Activities |
| FD | Final Drive |
| FID | Flammenionisationsdetektor |
| FKFS | Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart |
| FTP | Federal Test Procedure |
| FZG | Fahrzeug |
| Gen. | Generation |
| Geschw. | Geschwindigkeit |
| GF | Gewichtungsfaktor |
| GM | General Motors |
| GmbH | Gesellschaft mit beschränkter Haftung |
| GmbH & Co. KG | GmbH & Compagnie Kommanditgesellschaft |
| GOT | Gaswechsel-OT |
| GT | Gamma Technologies |
| GUS | Gemeinschaft Unabhängiger Staaten |
| GVS | Gasversorgung Süddeutschland |
| HC | Kohlenwasserstoff |
| HCCI | Homogeneous Charge Compression Ignition |
| HCHO | Formaldehyd |
| HD | Hochdruck |
| HEV | Hybrid Electric Vehicle |
| HR | Hybridisierungsgrad |
| H ₂ | Wasserstoff |
| H ₂ O | Wasserstoffdioxid (Wasser) |
| ind. | indiziert |
| IVK | Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen |
| K | Kühler |
| K1/2 | Kupplung (1/2) |
| Kat. | Kategorie |

| | |
|--------|--|
| konst. | konstant |
| Konv. | Konvertierung |
| KSG | Kurbelwellenstartergenerator |
| k.u.k. | kaiserlich und königlich |
| KW | Kurbelwinkel |
| lam. | laminar |
| lb | Pfund |
| LD | Ladedruck |
| LDT | Light-Duty Truck |
| LEV | Low-Emission Vehicle |
| LET | Low-End-Torque |
| LG | Laufgrenze |
| LLK | Ladeluftkühler |
| LNG | Liquefied Natural Gas |
| Ltd. | Limited (Kapitalgesellschaft) |
| LW | Ladungswechsel |
| ME | Motorelektronik |
| mi | Meile |
| mpg | miles per gallon |
| MZ | Methanzahl |
| n | Drehzahl |
| N.A. | Naturally Aspirated (Saugmotor) |
| ND | Niederdruck |
| NEFZ | Neuer Europäischer Fahrzyklus |
| NFZ | Nutzfahrzeug |
| NGI | Natural Gas Injector |
| NHTSA | National Highway Traffic Safety Administration |
| NiMH | Nickel-Metall-Hydrid |
| NMHC | Nicht-Methan-Kohlenwasserstoffe |

| | |
|-------------------|---|
| NMOG | nicht-methanhaltige organische Gase |
| NO _x | Stickstoffoxide |
| N/A | not available |
| OT | oberer Totpunkt |
| PID | proportional-integral-differential |
| PKW | Personenkraftwagen |
| PM | Partikel |
| PMI | indizierter Mitteldruck |
| PMI _{LW} | indizierte Ladungswechselerarbeit |
| PT | Power Train |
| PZEV | Partial Zero-Emission Vehicle |
| QFD | Quality Function Deployment |
| red. | Reduziert |
| ROZ | Research-Oktanzahl |
| SD | Sammlerdruck |
| SFTP | Supplemental Federal Test Procedure |
| SoC | State of Charge |
| S.p.a. | Società per azioni (italienische Kapitalgesellschaft) |
| stat. | Stationär |
| SULEV | Super Ultra-Low-Emission Vehicle |
| SUV | Schubumluftventil |
| T.C. | Turbo Charged (Abgasturboaufladung) |
| TD | Thermodynamisch |
| TDC | Time-to-Digital Converter |
| TM | Unregistered Trade Mark |
| TFP | Turbine Flow Parameter |
| TP | Twinport-Technologie |
| ULEV | Ultra-Low-Emission Vehicle |
| UP | Umsatzpunkt (Kraftstoff) |

| | |
|---------|--------------------------------|
| Usp. | Upspeeding |
| USA | United States of America |
| überd. | überdimensioniert |
| v | Fahrzeuggeschwindigkeit |
| v. Chr. | vor Christus |
| Var. | Variante |
| V-Mot | Verbrennungsmotor |
| Vol.-% | Volumenprozent |
| VST | variable Schiebehülsen Turbine |
| VTG | variable Turbinengeometrie |
| WG | Wastegate |
| WR | Wide Ratio |
| z. B. | zum Beispiel |
| ZEV | Zero-Emission Vehicle |
| ZOT | Zünd-OT |
| ZZP | Zündzeitpunkt |

1 Einleitung und Motivation

Der Beschluss, den weltweiten anthropogenen Ausstoß an Treibhausgasen zu reduzieren, führte am 11. Dezember 1997 zur Verabschiedung des Kyoto-Protokolls. Dieses Zusatzprotokoll dient zur Ausgestaltung der 1994 in Kraft getretenen Klimarahmenkonvention der Vereinten Nationen. Es basiert auf der Annahme, dass die globale Erwärmung und der damit verbundene Anstieg der Meeresspiegel auf die vom Menschen verursachten Treibhausgase zurückzuführen ist [1]. Das Protokoll legte erstmals völkerrechtlich verbindliche Limitierungen für den Ausstoß von Treibhausgasen in den Industrieländern fest und etablierte den so genannten Emissionsrechtehandel. Dieses umweltpolitische Instrument verhilft zur Schadstoffreduktion unter möglichst geringen volkswirtschaftlichen Kosten, indem die Freisetzung von Treibhausgasen an den Besitz von Berechtigungen geknüpft wurde [2]. Bereits 2001 hatten 178 von derzeit 192 Mitgliedsstaaten die Vereinbarung unterzeichnet.

Basierend auf dem Kyoto-Protokoll führten viele Staaten Prozeduren zur Reduktion der Kohlenstoffdioxidemissionen ein. Auch die Selbstverpflichtung des europäischen Verbandes der Automobilindustrie, den Kohlenstoffdioxidausstoß neu zugelassener PKWs bis 2012 auf 120 g/km zu reduzieren, beruht darauf. Das von der Bundesrepublik Deutschland vorgelegte nationale „Klimaschutzprogramm 2005“ hat die auf europäischer und internationaler Ebene zugesagte Reduktion der Treibhausgase zum Ziel. Die Realisierung und Kontrolle dieses Zielles erfolgt durch eine sektorale Aufteilung der Treibhausgas emittierenden Bereiche. Bezogen auf den Basiswert aus dem Jahre 1990 sind die Gesamtemissionen bis 2012 um 21 % zu reduzieren. Bis 2003 konnten diese bereits um 18,5 % reduziert werden bzw. bis 2005 um 19 %. Zur Einhaltung des geforderten Zielwertes wurden für die aus dem Emissionshandel ausgeschlossenen Sektoren „Verkehr“ und „Haushalte“ weiterführende Maßnahmen beschlossen. Deren durch das Zuteilungsgesetz definierten Gesamtemissionen von 291 Mio. t/Jahr wurden durch das „Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung“ zu 41 % auf die „Haushalte“ und zu 59 % auf den „Verkehr“ umgelegt. Die wichtigsten Maßnahmen zur Reduktion verkehrsbedingter Kohlenstoffdioxidemissionen sind die steuerliche Förderung verbrauchsarmer PKWs, die Substitution herkömmlicher Kraftstoffe durch Bio- und Alternativkraftstoffe und die Forcierung innovativer Antriebskonzepte [3]. Unterstützt werden diese Maßnahmen durch die von der EU-Kommission 2003 erlassene Richtlinie, 20 % der konventionellen Kraftstoffe bis zum Jahr 2020 durch alternative Brennstoffe zu substituieren [4]. Ihre konkrete Umsetzung führte unter anderem zur steuerlichen Begünstigung von Erdgas als Kraftstoff, der stufenweisen Limitierung des Flottenverbrauches ab 2012 auf 120 gCO₂/km, einer kohlenstoffdioxidbasierten Kraftfahrzeugsteuer und der Umweltprämie [5][6][7].

Zur Erfüllung zukünftiger Kohlenstoffdioxidgrenzwerte gewinnen alternative Kraftstoffe zunehmend an Bedeutung. Einer dieser Kraftstoffe ist Erdgas, das durch seinen Hauptbestandteil Methan über das niedrigste Kohlenstoff-Wasserstoffverhältnis aller auf Kohlenstoff basierenden Brennstoffe verfügt. Unter idealen Verbrennungsbedingungen und einer mittleren

Gasqualität weist es ein um 24 % reduziertes CO₂-Bildungspotential im Vergleich zu Benzin auf. Ferner erlaubt seine hohe Klopfestigkeit die wirkungsgradgünstige Anhebung des Verdichtungsverhältnisses und eine schwerpunktoptimale Verbrennungsführung über weite Kennfeldbereiche. Der gegenüber Benzin um acht Prozent reduzierte Gemischheizwert kann durch die Verwendung eines Abgasturboladers weitestgehend kompensiert werden [8].

Innovative Antriebstechnologien wie Downsizing, Downspeeding und die Hybridisierung des Antriebsstranges ermöglichen verbrennungsmotorische Effizienzsteigerungen durch ihre spezifischen Funktionalitäten. Downsizing beschreibt ein Verfahren, bei dem Motoren mit vergleichsweise kleinem Hubraum durch hohe Aufladegrade Leistungswerte hubraumstärkerer Saugmotoren erzielen. Downspeeding verschiebt durch die geeignete Wahl der Getriebe- und Achsübersetzungen die Betriebspunkte des Motors leistungsneutral zu niedrigeren Drehzahlen und höheren Lasten. Die durch beide Methoden erzielte Lastpunktanhebung des Verbrennungsmotors verbessert dessen effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch. Hybridfahrzeuge realisieren Kraftstoffeinsparungen durch ihre Betriebsmodi, wie beispielsweise der Bremsenergieerückgewinnung, dem elektrischen Fahren und dem Hybrid-Modus.

Simulativ konnte bereits 2003 durch diese Technologien, die Abgasturboaufladung und den Einsatz von Erdgas als Kraftstoff ein CO₂-Reduktionspotential von 42 % bezogen auf ein hubraumäquivalentes Benzinfahrzeug nachgewiesen werden. Dessen parallele Hybridisierung sowie die leistungsneutrale Reduktion des verbrennungsmotorischen Hubraumes erzielte eine weitere Absenkung des Kraftstoffverbrauches um 17 %, auf insgesamt 92 gCO₂/km [9]:

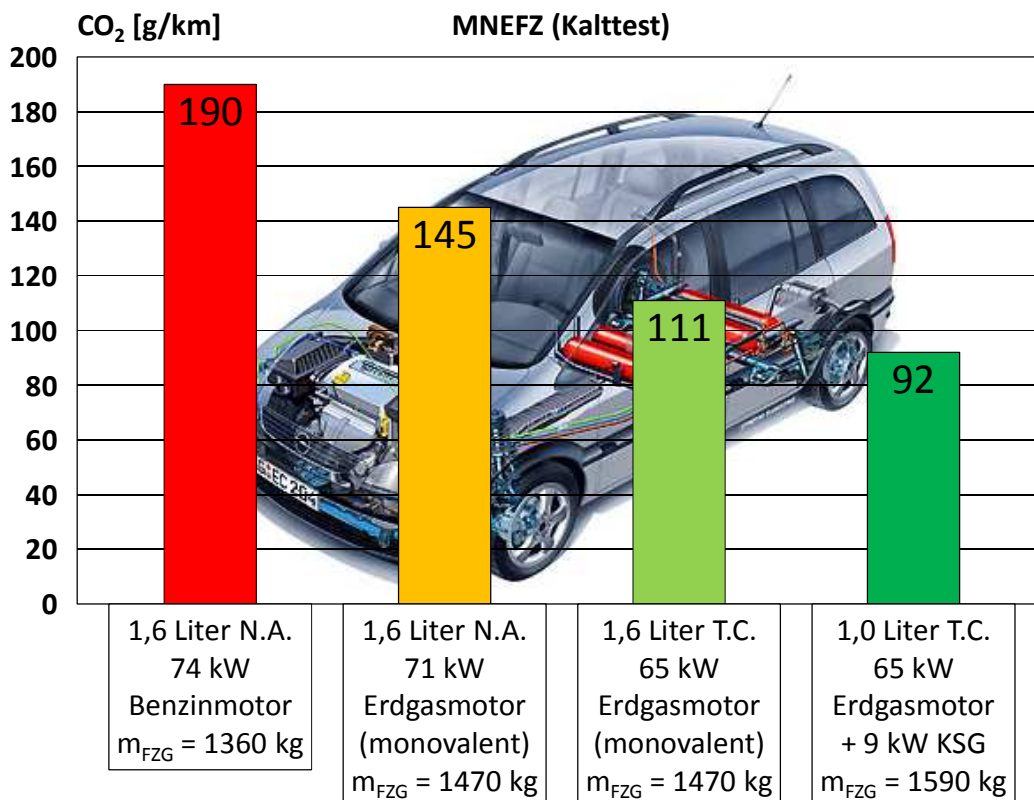


Abbildung 1: Energetischer Vergleich diverser Antriebsstränge [9]

Ferner kann die parallele Hybridisierung zur Kompensation der Drehmomentschwäche turboaufgeladener Verbrennungsmotoren im „Low-End-Torque“ Bereich beitragen und insbesondere in urbanen Gegenden die Reichweite des Fahrzeuges durch die Optimierung des Motorwirkungsgrades (Hybrid-Modus) erhöhen.

Der beschriebene Maßnahmenkatalog sowie die auf diesem Gebiet geleisteten Vorarbeiten führten Ende 2006 zu einem durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie geförderten Projekt zur prototypischen Erstellung eines parallelen Erdgas hybridfahrzeuges. An dessen Umsetzung arbeitet die Adam Opel GmbH in Zusammenarbeit mit der Robert Bosch GmbH, dem Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK) der Universität Stuttgart und dem Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS). Der auf einem Opel Astra Caravan basierenden Prototyp soll die Darstellung minimalster Kohlenstoffdioxidemissionen ($< 90 \text{ g/km}$) im „Neuen Europäischen Fahrzyklus“ ermöglichen. Die Verbrauchs- und Fahrbarkeitsoptimierung „realer“ Fahrzyklen erfolgt durch eine in die Hybridbetriebsstrategie integrierte „Vorausschauereinheit“ unter Auswertung fahrzeugeigener Sensoren. Darüber hinaus wird das Reduktionspotential der gesetzlich limitierten Schadstoffe analysiert.

Im Fokus dieser Arbeit liegt die kennfeldweite Verbrauchs- und Emissionsoptimierung des erdgasbetriebenen Verbrennungsmotors unter Ausnutzung der parallelen Hybridarchitektur. Der effektive spezifische Kraftstoffverbrauch der unteren und mittleren Teillastbereiche wird durch die Öffnung des Wastegates sowie den Einsatz unterschiedlicher Abgasrückführungssysteme verbessert. Die Optimierung der volllastnahen Betriebspunkte erfolgt durch die Verwendung eines überdimensionierten Abgasturboladers. Des Weiteren wird eine kraftstoffreduzierte Start/Stop Strategie entwickelt und emissionsrelevante Fragestellungen unter Verwendung eines elektrisch beheizten Katalysators diskutiert. Abschließend erfolgt die simulative Bewertung der prüfstandseitig gewonnenen Erkenntnisse sowie die Darstellung eines verbrauchs- und fahrleistungsoptimierten Antriebsstranglayouts.

2 Stand der Technik

2.1 Erdgas und dessen Eignung als Kraftstoff

Erdgas ist ein brennbares, ungiftiges, farb- und geruchloses Naturgas, das in unterirdischen Lagerstätten meist in Kombination mit Erdöl auftritt. Das Molekül verbrennt an der Luft mit bläulicher, nicht rußender Flamme zu Wasser und Kohlenstoffdioxid. Als fossiler Energieträger dient es unter anderem für Heizungsanlagen, zur Stromerzeugung und als Kraftstoff [10].

2.1.1 Geschichte des Erdgases

Die ersten geschichtlich dokumentierten Funde von Erdgas gehen auf die Jahre 6000 bis 2000 v. Chr. zurück. Scheinbar „ewig“ brennende Gassäulen wurden durch sumerische Priester als Zeichen Gottes gedeutet. 900 v. Chr. setzten die Chinesen das bei der Salzgewinnung entdeckte Gas zu dessen Trocknung ein. Weitere 2000 Jahre später entwickelten sie für dessen Transport Pipelines auf der Basis von Bambusrohren. Der Begriff „Gas“ wurde um 1600 durch den niederländischen Chemiker Jean Baptiste Helmont geprägt. Abgeleitet wurde er von dem griechischen Wort „chaos“, das „leerer Raum“ bedeutet. Das weltweit erste Gasunternehmen namens „Gas Light and Coke Company“ wurde 1812 in London durch den deutschen Kaufmann Friedrich Albert Winzer gegründet. Die lange Zeit in Vergessenheit geratene Thermo-/Leuchtgas-Lampe wurde 1799 durch Philippe Lebon in Paris patentiert. Die erste Verwendung von Gas als Kraftstoff geht auf den Franzosen Etienne Lenoir zurück. 1860 verwendete er diesen für seine patentierte Gasmachine, mit der er drei Jahre später die 15 km lange Strecke von Paris nach Joinville zurücklegte. 1863 erwarb Nikolaus August Otto deren Patente, optimierte sie und verdrängte damit die wirtschaftlich unrentablere Dampfmaschine aus den Fabriken. Aus dieser Zeit (9. Mai 1876) stammt auch das erste dokumentierte, an einem Gasmotor aufgezeichnete, Indikatordiagramm. Zusammen mit Eugen Langen gründete er 1872 die Gasmotorenfabrik Deutz AG. Wasserbohrungen bei Neuengamme führten 1910 durch eine Gasexplosion zum ersten deutschen Erdgasfund. Die Intension weitere Erdöl- und -gasfelder zu erschließen, resultierte 1934 in der Gründung der „Vereinigung zur Suche nach Erdöl und Erdgas“. 1960 wurde Erdgas erstmalig zur Beheizung von Häusern verwendet, wodurch die Kopplung des Gaspreises an den Erdölpreis entstand. Steigender Bedarf führte 1970 zum Importabkommen zwischen der Sowjetunion und der Ruhrgas AG zur Lieferung von drei Milliarden Kubikmetern Erdgas, dessen Finanzierung durch ein deutsches Bankenkonsortium realisiert wurde. In den 80er Jahren wurde durch eine 6775 Meter tiefe Bohrung das Erdgasfeld von Söhlingen erschlossen. Seine Renaissance als Brennstoff wurde 1984 durch die Firma Volvo eingeleitet [11][12].

2.1.2 Aktuelle Entwicklungen und Verfügbarkeit

Mit einem Anteil von 24 % ist Erdgas hinter Erdöl und Hartkohle drittwichtigster Energieträger am weltweiten Primärenergieverbrauch. Das Gesamtpotential (Summe: kumulierte Förderung, Reserven¹ und Ressourcen²) an konventionellem Erdgas wird auf 516 Bill. m³ geschätzt und liegt damit 16 % über dem von konventionellem Erdöl. Anteilswise entfallen 188 Bill. m³ auf die Reserven und 239 Bill. m³ auf die Ressourcen. Die regionalen Verteilungen liegen analog zu Erdöl sehr ungleichmäßig vor (Abbildung 2). Das größte Potential entfällt auf die „Gemeinschaft Unabhängiger Staaten“ (GUS), insbesondere Russland sowie den Nahen Osten (Iran und Katar), während Europa mit fünf Prozent eine untergeordnete Rolle spielt. Durch Russland und Nordafrika besteht jedoch Zugang zu 48 % der weltweit verbleibenden Reserven. Wird der Nahen Osten als Lieferant mit einbezogen, ergibt sich eine Verfügbarkeit von 73 % [10]:

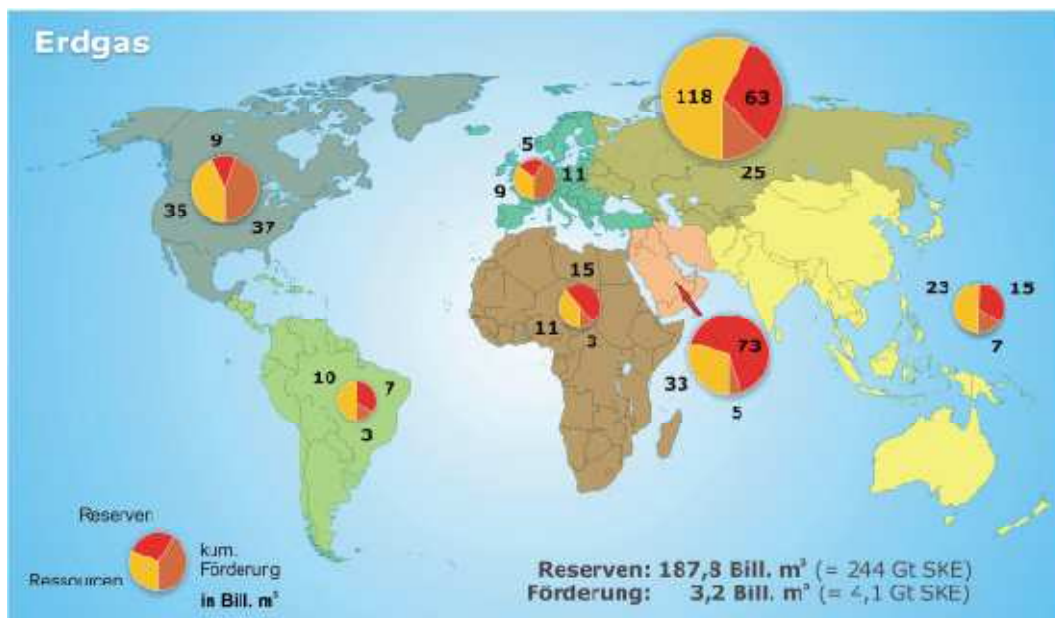


Abbildung 2: Weltweites Gesamtpotential an konventionellem Erdgas (Stand: Ende 2008)

Die Höhe des weltweiten erdgasspezifischen Energieverbrauches betrug 2008 zirka 3,1 Bill. m³. Spitzenverbraucher sind die USA, Russland, Iran, Kanada, Deutschland, Großbritannien und Japan. Basierend auf den bisherigen Verbräuchen, den aktuellen Tendenzen, den heute bekannten Reserven und der Gewinnung von Erdgas aus Kohleflözen, Gashydrat und Speichergesteinen, ergibt sich eine Versorgung bis über die Mitte dieses Jahrhunderts [10].

Aktuelle Schätzungen der nicht-konventionellen, in Kohleflözen und dichten Speichergesteinen vorkommenden Erdgasmengen, beziffern sich auf 5 Bill. m³. Die ebenfalls zu dieser

¹ Reserven: Zu heutigen Preisen und mit heutiger Technik wirtschaftlich gewinnbare Mengen einer Energierohstoff-Lagerstätte [10]

² Ressourcen: Nachgewiesene, aber derzeit technisch und / oder wirtschaftlich nicht gewinnbare sowie nicht nachgewiesene, aber geologisch mögliche, künftig gewinnbare Mengen an Energierohstoffen [10]

Kategorie zählenden Aquifer- und Gashydrate liegen bei 800 bzw. 1000 Bill. m³ und übersteigen damit das gesamte Potential des konventionellen Erdgases. Eine kommerzielle Förderung des erstgenannten Gases ist heutzutage aus technischen Gründen nicht absehbar [10].

Neben dem kostenintensiven Transport des Erdgases als „Liquefied Natural Gas“ (LNG) durch Frachtschiffe, erfolgt die überwiegende Versorgung Europas durch in der Distanz limitierte Pipelines. Der europäische Erdgasverbrauch wird durch die Konzeption bzw. den Bau neuer Erdgaspipelines, wie z. B. der Nord-Stream-Pipeline durch die Ostsee oder die South-Stream-Pipeline durch das Schwarze Meer und über den Balkan gesichert. Lieferungen aus Zentralasien und dem Iran sollen über die projektierten Pipelines Nabucco bzw. Trans-Adria realisiert werden. Nordafrika wird über die Medgas- und die Gasli-Pipelines (Algerien) sowie die Green-Stream-Pipeline (Libyen) angebunden werden [10]. Die Distribution des Gases innerhalb Deutschlands erfolgt durch überregionale Anbieter, die ihrerseits das Gas an regionale Anbieter vertreiben. Dies ermöglicht beispielsweise die Versorgung von Gewerben, einzelnen Haushalten oder der derzeit 880 Erdgastankstellen (Stand: Januar 2011) innerhalb Deutschlands [13].

2.1.3 Klassifizierung und Zusammensetzung

Die sich in der öffentlichen Gasversorgung befindlichen Brenngase werden entsprechend ihrer Brenneigenschaften in Gasfamilien zusammengefasst. Natürliche und synthetische Erdgase sowie deren Austauschgase zählen auf Grund ihres Methangehaltes zu der zweiten Gasfamilie. Entsprechend ihres Wobbe-Index sind sie in die Gruppen L (10,5 - 13,0 kWh/m³) und H (12,8 - 15,7 kWh/m³) unterteilt [14].

Die Zusammensetzung der im Naturprodukt Erdgas enthaltenen Brenn- und Spurengase ist stark von dessen Herkunftsland und der Jahreszeit abhängig (Abbildung 3):

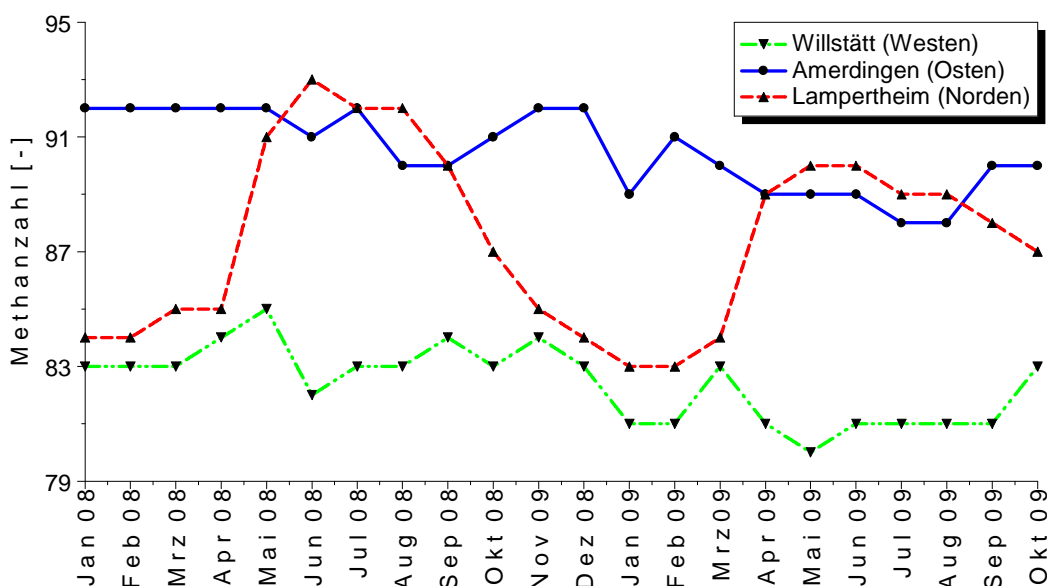


Abbildung 3: Methanzahlverlauf der Bezugsstationen: Amerdingen, Lampertheim und Willstätt [15]

Hauptbestandteile sind Methan, Ethan, Propan, Butan, höhere Kohlenwasserstoffe sowie die inerten Komponenten Stickstoff und Kohlenstoffdioxid. Den Einfluss des Herkunftslandes bzw. der Bezugsstation auf die Gasbeschaffenheit und folglich die Methanzahl (Kapitel 2.1.4) illustriert Abbildung 3 für einen monatlichen Mittelwert über einen Zeitraum von 22 Monaten.

Die Methanzahlverläufe gelten für Bezugsstationen an den Grenzen Baden-Württembergs, die Teil der Gasnetzstruktur der GVS Netz GmbH sind. Während die an den nördlichen und westlichen Grenzen Baden-Württembergs installierten Übergabestationen überwiegend mit Verbundgas vorgelagerte Netzbetreiber beaufschlagt werden, erhält die östlich gelegene Bezugsstation vornehmlich qualitativ hochwertiges Erdgas der GUS-Staaten über die E.ON Gas-transport AG & Co. KG [16]. Die in Amerdingen und Willstätt vorliegende Gasqualität ist stets durch eine hohe bzw. niedrige Methanzahl charakterisiert, während es in Lampertheim innerhalb des Winters zu einem signifikanten Einbruch kommt. Saisonal bedingte Spitzenverbräuche werden gelegentlich regional über die Beimischung von Flüssiggas/Luft-Gemisch kompensiert, deren 20 %-ige Zumischung einen Methanzahlabfall von 95 (GUS-H-Gas) auf 58 bedingt [17]. Eine Erhöhung des Butan-Luftanteiles eines GUS-H-Gases um 20 % führt zu einer Absenkung der Methanzahl von 95 auf 60. Dabei steigt die relative Dichte von 0,57 auf 0,72 bei Reduktion des Wobbeindex von 14,7 auf 13,1 kWh/m³ [18].

2.1.4 Motorische Anwendung

Forciert durch aktuelle Kohlenstoffdioxiddebatten gewinnt der Kraftstoff Erdgas stetig an Bedeutung. Ursächlich sind insbesondere der hohe Methangehalt sowie dessen günstiges Kohlenstoff-Wasserstoffverhältnis. Unter idealen Verbrennungsbedingungen und einer mittleren Gasqualität ergibt sich ein Kohlenstoffdioxidbildungspotential von weniger als 60 g CO₂/MJ. Gegenüber einem wirkungsgradäquivalenten Benzinmotor bedeutet dieses eine Reduktion der Kohlenstoffdioxidemissionen um 24 % [8].

Für den kraftfahrzeugtechnischen Einsatz erfolgt dessen Heizwert bezogene Klassifizierung gemäß DIN 51624 in die Kategorien L (39 - 46 MJ/kg) und H (> 46 MJ/kg). Weitere Grenz- bzw. Richtwerte (* s. Tabelle) können Tabelle 1 entnommen werden.

Gültigkeit besitzt diese Normung für die Übergabestelle in Kundenhand (Tankstelle). Weitere Restriktionen bestehen in dem Ausschluss von Partikeln größer 10 µm und der weitestgehenden Vermeidung von Kompressorenöl und Schwebstoffen. Entsteht keine Beeinträchtigung des Betriebsverhaltens und der Abgasreinigung ist die Additivierung bzw. die seit 2006 in Deutschland erfolgende Zugabe von Biogas innerhalb spezifizierter Grenzen zulässig. Dabei erhöht sich der Kohlenstoffdioxidvorteil im Vergleich zu Benzin durch eine 20 prozentige Substitution auf 39 % [19]. Zur Detektion von Leckagen bedingt der kraftfahrzeugtechnische Einsatz nach DVGW-Arbeitsblatt G 280-1 dessen Odorierung durch die Zugabe möglichst schwefelfreier Additive [20]. Im Gegensatz zu Flüssigkraftstoffen besteht bei Gasen nicht die

Möglichkeit, diese mit qualitätsverbessernden Additiven zu versehen, wodurch verstärkt Ablagerungen im Einlasskanal entstehen können. Abhilfe leisten speziell für den Erdgasbetrieb formulierte Motoröle [17]:

Tabelle 1: Grenz- bzw. Richtwerte* (* s. Tabelle) für den kraftfahrzeugtechnischen Einsatz von Erdgas (DIN 51624)

| Eigenschaft | Grenzwert | Eigenschaft | Grenzwert |
|----------------------------------|-------------------------------|---|------------|
| Dichte (abs.) | 0,72 - 0,91 kg/m ³ | C ₆ H ₁₄ + höhere KW* | ≤ 0,5 % |
| MZ | ≥ 70 | O ₂ | ≤ 3 % |
| CH ₄ | ≥ 80 % | H ₂ | ≤ 2 % |
| ∑ C ₂ -KW | ≤ 12 % | ∑ N ₂ + CO ₂ | ≤ 15 % |
| ∑ > C ₂ -KW* | ≤ 8,5 % | H ₂ S | ≤ 7 mg/kg |
| C ₃ H ₈ * | ≤ 6 % | RSH | ≤ 8 mg/kg |
| C ₄ H ₁₀ * | ≤ 2 % | ∑ S ₂ | ≤ 10 mg/kg |
| C ₅ H ₁₂ * | ≤ 1 % | H ₂ O | ≤ 40 mg/kg |

Durch seine Research-Oktanzahl von zirka 130 (Gasqualität) eignet sich Erdgas durch seine hohe Klopfestigkeit für den saug- und insbesondere turbomotorischen Einsatz [8][20][21]. Die experimentelle Bestimmung der für gasförmige Kraftstoffe gültigen Methanzahl (MZ) verläuft analog zu der von Flüssigkraftstoffen. Als Referenzkraftstoff dient ein Gemisch aus klopfunwilligem Methan (MZ = 100) und klopfreudigem Wasserstoff (MZ = 0), dessen prozentualer Methananteil die Kraftstoffkennzahl charakterisiert [8][18][22]. Grundlage des in Europa verwendeten AVL-Verfahrens zur rechnerischen Ermittlung der Methanzahl bildet eine an einem Versuchsmotor empirisch ermittelte Datenbasis. Zur Bestimmung wird ein Gemisch in Teilgemische mit Zwei- oder Drei-Komponenten-Gruppen zerlegt, deren Methanzahlverläufe (Nomogramme) bekannt sind. Die Methanzahlen der einzelnen Teilgemische werden mit ihrem Volumenanteil am Gesamtgemisch multipliziert und abschließend aufsummiert. Übersteigt der Volumenanteil der Inertgase am Gesamtgemisch zwei Prozent, erfolgt die Korrektur der berechneten Methanzahl mittels eines Nomogramms entsprechend der Kohlenstoffdioxid- und Stickstoffvolumenanteile [18][20]. Eine weitere Anhebung der Klopfestigkeit ist durch die Erhöhung der Inertgasanteile (Deponie-, Klär- und Biogas) möglich, deren Beimischung allerdings auch eine Absenkung des Heizwertes bedingt. Negativen Einfluss auf die Klopfestigkeit hat die Verblendung des Gases mit anderen Kohlenwasserstoffen wie z. B. Ethan, Ethen, Propan oder Butan [8][14][17][20].

Insbesondere bei der monovalenten Applikation des Verbrennungsmotors ermöglicht die hohe Methanzahl die wirkungsgradgünstige Anhebung des Verdichtungsverhältnisses. Wird der ideale Gleichraumprozess des vollkommenen Motors zugrunde gelegt, ergibt sich für heutige Saugmotoren eine Wirkungsgradsteigerung von fünf Prozent. Dabei wird von einem für die jeweiligen Kraftstoffe repräsentativen Mittelwert für das Verdichtungsverhältnis von 10,5

für Benzin und 12,25 für Erdgas ausgegangen. Die mit steigendem Verdichtungsverhältnis ungünstigere Brennraumform (Kolbenaufbauten) limitiert dessen Anhebung auf Werte größer 13. Analoge Betrachtungen für Turbomotoren zeigen unter Anpassung der jeweiligen Verdichtungsverhältnisse auf 8,9 für Benzin und 11,25 für Erdgas ein Wirkungsgradvorteil von neun Prozent [8]. Zudem kompensiert die Abgasturboaufladung weitestgehend die im Vergleich zum Saugmotor entstehende Reduktion der Vollastfüllung. Ursächlich für diesen Leistungsabfall sind die innerhalb des saugmotorischen Betriebes vorliegenden Sammlerbedingungen (1 bar; 25 °C) und die sich daraus ergebenden Dichteunterschiede von 4,0 kg/m³ für verdampftes Benzin und 0,8 kg/m³ für Erdgas [8].

Im Vergleich mit benzinbetriebenen Ottomotoren resultieren die höhere laminare Brenngeschwindigkeit (Abbildung 4) und die fehlende Notwendigkeit zur Anfertigung in Wirkungsgradvorteilen bzw. in einem möglichen Betrieb des Dreiwege-Katalysators an der Vollast:

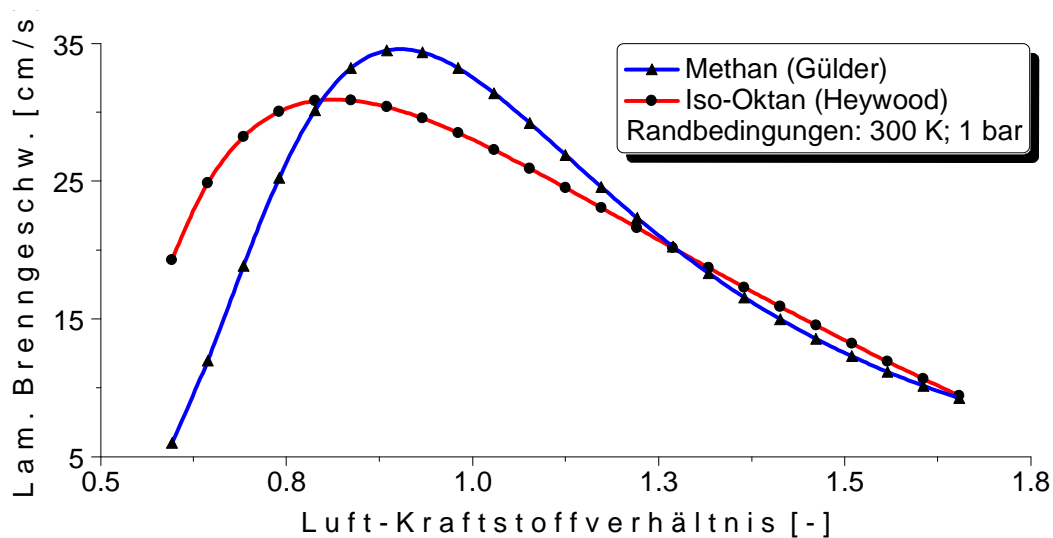


Abbildung 4: Laminare Brenngeschwindigkeit: Methan vs. Iso-Oktan

Wirkungsgradoptimierende Magerkonzepte sind durch äußere Gemischbildungssysteme unter Anpassung von Brennraumgeometrie, Ladungsbewegung und Zündenergie bis zu Luft-Kraftstoffverhältnissen von 1,7 möglich. Vorkammersysteme mit Hilfszündquellen oder durch innere Gemischbildung realisierbare Schichtbrennverfahren erzielen eine Anhebung des Luft-Kraftstoffverhältnisses bis 2,0. Höchste Luftverhältnisse lassen sich durch „Homogeneous Charge Compression Ignition“ (HCCI) Brennverfahren erreichen [8].

HCCI-Brennverfahren sind durch ihren limitierten Anwendungsbereich, der geforderten Kompressionsendtemperaturen von 1150 - 1200 K (hohes Verdichtungsverhältnis), den notwendigen Abgasrückführraten von 50 - 70 % sowie den resultierenden mechanischen und thermischen Belastungen nicht relevant [8]. Lösungsansätze bieten Zündstrahlverfahren, bei denen beispielsweise eine Diesel-Erdgasmischung durch die Selbstzündung des Dieseldiesels (Anhebung des Brennraumtemperaturniveaus) und den Direktkontakt des Erdgases mit den heißen Verbrennungsprodukten umgesetzt wird [23].

2.2 Aufladung mittels Abgasturbolader

Zu den bekanntesten Aufladeverfahren zählt die Abgasturboaufladung, die selbst bei Motoren mit kleinen Hubvolumen hohe Drehmomente, Leistungen und Motorwirkungsgrade ermöglicht. Der Wirkungsgradvorteil ergibt sich durch die Nutzung der Abgasenthalpie im Vergleich zu leistungäquivalenten Saugmotoren, durch die reduzierten Reibungs- und Wandwärmeverluste infolge des abgesenkten Hubraums. Weitere Vorteile turboaufgeladener Motoren sind das optimierte Höhenverhalten und der reduzierte Geräuschpegel [24]. Grundsätzlich wird bei der Aufladung mittels Turbolader zwischen der Stau- und der Stoßaufladung unterschieden. Die bei Schiffs-, Generator- und Stationärmotoren verwendete Stauaufladung glättet durch ein großes Abgaskrümmerolumen die entstehenden Druckpulsationen der zyklisch arbeitenden Brennkammer, wodurch bei hohen Motordrehzahlen der Durchsatz im Vergleich zur Stoßaufladung bei identischem Abgasgedruck steigt. Wird ein kleines Abgasvolumen verwendet, kann die kinetische Energie der Druckpulsationen beim Ausströmen aus den Zylindern genutzt werden, um das Volllastmoment im Vergleich zur Stauaufladung bei niedrigen Drehzahlen anzuheben. Die bei diesem Verfahren gegenseitige Beeinflussung der Zylinder kann durch die Aufteilung des Abgasmassenstromes innerhalb des Abgaskrümmers und der Twin-Scroll-Turbine vermieden werden [25].

Die in den nachfolgenden Kapitel 2.2.3.1 und 2.2.3.2 diskutierten Berechnungsgrundlagen sind durch die Indices 1,2,3 und 4 gekennzeichnet, die sich auf den Ein- (1,2) und Austritt (3,4) des Verdichters und der Turbine beziehen. Die diskutierte Kenngrößen werden anhand geometrischer und physikalischer Größen bestimmt, die durch den Hersteller zur Verfügung gestellt werden und aus den Messgrößen Luft-, Kraftstoffmassenstrom, Temperatur, Druck (abs.) und Abgasturboladerdrehzahl bestimmbar sind.

2.2.1 Geschichte der Abgasturboaufladung

Bereits Rudolf Diesel und Gottlieb Daimler versuchten durch vorkomprimierte Luft die Leistung des Motors und dessen Wirkungsgrad zu steigern. Die Einführung der Abgasturboaufladung begann 1925 mit einer Leistungssteigerung des Verbrennungsmotors um 40 % durch Alfred Büchi. Erste Anwendungen beschränkten sich auf große Motoren wie sie beispielsweise im Schiffsbau verwendet werden, bis 1938 ein abgasturboaufgeladener Nutzfahrzeugmotor durch die Schweizer Maschinenfabrik Saurer präsentiert wurde. Im Bereich der Personenkraftwagen wurden die ersten Fahrzeuge mit Turboaufladung 1962 und 63 in den USA produziert, die jedoch durch ihre Unzuverlässigkeit den Marktanforderungen nicht gerecht wurden. Die kommerzielle Anwendung von Dieselmotoren nach der Ölkrise (1973) und die verschärfteren Abgasgesetzgebungen Ende der achtziger Jahre führten zur Verbreitung der Abgasturboaufladung bei Nutzfahrzeugmotoren. Des Weiteren resultierte ihr Einsatz innerhalb des Motorsports in den siebziger Jahren in einer hohen Popularität aufgeladener Ottomotoren, die durch das verzögerte Ansprechverhalten der damals relativ großen Turbolader (oh-

ne Wastegate) und das Image des „Sprintsäufers“ nur kurzzeitig anhielt. Der Durchbruch im PKW-Bereich gelang bei den ottomotorischen Fahrzeugen insbesondere mit der Einführung des Porsche 911 Turbo (1975) und bei den dieselmotorischen Fahrzeugen mit dem Mercedes Benz 300 SD (1978) und dem Volkswagen Golf Turbodiesel (1981). Durch den Abgasturbolader konnte deren Motorwirkungsgrad gesteigert, die Emissionen reduziert und die Fahrleistungswerte ottomotorischer Fahrzeuge erreicht werden. Heutzutage wird die Aufladung otto- und dieselmotorischer Fahrzeuge nicht nur zur Leistungssteigerung, sondern auch zur Verbrauchs- und Emissionsreduktion (Downsizingkonzepte) verwendet [24].

2.2.2 Abgasturboladerkonzepte

Einstufige Wastegate-Abgasturbolader (Abbildung 5, links) erzielen den Kompromiss zwischen Leistung im Nennbereich und hohem Drehmoment im mittleren Drehzahlbereich. Zur Gewährleistung der mechanischen Festigkeit von Verbrennungsmotor und Strömungsmaschine begrenzt der üblicherweise ins Turbinengehäuse integrierte Bypass (Klappenausführung) den Ladedruck bzw. die Abgasturboladerdrehzahl durch seinen mit steigender Drehzahl stetigen Öffnungsvorgang. Der Nachteil dieses Konzeptes besteht in dem niedrigen Grunddrehmoment des Verbrennungsmotors bei geringen Drehzahlen ungeachtet eines geschlossenen Wastegates sowie der sich daraus ergebenden Anfahrschwäche des Fahrzeuges [25][26].

Zweistufige Varianten (Abbildung 5, mittig) realisieren durch die sequentielle Anordnung zweier unterschiedlich dimensionierter Abgasturbolader hohe Ladedrücke/Lasten bei geringen Drehzahlen (kleine Stufe) und den wirkungsgradgünstigen Durchsatz der verdichter- und turbinenseitigen Massenströme im Nennleistungsbereich (große Stufe). Folglich ergibt sich eine kennfeldweite Optimierung des Instationärverhaltens, Reduktion der Abgastemperatur und der Schwärzungszahl bei dieselmotorischen Anwendungen (hoher Luftüberschuss) sowie die Möglichkeit, den Kraftstoffverbrauch durch die Wahl ökonomischer Getriebe- und Differentialübersetzungen (Downspeeding) zu reduzieren. Bei niedrigen Motordrehzahlen expandiert der Abgasmassenstrom vollständig über die Hochdruckturbine während steigende Drehzahlen die Expansionsarbeit über den parallelen Bypass zunehmend zur stets vollständig passierten Niederdruckturbine verlagern. Ansaugseitig wird der durch die Niederdruckstufe vorverdichtete Massenstrom idealerweise zwischengekühlt und durch den Hochdruckverdichter auf den geforderten Ladedruck (Last) komprimiert [27].

Übliche selbstregelnde Turbinenbypasskonzepte bestehen aus einem Ladedruckregelventil oder einer -klappe, deren Öffnungs- und Schließvorgang in Abhängigkeit des Ladedrucks erfolgt. Realisiert wird dieses über eine mit Ladedruck beaufschlagte Kunststoffmembran, die durch eine zylindrische Schraubenfeder entsprechend des gewünschten maximalen Ladedruckes vorgespannt ist. Wird die Federvorspannkraft durch den Ladedruck überwunden, kommt es zum Öffnungsvorgang des Wastegates. Der Vorteil dieser Ausführungsformen besteht in der hohen Reproduzierbarkeit, dem guten Ansprechverhalten und dem geringen Bauraumbe-

darf. Ladedruckregelklappen ermöglichen gegenüber Ladedruckventilen die räumliche Trennung der Steuerdose und des Klappenmechanismus, wodurch die thermische Belastung der Kunststoffmembran deutlich reduziert wird [24].

Die thermodynamische Entkopplung des Abgasturboladers vom Verbrennungsmotor kann durch elektrisch unterstützte oder elektrifizierte Verdichter (Abbildung 5, rechts) realisiert werden. Systeme, die den Elektromotor auf der Turboladerwelle integrieren, optimieren entgegen dem angestiegenen Trägheitsmoment das transiente Verhalten von Betriebspunkten, die durch geringfügige Abgasenthalpie charakterisiert sind und ermöglichen die Generierung elektrischer Energie während des Verzögerungsvorganges [28]. Nachteilig ist die thermomechanisch bedingte Anordnung der Leistungs- und Steuerungselektronik außerhalb des Turboladers und die daraus erwachsenden Probleme hinsichtlich der elektromagnetischen Verträglichkeit sowie die Einhaltung systembedingter Verdichtergrenzen. Vermieden wird diese durch die Reihenschaltung eines turbinenseitig angetriebenen Verdichters und eines vor- oder nachgeschalteten elektrifizierten Kompressors. Vervollständigt wird das System durch einen Bypass, der betriebspunktabhängig zur Druckverlustreduktion verwendet wird. Dieses Konzept ermöglicht in Abhängigkeit von der Batteriekapazität und -ladung die temporäre Erweiterung der Abgasturboladerkennfelder und damit die Optimierung des „Low-End-Torque“ Bereiches [29]:

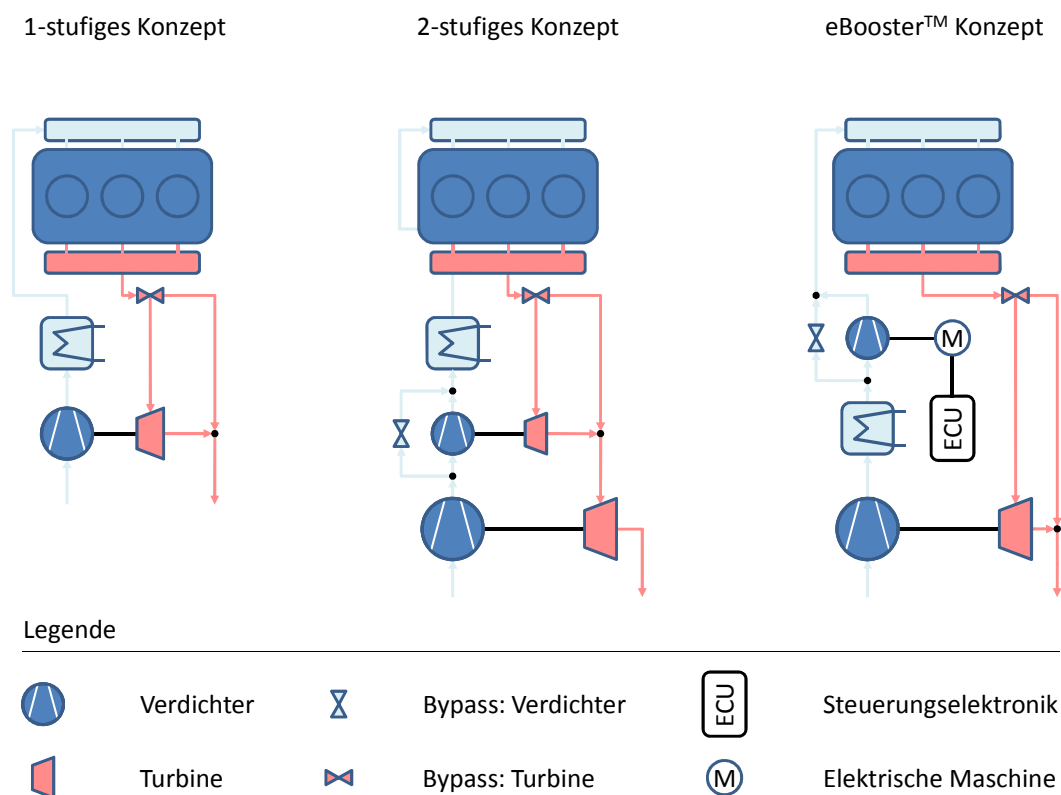


Abbildung 5: 1- (li.) und 2-stufiges (mi.) Aufladungs- sowie eBooster™ Konzept (re.)

VTG-Lader und Schieberturbinen realisieren die last- bzw. durchsatzabhängige Anpassung des Abgasturboladers an den Verbrennungsmotor durch die Variation des Einströmungsquer-

schnittes zur Turbine durch am Turbinenradumfang angeordnete verstellbare Leitschaufeln bzw. durch einen Regelschieber (Abbildung 6):

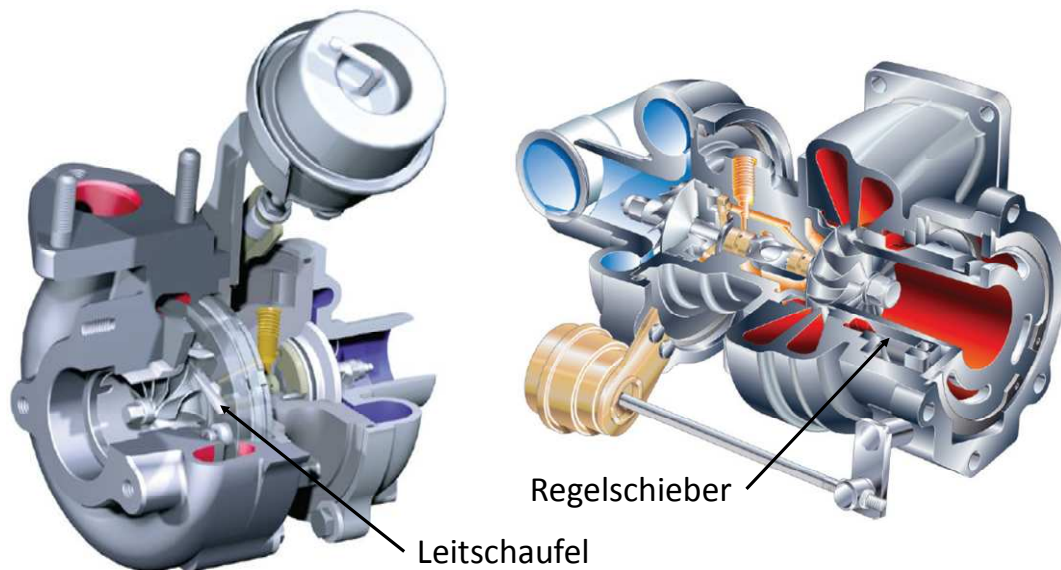


Abbildung 6: VTG- (li.) und VST-Abgasturbolader (re.)

Darüber hinaus verändern Abgasturbolader, die mit einer variablen Turbinengeometrie ausgerüstet sind, ebenfalls die Anströmung der Beschaukelung. Geringe Drehzahlen und Lasten bedingen einen reduzierten Strömungsquerschnitt zur Optimierung der Volllastgrenze und des transienten Verhaltens, während hohe Drehzahlen und Lasten zur Begrenzung des Ladedrucks (mechanische Festigkeit) größere Querschnitte erfordern. Diese Konzepte finden aus thermischen Gründen überwiegend bei Dieselmotoren Verwendung und befinden sich für Ottomotoren in der Entwicklung [25].

2.2.3 Dimensionierung des Abgasturboladers

Anhand von Erfahrungswerten und/oder Motorprozesssimulationen erfolgt eine erste Abschätzung der zu erwartenden Verdichter- und Turbinenmassenströme. Maßgeblich beeinflusst werden diese durch den angestrebten Aufladegrad, die zu realisierenden Kenn- und Motorgeometriedaten und durch die von der Ausführungsform des Abgasturboladers abhängigen mechanischen und strömungstechnischen Verluste. Die beiden zuletzt genannten Faktoren entstehen unter anderem durch die Radhinterwand- und die Lagerreibung (Wälzlagerung, Schwimmlagerung, etc.), die Spaltströmung, die Abgasturboladerdrehzahl, das Trägheitsmoment des Laufzeuges und eine ungünstige Anströmung des Verdichters bzw. der Turbine. Unter Berücksichtigung dieser Verluste sowie den angestrebten Betriebspunkten im Verdichter- und Turbinenkennfeld wird auf die erforderliche Verdichter- und Turbinengeometrie geschlossen. Um die Auslegung zu vereinfachen werden diese Betriebspunkte auf die zentralen Arbeitspunkte des geringsten und des höchsten Massendurchsatzes sowie den des Nennmoments und/oder der -leistung (Design-Punkt) reduziert und verdichter- und turbinenseitig mit-

einander über den Grundsatz der Leistungserhaltung gekoppelt. Werden beispielsweise Wasgate-Abgasturbolader ausgelegt, wird in Abhängigkeit von der gewünschten Applikation einer der beiden zuletzt genannten Auslegungskriterien in dem Bereich des höchsten Verdichtungsgrades platziert, während die durch den minimalen oder maximalen Massenstrom charakterisierten Betriebspunkte einen ausreichenden Abstand zur Pump- bzw. Stopf- und Drehzahlgrenze aufweisen müssen. Diese iterative Prozedur gilt als beendet, wenn die Geometrie der Verdichter- und der Turbinenseite den genannten Anforderungen genügt. In der Regel wird die entsprechende Auslegung durch Motorprüfstandsversuche validiert [30].

2.2.3.1 Verdichter

Die durch den Radialverdichter axial angesaugte Luft wird innerhalb des Verdichters auf hohe Geschwindigkeiten beschleunigt und durch den sich anschließenden Diffusor wieder verzögert. Durch diesen Verdichtungsprozess steigt der Druck und die Temperatur des Mediums, wodurch im PKW-Bereich Ladedrücke von bis zu vier bar und Temperaturen um die 200 °C entstehen können. Letztere werden zur Reduktion der Emissionen (Stickstoffoxide) und zur Erhöhung der Füllung durch den nachgeschalteten Ladeluftkühler reduziert [31]:

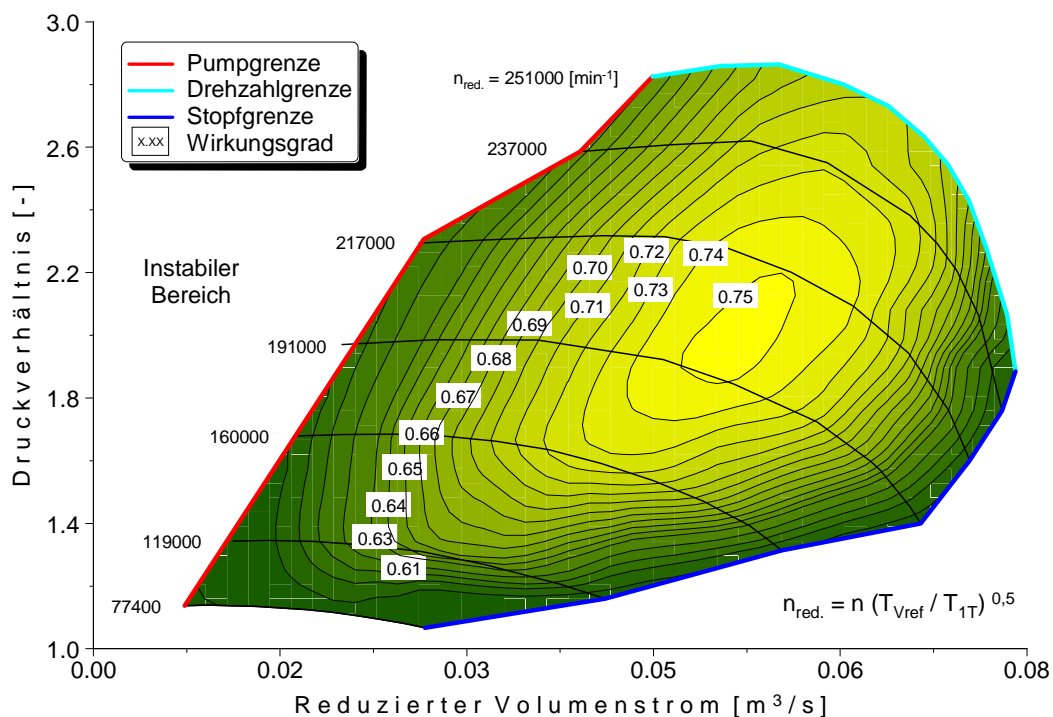


Abbildung 7: Verdichterkennfeld (Typ: 1570CBC) [32]

Die Illustration des Verdichterkennfeldes erfolgt durch die auf Isolinien basierende Darstellung des isentropen Wirkungsgrades und der reduzierten Abgasturboladerdrehzahl in Abhängigkeit des Druckverhältnisses (Ordinate) und des Volumenstroms (Abszisse). Begrenzt wird dieses durch die Pump- und die Stopfgrenze sowie die zulässige Abgasturboladerdrehzahl, die im Bereich der Personenkraftwagen, bezogen auf die Umfangsgeschwindigkeit des

Laufgrades, bis zu 450 m/s betragen kann (Abbildung 7). Wird diese Drehzahlgrenze überschritten kommt es zum Fließen des Werkstoffes und damit zum Versagen des Bauteils [33].

Der Betrieb des Abgasturboladers im instabilen Bereich führt durch Strömungsablösungen zur diskontinuierlichen Volumenstromförderung und destruktiven Schaufelschwingungen. Die Disposition der Pumpgrenze zu geringeren Volumenströmen und höheren Druckverhältnissen wird durch rückwärtsgekrümmte Schaufelenden zur langsameren Verzögerung der Strömung und durch Diffusoren mit herabgesetztem Öffnungswinkel erreicht. Kennzeichnend für die Stopfgrenze sind die abfallenden Iso-Drehzahllinien und das Erreichen der durchsatzbegrenzenden Schallgeschwindigkeit im Eintrittsbereich des Verdichters. Die Erhöhung des Volumenstroms wird durch das Zurückversetzen jeder zweiten Verdichterschaufel (Splitterblades), die Reduktion der Schaufeldicke und der -anzahl sowie durch die Anhebung des Nebenverhältnisses (Verdichtereintritts-/Raddurchmesser) realisiert. Letzteres liegt typischerweise bei zirka 0,7 und wird durch eine mögliche Strömungsablösung im Schaufelkanal begrenzt. Beschrieben wird diese durch das „de Haller“ Kriterium, welches das Verhältnis der Relativgeschwindigkeiten am Laufradein- und -austritt (0,5 - 0,7) angibt. Kennfeldstabilisierende Maßnahmen wie die Verwendung von Rezirkulationskanälen üben auf die Pump- und Stopfgrenze einen positiven Einfluss durch die Stabilisierung der Strömung bzw. durch die zusätzliche Luftzufuhr aus [24]. Überdies spielen bei der Dimensionierung des Verdichters die Arbeitsziffer (Lambda), unter der das Verhältnis der Totalenthalpie zur Umfangsgeschwindigkeit des Laufradaustritts verstanden wird, der Flow-Koeffizient und die Geometrie des Volute eine Rolle [30].

Das die Ordinate kennzeichnende Ladedruckverhältnis ist durch den Quotient der Totaldrücke vor und nach dem Verdichter gekennzeichnet [30][33][34][35]:

$$\Pi_V = \frac{p_{2T}}{p_{1T}} = \frac{p_{2st} + \frac{\rho_2}{2} \cdot c_2^2}{p_{1st} + \frac{\rho_1}{2} \cdot c_1^2} = \frac{p_{2st} + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\dot{m}_V}{\rho_2^{3/2} \cdot \pi \cdot r_2^2} \right)^2}{p_{1st} + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\dot{m}_V}{\rho_1^{3/2} \cdot \pi \cdot r_1^2} \right)^2} \quad (1.1)$$

Der reduzierte Volumenstrom (Abszisse) berechnet sich aus der auf eine Referenztemperatur von 25 °C bezogenen Totaltemperatur und dem eintrittsseitigen Volumenstrom analog zu [32][35] durch:

$$\dot{V}_{red} = \dot{V}_1 \sqrt{\frac{T_{Vref}}{T_{1T}}} = \dot{V}_1 \sqrt{\frac{T_{Vref}}{T_1 + \frac{c_1^2}{2 \cdot c_{pV}}}} = \frac{\dot{m}_V}{\rho_1} \sqrt{\frac{T_{Vref}}{T_1 + \frac{\left(\frac{\dot{m}_V}{\rho_1 \cdot \pi \cdot r_1^2} \right)^2}{2 \cdot c_{pV}}}} \quad (1.2)$$

Der auf der z-Achse präsentierte isentrope Verdichterwirkungsgrad errechnet sich entsprechend [36] zu:

$$\eta_{sV} = \frac{T_{2S} - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{T_1 \cdot \left(\frac{p_{2st}}{p_{1st}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (1.3)$$

2.2.3.2 Turbine

Radial- oder Zentripetalturbinen transformieren innerhalb des Spiralgehäuses den Abgasdruck in kinetische Energie und führen die beschleunigte Strömung, dem Wellenleistung erzeugendem Turbinenrad zu. Angehoben wird die Turbinen- und folglich indirekt die Verdichterleistung durch einen Anstieg der Abgastemperatur und durch ein zunehmendes Druckgefälle zwischen dem Ein- und Austritt. Die aktuell zulässige Turbineneintrittstemperatur liegt im ottomotorischen Bereich bei 950 °C, während diese bei dieselmotorischen Anwendungen 850 °C beträgt. Letztere ist durch den bei Dieselmotoren typischerweise im Abgas enthaltenen Restsauerstoff begrenzt, da diese Faktoren (Temperatur, Sauerstoff) ansonsten zur Heißtemperaturoxidation der Turbine führen würden. Eintrittstemperaturen von 1050 °C werden derzeit ausschließlich bei Ottomotoren durch die Anhebung des Nickelanteils im Turbinenrad ermöglicht, das allerdings im Vergleich zu einem aus Aluminium gefertigten Rad eine höhere Masse (Trägheitsmoment) aufweist. Die Dimensionierung des durch den freien Strömungsquerschnitt am Übergang in die Spirale bestimmten Aufstauverhaltens erfolgt als Kompromiss zwischen Drehmoment, Ansprechverhalten und Kraftstoffverbrauch. Kleine Strömungsquerschnitte erhöhen das Druckgefälle, wodurch Wirkungsgrad, Turbinenleistung, Ladedruck und Ansprechverhalten insbesondere bei niedrigen Drehzahlen ansteigen. Allerdings resultiert aus dieser Drehmomentanhebung im „Low-End-Torque“ Bereich eine Zunahme des Abgasgedruckes, die zu einer erhöhten Ladungswechselarbeit und somit zu einem Anstieg des Kraftstoffverbrauches führt. Der Strömungsquerschnitt einer Turbine lässt sich durch den Wechsel ihres Gehäuses leicht verändern, so dass der Ladedruck in weiten Bereichen variiert werden kann. Eine weitere Möglichkeit auf das Durchflussverhalten Einfluss zu nehmen, besteht in der Veränderung des Durchgangsquerschnitts des Radaustrittes, der mit sinkendem Austrittsdurchmesser zunimmt (Reduktion des maximalen Ladedrucks). Wird ein Abgasturbolader eingesetzt, der die Umgehung der Turbine ermöglicht (Wastegate-ATL), kann der maximale Turbinenraddurchmesser und die Schaufelanzahl im Vergleich zu dem Verdichteraufbau kleiner dimensioniert bzw. reduziert und somit das Ansprechverhalten des ATLs verbessert werden. Durch die hohe thermische und mechanische Belastung des Laufzeugs sind die Schaufelenden am Turbineneintritt im Unterschied zum Verdichter ohne Krümmung ausgeführt. Des Weiteren nehmen die Arbeitsziffer, der Flow-Koeffizient und die Specific-Speed Zahl Einfluss auf die Abmaße der Turbine [30].

Beschrieben wird das Betriebsverhalten der Turbine durch das Turbinenkennfeld. Dieses stellt den Wirkungsgrad und den reduzierten Massenstrom (TFP) über dem Druckverhältnis dar (Abbildung 8). Der aus der Ähnlichkeitstheorie abgeleitet „Turbine Flow Parameter“ beschreibt das auf die Eintrittstemperatur bezogene, von Druck und Temperatur unabhängige,

Durchflussverhalten der Turbine [24][31][33]. Die Ermittlung dieser Kennlinien erfolgt am Heißgasprüfstand bei einer Abgastemperatur von 600 °C und konstanten Drehzahlen durch die Variation des Turbinendruckverhältnisses von der Pump- bis zur Stopfgrenze [37]:

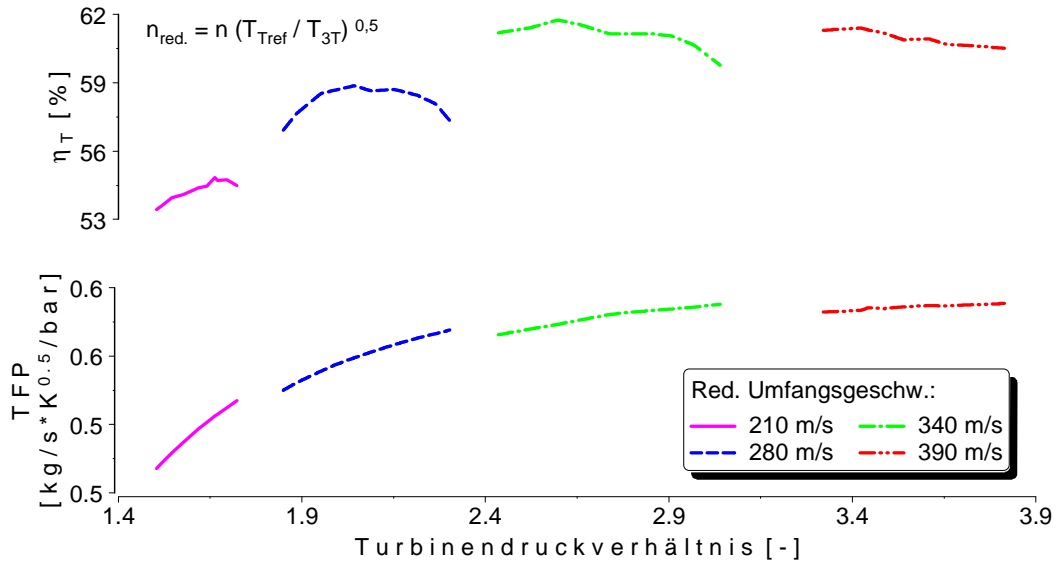


Abbildung 8: Turbinenkennfeld (Typ: KP35-200.82.ACAXK) [32]

Zur Bestimmung des Turbinendruckverhältnisses wird im Unterschied zur Verdichterseite der Totaldruck vor der Turbine sowie der statische Druck nach der Strömungsmaschine benötigt [30][33][35]:

$$\Pi_T = \frac{p_{3T}}{p_{4st}} = \frac{p_{3st} + \frac{\rho_3}{2} \cdot c_3^2}{p_{4st}} = \frac{p_{3st} + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\dot{m}_T}{\rho_3^{3/2} \cdot \pi \cdot r_3^2} \right)^2}{p_{4st}} \quad (1.4)$$

Der reduzierte Massenstrom (TFP) auf Seiten der Turbine bestimmt sich zu [30][33]:

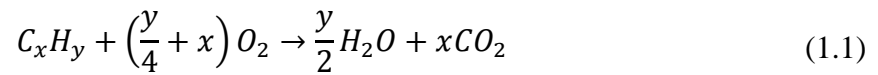
$$TFP = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_{3T}}}{p_{3T}} = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_3 + \frac{c_3^2}{2 \cdot c_{pT}}}}{p_{3st} + \frac{\rho_3}{2} \cdot c_3^2} = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_3 + \frac{\left(\frac{16 \cdot \dot{m}_T}{\rho_3 \cdot \pi \cdot r_3^2} \right)^2}{2 \cdot c_{pT}}}}{p_{3st} + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\dot{m}_T}{\rho_3^{3/2} \cdot \pi \cdot r_3^2} \right)^2} \quad (1.5)$$

Die Turbineneffektivität beinhaltet neben dem isentropen Wirkungsgrad die mechanischen Verluste des Abgasturboladers [33][36]:

$$\eta_T = \eta_m \cdot \eta_{sT} = \eta_m \cdot \left(\frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4S}} \right) = \eta_m \cdot \frac{(T_3 - T_4)}{\left(T_3 - T_3 \cdot \left(\frac{p_{4st}}{p_{3st}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)} \quad (1.6)$$

2.3 Gesetzlich limitierte Schadstoffemissionen

Die vollständige, ideale Verbrennung der Reaktionspartner Kohlenwasserstoff und Sauerstoff führt nach folgender Reaktionsgleichung zur Bildung der unschädlichen Stoffe Kohlenstoffdioxid und Wasser:



Durch eine in der Regel unvollständig ablaufende innermotorische Verbrennung entstehen toxische Nebenprodukte, deren Konzentration maßgeblich vom Luft-Kraftstoffverhältnis abhängt (Abbildung 9). Ihr Rohemissionsanteil beträgt bei betriebswarmen Motor und stöchiometrischer Verbrennung zirka 1 %. Dabei entfallen 0,1 % auf die Stickstoffoxide, 0,2 % auf die Kohlenwasserstoffe und 0,7 % auf die Kohlenstoffmonoxide. Ihre schädigende Wirkung führte erstmals 1970 durch die Richtlinie 70/220/EWG (Kapitel 2.3.1.1 und 2.3.2.1) zu deren gesetzlichen Limitierung [21][38][39]:

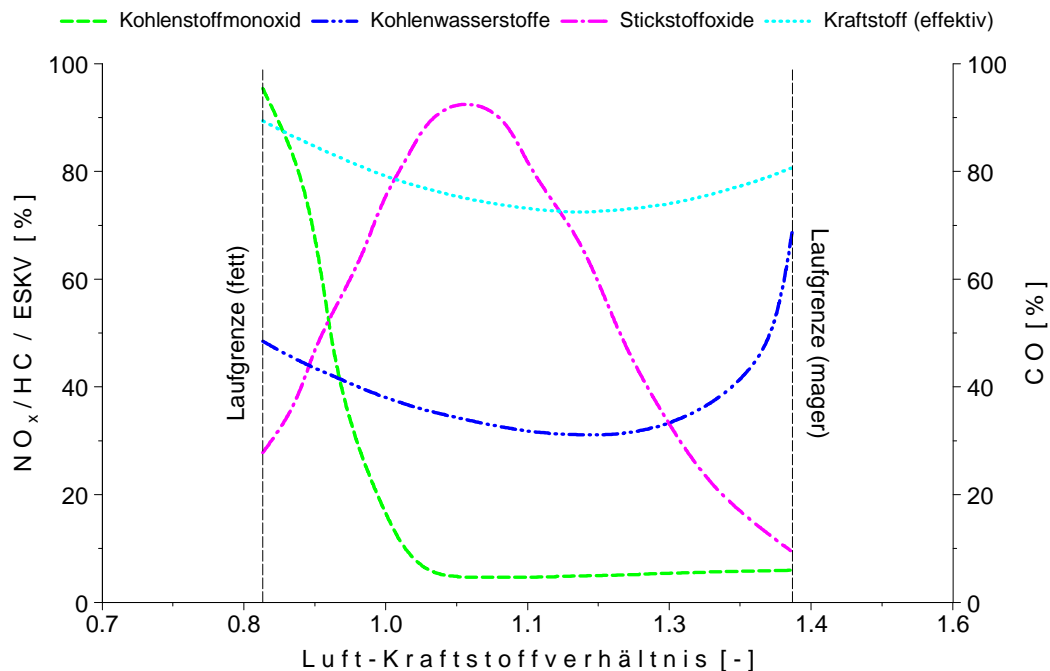


Abbildung 9: Qualitatives Emissionsverhalten bzw. effektiver Kraftstoffverbrauch homogener Ottomotoren [40]

Im Vergleich zu Benzin- und Dieselmotoren sind die Emissionen von Nichtmethankohlenwasserstoffen (NMHC), Stickoxiden und Rußpartikeln von Erdgasmotoren am geringsten, die Kohlenwasserstoffemissionen auf Grund von entweichendem Methan jedoch am höchsten (Leckage). Gesetzlich nicht reglementierte Schadstoffe wie das als Krebs erregend eingestufte Formaldehyd, Acetaldehyd sowie die Benzene lassen sich durch die Verwendung von Erdgas als Kraftstoff im Vergleich zu Benzin um den Faktor 2,5 reduzieren [19].

2.3.1 Gesetzgebung

Emissionsbezogene Gesetzgebungen beabsichtigen die Schadstofflimitierung von Kraftfahrzeugen und stellen dazu die integralen Grenzwerte der einzelnen Schadstoffe bereit. Zur Ermittlung der fahrzeugspezifischen Emissionen schreibt der entsprechende Gesetzgeber synthetisch generierte oder aus unterschiedlichen Fahrsituationen abgeleitete Fahrzyklen vor.

2.3.1.1 Europäische Union

Tabelle 2 präsentiert die Entwicklung der Abgasgrenzwerte für Personenkraftwagen, die durch die Typprüfung I im „Neuen Europäischen Fahrzyklus“ (NEFZ) ermittelt werden. Während die ersten beiden Stufen von den EU-Mitgliedsstaaten in nationale Verordnungen überführt werden konnten, gelten seit dem 01.01.2000 ausschließlich die Euro-Normen. Der Vergleich der Euro 1 Norm mit der aktuell gültigen Euro 5 Norm zeigt, dass die komponentenspezifischen Limitierungen otto- und dieselmotorischer Fahrzeuge um 68 - 95 % bzw. um 80 - 97 % reduziert wurden:

Tabelle 2: EU-Emissionsgrenzwerte [g/km]

| Euro | Gültig | Ottokraftstoffe | | | Dieselkraftstoffe | | | |
|------|--------|-----------------|---------------------------|-----|-------------------|-----------------|--------------------|----------|
| | | CO | NO _x | HC | CO | NO _x | HC+NO _x | Partikel |
| 1 | 1.7.92 | 3,16 | HC+NO _x : 1,13 | | 3,16 | - | 1,13 | 0,18 |
| 2 | 1.1.96 | 2,2 | HC+NO _x : 0,5 | | 1,0 | - | 0,7 | 0,08 |
| 3 | 1.1.00 | 2,3 | 0,15 | 0,2 | 0,64 | 0,5 | 0,56 | 0,05 |
| 4 | 1.1.05 | 1,0 | 0,08 | 0,1 | 0,5 | 0,25 | 0,3 | 0,025 |
| 5 | 1.9.09 | 1,0 | 0,06 | 0,1 | 0,5 | 0,18 | 0,23 | 0,005 |
| 6 | 1.9.14 | 1,0 | 0,06 | 0,1 | 0,5 | 0,08 | 0,17 | 0,005 |

Mit Einführung der dritten Stufe wurde durch den Entfall der 40 s Warmlaufzeit vor Zyklusbeginn ein verschärftes Verfahren bezüglich des Kaltstartverhaltens zugrunde gelegt. Überdies wurde für Ottomotoren die „Europäische On-Board-Diagnose“ (EOBD) eingeführt, die am 01.01.2003 ebenfalls für Dieselmotoren erforderlich wurde. Damit müssen alle neu zugelassenen PKW und leichte NFZ mit einem zulässigen Gesamtgewicht von 3,5 t und bis zu neun Sitzen über dieses Diagnosesystem verfügen [41]. Während die Euro 4 Norm jegliche Grenzwerte absenkt, limitiert die folgende Stufe insbesondere die Stickstoffoxide und die direkteinspritzenden otto- bzw. dieselmotorischen (Partikelfilter) Rußemission. Ferner begrenzt diese Norm die Verdunstungs- und Kurbelgehäuseemissionen während der Prüfung auf zwei Gramm, führt die Massenbegrenzung von Nicht-Methan-Kohlenwasserstoffen ein, erhöhte die Dauerhaltbarkeit emissionsmindernder Fahrzeugkomponenten auf 160 tkm und etabliert die standardisierte Bereitstellung von Reparaturinformationen über das Internet. Zur

Information der Automobilindustrie wurden bereits zukünftige Grenzwerte (Euro 6) veröffentlicht, die durch eine drastische Reduktion der dieselmotorischen Stickstoffoxidemissionen gekennzeichnet sind. Die Dauerhaltbarkeit emissionsrelevanter Komponenten ist durch den Hersteller gemäß der Alterungsprüfung V bis zum Erreichen oben genannter Grenzwerte alle 10000 km in Übereinstimmung mit der Typprüfung I nachzuweisen. Die Überwachung sich im Feld befindlicher Fahrzeuge wird durch die Abgasuntersuchung in Kombination mit der Hauptuntersuchung realisiert, die drei Jahre nach der Erstzulassung und anschließend alle zwei Jahre durchzuführen ist. Dabei steht bei Ottomotoren die Kohlenmonoxidmessung und bei Dieselmotoren die Abgastrübung im Vordergrund. Neben der freiwilligen Selbstverpflichtung der Fahrzeughersteller besteht keine gesetzliche Verpflichtung, den Kraftstoffverbrauch zu limitieren [42].

2.3.1.2 Vereinigte Staaten von Amerika

Die Ergänzung des 1963 verabschiedeten „Clean Air Act“ (CAA) im Jahre 1970, ermächtigt die „Environment Protection Agency“ (EPA) Emissionsgrenzwerte für alle Bundesstaaten mit Ausnahme Kaliforniens festzulegen. Die seit 2004 bindende Gesetzgebung „Tier 2“ sieht neben den in Europa limitierten Schadstoffen die Begrenzung von Nicht-Methanhaltigen organischen Stoffen (NMOG) und von Formaldehyden (HCHO) vor, deren Ermittlungsgrundlage das „Federal Test Procedure“ (FTP-75) darstellt. Die zeitgleich in Kraft getretene kalifornische Abgasgesetzgebung „LEV II“ beinhaltet die weltweit restriktivsten Emissionsgrenzwerte für Neufahrzeuge bis zu einem zulässigen Gesamtgewicht von 8500 lb und wurde durch das „California Air Resources Board“ (CARB) erlassen [43]:

Tabelle 3: CARB-Emissionsgrenzwerte für PKW und LDT [g/mi]

| | 50000 Meilen/5 Jahre | | | | 120000 Meilen/10 Jahre | | | | |
|-------|----------------------|-----|-----------------|-------|------------------------|-----|-----------------|------|-------|
| | NMOG | CO | NO _x | HCHO | NMOG | CO | NO _x | PM | HCHO |
| LEV | 0,075 | 3,4 | 0,05 | 0,015 | 0,090 | 4,2 | 0,07 | 0,01 | 0,018 |
| ULEV | 0,040 | 1,7 | 0,05 | 0,008 | 0,055 | 2,1 | 0,07 | 0,01 | 0,011 |
| SULEV | - | - | - | - | 0,010 | 1,0 | 0,02 | 0,01 | 0,004 |

Neben den tabellarisch aufgeführten Emissionskategorien existieren die Klassen „Zero-Emission Vehicle“ (ZEV) und „Partial Zero-Emission Vehicle“ (PZEV), deren Anteil an Neuzulassungen seit 2003 zehn Prozent betragen muss. Wird die Quote über nicht vollständig emissionsfreie PZEVs realisiert, wird deren Anzahl mit einem Faktor zwischen 0,2 und 1,0 gewichtet. Besondere Bestimmungen gelten für Dieselhybride, die ebenfalls einen Beitrag zu dieser Verordnung leisten können. Die Einhaltung der genannten Grenzwerte und die Dauerhaltbarkeit emissionsrelevanter Komponenten werden anhand von zwei Fahrzeugflotten überprüft. Die Erste besteht aus Fahrzeugen mit einer Laufleistung von 4000 Meilen und die Zweite aus Automobilen die alle 5000 Meilen bis zum Erreichen der 120000 Meilen einer

Abgasuntersuchung unterzogen werden. Die für PKW- und LDT-Flotten separat ermittelten Abgasemissionen (Durchschnitt) werden durch ein jährlich abgesenktes, von oben genanntem Emissionsgrenzwert unabhängiges NMOG Limit charakterisiert [25]. Die ebenfalls für beide Fahrzeugkategorien durchgeführte Flottenverbrauchsbestimmung „Corporate Average Fuel Economy“ (CAFE) erfolgt am Ende eines Kalenderjahres über eine harmonische Mittelwertbildung, die auf der Anzahl der in diesem Jahr verkauften Fahrzeuge basiert. Übersteigt der im FTP-75 und Highway-Zyklus ermittelte Flottenverbrauch den durch die „National Highway Traffic Safety Administration“ (NHTSA) festgelegten PKW- oder LDT-Grenzwert von derzeit 27,5 mpg bzw. 23,5 mpg, wird eine Strafsteuer von 5,50 \$ pro 0,1 mpg erhoben [44]. Aktuelle Vorschläge sehen eine Anhebung der Limits bis ins Jahr 2016 auf 38,0 bzw. 28,3 mpg vor [45].

2.3.2 Fahrzyklen

Folgende synthetische bzw. reale Fahrzyklen dienen zur Verbrauchsermittlung und Schadstoffklassifizierung von Kraftfahrzeugen auf Rollenprüfständen.

2.3.2.1 Neuer Europäischer Fahrzyklus

Der künstliche „Neue Europäischen Fahrzyklus“ ist in der Richtlinie 70/220/EWG vom 20. März 1970 dokumentiert (Abbildung 10):

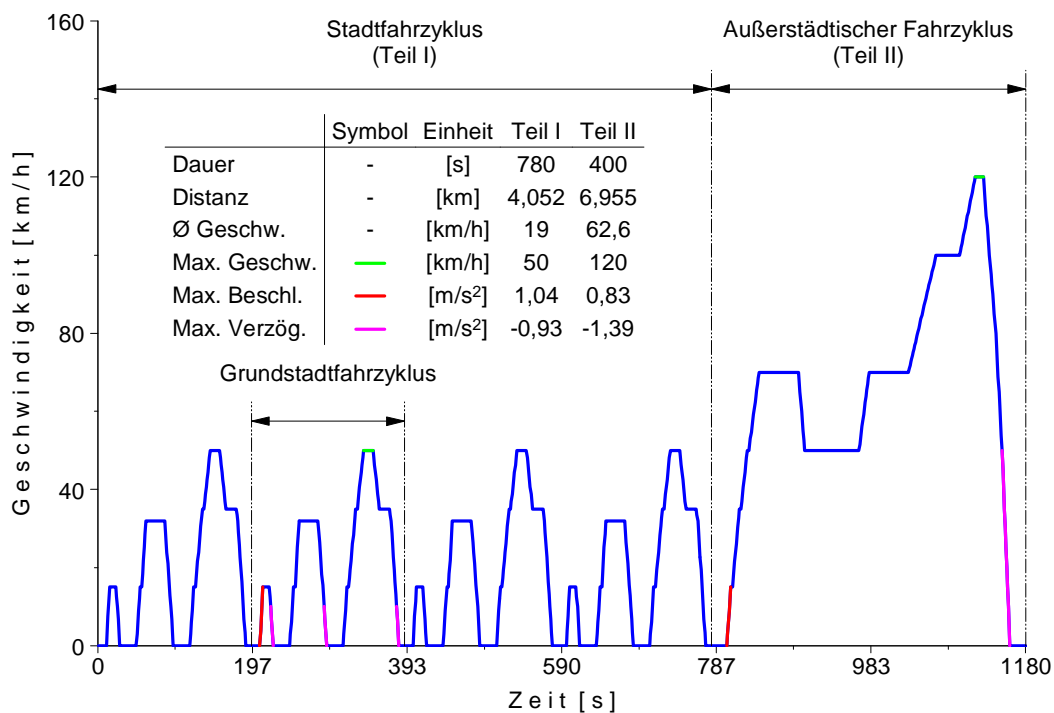


Abbildung 10: Neuer Europäischer Fahrzyklus (NEFZ)

Das Profil besteht aus vier kaskadierten Grundstadtfahrzyklen (Stadtverkehr) und einem außerstädtischen Teil, dessen zulässige Geschwindigkeits- und Zeitabweichung ± 2 km/h

bzw. ± 1 s beträgt. Die Gangstufenwahl erfolgt bei Handschaltgetrieben durch Vorgabe und bei halb- bzw. automatisierten Getrieben durch Herstelleranweisung. Während Roll- und Luftreibung über die Rollenlast simuliert werden, wird die Fahrzeugträgheit durch eine Schwungmasse abgebildet, die durch das Leergewicht und 100 kg Zuladung bestimmt wird [41]. Die Konditionierung von Dieselfahrzeugen erfolgt 6 - 36 Stunden vor Prüfbeginn durch dreimaliges Durchfahren des außerstädtischen Profils. Auf Herstellerantrag werden ottomotorische Fahrzeuge durch den ersten und zweiten (2x) Teil konditioniert. Anschließend erfolgt bei 20 - 30 °C eine mindestens sechs Stunden andauernde und erst als beendet geltende Fahrzeugkonditionierung, wenn die Kühlmittel- und Öltemperatur bis auf zwei Kelvin der Raumtemperatur entsprechen [38]. Die Zertifizierung von Flüssig- und Erdgasfahrzeugen erfolgt durch zwei differierende Kraftstoffe, um die Adaptionfähigkeit des Gemischbildungssystems nachzuweisen. Dabei wird bei Flüssiggasfahrzeuge ein Propangehalt von 30 und 85 Vol.-% verwendet und bei Erdgasfahrzeugen L und H Gasqualität. Nach dem Kraftstoffwechsel erfolgt eine Konditionierung gemäß ottomotorischer Fahrzeuge [46]. Die Verbrauchs- und Schadstoffklassifizierung eines „Nicht extern aufladbaren Hybrid-Elektro-Fahrzeuges ohne Betriebsartschalter“ erfolgt nach zweimaligem Durchfahren des NEFZ zur Konditionierung im ersten und zweiten Teil des Zyklus. Liegt an dessen Ende keine SoC-Neutralität (ausgeglichener Batterieladezustand) vor, erfolgt eine Korrektur der ermittelten Kennwerte durch herstellerepezifische Faktoren [47].

2.3.2.2 *Artemis*

Im Rahmen des europäischen Luftreinhaltungsprogramms „Clean Air for Europe“ (CAFE) wurde das im Jahre 2000 initiierte Teilprojekt „Assessment and Reliability of Transport Emission Models and Inventory Systems“ (ARTEMIS) zur Protokollierung und Evaluierung von Fahrzuständen durchgeführt. Untersucht wurde das Straßenverkehrsverhalten von Personen aus Deutschland, England, Frankreich, Griechenland und der Schweiz. Zudem wurde der Einfluss unterschiedlicher Schaltstrategien auf den Kraftstoffverbrauch und die Abgasemissionen bestimmt. Ein Resultat dieser Untersuchung ist der 52-minütige „Common Artemis Driving Cycle“ (CADC), der reale Fahrsituationen innerhalb städtischer Bereiche, auf der Landstraße und der Autobahn simuliert (Abbildung 11 und Abbildung 12). Diese Zyklen sind wiederum in Abschnitte unterteilt, denen zwölf spezifische Verkehrssituationen zugrunde liegen [48].

Die im städtischen Verkehr und auf der Landstraße zurückzulegenden Distanzen betragen 4,9 bzw. 17,3 km bei einer Dauer von 993 und 1082 s (Abbildung 11). Die mittleren Geschwindigkeiten betragen 17,7 und 57,5 km/h, während die Spitzengeschwindigkeiten 57,2 und 111,5 km/h erreichen. Die maximalen Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge belaufen sich auf 2,86 und - 3,14 m/s² bzw. 2,36 und - 4,1 m/s²:

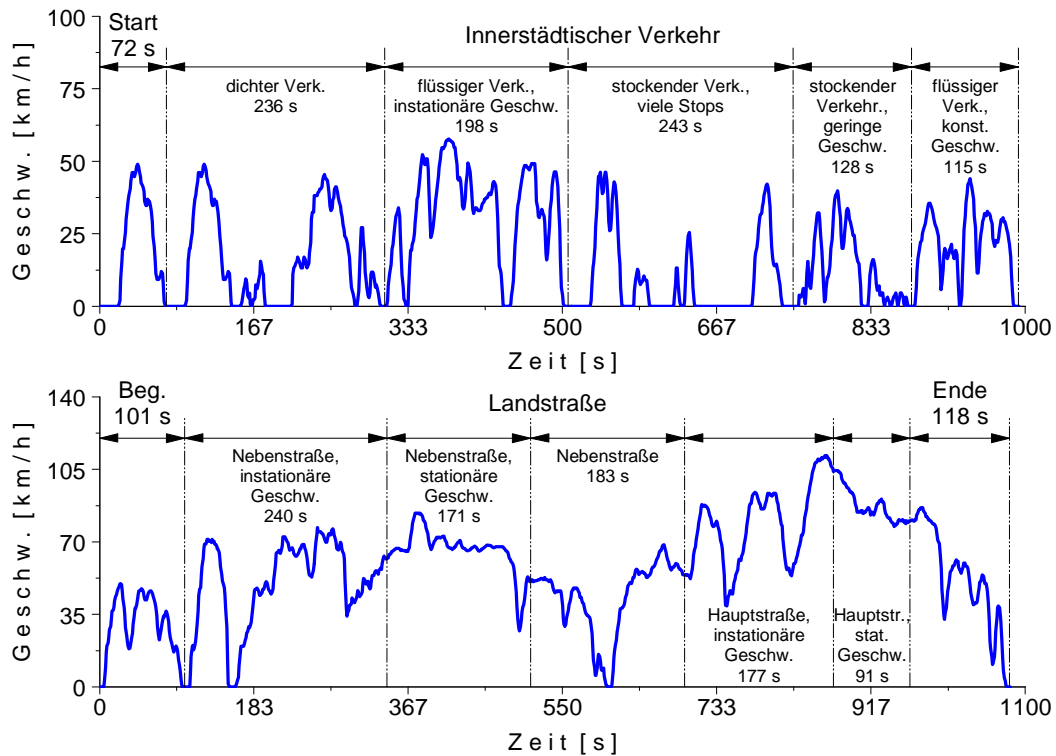


Abbildung 11: Artemis: Stadtverkehr (oben) und Landstraße (unten)

Um den länderspezifischen Geschwindigkeitsbeschränkungen zu entsprechen, wurden zwei Autobahnzyklen mit einer Höchstgeschwindigkeit von 131,8 bzw. 150,4 km/h generiert, denen auf Veranlassung des Umweltbundesamtes eine dritte Variante mit 161,6 km/h folgte (Abbildung 12):

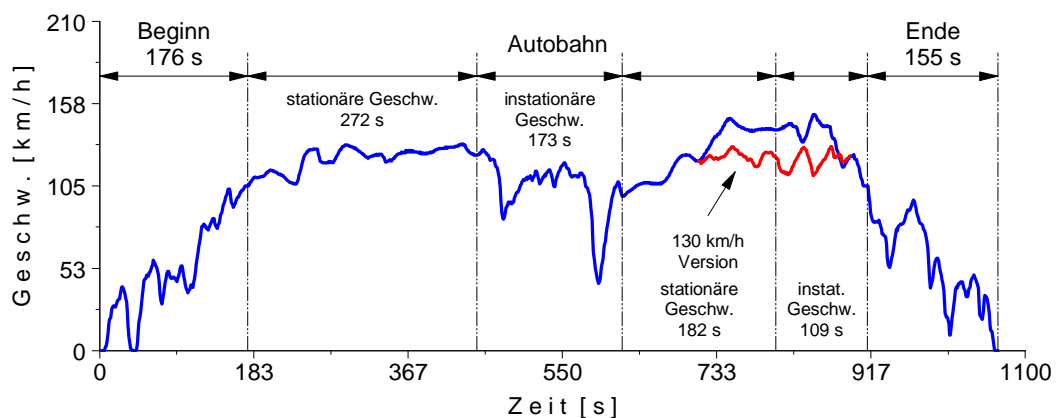


Abbildung 12: Artemis: Autobahn

Die im Autobahnzyklus in 1068 s zurückgelegte Strecke beträgt in Abhängigkeit von der Spitzengeschwindigkeit 28,7 (131,8 km/h) bzw. 29,5 km (150,4 km/h), während sich die maximale Beschleunigung und Verzögerung zu 1,86 und - 3,36 m/s^2 ergibt. Zur Einhaltung des Zyklusprofils wurden im Zeit- und Geschwindigkeitsbereich Toleranzempfehlungen von ± 1 s bzw. ± 2 km/h ausgesprochen [49]. Die zu verwendende Schaltstrategie wird durch die

Klassifizierung des Fahrzeuges anhand seiner Leistungsdaten bestimmt. Die erste Kategorie wird ausschließlich durch ottomotorische Fahrzeuge mit einem Leistungsgewicht von mehr als 76 W/kg und einer sich im dritten Gang ergebenden Mindestgeschwindigkeit von 110 km/h gebildet. Das maximale Leistungsgewicht und die geforderte Höchstgeschwindigkeit (3. Gang) der zweiten Fahrzeuggruppe betragen 76 W/kg bzw. 118 km/h. Die Vierte ist durch Fahrzeuge mit einem Leistungsgewicht von weniger als 60 W/kg und einer im dritten Gang erreichbaren Höchstgeschwindigkeit von 60 km/h charakterisiert. Sonstige Fahrzeuge werden in die dritte Gruppe eingegliedert [50]. Weiterführende Analysen erbrachten spezifische Versionen für stark und weniger stark motorisierte Fahrzeuge der präsentierten Fahrzyklen [51].

2.3.2.3 Federal Test Procedure

Das im morgendlichen Berufsverkehr von Los Angeles gemessene, aus drei Abschnitten bestehende Fahrprofil des „Federal Test Procedure“ zeigt Abbildung 13:

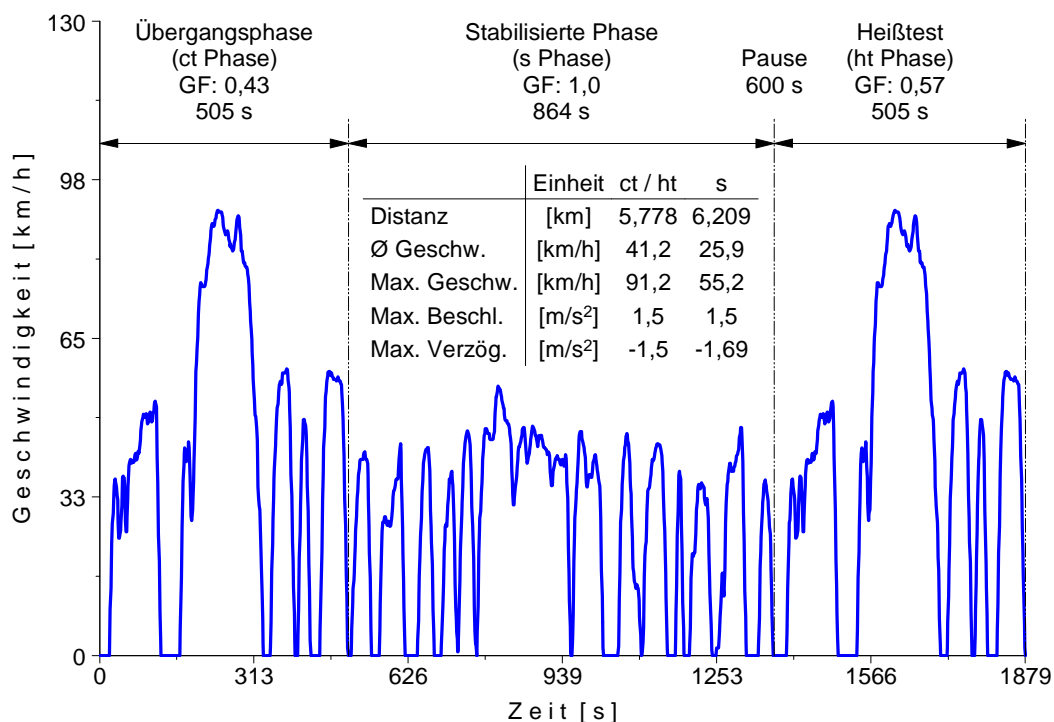


Abbildung 13: Federal Test Procedure (FTP-75)

Die Konditionierungsphase vor Beginn des Zyklus beträgt zwölf Stunden und wird bei einer Raumtemperatur von 20 - 30 °C durchgeführt. Anschließend erfolgt die Zertifizierung mit einer 600 s andauernden Pause nach dem zweiten Abschnitt, bevor im dritten Abschnitt ein zum ersten Abschnitt identisches Fahrprofil durchfahren wird. Die Vorgabe der zu verwendenden Schaltpunkte erfolgt durch den Hersteller. Die abschnittsweise Bewertung der erfassten Schadstoffemissionen wird durch Gewichtungsfaktoren (GF) realisiert. Im Jahre 2000 wurde die Testprozedur gemäß dem „Supplemental Federal Test Procedure“ (SFTP) erweitert und berücksichtigt seitdem aggressives Fahrverhalten, starke Beschleunigungen (US06) und

klimatisierte Fahrzeuge (SC03). Beiden Zyklen gemein ist das einmalige Durchfahren der ct-Phase des FTP-75 (ohne Probenentnahme) bevor der eigentliche Zyklus beginnt. Ferner wird der SC03 bei einer Raumtemperatur von 35 °C und einer relativen Luftfeuchte von 40 % durchgeführt. Die Gewichtung der Tests erfolgt bei klimatisierten Fahrzeugen zu 35 % durch den FTP-75, 37 % durch den SC03 und 28 % durch den US06. Fahrzeuge ohne Klimaanlage werden zu 72 % durch den FTP-75 und 28 % durch den US06 charakterisiert. Ottomotorische Fahrzeuge werden zur Detektion der Kaltstartanreicherung einem weiteren Abgastest bei minus sieben Grad Celsius unterzogen, der die Limitierung der Kohlenstoffdioxidemissionen vorsieht. Die Flottenverbrauchsermittlung erfolgt zu 55 % durch den FTP-75 und zu 45 % durch den Highway-Zyklus. Dieser wird nach der Konditionierungsphase zweimal durchgeführt, wobei die Abgasmessung im zweiten Durchgang erfolgt [41].

2.3.3 Entstehungsmechanismen der Schadstoffe

Die im Folgenden diskutierten Entstehungsmechanismen beschränken sich auf die innerhalb Europas gesetzlich limitierten Schadstoffe, deren Bewertungsgrundlage der „Neue Europäische Fahrzyklus“ darstellt.

2.3.3.1 Kohlenwasserstoffe

Kohlenwasserstoffemissionen ergeben sich durch unverbrannte Kraftstoffbestandteile und unvollständige Verbrennungsvorgänge. Unverbrannte Kohlenwasserstoffe werden durch Flammenlöschungen in wandnahen Bereichen (Wall Quenching Effect) und Gasräumen (Feuersteg, Zylinderkopfdichtung, Ventilsitz und Zündkerze) durch Reduktion der Brenngeschwindigkeit verursacht. Begünstigt werden diese Zonen durch sinkende Wandtemperaturen bzw. kleine Hubvolumina. Unvollständige Verbrennungsvorgänge ergeben sich durch fette und magere Gemische infolge Luftmangels bzw. Verbrennungsaussetzern durch Reduktion der Flammengeschwindigkeit. Die Absorption von Kohlenwasserstoffen während der Verdichtung durch den Schmierfilm und deren Desorption in der Expansionsphase trägt ebenfalls zu den Kohlenwasserstoffemissionen bei. Hohe Temperaturen und Restsauerstoff führen zur Nachoxidation der Kohlenwasserstoffe während der Expansion und des Ladungswechsels, wodurch ihr Minimum bei einem Luft-Kraftstoffverhältnis von 1,1 bis 1,2 liegt [22][39][41][52][53].

Unter Dauereinwirkung gelten einige Kohlenwasserstoffe als geruchsbelästigend, narkotisierend, schleimhautreizend und kanzerogen [54].

2.3.3.2 Kohlenstoffmonoxid

Kohlenstoffmonoxid entsteht hauptsächlich bei der Verbrennung eines fetten Luft-Kraftstoffgemisches. Im stöchiometrischen Betrieb führen Gemischinhomogenitäten und arbeitsspielbedingte Schwankungen des Luft-Kraftstoffverhältnisses zu dessen Bildung. Bei

Luftüberschuss verursachen Nachreaktionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe während der Expansionsphase und im Abgastrakt die Kohlenstoffmonoxidbildung [21][39].

Das farb-, geruch- und geschmacklose Atemgift reduziert die Sauerstoffaufnahmefähigkeit des Blutes (Blutgift) durch die im Vergleich zu Sauerstoff 200 bis 300-fach höhere Affinität zu dem Blutfarbstoff Hämoglobin (Sauerstofftransport). Konzentrations- und zeitabhängig ergeben sich Schwindelgefühle, Schläfrigkeit, Übelkeit und Erstickungsgefahr [41][54].

2.3.3.3 Stickstoffoxide

Stickstoffoxid ist der Oberbegriff für alle gasförmigen, endotherm gebildeten Oxidationsstufen des Stickstoffes. Durch innermotorische Verbrennungsvorgänge entstehen hauptsächlich Stickstoffmonoxid (90 %) und -dioxid (9 %) sowie geringe Mengen Distickstoffmonoxid (1 %) [55].

Die Stickstoffoxidbildung erfolgt in Abhängigkeit von Verbrennungstemperatur und -druck, dem Luft-Kraftstoffverhältnis sowie der chemischen Zusammensetzung des Brennstoffes. Das Stickstoffoxidmaximum liegt bei einem Luft-Kraftstoffverhältnis von 1,1. Sauerstoffreiche Bedingungen ($\lambda > 1,6$) führen durch die Absenkung der Brennraumspitzentemperatur zu einer signifikanten Reduktion der Stickstoffoxidbildung [21][39].

Die „thermische Stickstoffoxidbildung“ (Zeldovich-Mechanismus) erfolgt bei hohen Temperaturen aus Luftstickstoff und -sauerstoff hinter der Flammenfront:



Luftmangel führt zur Bildung von Stickstoffoxiden durch verbrennungsbedingte Hydroxidradikale bzw. atomarem Stickstoff (erweiterter Zeldovich Mechanismus):



Die hohe Aktivierungsenergie der Stickstoffdreifachbindung bedingt die stark endotherme Bildung atomaren Stickstoffes und ist geschwindigkeitsbestimmend. Durch die mit der Temperatur exponentiell ansteigende Bildungsgeschwindigkeit kommt es zur Entstehung signifikanter Stickstoffoxidkonzentrationen ab Temperaturen von 1500 K. Weiteren Einfluss auf die Bildungsgeschwindigkeit haben die Sauerstoff- und Stickstoffkonzentration [22][39][41][55].

Hohe Temperaturen, brennstoffreiche Bedingungen und die Anwesenheit von Kohlenstoffradikalen führen in der Flammenfront zur „prompten Bildung“ von atomarem Stickstoff (Fenimore Mechanismus):



Dieser reagiert entsprechend des zweiten Reaktionsschrittes des Zeldovich-Mechanismus unmittelbar zu Stickstoffoxiden. Die im Vergleich zur thermischen Stickstoffoxidbildung (Zeldovich-Mechanismus) reduzierte Aktivierungsenergie bedingt die Bildung von Stick-

stoffs oxiden ab einer Temperatur von 1000 K. Weitere Stickstoffoxide entstehen durch die Oxidation des Cyanwasserstoffes [39].

Die in der Flammenfront gebildeten Stickstoffoxide entstehen über Radikalbildung (NH_2 , NH , CN und N) durch den im „Brennstoff gebundenen Stickstoff“:



Analog zum prompten Bildungsmechanismus reagiert der atomare Stickstoff durch den zweiten Reaktionsschritt des Zeldovich-Mechanismus zu Stickstoffoxiden. Luftüberschuss bedingt verstärkt die Bildung von Stickstoffoxiden (Gleichung 1.6), Luftmangel von atomarem Stickstoff (Gleichung 1.7).

Über „Distickstoffoxid“ (N_2O) gebildete Stickstoffoxide leisten ebenfalls einen emissionsrelevanten Beitrag, dessen Bedeutung durch spitztemperatursenkende Maßnahmen (Abgasrückführsysteme) infolge des reduzierten thermischen Bildungsweges zunimmt [56].

90 - 95 % der Stickstoffoxide entstehen durch den Zeldovich Mechanismus und 5 - 10 % durch den Fenimore Mechanismus.

Im Unterschied zu Stickstoffmonoxid (farb- und geruchlos) ist -dioxid ein rotbraunes, stechend riechendes, giftiges Gas, das in hohen Konzentrationen zu Reizungen und Schädigungen der Atmungsorgane (Lugenödem, -emphysem und -fibrose) führt. Stickstoffoxide sind mitverantwortlich für Waldschäden durch sauren Regen (Salpetersäure), Smog- und bodennahe Ozonbildung durch Ultraviolettstrahlung [41][52][53][54].

2.4 Abgasrückführung

Die 2014 in Kraft tretende Euro 6 Norm fordert im Vergleich zur aktuellen Gesetzgebung die Reduktion der dieselmotorischen Stickstoffoxidemissionen um 66 % und forciert folglich die Entwicklung inner- und außermotorischer Maßnahmen zu deren Reduktion. Zu den wirksamsten Methoden gehören die interne und externe Abgasrückführung, die das Abgas über die Lage der Ventilüberschneidungsphase im Brennraum zurückhält bzw. erneut ansaugt (interne AGR) und/oder dieses über ein Leitungssystem von der Abgas- zur Reinluftseite transportiert (externe AGR). Im Vergleich zu einer abgasfreien Verbrennung entsteht eine Absenkung der brennraumseitigen Sauerstoffkonzentration, die zum vollständigen Umsatz einer identischen Kraftstoffmasse (Lastäquivalent) durch eine größere Reinluftmenge (entdrosselnde Wirkung) kompensiert werden muss. Die erhöhte aufzuheizende Brennraummasse (Inertgaseffekt), der Anstieg der Wärmekapazität (thermische Drosselung) und die Dissoziation der Verbrennungsgasmoleküle (Zerfall der CO_2 und H_2O Moleküle) führen zu einer Abnahme der Brenngeschwindigkeit und damit zu einer Absenkung der Wandwärmeverluste, der Spitztemperatur und des -druckes. Da die verbrennungsmotorische Stickstoffoxidbildung im stöchiometrischen Betrieb überwiegend in Abhängigkeit von der Temperatur (Kapitel 2.3.3) erfolgt, wer-

den diese durch den beschriebenen Mechanismus reduziert. Externe Konzepte, die eine Kühlung des rückgeführten Abgases ermöglichen, können diesen Effekt verstärken [57]. Des Weiteren werden in Abhängigkeit von der Rückführrate die Kohlenstoffmonoxidemissionen reduziert, während die Kohlenwasserstoffemissionen ansteigen [58]. Erstmals eingesetzt wurden ungekühlte Hochdruckabgasrückführsysteme zur Erfüllung amerikanischer Gesetzgebungen in den 70er (Otto) bzw. 80er (Diesel) Jahren. Betätigt wurden die damaligen Abgasrückführventile durch einen Steuerdruck, der innerhalb eines Druckwandlers durch die Transformation einer Führungsgröße (z. B. Abgasgedruck) generiert wurde [59]. Durch den ausschließlichen Einsatz von Hochdruck- und Niederdruckabgasrückführsystemen in diesem Forschungsbeitrag, beschränken sich die nachstehenden Betrachtungen auf die externe Abgasrückführung.

2.4.1 Abgasrückführkonzepte

Charakteristisch für das Hochdruckabgasrückführsystem ist die Abgasentnahme vor dem Turbineneintritt sowie dessen Einleitung in den Sammler. Bei Niederdruckabgasrückführsystemen wird das Abgas abhängig vom Motortyp zur Ausnutzung eines erhöhten Turbinenmassenstromes vor oder nach dem Dreiwegekatalysator (Ottomotor) bzw. nach dem Dieselpartikelfilter (Dieselmotoren) entnommen (Abbildung 14):

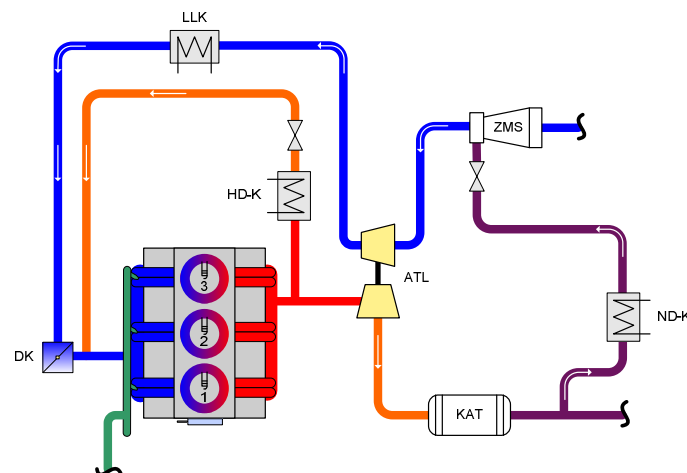


Abbildung 14: Systemlayout: Hoch- und Niederdruckabgasrückführung

Wird bei Ottomotoren das Abgas vor dem Katalysator entnommen verbessert sich der effektive spezifische Kraftstoffverbrauch durch die teilweise Umsetzung der unvollständigen Verbrennungsprodukte (HC , H_2 , NO und CO) und die Anhebung des Turbinendruckverhältnisses. Zusätzlich kann das Abgasrückführventil durch das angehobene Spülgefälle kleiner dimensioniert werden, die Abgasentnahmetemperatur durch die Vermeidung der exothermen Katalysatorreaktionen gesenkt werden und die Beschädigung des Verdichters durch Katalysatorbestandteile vermieden werden [60]. Allerdings besteht die Gefahr, dass es durch die im Abgas enthaltenen Kohlenwasserstoffe zur Verschmutzung des Verdichters kommt. Bei die-

selmotorischen Fahrzeugen führt eine Abgasentnahme vor dem DPF zu einer Versottung des Abgasrückführkühlers, des Verdichters und des Ladeluftkühlers, die sich in einer Reduktion der Motornennleistung durch ansteigende Drosselverluste äußert. Eingeleitet wird das Abgas über einen speziellen Mischer unmittelbar vor dem Verdichtereintritt. Zur Einstellung einer hohen Abgasrückführrate besteht insbesondere in der dieselmotorischen Anwendung die betriebspunktabhängige Notwendigkeit, das native Druckgefälle zwischen dem Abgassystem und dem Frischluftpfad durch eine Abgasgegendruckklappe zu erhöhen.

Um die thermische Belastung des Verdichters und der sich anschließende Reinluftführung (ND-AGR) bzw. des Saugrohres (HD-AGR) zu reduzieren, wird das Temperaturniveau des rückgeführten Abgases durch Wärmetauscher abgesenkt. Die im Vergleich zum Hochdruckkreis reduzierte Kühlleistung des niederdruckseitigen Systems resultiert aus dem längeren Laufweg des Abgases, dessen Entspannung über die Turbine und der zweistufigen Kühlung (AGR- und Ladeluftkühler) [61]. Im Hochdruckkreis muss die Kühlung deaktiviert bzw. umgangen werden können, um die Auskondensation von Wasser zu vermeiden. Zusammen mit Partikeln bildet dieses Ablagerungen innerhalb des Kühlers, die zu einer reduzierten Leistungsfähigkeit, höheren Druckverlusten und zu Verstopfungen führen können. Zusätzlich benötigen diese Systeme im dieselmotorischen Teillastbetrieb zur Anhebung des Spülgefälles eine gegenüber der Einleitstelle stromaufwärts angeordnete Drosselklappe, die jedoch zu einer Erhöhung der Ladungswechselarbeit führt. Die Lauflänge des niederdruckseitig rückgeführten Abgases resultiert im Vergleich zum Hochdrucksystem in einem trägeren Ansprechverhalten, dessen Reaktionszeit durch das zu evakuierende Volumen und die Motordrehzahl bestimmt wird. Daher empfiehlt sich eine motornahe Applikation des Dieselpartikelfilters, um die abgasführenden Bauteilvolumina zu reduzieren [62].

Die Verteilung des Abgases auf die einzelnen Zylinder wird durch die Zuführung, das sich anschließende Rohrleitungssystem und die Saugrohrgeometrie bestimmt. Hochdruckseitig wird dieses beispielsweise über ein Mischgehäuse erreicht, indem das radial eingeleitete Abgas über einen als Prallkörper wirkenden Ventilteller tangential umlenkt wird. Dadurch erhält es eine in die Strömungsrichtung der Reinluft gerichtete Geschwindigkeitskomponente, die für eine gleichmäßige Durchmischung der Ströme sorgt [57]. Niederdruckseitig wurde z. B. von BorgWarner Turbosystems ein aus kreisförmig angeordneten Falten bestehender Blütenmischer entwickelt, der unter geringsten Druckverlusten den Kernstrom nach außen und den Mantelstrom nach innen leitet. Die zwischen beiden Stoffströmen entstehende Scherfläche erzielt auf kürzester Lauflänge eine hohe Mischungsgüte, durch die die Verdichtereintrittstemperatur (Bauteilschutz) abgesenkt werden kann [63]. Neben dem Anstieg des Verdichtertwirkungsgrades, der Vermeidung heißer Strahlen und der Reduktion der verdichterseitigen Ölleckage wird dadurch der maximal durchsetzbare Massenstrom erhöht [58].

2.4.2 Motorverhalten

Der dieselmotorische Einsatz von Abgasrückführsystemen führt zu einem Zielkonflikt (Trade-off), der die Stickstoffoxidzunahme bei gleichzeitiger Rußpartikelabnahme beschreibt. Sauerstoffüberschuss und hohe Verbrennungstemperaturen bedingen die Bildung von Stickstoffoxiden, die wiederum zu einer Nachoxidation der Rußemissionen führen. Durch die hochdruckseitige Einleitung von ungekühltem Abgas während der Kaltstart- und Warmlaufphase wird ein im Vergleich zum Niederdruckabgasrückführsystem höheres Temperaturniveau erreicht, woraus sich eine Abnahme der Kohlenwasserstoffemissionen und eine stärkere Reduktion des Verbrennungsgeräusches ergibt. Werden die Verbrennungsschwerpunktlage und das Luft-Kraftstoffverhältnis konstant gehalten, führt der Einsatz eines Hochdruckabgasrückführsystems zu einer Reduktion des Turbinenwirkungsgrades und zu einer verdichterseitigen Annäherung des Betriebspunktes an die Pumpgrenze (Abbildung 15). Abhängig vom anfänglichen Ausgangspunkt innerhalb des Verdichter kennfeldes resultiert aus letzterem eine Anhebung oder Absenkung des Wirkungsgrades. Wird die Pumpgrenze erreicht, ist keine weitere Steigerung des Luft-Kraftstoff- bzw. des Ladedruckverhältnisses mehr möglich. Der wachsende Leistungsbedarf des Verdichters führt durch den von der Rückführrate unabhängigen Turbinenmassenstrom zum Schließvorgang der variablen Turbinengeometrie, wodurch das Turbinendruckverhältnis und der Abgasgegendruck (Ladungswechselarbeit) ansteigen und sich der Turbinenwirkungsgrad reduziert:

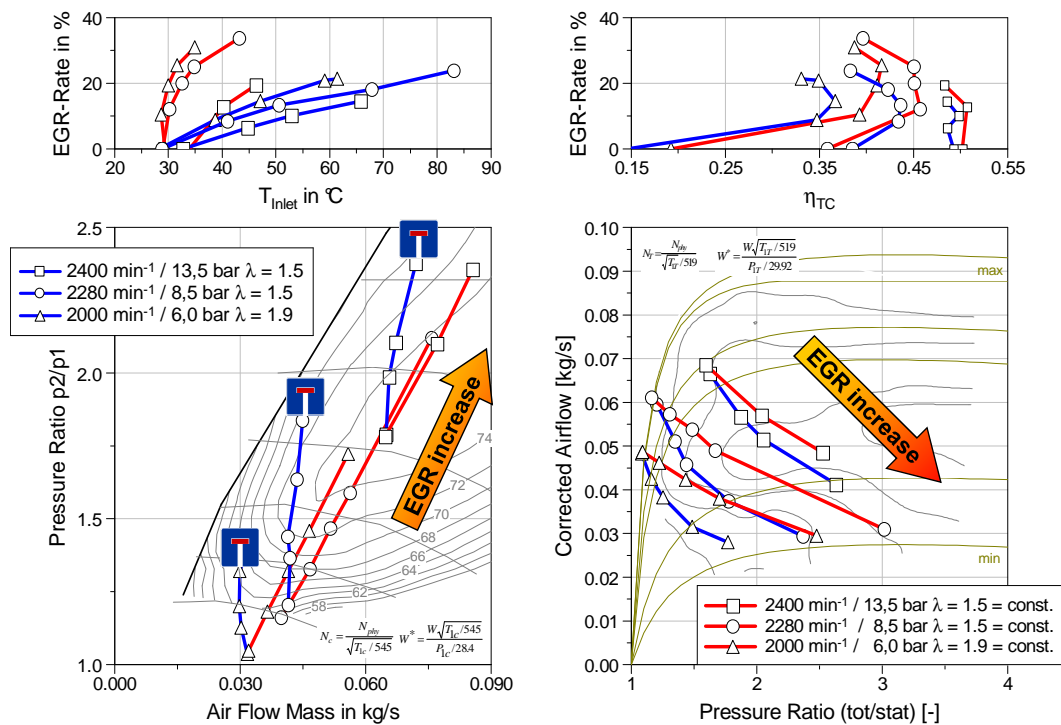


Abbildung 15: Interaktion von Motor und ATL unter Einsatz eines HD- (blau) und ND-AGR-Systems (rot) [62]

Des Weiteren wirkt sich die hochdruckseitige Rückführung im Falle einer AGR-Anforderung anfänglich negativ auf die Verdichter- und Turbinenmassenströme (Abfall der

Turbinenleistung) und damit auf das Betriebsverhalten des Abgasturboladers bzw. des Motors aus. Unterbunden wird dies durch die Einbindung der Aufladegruppe in den Abgasrückführprozess (ND-AGR), da es sowohl ansaug- als auch abgasseitig lediglich zu geringfügigen Massenstromänderungen kommt. Die sich für den Wirkungsgrad der Turbine ergebenden Konsequenzen entsprechen qualitativ denen des Hochdruckabgasrückführsystems, obwohl der Wirkungsgradabfall durch den erhöhten Massenstrom geringer ausfällt. Die Veränderung des Verdichterbetriebspunktes ist durch einen Anstieg des Druckverhältnisses und des Massenstroms gekennzeichnet, der in Relation zum Ausgangspunkt eine Anhebung bzw. Absenkung des Wirkungsgrades bewirkt. Die geringeren Saugrohrtemperaturen des Niederdruckabgasrückführsystems reduzieren die Klopfneigung und ermöglichen unter Einsatz einer vergleichbaren Kraftstoffmasse, eines konstanten Ladedrucks und eines identischen Frischluftmassenstromes eine stärkere Absenkung der Stickstoffoxidemissionen durch die höhere Ladungsdichte (AGR-Rate) [62].

Bei teillastbetriebenen Ottomotoren erzielen Hochdruckabgasrückführsysteme neben der Stickstoffoxidreduktion einen Abbau der Ladungswechselverluste und damit des Kraftstoffverbrauchs [57]. Dabei ist der Entdrosselungsvorgang von der Temperatur und Menge des rückgeführten Abgases abhängig und steigt reziprok zum Stickstoffoxidminderungspotential mit dieser (Dichtereduktion) an [58][64]. Des Weiteren weisen benzinbetriebene Ottomotoren durch das erhöhte Saugrohrtemperaturniveau ein verbessertes Kraftstoffverdampfungsverhalten und damit eine optimierte Gemischaufbereitung auf. Das in den volllastnahen Betriebspunkten und an der Volllast selbst vorliegende positive Spülgefälle zwischen Saugrohr und Abgaskrümmer unterbindet den Einsatz des Hochdruckabgasrückführsystems innerhalb dieser Bereiche bzw. ermöglicht dessen Verwendung ausschließlich unter Anhebung des Abgasgedruckes. Letzteres führt zu einer Absenkung des Motor- und Turbinenwirkungsgrades und zu einer Steigerung der Klopfanfälligkeit durch den erhöhten internen Restgasgehalt (Anstieg des Brennraumtemperaturniveaus). Abhilfe leisten Niederdruckabgasrückführsysteme, deren Spülgefälle mit dem Motormassenstrom ansteigt und dadurch auch die volllastnahe Abgasrückführung ermöglichen. Durch die Reduktion der Abgastemperatur, der Verbrennungsspitzen-temperatur und des -druckes ergibt sich eine Verbesserung des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches, die bei „niedrigen“ Drehzahlen auf eine optimierte Verbrennungsführung (reduzierte Klopfneigung) und bei „hohen“ Drehzahlen auf eine Reduktion der Anfettung (Bauteilschutz) zurückzuführen ist [58][60].

2.4.3 Verdichter- und Ladeluftkühlerbeanspruchungen (ND-AGR)

Die im Folgenden diskutierten Verdichter- und Ladeluftkühlerbeanspruchungen beziehen sich auf den Einsatz eines Niederdruckabgasrückführsystems und ergeben sich aus der Einleitung des Abgases vor dem Verdichter. Verantwortlich dafür sind die steigenden Verdichtereintrittstemperaturen, die inhomogenen Strömungsprofile und die Inhaltsstoffe des Abgas-Frischluftgemisches. Abhilfe leisten spezielle Beschichtungen, wie z. B. Nano-Lack, Al_2O_3

und Silikon, die durch ihre Temperatur- und Korrosionsbeständigkeit, ihre Haftung auf dem Substrat und ihre homogene Schichtdicken charakterisiert sind.

„Tropfenschlag“ entsteht durch das Auftreffen von Wasser- oder Öltropfen (Kurbelgehäuseentlüftung) auf die metallische Oberfläche der Verdichterschaufeln und deren erosive Wirkung. Ursächlich für den Wasserschlag ist die innerhalb der Rückführleitung entstehende Kondensation des Abgases an den ebenfalls enthaltenen Keimen, wenn der Taupunkt unterschritten wird. Beim Vermischen des Abgas- mit dem Frischluftmassenstrom ist der Ausfall von Wasser erst bei tieferen Umgebungstemperaturen zu erwarten.

Die Bildung von harzartigen, den Strömungsquerschnitt verengende Ablagerungen auf den Verdichterschaufeln ist auf unzureichend abgeschiedenes Öl, Abgasbestandteile und das erhöhte Temperaturniveau zurückzuführen. Mögliche Lösungsansätze aus dem Bereich der Nanotechnologie sehen die Applikation oleophob wirkender Oberflächen vor [65].

„Partikelschlag“ entsteht, wenn es durch das Herausschlagen der Partikel aus dem Abgas-Frischluftmassenstromes zu einer Beschädigung der Schaufelvorderkanten kommt (Abbildung 16). Der Auftreffwinkel wird durch die mit steigender Partikelgröße ansteigende Trägheit und der damit einhergehenden Eigenschaft, der Strömung in geringerem Maße folgen zu können, bestimmt. Experimentelle Analysen belegen durch den Beschuss des Verdichterrades mit Glasperlen (\varnothing 1 mm), dass die schädigende Wirkung eines Partikels mehrere Schaufeln während des Verdichterdurchganges betreffen kann. Optimalen Schutz bietet eine Nickel-Phosphor Beschichtung, die Mehrfacheinschläge bis zu einer Partikelgröße von 200 μm von in praxi vorkommender Anzahl ohne Reduktion des Wirkungsgrades, des Wuchtzustandes und des Korrosionsschutz ermöglicht. Partikelgrößen über 200 μm sind durch Abscheider oder Filter in der Rückführleitung zu eliminieren:

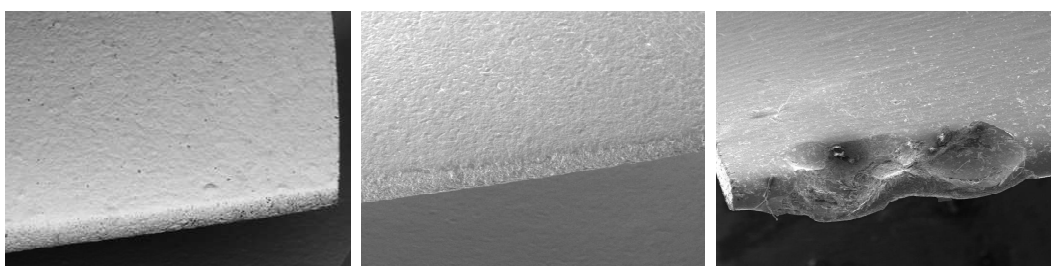


Abbildung 16: Verdichter: Standard (li.), NiP-Schicht (Arizona Staub) (mi.), NiP-Schicht (Glasperle) (re.) [32]

Ferner resultiert ein abruptes Abstellen des Motors durch die verringerte Wärmeabfuhr in einer erhöhten thermischen Belastung des Verdichters und in einer möglichen Verkokung des sich eventuell auf den Verdichterschaufeln befindlichen Schmieröls (Blow-by) [62].

„Korrodierte“ Verdichterschaufeln und Ladeluftkühler entstehen durch säurehaltige Kondensatablagerungen, deren Zusammensetzung maßgeblich durch den Kraftstoff, das Brennverfahren, das Luft-Kraftstoffverhältnis, die Motorlast und das Abgasnachbehandlungssystem bestimmt werden. Verursacht wird die korrosive Wirkung durch die im Kondensat enthalte-

nen Bestandteile an Schwefel-, Salpeter-, Methan- und Essigsäure sowie die während kalter Jahreszeiten ebenfalls vorkommenden Chloride. Verdichterschaufeln lassen sich beispielsweise durch Nano-Lack schützen, der allerdings im Vergleich zu einer Nickel-Phosphor Beschichtung eine reduzierte Partikelbeständigkeit aufweist.

Des Weiteren demonstrierten vergleichende Labor- und Motorprüfstandsversuche, dass das aus emissions- und brennverfahrenstechnischen Gründen unvorteilhafte Blow-by-Gas (ölhaltig) zu einer erhöhten Oxidationsbeständigkeit der abgasführenden Bauteile beiträgt [62][66].

2.5 Hybridisierung des Fahrzeuges

„Hybridfahrzeuge sind Fahrzeuge, deren Vortrieb durch mehr als eine Antriebsquelle gewährleistet wird. Diese Antriebsquellen beziehen die notwendige Energie aus unterschiedlichen Speichern. Im gegenwärtigen Sprachgebrauch bezeichnet der Begriff elektrisches Hybridfahrzeug (HEV: Hybrid Electrical Vehicle) die Kombination aus einem Verbrennungsmotor mit einem oder zwei Elektromotoren und den dazugehörigen Energiespeichern (Kraftstofftank und Batterie) [67][68].“

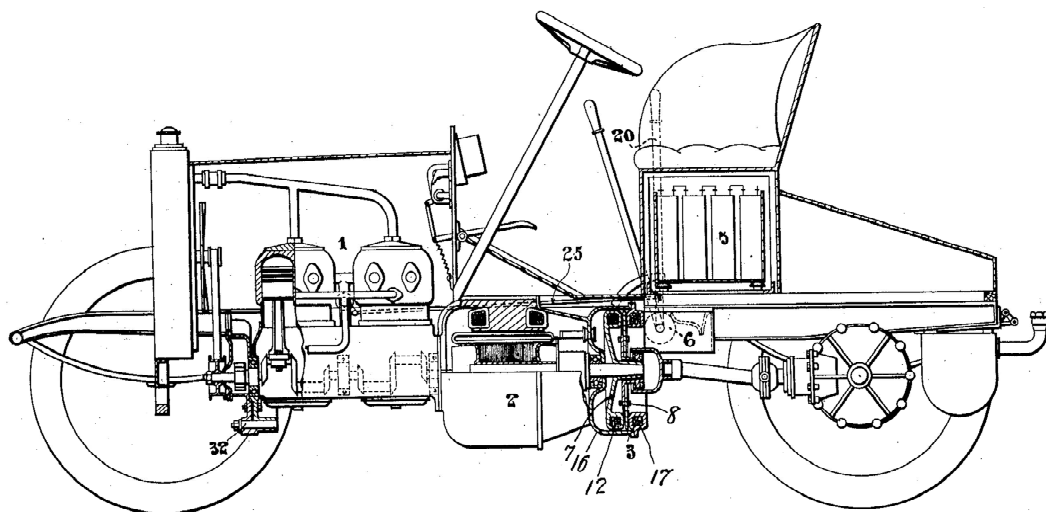
Durch die Kombination eines Verbrennungsmotors mit einer elektrischen Maschine lassen sich die Vorteile eines Elektrofahrzeuges mit denen eines verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeuges vereinen. Abhängig von der Hybridtopologie bestehen diese in einer hohen Reichweite, einem zügigen Tankvorgang, in der Rekuperation von Bremsenergie, in dem Einsatz regenerativer Energiequellen, dem elektrischen Fahren und dem entkoppelten Betrieb des Verbrennungsmotors von dem Fahrleistungsbedarf.

2.5.1 Geschichte des Hybriden

Das griechische Wort Hybrid bedeutet „von zweierlei Herkunft, Mischling“ und beschreibt im Automobilbau die Kombination zweier Antriebsaggregate in einem Fahrzeug. Der in den Jahren um 1900 vorherrschende Konkurrenzkampf zwischen verbrennungsmotorischen und elektrischen Fahrzeugen führte zur Formulierung des „Stadtwagenkonzeptes“ durch damalige Elektromobilkonstrukteure. Dieses Konzept sah die Nutzung von Elektromobilen in urbanen Gegenden vor, während Benzinwagen außerhalb dicht besiedelter Gebiete eingesetzt werden sollten. Die konzeptbedingte Notwendigkeit zwei Fahrzeuge unterhalten zu müssen, führte zu der sich aus dem „Stadtwagenkonzept“ ergebenden Erfindung des Hybridfahrzeuges [69].

Die Geschichte des Hybridfahrzeuges beginnt im Jahre 1897 mit Ferdinand Porsche, der im Dienst der Firma Bela Egger & Co. einen für den k.u.k. Hof-Wagen-Fabrikanten Ludwig Lohner konstruierten Elektromotor überholte. Die resultierende Kooperation erbrachte 1899 ein auf der internationalen Motorwagen-Ausstellung in Berlin präsentiertes Elektromobil, das über Vorderradlenkung und Hinterradantrieb verfügte. Ein ebenfalls anhand technischer und theoretischer Informationen ausgestellter Hybridwagen der belgischen Firma Pieper (Lüttich) konnte elektrisch, verbrennungsmotorisch oder durch die Kombination der beiden Antriebe

Vortrieb erzeugen. Geladen wurde der Akkumulator durch die Kopplung des Verbrennungsmotors mit der generatorisch betriebenen E-Maschine (parallele Hybridstruktur). Im selben Jahr wurde Ferdinand Porsche durch Ludwig Lohner engagiert und konstruierte das erste Elektrofahrzeug (Lohner-Porsche) mit Vorderradradnabenmotoren und Direktantrieb, das 1900 auf der Pariser Weltausstellung mit einer Goldmedaille prämiert wurde [70]. Seine Patentanmeldung erfolgte am 27. Mai 1902 [71]. Das 1899 vorgestellte Lütticher Hybridwagenkonzept wurde durch Ludwig Lohner und Ferdinand Porsche aufgegriffen und modifiziert. Der Antrieb des Lohner-Porsche-Mixte erfolgte über elektrische Radnabenmotoren, die durch eine Batterie gespeist wurden. Deren Ladevorgang wurde durch den ausschließlich zur Stromerzeugung genutzten, benzinmotorgetriebenen Generator (serielle Hybridstruktur) realisiert. Spitzenverbräuche wurden durch die simultane Nutzung der Batterie und des verbrennungsmotorisch getriebenen Generators gedeckt [69]. In Anlehnung an das Design des Lohner-Porsches und das Konzept des Lohner-Porsche-Mixte wurde 1903 durch Louis Antoine Krieger der in Paris produzierte Krieger Hybrid vorgestellt. Am 23. November 1905 legte Henri Pieper seinen Parallelhybridentwurf dem amerikanischen Patentamt zur Anmeldung vor, der über sämtliche heutzutage gängige hybridspezifische Funktionen verfügte (Abbildung 17). Selbst die Lastpunktanhebung des Verbrennungsmotors und die Rekuperation kinetischer Fahrzeugenergie während des Verzögerungsvorganges wurden beschrieben. Des Weiteren wurde ein rudimentäres Batterie- und Motormanagementsystem vorgestellt, das Über- bzw. Tiefentladen der Batterie verhindert und den Ladevorgang in ein definiertes Verhältnis zur zu leistenden Arbeit des Verbrennungsmotors setzt. Zustimmung fand das Patent (913846) am 2. März 1909:



- | | | | | |
|-----------------------|-----------------|------------------|-----------------|----------------------|
| 1: Verbrennungsmotor; | 2: E-Maschine; | 3: Reibkupplung; | 5: Akkumulator; | 6: Zylinderschalter; |
| 7: Rahmen | 8: Ankerplatte; | 12: Drahtspule; | 16: Ringträger; | 17: Drahtspule; |
| 20: Handhebel; | 25: Dosierstab; | 32: Aufhängung | | |

Abbildung 17: Patentanmeldung des Henri Pieper Systems (Parallelhybrid) [72]

Emil Jellinek, der 1905 in engen Geschäftsbeziehungen mit der Daimler-Motoren-Gesellschaft (DMG) stand, erwarb nach dessen Restrukturierung des Vertriebssystems, die Patente Lohner und Porsches (1906). Daraufhin gründete er die Pariser Vertriebsgesellschaften „Societe Mercedes Electrique“ und „Societe des Automobiles Commerciales“. Als Gegenleistung für Jellineks Rückzug aus dem Vertrieb der DMG erhielt die „Societe des Automobiles Commerciales“ die österreichischen Produktionsstätten der DMG, die Elektroautos für die „Societe Mercedes Electrique“ fertigte. Die Aktienmehrheit der DMG an dieser Vertriebsgesellschaft finanzierte Jellinek, der die Aktienmajorität der „Societe Mercedes Electrique“ besaß, die Fertigung seiner Elektroautos. Auf dessen Betreiben wurde Porsche technischer Direktor der Österreichischen Daimler-Motoren-Gesellschaft, deren volle Auftragsbücher eine Auslagerung der Fertigung von hinterradgetriebenen Elektro- (Mercedes Electrique) und Hybridwagen (Mercedes Mixed) zu Jakob Lohner & Co. bedingte. Während sich 1908 Lohner und 1909 Jellinek aus dem Automobilbau zurückzogen, experimentierte Porsche bis zum Beginn der zwanziger Jahre mit Hybrid-Personenwagen. Letztendlich konnte sich das Hybridwagenkonzept gegenüber den sich damals ebenfalls in der Entwicklung befindlichen Benzinswagen auf Grund mangelnder Betriebssicherheit, hohem Gewicht und dem höheren Anschaffungspreis nicht durchsetzen [69]. Zwischen 1920 und 1965 fristeten Hybridfahrzeuge durch die Einführung der Fließbandproduktion (Henry Ford) und die Weiterentwicklung des Ottomotors ein Nischendasein [73]. Zwischen 1968 und 1971 kreierten Dr. Berman, Dr. Gelb und Dr. Richardson als Angestellte der kalifornischen Firma TRW ein als elektromechanisches Getriebe bezeichnetes Hybridsystem, das die Grundlage vieler heutiger Hybride bildet [74]. Die Ende der 60er Jahre aufkommende Problematik bezüglich der Luftverschmutzung in einigen Metropolen und die Ölkrise in den 70er führten zum erneuten Interesse an Hybridfahrzeugen. Weltweit signifikante Marktanteile konnte jedoch erst Toyota im Jahre 2000 durch den 1997 in Japan eingeführten Prius erringen [75].

2.5.2 Hybridkonzepte

Differenziert wird im Folgenden ausschließlich zwischen den aktuellen Hybridkonzepten, seriell, parallel und leistungsverzweigt, die sich durch die Anordnung ihrer systemspezifischen Komponenten unterscheiden.

2.5.2.1 *Seriell*

Die serielle Anordnung der Energiewandler erfordert einen Verbrennungsmotor, einen motorisch und einen generatorisch betriebenen E-Motor (Abbildung 18). Charakteristisch für diese Struktur ist das ausschließlich elektromotorische Erbringen der Antriebsleistung, wodurch das Getriebe und die zugehörige Kupplung entfallen und der Verbrennungsmotor wirkungsgradoptimal (stationär) betrieben werden kann. Dieser treibt den Generator an, der seinerseits den elektrischen Motor sowie einen im elektrischen Zwischenkreis angeordneten Akkumulator mit Energie versorgt. Die Dimensionierung der Generatoreinheit und des Speichers

richtet sich nach der geforderten Reichweite, einer eventuell gewünschten Netzunabhängigkeit, der Betriebs- und Ladestrategie sowie den angestrebten Fahrleistungen. Die des elektrischen Antriebes orientiert sich an der gewünschten Höchstgeschwindigkeit, dem geforderten Beschleunigungsvermögen und der Steigfähigkeit. Als vorteilhaft erweist sich die flexible Anordnung der Komponenten in Bezug auf den Bauraum durch die fehlende mechanische Kopplung zwischen dem Elektromotor und der aus Verbrennungsmotor und Generator bestehenden Einheit. Der durch den Generator erhöhte Bauaufwand wird weitestgehend durch den Entfall des Getriebes kompensiert. Nachteilig sind die vielfachen Energiewandlungen und die damit verbundenen Wirkungsgradverluste [76]:

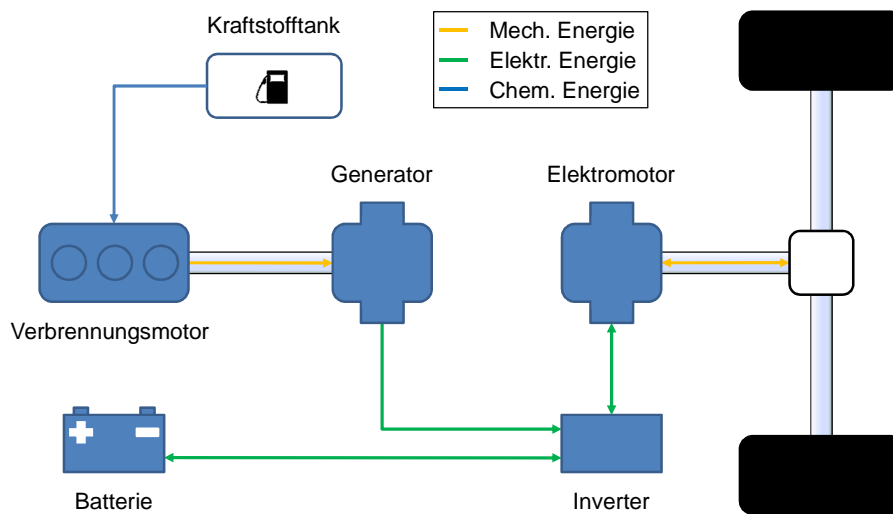


Abbildung 18: Serielle Hybridstruktur

2.5.2.2 Parallel

Die mechanische Kopplung der beiden Energiewandler mit den Antriebsrädern ermöglicht das gemeinsame oder selektive Erbringen des geforderten Vortriebes. Die als parallele Hybridtopologie bezeichnete Konfiguration kann Abbildung 19 entnommen werden:

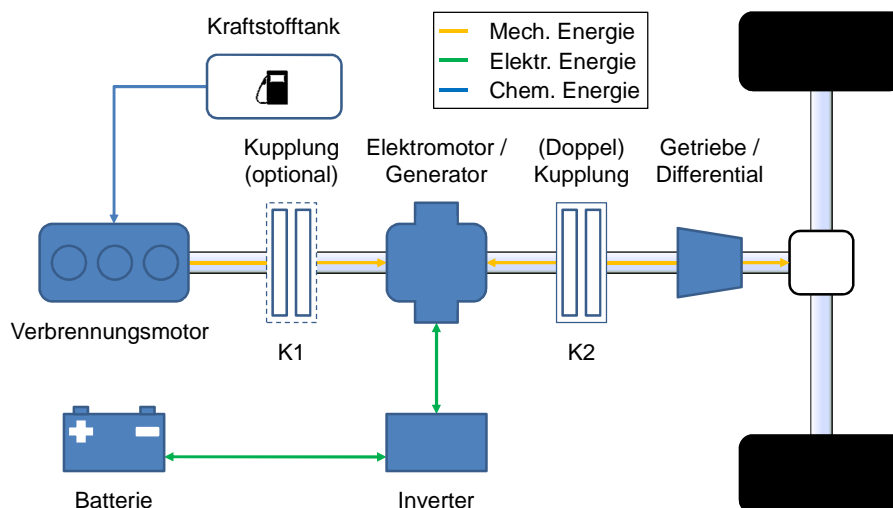


Abbildung 19: Parallele Hybridstruktur

Die Leistungsaddition beider Aggregate erlaubt deren moderate Dimensionierung, ohne Kompromisse bezüglich der Fahrleistungswerte eingehen zu müssen [77]. Realisierbar ist dieses durch die Überlagerung der elektromotorischen Antriebsleistung mit der des Verbrennungsmotors während des Beschleunigungsvorganges. Üblicherweise werden elektrische Maschinen geringer Leistung in den Riementrieb des Verbrennungsmotors integriert (Start/Stopp Systeme), während drehmomentstärkere zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe installiert werden. Über die Anzahl der verwendeten Kupplungen (K1, K2) wird zwischen P1- und P2-Hybrid differenziert. Die beim P2-Hybrid zusätzlich installierte Kupplung (K1) dient zur Reibleistungsreduktion durch das Abkoppeln des Verbrennungsmotors während des elektrischen Fahrens oder des Rekuperationsvorganges [78].

Neben der präsentierten Möglichkeit die verbrennungs- und elektromotorische Leistungsabgabe über die Addition ihrer Momente zu kombinieren, können diese ebenfalls in ihrer Drehzahl oder ihrer Zugkraft aufsummiert werden. Die Drehzahladdition sieht die Zusammenführung der erzeugten Leistungen anhand eines Planetengetriebes vor, wobei die Drehzahl wählbar ist und die Momentenverteilung durch dessen Übersetzungsverhältnis definiert wird. In der Zugkraft addierte Systeme stellen im physikalischen Sinne ebenfalls momentenaddierte Systeme dar, dessen Energiewandler allerdings auf unterschiedliche Fahrzeugachsen wirken (Through the Road Hybrid).

2.5.2.3 Leistungsverzweigt

Zentrales Element der leistungsverzweigten Hybridstruktur ist das Planetengetriebe, das das herkömmliche Getriebe substituiert (Abbildung 20):

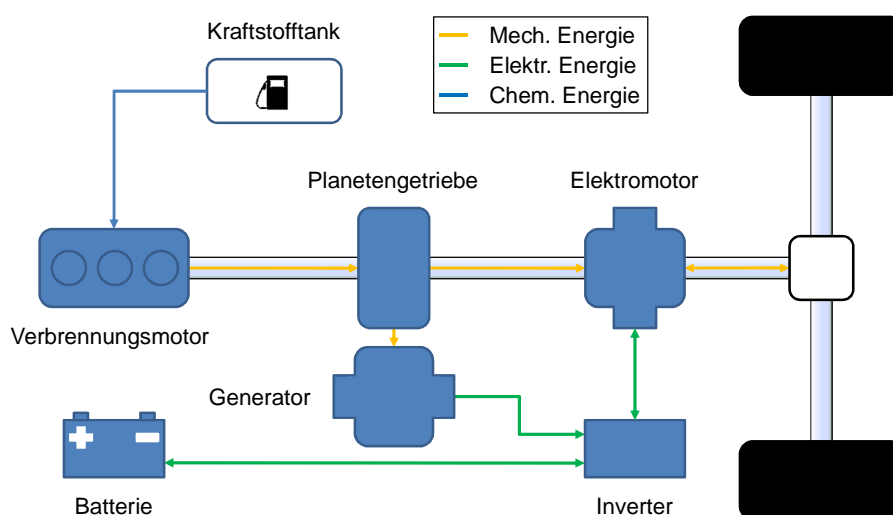


Abbildung 20: Leistungsverzweigte Hybridstruktur

Die Antriebsleistung erfolgt in Abhängigkeit des Betriebsmodus durch den Verbrennungsmotor und/oder die elektrische Maschine. Durch den Einsatz des stufenlosen Planetengetriebes wird ein Teil der Verbrennungsmotorleistung an die Antriebsräder übertragen, wäh-

rend der andere Teil zur Erzeugung elektrischer Energie durch den Generator genutzt wird. Dieser dient als Momentenstütze und ermöglicht, analog zum seriellen Hybrid, die wirkungsgradoptimale Regelung (Bestpunktbetrieb) des Verbrennungsmotors [79].

2.5.3 Hybridspezifische Betriebsmodi

Die im Folgenden diskutierten Hybridmodi beziehen sich auf die im Rahmen dieser Arbeit analysierte P2 Parallelhybridstruktur, deren Topologie in Kapitel 2.5.2.2 abgebildet ist.

Ist die Kupplung zwischen dem Verbrennungsmotor und der elektrischen Maschine geöffnet und die zwischen der E-Maschine und dem Getriebe geschlossen, kann die Antriebsleistung „elektrisch“ erbracht werden oder ein Teil der kinetischen Fahrzeugenergie während des Verzögerungsvorganges „rekuperiert“ werden. Ermöglicht wird dieses durch den Motor- bzw. Generatorbetrieb der elektrischen Maschine, der die benötigte oder erzeugte elektrische Energie der Batterie entnimmt bzw. dieser zuführt. Begrenzt werden diese Betriebsmodi durch die Batteriekapazität, deren maximale Leistungsaufnahme bzw. -abgabe und durch das von der Drehzahl abhängige Nennmoment der E-Maschine. Wird während des Ausrollvorganges des Fahrzeuges die Kupplung K2 zusätzlich geöffnet wird vom „Segel-Betrieb“ gesprochen.

Sind beide Kupplungen geschlossen, wird die durch den Verbrennungsmotor erzeugte Leistung in Abhängigkeit von der Fahrsituation ausschließlich zum Antrieb des Fahrzeuges genutzt oder anteilig auf den Abtrieb (notwendige Leistung) und den Generator (überschüssige Leistung) verteilt. Im „verbrennungsmotorischen“ Betrieb ergeben sich im Vergleich zum herkömmlichen Antriebsstrang durch das höhere Fahrzeuggewicht höhere Beschleunigungs- und Rollreibungsverluste, während sich im „Hybrid-Modus“ der effektive spezifische Kraftstoffverbrauch durch die Lastpunktanhebung des Verbrennungsmotors verbessert und die durch den Generator erzeugte elektrische Energie in der Batterie gespeichert wird. Werden hohe Fahrzeugbeschleunigungen gefordert, können diese bei einem entsprechend hohen Batterieladezustand kurzzeitig durch die Überlagerung der beiden Volllastdrehmomente von Verbrennungsmotor und motorisch betriebener E-Maschine erreicht (Boost-Modus) werden. Kommt das Fahrzeug zum Stillstand, wird der Verbrennungsmotor zur Kraftstoffverbrauchsreduktion deaktiviert und im Bedarfsfall (Fahrerwunsch, Katalysatortemperatur etc.) durch den elektrischen Motor erneut gestartet (Start/Stop Betrieb) [80].

2.5.4 Klassifizierung von Hybridfahrzeugen

Gängige Klassifizierungen erfolgen durch die Hybridisierungsrate (Kapitel 5.2.5), die Nennleistung der elektrischen Maschine oder anhand des elektrischen Leistungsgewichts in die Kategorien Micro-, Mild- und Strong-Hybrid [53][77][81]:

Tabelle 4: Klassifizierung von Hybridsystemen

| | Micro-Hybrid | Mild-Hybrid | Strong-Hybrid |
|-------------------------------|--------------|-------------|---------------|
| Hybridisierungsrate | > 5 % | > 10 % | > 25 % |
| Elektrische Nennleistung | < 6 kW | 6 - 20 kW | > 40 kW |
| Elektrisches Leistungsgewicht | 2,7 - 4 kW/t | 6 - 14 kW/t | > 20 kW/t |

Ein erweiterter, auf diesen Kategorien aufbauender Ansatz wurde durch die Robert Bosch GmbH vorgestellt. Mit dieser, auf dem „Quality Function Deployment“ (QFD) Verfahren und der „Analytic Hierarchy Process“ (AHP) Methode basierenden analytischen Vorgehensweise, wurde ein von der Betriebsstrategie und der detaillierten Komponentenauslegung unabhängiger Prozess zur Klassifizierung und Bewertung diverser Hybridtopologien entwickelt. Neben ihren spezifischen Betriebsmodi werden die Konzepte anhand verschiedener Kriterien hinsichtlich ihres Kraftstoffverbrauches, ihres Fahrspaßes und ihrer Kosten bewertet. Tabelle 5 illustriert exemplarisch dieses Kategorisierungsprinzip:

Tabelle 5: Klassifizierung/Priorisierung von Start/Stop und Hybrid Systemen

| | | Hybrid Systeme | | |
|--------------|--|--|--|---------------|
| | | Start/Stop System | Mild-Hybrid | Strong-Hybrid |
| Funktion | Start/Stop | X | X | X |
| | Rekuperation | | X | X |
| | Boost | | X | X |
| | Elektr. Fahren | | | X |
| Priorität I | Kraftstoffverbr./ CO ₂ -Emissionen | Fahrspaß | Kraftstoffverbr./ CO ₂ -Emissionen | |
| Priorität II | | Kraftstoffverbr./ CO ₂ -Emissionen | Fahrspaß | |

Der Vergleich aktueller Hybridkonzepte verdeutlicht die Vorteile paralleler Hybride in Bezug auf den Fahrspaß und die Kosten, während Leistungsverzweigte durch eine hohe Effizienz charakterisiert sind [82].

2.5.5 Energiespeicher für Hybridfahrzeuge

Energiespeicher dienen zur Speicherung von Energie, um diese zu einem späteren Zeitpunkt nutzen zu können. Wichtige Speichereigenschaften sind z. B. die Spitzenleistung, Lebensdauer, Zyklenfestigkeit, Wirkungsgrad, Selbstentladung, Schnell-Ladefähigkeit, Temperaturverhalten, Energie- und Leistungsdichte [83]:

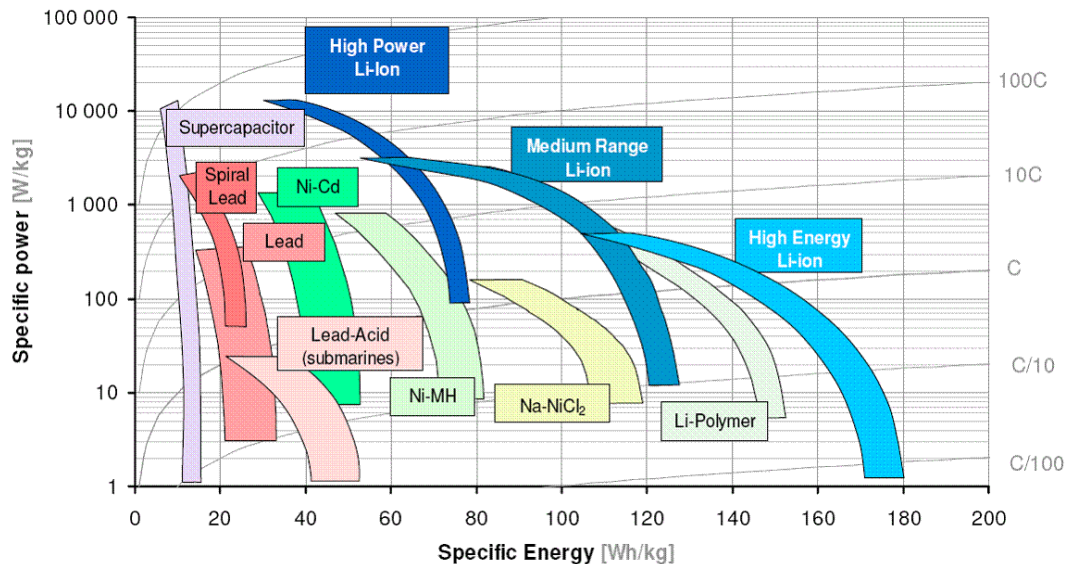


Abbildung 21: Ragone-Diagramm [84]

Da derzeit ausschließlich Batterien in Hybriden eingesetzt werden, beschränken sich die folgenden Betrachtungen auf diese. Ihr Vergleich in Bezug auf die Kriterien Leistungs- und Energiedichte erfolgt durch das oben präsentierte Ragone-Diagramm (Abbildung 21).

Batterien sind Energiespeicher, die chemische Energie in elektrische wandeln. Das aus säurebeständigem Isoliermaterial bestehende Batteriegehäuse schützt die Zellen vor mechanischen und thermischen Einwirkungen und verschließt die Batterie gasdicht. Den grundlegenden Baustein einer Batterie bilden die einzelnen Zellen. Diese bestehen aus einer Anode, einer Kathode und dem Elektrolyten. Durch die Reihenschaltung der einzelnen Zellen mittels Zellenbinder kann eine zur Anzahl proportionale Nennspannung erzielt werden. Bekanntestes Beispiel ist die zwölf Volt Bleibatterie, deren Zelle eine Nennspannung von zwei Volt besitzt und aus einer Reihenschaltung von sechs Plattenblöcken besteht. Diese bestehen ihrerseits aus mehreren Elektroden, die durch Separatoren voneinander getrennt sind. Der Elektrodenaufbau ist durch eine an den Lade- und Entladereaktionen teilnehmende aktive Masse, die in ein Gitternetz eingebracht ist, charakterisiert. Die Ausformung dieses Gitters bestimmt dabei die Hochstromfähigkeit, die Zyklenfestigkeit, die Lebensdauer und das Gewicht der Batterie. Da sich die Elektroden innerhalb des angrenzenden Elektrolyten nicht bewegen und die Metallionen in den Elektroden nicht wandern, erfolgt die Stromerzeugung an der Elektrodenoberfläche. Realisiert wird dieses durch unterschiedliche aktive Massen für Anode und Kathode, wodurch ungleiche chemische Aktivitäten auf beiden Platten entstehen. Bei Akkumulatoren

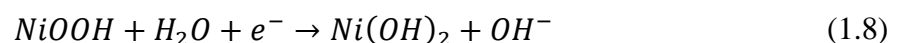
ist die Polarität einer Elektrode von der Richtung des Stromflusses (Lade-/Entladevorgang) abhängig. Die Zellgröße bzw. die Menge an aktivem Material bestimmt die Kapazität der Batterie. Die Elektroden werden in abwechselnder Polarität zu einer Zelle vereint. Der freie Raum zwischen den Zellen und die Poren der Platten werden mit einem flüssigen, gel- oder fließartigen Elektrolyten aufgefüllt. Dieser leitet den elektrischen Strom mit Hilfe von Ionen.

Die Fähigkeit eines elektrischen Leiters zur Polarisierung und damit zum Aufbau einer elektromotorischen Kraft (EMK), bildet die Grundlage für die Stromentnahme bei Anschluss eines elektrischen Verbrauchers. Dabei findet ein als Redoxreaktion bezeichneter Prozess statt, bei dem eine Elektrode durch Elektronenabgabe reduziert und die andere durch deren Aufnahme oxidiert wird. Der angrenzende Elektrolyt wird konträr zur Elektrode reduziert bzw. oxidiert. Die Eignung eines Redoxpaares Elektronen aufzunehmen bzw. abzugeben wird durch die elektrochemische Spannungsreihe beschrieben. Die Richtung des Elektronenflusses innerhalb einer Batterie wird durch das Element mit dem höchsten Bestreben Elektronen abzugeben bestimmt. Die Größe der EMK resultiert aus den verwendeten Materialien für das Elektroden/Elektrolyt-System. Der Anschluss eines elektrischen Verbrauchers führt zu einem Elektronenfluss von der Anode zur Kathode, bis die EMK erschöpft ist und die Elektroden in identische Reaktionsendprodukte überführt wurden [85][86].

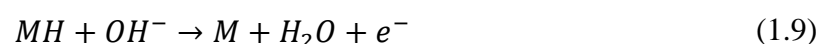
Wird elektrische Energie durch das Anlegen einer äußeren Spannung zugeführt, kommt es zum konträren Ablauf oben beschriebener Redoxreaktionen und damit zum Ladevorgang der Batterie. Die Ladespannung muss auf Grund des elektrischen Widerstandes der Zelle und der kinetischen Hemmung der Elektrodenreaktionen geringfügig höher als die Nennspannung des Akkumulators sein. Die zusätzlich eingesetzte Energie dient zur Aktivierung der Elektrolyse und dissipiert in Form von Wärme [87].

2.5.5.1 Nickel-Metall-Hydrid-Batterie

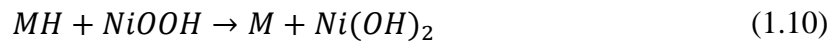
Die Nickel-Metall-Hybrid Batterie stellt die Weiterentwicklung der Nickel-Cadmium-Batterie dar, deren Vorteile in der Kapazität, der Zyklenfestigkeit, der Energiedichte, der Lagerungsfähigkeit und der Umweltverträglichkeit liegen. Anstelle von Cadmiumhydroxid wird Wasserstoff speicherndes Metallhydrid als Elektrodenmaterial verwendet. Ein Nachteil dieses Batterietyps liegt in der reduzierten Leistungsfähigkeit bei tiefen Temperaturen auf Grund der verminderten Freisetzung von Wasserstoff aus der Elektrode. Separiert werden die Elektroden durch ein Polymerfaservlies basierend auf Polyethylen und -propylen. Analog zum Nickel-Cadmium-Akkumulator beträgt die Zellspannung zwischen 1,25 und 1,35 V [81]. Während des Entladevorganges kommt es zu folgender Anodenreaktion:



An der Kathode verläuft die entsprechend Oxidation, die Gleichung 1.9 beschreibt:



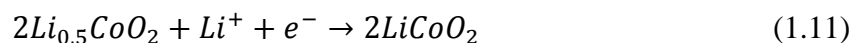
Die Gesamtreaktion ergibt sich zu:



Wird die Batterie Über- bzw. Tiefentladen entsteht Sauerstoff, der zu einem Überdruck innerhalb dieser führt. Um dies zu verhindern, wird der Rekombinationsmechanismus durch die Überdimensionierung der Metallhydrid-Elektrode ausgenutzt. Der in dieser vorhandene Wasserstoff reagiert mit dem Sauerstoff zu Wasser. Der von Nickel-Cadmium-Batterien bekannte „Memory-Effekt“ ist in reduzierter Form bei Nickel-Metall-Hydrid-Batterien zu beobachten und wird als „Lazy-Battery-Effekt“ bezeichnet. Er entsteht durch unvollständige Lade- und Entladevorgänge, die sich in einer Reduktion der Batterieleistung durch ein vermindertes Spannungsniveaus unter Beibehaltung der Nennkapazität äußern. Die Eliminierung dieses reversiblen Effektes erfolgt durch vollständiges Ent- und Aufladen des Akkumulators [88].

2.5.5.2 Lithium-Ionen-Batterie

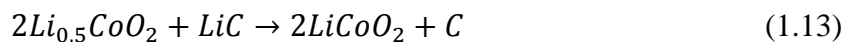
Lithium-Ionen-Batterien zeichnen sich durch ihre hohe Zellspannung, Energie- und Leistungsdichte aus. In Abhängigkeit vom Anodenmaterial ergeben sich Spannungen von bis zu vier Volt. Dadurch lassen sich, verglichen zu Nickel-Metall-Hydrid-Batterien, bei identischer Baugröße höhere Leistungen und reduzierte Gewichte realisieren, während ihre Lebensdauer etwa der von NiMH-Batterien entspricht. Wird metallisches Lithium in Folienform als Elektrodenmaterial verwendet, können Dendriten entstehen und zu internen Kurzschlüssen führen. Wird Graphit als Kathodenmaterial verwendet, führt die Interkalation des Lithiums in dessen Schichtgitterebenen zu einer Unterbindung der Dendritenbildung. Die positive Elektrode besteht beispielsweise aus Lithiumcobaltdioxid, in das Lithium-Ionen eingelagert werden. Beschrieben wird der Entladevorgang an der Anode durch die folgende Reaktionsgleichung:



Die Kathode reagiert entsprechend:



Die Redoxreaktion ergibt sich zu:



Als Elektrolyt kommt ein organisches Lösungsmittel mit einem Li-Leitsalz zum Einsatz. Ein durch mechanische oder thermische Belastung verursachter interner Kurzschluss, kann zur Selbstentzündung der Batterie führen. Ebenfalls ist der Kontakt mit Wasser zu vermeiden [81][89].

2.5.6 Betriebsstrategien für Hybridfahrzeuge

Die Betriebsstrategie eines Hybridantriebes beinhaltet die logische und zeitliche Abfolge aller komponentenspezifischen Betriebszustände und kombiniert diese in geeigneter Weise, um das Fahrzeug möglichst effizient, komfortabel, schadstoff- oder geräuscharm zu betreiben.

Dazu werden eine oder mehrere Führungsgrößen wie beispielsweise der momentane oder über eine Periode gemittelte Leistungs- oder Energiebedarf des Fahrzeuges, dessen Geschwindigkeit, der SoC des Energiespeichers, Zeitkonstanten oder Betriebstemperaturen herangezogen. Welche dieser Größen genutzt wird bzw. werden, bestimmt das zu erreichende Ziel (z. B. Kraftstoffverbrauchsreduktion, Emissionsminderung, etc.) und die verwendete Hybridtopologie. Ferner kann die Umsetzung oben genannter Ziele zu Konflikten durch gegenläufige Forderungen führen, die der Kontrollalgorithmus anhand einer entsprechenden Priorisierung lösen muss [9]. Unterschieden werden Betriebsstrategien in heuristischen oder erfahrungsbasierten Methoden und in analytische Algorithmen.

Heuristische Betriebsstrategien basieren zum Beispiel auf logischen Aussagen oder Fuzzy-Regeln, die diverse Parameter (Drehmoment, Fahrzeuggeschwindigkeit, etc.) miteinander verknüpfen. Die Vorteile dieser Betriebsstrategien liegen in ihrem intuitiven Ansatz, der keine Informationen über zukünftige Fahrzustände erfordert und ihrem Kraftstoffreduktionspotential bei entsprechend kalibrierten Parametern. Die Robustheit dieses Ansatzes führt häufig zu deren Vorschaltung vor analytische Funktionen [90].

Analytische Funktionen basieren im Allgemeinen auf einer Kostenfunktion, die entsprechende Eingangssignale auf die zu optimierenden Größen abbildet. Dazu können ein- oder mehrdimensionale Funktionen verwendet werden, die mitunter den Kraftstoffverbrauch, die Batterielebensdauer oder den Schadstoffausstoß des Fahrzeuges minimieren. Üblicherweise werden die im Antriebsstrang enthaltenen Komponenten anhand von Kennfeldern modelliert, wodurch im Unterschied zu den heuristischen Betriebsstrategien eine exakte Kenntnis der systemspezifischen Komponenten und Zusammenhänge erforderlich ist [91]. Realisiert werden diese Verfahren zum Beispiel durch die Gewichtung der aggregatespezifischen Wirkungsgrade anhand eines Leistungssplitfaktors [92][93].

Zum besseren Verständnis des Kapitels 5, insbesondere der betriebsstrategielevanten Modifikationen, wird nachfolgend einer dieser Kontrollalgorithmen („Equivalent Consumption Minimization Strategy“) im Detail vorgestellt:

Die „Equivalent Consumption Minimization Strategy“ (ECMS) bestimmt in Abhängigkeit von der Fahrsituation die energetisch optimale Aufteilung des Antriebsmomentes auf den Verbrennungsmotor und die elektrische Maschine durch die Minimierung einer Kostenfunktion:

$$J(t, u) = \Delta E_{chemisch}(t, u) + s(t) \cdot \Delta E_{elektrisch}(t, u) \quad (1.1)$$

Festgelegt wird diese Aufteilung durch eine Kontrollvariable die sowohl den Lastpunkt des Verbrennungsmotors als auch den der elektrischen Maschine beschreibt und folglich die Definition aller hybridspezifischen Betriebsmodi erlaubt:

$$u(t) = \frac{T_{EM}(t)}{T_{V-MOT}(t) + T_{EM}(t)} \quad (1.2)$$

Unter Berücksichtigung der Antriebsstrangverluste und des vom Fahrzyklus abhängigen Traktionsmomentes (bezogen auf das Rad) muss stets das folgende Momentengleichgewicht erfüllt sein:

$$T_{Anf,Rad}(t) = (T_{V-MOT}(t) + T_{EM}(t)) \cdot \eta_{Getriebe}(t) \cdot \eta_{Diff}(t) \cdot i_{Getriebe}(t) \cdot i_{Diff}(t) \quad (1.3)$$

Daraus ergibt sich das Drehmoment des Verbrennungsmotors und der E-Maschine zu:

$$T_{V-MOT}(t) = \frac{(1 - u(t)) \cdot T_{Anf}(t)}{\eta_{Getriebe}(t) \cdot \eta_{Diff}(t) \cdot i_{Getriebe}(t) \cdot i_{Diff}(t)} \quad (1.4)$$

$$T_{EM}(t) = \frac{u(t) \cdot T_{Anf}(t)}{\eta_{Getriebe}(t) \cdot \eta_{Diff}(t) \cdot i_{Getriebe}(t) \cdot i_{Diff}(t)} \quad (1.5)$$

Nimmt die Kontrollvariable den Wert eins an, wird der Vortrieb des Fahrzeuges ausschließlich durch die elektrische Maschine geleistet. Der Verbrennungsmotor ist in diesem Fall deaktiviert und gegebenenfalls vom restlichen Antriebsstrang entkoppelt. Der reine verbrennungsmotorische Betrieb ist durch den Wert Null definiert. Zwischenwerte kennzeichnen den kombinierten Betrieb von Verbrennungsmotor und motorisch betriebener E-Maschine. Negative Werte beschreiben den generatorischen Einsatz der elektrischen Maschine, wodurch das Antriebs- und das Generatordrehmoment durch den Verbrennungsmotor zu erbringen ist. Der vom Fahrzyklus abhängige Verbrauch an chemischer und elektrischer Energie wird durch die folgenden Gleichungen beschrieben:

$$\Delta E_{chemisch}(t, u) = H_u \cdot \int_{\Delta t} \dot{m}_{Kraftstoff}(t, u) dt \quad (1.6)$$

$$\Delta E_{elektrisch}(t, u) = \int_{\Delta t} I_B(t, u) \cdot U_{LS}(t) dt \quad (1.7)$$

Beide Integrale weisen eine Abhängigkeit von der Kontrollvariablen und dem aktuellen Fahrzustand auf und können bei einer ausreichend klein gewählten Simulationsschrittweite (konstanter Fahrzustand) durch die entsprechenden Leistungen substituiert werden. Zum Vergleich der chemischen und elektrischen Energie wird zur Gewichtung letzterer ein vom weiteren Verlauf des Fahrzyklusses abhängiger Äquivalenzfaktor eingeführt:

$$s(t) = p(t) \cdot s_{entladen} + (1 - p(t)) \cdot s_{laden} \quad (1.8)$$

Die Größen $s_{entladen}$ und s_{laden} (Abbildung 22) werden durch diverse Simulationen mit konstanter, aber simulationsspezifischer Kontrollvariablen bestimmt und sind von der Fahrzeugkonfiguration (Getriebe, Verbrennungsmotor, E-Maschine usw.) und dem Fahrzyklus abhängig. Der verbrennungsmotorische Betrieb unterteilt die Funktion in zwei Bereiche mit jeweils konstanter Steigung. Der für positive Kontrollvariablen bestimmte Gradient repräsentiert $s_{entladen}$, der für negative s_{laden} . Die für den verbrennungsmotorischen Betrieb aufzuwendende chemische Energie wird durch E_{c0} beschrieben und die zugehörige, durch den Rekuperations-

vorgang erzeugte elektrische Energie, durch E_{c0} . Limitiert werden beide Strecken durch u_{links} und u_{rechts} . u_{links} ergibt sich durch das maximale Drehmoment des Verbrennungsmotors und u_{rechts} durch das rein elektrische Fahren, die maximale Leistungsentnahme aus der Batterie oder durch das Nennmoment der E-Maschine [94][95]:

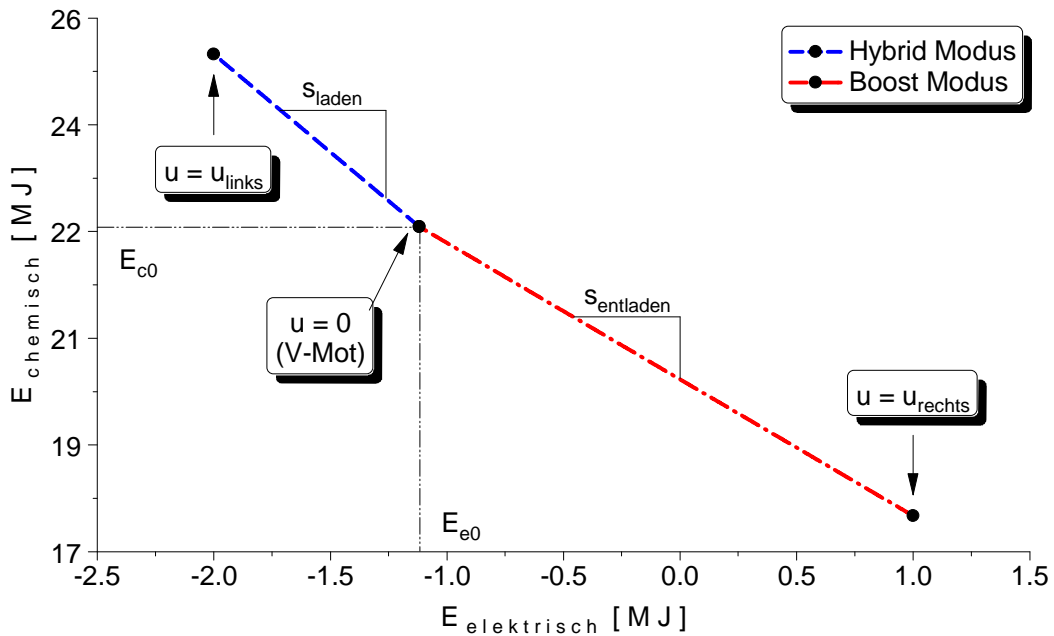


Abbildung 22: Bestimmung von S_{laden} und $S_{entladen}$

Zur Bestimmung des Äquivalenzfaktors wird davon ausgegangen, dass die verbrauchte elektrische Energie (elektrisches Fahren, Boost-Modus, etc.) zukünftig durch einen im Vergleich zum reinen verbrennungsmotorischen Betrieb erhöhten Kraftstoffverbrauch (Lastpunktanhebung) kompensiert werden muss (Abbildung 23):

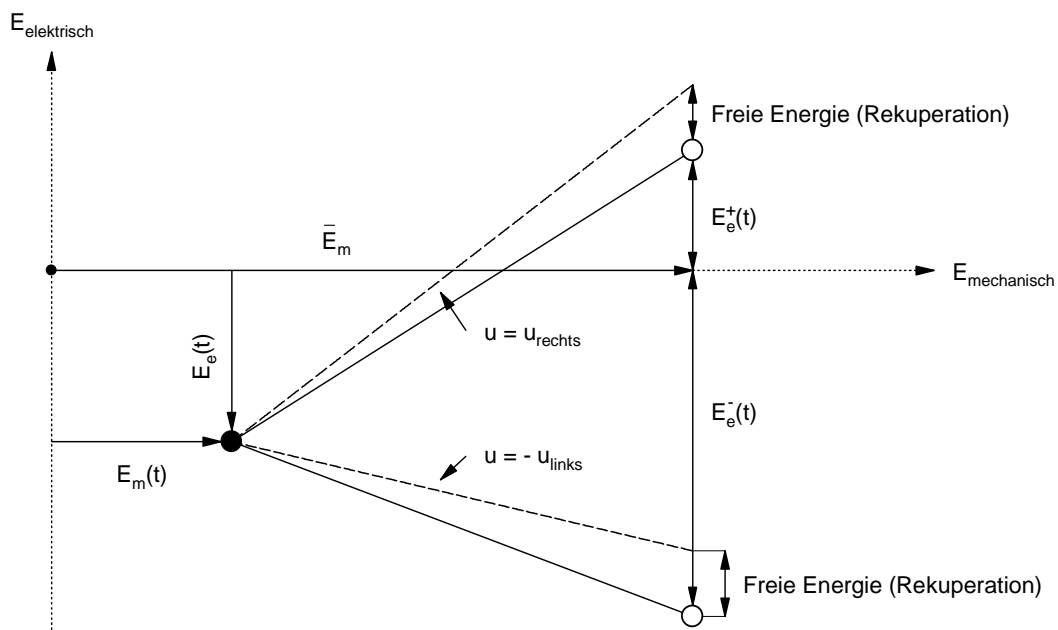


Abbildung 23: Bestimmung des Wahrscheinlichkeitsfaktors

Die Wahrscheinlichkeit diese SoC-Neutralität zu erzielen wird durch einen zeitschrittabhängigen Faktor ausgedrückt:

$$p(t) = \frac{E_e^+(t)}{E_e^+(t) - E_e^-(t)} \quad (1.9)$$

Ausgehend von einem Zeitschritt, der durch eine bereits aufgewendete elektrische und mechanische Energie definiert ist, wird die bis zum Erreichen des Ereignishorizontes maximal bereitzustellende sowie generierbare (Lastpunktanhebung) elektrische Energie bestimmt. Dazu wird innerhalb der verbleibenden Zeitschritte die linke und rechte Grenze der Kontrollvariablen identifiziert, anhand derer sich die gesuchten elektrischen Energien ermitteln lassen.

Zur Vereinfachung dieser Berechnung werden durch die Werte $s_{entladen}$ und s_{laden} mittlere Wirkungsgrade für die elektrische Maschine und den Verbrennungsmotor bestimmt:

$$\bar{\eta}_{EM} = \sqrt{\frac{s_{laden}}{s_{entladen}}} \text{ bzw. } \bar{\eta}_{V-MOT} = \sqrt{\frac{1}{s_{laden} \cdot s_{entladen}}} \quad (1.10)$$

Ausgehend vom aktuellen Betriebspunkt ergibt sich die bereitzustellende bzw. generierbare Energie durch den mittleren elektrischen Wirkungsgrad, die freie Energie, die linke und rechte Grenze der Kontrollvariablen und die aufzuwendende mechanische Energie:

$$E_e^+(t) = E_e(t) + \frac{u_{rechts} \cdot (\bar{E}_m - E_m(t))}{\bar{\eta}_{EM}} - \lambda \cdot (\bar{E}_m - E_m(t)) \quad (1.11)$$

$$E_e^-(t) = E_e(t) - \bar{\eta}_{EM} \cdot u_{links} \cdot (\bar{E}_m - E_m(t)) - \lambda \cdot (\bar{E}_m - E_m(t)) \quad (1.12)$$

Um die verbleibende Rekuperationsenergie bewerten zu können, wird das Verhältnis zwischen der zyklusweit rekuperierbaren Energie und der im gesamten mechanisch aufzubringenden Energie gebildet:

$$\lambda = \frac{E_{e0}}{\bar{E}_m} \quad (1.13)$$

Mit dieser Konstanten und den zur Bestimmung der bereitzustellenden bzw. generierbaren Energie benötigten Parametern ergibt sich der Wahrscheinlichkeitsfaktor zu:

$$p(t) = \frac{\frac{u_{rechts}}{\bar{\eta}_{EM} - \lambda}}{\frac{u_{rechts}}{\bar{\eta}_{EM} + \bar{\eta}_{EM} \cdot u_{links}}} + \frac{E_e(t)}{\left(\frac{u_{rechts}}{\bar{\eta}_{EM} + \bar{\eta}_{EM} \cdot u_{links}}\right) \cdot (\bar{E}_m - E_m(t))} \quad (1.14)$$

Unter Einsatz zukünftiger Zyklusinformationen wird auf diese Weise die Bestimmung eines Äquivalenzfaktors für die elektrische Energie ermöglicht, der die Grundlage dieser verbrauchsoptimalen Betriebsstrategie bildet.

3 Versuchsaufbau und -durchführung

Dieses Kapitel beschreibt den für die Untersuchungen verwendeten Erdgasmotor sowie zugehörigen Prüfstands Aufbau. Auf eine detaillierte Erläuterung hinlänglich bekannter Mess- und Indiziertechnik wird verzichtet.

3.1 Motormodifikationen und -konzept

Der innerhalb dieses Projektes verwendete 1,0 Liter Erdgasmotor basiert auf dem im Jahre 1997 von der Adam Opel AG vorgestellten 3-Zylinder "Opel Ecotec Compact" Benzinmotor.

In Kombination mit einem Abgasturbolader konnte das Nennmoment von 80 Nm im Benzinbetrieb auf 160 Nm im Erdgasbetrieb gesteigert werden. Die Nennleistung wurde von 44 kW auf 71 kW erhöht. Die für Erdgas typische hohe Klopfestigkeit ($ROZ \approx 130$) bedingte die wirkungsgradgünstige Anhebung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses von 10,1 auf 11,5. Diese Modifikationen und die Möglichkeit der schwerpunktoptimalen Verbrennungsführung im volllastnahen Bereich erzielen einen maximalen effektiven Mitteldruck von 20,9 bar. Der im Motormittel resultierende Spitzendruck beträgt 100 bar, verglichen zu 80 bar in der benzinbetriebenen Serienapplikation:

Tabelle 6: Motordaten

| Motordaten | Kennwert |
|----------------|--|
| Typ | Familie 0 (1. Gen.) |
| Zylinderanzahl | 3 |
| Hubraum | 973 cm ³ |
| Verdichtung | 1:10,54 (TD) |
| Pleuellänge | 132,2 mm |
| Hub | 78,6 mm |
| Bohrung | 72,5 mm |
| Ventile | 4 (2 EV; 2 AV) |
| Nennleistung | 71 kW (5500 min ⁻¹) |
| Nennmoment | 160 Nm(2000 - 4000 min ⁻¹) |
| Nenndrehzahl | 5500 min ⁻¹ |
| Einblasventile | NGI 2 |
| Steuergerät | ME 1.5.5 |



Der erhöhten mechanischen und thermischen Beanspruchung wird durch die im Folgenden beschriebenen Modifikationen des Basistriebwerkes Rechnung getragen: Die gegossenen Kolben des Serienmotors wurden durch gepresste Kolben ersetzt, die zur Anhebung des Ver-

dichtungsverhältnisses geometrisch modifiziert wurden. Der Außen- bzw. Innendurchmesser des Kolbenbolzens wurde auf 22,0 mm bzw. 12,5 mm vergrößert. Im Unterschied zum Benzinserienmotor erfolgt dessen Lagerung schwimmend und nicht klemmend. Zur Kompensation des gestiegenen Wärmeeintrages in den Kolbenboden und zur Reduktion der Stickoxidemissionen wurde eine Spritzölkühlung im Motorblock installiert. Diese stellt gleichzeitig die Schmierstoffversorgung des oberen Pleuellagers über eine Ölversorgungsbohrung sicher. Die obere Lagerschale des großen Pleuellagers wurde den gestiegenen Anforderungen entsprechend als Sputterlager, die untere als Dreistofflager ausgeführt.

Die bei der Verbrennung von Erdgas durch Kontaktverschweißung und abrasiven Verschleiß signifikant stärker beanspruchten Ventilsitzringe wurden aus einem härteren Werkstoff gefertigt. Zudem wird dadurch der Deformation der Ventilsitzringe infolge des erhöhten Spitzendruckes im Brennraum entgegengewirkt. Die Ventilsitzgeometrie des Serienzylinderkopfes mit einem Ventilsitzwinkel von 90° konnte beibehalten werden.

Das aus Grauguss bestehende Kurbelgehäuse-Oberteil wurde bis auf die Spritzölkühlung vollständig vom Serienmotor übernommen. Hierbei wurde gezielt auf das Kurbelgehäuse der ersten Generation zurückgegriffen, da dieses über einen vergrößerten Zylinderabstand im Vergleich zur zweiten und dritten Generation verfügt. Zur Erhöhung der Struktursteifigkeit wurde das aus Aluminium bestehende Kurbelgehäuse-Unterteil bereits in der Serienversion als Bedplate ausgeführt. Zusätzlich wurde dieses im Bereich der Hauptlagerstellen verstärkt. Unverändert blieb die aus Aluminium-Druckguss bestehende Ölwanne. Die Dauerhaltbarkeit der serienmäßigen Gusskurbelwelle bezüglich Drehschwingungen wurde durch die Adam Opel AG in einer Festigkeitsrechnung nachgewiesen. Zur Kompensation der gestiegenen Zylinderkopfauffederung infolge des erhöhten Spitzendruckes wurde eine dreilagige metallische Zylinderkopfdichtung verwendet.

Die hohe spezifische Motorleistung, die Spritzölkühlung und der Turbolader erzeugten eine signifikante Erhöhung des Wärmeeintrages in das Motoröl. Aus diesem Grund wurde ein zusätzlicher Wasser-Öl-Wärmetauscher installiert. Als Motorenöl kommt ein spezielles Öl mit erdgasspezifischer Additivierung zum Einsatz.

3.1.1 Verwendetes Brennverfahren

Der eingesetzte Zylinderkopf entspricht weitestgehend dem des „Opel Ecotec Compact“ Motors. Lediglich die im Vergleich zum Serienzylinderkopf unsymmetrisch ausgeführten Einlasskanäle unterscheiden beide Zylinderkopfvarianten. Ursächlich ist die zur Erzielung höchster Motorwirkungsgrade bei gleichzeitiger Reduktion der Stickoxidemissionen über weite Kennfeldbereich erforderliche hohe AGR-Rate. Zur Optimierung der mit ansteigender Rückführrate reduzierten Verbrennungsstabilität wurde einer der Einlasskanäle als Drall-, der andere als Füllungskanal ausgeführt. Im Vergleich zum Serienzylinderkopf konnte dadurch das Drallniveau im Brennraum angehoben werden.

Unterstützt wird diese Maßnahme durch ein an den Zylinderkopf angeflansches System zur Deaktivierung jeweils eines Einlasskanales (Twinport-Technologie). Dieses ermöglicht bei niedrigen Motordrehzahlen und Lasten die vollständige Deaktivierung des Füllungskanals. Die intensivierete Ladungsbewegung wirkt sich primär positiv auf die Homogenisierung des Luft-Kraftstoffgemisches im Brennraum bis zum Zeitpunkt der Zündung aus. Die für die Flammenfortschrittsgeschwindigkeit maßgebliche Turbulenz wird durch Quetschflächen und den dachförmigen Brennraum am Ende des Verdichtungs Vorganges erhöht [8]. Der Aufbau dieses Systems wird durch Abbildung 24 gezeigt:

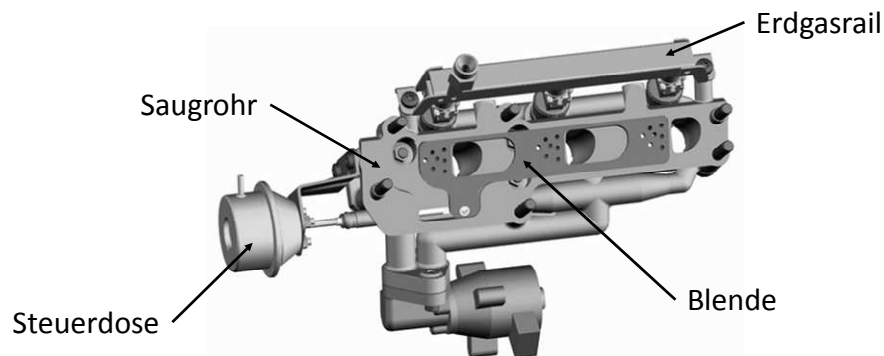


Abbildung 24: Twinport-System (Füllungskanal: deaktiviert)

3.1.2 Eingesetztes Abgasturboladerkonzept

Zur Realisierung höchster Motorwirkungsgrade fiel die Wahl des Aufladeverfahrens auf die Abgasturboaufladung (Abbildung 25). Die Einheit aus Abgaskrümmen und motornahem Katalysator wurde durch einen mit einem Turboladerflansch versehenen Krümmer ersetzt. Die Montage der kompakten Abgasturboladereinheit aus Abgaskrümmen, ATL und Abgasrohr (Verbindung zwischen ATL und Katalysator) erfolgt als bereits vormontierte Einheit am Zylinderkopf [96]:

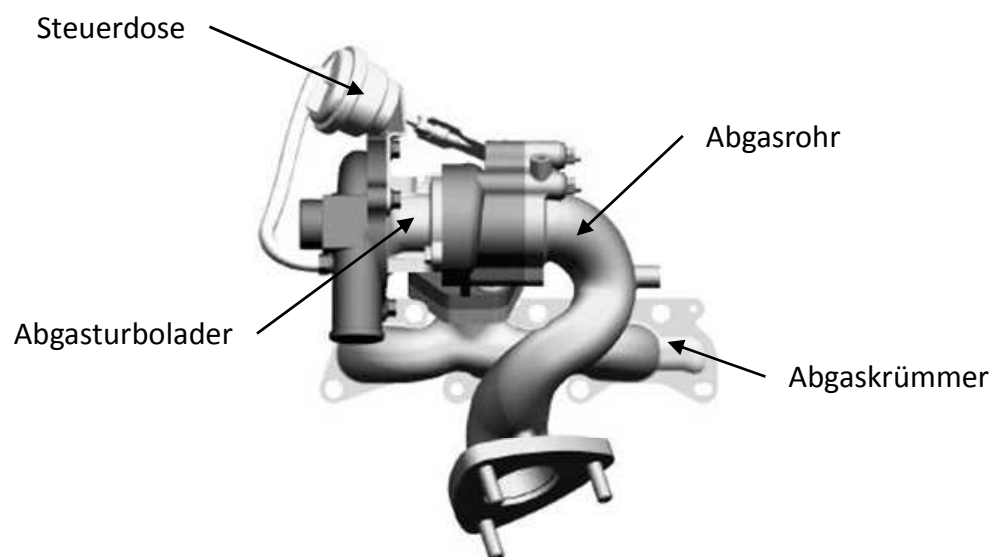


Abbildung 25: Abgasturboladereinheit

Zur Ausnutzung der speziell bei einem Dreizylindermotor vorliegenden Abgasdynamik wurden die benötigten Querschnitte bzw. dämpfenden Volumina des Abgaskrümmers minimiert. Die Regelung des Ladedrucks erfolgt über eine pulsweitenmodulierte Ansteuerung des überdruckbetätigten Turbinenbypasses (Wastegate) [97]. Die zulässige Abgastemperatur wurde unter Berücksichtigung der Werkstoffeigenschaften für das Auslassventil, das Turbinengehäuse und das Turbinenlaufzeug auf 950 °C limitiert. Die Ölversorgung des Turboladers wird durch eine am Zylinderkopf angebrachte Entnahmestelle sichergestellt, während dessen druckloser Rücklauf in die Ölwanne mündet.

Die Rohr- und Reinluftführung wurde vom Zafira Z16XNT (Heißfilmluftmassenmesser und Ladeluftkühler) und vom Astra Z16LET (Luftfilter und -kasten) übernommen [98].

3.1.3 Elektrisch beheizter Katalysator

Der im Abgasstrang installierte Dreiwege-Katalysator besteht aus einem elektrisch beheizbaren Katalysator (Emicat) und einem anschließenden Hauptkatalysator. Beide, in Serie befindlichen Komponenten, stammen von der Firma Emitec. Eine katalytisch aktive Heizscheibe mit einer Heizleistung von 2,2 kW und ein unmittelbar nachgeschalteter Stützkatalysator bilden den Emicat (Abbildung 26). Zur Befestigung und Abstützung der Heizscheibe sind beide Elemente über elektrisch isolierte Stützstifte miteinander verbunden. Das für 12V-Bordnetze ausgelegte Heizelement verfügt über einen Innenwiderstand von 0,06 Ω , wodurch Stromstärken bis zu 200 A entstehen. Seine plusseitige Stromversorgung wird über eine gasdichte Durchführung mit konischer Verschraubung realisiert, während der Massepol durch das Katalysatorgehäuse gebildet wird [99]. Der spezifische Aufbau aller Komponenten des elektrisch beheizten Katalysators kann der folgenden Tabelle entnommen werden:

Tabelle 7: Kenndaten des elektrisch beheizten Katalysators

| | Heizscheibe | Stützkatalysator | Hauptkatalysator |
|------------|-----------------|------------------|------------------|
| Material | 1.4767 (mod.) | | 1.4725 (mod.) |
| Dicke | 0,05 ± 0,005 mm | | 0,03 ± 0,005 mm |
| Wicklung | S-Form | | SM-Form |
| Zelldichte | 400 cpsi | 200 cpsi | 500 cpsi |
| Ø * Tiefe | 90 x 11 mm | 90 x 50,8 mm | 105 x 90 mm |

Der aus Metalit gefertigte Hauptkatalysator ist innerhalb des Cannings zum Schutz vor Vibrationen und damit verbundener Beschleunigungen durch eine hochtemperaturfeste Quellmatte (Interam 100) in radialer und durch geschweißte Anschläge in axialer Position fixiert. Spannungen, die beispielsweise durch Kohlenwasserstoffpeaks und daraus resultierende thermische Differenzen verursacht werden, werden durch die für motornahe Anwendungen optimierte Verbindungsstelle zwischen Substrat und Mantel kompensiert [100]. Zur Optimie-

zung des Kaltstartverhaltens und der Strömungsverteilung wurde das Katalysatorsystem als Wärmekaskade mit reduziertem Querschnitt im vorderen Modul ausgeführt [101]. Durch den konusförmigen Übergang beträgt der direkte Abstand zwischen Stütz- und Hauptkatalysator 45 mm. Die Beschichtung aller Komponenten entspricht der im erdgasbetriebenen Opel Zafira verwendeten, methanselektiven CNG27 Konfiguration mit einer Edelmetallbeladung (Pt/Pd/Rh) von 150 g/ft³.

Zur Analyse des Betriebsverhaltens wurden die Kohlenwasserstoffemissionen und die Abgastemperaturen vor und nach dem Katalysator gemessen. Eine weitere Temperaturmessstelle wurde zwischen Stütz- und Hauptkatalysator appliziert. Die Integration des elektrischen Katalysators in den Abgasstrang erfolgte zur raschen Light-Off Erzielung unmittelbar nach dem Abgasturbolader:



Abbildung 26: Emicat (links), Zusammenbau (Mitte) und Hauptkatalysatorelement (rechts)

3.2 Infrastruktur und Messequipment des Motorenprüfstandes

Die Regelung des Motorenprüfstandes und die Datenerfassung erfolgt über das Automatisierungssystem Morphee 2 der Firma D2T GmbH. Neben der Standardmesstechnik wurde eine Abgasmessanlage (MEXA2100) der Firma HORIBA, Ltd. verwendet. Zur Motorindizierung wurden Hoch- und Niederdrucksensoren, Ladungsverstärker und A/D Wandler der Firma Kistler Instrumente GmbH eingesetzt. Der Aufbau des Prüfstandes und die beschriebene Messtechnik sowie deren Applikation kann den beiden folgenden Abbildungen entnommen werden:

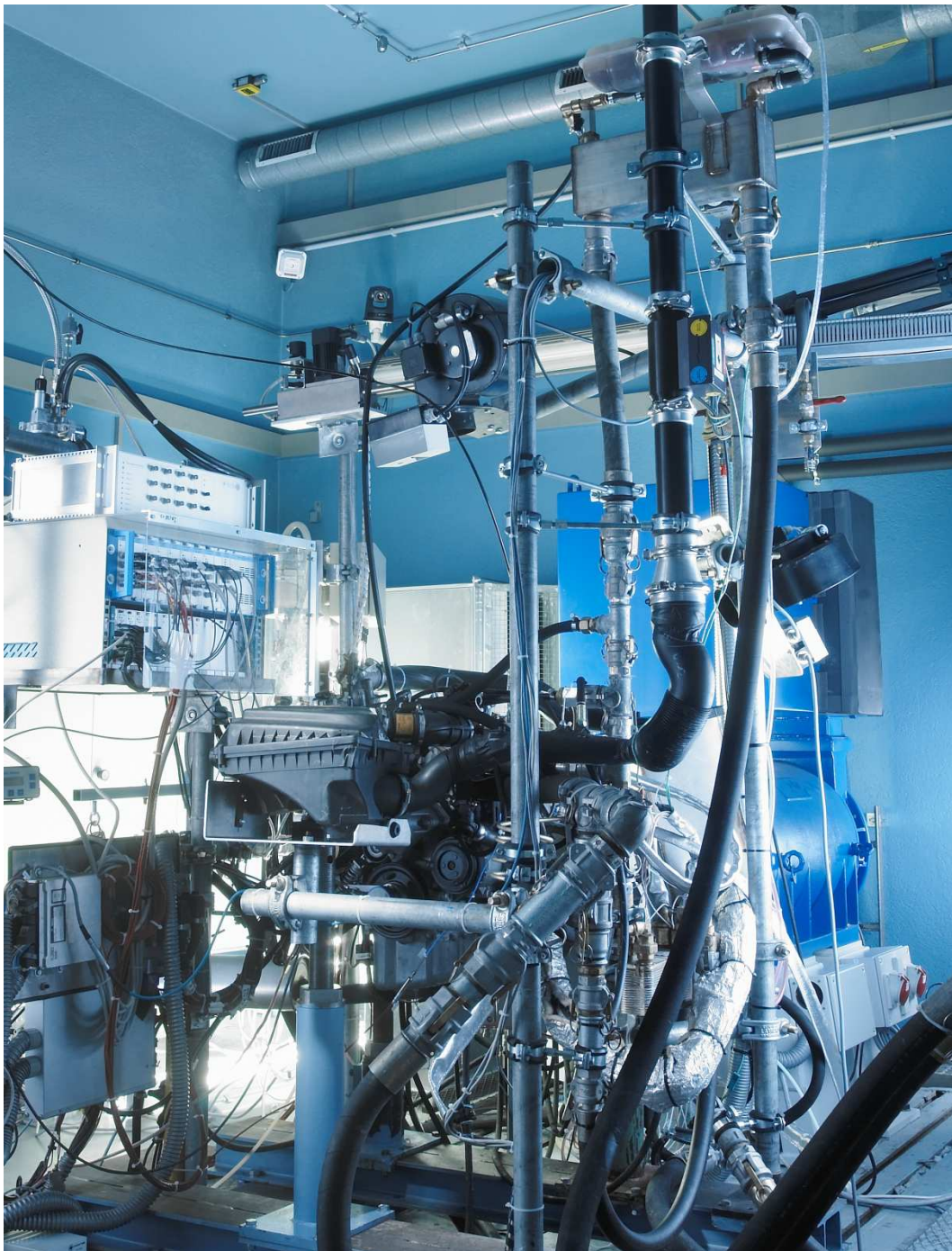
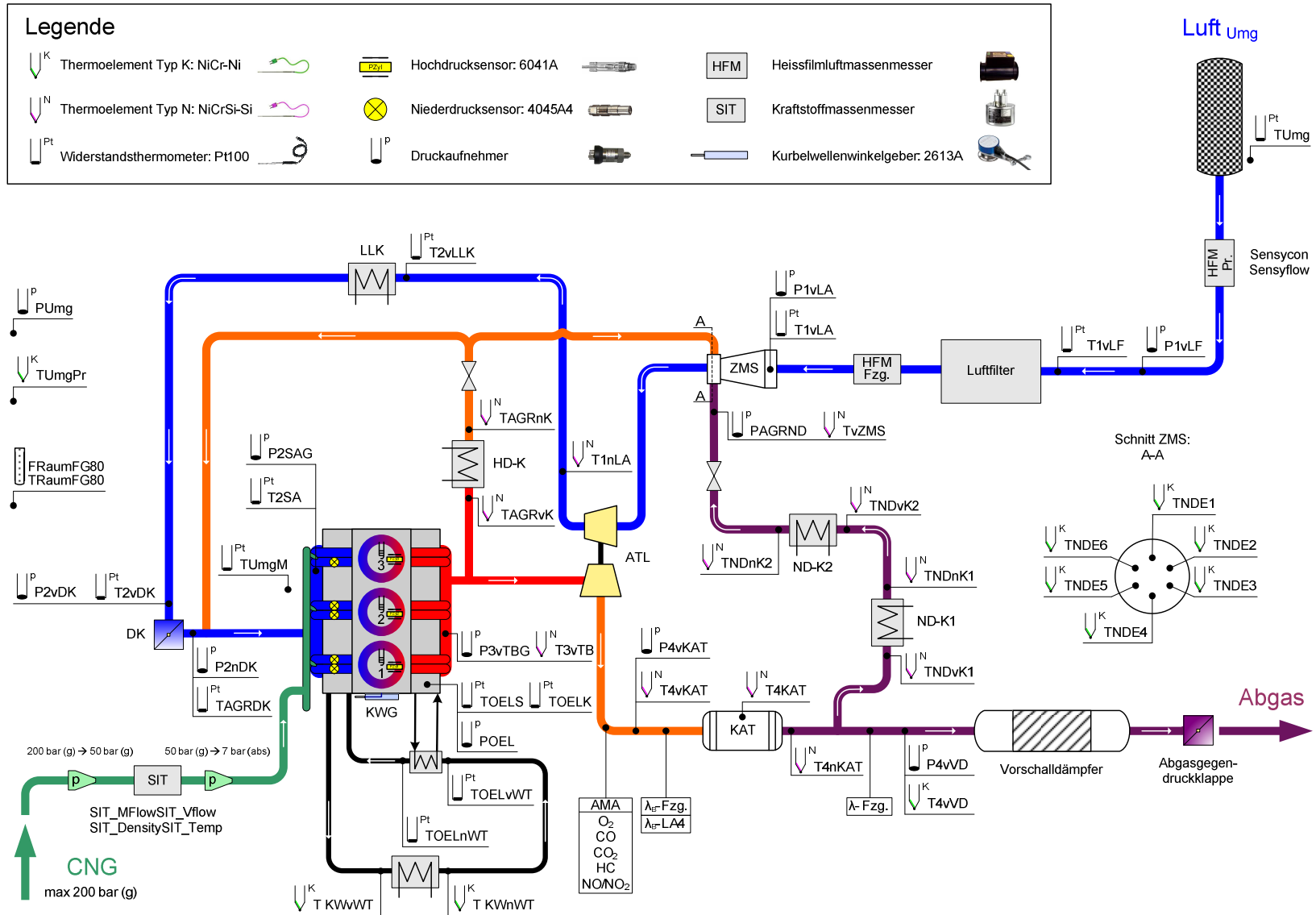


Abbildung 27: Prüfstands Aufbau



3.2.1 Aufbau der Abgasrückführsysteme

Zur Bewertung unterschiedlichster AGR Systeme wurden am Motorenprüfstand eine Hoch- und Niederdruck-AGR Strecke (Kapitel 2.4.1) sowie eine Kombination beider Systeme (Hybrid-AGR) analysiert.

Zur Steuerung der Abgasrückführrate wurde in allen Pfaden ein wassergekühltes (85 °C) Abgasrückführventil der Firma Gustav Wahler GmbH & Co. KG eingesetzt. Ferner wurde zur Unterstützung des Niederdrucksystems im Abgasstrang eine Klappe der Firma Pierburg GmbH installiert. Die Ansteuerung der Ventile und der Klappe erfolgte durch ein prüfstandseitig generiertes, pulsweitenmoduliertes Signal. Die Kühlung des rückgeführten Massenstromes wurde über einen Luft-Wasserwärmetauscher der Firma BEHR GmbH & Co. KG realisiert, dessen Kühlwassertemperatur über eine Sollwertvorgabe geregelt wurde. Durch die saugrohr- und abgasseitige Analyse der Kohlenstoffdioxidkonzentration (vor Katalysator) wurde die Bestimmung der Rückführrate realisiert.

3.2.2 Bestimmung der Abgasturboladerdrehzahl

Erfasst wurde die Abgasturboladerdrehzahl durch das Messsystem PICOTURN der Firma acam-messelectronic GmbH. Als Sensor dient eine Spule mit Ferritkern, die zusammen mit einem Widerstand ein R-L-Glied bildet und dessen Zeitkonstante anhand eines „Time-to-Digital Converter“ (TDC) vermessen wird. Die Verdichterschaukeln, die den Sensor passieren, bedämpfen infolge von Wirbelströmen dessen R-L-Glied, wodurch es zu einer Änderung der Zeitkonstanten kommt. Eine dem TDC-Messkreis nachgeschaltete Evaluierungseinheit errechnet daraus mit einer Auflösung von 125 ps die Drehzahl. Die Vorteile dieses Messprinzips liegen in der Unempfindlichkeit gegenüber Verschmutzungen, einem Drehzahlbereich zwischen 200 und 400000 min⁻¹ und einem möglichen Temperatureinsatz bis 230 °C (maximal zulässige Verdichteraustrittstemperatur: 170 °C). Die Applikation des Sensors erfolgt unter 90 ° zum Verdichtergehäuse mit einem von der Flügelgeometrie abhängigen Abstand von 0,8 bis 1,6 mm zwischen Sensor und Laufzeug [102].

3.2.3 Hochdynamische Analyse der Kohlenwasserstoffemissionen

Die hochdynamische Detektion unverbrannter Kohlenwasserstoffe erfolgte anhand zweier Flammenionisationsdetektoren (HFR400) der Firma Cambustion. Die im Millisekundenbereich erzielbare Ansprechzeit wird durch die Applikation der Analysatoren an der Entnahmestelle und durch die Verwendung von dünnwandigen Kapillaren innerhalb der Messzelle erzielt. Das Messprinzip beruht auf der Ausbildung eines konzentrations- und molekulspezifischen Ionenstroms zwischen zwei Elektroden. Voraussetzungen für eine exakte Messung sind gleichbleibende Volumenströme von Messgas, Brennluft und -gas. Deren Umsetzung wird durch konstante Drücke in Misch- und Reaktionskammer erzielt [103].

3.2.4 Kraftstoffverbrauchsbestimmung

Die Messung des Kraftstoffmassenstromes erfolgte durch einen auf der Corioliskraft basierenden Messumformer (MASS 2100 DI 1.5) der Firma Siemens AG. Auf den innerhalb einer in Schwingung versetzten doppelten Rohrschleife strömenden Massenstrom wirken in Abhängigkeit von der Strömungsrichtung (Entfernung bzw. Annäherung an die Rotationsachse) konträre Corioliskräfte. Erzeugt wird die Schwingung durch eine mit Wechselstrom beaufschlagte Spule, die einen auf dem Messrohr montierten Magneten anzieht bzw. abstößt. Die Schwingfrequenz ist von der Dichte des zu messenden Mediums abhängig. Die aus der Verformung des Messrohres resultierende Phasenverschiebung der Schwingung wird eingangs- und ausgangsseitig durch eine induzierte Wechselspannung gemessen, die aus der Bewegung eines Magneten in einem durch eine Spule erzeugten Magnetfeld resultiert. Dabei ist die Phasenverschiebung proportional zum Durchfluss. Die gegenüber Schwankungen von Druck, Dichte, elektrischer Leitfähigkeit und Viskosität resistente Messmethodik, verfügt über eine Genauigkeit von 0,1 % der Massendurchflussrate. Zusätzlich werden der Volumenstrom, die Fraktion, die Dichte sowie die Temperatur ermittelt [104]:

Tabelle 8: Technische Daten: MASS 2100 DI 1.5

| Eigenschaft | Bereich | Eigenschaft | Bereich |
|-------------|---------------------------|-------------------|---------------------|
| Durchfluss | 0 - 65 kg/h | Fraktion | 0 - 100 °Brix |
| Dichte | 0 - 2,9 g/cm ³ | Druck im Messrohr | 0 - 230 bar (20 °C) |
| Temperatur | - 50 - 125 °C | Rohrwanddicke | 0,25 mm |

3.2.5 Messung der elektrische Leistung

Die Messung von Strom- und Spannung wurde durch einen Batteriesimulator (BSR42) der Firma Dr.-Ing. S. Haußmann Industrieelektronik vorgenommen. Zur Kompensation der Leitungsverluste erfolgte deren Messung direkt am Verbraucher. Der Batteriesimulator stellt eine regelbare Spannungsquelle mit einem Innenwiderstand dar, der eine Batterie in ihrem statischen und dynamischen Verhalten imitiert. Die temporäre Bereitstellung von Strömen bis zu 1200 A wird durch den Anschluss eines Dynamikmoduls, das die benötigte Energie durch Kondensatoren vorhält, ermöglicht [105].

3.3 Konzept- und Aufbau des Fahrzeugprototypen

Das als Parallelhybrid (Strong Hybrid) ausgeführte Prototypenfahrzeug basiert auf einem Opel Astra Caravan H, dessen Aufbau durch die Abbildung 29 illustriert wird. Der 4-Zylinder Benzinmotor des Serienfahrzeuges (Z16XE) wurde durch den beschriebenen 3-Zylinder Motor, eine 25 kW starke synchron E-Maschine und eine zusätzliche Reibkupplung zwischen diesen (P2 Hybrid) substituiert. Als Getriebe kommt ein automatisiertes 5-Gang Handschalt-

getriebe vom Typ F17 MTA (Easytronic) zum Einsatz. Das maximal übertragbare Drehmoment ist durch die Kupplungen und das Getriebe auf 250 Nm limitiert. Zur Koordination des Motor-, Getriebe-, E-Maschinen- und Batteriesteuergerätes wurde ein übergeordnetes Steuergerät, der Hybridkoordinator installiert. Dieser dient zur Überwachung der einzelnen Aggregate und zur Umsetzung der durch die Betriebsstrategie geforderten, hybridspezifischen Betriebsmodi. Statt des Benzintanks wurden drei unterflurig angeordnete Druckbehälter zur Speicherung von insgesamt 20 kg Erdgas verbaut. Die Leistungselektronik, der Hybridkoordinator und die Traktionsbatterie zur Versorgung der E-Maschine wurden im Gepäckraum angeordnet:



Abbildung 29: Prototypenfahrzeug (links) und zugehöriger Motorraum (rechts)

Das Gewicht des Prototypenfahrzeuges beträgt bei schwerpunktoptimaler Verteilung 1626 kg. Besonderes Augenmerk gilt der im Fahrzeug integrierten „Vorausschauereinheit“. Diese wertet Informationen fahrzeugeigener Sensoren aus, die anschließend beim erneuten Befahren der Strecke zur Optimierung der Betriebsstrategie zur Verfügung stehen. Berücksichtigt werden dabei unter anderem Steigungen, Kurvenverläufe und Stillstandszeiten [106]. Eine Zusammenfassung der wichtigsten Fahrzeugdaten präsentiert die folgende Tabelle:

Tabelle 9: Fahrzeugdaten

| Daten | Kennwert |
|-----------------------|-------------------------------|
| Typ | Astra Caravan H |
| Länge/Breite/Höhe | 2703/1753/1500 mm |
| Radstand | 2703 mm |
| Gesamtgewicht | 1626 kg |
| Antrieb | Frontantrieb |
| Getriebe | F17 MTA (Easytronic) |
| Getriebeübersetzungen | 3,727/2,136/1,414/1,121/0,892 |
| Achsübersetzung | 4,188 |
| Bereifung | 205 55 R 16 |

3.3.1 Kraftstoffversorgung und -speicherung

Das Kraftstoffsystem des Prototypenfahrzeuges besteht aus einem Hoch- und einem Niederdruckteil, deren Komponenten durch die europäischen Verordnung ECE R 110 definiert werden [107]. Das Hochdrucksystem wird durch das Tankventil, drei unterflurig angeordneten Druckbehälter, zugehörigen Durchflussbegrenzer, die Gasleitung und die Hochdruckseite des Druckminderers gebildet. Das Fassungsvermögen an Erdgas, der aus Stahl bestehenden Gasflaschen der Firma Faber, beträgt bei einem Systemdruck von 200 bar 20 kg. Niederdruckseitig besteht das System aus der Niederdruckseite des Druckminderers (Landi Renzo S.p.a.) und den Bestandteilen der Firma Robert Bosch GmbH bestehend aus der Gasrail, den Einblasventilen und einem kombinierten Druck- und Temperatursensor (DS-K-TF). Ausgehend von einer zentralen CNG-Rail für Vierzylindermotoren wurde diese speziell auf die vorhandene Motorgeometrie angepasst und verfügt im Vergleich zum Serienbauteil für Flüssigkraftstoff über ein reduziertes Speichervolumen. Der Raildruck wird durch einen kühlwassertemperierten Druckminderer auf 8,5 bar (abs) reguliert. Die permanente Überwachung des Gasdruckes und der Temperatur zur Anpassung der Einblasdauer erfolgt über den in die Gasrail integrierten Druck- und Temperatursensor. Die Zumessung des Gases in die einzelnen Saugkanäle wird über die sequentiell angesteuerten Einblasventile (Multipoint-Einblasung) vom Type „Natural Gas Injector 2“ (NGI2) realisiert. Diese zeichnen sich durch ihr geringes Gewicht, ihre exakte Dosierbarkeit und reduzierte Leckage aus [21].

3.3.2 Aufbau der hybridspezifischen Kühlkreisläufe

Die hohen elektrischen Leistungen führten zu der Notwendigkeit, die E-Maschine und die Leistungselektronik zu kühlen. Auf Grund ihrer räumlichen Trennung verfügen diese über separate Kühlkreisläufe. Aus Packaginggründen wurde der Luft-Wasserwärmetauscher des E-Maschinenkühlkreislaufes im vorderen linken Radkasten angeordnet, während der zum Kühlkreislauf der Leistungselektronik (Grenztemperatur 70 °C) gehörende Wärmetauscher im Bereich der Hinterachse unterflurig angeordnet wurde. Das Thermomanagement der elektrischen Maschine ist von besonderer Bedeutung, da Rotortemperaturen über 180 °C zur Degeneration der Permanentmagnete und damit zum Leistungsverlust/Defekt der elektrischen Maschine führen.

Die Kühlung der Traktionsbatterie erfolgt indirekt über das Ansaugen der klimatisierten Innenraumluft. Zum Schutz der Insassen vor eventuellen Ausgasungen wird die Kühlluft nach dem durchströmen der Batterie im Bereich des hinteren Stoßfängers (linke Seite) aus dem Fahrzeuginneren geleitet.

4 Resultate der Versuchsdurchführung

In den vergangenen Jahren haben sich insbesondere zwei Methoden zur Reduktion der Kohlenstoffdioxidemissionen konventioneller, stöchiometrisch betriebener Antriebskonzepte durchgesetzt: Downsizing und Downsizing. Während Downsizing eine Steigerung der Last durch die Absenkung des Drehzahl-niveaus erzielt, erreicht Downsizing dieses durch eine Hubraumreduktion in Kombination mit einem Aufladeverfahren (leistungsäquivalent). Dadurch verschiebt sich der Motorbetriebspunkt in Bereiche, die durch einen verbesserten effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch gekennzeichnet sind. Zusätzliche Freiheitsgrade zur kennfeldweiten Motoroptimierung resultieren aus der Hybridisierung des Fahrzeuges und werden im Folgenden präsentiert.

4.1 Optimierung des Brennverfahrens

Das Wirkungsgradmaximum benzinbetriebener Ottomotoren ist abhängig von Motordrehzahl, -last und Verbrennungsdauer. Charakterisiert wird es durch die vom Zündzeitpunkt (ZZP) weitgehend linear abhängige Lage des 50 % Umsatzpunktes (UP). Dieser wird entweder online (Prüfstand) aus dem Heizverlauf berechnet oder offline durch entsprechende Software aus dem Brennverlauf. Der Unterschied beider Verfahren besteht darin, dass die aus dem Heizverlauf ermittelte Schwerpunktlage einen Flächenschwerpunkt beschreibt, während der aus dem Brennverlauf ermittelte 50 % Umsatzpunkt unter Berücksichtigung der Wandwärmeverluste den Kraftstoffumsatz beschreibt. Stark unsymmetrische Brennverläufe, wie sie z. B. bei Dieselmotoren vorliegen können (Premixed- und Diffusionsphase), führen zu einer Diskrepanz dieser beiden Größen. Im Unterschied dazu ermöglichen die weitestgehend symmetrischen Brennverläufe von homogen betriebenen Ottomotoren eine wirkungsgradoptimale Abstimmung des Motorenkennfeldes auf Basis des Heizverlaufes (Abbildung 30).

Die Lage dieses Wirkungsgradoptimums beziffert sich für alle homogen betriebenen Ottomotoren mit kompakten Brennräumen, unabhängig von deren Betriebszustand (Magerbetrieb, AGR, etc.), auf acht Grad Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt (ZOT). Dabei variiert es in einem Gesamtbereich von zirka vier Grad Kurbelwinkel ($\pm 2^\circ \text{KW}$), wobei die exakte Lage dieses Optimums maßgeblich von den Wandwärmeverlusten abhängt, die beispielsweise durch eine Veränderung der Brenndauer beeinflusst werden. Damit liegt das anzustrebende Wirkungsgradmaximum homogen betriebener Ottomotoren im Bereich zwischen sechs und zehn Grad Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt. Aus dem flachen parabelförmigen Verlauf des Motorwirkungsgrades innerhalb dieses Bereiches resultieren vernachlässigbare Kraftstoffverbrauchsunterschiede, so dass der oben genannte motorunabhängige Wert von acht Grad Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt (ZOT) für die Lage des 50 % Umsatzpunktes angenommen werden kann. Allerdings besteht auf Grund der Klopfgrenze bei benzinbetriebenen Verbrennungsmotoren die Notwendigkeit, den Zündzeitpunkt bei hohen Lasten in die Richtung des oberen Totpunkts (Spätverstellung) zu verschieben. Daher können

diese Lastzustände im Benzinbetrieb nicht wirkungsgradoptimal dargestellt werden. Der ebenfalls für alle Ottomotoren gültige lineare Zusammenhang zwischen der Schwerpunktlage und dem Zündzeitpunkt reduziert den Applikationsaufwand zur Ermittlung des Wirkungsgradoptimums signifikant [39][108]:

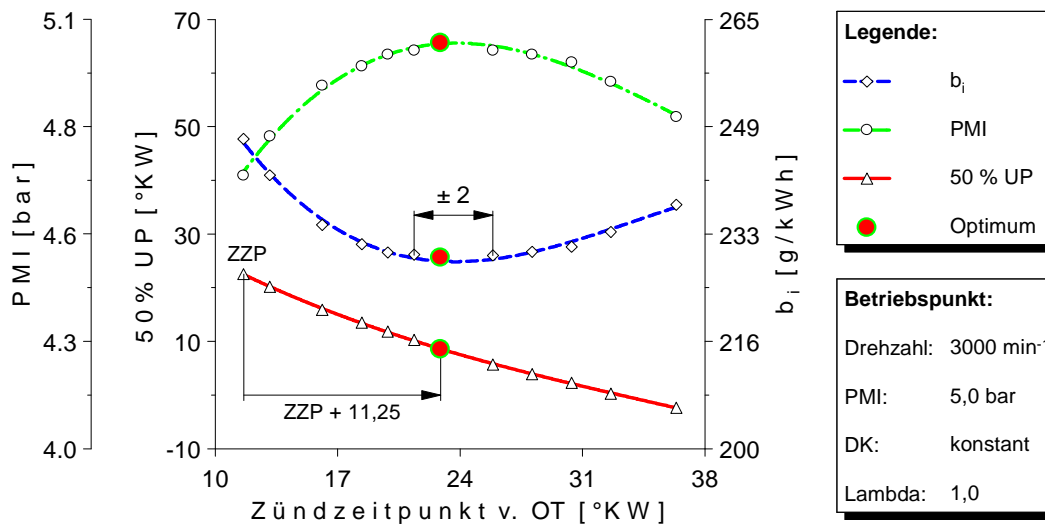


Abbildung 30: Zusammenhang zwischen ZZP, PMI, ISKV und 50 % UP

Entsprechend Abbildung 30 konnte der Nachweis erbracht werden, dass die in [109] beschriebene Korrelation zwischen dem Motorwirkungsgrad, dem Zündzeitpunkt und der Lage des 50 % Umsatzpunktes ebenfalls im homogenen Erdgasbetrieb ihre Gültigkeit behält. Allerdings besteht bei erdgasbetriebenen Ottomotoren durch die bei entsprechender Gasqualität vorliegende hohe Klopffestigkeit des Methans (Kapitel 2.1.4) die Möglichkeit den Verbrennungsmotor auch im volllastnahen Bereich wirkungsgradoptimal zu betreiben. Begrenzt wird diese Applikation ausschließlich durch die mechanische Spitzendruckgrenze des Motors (Kapitel 3.1), der bei Verwendung eines Abgasturboladers durch entsprechend späte Zündzeitpunkte (Abgasenthalpie) Rechnung getragen werden kann:

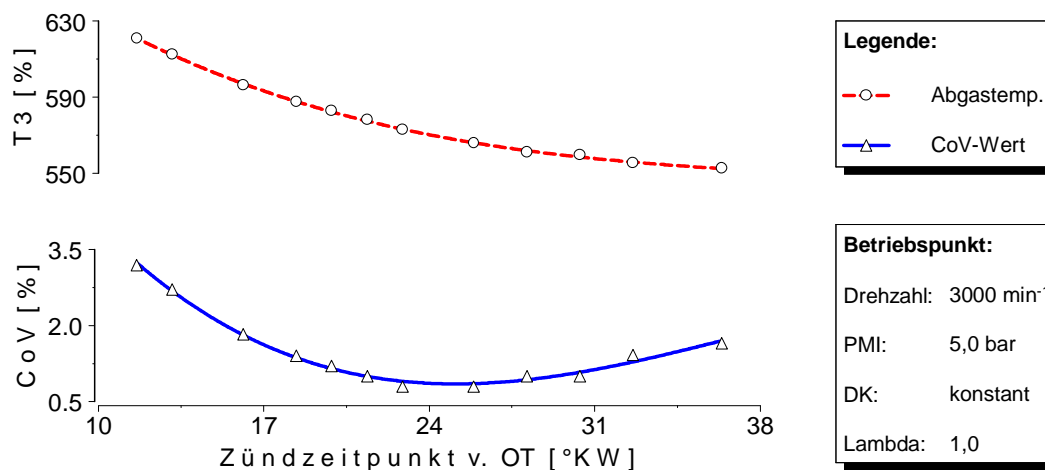


Abbildung 31: Interaktion zwischen Zündzeitpunkt, Abgastemperatur und CoV-Wert

Da die auf diese Weise erzielte Laststeigerung nicht wirkungsgradoptimal erfolgt, ist das verbrennungsmotorische Kennfeld innerhalb dieser Betriebsbereiche (Volllast) durch einen Wiederanstieg des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches gekennzeichnet (Kapitel 4.7). Limitiert wird dieser Vorgang durch den damit einhergehenden Anstieg der Abgastemperatur (Grenzwert: 950 °C) und/oder durch die ebenfalls zunehmenden Zyklenschwankungen (Abbildung 31).

4.2 Emissionsverhalten und Twinport-System

Die Emissionsverläufe eines erdgasbetriebenen Ottomotors und deren Beeinflussung durch das Twinport-System werden durch die folgenden zwei Abbildungen illustriert. Ferner sind die Abgastemperatur, der indizierte Motorwirkungsgrad und der die Zyklenschwankungen des Verbrennungsmotors repräsentierende „Coefficient of Variation“ dargestellt. Ermittelt wurden diese Kennwerte in einem Teillastbetriebspunkt bei beständiger Schwerpunktlage (8 °KW n. ZOT) und konstantem indiziertem Mitteldruck (PMI = 5 bar) durch die Variation des Luft-Kraftstoffverhältnisses von der fetten bis zur mageren Zündgrenze:

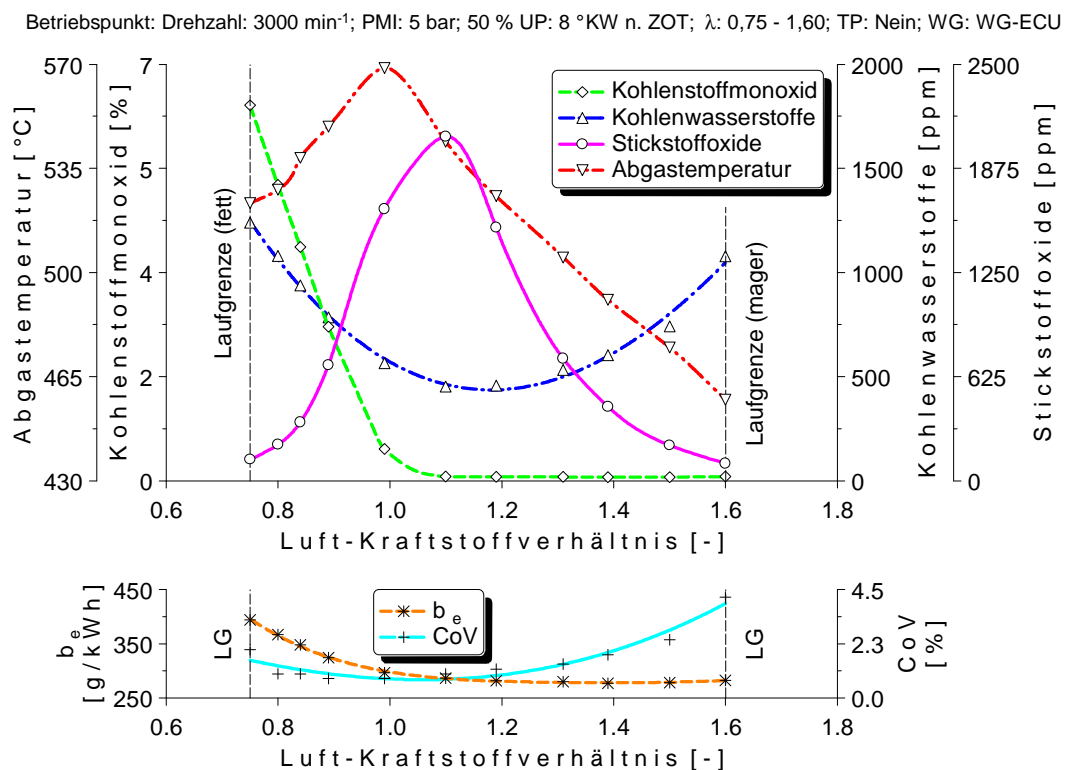


Abbildung 32: Korrelation zw. Luft-Kraftstoffverhältnis, Emissionen und Abgastemperatur

Qualitativ entsprechen die erdgasspezifischen Emissionsverläufe weitestgehend denen benzinbetriebener Ottomotoren (Kapitel 2.3). Die Kohlenmonoxidemissionen sind im Bereich hoher Luft-Kraftstoffverhältnisse durch einen im Vergleich zu Benzin reduzierten Wiederanstieg charakterisiert. Quantitativ besteht eine signifikante Reduktion aller gesetzlich limitierten Schadstoffe, insbesondere der Kohlenmonoxidemissionen [110]. Die Zündgrenzen erwei-

tern sich im mageren Bereich von $\lambda = 1,3 - 1,4$ im Benzin- auf $\lambda = 1,6$ im Erdgasbetrieb. Folglich verschiebt sich das Optimum des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches durch die Entdrosselung zu höheren Lambdawerten ($\lambda \approx 1,4$).

Die Verbrennung homogen betriebener Ottomotoren wird durch die Ladungsbewegung und -turbulenz beeinflusst. Eine wirkungsgradoptimale und emissionsreduzierte Verbrennung bedingt in Abhängigkeit von Motorlast, Ladungstemperatur und -verdünnung unterschiedlichste Anforderungen, die über eine variable Ladungsbewegung realisierbar sind. Unterschieden wird zwischen Drall und Tumble, dessen Rotationsachse mit der Zylinderachse zusammen fällt bzw. auf dieser senkrecht steht. Innerhalb der Kompressionsphase bleibt das drallförmige Strömungsprofil erhalten, während die Tumbleströmung mit Annäherung des Kolbenbodens an den Zylinderkopf in eine Vielzahl von Turbulenzen zerfällt. Forciert wird die Entstehung drallbehalteter Strömungsprofile durch einen unsymmetrisch ausgeführten Einlasskanal und/oder durch die Deaktivierung des Füllungskanales (zwei Einlasskanäle pro Zylinder). Ferner ermöglichen dies asymmetrische Öffnungshübe der Einlassventile sowie die teilweise Maskierung (Strömungsführung) eines Ventils. Tumbleförmige Strömungen werden beispielsweise durch ein im Saugsystem integriertes Zusatzkanalsystem generiert, dessen Regelungsorgan parallel zur Drosselklappe installiert ist. Vermischt werden beide Teilströme unmittelbar vor dem/den Einlassventilsitzring(en). Üblicherweise treten beide Strömungsformen gemeinsam auf und bewirken sowohl eine optimierte Homogenisierung des angesaugten Gemisches als auch eine Anhebung deren Turbulenzniveaus, wodurch sich die Verbrennung stabilisiert und die Brenndauer verkürzt [111]:

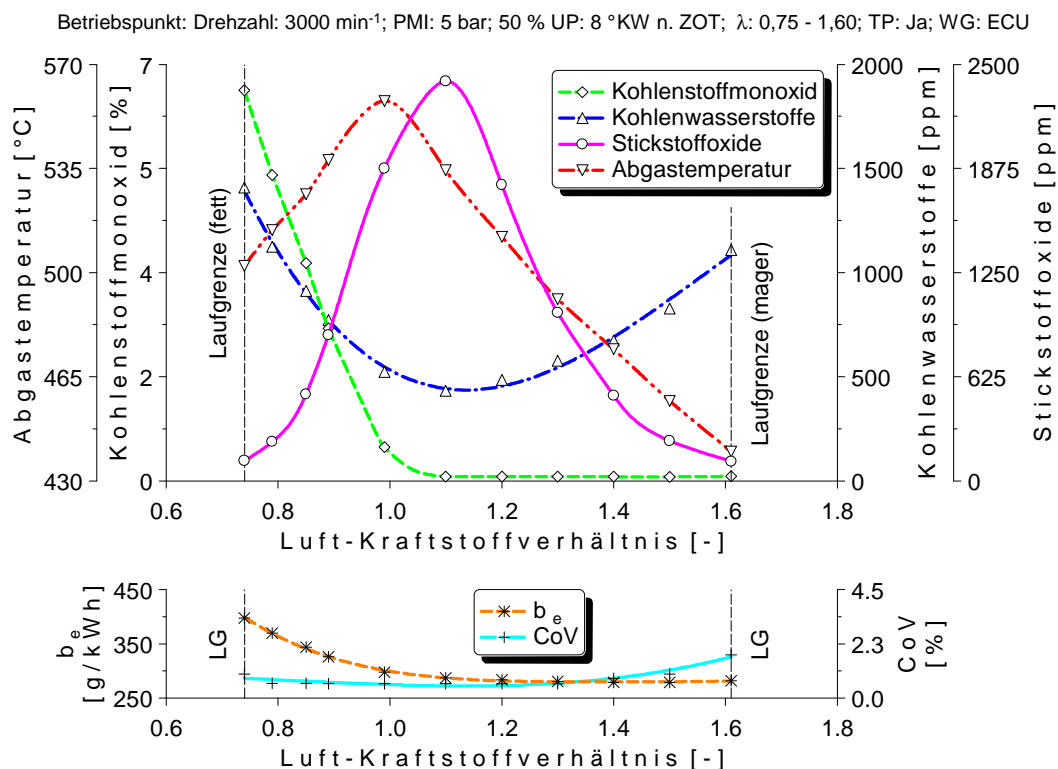


Abbildung 33: Korrelation zw. Luft-Kraftstoffverhältnis, Emissionen und Abgastemperatur (Twinport-System)

Der Einsatz des drallerzeugenden Twinport-Systems erzielt das durch Abbildung 33, im Vergleich zum Betrieb des Motors ohne dieses System, geänderte Emissions- und Temperaturverhalten. Die erhöhte Drallintensität führt zu einer Reduktion der Verbrennungsdauer, die insbesondere an der fetten und mageren Laufgrenze eine erhöhte Verbrennungsstabilität bedingt (CoV-Wert). Die damit einhergehende Anhebung der Verbrennungsspitzen temperatur resultiert für Luftzahlen zwischen 0,85 und 1,4 in erhöhten Stickoxidemissionen. Links und rechts dieser Bereichsgrenzen steigen die Kohlenwasserstoff- und Kohlenmonoxidemissionen an. Eine Reduktion des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches konnte durch den Einsatz der Twinport-Technologie nicht detektiert werden, da die Verbesserung des hochdruckseitigen Wirkungsgrades (erhöhte Verbrennungsgeschwindigkeit) durch die damit ebenfalls einhergehende Verschlechterung des Ladungswechsels (geringeres Saugrohrdruckniveau, reduzierter Einlasskanalquerschnitt) kompensiert wird. Allerdings kommt es durch die erhöhte Verbrennungsgeschwindigkeit zu einer deutlichen Absenkung des Abgastemperaturniveaus.

4.3 Active-Wastegate Strategie

Die Hybridtechnologie eröffnet die Möglichkeit, mit Hilfe des Wastegates des Abgasturboladers nicht nur den Ladedruck zu begrenzen, sondern dieses auch für die Regelung des Ladedrucks zu verwenden. Der Vorteil dieses Verfahrens besteht darin, dass das Wastegate im unteren und mittleren Teillastbereich vollständig geöffnet werden kann, wodurch sich der Abgasgegendruck (Ladungswechselsarbeit) signifikant reduziert (Abbildung 34). Die damit einhergehende Verbesserung des indizierten Motorwirkungsgrades trägt zur Absenkung des Kraftstoffverbrauches und folglich zur Reduktion der Kohlenstoffdioxidemissionen bei.

Die ursprüngliche Wastegate Applikation (WG-ECU) entspricht weitestgehend der bei Turbomotoren üblichen Verwendung (Kapitel 2.2.2). Zur Erzielung eines guten transienten Verhaltens wird das Wastegate im unteren Teillastbereich durch eine definierte Federvorspannkraft geschlossen gehalten. Dieses führt durch die Ausnutzung des gesamten Abgasmas senstromes bereits bei niedrigen Motordrehzahlen und -lasten zu einem raschen Anstieg der Abgasturboladerdrehzahl. Bedingt durch den analog ansteigenden Lade- und Abgasgegendruck kommt es zu einem stetigen Öffnungsvorgang des Wastegates (Überwindung der Federvorspannkraft) und damit zu einem reduzierten Anstieg der ATL-Drehzahl (Abbildung 34). Dieser Öffnungsvorgang gilt als abgeschlossen, wenn die Drosselklappe vollständig geöffnet ist und eine weitere Steigerung der Last ausschließlich durch das erneute schließen des Wastegates möglich ist. Realisiert wird dieser Schließvorgang durch ein von der ECU angesteuertes PWM-Ventil, das den auf die überdruckbetätigte Steuerdose des Turbinenbypasses wirkenden Ladedruck abbläst. Dabei wird das Wastegate gerade soweit geschlossen, wie es zur Darstellung der aktuell geforderten Last erforderlich ist (ladedruckbasiertes Lastregelverfahren). Die Motorvolllastlinie, gekennzeichnet durch Spitzendruck- und/oder Abgastemperaturgrenze, beendet den Schließvorgang des Wastegates.

Alternativ kann zur Verbesserung des Motorwirkungsgrades im unteren und mittleren Teillastbereich das Wastegate zur Reduktion des Abgasgegendruckes vollständig geöffnet werden (Active-WG Strategie). Das Potential des sich dadurch verbessernden Ladungswechsels steigt dabei durchsatzabhängig mit der Last- und der Drehzahl an. Ist die Drosselklappe vollständig geöffnet, erfolgt die Darstellung der geforderten Last analog zu dem oben beschriebenen ladedruckbasiertem Lastregelverfahren. Nachteilig ist die im Vergleich zur ursprünglichen Wastegateansteuerung herabgesetzte Abgasturboladerdrehzahl, die im Falle eines über die saugmotorische Volllast (Kapitel 4.7) hinausgehenden Lastwunsches zu einem verzögerten Lastaufbau (Ladedruck) des Verbrennungsmotors führt. Zur Kompensation der in diesem Fall eingeschränkten Abgasturboladerdynamik kann die im parallelen Hybridverbund in den Antriebsstrang integrierte elektrische Maschine zur temporären Steigerung der Antriebsleistung herangezogen werden. Dazu wird bis zum vollständigen Drehmomentaufbau des Verbrennungsmotors die zeitaktuelle Differenz zwischen dem Sollmoment, das durch die Betriebsstrategie gefordert wird und dem aktuell an der Kurbelwelle anliegendem Drehmoment (Istmoment) durch die motorisch betriebene elektrische Maschine erbracht. Da innerhalb dieses Betriebsmodus lediglich das Differenzmoment durch den elektrischen Motor bereitgestellt werden muss, ist dieses entgegen des sinkenden Volllastdrehmomentes der elektrischen Maschine auch bei hoher Antriebsstrangdrehzahl weitestgehend möglich (Kapitel 5.1.5).

Der aus der Active-WG Strategie resultierende Betrieb des Verbrennungsmotors entspricht dabei im unteren und mittleren Lastbereich weitestgehend dem eines Saugmotors (offenes Wastegate) und im volllastnahen Bereich dem eines Turbomotors (geschlossenes bzw. angestelltes Wastegate):

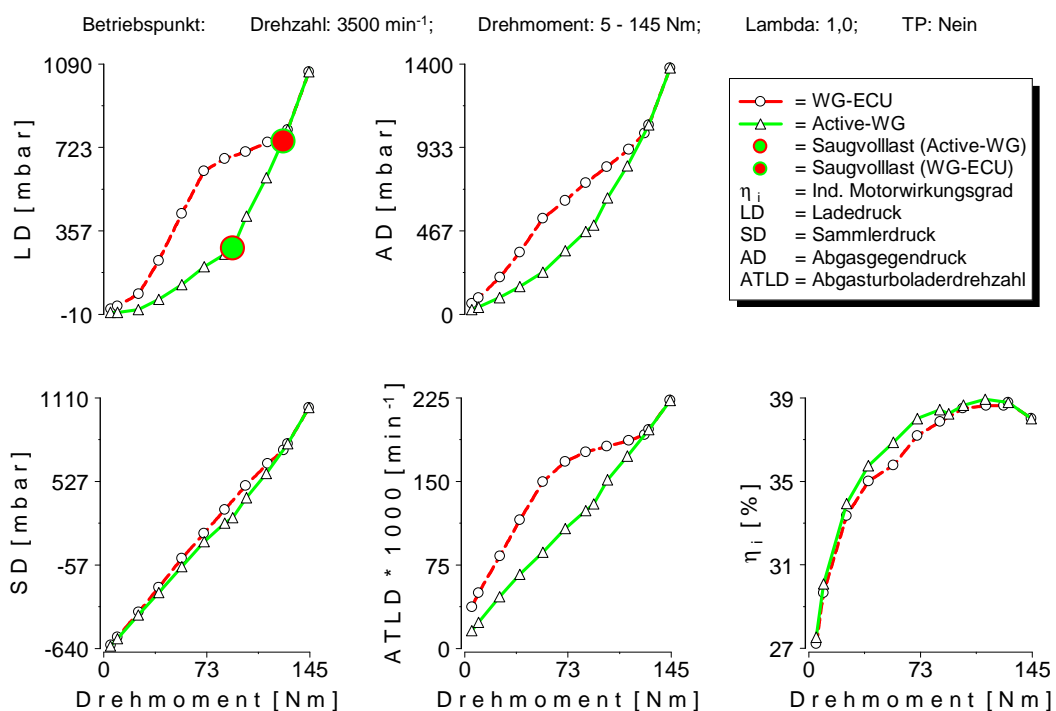


Abbildung 34: Herkömmliche Wastegateapplikation (WG-ECU) vs. Active-WG

Grundlage der in Abbildung 34 präsentierten Ergebnisse bildet der stöchiometrische Betrieb des Verbrennungsmotors bei einer Drehzahl von 3500 min^{-1} . Bis zum Erreichen der mechanische Spitzendruckgrenze (Kapitel 3.1) wurde die Verbrennungsschwerpunktlage dabei auf acht Grad Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt (ZOT) gehalten (Kapitel 4.1).

Die Entwicklung des Lade- (LD) und Abgasgegendrucks (AD) über dem Drehmoment verdeutlicht bis zu einer Last von 125 Nm die jeweils realisierbare Reduktion durch den vollständig geöffneten Turbinenbypass (Active-WG). Entsprechend der ursprünglichen Wastegateansteuerung ist eine weitere Absenkung des Abgasgegendruckes ab dem Erreichen der herkömmlichen Saugvollastlinie (WG-ECU) nicht mehr möglich, da ab diesem Betriebspunkt die Drosselklappe vollständig geöffnet ist. Erzielt wird die Reduktion des Ladedruckes durch die Absenkung des Enthalpieangebotes vor dem Turbineneintritt, indem der überwiegende Abgasmassenstrom über den internen Bypass des Abgasturboladers geleitet wird (Kapitel 2.2.2). Als Folge des abgesenkten Abgasgegendruckniveaus verbessern sich innerhalb des beschriebenen Betriebsbereiches der indizierte Motorwirkungsgrad (η_i) und folglich die Kohlenstoffdioxidemissionen des Verbrennungsmotors. Darüber hinaus erzwingt der reduzierte Ladedruck infolge eines geringeren Druckgradienten (LD/SD) über der Drosselklappe einen „schnelleren“ Öffnungsvorgang dieses zur Quantitätsregelung notwendigen Lastregelorgans. Bezogen auf das drehzahlabhängige Volllastmoment des Verbrennungsmotors bedeutet dies, dass die Drosselklappe bereits bei einem niedrigeren relativen Drehmoment vollständig geöffnet ist (Saugvollast (Active-WG)). Der Vorteil der geöffneten Drosselklappe ergibt sich aus der vollständigen Nutzung des durch den Abgasturbolader erzeugten Ladedruckes (Ladedruck = Saugrohrdruck), da dieser nicht im Sinne der herkömmlichen ottomotorischen Wastegatebetriebsart (WG-ECU) zur Darstellung eines Teillastbetriebspunktes an selbiger abgebaut werden muss (Ladedruck \neq Saugrohrdruck). Jenseits dieser drehzahlabhängigen Saugvollast wird die gewünschte Last ausschließlich durch den sukzessiven Schließvorgang des Wastegates (ladedruckbasiertes Regelverfahren) erreicht, wodurch es im Bereich höherer Lasten zu einem deutlich rascheren Anstieg des Ladedruckes kommt. Der gegenüber der ursprünglichen Wastegateapplikation (WG-ECU) reduzierte Saugrohrdruck (SD) resultiert aus der Steigerung des inneren Motorwirkungsgrades, da die erzielte Verbrauchseinsparung unter der Voraussetzung eines konstanten Luft-Kraftstoffverhältnis zu einem geringeren Gemischmassenstrom im Sammler führt.

Ferner bedingt die Active-WG Strategie insbesondere im mittleren Teillastbereich sowohl eine Reduktion der Abgaskrümmer Temperatur (T_3) als auch eine Anhebung der Katalysatoreintrittstemperatur (T_4). Die Absenkung der Abgaskrümmer Temperatur wird durch die Verbesserung des inneren Motorwirkungsgrades und die damit verbundene reduzierte Energieeinbringung (Kraftstoffverbrauch) und durch die Absenkung des Abgaskrümmerdrucks (offenes Wastegate) erreicht. Die Erhöhung der Katalysatoreintrittstemperatur ist auf die Umgehung des als Wärmesenke wirkenden Abgasturboladers zurückzuführen (Abbildung 35). Durch diese Effekte kann der Kühler des innerhalb dieses Motorbetriebsbereiches üblicher-

weise applizierten Hochdruckabgasrückführsystems geringer dimensioniert werden oder eine erhöhte Kühlleistung bereit stellen. Darüber hinaus wird die Light-Off Temperatur des Dreiwegkatalysators schneller erreicht und trägt somit der erhöhten Light-Off Temperatur des Erdgas Rechnung (Kapitel 4.10.2):

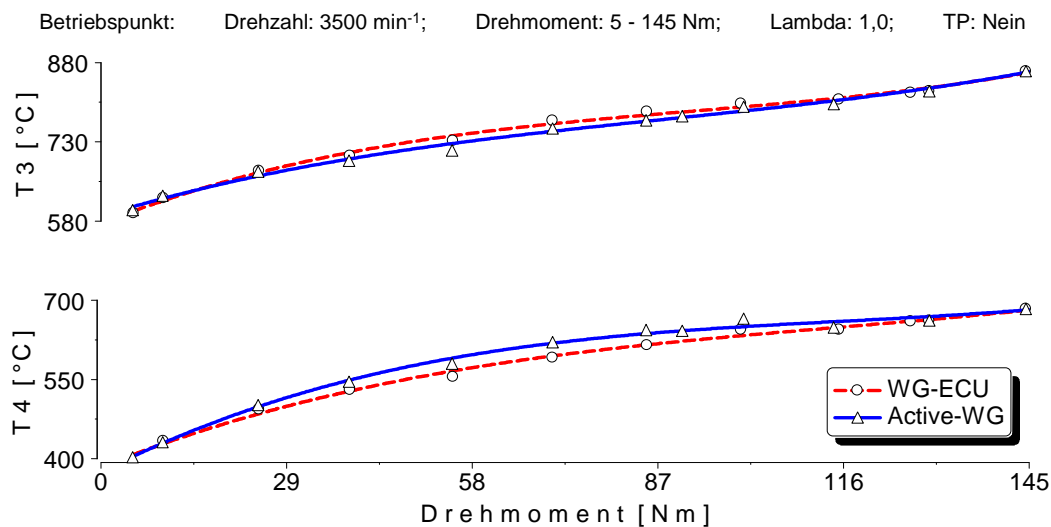


Abbildung 35: Herkömmliche Wastegateapplikation (WG-ECU) vs. Active-WG

Eine weitere Möglichkeit den Öffnungsvorgang der Drosselklappe im Vergleich zur Active-WG Strategie zu beschleunigen, kann durch den Bypass des Verdichters unter Verwendung des in den Ansaugtrakt integrierten Schubumluftventiles (Kapitel 2.2.2) erzielt werden (Abbildung 36):

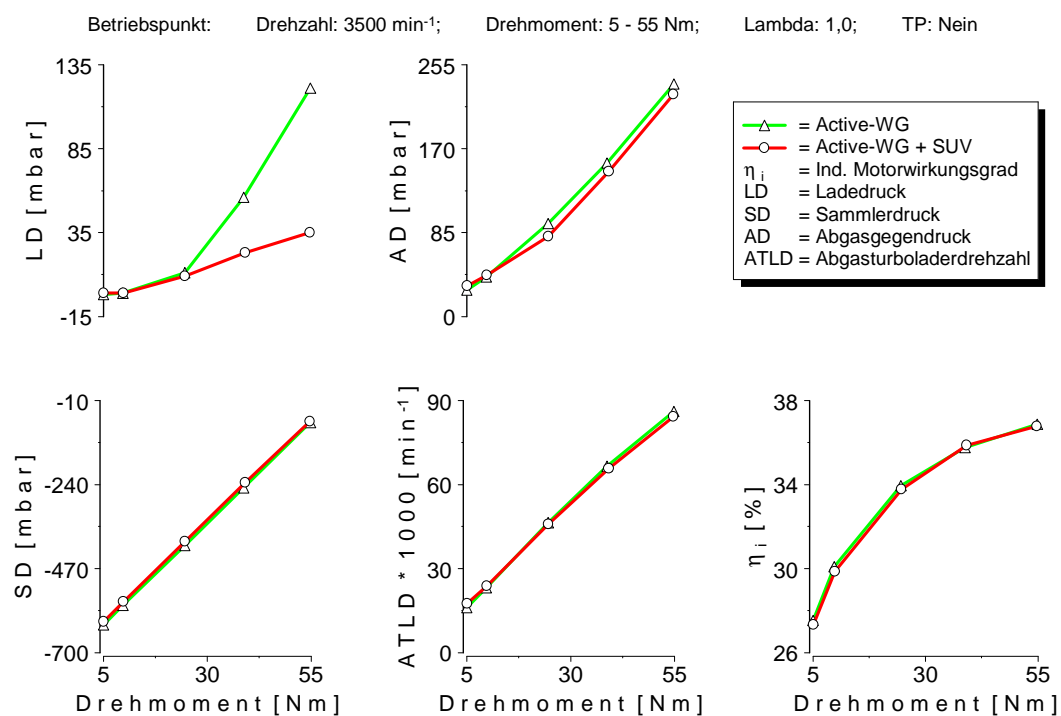


Abbildung 36: Active-WG vs. Active-WG + geöffnetes Schubumluftventil (SUV)

Die Wastegateansteuerung erfolgt dabei gemäß der Active-WG Strategie. Durch diese Motorbetriebsart, werden sowohl die Turbine als auch der Verdichter umgangen.

Das geöffnete Schubumluftventil bewirkt im mittleren Teillastbereich eine deutliche Absenkung des Ladedruckes (LD). Dadurch reduziert sich der Druckgradient über die Drosselklappe und verschiebt somit, analog zur alleinigen Verwendung der Active-WG Strategie, deren Öffnungsvorgang zu geringeren relativen Drehmomenten. Da dieses allerdings keine Auswirkungen auf die, für die Ladungswechselarbeit des Motors verantwortlichen Saugrohr (SD) und Abgasgegendrucke (AD) hat, verbessert sich der indizierte Motorwirkungsgrad (η_i) nicht. Dieses verdeutlicht, dass der durch die Active-WG Strategie erzielte Wirkungsgradgewinn ausschließlich auf die Reduktion des Abgasgegendruckes (geöffnete Wastegate) zurückzuführen ist. Die Abgasturboladerdrehzahl wurde trotz der innerhalb dieser spezifischen Motorbetriebspunkte verdichterseitig reduzierten Druckverhältnisse nicht durch das geöffnete Schubumluftventil beeinflusst.

Entsprechend präsentierter Nachteile wurde im weiteren Verlauf dieses Forschungsbeitrages ausschließlich die Active-WG Strategie verwendet, um den erdgasbetriebenen Ottomotor wirkungsgradoptimal zu betreiben.

4.4 Hoch- und Niederdruckabgasrückführung

Abgasrückführsysteme bieten die Möglichkeit, den Motorwirkungsgrad durch die Verringerung der Ladungswechselverluste, die erhöhte Brennraummasse und die reduzierten Wandwärmeverluste (thermischer Wirkungsgrad) zu erhöhen. Verglichen mit Magerkonzepten besteht ein wesentlicher Vorteil in der stöchiometrischen Verbrennung des Luft-Kraftstoffgemisches bei gleichzeitig reduzierten Stickoxidemissionen. Dies gewährleistet den Einsatz konventioneller Dreiwegekatalysatoren zur Abgasnachbehandlung. Die maximal erzielbare Rückführrate wird insbesondere bei Ottomotoren durch die mit steigender Abgasrückführrate zunehmenden Zyklenschwankungen limitiert. Hervorgerufen werden diese durch unvollständig ablaufende Verbrennungen und/oder vollständige Verbrennungsaussetzer, die durch eine herabgesetzte Verbrennungsgeschwindigkeit und -temperatur sowie instabile Entflammungsbedingungen im Bereich der Zündkerze verursacht werden.

Eine weitere Steigerung der Abgasrückführrate kann zum einen durch die Erhöhung der Drallintensität im Brennraum und zum anderen durch eine bessere Homogenisierung des Luft-Abgasgemisches erreicht werden. Letzteres kann durch die Anwendung der Niederdruckabgasrückführung erreicht werden.

4.4.1 Mischstelle (ND-AGR)

Zur Gewährleistung einer ausreichenden Durchmischung des Abgases mit dem Frischluftmassenstrom, wurde die sich unmittelbar vor dem Verdichter befindliche Mischstelle des Niederdruckabgasrückführsystems als „Multi Point Mixer“ ausgeführt. Der spezifische Auf-

bau dieses Systems wird durch Abbildung 37 (rechts) illustriert und einem „Single Point Mixer“ gegenüber gestellt:

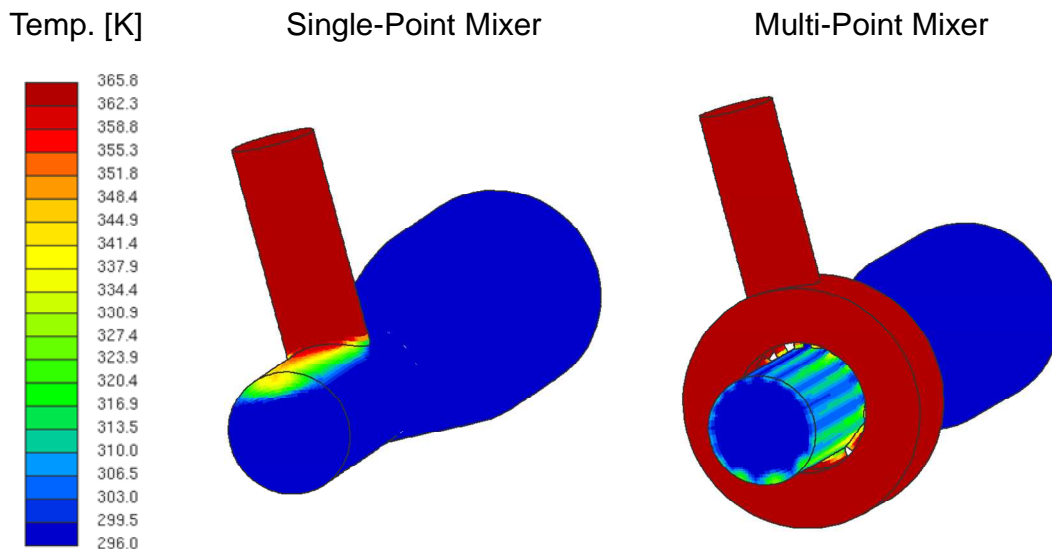


Abbildung 37: „Single-Point“ Mixer vs. „Multi-Point“ Mixer

Während beim „Single-Point“ Mixer die Einleitung über ein zur Frischluftströmung rechtwinklig angeordnetes Rohr erfolgt, wird dieses beim „Multi-Point“ Mixer über einen zentralen „Verteilerring“ und an dessen Umfang angeordnete Bohrungen realisiert. Zur Kompensation des Druckverlustes innerhalb des Ringes und zur Realisierung eines möglichst hohen Druckgefälles zwischen Abgas- und Frischluftseite erweitert sich ausgehend von der zentralen Zuleitung der Bohrungsdurchmesser der jeweils folgenden Bohrung mit steigender Strömungslänge. Die Gesamtfläche aller Umfangsbohrungen entspricht der zentralen Abgaszuleitung. Der konusförmige Übergang innerhalb des Frischluftpfades ermöglicht einerseits die Adaption der geometrischen Querschnitte von Heißfilmluftmassenmesser und Verdichtereintritt. Andererseits steigt dadurch die Strömungsgeschwindigkeit des Frischluftmassenstroms in dem Bereich des reduzierten Querschnittes an, wodurch sich der Druck vor dem Verdichter reduziert und letztlich das native Druckgefälle zwischen Abgas- und Frischluftpfad erhöht. Maßgebliche Vorteile einer solchen Ausführung bestehen in dem reduzierten Bildungspotential „heißer Strähnen“ (Kapitel 2.4.3) und in der Darstellung eines homogeneren Luft-Abgasgemisches. Dieses fördert insbesondere bei hohen Lasten und AGR-Raten die Reduktion der Verdichterein- bzw. Austrittstemperatur. Zur Vermeidung von Verkokungen, Undichtigkeiten, Materialermüdungen und zur Gewährleistung der strukturellen Integrität im Berstfall (Containability) ist die Verdichteraustrittstemperatur auf 170 °C limitiert [112]. Negative Auswirkungen hat das verdichtereintrittsseitig reduzierte Druckniveau auf den Gesamtwirkungsgrad, die thermodynamischen Zustandsgrößen am Verdichteraustritt und die Ölleckage des Abgasturboladers [63][65].

4.4.2 Versuchsergebnisse

Abbildung 38 zeigt die am Motorprüfstand im unteren Teillastbereich ermittelten Ergebnisse für das im Kapitel 3.2.1 beschriebene Hoch- und Niederdruckabgasrückführsystem. Die Analyse wurde bei einer Motordrehzahl von 3000 min^{-1} und einer Last von zirka 38 Nm (PMI $\approx 6 \text{ bar}$) durchgeführt. Die Lage des Verbrennungsschwerpunktes (acht Grad Kurbelwinkel nach ZOT) und das Luft-Kraftstoffverhältnis ($\lambda = 1,0$) wurden konstant gehalten. Die Rückführrate wurde bis zum Erreichen der Laufgrenze sukzessive erhöht. Das obere Diagramm zeigt die Entwicklung des inneren Motorwirkungsgrades und der Ladungswechselarbeit in Abhängigkeit von der Abgasrückführrate. Das untere Diagramm die für die Ladungswechselarbeit verantwortlichen Saugrohr- und Abgasgedrückte.

Beiden Systemen gemein ist der Anstieg des inneren Motorwirkungsgrades bis zu einer Abgasrückführrate von zirka 20 %. Dieser ergibt sich durch die zunehmende Absenkung des Sauerstoffpartialdruckes im Saugrohr (reduzierte Ladungswechselarbeit), durch die reduzierten Wandwärmeverluste (Absenkung der Verbrennungsspitzentemperatur) und die erhöhte Brennraummasse (thermischer Wirkungsgrad). Wird die Rückführrate weiter gesteigert, führt dies zu einer Abnahme des inneren Motorwirkungsgrades durch den Anstieg der Verbrennungsdauer bzw. auf Grund von vollständigen Verbrennungsaussetzern (kein zündfähiges Gemisch im Zündkerzenbereich). Der Vergleich der beiden Systeme hinsichtlich des inneren Motorwirkungsgrad weist einen deutlichen Vorteil für das Hochdruckabgasrückführsystem auf. Bedingt wird dieses durch die mit steigender Rückführrate absinkende Ladungswechselarbeit des Hochdruckabgasrückführsystems, während die des niederdruckseitigen Rückführkreises in Abhängigkeit vom Motorbetriebspunktes konstant bleibt bzw. sogar leicht ansteigt. Entscheidend für dieses Verhalten sind die unterschiedlichen Abgasentnahmestellen der beiden Anordnungen (Kapitel 3.2.1). Die Entnahme des Abgases vor der Turbine (Hochdruckabgasrückführung) bewirkt mit steigender Abgasrückführrate eine Absenkung des Abgasgedrücktes, die folglich zu einer deutlichen Reduktion der Ladungswechselarbeit führt. Erfolgt die Abgasentnahme nach dem Katalysator (Niederdruckabgasrückführung), steigt das Abgaskrümmerniveau bei geschlossenem Wastegate mit der Abgasrückführrate durch die als Drosselstelle wirkende Turbine an. Weiterhin wird unter Verwendung des Hochdruckabgasrückführsystems ein rückführatenabhängiger Teil der unverbrannten und/oder nicht vollständig umgesetzten Kohlenwasserstoff- und Kohlenmonoxidemissionen zurückgeführt und somit durch die erneute Brennraumzuführung energetisch verwertet. Diese Möglichkeit wird durch die katalytische Reinigung des Abgases vor dessen Entnahme im Falle dieses niederdruckseitigen Systemlayouts unterbunden (Kapitel 2.4.1), da die im Abgas enthaltene chemisch gebundene Restenergie bereits im Katalysator exotherm umgesetzt wird. Die differierenden Saugrohrdrücke entstehen durch die unterschiedlichen Saugrohrtemperaturen (Abbildung 41) und durch den vom Motorwirkungsgrad abhängigen Luft- und Kraftstoffmassenstrom:

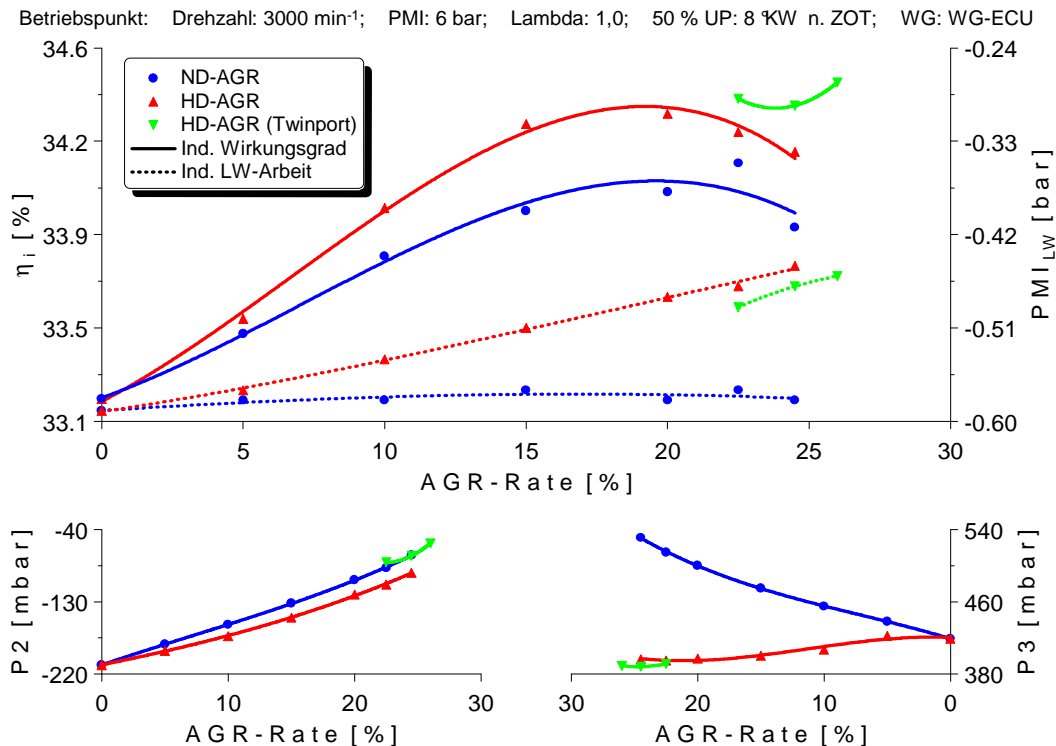


Abbildung 38: Korrelation: Saugrohr-/Abgasgedruck, Motorwirkungsgrad, Ladungswechsellarbeit und AGR-Rate

Eine weitere Steigerung des inneren Motorwirkungsgrades bei gleichzeitiger Absenkung der Stickoxidemissionen wird durch die Erhöhung der Hochdruckabgasrückführrate in Kombination mit der Twinport-Technologie (Kapitel 4.2) möglich. Die Anhebung des Drallniveaus im Brennraum führt im Vergleich zu einer Verbrennung ohne den Einsatz der Twinport-Technologie zu einer verbesserten Homogenisierung der Frischladung bei identischer Abgasrückführrate. Dadurch reduziert sich die den Wirkungsgrad des ottomotorischen Prozesses mitbestimmende Verbrennungsdauer, die wiederum einen maßgeblichen Einfluss auf die Verbrennungsstabilität hat. Dessen ungeachtet erhöht sich gleichzeitig durch den geringeren Einlasskanalquerschnitt die durch den Verbrennungsmotor aufzuwendende Ladungswechsellarbeit.

Um für jedes Abgasrückführsystem die individuelle Verteilung des extern rückgeführten Abgases auf die einzelnen Brennräume bestimmen zu können, wurde der „Coefficient of Variation“ als Indikator verwendet. Darüber hinaus ermöglicht dieser die Definition eines für jeden Zylinder gültigen Grenzwertes, der die Laufruhe des Motors durch die Limitierung der maximalen Rückführrate gewährleistet. Verursacht wird diese Laufunruhe durch unzulässige hohe Verbrennungsdauern und/oder Zündaussetzer sowie instabile Entflammungsbedingungen im Bereich der Zündkerze infolge eines zu hohen Abgasanteiles im Brennraum. Für eine Abgasrückführrate von 22,5 % illustriert Abbildung 39 den sich in Abhängigkeit vom Abgasrückführsystem ergebenden zylinderindividuellen und mittleren CoV-Wert. Während der Motormittelwert für das Hoch- (ohne Twinport-Technologie) und Niederdruckabgasrückführsystem nahezu identisch ist, lässt die zylinderindividuelle Betrachtungsweise deutliche Unter-

schiede der Systeme erkennen. Der Einsatz des Hochdruckabgasrückführsystems bedingt insbesondere die Beaufschlagung des dritten Zylinders mit Abgas, während der erste Zylinder nahezu vollständig ausgeschlossen wird. Der CoV-Wert des zweiten Zylinders gleicht dem hoch- und niederdruckseitigen Motormittel, weswegen von einem für diese Rückführrate repräsentativen Abgasanteil innerhalb des Brennraums ausgegangen werden kann. Im Gegensatz dazu zeichnet sich das niederdruckseitige Systemlayout durch seine gleichmäßige Verteilung auf die einzelnen Zylinder aus. Wird ein maximal zulässiger CoV-Wert von 3,5 % als Zylinderlaufgrenze angenommen, ist diese für Ottomotoren hohe Rückführrate von 22,5 % ausschließlich durch den Einsatz des niederdruckseitigen Abgasrückführsystems darstellbar:

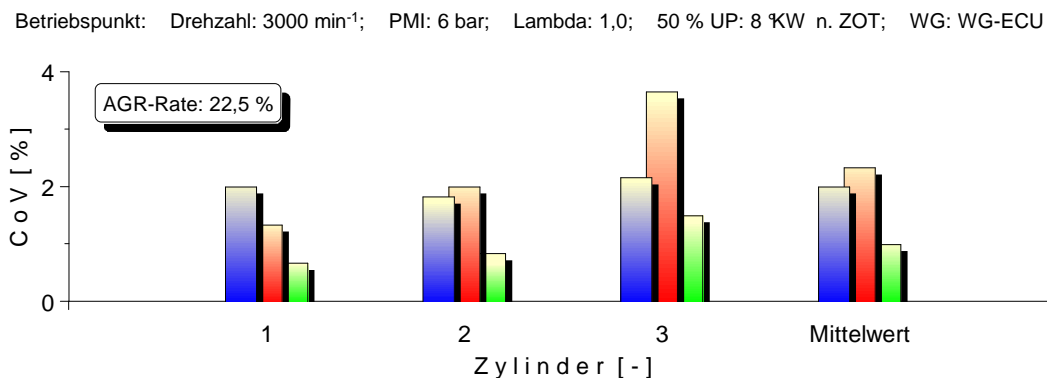


Abbildung 39: Korrelation zwischen AGR-Rate (22,5 %) und „Coefficient of Variation“

Durch den kombinierten Betrieb des Hochdruckabgasrückführsystem mit der Twinport-Technologie, wird die Laufruhe des Verbrennungsmotors bei identischer AGR-Rate durch die bessere Homogenisierung des Frischgemisches und das höhere Turbulenzniveau deutlich gesteigert. Ferner kann die maximale Abgasrate sogar über das Niveau des Niederdruckabgasrückführsystems, bis zum erneuten Erreichen des CoV-Grenzwertes, angehoben werden. Die ungleichmäßige Verteilung des Abgases auf die einzelnen Zylinder bleibt allerdings erhalten.

Nachgewiesen wurde das oben beschriebene, den Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors betreffende Betriebsverhalten, im gesamten unteren Teillastbereich (< 70 Nm). Hierzu wurde eine konstante Abgasrückführrate von 15 % sowohl hoch- als auch niederdruckseitig verwendet und deren Auswirkung auf den effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch bestimmt (Abbildung 40). Dabei wurde der Verbrennungsmotor stöchiometrisch betrieben und die Verbrennungsschwerpunktlage auf acht Grad Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt (ZOT) gehalten. Die Ansteuerung des Turbinenbypasses entsprach der ursprünglichen Steuergeräteapplikation (WG-ECU), die das Wastegate im unteren und mittleren Teillastbereich weitestgehend geschlossen hält (Kapitel 4.3).

Innerhalb der durch „N/A“ gekennzeichneten Betriebspunkte konnten die Abgasrückführsysteme entweder auf Grund zu hoher zyklischer Schwankungen (1000 min⁻¹; 10 Nm) oder durch fehlende Abgasenthalpie (1000 min⁻¹; 55 Nm) nicht eingesetzt werden. Letzteres führt dazu, dass die durch die Abgasrückführung bedingte Absenkung des Sauerstoffpartialdruckes

(Saugrohr) nicht durch eine lastäquivalente Erhöhung des Ladedrucks kompensiert werden kann. Daher muss innerhalb dieser Betriebspunkte auf den Einsatz eines Abgasrückführsystems verzichtet werden. In allen anderen Betriebspunkten konnte ein gegenüber dem Niederdruckabgasrückführsystem deutlicher Wirkungsgradgewinn durch die hochdruckseitige Abgasrückführung nachgewiesen werden. Ihr Betrieb erfolgte dabei rückföhratenbedingt ohne die Twinport-Technologie. Diese Analyse bestätigte die eingangs dieses Kapitels an einem exemplarischen Betriebspunkt im Detail beschriebenen Auswirkungen der Hoch- und Niederdruckabgasrückföhrsysteme auf den Motorwirkungsgrad:

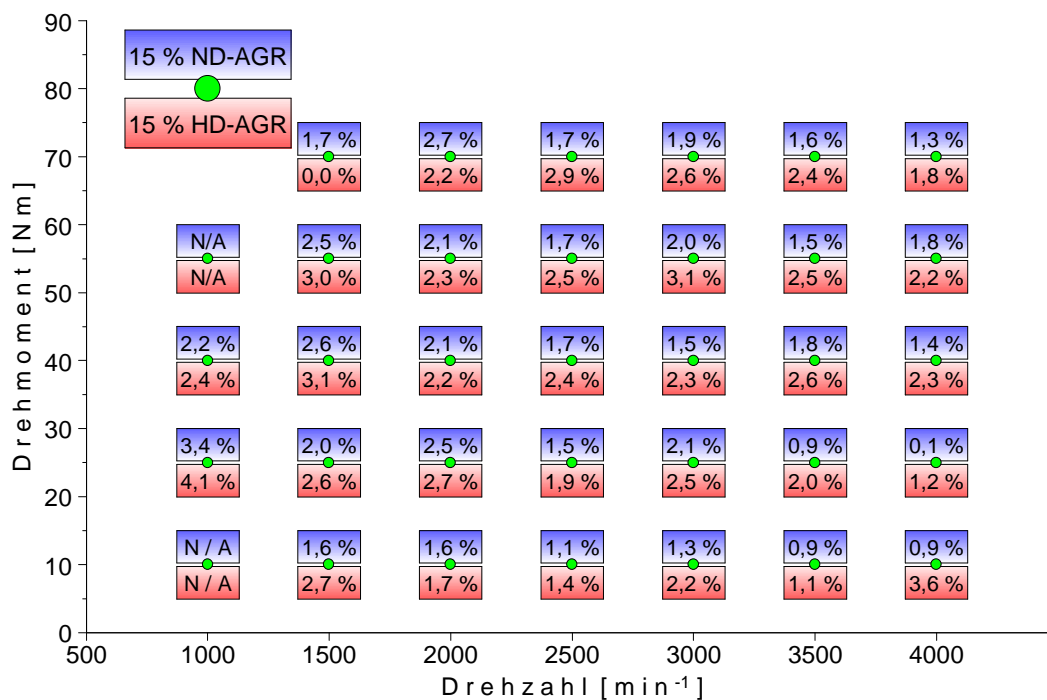


Abbildung 40: Wirkungsgradverbesserung für eine konstante Hoch- und Niederdruckabgasrückföhrrate von 15 %

Neben dem homogenen Gemisch (Frischluf t und Restgas) und der optimierten Verteilung des Abgases auf die einzelnen Zylinder, erzielen Niederdruckabgasrückföhrsysteme ein im Vergleich zum Hochdruckabgasrückföhrsystem reduziertes Saugrohrtemperaturniveau. Dieses wirkt sich insbesondere bei hohen Abgasrückföhraten positiv auf den thermischen Motorwirkungsgrad und die Stickstoffoxidemissionen aus (Abbildung 41). Ermöglicht wird dies durch die Vermischung des Restgases mit der Frischluf t vor dem Verdichter. Die lange gemeinsame Laufstrecke von Restgas und Frischluf t bewirkt die bessere Durchmischung, die Expansion des Abgases über die Turbine und das zweistufige Küh lkonzept (AGR- und Ladeluf tküh ler) die verringerte Prozessstarttemperatur.

Die Kombination des Hochdruckabgasrückföhrsystems mit der Twinport-Technologie föhrt, im Vergleich zu dessen alleinigen Verwendung, bei identischer Abgasrückföhrate zu keiner Anhebung des Stickstoffoxidniveaus, obwohl die Verbrennungsgeschwindigkeit und damit die Brennraumspitztemperatur steigen. Ausschließ lich durch die mit der verbesserten

Gemischhomogenisierung einhergehende Erhöhung der maximalen Abgasrückführrate können die Stickoxidemissionen im Vergleich zum herkömmlichen Hochdruckabgasrückführsystem weitere abgesenkt werden. Durch die allerdings deutlich geringere Saugrohrtemperatur des niederdruckseitigen Abgasrückführsystems wird deren Stickoxidminderungspotential auch durch eine erhöhte Rückführrate nicht erreicht:

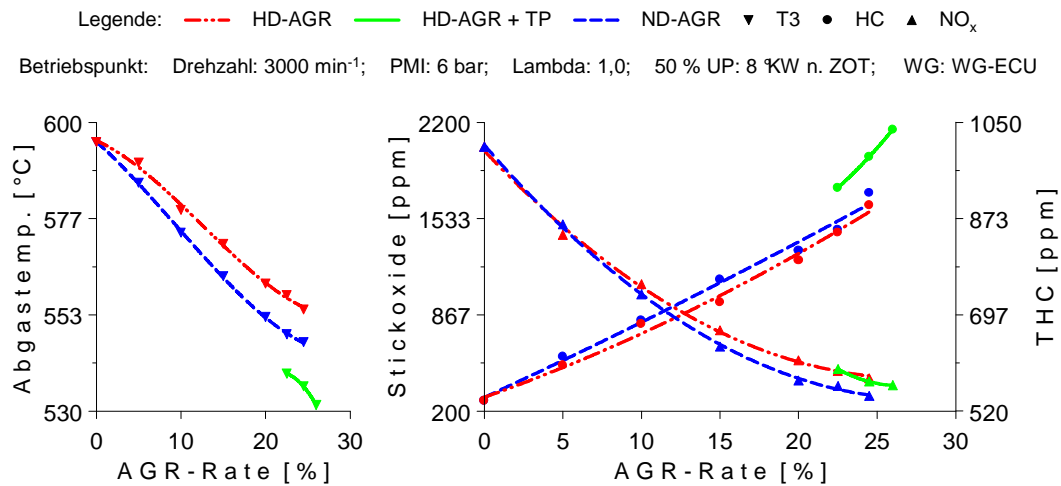


Abbildung 41: Abgastemperatur- und Emissionsverhalten (THC; NO_x) in Abhängigkeit von AGR-Rate und -System

Der im Abgas enthaltene Anteil an unverbrannten und unvollständig umgesetzten Kohlenwasserstoffen steigt mit der Abgasrückführrate durch die Absenkung der Verbrennungstemperatur und dem damit verbundenen Anstieg der Brenndauer und der wandnahen Grenzschicht. Zudem werden eventuelle Nachoxidationen der Kohlenwasserstoffe innerhalb des Abgaskrümmers durch das mit steigender AGR-Rate sinkende Temperaturniveau erschwert (Abbildung 41). Die zwischen den Systemen vorliegenden Abgastemperatur- und Emissionsunterschiede sind auf die geringere Saugrohr- bzw. Prozessstarttemperatur des Niederdruckabgasrückführsystems und die rückführatenabhängige Nachoxidation der Kohlenwasserstoffe durch deren erneute Brennraumzuführung innerhalb des Hochdruckkreises zurückzuführen. Die ebenfalls gesetzlich limitierten Kohlenmonoxidemissionen sinken analog zu den Stickoxidemissionen mit zunehmender Hoch- und Niederdruckabgasrückführrate ab (nicht dargestellt).

Des Weiteren verursachen Niederdruckabgasrückführsysteme im Teillastbereich eine deutliche Verbesserung des Verdichterwirkungsgrades (Abbildung 42) durch die mit der Abgasrückführrate ansteigende Verdichterleistung und die Einleitung des Abgases vor dem Verdichter. Dabei trägt die gestiegene Verdichterleistung zur Anhebung des Druckverhältnisses und die Einleitstelle, durch die Zumischung von Abgas zum Frischluftmassenstrom, zur Erhöhung des reduzierten Massenstromes bei. Die daraus resultierende und parallel zur Pumpgrenze verlaufende Verschiebung des Verdichterbetriebspunktes bewirkt eine Steigerung des Verdichterwirkungsgrades. Deren resultierende Lage innerhalb des Verdichterkennfeldes verdeutlicht die sich ebenfalls aus der Anwendung des Niederdruckabgasrückführsystems erge-

bende Drehzahlsteigerung des Abgasturboladers (Dynamikverhalten). Verursacht wird der Drehzahlanstieg durch den mit der Abgasrückführrate ansteigenden Turbinenmassenstrom und das erhöhte Turbinendruckverhältnis:

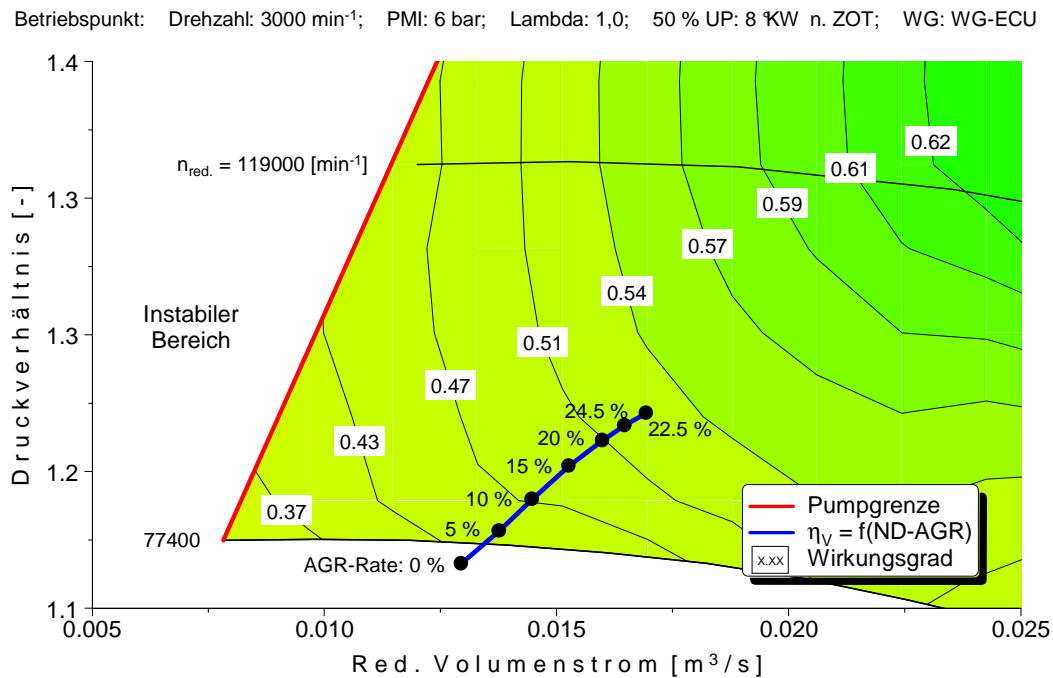


Abbildung 42: Interaktion: Niederdruckabgasrückführsystem und Verdichter

Bedingt durch den stöchiometrischen Betrieb des Verbrennungsmotors und dessen Teillastbetriebspunkt (Quantitätsregelung) kann der erhöhte Ladedruck durch den verbesserten Verdichterwirkungsgrad und die gestiegene Abgasturboladerleistung nicht genutzt werden (Abbildung 43). Verantwortlich ist die drosselklappenseitige Reduktion (Entspannung) des Ladedruckes auf das zur Darstellung der aktuell geforderten Last notwendige Saugrohrdruckniveau (Teillastbetriebspunkt: Ladedruck \neq Saugrohrdruck):

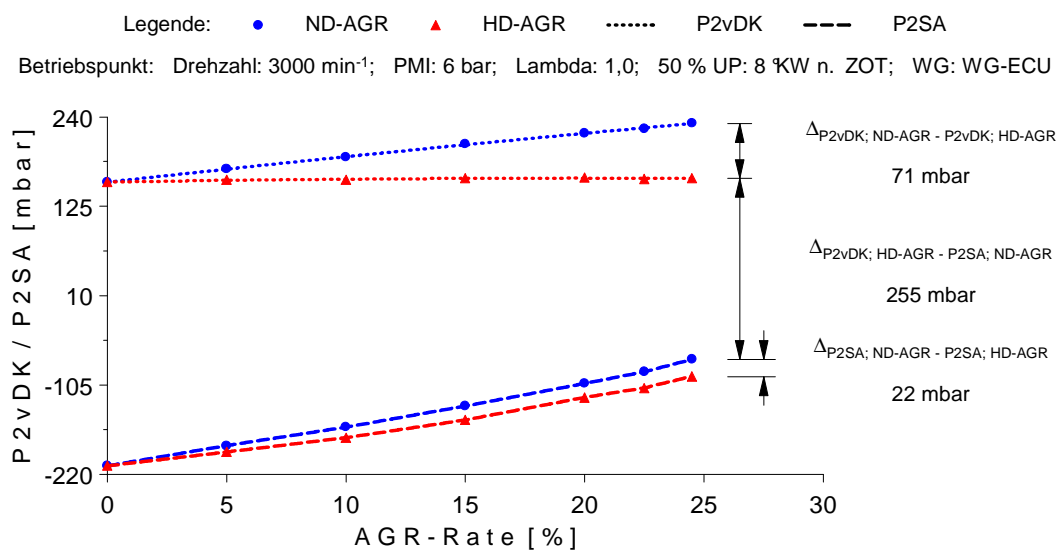


Abbildung 43: Entwicklung des Lade- und Saugrohrdruckes in Abhängigkeit von AGR-Rate und -System

Hochdruckseitig resultiert aus der Bindung an das Luft-Kraftstoffverhältnis, der rückführatenabhängigen Verbesserung des inneren Motorwirkungsgrades (reduzierter Luft- und Kraftstoffmassenstrom) und der reduzierten Turbinenleistung (geringeres Turbinendruckverhältnis) lediglich eine im Vergleich zum Niederdruckabgasrückführsystem geringfügige Betriebspunktverschiebung des Verdichters (nicht dargestellt).

Trotz der speziellen Mischstelle des ND-AGR-Systems (Kapitel 4.4.1) steigt die Verdichtereintrittstemperatur rückführaten- und motorbetriebspunktabhängig durch das Beimischen des Abgases zum Frischluftmassenstrom an (Abbildung 44). Die des Hochdruckabgasrückführsystems fällt dagegen auf Grund der reduzierten Turbinenleistung (sinkende Abgastemperatur und sinkender Abgasgegendruck) geringfügig ab. Durch den im Verdichter stattfindenden Kompressionsvorgang wird die Temperatur der angesaugten Luft (HD-AGR) bzw. des Luft-Abgasgemisches (ND-AGR) abhängig vom eingesetzten Abgasrückführsystem erhöht. Je nach Motorbetriebspunkt kann dieses im niederdruckseitigen Fall eine Beschädigung des Verdichters durch das Überschreiten der maximal zulässigen Austrittstemperatur von 170 °C zur Folge haben. Darüber hinaus bedingt die erhöhte Verdichteraustrittstemperatur zur Vermeidung von Leistungsverlusten und steigenden Stickoxidemissionen eine stärkere Kühlleistung des Ladeluftkühlers:

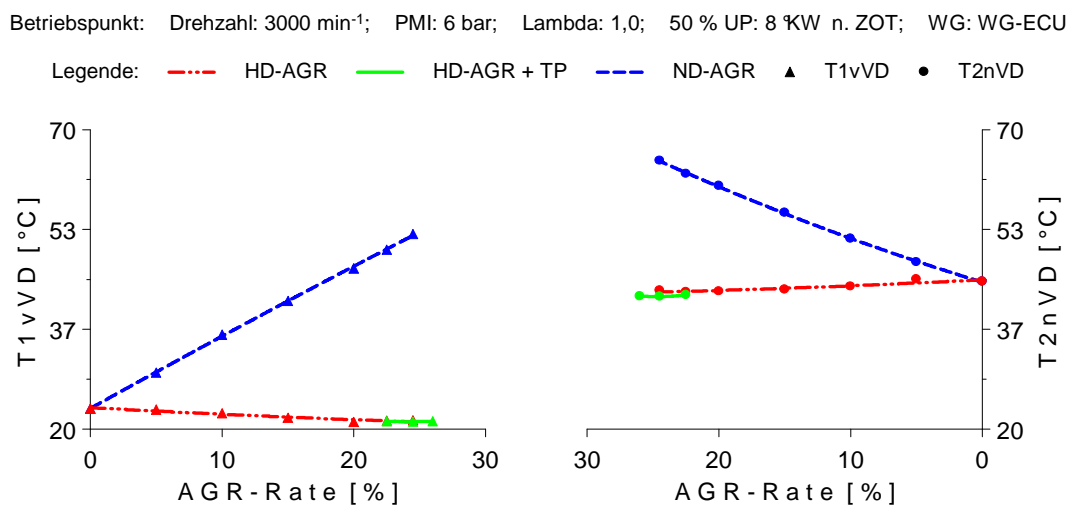


Abbildung 44: Verdichterein- und -austrittstemperaturen in Abhängigkeit von AGR-Rate und -System

Mechanische Beschädigungen der Verdichterschaufeln, die beispielsweise durch im Abgas enthaltene Tropfen (Kondensation (Wasser); Blow-By (Öl)) oder Partikel (z. B. Späne) verursacht werden, konnten auf Grund der insgesamt geringen Laufzeit (ca. 100 Stunden) nicht nachgewiesen werden. Defekte auf Grund der erhöhten thermischen Belastung des Verdichters konnten ebenfalls nicht beobachtet werden. Allerdings verursachte der Einsatz des Niederdruckabgasrückführsystems Grünspanbildung auf dem Verdichterrad (Abbildung 45), die allerdings im Hinblick auf die speziell für Niederdruckabgasrückführsysteme entwickelten Verdichterradbeschichtungen (Kapitel 2.4.3) als unkritisch einzustufen ist:

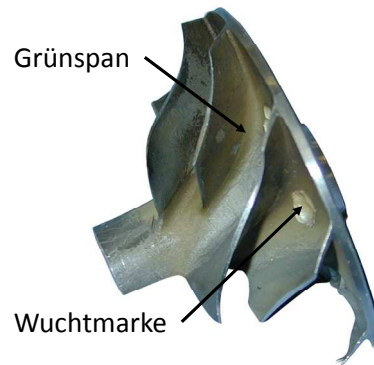


Abbildung 45: Grünspanbildung (ND-AGR)

4.5 Kombination: Active-WG Strategie und Abgasrückführsysteme

Abhängig von der Wastegateansteuerung ergeben sich durch die Verwendung eines Niederdruck-AGR-Systems im mittleren bis vollastnahen Bereich signifikante Vorteile gegenüber einem Hochdruck- oder Hybrid-AGR-System. Das Hybrid-AGR-System kombiniert die hochdruckseitige Abgasentnahmestelle mit der niederdruckseitigen Zuleitung, um ein im Vergleich zur Hochdruckabgasrückführung erhöhtes Spülgefälle und eine im Vergleich zur Niederdruckabgasrückführung reduzierte Ladungswechselarbeit auszunutzen. Das folgende Diagramm (Abbildung 46) zeigt den Betrieb des Motors bei einer Drehzahl von 2250 min^{-1} und einer Last von 80 Nm ($\text{PMI} \approx 11,5 \text{ bar}$):

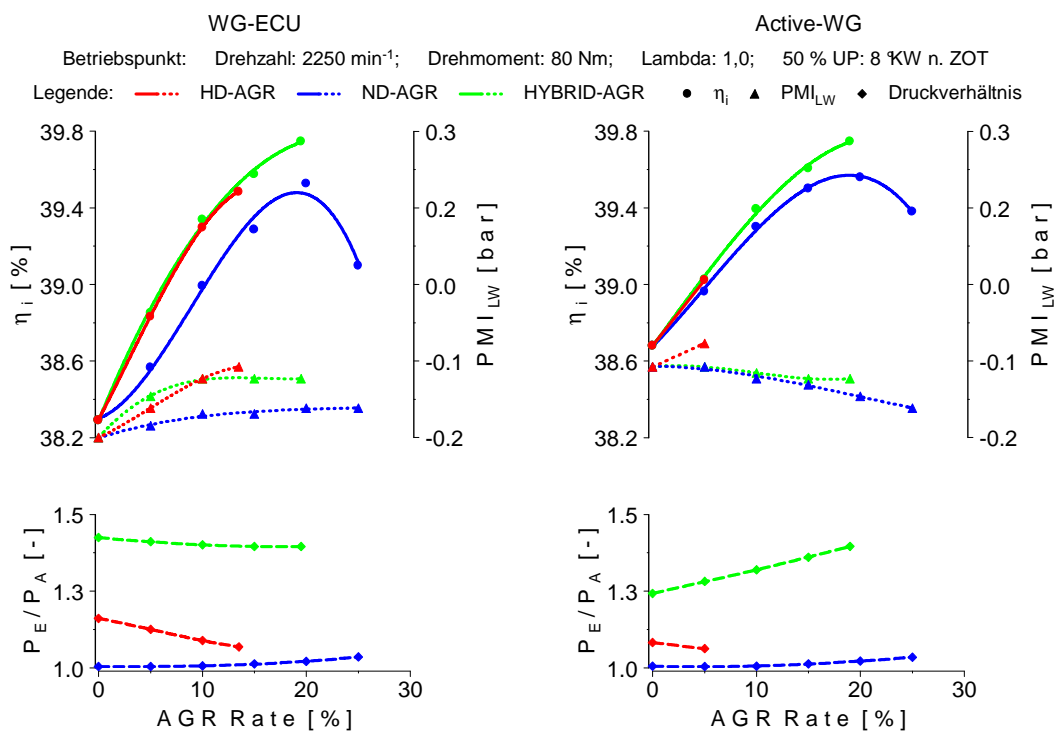


Abbildung 46: Systemspezifische Entwicklung der AGR-Rate in Abhängigkeit von der Wastegateansteuerung

Der obere Teil des Diagramms illustriert analog zu Kapitel 4.4.2 den Verlauf des inneren Motorwirkungsgrades und der Ladungswechselarbeit über der steigenden Abgasrückführrate.

Der untere Diagrammabschnitt zeigt das Druckverhältnis (P_E/P_A) zwischen der systemspezifischen Abgasentnahme und -einleitstelle. Das Luft-Kraftstoffverhältnis und die Verbrennungsschwerpunktlage wurden konstant auf 1,0 bzw. 8 Grad Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt (ZOT) gehalten.

Basierend auf den vorgestellten Wirkmechanismen ergibt sich unabhängig von der Wastegateansteuerung für das Hybrid-AGR-Systems ein rückföhratenabhängiger Anstieg des inneren Motorwirkungsgrades auf dem Niveau des Hochdruckabgasrückföhrsystems. Ebenfalls autark von der Bypasssteuerung ist die maximal erzielbare Abgasrückföhrate. Bei geschlossenem Wastegate und geringen AGR-Raten ($< 10\%$) entspricht das Verhalten der Ladungswechselarbeit der des Hochdruckabgasrückföhrsystems, während dieses sich im Bereich höherer Rückföhraten der des Niederdruckabgasrückföhrsystems annähert. Ein offenes Wastegate bedingt anfänglich eine mit dem Niederdruckabgasrückföhrsystem vergleichbare Entwicklung des Ladungswechselwirkungsgrades, indessen höhere Rückföhrbereiche durch einen optimierten Ladungswechsel charakterisiert sind.

Die herkömmliche Wastegateapplikation ermöglicht innerhalb dieses Motorbetriebspunktes eine systembedingte maximale Hochdruckabgasrückföhrate von 13,5 % (Abbildung 46, links oben, rot). Limitiert wird diese nicht durch die Laufgrenze des Motors, sondern durch das sich mit steigender Abgasrückföhrate reduzierende Spölgefälle. Ursächlich ist die Reduktion des Abgasgegendrucks bei gleichzeitigem Anstieg des Sammlerdrucks. Wird der Turbinenbypass vollständig geöffnet (Active-WG), erhöht sich der innere Motorwirkungsgrad (0 % AGR) als Folge der Entdrosselung. Das damit einhergehende niedrigere Druckverhältnis föhrt zu einer maximalen Abgasrückföhrate von fünf Prozent. Obwohl die Ladungswechselarbeit für beide Varianten ein identisches Niveau erreicht, ergeben sich Differenzen im Verlauf des Motorwirkungsgrades durch die geringere Brennraummasse und die erhöhten Wandwärmeverluste (thermischer Wirkungsgrad) unter Verwendung der Active-WG Strategie.

Die Verläufe des inneren Motorwirkungsgrades unter Verwendung des Niederdruckabgasrückföhrsystems verdeutlichen die Unabhängigkeit der maximalen Rückföhrate von der Turbinenbypasssteuerung. Ferner zeigt der anfänglich ($< 10\%$ AGR) identische Wirkungsgradverlauf aller Rückföhrsysteme, den sich aus dem kombinierten Betrieb des Niederdruckabgasrückföhrsystems mit der Active-WG Technologie ergebenden Vorteil (Abbildung 46, rechts oben, blau). Durch den gemeinsamen Betrieb des Niederdruckabgasrückföhrsystems mit der Active-WG Strategie kann der inneren Motorwirkungsgrad auf das mit der Hoch- und Hybridabgasrückföhrung erreichbare Niveau angehoben werden, wodurch sich die Wirkungsgrad-differenzen zwischen den einzelnen AGR-Systeme reduziert. Das Verhalten der Ladungswechselarbeit zeigt jedoch mit steigender Rückföhrate signifikante Unterschiede. Während sich bei geschlossenem Wastegate die Ladungswechselarbeit durch den Einsatz des Niederdruckabgasrückföhrsystems reduzieren lässt, erhöht sich selbige bei geöffnetem Wastegate. Das letztlich erreichte Gesamtniveau ist dennoch identisch.

Unter Verwendung der gezeigten Methoden bzw. Systeme ergibt sich innerhalb der parallelen Hybridtopologie die folgende wirkungsgradoptimale Betriebsstrategie des Verbrennungsmotors:

Der im unteren Teillastbereich bei geöffnetem Wastegate vorherrschende Unterdruck im Sammler (Quantitätsregelung) ermöglicht den wirkungsgradoptimalen Einsatz des Hochdruckabgasrückführsystems durch eine ausreichend hohe Rückföhrate (Spölgefälle). Zur Realisierung einer stabilen Verbrennung, höchster Motorwirkungsgrade und niedrigster Stickstoffoxidemissionen wird dieses in Kombination mit der Twinport-Technologie eingesetzt. Im mittleren bis volllastnahen Betriebsbereich findet durch das reduzierte Spölgefälle und die homogenere Verteilung des Abgases auf die einzelnen Zylinder das Niederdruckabgasrückföhrsystem Verwendung. Durch die Aufteilung der Betriebsbereiche gelingt die Nutzung der benannten Technologievorteile (Motorwirkungsgrad, Stickstoffoxidemissionen, Homogene Abgasverteilung, etc.) über einen weiten Kennfeldbereich hinweg.

4.6 Überdimensionierter Abgasturbolader

Die gezielte Überdimensionierung des Abgasturboladers ermöglicht die Reduktion des Turbinendruckverhältnisses (Abgasgegendruck) unter weitestgehender Beibehaltung der Volllastkennlinie. Alternativ kann dieses aus „Packaging“-Gesichtspunkten ebenfalls durch die Erweiterung des Turbinenhalsquerschnittes eines bestehenden Abgasturboladers erreicht werden. Besonders in der oberen Teillast, in volllastnahen Betriebsbereichen und an der Volllast selbst, wird durch die Reduktion der Ladungswechselerarbeit eine Absenkung des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches ermöglicht (Abbildung 47):

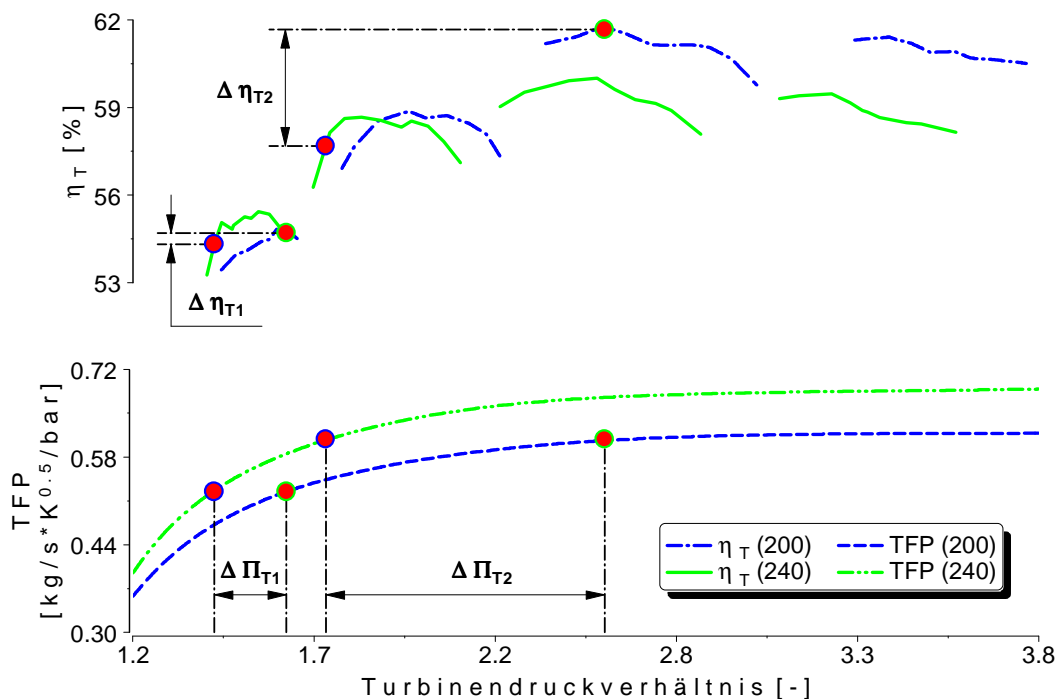


Abbildung 47: Einfluss des Turbinenhalsquerschnittes auf das Turbinendruckverhältnis

Auf Grund des mit der Drehzahl steigenden Massenstromes ist dieses Verfahren besonders im Nennleistungsbereich zielführend. Überdies resultiert aus dem geringeren Abgasgegen- druck eine Abnahme der internen Restgasmasse, die zu einer höheren Zylinderfüllung mit Frischgemisch führt und auf diese Weise einer Reduktion des Volllastdrehmomentes im „Low End Torque“ Bereich entgegenwirkt. Je nach Ausführung des Abgasturboladers kann es durch diese Vorgehensweise zu einer Abnahme des Turbinenwirkungsgrades bei hohen Druckver- hältnissen und Massendurchsätzen kommen, die allerdings durch die signifikante Absenkung des Abgasgegen- druckes in Bezug auf den Kraftstoffverbrauch überkompensiert wird. Das schlechtere Instationärverhalten des Verbrennungsmotors wird innerhalb des Hybridverbun- des durch die elektrische Maschine kompensiert (Kapitel 4.3).

Entsprechend dieser Betrachtungen wurde in Zusammenarbeit mit der Firma BorgWarner Turbo Systems eine Neuauslegung des Abgasturboladers durchgeführt. Zur Reduktion des Turbinendruckverhältnisses konnte unter Beibehaltung der Turbinengeometrie der Halsquer- schnitt von 200 mm^2 auf 240 mm^2 erweitert werden. Auf Seiten des Verdichters wurde zur Darstellung eines höheren Massenstromes das Öffnungsverhältnis von 0,70 auf 0,74 erhöht. Insbesondere in Kombination mit dem Niederdruckabgasrückführsystem, dessen volllastnaher Applikation (Massenstrom) und der für Ottomotoren hohen Abgasrückführrate (zirka 25 %) erwies sich die Anhebung des Öffnungsverhältnisses zur Gewährleistung eines ausreichenden Abstandes zur Stopfgrenze (Schallgeschwindigkeit) als sinnvoll. Des Weiteren konnte da- durch eine signifikante Steigerung des Verdichterwirkungsgrades, insbesondere in dem Be- reich parallel zur Pumpgrenze (Lage der Volllastline), erreicht werden. Das sich für das Ge- samtsystem Welle, Verdichter- und Turbinenrad ergebende Trägheitsmoment (Ansprechver- halten) ist nahezu identisch zu dem des ursprünglichen Verbundes.

4.7 Betrachtung der motorischen Kennfelder

Die Auswirkungen auf das verbrennungsmotorische Kennfeld, die sich durch die in den Kapiteln 4.3 bis 4.6 präsentierten Methoden zur Steigerung des Motorwirkungsgrades erge- ben, werden durch die folgenden drei Abbildungen präsentiert. Dabei dienen insbesondere die Entwicklung der Volllastlinie und die Isolinien des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrau- ches als Diskussionsgrundlage.

Analysiert wurde der Motorbetriebsbereich zwischen 1000 und 4000 min^{-1} , während die Last sukzessive bis zum Erreichen der für jeden Drehzahlschnitt charakteristischen Volllast gesteigert wurde (Abbildung 48). Der Betrieb des Verbrennungsmotors erfolgte dabei stö- chiometrisch und soweit es möglich war (Spitzendruckgrenze) schwerpunktoptimal. Zwischen 1000 und 2000 min^{-1} wurde das Drehmoment durch den maximal zur Verfügung stehenden Ladedruck begrenzt. Ab 1750 min^{-1} konnte die Last durch die Verschiebung des Verbren- nungsschwerpunktes in Richtung „spät“ und die damit einhergehende Erhöhung der Abgas- enthalpie zum Nachteil des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches weiter gesteigert

werden. Ab ca. 18 °KW n. ZOT wurde diese „Spätverstellung“ durch das Erreichen der Laufgrenze (Zyklenschwankungen) und nicht durch die mechanische Spitzendruckgrenze (100 bar) limitiert. Das Nennmoment von 160 Nm wurde ab einer Motordrehzahl von 2000 min^{-1} erreicht und letztlich durch die mechanische Belastungsgrenze und die hohen Zyklenschwankungen begrenzt. Dabei konnte der Verbrennungsmotor zwischen 2000 und 4000 min^{-1} bis zu einer Last von ca. 120 Nm (Spitzendruckgrenze) schwerpunktoptimal betrieben werden. Anschließend wurde das Drehmoment durch die „Spätverstellung“ des Zündzeitpunktes weiter gesteigert und der Verbrennungsmotor damit konstant an seiner mechanischen Belastungsgrenze betrieben. Ab einer Drehzahl von 4000 min^{-1} wirkte zudem die hohe Abgastemperatur von 950 °C begrenzend. Die Lage des geringsten effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches ist durch eine Drehzahl von 2000 min^{-1} und eine Last von zirka 150 Nm charakterisiert:

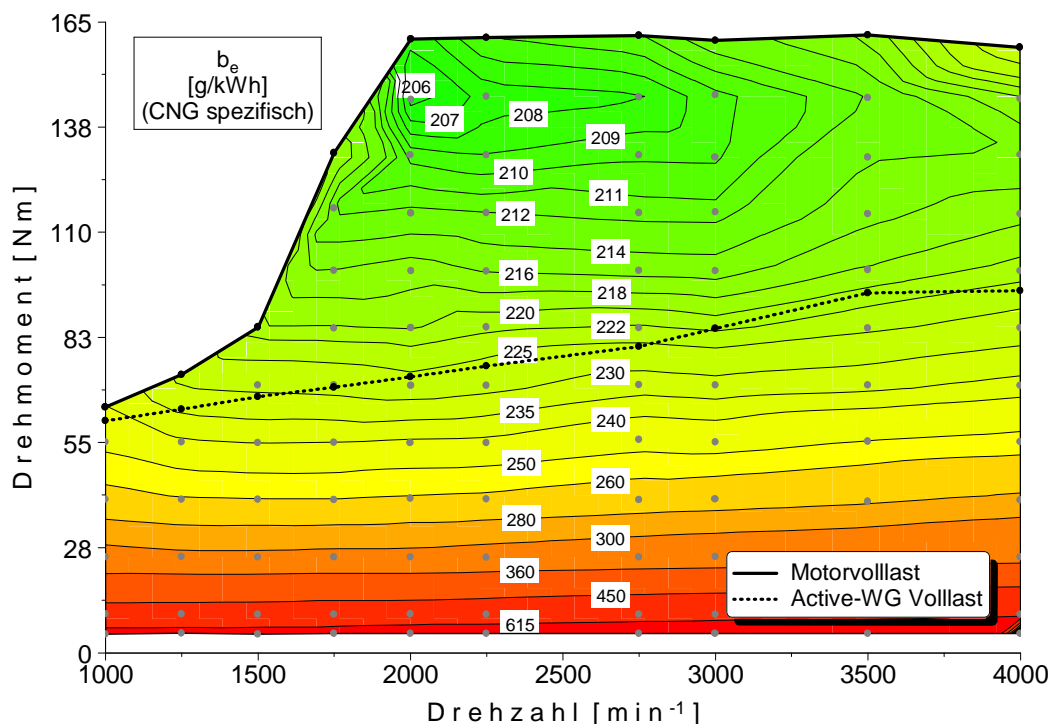


Abbildung 48: Verbrauchskennfeld: Ursprüngliche Motorapplikation

Die Analyse des Motorverhaltens unter Einsatz des überdimensionierten Abgasturboladers, resultierte im Unterschied zum ursprünglichen Motorsetup erst ab einer Motordrehzahl von 2000 min^{-1} in der Möglichkeit, den Ladedruckaufbau durch die Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes (Spätverstellung des Zündzeitpunktes) zu beeinflussen. Zudem stand das Nenndrehmoment von 160 Nm erst ab einer Motordrehzahl von 2250 min^{-1} zur Verfügung und nicht wie beim ursprünglichen Motorsetup ab 2000 min^{-1} (Abbildung 49). Dadurch ergibt sich ein im Vergleich zum ursprünglichen Motorsetup deutlich ausgeprägterer „Low-End-Torque“ Bereich, der jedoch im parallelen Hybridverbund durch den Einsatz der elektrischen Maschine kompensiert bzw. überkompensiert werden kann (Phlegmatisierung der Verbrennungskraftmaschine):

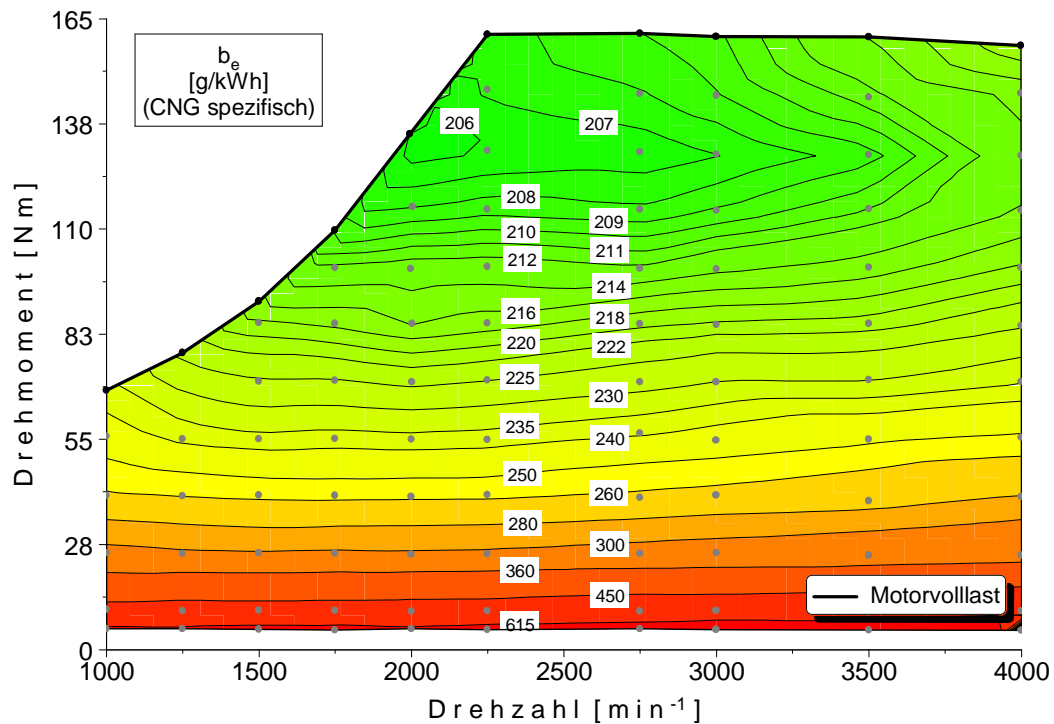


Abbildung 49: Verbrauchskennfeld: Überdimensionierter ATL

Der Vergleich der beiden Kennfelder (Abbildung 48 vs. Abbildung 49) zeigt insbesondere im oberen Teillastbereich und in volllastnahen Bereichen ein erhebliches Reduktionspotential der effektiven spezifischen Kraftstoffverbräuche. Des Weiteren verschiebt sich die Lage des Verbrauchsoptimums hin zu niedrigeren Lasten (zirka 135 Nm). Im unteren und mittleren Lastbereich wird vor allem bei hohen Drehzahlen eine deutliche Steigerung des Motorwirkungsgrades durch die Reduktion des Abgasgedruckes erzielt, während die niedrigen Drehzahlbereiche auf Grund ihres geringen Abgasmassenstroms nur unwesentlich beeinflusst werden.

Entsprechend der vorgestellten wirkungsgrad- und emissionsoptimierten Betriebsstrategie des Verbrennungsmotors (Kapitel 4.5) ergibt sich das höchste Einsparpotential und die niedrigsten Stickstoffoxidemissionen durch den kombinierten Einsatz eines überdimensionierten Abgasturboladers, der Active-WG Strategie und eines Hoch- (+ Twinport-Technologie) und Niederdruckabgasrückführsystems (Abbildung 50).

Insbesondere die durch den überdimensionierten Abgasturbolader nicht oder nur geringfügig optimierten unteren Drehzahlbereiche, werden durch die Anwendung der Abgasrückführsysteme (Hoch- (+ Twinport-Technologie) und Niederdruckabgasrückführung) hinsichtlich ihres effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches (Entdrosselung) und ihrer Stickoxidemissionen (Absenkung des Sauerstoffpartialdruckes) verbessert. Des Weiteren werden die hohen Drehzahlbereiche durch die Active-WG Strategie und ihr zum überdimensionierten Abgasturbolader analoges Wirkprinzip (Reduktion des Abgasgedruckes) bezüglich ihres effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches zusätzlich optimiert:

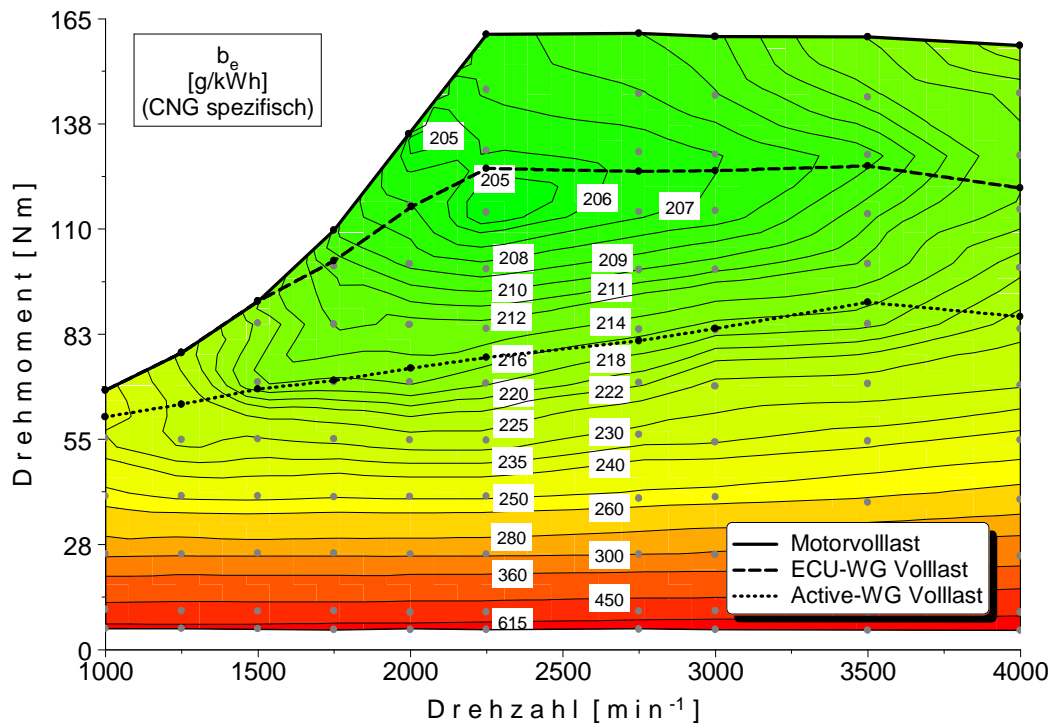


Abbildung 50: Verbrauchskennfeld: Überdimensionierter ATL + Active-WG + HD-(+TP)/ND-AGR-System

Der als Active-Wastegate gekennzeichnete „Vollastlinienverlauf“ beschreibt das bei geöffneter Drossel- und Wastegateklappe sowie unter Einsatz des überdimensionierten Abgasturboladers in Abhängigkeit von der Motordrehzahl maximal erreichbare Drehmoment. Betriebspunkte die jenseits dieser Active-Wastegate-Vollastlinie im Bereich höherer Lasten liegen, werden infolge der bereits vollständig geöffneten Drosselklappe durch das Schließen des Wastegates und den damit verbundenen Ladedruckaufbau dargestellt (Kapitel 4.3).

4.8 Abgasturboladerkennfelder: Heißgas- vs. Motorenprüfstand

Die Interaktion zwischen dem Verbrennungsmotor und dem Abgasturbolader wird durch das Verdichter- und Turbinenkennfeld definiert. Diese Kennfelder beschreiben das Verhalten der Turbomaschine anhand des reduzierten Massenstroms, dem Druckverhältnis, der reduzierten Drehzahl und dem isentropen Wirkungsgrad [37][113]. Ihre Bestimmung erfolgt üblicherweise unter exakt festgelegten Bedingungen auf einem Heißgasprüfstand, der die Analyse des Abgasturboladers innerhalb dessen gesamten Betriebsbereiches (Kapitel 2.2.3) ermöglicht [114]. Dabei wird die Turbine mit unter Druck stehendem, kaltem oder heißem Gas beaufschlagt, wodurch sie ihre Leistung an den in einem getrennten Strömungspfad arbeitenden Verdichter abgeben kann [115]. Zur Erzeugung von heißem Gas (600 °C) werden elektrische Wärmetauscher oder Druckbrennkammern, die Erdgas, Diesel- oder Ottokraftstoff verbrennen, eingesetzt [116][117][118][119][120]. Zu denen am Prüfstand messtechnisch erfassten physikalischen Größen gehören die Temperaturen und Drücke vor und nach dem Verdichter bzw. der Turbine, der verdichter- und turbinenseitige Massenstrom sowie die Drehzahl des

Abgasturboladers. Anschließend erfolgt durch diese Kennwerte die Bestimmung des Verdichter- bzw. Turbinenkennfelds durch die in Kapitel 2.2.3 präsentierten Zusammenhänge.

Im Unterschied zum Heißgasprüfstand ist der Abgasturbolader im Fahrzeug bzw. am Motorenprüfstand wechselnden Bedingungen, wie beispielsweise der betriebspunktabhängigen Abgas- und Öltemperatur, dem diskontinuierlichen Massenstrom innerhalb eines Arbeitsspiels und dem vom Fahr- bzw. Betriebszustand abhängigen Wärmetransport (Fahrtwind bzw. Lüfter) von der Turbinen- zur Verdichterseite ausgesetzt [121][122]. Aus der instationären Beaufschlagung der Turbine mit Abgas resultiert auch bei konstantem Motorbetriebspunkt ein instationäres Verhalten. Verschärft wird diese Problematik durch die reduzierte Zylinderzahl des Downsizingkonzeptes (Kapitel 3.1) sowie dessen geringes Abgaskrömmervolumen, wodurch es zu gesteigerten Druckpulsationen im Abgas kommt. Der daraus resultierende Turbinenbetrieb erfolgt bei schwankenden Druckverhältnissen aber konstanter Drehzahl [52][113][123][124]. Des Weiteren übt insbesondere bei kleinen Radialturbinen der Wärmetransport von der Turbine zum Verdichter sowohl am Heißgas- als auch am Motorenprüfstand respektive im Fahrzeuge einen signifikanten Einfluss auf die Wirkungsgradbestimmung des Abgasturboladers aus [125]. Darüber hinaus ist der Betrieb des Abgasturboladers in Kombination mit dem Verbrennungsmotor an den Betriebsbereich des Motors gebunden, wodurch weniger als die Hälfte des tatsächlichen Verdichterkennfeldes ermittelt werden kann [37][126]. Daher eignen sich die am Motorenprüfstand oder im Fahrzeug vermessenen Kennfeldbereiche ausschließlich zur Bewertung des Gesamtsystems (Verbrennungsmotor und Abgasturbolader) und nicht für eine motorunabhängige Analyse des Abgasturboladers [127].

Durch diese Einflussgrößen und die Tatsache, dass der tatsächliche Massenstrom über die Turbine auf Grund der ursprünglichen Wastegateauslegung (Kapitel 4.3) nicht eindeutig bestimmbar ist, wurde nur das verbrennungsmotorisch ermittelte Verdichterkennfeld berechnet (Kapitel 2.2.3) und dem des am Heißgasprüfstand vermessenen Kennfeldes gegenübergestellt.

4.8.1 Verdichterkennfeldvergleich

Bei der Bestimmung des Verdichterkennfeldes wird davon ausgegangen, dass in jedem Betriebspunkt ein adiabater Zustand in der Strömungsmaschine vorherrscht, der in der Realität allerdings erst ab einer Abgasturboladerdrehzahl von ca. 80000 min^{-1} vorliegt. Betriebspunkte, deren Drehzahlen unterhalb dieser Schwelle von 40 - 50 % der Nennzahl liegen, werden durch den Wärmestrom von der Turbinen- zur Verdichterseite beeinflusst. In Folge dessen ist die Temperaturerhöhung des Verdichtermassenstroms nicht mehr ausschließlich auf den Verdichtungsprozess zurückzuführen [109][128]. Da jener in Bezug auf die Massenströme, die Drücke und die Temperaturen vor und nach dem Verdichter deutlich weniger dynamisch als der des Turbinenprozesses ist, erfolgte die Berechnung der spezifischer Verdichtergrößen anhand der am Motorenprüfstand vor, nach und am Verdichter integral gemessenen Kennwerte (Abbildung 51):

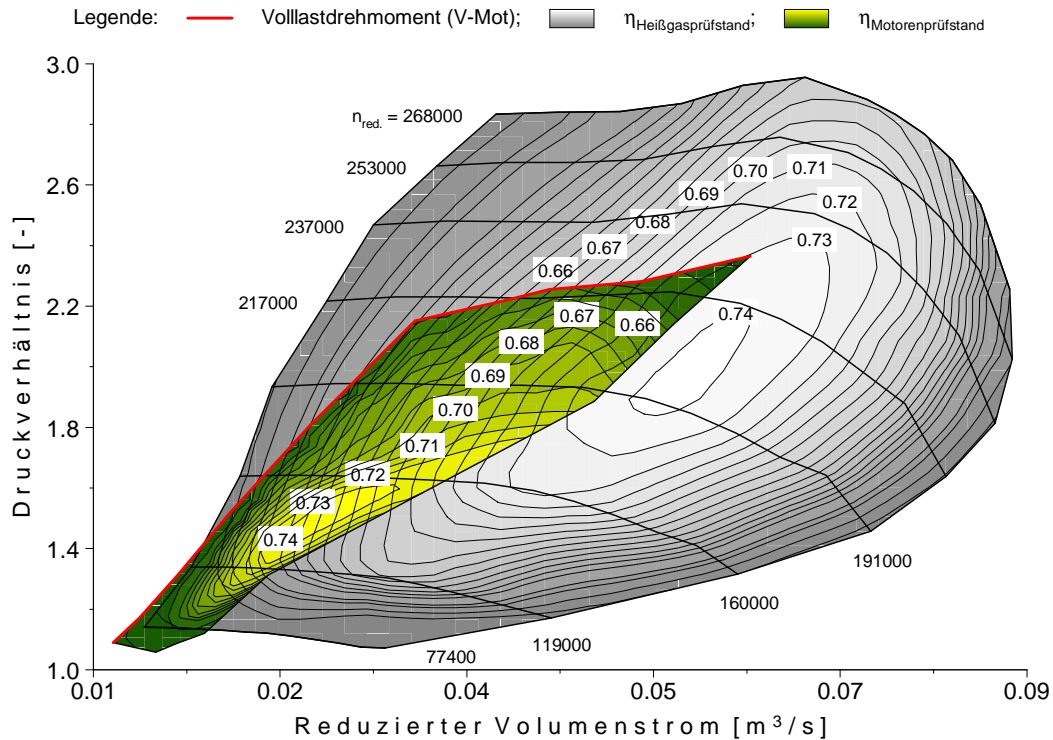


Abbildung 51: Verdichterkennfelder (Typ: 1574CBK): Motor- vs. Heißgasprüfstand

Der Betrieb des Verbrennungsmotors erfolgte dabei unter den in Kapitel 4.7 genannten Bedingungen ($\lambda = 1$; UP: lastabhängig; Externe-AGR: 0 %).

Das sich aus dem Betrieb des Abgasturboladers in Kombination mit dem Verbrennungsmotor ergebende Kennfeld zeigt eine deutliche Verschiebung des Wirkungsgradmaximums zu reduzierten Volumenströmen und kleineren Druckverhältnissen, während der letztlich erreichte maximale isentrope Verdichterwirkungsgrad jedoch identisch ist. Darüber hinaus illustriert der Verlauf der isolinienbasierten Effizienzkennlinien signifikante Unterschiede hinsichtlich seiner Gradienten. Es wird ebenfalls deutlich, dass die durch geringfügige Volumenströme und kleine Druckverhältnisse gekennzeichneten Kennfeldbereiche, die am Heißgasprüfstand nur bedingt vermessen werden können (Kapitel 4.8), eine nicht zu vernachlässigende Relevanz für die Abbildung des motorischen Betriebsverhaltens darstellen. Zudem kommt es innerhalb dieser Bereiche bei Betrachtung des am Heißgasprüfstand vermessenen Verdichterkennfeldes zu einem scheinbaren Betrieb der Strömungsmaschine im instabilen Bereich (links der Pumpgrenze), der im Prüfstandsbetrieb nicht beobachtet werden konnte. Zurückzuführen ist dieses auf das dem Verdichter nachgeschaltete Volumen des motorischen Frischluftpfades, das von dem Prüfstandsaufbau des Heißgasmassenprüfstandes abweicht und einen maßgeblichen Einfluss auf die Lage der Pumpgrenze ausübt (Kapitel 2.2.3). Der stationär ermittelte Volllastlinienverlauf des Verbrennungsmotors entspricht weitestgehend der gewünschten Lage innerhalb des am Heißgasprüfstand vermessenen Verdichterkennfeldes und kommt somit im Bereich hoher Motordrehzahlen und -lasten im Optimum des am Heißgasprüfstand vermessenen Kennfeldes zu liegen.

4.9 Optimierter Start/Stopp Vorgang des Verbrennungsmotors

Neben der kennfeldweiten Reduktion des verbrennungsmotorischen Kraftstoffverbrauches entsteht im Hybridverbund weiteres Einsparpotential durch die Modifikation des Start/Stopp-Betriebes. Die Implementierung einer „Momentenschnittstelle“ in die Motorsteuerung erlaubt die Vorgabe eines Drehmomentes durch den Hybridkoordinator, wodurch die Applikation einer hinsichtlich des Wiederstarts komfort-, emissions- und kraftstoffoptimierte Prozedur realisierbar ist. Hierbei erfolgt innerhalb von 400 ms die Anhebung der Motordrehzahl auf 1000 min^{-1} , während die steuergeräteseitige Einblasfreigabe ab 990 min^{-1} erteilt wird.

Die Hybridisierung des ursprünglichen Antriebsstranglayouts und die damit einhergehende Anhebung der Resonanzfrequenz bedingt eine Leerlaufdrehzahl von 1000 min^{-1} . Im Vergleich zum Anlasserstart, dessen Injektoransteuerung ab zirka 250 min^{-1} erfolgt, liegen beim Hybridstart zum Zeitpunkt der Einblasung ein reduziertes Sammlerdruckniveau und eine verbesserte Gemischaufbereitung vor. Die sich bezüglich des Verbrennungswirkungsgrades und der Kohlenwasserstoffemissionen ergebenden Vorteile werden durch die Ausspülung der im Brennraum verbliebenen Restgasmasse und die Anhebung der drehzahlabhängigen Drallintensität erzielt [129]. Des Weiteren reduziert sich dadurch das Risiko, dass es im Falle eines Wiederstarts unter Luftüberschuss zu einer Entzündung unverbrannter Kohlenwasserstoffe im heißen Katalysator kommt. Während die für den Wiederstart aufzuwendende Energie beim herkömmlichen Startvorgang elektrisch und chemisch aufgebracht wird, fordert der Hybridstart ausschließlich den Einsatz elektrischer Energie (Abbildung 52):

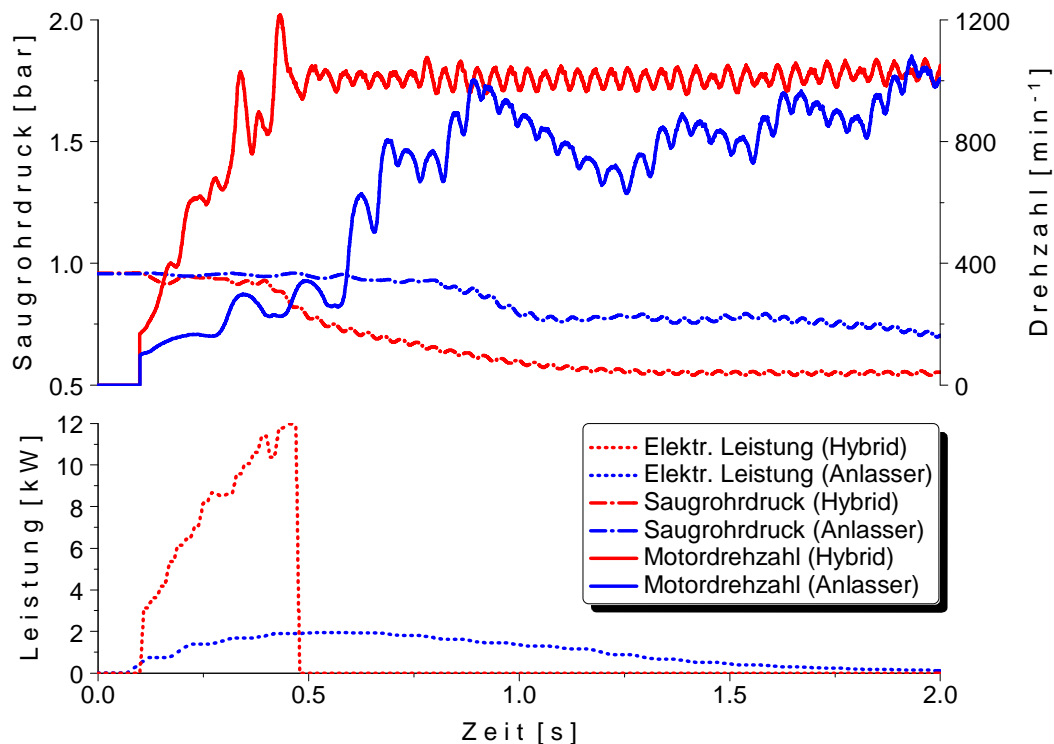


Abbildung 52: Anlasser- vs. Hybridstart

Die Bilanzierung der beiden Startvorgänge ergibt eine aufzuwendende Gesamtenergie von 7026 J für den Anlasserstart, wobei 30 % elektrisch und 70 % chemisch erbracht werden. Die messtechnische Bestimmung der elektrisch aufgewendeten Arbeit erfolgte durch die Messung des Strom- und Spannungsverlaufes (Kapitel 3.2.5) am Anlasser und anschließender Selektion eines repräsentativen Mittelwertes aus sechs Startvorgängen. Die eingesetzte Kraftstoffenergie wurde unter der Annahme einer stöchiometrischen Gemischbildung auf der Basis der indizierten Einlassdruckverläufe zum Zeitpunkt „Einlass schließt“ zylinderindividuell bestimmt und bis zum erstmaligen Erreichen der Leerlaufdrehzahl aufsummiert. Die für den Hybridstart charakteristische Energie von 3295 J wurde aus dem gemessenen Drehzahl- und Drehmomentverlauf unter Berücksichtigung des betriebspunktabhängigen Wirkungsgrades der elektrischen Maschine und der Leistungselektronik sowie die in der Batterie entstehenden Verluste ermittelt. Da letztere von der Temperatur der Batterie und ihrem Ladezustand abhängen, wurde der Energiebedarf für den Hybridstart für eine Temperatur von 293 K und die SoC-Werte 50, 62,5 und 75 % bestimmt und anschließend gemittelt. Insgesamt ergibt sich dadurch ein Vorteil von 53 % zu Gunsten des Hybridstarts.

Neben den energetischen und emissionsrelevanten Vorteilen zeichnet sich der Hybridstart durch einen höheren Drehzahlgradienten, einen zeitlich reproduzierbareren Startvorgang sowie durch eine verbesserte Laufkultur aus. Letztere resultiert aus dem im Vergleich zum herkömmlichen Startvorgang zügigeren Durchlaufen der Resonanzfrequenz, dem Einsetzen der Befeuerung bei einem erhöhten Drehzahlniveau und folglich reduzierter Drehungleichförmigkeit sowie der konzeptbedingten Zunahme des Trägheitsmomentes um 80 %, durch die bei geschlossener Kupplung K1 mit dem Verbrennungsmotor verbundenen elektrischen Maschine (Kapitel 2.5.2.2).

4.10 Elektrisch beheizter Katalysator

Basierend auf der für die Längsdynamiksimulation des parallelen Hybriden verwendeten Betriebsstrategie und der daraus resultierenden Drehzahl-Drehmoment-Kollektive (Kapitel 5) entstand die Fragestellung, ob die Möglichkeit besteht einen Kaltstart des Verbrennungsmotors unter Last durchzuführen ohne die dabei gültigen Emissionsgrenzwerte (Kapitel 2.3.1.1) zu verletzen. Um dieses zu erreichen wurde der herkömmliche Dreiwegekatalysator durch einen elektrisch beheizten Dreiwegekatalysator substituiert, dessen spezifischer Aufbau Kapitel 3.1.3 entnommen werden kann.

Die Entwicklung des elektrisch beheizten Katalysators ist auf die Einführung der amerikanischen ULEV-Gesetzgebung (Kapitel 2.3.1.2) zurückzuführen, deren drastische Senkung der Kohlenwasserstoffgrenzwerte ausschließlich durch eine deutliche Verkürzung der Light-Off-Phase realisiert werden konnte. Daher entwickelte die Firma Emitec zusammen mit einem Arbeitskreis der deutschen Automobilindustrie den elektrisch beheizten Katalysator Emicat. In Serie wurde dieses System zuerst beim Alpina B12 und anschließend im BMW 750i einge-

setzt. Auf Grund der hohen Kosten für dieses System und dessen anfänglich aufwendigen Prinzips wurden diese Einheiten allerdings durch motorische Katheizmaßnahmen und die motornahe Applikation des Dreiwegekatalysators verdrängt. Durch die in Hybridfahrzeugen üblicherweise verbauten Traktionsbatterien (Kapitel 5.1.6), die über ein hohes Spannungsniveau verfügen (geringe elektrische Verluste), erleben diese Systeme derzeit eine Renaissance [99].

Der Vorteil dieses elektrisch beheizten Katalysators besteht in dessen abgasseitigen Energieeinbringung an der Stelle (Katalysatoreintritt), an der sie unmittelbar benötigt wird. Innermotorische Maßnahmen, wie beispielsweise die bei Ottomotoren typische Verschiebung des Zündwinkels in Richtung des oberen Totpunktes, führen zwar ebenfalls zur Anhebung der Abgastemperatur (Kapitel 4.1), sind aber mit Energieverlusten verbunden, die innerhalb der nachgeschalteten Motorkomponenten (Auslassventile, Abgaskrümmen, Abgasturbolader und Rohrleitungen) entstehen. Daher ermöglicht der Einsatz des Emicat den wirkungsgrad- bzw. schwerpunktoptimalen Betrieb der Verbrennungskraftmaschine bei gleichzeitig signifikanter Verbesserung des Light-Off-Verhaltens. Je nach Hybridkonzept (P1), Hybridisierungsgrad und Dimensionierung der Batterie kann die innerhalb von Verzögerungsphasen rekuperierbare Energie das Aufnahmevermögen des Akkumulators übersteigen, so dass die Überschussleistung zur Beheizung des Katalysators in den Schubphasen des Verbrennungsmotors verwendet werden kann [99].

4.10.1 Dimensionierung der elektrischen Heizleistung

Die Dimensionierung (Heizleistung, Durchmesser und Zelldichte) des Emicat (Kapitel 3.1.3) erfolgte als Kompromiss zwischen der mit steigender Querschnittsfläche proportional ansteigenden Aufheizdauer der Heizscheibe und der damit einhergehenden wirkungsgradgünstigen Reduktion des Abgasgedruckes [130]. Die Berechnung der heizleistungsabhängigen Temperaturerhöhung des Abgases am Katalysatoreintritt erfolgte unter Beachtung des betriebspunktabhängigen Abgasmassenstromes sowie der temperatur- und kraftstoffspezifischen Wärmekapazität [131]:

$$\Delta T = \frac{P_{HL}}{\dot{m}_{Abgas} \cdot c_{p,Rauchgas}} \quad (1.15)$$

Die Visualisierung dieses Zusammenhangs (Abbildung 53) verdeutlicht die realisierbare Anhebung der Katalysatoreintrittstemperatur (T_{4vKat}) in Abhängigkeit von der Last- und Drehzahl des Verbrennungsmotors. Auf Grund des geringen Massenstromes sind insbesondere die Betriebsbereiche, die durch geringe Drehzahlen und Lasten gekennzeichnet sind, besonders gut geeignet die Abgastemperatur durch das elektrische Heizelement zu erhöhen. Die Analyse der fahrzeug- und fahrzyklusspezifischen Motorbetriebspunkte (Kapitel 5.2.2) und die im Vergleich zu benzinbetriebenen Ottomotoren um 120 °C höhere Light-Off-Temperatur (Kapitel 4.10.2) bedingten eine notwendige Heizleistung von $P_{HL} = 2,2 \text{ kW}$:

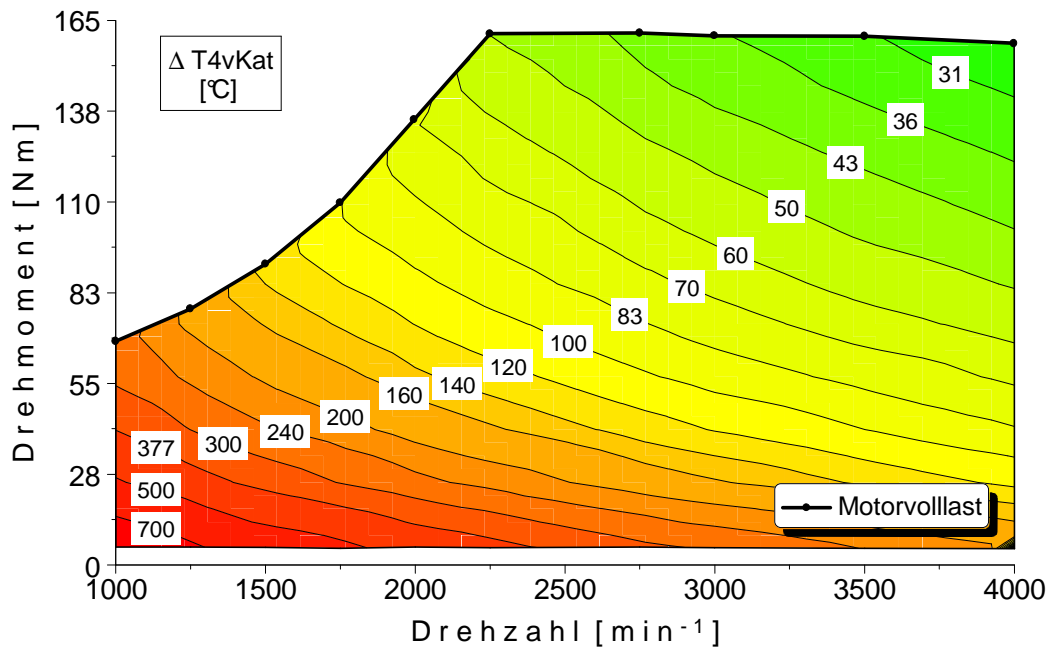


Abbildung 53: Anhebung der Katalysatoreintrittstemperatur (Heizleistung: 2,2 kW)

Durch die höhere Spannung der Traktionsbatterie und die damit verbundenen Reduktion der elektrischen Ströme entsteht im Vergleich zum konventionellen Fahrzeug (12 V) eine deutlich geringere Verlustleistung innerhalb der Batterie (Kapitel 5.1.6).

4.10.2 Light-Off Temperatur des Katalysatorsystems

Die Detektion der kraftstoff-, katalysator- und beschichtungsspezifischen Light-Off-Temperatur (Katalysator) wurde durch eine quasistationäre Steigerung der Motorlast innerhalb von 15 Minuten von fünf auf 80 Nm bei konstanter Motordrehzahl (1750 min⁻¹) unter Erfassung der relevanten Temperatur- und Emissionsverläufe (vor/nach Katalysator) durchgeführt (Abbildung 54). Vor Versuchsbeginn wurde die Motorkühlwassertemperatur auf 85 °C konditioniert, während die Temperatur der Abgasanlage der Umgebung entsprach. Der Betrieb des Motors erfolgte während der gesamten Analyse stöchiometrisch.

Die Light-Off-Temperatur wurde als diejenige Temperatur definiert, bei der eine fünfzigprozentige Konvertierung der Kohlenwasserstoffrohmissionen erfolgt. Als Bezugstemperatur wurde das zwischen Stütz- und Hauptkatalysator applizierte Thermoelement (Katalysatortemperatur) gewählt (Kapitel 3.1.3), dass zum Zeitpunkt des Light-Offs eine Abgastemperatur von 405 °C aufzeigte. Damit liegt der Konvertierungsbeginn auf Grund der hohen molekularen Bindungskräfte von Methan um zirka 120 K über dem von Benzin [132]. Nach Überschreiten dieser Grenztemperatur trägt die durch den Konvertierungsvorgang entstehende Exothermie zur weiteren Erwärmung des Katalysatorsystems bei, bis die Umsatzrate nahezu 100 % erreicht [133]. Die sukzessive Reduktion der Last (80 -> 5 Nm) ergab unter Beachtung der Umgebungsbedingungen eine durch die thermische Trägheit des Katalysatorsystems bedingte Light-Off-Temperatur von 334 °C:

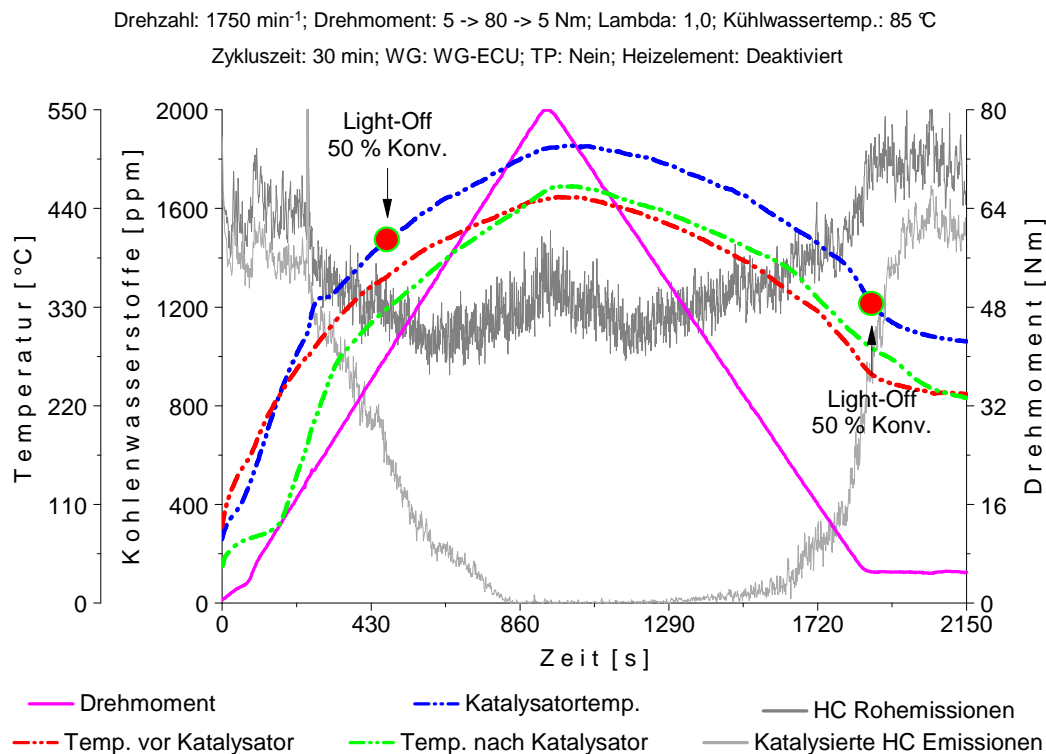


Abbildung 54: Light-Off Bestimmung des Katalysatorsystems

Verifiziert wurden diese Ergebnisse durch einen analogen Versuch bei dem die Drehzahl 2000 min⁻¹ betrug und die Last in 15 Minuten von fünf auf 100 Nm gesteigert wurde.

4.10.3 Elektrisch beheizter vs. unbeheizter Katalysator

Basierend auf den durch die Light-Off-Bestimmung gewonnen Erkenntnissen wurde eine prüfstandsseitige Regelung zur Aktivierung und Deaktivierung des elektrisch beheizten Katalysators in Abhängigkeit der Konvertierungstemperatur generiert. Die Bereitstellung der elektrischen Energie und die Messung der Strom- und Spannungsverläufe erfolgte analog zu den Start/Stop-Untersuchungen über einen in die Prüfstandsinfrastruktur integrierten Batteriesimulator (Kapitel 3.2.5).

Aus den Resultaten der Hybridlängsdynamiksimulation (Kapitel 5.2) wurde ein Last-Drehzahl-Kollektiv abgeleitet, dass den Verbrennungsmotor entsprechend dem Hybridstart beschleunigte und anschließend innerhalb einer Sekunde auf ein Drehzahlniveau von 2250 min⁻¹ anhub. Nach Abschluss des Startvorganges erfolgte simultan zur Drehzahlentwicklung (1000 bis 2250 min⁻¹) der Aufbau der geforderten Last von 100 Nm. Zur Bestimmung der katalytischen Effektivität wurde dieses Verfahren mit aktiviertem und deaktiviertem Heizelement für diverse Stillstandszeiten des Verbrennungsmotors nach Abschluss eines Zyklusses durchgeführt. Die exemplarische Illustration der Leistungs-, Temperatur- und Emissionsverläufe für eine Motorstillstandszeit von 7,5 Minuten erfolgt durch die Abbildung 55. Des Weiteren wird die für unterschiedliche Abstellzeiten notwendige elektrische Ladung bei Einsatz des beheizten Katalysators bzw. der resultierende zeitliche Vorteil durch das zügigere Errei-

chen der Light-Off-Temperatur aufgezeigt (Abbildung 55, unten). Der höchste zeitliche Vorteil ergibt sich für eine Motorstillstandszeit von fünf bis zehn Minuten. Kürzere Dauern führen zu einer Verringerung des positiven Effektes auf Grund der sich verkürzenden Abkühlphase von Verbrennungsmotor und Abgassystem. Standzeiten bis zu 30 Minuten resultieren in einer stetigen Abnahme des Zeitvorteils, während die Periode zwischen 30 und 60 Minuten durch einen erneuten Anstieg charakterisiert ist:

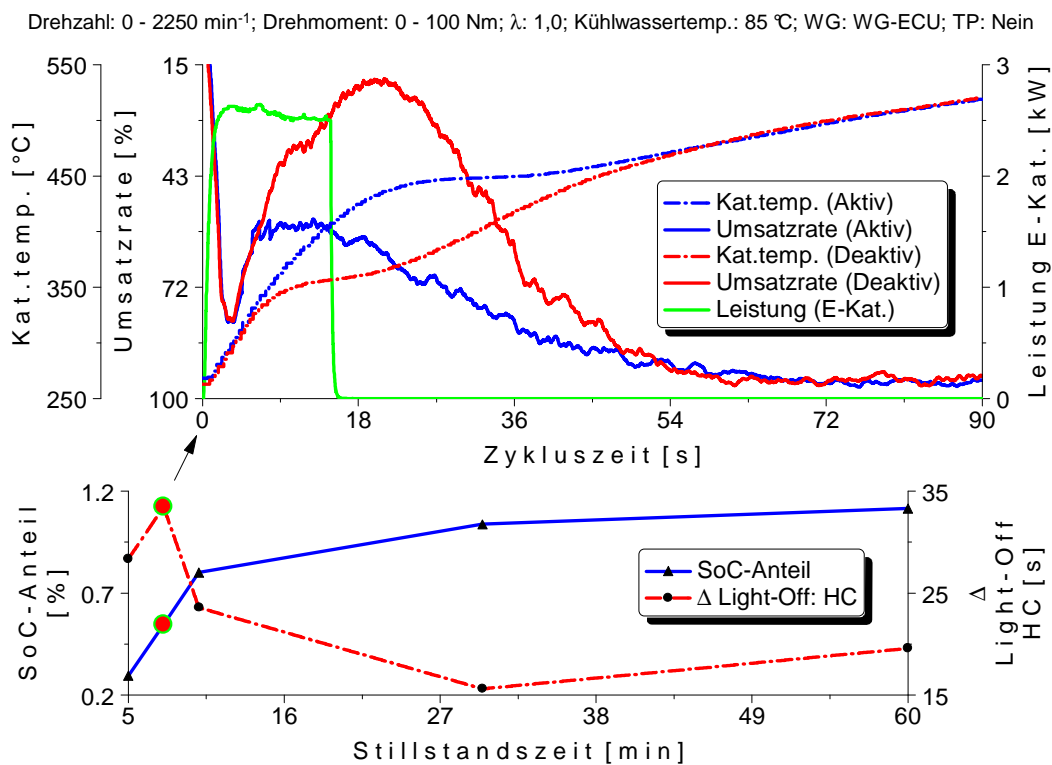


Abbildung 55: Light-Off: Elektrisch beheizter Katalysator vs. unbeheizter Katalysator

Die der Batterie entnommene Ladungsmenge bzw. deren prozentualer Anteil am Ladezustand (SoC) steigt mit der Abstellzeit und bewegt sich zwischen 0,02 und 0,08 Ah bzw. 0,3 und 1,1 %. Neben den mit betriebswarmen Verbrennungsmotor und heißer Abgasanlage durchgeführten Versuchen zeigten analog ausgeführte Kaltstartversuche ein um elf Sekunden früheres Erreichen des Light-Offs, bei Einsatz einer elektrischen Ladung von 0,07 Ah bzw. eines SoC-Anteils von 1,0 %.

5 Längsdynamiksimulation des Fahrzeugprototypen

Generell wird die Fahrzeuglängsdynamiksimulation in die zwei grundlegenden Modellierungsmethoden „quasistatisch“ und „dynamisch“ unterschieden. Unter erstgenanntem wird ein rückwärtsgewandter Ansatz verstanden, der von einem gegebenen Fahrzyklus ausgehend unter Berücksichtigung der entsprechenden Übersetzungsverhältnisse auf die entsprechenden Aggregatzustände schließt. Letzterer stellt eine vorwärtsgerichtete Modellierungsart dar, die anhand des Fahrerwunschs - also dessen Momentenvorgabe bzw. Gaspedalstellung - die Geschwindigkeit des Vehikels errechnet [134][135].

Quasistatische Modelle entnehmen dem Fahrzyklus die zeitschrittaktuellen Geschwindigkeits-, Höhen- und Ganginformationen und kalkulieren unter Berücksichtigung des Luft-, Roll- und Steigungswiderstandes das am Rad angreifende Drehmoment und dessen Drehzahl. Diese werden durch die nachfolgenden Kennungswandler (Differential, Getriebe, etc.) transformiert und erlauben dadurch Rückschlüsse auf den Betriebspunkt des bzw. der Antriebsaggregate. Auf diese Weise lässt sich anhand spezifischer Verbrauchskennfelder der Kraftstoffverbrauch für den zugrundeliegenden Fahrzyklus ermitteln. Der Vorteil dieses Verfahrens liegt in dem geringen Abstraktionsgrad und den folglich geringen Simulationsaufbau und -rechenzeiten. Nachteilig ist die ausschließlich statische Betrachtung der Antriebsstrangkomponenten wodurch zum Beispiel unzulässige Drehzahl- und/oder Drehmomentsprünge entstehen können, die in der Realität nicht darstellbar sind [91].

Dynamische Modelle bilden die physikalischen Eigenschaften (Trägheitsmoment, Resonanzfrequenz, etc.) der im Antriebsstrang enthaltenen Komponenten detailliert ab und beschreiben diesen mittels einer Differentialgleichung, deren Lösung im letzten Glied des Antriebsstranges erfolgt. Ein Nachteil dieser Modelle besteht in deren aufwendigen Modellierung in Folge der hohen Detailgenauigkeit. Des Weiteren ist die Erstellung eines Fahrermodells (PID-Regler) notwendig, das die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen der Sollgeschwindigkeit des Fahrzyklus und der des Fahrzeuges reguliert. Der entscheidende Vorteil besteht in dem realitätsgerechten Verhalten der einzelnen Antriebsstrangkomponenten und der sich daraus ergebenden Möglichkeit diese in einem frühen Entwicklungsstadium hinsichtlich ihres Einsatzes in einem Fahrzeug bewerten zu können. Ferner lassen sich durch eine entsprechende Parametrierung des Fahrermodells unterschiedliche Verhaltensweisen des Fahrers (passiv, aggressiv, etc.) abbilden und hinsichtlich des Kraftstoffverbrauches bewerten [91].

Um das entstehende Potential und die am Prüfstand durchgeführten Motoroptimierungen evaluieren zu können, wurde mit Hilfe der Softwarepakete GT-Drive und Matlab/Simulink ein dynamisches Modell zur Simulation der Fahrzeuglängsdynamik kreiert. Dieses ermöglicht die fahrzyklusabhängige Verbrauchsbestimmung unterschiedlicher Antriebsstrang- und Motorkonfigurationen eines hybridisierten und eines konventionellen Antriebsstranges. Darüber hinaus kann die Interaktion der einzelnen Komponenten im Triebstrang analysiert und deren Verluste bestimmt und quantifiziert werden.

5.1 Modellbildung und -annahmen

Die Kennwerte, -linien und -felder des Längsdynamikmodells wurden durch die Projektpartner zur Verfügung gestellt bzw. anhand von Prüfstandsversuchen und Literaturrecherchen ermittelt.

5.1.1 Betriebsstrategie

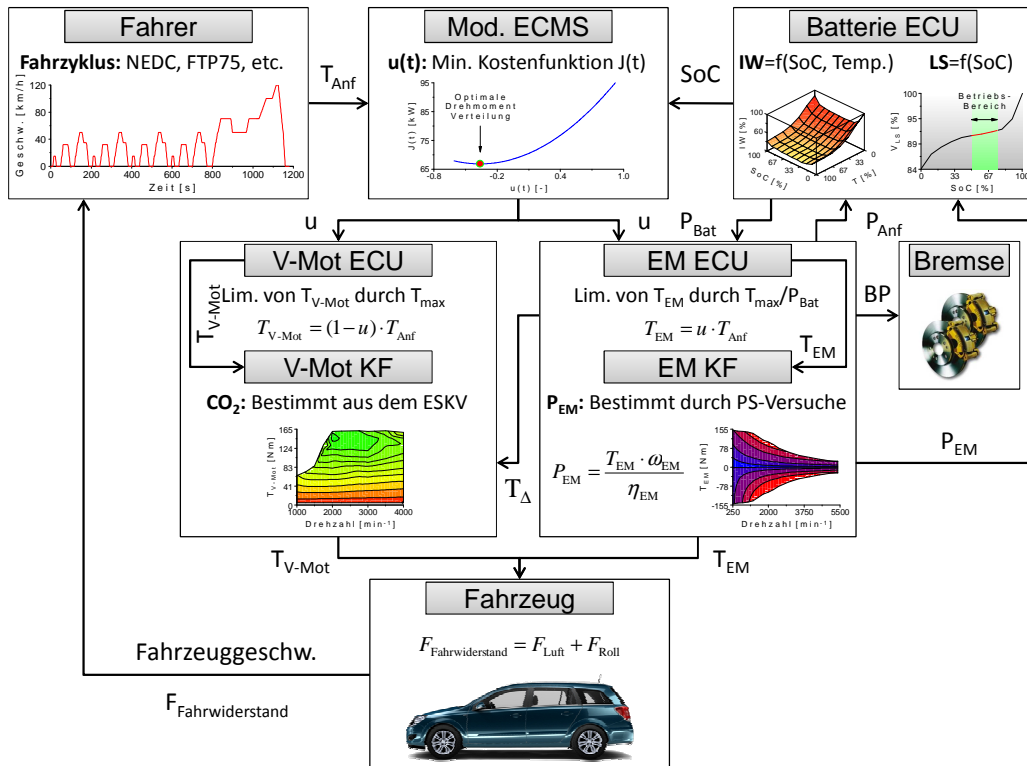


Abbildung 56: Schematischer Aufbau des Fahrzeuglängsdynamikmodells

Die zur Steuerung des Hybridfahrzeuges verwendete Kontrollstrategie basiert auf der in Kapitel 2.5.6 präsentierte „Equivalent Consumption Minimization Strategy“. Umgesetzt wurde diese in Matlab/Simulink auf Grund der dort verfügbaren analytischen Funktionsvielfalt. Die Kopplung mit dem in GT-Drive modellierten Fahrzeugmodell, inklusiver aller hybridspezifischen Komponenten, wird über einen Funktionsblock innerhalb von Matlab/Simulink realisiert.

Detektiert der „Fahrer“ (Abbildung 56) eine Differenz zwischen aktueller und der durch den Fahrzyklus geforderten Fahrzeuggeschwindigkeit, wird ein positives bzw. negatives Moment zum Ausgleich dieser Differenz bestimmt. Dieses, durch die parallele Hybridisierung vom Fahrzyklus entkoppelte Drehmoment, wird anhand der jeweils aktuell vorliegenden Randbedingungen (z. B. SoC der Batterie) energetisch optimal auf den Verbrennungsmotor und/oder die elektrische Maschine verteilt.

Entgegen der in [94] und [95] vorgestellten ECMS Strategie erfolgt die Berechnung des Wahrscheinlichkeitsfaktors in Abhängigkeit vom Ladezustand der Batterie. Dadurch wird die Betriebsstrategie von der für die ursprüngliche Version dieser Kontrollstrategie erforderlichen Streckenkenntnis entkoppelt (Kapitel 2.5.6) und eignet sich somit für den fahrzeugseitigen Einsatz:

$$p(\text{SoC}) = \frac{\text{SoC}_{\text{aktuell}} - \text{SoC}_{u\text{Grenzwert}}}{\text{SoC}_{o\text{Grenzwert}} - \text{SoC}_{u\text{Grenzwert}}} \quad (1.16)$$

Um die Lebensdauer (Zyklusfestigkeit) der Nickel-Metallhydrid-Batterie zu erhöhen ist ihr nutzbarer SoC-Bereich auf 50 bis 75 % beschränkt. Innerhalb dieser Grenzen erfolgt eine lineare Gewichtung des Batterieladezustandes, der mit steigendem SoC den elektrischen Betriebsmodus und mit sinkendem den hybridisierten favorisiert. Limitiert wird dieser gültige Bereich durch einen starken parabelförmigen Abfall (50 %) bzw. Anstieg (75 %) dieser Wahrscheinlichkeitsfunktion (Abbildung 57):

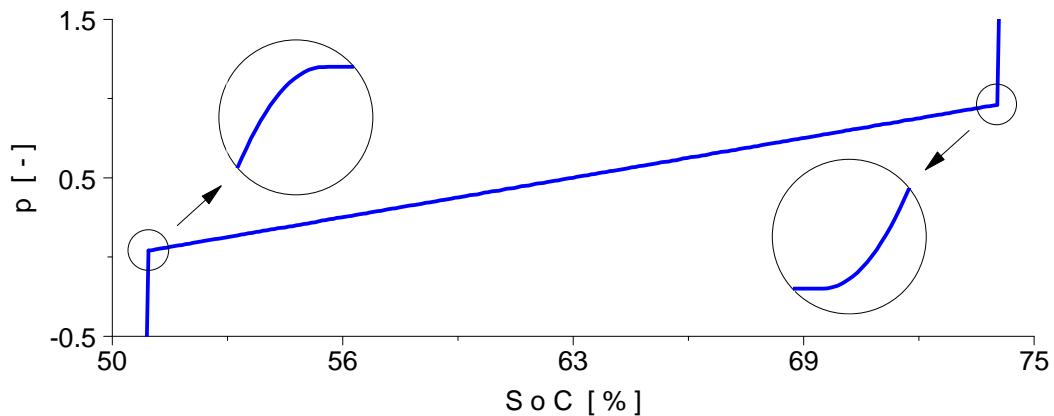


Abbildung 57: Modifizierter Wahrscheinlichkeitsfaktor

Um häufige Wechsel zwischen den hybridspezifischen Betriebsmodi und damit das permanente Aktivieren bzw. Deaktivieren der verschiedenen Antriebsaggregate zu unterbinden, muss der Kontrollalgorithmus der Betriebsstrategie mindestens für eine halbe Sekunde den Hybrid-Modus ($u < 1$) oder das elektrische Fahren bevorzugen ($u = 1$). Realisiert wird dieses über einen Vektor, der die Kontrollvariable beinhaltet und dessen Länge von der Simulationsschrittweite sowie der mindestens einzuhaltenden Modenzeit (0,5 s) abhängt. Damit die weitestgehende Unabhängigkeit der Betriebsstrategie (Bestimmung von $S_{\text{laden/entladen}}$) vom Fahrzyklus gewährleistet bleibt, erfolgt die Betrachtung der vergangenen 0,5 Sekunden (zeitverzögerte Antriebsentscheidung). Eine Veränderung des Betriebsmodus erfolgt demnach nur, wenn alle Werte dieses Vektors entweder kleiner eins (Hybrid-Modus bzw. elektrische Unterstützung des Verbrennungsmotors) bzw. gleich eins (elektrisches Fahren) sind.

5.1.2 Fahrer

Die zum Ausgleich der aktuellen Differenzgeschwindigkeit zwischen Fahrzeug und Fahrzyklus benötigte positive bzw. negative Zugkraft errechnet sich unter Berücksichtigung der Roll- und Luftreibung sowie der translatorischen und rotatorischen Trägheitsmomente. Um die Berechnung der beiden erstgenannten Kräfte zu vereinfachen, wird der Schlupf des Reifens vernachlässigt und die äußeren Bedingungen (Luftdruck, Lufttemperatur) konstant gehalten:

$$F_{Roll}(t) = (\alpha_0 + \alpha_1 \cdot v_{Fzg}(t) + \alpha_2 \cdot v_{Fzg}^2(t)) \cdot m_{Fzg,ges} \cdot g \cdot \cos\varphi(t) \quad (1.17)$$

$$F_{Luft}(t) = \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot c_w \cdot A_{Stirnfläche} \cdot v_{Fzg}^2(t) \quad (1.18)$$

Die aus den Trägheitskräften und -momenten der einzelnen Komponenten resultierenden Fahrwiderstände ergeben sich in Abhängigkeit der momentanen Beschleunigung bzw. Verzögerung zu:

$$F_{Trans}(t) = m_{Fzg,ges} \cdot a_{Fzg}(t) = m_{Fzg,ges} \cdot \frac{\Delta v(t)}{t_{Komp}} \quad (1.19)$$

$$F_{Rot}(t) = \frac{J_{red,Rad}(t) \cdot \ddot{\varphi}(t)}{r_{dyn}(t)} = \frac{J_{red,Rad}(t) \cdot \Delta v(t)}{t_{Komp} \cdot r_{dyn}^2(t)} \quad (1.20)$$

Die jeweilige Beschleunigung resultiert aus der aktuellen Geschwindigkeitsdifferenz und dem zum Ausgleich dieser Diskrepanz zur Verfügung stehenden Zeitintervall (hier: $t_{Komp} = 0,1$ s). Zur Vereinfachung dieser Berechnung wird ein „Ersatzträgheitsmoment“ des gesamten Antriebsstranges gebildet, indem die einzelnen komponentenspezifischen Trägheiten addiert werden, nachdem diese durch die entsprechenden Übersetzungsverhältnisse auf die Winkelgeschwindigkeit des Rades bezogen wurden. Je nach Antriebsstrangkonfiguration (P2-Hybrid), hängt dieses „Ersatzträgheitsmoment“ zusätzlich von den Betriebsmodi des Fahrzeuges ab, da beispielsweise der Verbrennungsmotor während des elektrischen Fahrens und der Rekuperation zur Reduktion der Reibleistung abgekoppelt werden kann.

Optimiert wird die Regelgüte des Fahrers durch dessen vorrausschauendes agieren, indem die als Regelabweichung wirkende Differenzgeschwindigkeit nicht aus den zeitschrittaktuellen Größen sondern aus der derzeitigen Fahrzeuggeschwindigkeit und einer zukünftigen Zyklusgeschwindigkeit gebildet wird. Letztere entspricht dabei dem Zeitschritt, der sich ausgehend von dem aktuellen Zeitpunkt und dem zum Ausgleich der Geschwindigkeitsdifferenz angesetztem Zeitintervall (t_{Komp}) ergibt.

5.1.3 Fahrzeug

Neben denen in Kapitel 3.3 aufgeführten Fahrzeugdaten werden zur Berechnung der Fahr-, Roll- und Beschleunigungswiderstände zusätzlich die nachfolgenden Angaben benötigt, die sowohl für das konventionelle als auch für das hybridisierte Fahrzeug gelten:

Tabelle 10: Fahrzeugdaten (simulationsrelevant)

| | Nicht-Hybrid/Hybrid |
|-----------------------------------|---|
| Stirnfläche | 2,136 m ² |
| Luftwiderstandsbeiwert | 0,319 |
| Dynamischer Radhalbmesser | 0,315 m |
| Rollwiderstandsbeiwert α_0 | 0,008 |
| Rollwiderstandsbeiwert α_1 | $1,5 \cdot 10^{-5}$ h/km |
| Rollwiderstandsbeiwert α_2 | $1 \cdot 10^{-7}$ h ² /km ² |

Die sich durch die Umrüstung des Fahrzeuges von dem Benzin- auf den Erdgasbetrieb ergebende Gewichtserhöhung und deren weitere Anhebung durch die Hybridisierung verdeutlicht die folgende Tabelle:

Tabelle 11: CNG- und hybridspezifische Gewichtsanteile

| | Nicht-Hybrid [kg] |
|---------------------|----------------------------|
| Fahrzeugmasse | 1310 |
| CNG-Umrüstung | 133 |
| | Σ 1443 |
| | Hybrid [kg] |
| E-Maschine | 40 |
| Batterie | 65 |
| Leistungselektronik | 10 |
| Zubehör | 68 |
| | Σ 1443 + 183 = 1626 |

Das in der Rubrik „Zubehör“ aufgeführte Gewicht von 68 kg resultiert aus den nachträglich installierten Kühlkreisläufen (Luft-Wasserwärmetauscher, Kühlwasserpumpen und -medien), dem Hybridkoordinator (Autobox) und durch das Leistungskabel von der Batterie (Gepäckraum) zu der elektrischen Maschine (Motorraum).

Die Bordnetzleistung des konventionellen Fahrzeuges beträgt 300 W und wird durch eine betriebspunktabhängige Belastungserhöhung des Verbrennungsmotors abgebildet:

$$T_{Generator} = \frac{P_{Bordnetz}}{\frac{2}{60} \cdot \pi \cdot \eta_{Generator} \cdot n_{V-Mot}} \quad (1.1)$$

Die des Hybriden beziffert sich auf 450 W (Leistungselektronik, Hybridkoordinator, etc.), die der Hochvoltbatterie entnommen wird.

5.1.4 Verbrennungsmotor

Die kennfeldbasierte Modellierung des Verbrennungsmotors beruht auf stationären Motorprüfstandsmessungen, aus denen unter der Annahme einer idealen Verbrennung die Kohlenstoffdioxidemissionen durch das Integrieren des zeitschrittaktuellen Kraftstoffverbrauches errechnet wurden. Eine detaillierte Beschreibung dieses Kennfeldes bzw. dessen unterschiedlicher Varianten erfolgte in Kapitel 4.7. Das zur Beschreibung des Drehzahländerungsvermögens notwendige Trägheitsmoment des Kurbeltriebes (Schwungmasse) wurde anhand von Pendelversuchen zu $0,15 \text{ kg/m}^2$ bestimmt und durch die Adam Opel GmbH bestätigt. Um den verbrennungsmotorischen Wiederstart- und das Auslaufverhalten des Motors abbilden zu können, wurden bei geschlossener Drosselklappe ausgehend vom Motorstillstand „dynamische“ Start/Stop-Schleppmessungen durchgeführt (Abbildung 58). Zur Vermeidung von Beschädigungen durch Drehschwingungen, Resonanzen und/oder zu geringem Öldruck sowie zur weitestgehenden Kompensation des Trägheitseinflusses, erfolgte die Vermessung innerhalb eines Zeitraumes von 30 s. Die mathematische Beschreibung der resultierenden Schleppreibungskurve erfolgte als Polynom dritter Ordnung. Der Bereich zwischen 1000 und 4000 min^{-1} wurde anhand stationärer Messungen (WG: WG-ECU; TP: Nein), deren Rasterung analog zur Kennfeldvermessung vorgenommen wurde, bei geschlossenem Lastregelorgan analysiert:

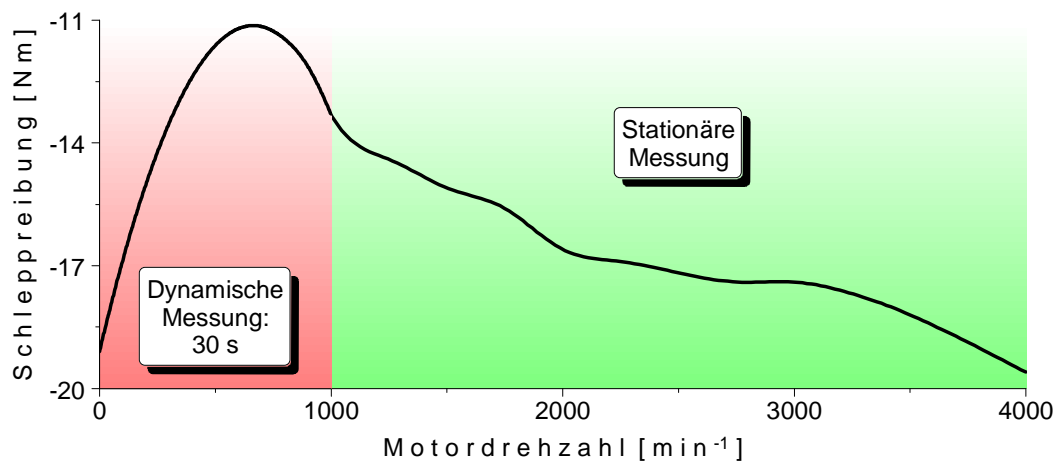


Abbildung 58: Schleppreibung

Zur Kraftstoffverbrauchsreduktion sieht die Modellierung des innerhalb des konventionellen Fahrzeuges eingesetzten Verbrennungsmotors, entsprechend des heutigen Technikstandards, eine Schubabschaltung vor.

5.1.5 Elektrische Maschine

Die Kennfeldabbildung der elektrischen Maschine basiert auf Messdaten der Robert Bosch GmbH, die neben ihrem Wirkungsgrad ebenfalls den des Inverters beinhalten (Abbildung 59). Folglich ergibt sich durch das Kennfeld die zu einer mechanischen Aus- oder Eingangsleis-

tung gehörende Klemmenleistung der Batterie durch deren Division bzw. Multiplikation mit dem betriebspunktabhängigen Wirkungsgrad. Das Trägheitsmoment der elektrischen Maschine wurde mittels lastloser „Beschleunigungs- und Verzögerungsversuche“ innerhalb des Fahrzeugprototyps bestimmt und ergab sich zu $0,12 \text{ kg/m}^2$:

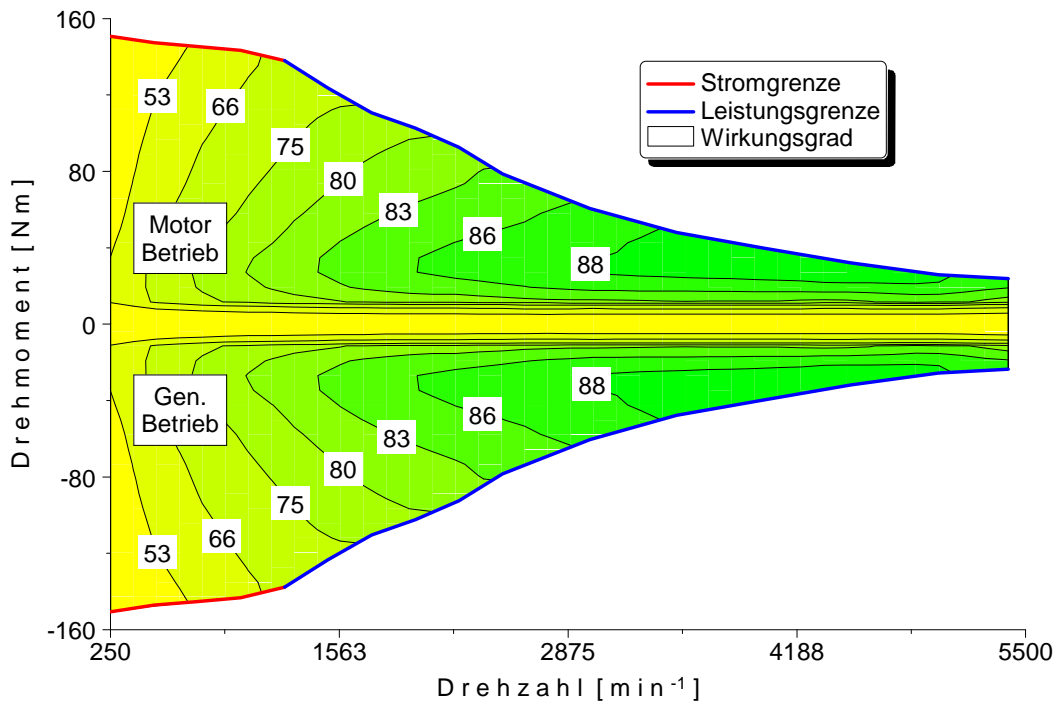


Abbildung 59: Wirkungsgradkennfeld

5.1.6 Batterie

Die 65 kg schwere Nickel-Metallhydrid-Batterie verfügt über eine mittlere Spannung von 255 V und eine Kapazität von 7 Ah. Die diesem Batteriemodell zugrundeliegende Datenbasis entstammt einem von „General Motors Fuel Cell Activities“ (GM-FCA) zur Verfügung gestellten Matlab/Simulink Modell. Während die Leerlaufspannung ausschließlich eine Funktion des Ladezustandes ist, hängt der innere Widerstand zusätzlich von der Temperatur ab. Zur Erhöhung der Batterielebensdauer ist der nutzbare SoC Bereich auf 50 - 75 % begrenzt, woraus lediglich eine geringfügige Abhängigkeit der Leerlaufspannung vom Ladezustand resultiert. Ihre Modellierung in GT-Drive erfolgte anhand des nachstehenden Ersatzschaubildes:

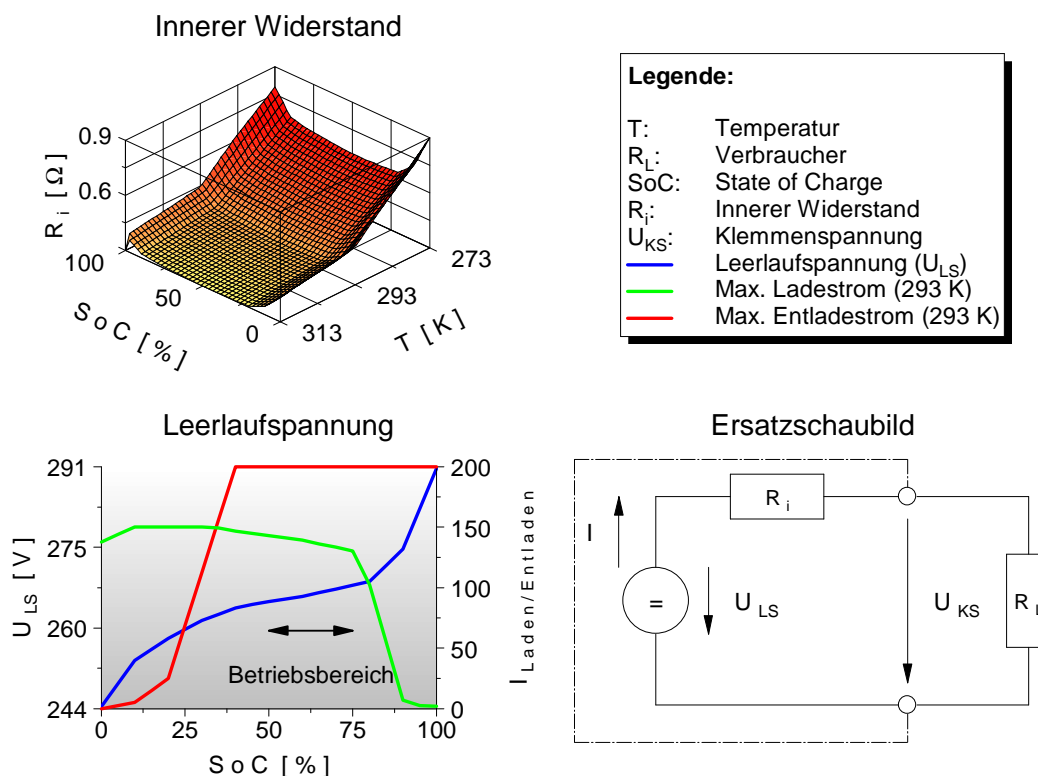


Abbildung 60: Batteriedaten

Zur Bestimmung der energetisch optimalen Aufteilung des durch den Fahrzyklus geforderten Antriebsmomentes, ist die Berücksichtigung der am inneren Batteriewiderstand entstehenden Verlustleistung essentiell. Unter Anwendung der Maschenregel ergibt sich der momentane Strom als quadratische Funktion in Abhängigkeit von Innenwiderstand, Leerlaufspannung und Klemmenleistung:

$$0 = R_i \cdot I^2 - U_{LS} \cdot I + P_{Klemme} \quad (1.2)$$

Die mit wachsender Stromstärke ansteigenden Verluste berechnen sich durch:

$$P_{Widerstand} = R_i \cdot I^2 = R_i \cdot \left(\frac{U_{LS} - \sqrt{U_{LS}^2 - 4 \cdot R_i \cdot P_{Klemme}}}{2 \cdot R_i} \right)^2 \quad (1.3)$$

Die sich theoretisch ergebende zweite Lösungsmöglichkeit dieser quadratischen Gleichung, liefert eine komplexe Lösung (imaginäre Zahl) und kann daher vernachlässigt werden.

Bedingt durch die marginale Ladezustandsänderung innerhalb eines Zeitschrittes, kann für die Berechnung der Verlustleistung von konstanten Größen für die Leerlaufspannung, den Innenwiderstand und die Klemmenleistung ausgegangen werden. Die temperaturabhängige Limitierung der maximalen Lade- und Entladeströme und damit indirekt des Drehmomentes der elektrischen Maschine erfolgt kennlinienbasiert. Abbildung 61 zeigt für eine Temperatur von 20 °C die Abhängigkeit der Verlustleistung von dem Ladezustand und der Klemmenleistung sowie den zugehörigen Schnitt für einen repräsentativen SoC Wert von 62,5 %:

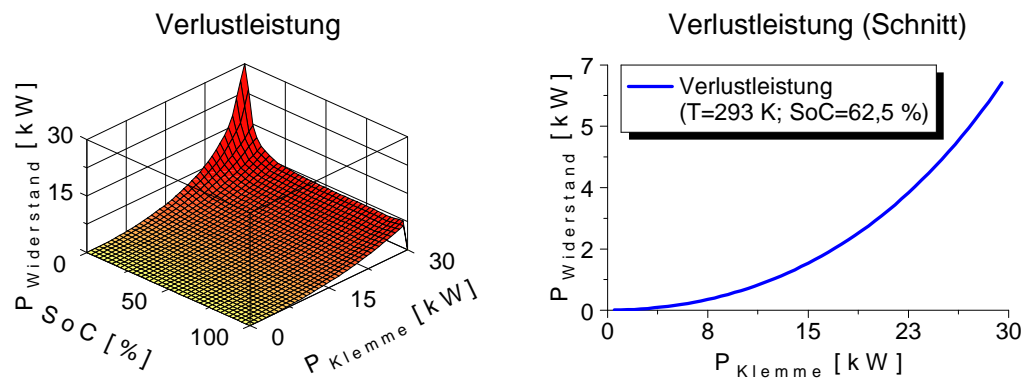


Abbildung 61: Zusammenhang zw. Verlustleistung, SoC und Klemmenleistung

Ausgehend vom anfänglichen Ladezustand der Batterie wird die durch die Stromentnahme bzw. -einspeisung entstehende Ladezustandsänderung über die Integration des Stromes über der Zeit berücksichtigt:

$$SoC = \frac{Q_{\text{aktuell}}}{Q_{\text{max}}} = \frac{Q_0 + \int_{\Delta t} I \cdot dt}{Q_{\text{max}}} \quad (1.4)$$

5.2 Simulationsergebnisse

Soweit nicht anders angegeben, basieren die nachfolgenden Simulationsergebnisse auf dem „Neuen Europäischen Fahrzyklus“, dessen richtlinienspezifischer Schaltstrategie, dem ursprünglichen Motorsetup (Kapitel 4.7) sowie den Getriebe- und Differentialübersetzungen CR bzw. FD5 (Kapitel 5.2.3).

5.2.1 State of Charge Charakteristik (NEFZ und FTP)

Die nachstehenden Abbildungen illustrieren den zeitlichen Verlauf des Batterieladezustandes in Abhängigkeit von dem „Neuen Europäischen Fahrzyklus“ (Abbildung 62) und dem „Federal Test Procedure“ (Abbildung 63). Unabhängig vom jeweiligen Streckenprofil entspricht der Ladezustand am Ende eines Zyklus stets dem zu Beginn (SoC-Neutralität), wodurch eine eventuell überschüssige bzw. mangelnde elektrische Energie nicht durch eine Kompensationsrechnung ausgeglichen werden muss. Die vom Fahrzyklus unabhängige Reduktion des State of Charge während der Stillstandszeiten der elektrischen Maschine und des Verbrennungsmotors ist auf die durch das Bordnetz (Kapitel 5.1.3) verbrauchte elektrische Energie zurückzuführen. Die Einsatzhäufigkeit des Verbrennungsmotors und die der elektrischen Maschine wird durch die bereits beschriebene Kontrollvariable (Kapitel 2.5.6) bestimmt:

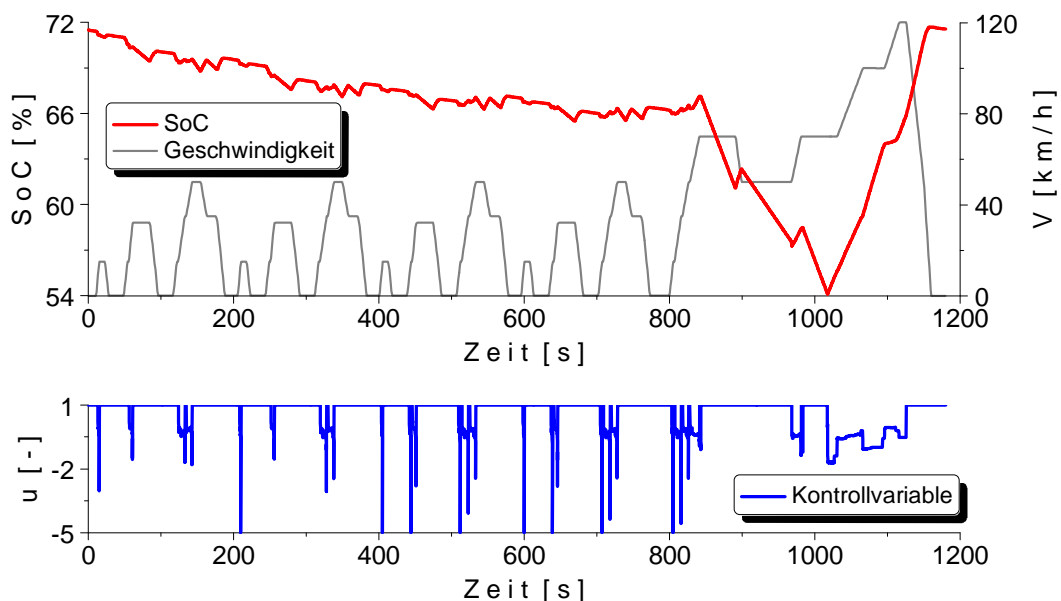


Abbildung 62: SoC Verlauf über dem Neuen Europäischen Fahrzyklus

Durch das quasi ausschließliche elektrische Fahren ($u = 1$) zu Beginn des Zyklus erfolgt anfangs eine rasche Reduktion des „State of Charge“, der sich im weiteren Verlauf des städtischen Teils (3. und 4. Abschnitt) auf einem nahezu konstanten Niveau einpendelt. Des Weiteren ist der „Neuen Europäischen Fahrzyklus“ durch dessen moderate Verzögerung am Ende des außerstädtischen Abschnittes von 120 km/h bis zum Fahrzeugstillstand gekennzeichnet,

aufgrund derer die nahezu vollständige Rekuperation der kinetischen Fahrzeugenergie ermöglicht wird. Dadurch und durch die Lastpunktanhebung des Verbrennungsmotors (Hybrid-Modus) wird die gesamte, über den Zyklus hinweg, eingesetzte elektrische Energie ausgeglichen.

Im Gegensatz zum „Neuen Europäischen Fahrzyklus“ steigt der SoC Verlauf des „Federal Test Procedure“ nach einem anfänglichen Abfall kontinuierlich bis etwa zur Hälfte des Fahrzyklus an. Anschließend erfolgt dessen Reduktion, bis der Endwert wieder dem Startwert (SoC-Neutralität) entspricht. Die Einsatzhäufigkeit und -dauer des Verbrennungsmotors ($u < 1$) steigen im Vergleich zum NEFZ signifikant an:

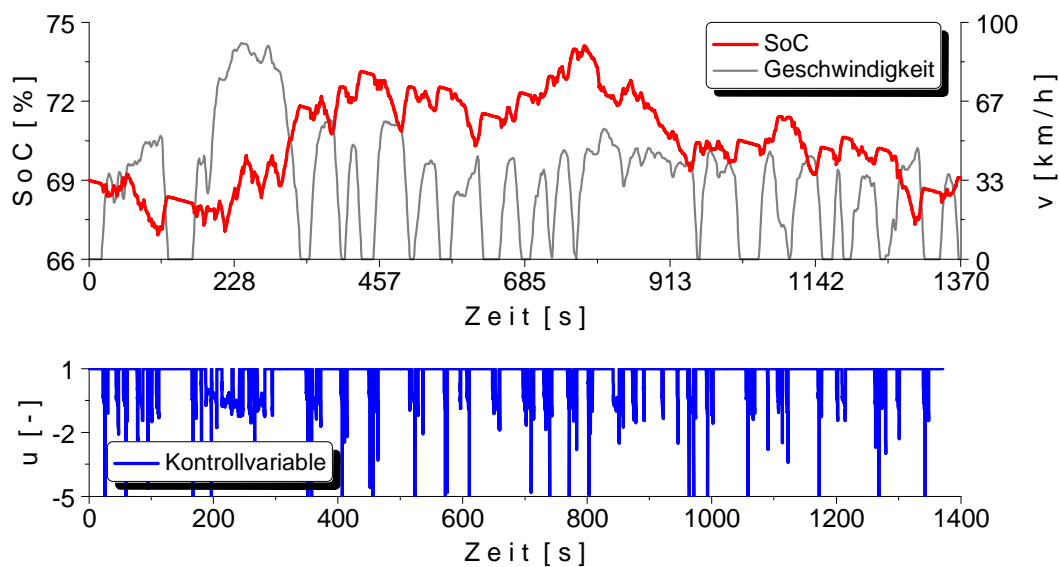


Abbildung 63: SoC Verlauf über dem Federal Test Procedure

Ursächlich für dieses Verhalten ist das deutlich dynamischere Fahrprofil, das zur Einhaltung der fahrzyklusspezifischen Toleranzen während der Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen den gemeinsamen Einsatz von Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine erfordert (Boost-Modus) bzw. nur eine partielle Rekuperation der kinetischen Fahrzeugenergie ermöglicht (Kapitel 5.2.5).

Anhand des SoC-Hubs ($\text{SoC}_{\text{Max}} - \text{SoC}_{\text{Min}}$) und dem zulässigen SoC-Bereich (50 - 75 %) lässt sich für eine gegebene Fahrzeug-Fahrzyklus-Konfiguration die erforderliche Batteriekapazität und damit deren Gewicht (Rollwiderstand) bestimmen. Für die betrachteten Beispiele bedeutet dies eine adäquate Ausnutzung des SoC-Bereiches innerhalb des NEFZ, während der SoC-Hub innerhalb des FTP-75 aus oben genannten Gründen zu gering ausfällt.

5.2.2 Motor- und E-Maschinenbetriebspunkte

Zur Optimierung des verbrennungsmotorischen Betriebsverhalten innerhalb eines Hybridverbundes ist die Kenntnis der von der Betriebsstrategie und den entsprechenden Übersetzungsverhältnissen abhängigen Motor- und E-Maschinenbetriebspunkte von entscheidender

Bedeutung (Kapitel 5.2.5). Die sich unter diesen Bedingungen für den NEFZ ergebenden verbrennungsmotorischen Betriebspunkte zeigt Abbildung 64 im Vergleich zu einem herkömmlichen Antriebsstranglayout:

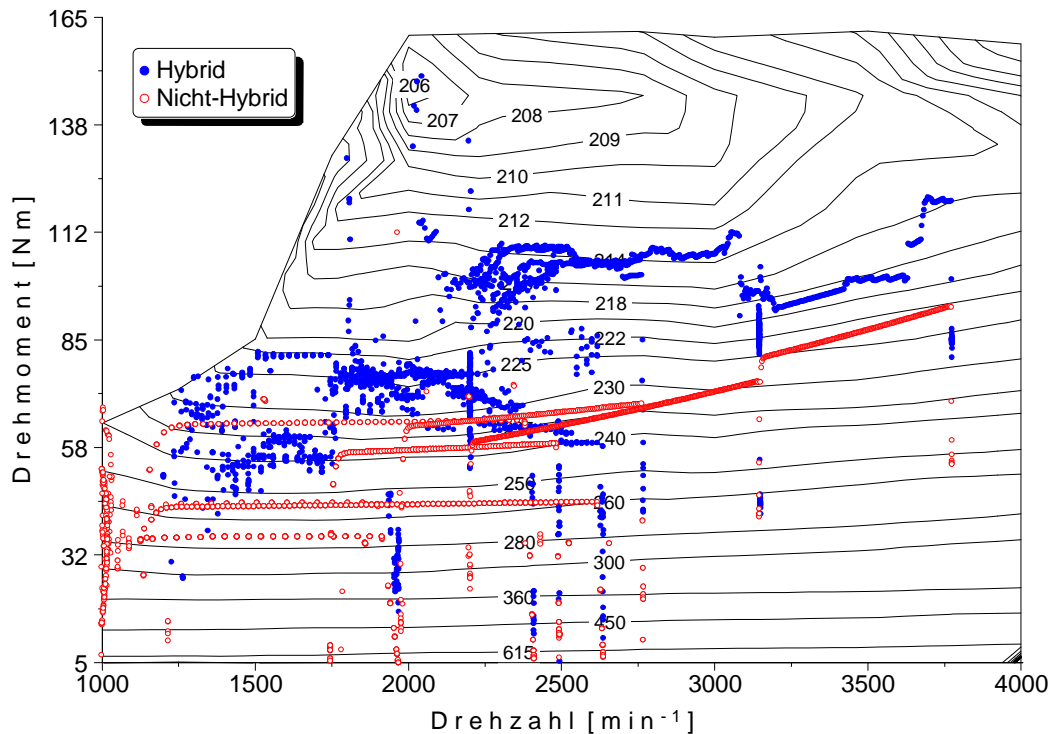


Abbildung 64: Motorbetriebspunkte eines Non-HEV und HEV im NEFZ

Im Hybridverbund werden zur Verbrauchsreduktion Betriebspunkte hohen spezifischen Kraftstoffverbrauches (untere Teillast) durch reines elektrisches Fahren oder den Hybrid-Modus substituiert. Dadurch gewinnen insbesondere die oberen Teillastbereiche an Bedeutung. Eine weitere Anhebung des Drehmomentniveaus innerhalb des Hybrid-Modus suggeriert bei reiner Kennfeldbetrachtung verbrennungsmotorische Wirkungsgradvorteile, die jedoch durch quadratisch ansteigende Batterieverluste (Kap. 5.1.6) zu insgesamt höheren Systemverlusten führen. Diese energetisch optimale Limitierung der Lastpunktanhebung und die durch das Fahrprofil (NEFZ) geforderten, vergleichsweise geringen Fahrleistungen führen für die gegebene Fahrzeugkonfiguration zu Drehmomenten im oberen Teillastbereich.

5.2.3 Auslegung der Getriebe- und Achsübersetzungen

Neben der Wirkungsgradsteigerung des Verbrennungsmotors durch dessen Phlegmatisierung kann dessen Kraftstoffverbrauch (Wirkungsgrad) ebenfalls über die Getriebe- bzw. Achsübersetzung reduziert werden. Längere Übersetzungen verschieben leistungsneutral den Motorbetriebspunkt zu geringeren Drehzahlen und höheren Lasten. Dieses als „Downspeeding“ bekannte Verfahren ermöglicht analog zum „Downsizing“ eine Anhebung der verbrennungsmotorischen Last, wodurch der Betrieb des Verbrennungsmotors in Bereichen reduzierter effektiver Kraftstoffverbräuche erreicht wird. Die bei konventionellen Fahrzeugen damit

einhergehende Reduktion der Fahrdynamik, kann bei parallelen Hybriden durch die elektrische Maschine kompensiert bzw. im Bedarfsfall sogar überkompensiert werden (Kapitel 4.3). Ermöglicht wird dieses durch das hohe Vollastdrehmoment der permanent erregten Synchronmaschine im unteren Drehzahlbereich (Kapitel 5.1.5), die damit einen Ausgleich zum „Low-End-Torque“ Bereich des Verbrennungsmotors darstellt. Für das Getriebe und das Differential standen die folgenden gängigen Radsätze bzw. Übersetzungsverhältnisse der Adam Opel GmbH zur Diskussion:

Tabelle 12: Getriebe-/Achsenübersetzungen

| | CR | WR | ER | WR-ECO | | Differential |
|-------|-------|-------|-------|--------|-----|--------------|
| i_1 | 3,727 | 3,727 | 3,727 | 3,727 | FD1 | 3,350 |
| i_2 | 2,136 | 1,960 | 2,136 | 1,960 | FD2 | 3,550 |
| i_3 | 1,414 | 1,323 | 1,323 | 1,323 | FD3 | 3,737 |
| i_4 | 1,121 | 0,946 | 0,892 | 0,854 | FD4 | 3,944 |
| i_5 | 0,892 | 0,756 | 0,674 | 0,674 | FD5 | 4,188 |

Die kurz übersetzte „Close Ratio“ (CR) Getriebevariante wird üblicherweise bei Fahrzeugen, die mit kleinvolumigen Ottomotoren ausgestattet sind, verwendet. Die längeren Radsätze „Economy Ratio“ (ER) und „Wide Ratio“ (WR) werden bei Vehikeln mit großvolumigen Ottomotoren und insbesondere in Kombination mit Dieselmotoren genutzt. Die Übersetzungsstufen des „Wide Ratio ECO“ (WR-ECO) Getriebes werden aktuell nur mit selbstzündenden Motoren kombiniert. Die kurzen Differentialübersetzungen sind analog zu den Getrieben typisch für ottomotorische Fahrzeuge, während die länger übersetzten Differentiale in dieselmotorischen Automobilen Verwendung finden [136].

Zur Quantifizierung der direkten bzw. indirekten kraftstoffreduzierenden Einflussgrößen, wie z. B. dem elektrischen Fahren oder der Lastpunktverschiebung des Verbrennungsmotors, wurde der Getrieberadsatz bei konstanter Hinterachsübersetzung und die Hinterachsübersetzung bei konstantem Kennungswandler variiert. Für ein konventionell angetriebenes Fahrzeug ergaben diese Modifikationen ein Kohlenstoffdioxidreduktionspotential von 5,5 % für das Getriebe, während die durch die Differentialübersetzung erzielbare Einsparung 7,3 % betrug (Abbildung 65, rot). Der zu Gunsten der Hinterachsübersetzung entstandene Vorteil resultierte aus deren 20 prozentigen Verlängerung, da das Getriebe lediglich um 12,4 % (Mittelwert) verlängert wurde. Darüber hinaus wurden insbesondere die vierte und fünfte Schaltstufe des Kennungswandlers modifiziert, deren zeitlicher Anteil am Fahrzyklus gegenüber einer zeitlich unabhängig wirkenden Hinterachsübersetzung deutlich reduziert ist.

Analoge Betrachtungen für den Parallelhybrid führten unter Einsatz des ökonomischsten Getriebes (WR-ECO) zu einer Kraftstoffreduktion von 3,7 %, indessen die Verwendung der Differentialübersetzung FD1 ein maximales Einsparpotential von 3,1 % erwirkte (Abbildung

65, blau). Im Unterschied zum konventionellen Antriebsstrang ergab sich dadurch die größte Einsparung fossiler Energie durch die Modifikation des Getrieberadsatzes und nicht durch die der Achsübersetzung:

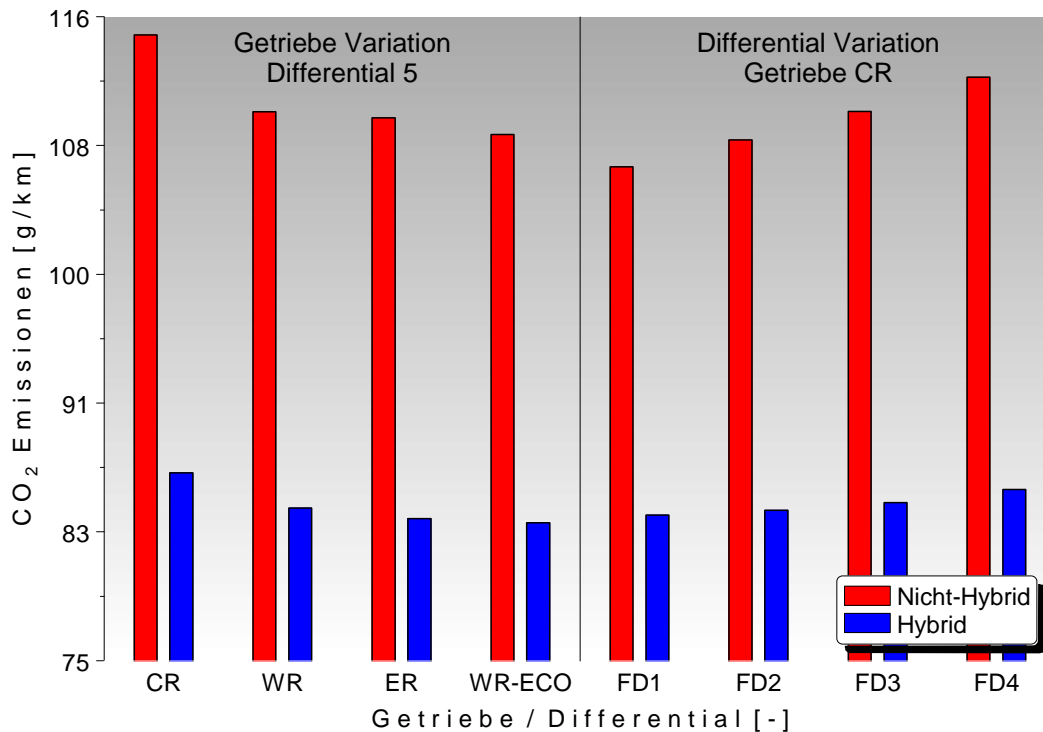


Abbildung 65: Variation der Getriebe- und Differentialübersetzung im NEFZ

Verursacht wird dieses im Rahmen dieser Forschungsarbeit als „Upspeeding“ bezeichnete Phänomen (Abbildung 66) durch die ausgeprägte Drehmomentschwäche des kleinvolumigen, hochaufgeladenen Verbrennungsmotors im unteren Drehzahlbereich (Kapitel 4.7). Ausgehend von zwei konventionellen Antriebssträngen, die beide mit dem Getrieberadsatz CR jedoch mit den unterschiedlichen Differentialübersetzungen FD5 bzw. FD1 ausgestattet sind, resultiert deren Hybridisierung zum Nachteil des FD1 in einer reduzierten Lastpunktanhebung des Verbrennungsmotors (Abbildung 66, links oben). Ursache für dieses Phänomen ist der verbrennungsmotorischen „Low-End-Torque“ Bereich des Downsizingkonzepts, der in Kombination mit der durch die Verlängerung des Getriebes einhergehenden Anhebung des Drehmomentniveaus (Downspeeding) eine adäquate Lastpunktanhebung der Verbrennungskraftmaschine (Hybrid-Modus) unterbindet. Ferner wirkt sich durch die parallele Antriebsstrangkonfiguration das erhöhte Drehzahlniveau des gesamten Triebstranges respektive der elektrischen Maschine überwiegend wirkungsgradgünstig auf deren motorisches bzw. generatorisches Betriebsverhalten aus (Abbildung 66, rechts oben). Insbesondere durch die im Hybrid-Modus zusätzlich vorliegende erhöhte Drehmomentreserve des Verbrennungsmotors und die damit verbundene leistungsunabhängige Verschiebung des Betriebspunktes führt zu einer erhöhten Batterieladung (SoC) und damit zur Kraftstoffverbrauchsreduktion.

Wird die Antriebsstrangdrehzahl so stark abgesenkt, dass das in diesem Bereich zur Verfügung stehende Volllastmoment des Verbrennungsmotors nicht ausreicht, um den fahrzyklus-spezifischen Toleranzen zu genügen, sondern dieses nur noch durch die elektromotorische Unterstützung möglich ist, verstärkt sich oben beschriebener Effekt. Dieses ist im NEFZ und unter Verwendung der Differentialübersetzung FD1 überwiegend im Anschluss an einen Schaltvorgang erforderlich und wird durch das reduzierte Drehzahlniveau des Triebstranges verursacht. Entsprechend des kürzer übersetzten FD5 liegt das Drehzahlniveau dieser Fahrzeugkonfiguration deutlich höher, wodurch direkt nach dem Schaltvorgang in den Hybrid-Modus (Lastpunktanhebung) gewechselt werden kann.

Diese in Kombination zu betrachtenden und in Abbildung 66 an einem „Extremfall“ demonstrierten Wirkmechanismen erzielen im hybridisierten Betrieb, unter Vernachlässigung des Batterie-, Verbrennungsmotor- und E-Maschinenwirkungsgrade, für jede über die leistungsneutrale Verschiebung des verbrennungsmotorischen Betriebspunktes hinausgehende Lastpunktanhebung ($P_{\text{aq.}}$) eine Optimierung des Kraftstoffverbrauches. Um die Relevanz dieser Thematik zu verdeutlichen zeigt das untere Diagramm der Abbildung 66 ebenfalls die Lage und Häufigkeit aller sich im „Low-End-Torque“ Bereich befindlichen Motorbetriebspunkte, deren Lastpunktverschiebung sich durch den Einsatz des kürzeren Getriebes (FD5) im Hybrid-Modus leistungserhöhend auswirkt (Abbildung 66, unten):

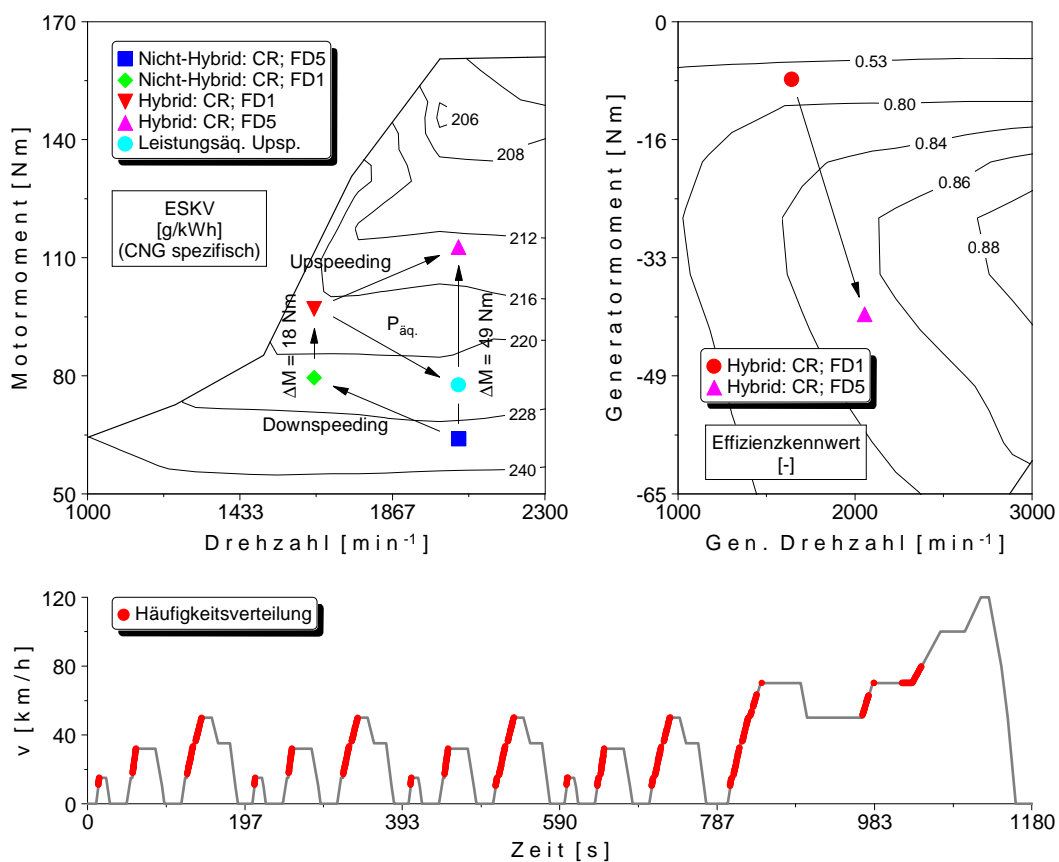


Abbildung 66: Auswirkungen des Up-/Downspeedings auf verbrennungs-/elektromotorische Betriebspunkte (NEFZ)

Als nachteilig erweisen sich in diesem Zusammenhang die mit steigender Klemmenleistung quadratisch ansteigenden Batterieverluste sowie das erhöhte Reibleistungsniveau des Verbrennungsmotors, die eine vollständige Transformation des gestiegenen Wirkungsgrades und des erhöhten Drehmomentes in Batterieladung (SoC) unterbinden. Die erhöhten Trägheitsverluste des gesamten Antriebsstranges werden innerhalb der Verzögerungsphasen durch die Rekuperation der kinetischen Fahrzeugenergie weitestgehend kompensiert.

Die Betrachtung des am kürzesten übersetzten Getrieberadsatzes CR in Kombination mit diversen Differentialen (Abbildung 65) zeigte im Sinne des Downspeedings den geringsten Kraftstoffverbrauch des Hybriden für die längst mögliche Hinterachsübersetzung FD1. Werden allerdings lang übersetzte Getriebestufen wie z.B. die des WR oder WR-ECO Radsatzes verwendet und mit immer länger werdenden Differentialen gepaart, verschärfen sich die oben beschriebenen Zusammenhänge und es ergibt sich die in Abbildung 67 illustrierte Optimumsproblematik. Der Vergleich der beiden Getriebe WR und WR-ECO mit den entsprechenden Hinterachsübersetzungen zeigt, dass sich der geringste Kraftstoffverbrauch für die Kombinationen WR/FD2 und WR-ECO/FD4 ergibt:

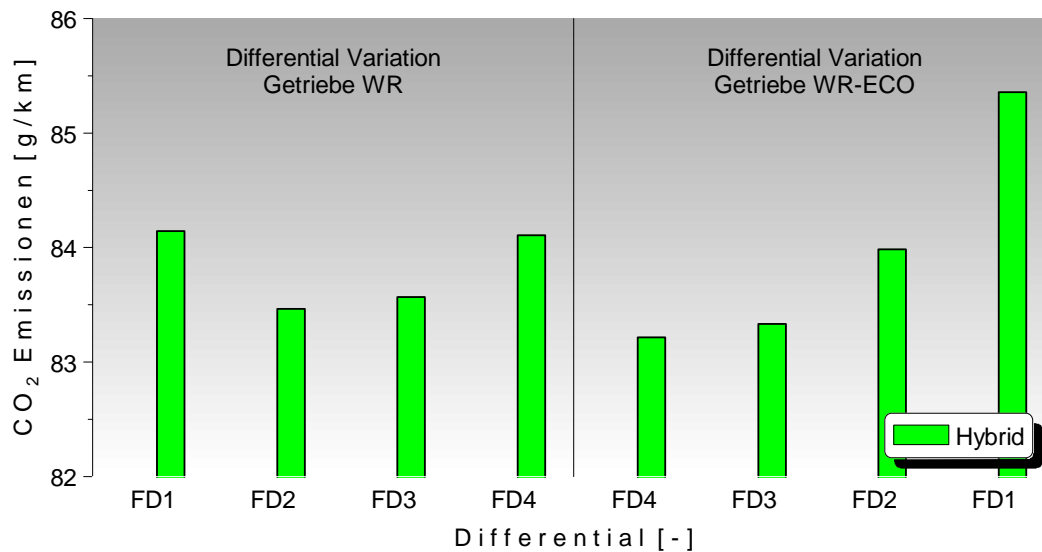


Abbildung 67: Variation der Differentialübersetzung im NEFZ (Getrieberadsatz: WR (li.) und WR-ECO (re.))

Die zyklusweite Gegenüberstellung der sich für den Getrieberadsatz CR und die Differentiale FD1 und FD5 ergebenden energetischen Vor- und Nachteile gegenüber den jeweiligen Fahrzeugen mit herkömmlichem Antriebsstrang zeigt Abbildung 68. Die Aufteilung der Kraftstoffeinsparungen bzw. des erhöhten Kraftstoffeinsatzes wurden entsprechend der innerhalb des Fahrzyklus zeitlich relevanten Hybridbetriebsmodi vorgenommen.

Durch die Deaktivierung des Verbrennungsmotors während des Start/Stopp Betriebes sind Kraftstoffeinsparungen innerhalb dieser Zyklusphasen von den vorliegenden Übersetzungsverhältnissen unabhängig. Das durch die kürzere Übersetzung gegebene Potential den verbrennungsmotorischen Lastpunkt im Vergleich zur längeren Übersetzung zu erhöhen (Ver-

meidung des LET-Bereichs), führt zu einem erhöhten Brennstoffeinsatz des kürzer übersetzten Hybriden. Die dadurch generierte elektrische Energie und der mit steigender Antriebsstrangdrehzahl erhöhte Wirkungsgrad der elektrischen Maschine, führen zu einer deutlichen Kraftstoffreduktion durch das elektrische Fahren und die Rekuperation an Bremsenergie. Diese Verhältnisse kompensieren partiell den mit steigender Drehzahl erhöhten Kraftstoffmassenstrom, wodurch der Einfluss der Getriebe- und Hinterachsübersetzungen sinkt. Daher wurde zur Realisierung höchster Systemwirkungsgrade und guter Dynamikeigenschaften des Fahrzeuges der Getrieberadsatz CR und die Differentialübersetzung FD5 für das prototypische Hybridfahrzeug (Kapitel 3.3) gewählt und dessen Schaltstrategie entsprechend angepasst:

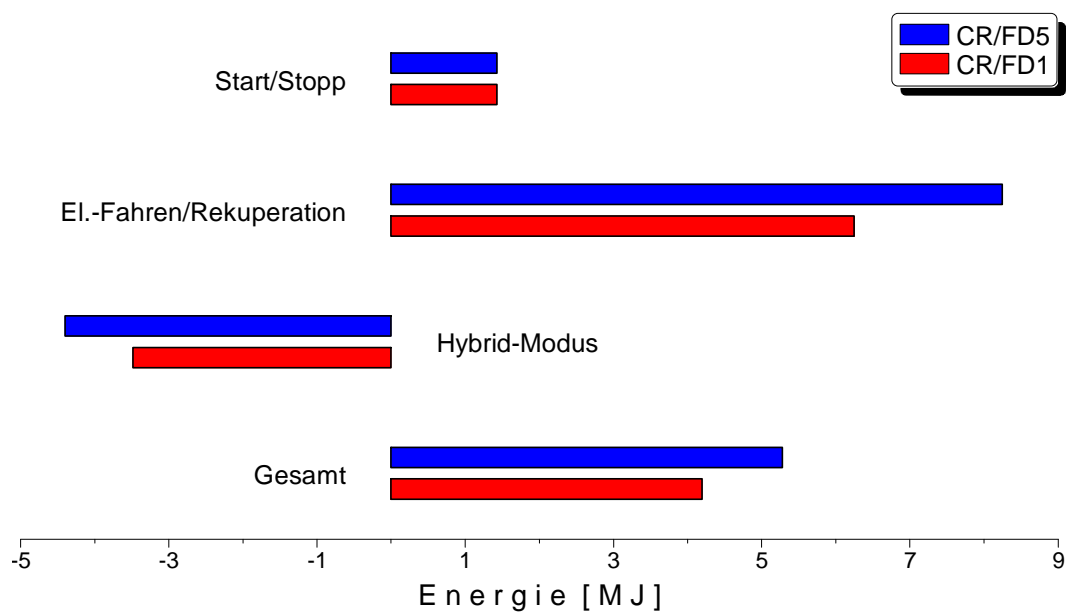


Abbildung 68: Energiebilanz: FD1 vs. FD5

Zur Detektion der singulären Einflussgrößen bestand die Notwendigkeit die Schaltstrategie für alle analysierten Varianten konstant zu halten. Übertragen auf sich im Markt oder in der Entwicklung befindliche Hybridfahrzeuge, die mit einem Automatik- oder automatisierten Handschaltgetriebe ausgestattet sind, lässt sich die folgende Erkenntnis hinsichtlich ihrer frei wählbaren Schaltpunkte ableiten:

Wird innerhalb einer parallelen Hybridtopologie ein Verbrennungsmotor mit einer ausgeprägten Drehmomentschwäche im unteren Drehzahlbereich (LET-Bereich) eingesetzt, kann es sich in Bezug auf die Kohlenstoffdioxidemissionen und die Fahrzeugdynamik als sinnvoll erweisen, dass Drehzahlniveau des Antriebsstranges anzuheben (Upspeeding). Dabei ist dieses maßgeblich von dem verwendeten Fahrzeugsetup (Motor, Betriebsstrategie, Getriebe- und Differentialübersetzungen, etc.) abhängig und bedarf stets einer umfassenden Antriebsstranganalyse.

5.2.4 Einfluss von Reibungs- und Trägheitskräften

Durch verschiedene Rollreibungsbeiwerte der Fahrzeugreifen wurde stellvertretend für sämtliche im Fahrzeugbetrieb auftretende Reibungsarten, wie beispielsweise die Lager-, Roll- und Luftreibung, deren Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch hybridisierter und konventioneller Fahrzeuge bestimmt (Abbildung 69). Im Vergleich zu einem Fahrzeug mit konventionellem Antriebsstrang führt die Reduktion der Verlustleistung innerhalb des Hybridverbunds zu einer deutlich höheren Kraftstoffeinsparung und damit zu geringeren Kohlenstoffdioxidemissionen:

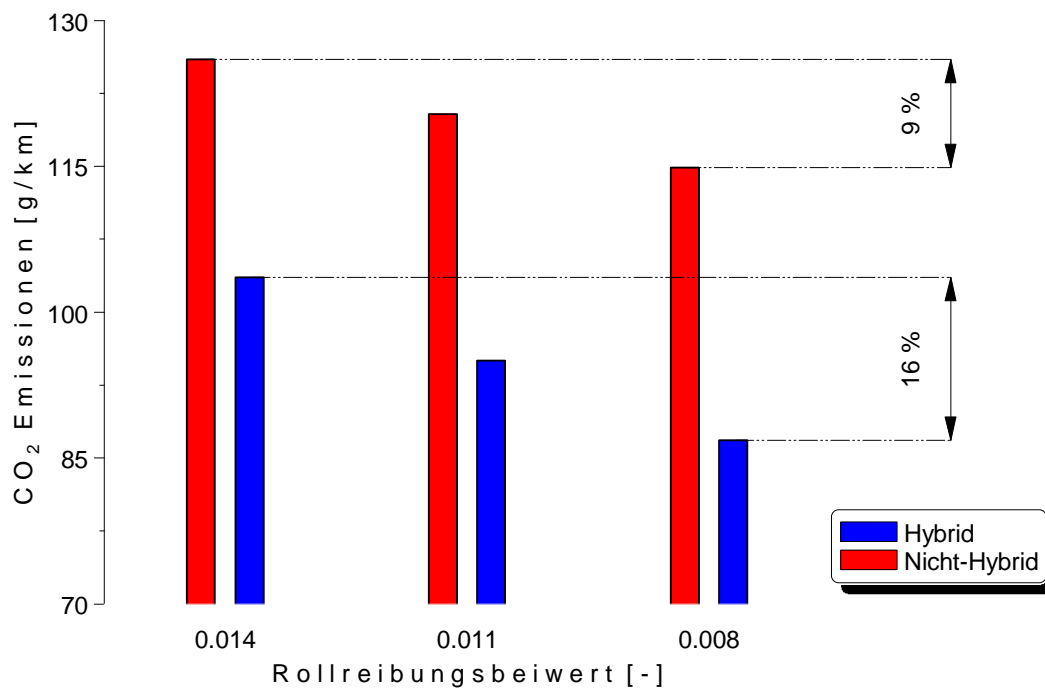


Abbildung 69: Variation des Rollreibungskoeffizienten

Erzielt wird die im Vergleich zum herkömmlichen Antriebsstrang erhöhte Kraftstoffreduktion, insbesondere durch die Entkopplung des verbrennungsmotorischen Lastpunktes von dem Fahrleistungsbedarf (Hybrid-Modus) und die anteilige Rekuperation der kinetischen Fahrzeugenergie während des Verzögerungsvorganges. Unter der Voraussetzung, dass die Lastpunkte des reibleistungsreduzierten Antriebsstranges (Rollreibungskoeffizienten: 0,008 bzw. 0,011) denen des ursprünglichen Fahrzeugsetups (Rollreibungskoeffizient: 0,014) entsprechen, kann im Hybrid-Modus eine erhöhte Drehmomentreserve zur Erzeugung von elektrischem Strom (Batterieladung) genutzt werden. Zusätzlich steigt durch die reduzierte Reibleistung der Anteil an der während eines Verzögerungsvorganges rekuperierbaren kinetischen Fahrzeugenergie. Herkömmliche Kraftfahrzeuge erfahren durch die Reduktion der benötigten Antriebsleistung eine Absenkung des absoluten Kraftstoffverbrauches, deren Potential allerdings durch die damit einhergehende Anhebung des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches auf Grund des reduzierten Traktionsmomentes nicht vollständig erschlossen werden kann.

Zudem wird die gesamte kinetische Fahrzeugenergie während der Verzögerungsphasen durch die üblicherweise eingesetzten Scheiben- und/oder Trommelbremsen des Fahrzeugs in Wärme umgewandelt (dissipative Energie). Durch diese Wirkmechanismen und die der Betriebsstrategie zugrundeliegende SoC-Neutralität wirkt sich eine innerhalb beider Antriebsstränge identische Absenkung des Reibleistungsniveaus im parallelen Hybridverbund vorteilhafter auf den Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugs aus.

Verdeutlicht wird dieses Verhalten durch die ausschließliche Betrachtung der Reibleistungsreduktion innerhalb der parallelen Hybridantriebsstrangkonfigurationen P1 und P2 (Kapitel 2.5.2.2). Durch die beim zuletzt genannten Systemlayout zusätzlich zwischen Verbrennungsmotor und elektrischer Maschine installierte Kupplung K1 (Kapitel 2.5.2.2), kann die Verbrennungskraftmaschine während der Rekuperationsphasen und dem elektrischen Fahrvorgang zur Reduktion der Triebstrangreibung abgekoppelt werden. Die Grundlage dieser Bewertung bildet der SoC- (Abbildung 70) und Drehmomentverlauf (Abbildung 71) der beiden Antriebsstrangkonfigurationen über dem „Neuen Europäischen Fahrzyklus“ bzw. innerhalb bestimmter Abschnitte:

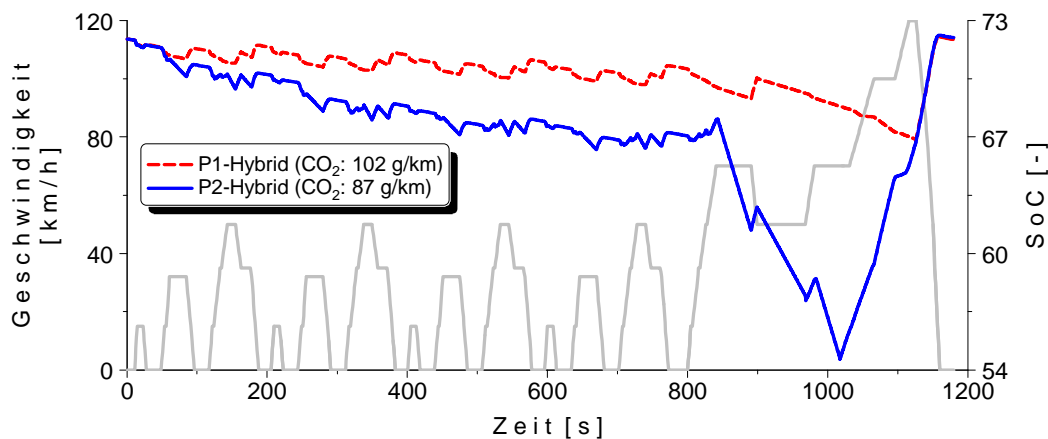


Abbildung 70: P1- vs. P2-Hybrid (SoC-Verlauf)

Speziell der außerstädtische Teil des „Neuen Europäischen Fahrzyklus“ demonstriert die Fähigkeit des P2-Hybriden, unter der Voraussetzung einer entsprechenden Getriebeübersetzung (Kapitel 5.2.3), während moderater Beschleunigungsvorgänge den Verbrennungsmotor im Hybrid-Modus (Lastpunktanhebung) zu betreiben oder ganze Streckenabschnitte konstanter Geschwindigkeit elektrisch zu durchfahren (Abbildung 71). Im Gegensatz dazu ist der P1-Hybrid zur Einhaltung der betriebsstrategiespezifischen SoC-Neutralität innerhalb dieser Passagen gezwungen, den Verbrennungsmotor durch die elektrische Maschine zu unterstützen ($0 < u < 1$) bzw. diesen streckenweise im Sinne eines herkömmlichen Antriebsstranglayouts ($u = 0$) zu verwenden. Würden diese Etappen analog zum P2-Konzept durchfahren, könnte die zusätzlich elektrisch generierte Batterieladung (Hybrid-Modus) durch den hohen erforderlichen Energieeinsatz für das elektrische Fahren nicht im städtischen Teil des NEFZ wirkungsgradoptimal eingesetzt werden. In Folge dessen reduzierte sich der zeitliche Anteil des tempo-

rär emissionsarmen Fahrens innerhalb der urbanen Gebiete (1. - 4. Stadtzyklus) signifikant, wodurch der Kraftstoffverbrauch respektive die Kohlenstoffdioxidemissionen steigen:

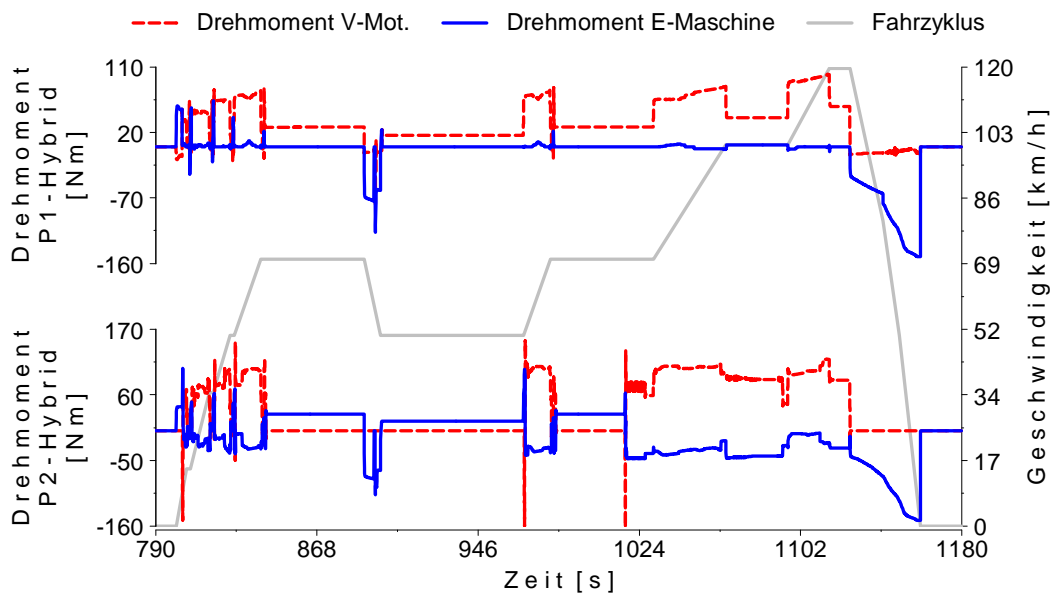


Abbildung 71: Drehmomentverläufe: P1- vs. P2-Hybridkonfiguration (außerstädtischer NEFZ Abschnitt)

Eine weitere, wenn auch geringfügige Kraftstoffreduktion erzielt das hybridisierte Fahrzeug durch die Rekuperation der aus den Trägheitskräften entstehenden Verlustleistung während eines Verzögerungsvorganges. Dadurch wirken sich die Trägheiten der Antriebsstrangkomponenten und des Fahrzeuges zwar auf dessen Beschleunigungs- und Verzögerungsverhalten, nicht aber bzw. nur geringfügig auf dessen Kraftstoffverbrauch aus.

5.2.5 Dimensionierung der elektrischen Maschine

Unter Beibehaltung der verbrennungsmotorischen Nennleistung, erfolgte die energetische Optimierung des Antriebsstranges durch die Skalierung der elektrischen Maschine. Die auf dem „Neuen Europäischen Fahrzyklus“ und dessen Handschaltstrategie basierende Analyse, ist durch die folgende Hybridisierungsrate charakterisiert [53]:

$$HR = \frac{P_{EM}}{P_{FZG}} = \frac{P_{EM}}{P_{EM} + P_{V-Mot}} = \frac{f_{Skalierung} \cdot P_{EM;Referenz}}{f_{Skalierung} \cdot P_{EM;Referenz} + P_{V-Mot}} \quad (1.5)$$

Ein HR-Wert von Null entspricht einem konventionellen Fahrzeug, während mit steigendem Hybridisierungsgrad die Elektrifizierung des parallelen Antriebsstranges zunimmt. Die jeweils maximale Leistung der elektrischen Maschine errechnet sich in Abhängigkeit des Hybridisierungsgrads und der verbrennungsmotorischen Nennleistung zu:

$$P_{EM} = \frac{HR \cdot P_{V-Mot}}{1 - HR} \quad (1.6)$$

Durch den Skalierungsfaktor wurden Gewicht, Trägheit, Wirkungsgradkennfeld und die motorische/generatorische Vollastcharakteristik der E-Maschine linear modifiziert:

$$f_{\text{skalierung}} = \frac{P_{EM}}{P_{EM,Referenz}} \quad (1.7)$$

Überdies wurden die physikalischen Batteriegrößen Kapazität, Gewicht, maximaler Lade-, Entladestrom und das Kennfeld des inneren Widerstandes angepasst. Die Leerlaufspannung wurde hingegen konstant gehalten. Abbildung 72 zeigt den Verlauf der CO₂-Emissionen und der elektrischen Leistung als Funktion des HR-Grades:

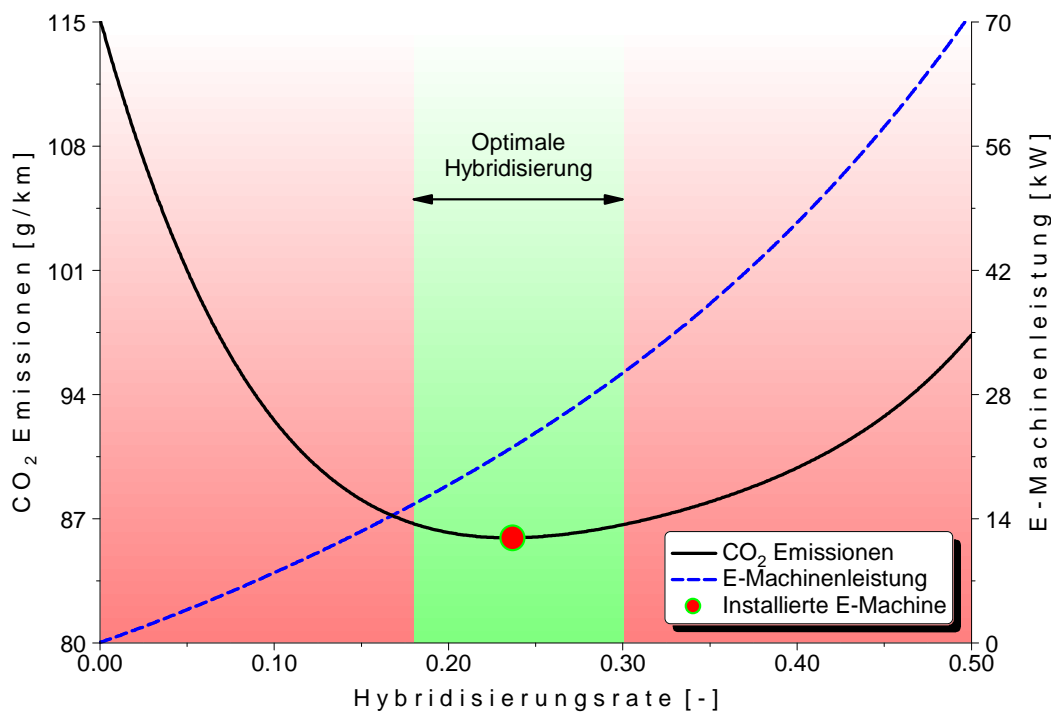


Abbildung 72: Energetische Optimierung des Antriebsstranges (Zyklus: NEFZ; Schaltstrategie: Vorgabe)

Ausgehend von einem konventionellen Antriebsstrang ergibt sich für steigende Hybridisierungsgrade hin zum Micro-Hybrid eine Reduktion des Kohlenstoffdioxidausstoßes durch die zunehmende Elektrifizierung des Antriebsstranges (Abbildung 73). Ermöglicht wird dieses insbesondere durch die Deaktivierung des Verbrennungsmotors während seiner Leerlaufphasen (Start/Stop-Funktionalität) und durch die vom Hybridisierungsgrad abhängige Rekuperation der kinetischen Fahrzeugenergie. Letztere erhöht sich mit ansteigender HR-Rate, da sich das Rekuperationsvermögen des Generators durch die Anhebung des generatorischen Nennmoments ebenfalls vergrößert. Ist die elektrische Maschine unterdimensioniert, wird ein Teil der kinetischen Fahrzeugenergie zur Einhaltung des Fahrprofils durch die konventionellen Radbremsen in Wärme dissipiert. Deren Anteil an der im gesamten rekuperierbaren Energie (kinetische Energie) hängt für eine gegebene Hybridisierungsrate sowohl von dem Fahrzeuggewicht als auch von der fahrzyklusspezifischen Verzögerung (Generatorvolllast) ab und steigt gleichsinnig mit diesen Faktoren an.

Wird die Nennleistung der elektrischen Maschine weiter angehoben (Mild-Hybrid) bewirkt die dann mögliche Lastpunktanhebung des Verbrennungsmotors (Hybrid-Modus) eine signi-

fikante Reduktion des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauches. Gleichzeitig verlagern sich die Betriebspunkte der elektrischen Maschine von der Volllast in die mittlere Teillast, die durch höhere Wirkungsgrade im Vergleich zur Volllast oder der unteren Teillast gekennzeichnet ist. Zudem eröffnet diese Hybridisierungsvariante die Möglichkeit einen Teil der verbrennungsmotorische Betriebspunkte, die durch einen hohen effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch gekennzeichnet sind, durch das elektrische Fahren zu substituieren. Die verbrauchsoptimale Dimensionierung der elektrischen Maschine liegt unter den gegebenen Randbedingungen (Verbrennungsmotor, Fahrzyklus, Schaltstrategie, Fahrzeugsetup, etc.) im Bereich zwischen 16 und 30 kW und beschreibt damit den Übergang vom Mild- zum Strong-Hybrid. Dieser stellt den wirkungsgradoptimalsten Kompromiss aus der einzusetzenden Kraftstoffenergie und der benötigten elektrischen Leistung dar:

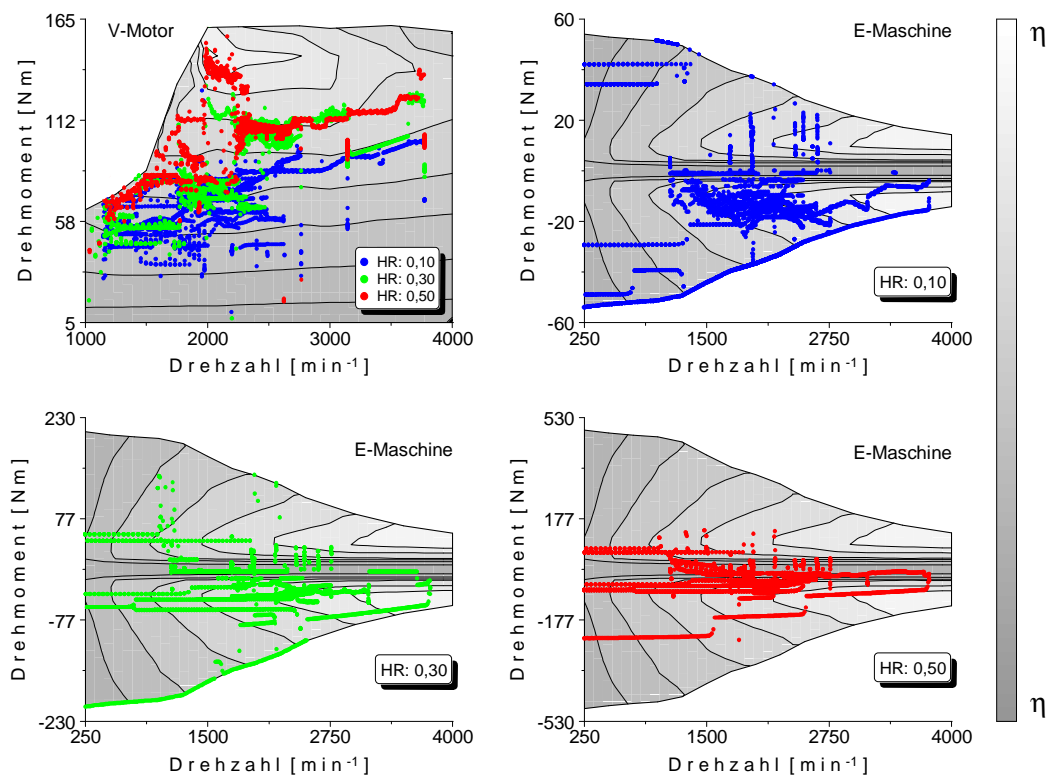


Abbildung 73: Verbrennungs- und elektromotorische Betriebspunkte in Abhängigkeit vom HR-Grad

Bei Strong-Hybriden (P2-Konfiguration) steht der steigenden elektrischen Nennleistung ein erhöhtes Fahrzeuggewichtes gegenüber, das zu einem höheren Energieverbrauch (Kraftstoffverbrauch) führt. Des Weiteren verschieben sich die Betriebspunkte der elektrischen Maschine während der Rekuperation, dem elektrischen Fahren und innerhalb des Hybrid-Modus von dem wirkungsgradgünstigen mittleren Teillastbereich in den wirkungsgradungünstigeren unteren Teillastbereich. Begleitend verlagern sich insbesondere bei niedrigen Drehzahlen ($< 2000 \text{ min}^{-1}$) die verbrennungsmotorischen Lastpunkte an die Volllast, so dass die ausgeprägte Drehmomentschwäche des Verbrennungsmotors eine sinnvolle Lastpunktanhebung desselbigen unterbindet (Kapitel 5.2.3). Ein rein elektrisches Durchfahren des „Neuen Europäischen

Fahrzyklus“ ist bei hohen Hybridisierungsgraden auf Grund der Batteriekapazität und der Größe der elektrischen Maschine denkbar, wird jedoch durch die Betriebsstrategie und die ihr zugrundeliegende SoC-Neutralität unterbunden.

Die innerhalb der Batterie entstehenden Verluste steigen ausgehend von einem konventionellen Antriebsstrang mit dem Hybridisierungsgrad an, da sich der Innenwiderstand der Batterie im Bereich kleiner HR-Gerade nur geringfügig ändert, während die Stromstärke durch das konstante Spannungsniveau der Batterie und das steigende Rekuperationspotential der E-Maschine zunimmt. Da die insgesamt rekuperierbare Energie vom Streckenprofil und der Fahrzeugmasse abhängt und ab einer bestimmten E-Maschinengröße vollständig erschlossen ist, führt deren weitere Leistungssteigerung zu einer Absenkung der auf die Volllast bezogenen relativen Generatorlast (geringere Stromstärke) und damit zu einem Abfall der Batterieverluste. Die höchsten Verluste treten innerhalb des optimalen Hybridisierungsbereiches (Abbildung 72) auf, wodurch deren marginale Auswirkung auf den Kraftstoffverbrauch verdeutlicht wird (Kapitel 5.2.6).

5.2.6 Energiebilanz des Fahrzeugprototypen

Um den Antriebsstrang eines Fahrzeuges hinsichtlich seiner Verlustenergien zu optimieren (Kraftstoffreduktion), ist die Kenntnis der komponentenspezifischen Energieflüsse und ihrer Größenordnung erforderlich. Die in diesem Kapitel präsentierten Simulationsergebnisse basieren auf dem städtischen Teil sowie dem Autobahnabschnitt des „Common Artemis Driving Cycle“, dessen Handschaltstrategie, dem Getrieberadsatz CR und der Differentialübersetzung FD3. Die sich für den Hybriden im Stadtverkehr ergebenden Verläufe der einzelnen Energie-senken werden durch die Abbildung 74 demonstriert:

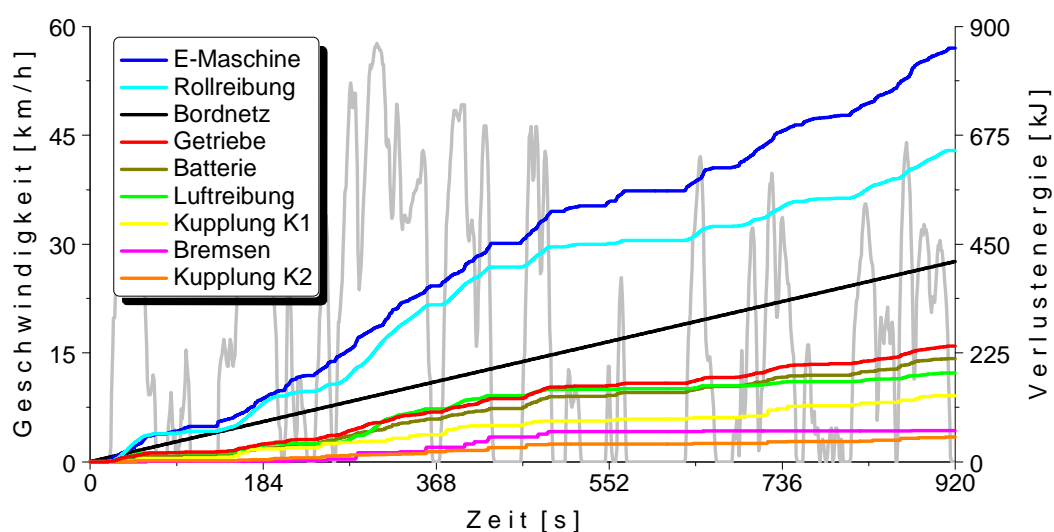


Abbildung 74: Verlustenergien eines Hybriden im städtischen Teil Artemis

Die vom Fahrzyklus unabhängigen Verluste werden durch den konstanten Leistungsbedarf des Bordnetzes verursacht und steigen folglich linear über dem Zyklus an. Da die zur Versor-

gung der elektrischen Verbraucher benötigte Energie durch die Traktionsbatterie bereitgestellt wird, weist diese auch während den Stillstandszeiten des Fahrzeuges und der elektrischen Maschine geringfügige Verluste auf. Der größte Anteil der als Wärme dissipierten Batterieleistung resultiert aus deren Belastung durch die elektrische Maschine, die nur während der Fahrzeugstillstandszeiten verlustfrei ist. Die bei konventionellen Bremsvorgängen sprunghaft ansteigenden Verluste entstehen durch die abrupten Verzögerungen, deren Leistungsbedarf nicht vollständig durch den Generator abgedeckt werden kann. Wandlungsverluste des Getriebes beinhalten sowohl den Anteil des automatisierten Handschaltgetriebes als auch den des Differentials. Die Aufteilung der Kupplungsverluste verdeutlicht die wesentlich häufigere Nutzung der Kupplung K2 im Vergleich zu der Kupplung K1, die zwischen dem Verbrennungsmotor und der elektrischen Maschine installiert ist. Die durch die Fahrwiderstände verursachten Verluste steigen mit der Geschwindigkeit und sind im städtischen Betrieb hauptsächlich durch die Rollreibung dominiert. Die Summe aller verlustbehafteten Energien am Ende des Fahrzyklus entspricht der durch den Verbrennungsmotor mechanisch bereitgestellten Energie (Tabelle 13), deren Bezug auf die insgesamt aufgewendete Kraftstoffenergie (nicht dargestellt) einen mittleren Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors angibt. Für den Hybrid ergeben sich somit im städtischen Teil sowie im Autobahnabschnitt (130 km/h Version) verbrennungsmotorische Wirkungsgrade von 27,6 bzw. 32,0 %, während die des konventionellen Fahrzeuges 12,0 und 28,2 % betragen:

Tabelle 13: Mechanische/energetische Verluste [%] eines elektrifizierten/konventionellen Antriebsstranges (Artemis)

| | Artemis: Stadt | | Artemis: Autobahn | |
|-----------------------|----------------|--------------|-------------------|--------------|
| | Hybrid | Nicht-Hybrid | Hybrid | Nicht-Hybrid |
| | [%] | [%] | [%] | [%] |
| Luftwiderstand | 6,56 | 10,77 | 57,37 | 64,86 |
| Rollwiderstand | 22,99 | 33,78 | 26,28 | 26,51 |
| Getriebe | 8,54 | 9,80 | 4,03 | 4,04 |
| Radbremsen | 2,29 | 19,05 | 1,14 | 2,57 |
| Bordnetz | 14,78 | 16,34 | 2,42 | 1,82 |
| Kupplung K1 | 1,83 | 10,26 | 0,08 | 0,20 |
| Kupplung K2 | 4,88 | - | 0,60 | - |
| E-Maschine | 30,52 | - | 6,19 | - |
| Batterie | 7,61 | - | 1,89 | - |
| Σ (Energien) | 2,8 MJ | 1,7 MJ | 19,9 MJ | 17,6 MJ |

Zurückzuführen ist diese insbesondere in urbanen Betrieb entstehende Wirkungsgradsteigerung des Verbrennungsmotors auf dessen Lastpunktanhebung innerhalb der Hybridumgebung (Hybrid-Modus). Die insgesamt durch die Hybridisierung entstehende Kraftstoffreduk-

tion wird durch die Kohlenstoffdioxidemissionen von 132 (Stadt) bzw. 126 g/km (Autobahn) für den Hybriden und 184 bzw. 126 g/km für das herkömmliche Fahrzeug belegt. Der für beide Antriebsstränge identische Kraftstoffverbrauch des Autobahnzyklus ist auf den besseren Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors zurückzuführen, der das höhere Fahrzeuggewicht des Hybriden kompensiert.

Der Vergleich der in den beiden Antriebssträngen bereitgestellten mechanischen Energie zeigt, dass der Verbrennungsmotor im Hybridverbund trotz eines geringeren Kraftstoffverbrauchs mehr mechanische Energie bereitstellt. Verursacht wird dessen Kraftstoffreduktion durch seinen höheren Wirkungsgrad, während der erhöhte Energiebedarf der übrigen Antriebsstrangkomponenten auf die vielfachen und stets verlustbehafteten Energiewandlungen dieser Antriebstechnologie zurückzuführen ist. Unabhängig vom Fahrzeugkonzept werden die höchsten Verluste im städtischen Betrieb durch die Rollreibung und im Autobahnbetrieb durch die Luftreibung verursacht. Ferner resultiert ein maßgeblicher Anteil der städtischen Verlustenergien im konventionellen Fahrzeug aus den häufigen Anfahr- und Verzögerungsvorgängen (Kupplungs- und Bremsverluste) sowie der Bordnetzleistung.

5.2.7 Kraftstoffreduktion durch Motoroptimierung

Die Bewertung (Abbildung 75) der prüfstandsseitig analysierten Motor- und Wastegatekonfigurationen bzw. die Quantifizierung ihres Kraftstoffreduktionspotentials (Kapitel 4.7) innerhalb eines hybridisierten Antriebsstranges erfolgte durch das Längsdynamiksimulationsmodell:

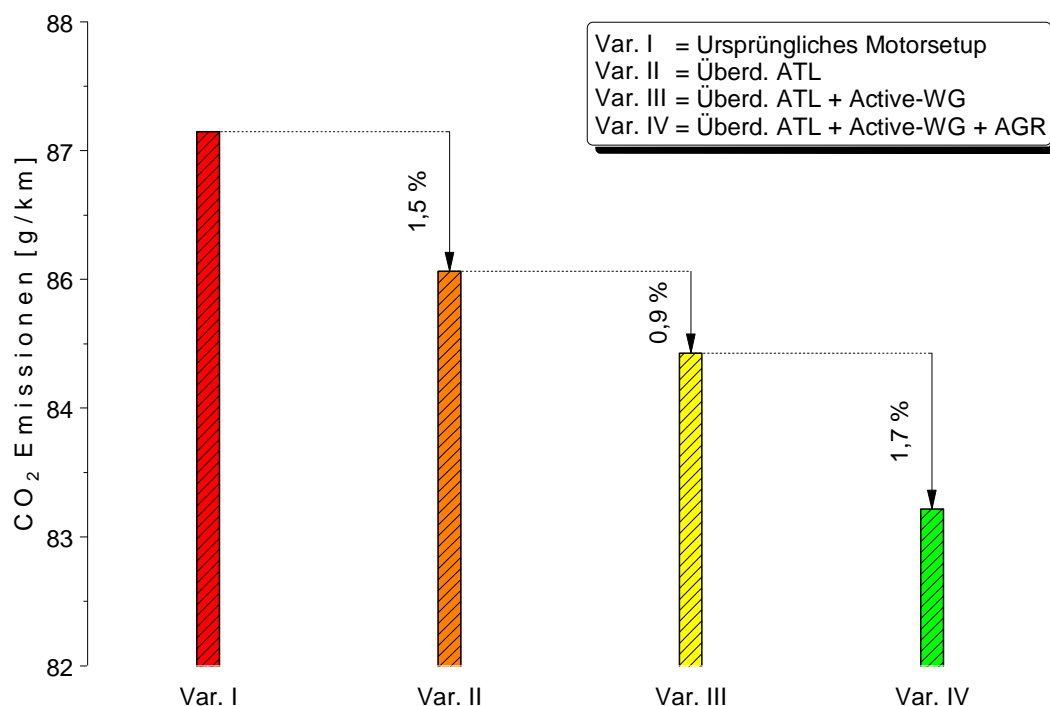


Abbildung 75: Verbrauchsreduktionspotential des hybridisierten Antriebsstranges im NEFZ

Die Basis dieser Untersuchungen bildet der „Neue Europäische Fahrzyklus“, dessen Hand-
schaltstrategie, der Getrieberadsatz CR und die Differentialübersetzung FD5.

Ausgehend von der ursprünglichen Motorapplikation (Variation I) konnten die Kohlen-
stoffdioxidemissionen des parallelen Hybriden um 1,5 % durch den Einsatz des überdimen-
sionierten Abgasturboladers (Variation II) reduziert werden. In Kombination mit der Active-
WG Strategie (Variation III) gelang eine weitere Absenkung der Treibhausgasemissionen um
0,9 %. Das hier aufgezeigte Potential des geöffneten Wastegates bezieht sich bereits auf den
überdimensionierten Abgasturbolader, dessen Wirkung analog zur Active-WG Strategie in
der Absenkung des Abgasgedruckes besteht. Ein Öffnen des Wastegates bei einem her-
kömmlich dimensionierten Abgasturbolader würde somit zu einer Erhöhung des präsentierten
Kraftstoffreduktionspotentials führen. Die höchste Einsparung von insgesamt 4,1 % entstand
durch den gemeinsamen Einsatz aller in diesem Forschungsbeitrag vorgestellten Methoden
(Variation IV), deren Voraussetzung ein phlegmatisierter Betrieb des Verbrennungsmotors ist
(Kapitel 4.3 bis 4.6).

Durch diese Analyse, konnte die zu Beginn des Projektes geforderte Wirkungsgradsteige-
rung des aufgeladenen 1,0 l Dreizylinder CNG Ottomotors durch dessen phlegmatischen Be-
trieb (Kapitel 1), eindeutig nachgewiesen werden.

6 Schlussfolgerungen und Ausblick

Das Projektziel dieses Forschungsvorhabens bestand in der Realisierung eines Erdgas-hybridfahrzeuges auf der Basis eines Opel Astra Caravan, dessen Kohlenstoffdioxidemissionen auf unter 90 g/km im „Neuen Europäischen Fahrzyklus“ gesenkt werden konnten. Erreicht wurde dieses durch die hybridspezifischen Betriebsmodi, den Einsatz von Erdgas als Kraftstoff und die „Phlegmatisierung“ des Verbrennungsmotors. Verstanden wird unter letzterem die kennfeldweite Optimierung des Motorwirkungsgrades unter Inkaufnahme eines reduzierten Instationärverhaltens des Verbrennungsmotors.

Durch die am Motorenprüfstand durchgeführte Grundlagenuntersuchungen (Zündzeitpunkt- und Lambdavarisation) konnte zum einen der aus dem Benzinbetrieb von Ottomotoren bekannte lineare Zusammenhang zwischen Zündzeitpunkt und Verbrennungsschwerpunktlage nachgewiesen werden. Zum anderen konnte im Vergleich zu Benzinmotoren ein quasi identisches Emissionsverhalten am untersuchten Erdgasmotor beobachtet werden. Die „Phlegmatisierung“ der Verbrennungskraftmaschine wurde im unteren und mittleren Lastbereich insbesondere durch die Verwendung eines Hoch- (+ Twinport-Technologie) und Niederdruckabgasrückführsystems erzielt. Ferner zeigte die Analyse des Niederdruckabgasrückführsystems am erdgasbetriebenen Ottomotor im Vergleich zum Hochdruckabgasrückführsystem eine optimierte Homogenisierung des Luft-Abgasgemisches (maximale Rückföhrerate; „Coefficient of Variation“) sowie eine Reduktion der Stickoxidemissionen (geringeres Saugrohrtemperaturniveau). Zusätzlich konnten oben genannte Lastbereiche bei hohen Motordrehzahlen durch die Anwendung der Active-Wastegate-Strategie (Saugmotorbetrieb) in ihrem effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch optimiert werden. Darüber hinaus zeigte diese Wastegatebetriebsart ebenfalls einen positiven Einfluss auf den Wärmetauscher des Hochdruckabgasrückführsystems (reduzierte Abgaskrümmertemperatur) sowie das Light-Off Verhalten des Katalysators (höhere Katalysatoreintrittstemperatur). Vollastnahe Betriebsbereiche und die Vollast selbst wurden durch die Applikation eines überdimensionierten Abgasturboladers (erweiterter Turbinenhalsquerschnitt) verbessert.

Die sich unter dynamischen Betriebsbedingungen der Verbrennungskraftmaschine (hohe Last- und Drehzahlgradienten) ergebende Reduktion des Instationärverhaltens konnte durch die Unterstützung der motorisch betriebenen elektrischen Maschine kompensiert bzw. überkompensiert werden [137].

Das durch genannte Maßnahmen entstandene Kraftstoffreduktionspotential von zirka vier Prozent wurde durch die Kombination von Motorprüfstandsversuchen (Verifikation der Phlegmatisierungsmaßnahmen) und Längsdynamiksimulationen des Prototypenfahrzeuges verifiziert. Simulativ konnte ebenfalls der Nachweis erbracht werden, dass die von konventionellen Fahrzeugen bekannte Downspeedingstrategie im Hybridverbund ihre Bedeutung behält, jedoch durch Motoren mit einem ausgeprägten „Low-End-Torque“ Bereich in Abhängigkeit vom Getriebe- und Differentialradsatz begrenzt wird (minimale Grenzdrehzahl).

Des Weiteren wurde eine verbrauchsminimale Start/Stop-Strategie der Verbrennungskraftmaschine erarbeitet und emissionsrelevante Fragestellungen unter Einsatz eines elektrisch beheizten Katalysators diskutiert.

Überdies sind weitere verbrennungsmotorische Wirkungsgrad- und Emissionsoptimierungen der unteren und mittleren Teillastbereiche durch dessen stärkere Entdrosselung realisierbar. Denkbar sind in diesem Zusammenhang die Verbesserung der hochdruckseitigen Abgasverteilung und -verträglichkeit durch Misch- und Tumblesysteme sowie der Einsatz eines direkteinblasenden Schichtbrennverfahrens. Neben letztgenannten können zur Anhebung der turbomotorischen Volllastcharakteristik bei niedrigen und mittleren Drehzahlen ebenfalls variable Steuerzeiten und die sich dadurch ergebene Möglichkeit des „Scavenging“ verwendet werden. Im Gegensatz zu benzinbetriebenen Ottomotoren können die Volllastbereiche, die durch ein überschüssiges Ladedruckpotential gekennzeichnet sind, durch den Magerbetrieb optimiert werden [132]. Des Weiteren kann das Beschleunigungsverhalten des Fahrzeuges auf Grund des hohen Spannungsniveaus (Hybrid) durch einen elektrisch unterstützten Verdichter gesteigert werden [29]. Entgegen aktueller Trends ist zur weiteren Kohlenstoffdioxidreduktion innerhalb der parallelen Hybridumgebung ebenfalls der Einsatz eines leistungsäquivalenten Saugmotors vorstellbar. Ursächlich ist der LET-Bereich moderner Downsizingkonzepte, der in Kombination mit einer Downspeedingstrategie unter Umständen das volle Potential des Hybridmodus (Lastpunktanhebung des Verbrennungsmotors) unterbindet. Ferner wird insbesondere bei niedrigen Drehzahlen der „träge“ Ladedruckaufbau des Abgasturboladers umgangen und bei hohen Drehzahlen der negative Ladungswechselwirkungsgrad vermieden.

Um das volle Potential des elektrisch beheizten Katalysators zu nutzen, sind die Entwicklung einer emissionsreduzierenden Betriebsstrategie und die Verbesserung des Wärme- und Stofftransportes erforderlich. Erstgenanntes ist z. B. durch die Aktivierung des Heizelementes unmittelbar vor dem Motorstart möglich, während letzteres durch die Vergrößerung der katalytisch aktiven Oberfläche und/oder durch die abgasseitige Integration eines Sekundärluft- und/oder Adsorbersystems möglich ist. Die Wirkmechanismen benannter Prinzipien bestehen in der Anhebung der Zelldichte bei gleichzeitiger Reduktion der Folienstärke, einer exothermen Oxidationsreaktion infolge des Luftüberschusses und der Einspeicherung von Kohlenwasserstoffen bis zum Erreichen der Light-Off-Temperatur [130][133][138].

7 Literaturverzeichnis

- [1] Houghton, J. T.; Ding, Y., Griggs, D. J., et al.: Climate Change 2001: The Scientific Basis, Contribution of Working Group I to the Third Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), Cambridge University Press, 2001
- [2] <http://wirtschaftslexikon.gabler.de/Definition/emissionshandel.html>
- [3] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (Hrsg.): Nationales Klimaschutzprogramm 2005, Beschluss der Bundesregierung vom 13. Juli 2005, Sechster Bericht der Interministeriellen Arbeitsgruppe „CO₂-Reduktion“, 2005
- [4] Europäisches Parlament: Richtlinie 2003/30/EG des europäischen Parlamentes und des Rates vom 8. Mai 2003 zur Förderung der Verwendung von Biokraftstoffen oder anderen erneuerbaren Kraftstoffen im Verkehrssektor, 2003
- [5] European Parliament: European Parliament legislative resolution of 17 December 2008 on the proposal for a regulation of the European Parliament and of the Council setting emission performance standards for new passenger cars as part of the Community's integrated approach to reduce CO₂ emissions from light-duty vehicles, 2008
- [6] Deutscher Bundestag, 16. Wahlperiode: Entwurf eines Gesetzes zur Neuregelung der Kraftfahrzeugsteuer und Änderung anderer Gesetze, Drucksache 16/11742, 2009
- [7] <http://www.bafa.de/bafa/de/wirtschaftsfoerderung/umweltpraemie/>
- [8] Berner, H.-J.: Ausgewählte Aspekte der Entwicklung aufgeladener PKW Erdgasmotoren - Strategie und Werkzeuge, Vertiefungsseminar, 5. Management Circle Fachkonferenz, Frankfurt, 2007
- [9] Fried, O.: Betriebsstrategie für einen Minimalhybrid-Antriebsstrang, Dissertation, Universität Stuttgart, Shaker Verlag, 2004
- [10] Bundesanstalt für Geowissenschaften und Rohstoffe (Hrsg.): Reserven, Ressourcen und Verfügbarkeit von Energierohstoffen, Kurzstudie 2009, 2009
- [11] http://www.deutz.de/live_deutz_com/html/default/home
- [12] <http://www.gas24.de/cms/127-0-historie.html>
- [13] <http://gas-tankstellen.de/>
- [14] Deutsche Vereinigung des Gas- und Wasserfaches e.V.: Technische Regel - Arbeitsblatt G 260, 2008
- [15] Persönliche Mitteilung: GVS Netz GmbH, 2009
- [16] Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e.V. (Hrsg.): Gemeinsame Gasnetz-karte in elektronischer Form für Deutschland, 2008
- [17] Beutler, M.; Naumann, M.: Erdgas - Ein alternativer Kraftstoff für den Verkehrssektor - Teil 1: Allgemeine technische Aspekte, Kostenabschätzung und Energiekettenbetrachtung, ATZ-Artikel 1998-09, 1998
- [18] Arbeitsgemeinschaft für sparsamen und umweltfreundlichen Energieverbrauch e. V. (Hrsg.): BHKW und Methanzahl - Einfluss der Gasbeschaffenheit auf den Motorbetrieb
- [19] Deutsche Energie-Agentur GmbH (Hrsg.): Erdgas und Biomethan im künftigen Kraftstoffmix - Handlungsbedarf und Lösungsansätze für eine beschleunigte Etablierung im Verkehr, 2010
- [20] DIN 51624: Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge - Erdgas - Anforderungen und Prüfverfahren, 2008
- [21] Robert Bosch GmbH (Hrsg.): Ottomotor-Management, 3. Auflage, 2005
- [22] Schiffgens, H.-J.; Hupperich, P.; Schollmeyer, H.-J.: Einfluss der Methanzahl auf die Verbrennung im Gas-Ottomotor, MTZ-Artikel 1993-07, 1993
- [23] Hodgins, K. B.; Gill, P. G.; Ouellette, P.; Hung, P.: Directly Injected Natural Gas Fueling of Diesel Engines, SAE-Paper 961671, 1996
- [24] Mayer, M.: Abgasturbolader - Sinnvolle Nutzung der Abgasenergie, Modern Industrie Verlag, 1994

- [25] Robert Bosch GmbH (Hrsg.): Dieselmotor-Management, 3. Auflage, 2002
- [26] Schmitt, F.; Schmalzl, H.-P.; Descamps, P.: Neue Erkenntnisse bei der Entwicklung von Aufladesystemen für Pkw-Motoren, 2003
- [27] BorgWarner Turbo Systems (Hrsg.): Die 2-stufige geregelte Aufladung (R2S) - Ein neues Aufladesystem für Nfz-Motoren
- [28] Predelli, O.; Müller, A.: Neue Reglerstrategie für elektrisch unterstützte Abgasturbolader (e-Turbo™)
- [29] BorgWarner Turbo Systems (Hrsg.): Der eBooster - Konzeption und Leistungsvermögen eines fortgeschrittenen elektrischen Aufladesystems, 2002
- [30] Casey, M.: Turbochargers, Vorlesungsumdruck, Universität Stuttgart (TH), 2009/2010
- [31] Grote, K.-H.; Feldhusen, J.: DUBBEL - Taschenbuch für den Maschinenbau, Springer Verlag, 2005
- [32] Persönliche Mitteilung: BorgWarner Turbo Systems, 2009
- [33] Mollenhauer, K.; Tschöke, H.: Handbuch Dieselmotoren, Springer Verlag, 2007
- [34] Gnielinski, V.; Kabelac, S.; Kind, M.; Martin, H.; Mewes, D.; Schaber, K.; Stephan, P.: VDI Wärmeatlas, Springer Verlag, 2005
- [35] Krause, H.-H.; Stöhr, R.: Kraft- und Arbeitsmaschinen, Vorlesungsumdruck, Hochschule Merseburg, 2007
- [36] Geller, W.: Thermodynamik für Maschinenbauer, Springer Verlag, 2006
- [37] Piatek, J.; Thiemann, W.: Bestimmung von Turboladerkennfeldern auf Basis von Motorprüfstandsmessungen, Uniforschung, 2006
- [38] Europäisches Parlament: Richtlinie des Rates vom 20. März 1970 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen 70/220/EWG, 1970
- [39] Bargende, M.: Grundlagen der Verbrennungsmotoren, Vorlesungsumdruck, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK), Universität Stuttgart (TH), 2009
- [40] Gruden, D.: Umweltschutz in der Automobilindustrie - Motor, Kraftstoffe, Recycling, Vieweg + Teubner Verlag, 2008
- [41] Robert Bosch GmbH (Hrsg.): Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 26. Auflage, Vieweg Verlag, 2007
- [42] Europäisches Parlament: Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des europäischen Parlamentes und des Rates vom 20. Juni 2007 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro5 und Euro 6) und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeuge, 2007
- [43] California Air Resources Board: Lev II and CAP 2000 Amendments - Final Regulation Order, 1999
- [44] <http://www.nhtsa.dot.gov/portal/fueleconomy.jsp>
- [45] National Highway Traffic Safety Administration: NHTSA and EPA propose new national program to improve fuel economy and reduce greenhouse gas emissions for passenger cars and light trucks, 2009
- [46] Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung: Regelung Nr. 83, Revision 3, Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Fahrzeuge hinsichtlich der Emissionen von Schadstoffen aus dem Motor entsprechend den Kraftstoffanforderungen des Motors
- [47] Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung: Regelung Nr. 101, Revision 2, Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Personenkraftwagen, die nur mit einem Verbrennungsmotor oder mit Hybrid-Elektro-Antrieb betrieben werden, hinsichtlich der Messung der Kohlendioxidemissionen und des Kraftstoffverbrauches und/oder der Messung des Stromverbrauches und der elektrischen Reichweite sowie der

- nur mit Elektroantrieb betriebenen Fahrzeuge der Klassen M_1 und N_1 hinsichtlich der Messung des Stromverbrauches und der elektrischen Reichweite
- [48] Schweinle, G.; Graf, A.: Interaktion von Testverfahren und Fahrzyklen bei PKW-Abgasmessungen, 3. Internationales Forum - Abgas und Partikelemissionen, 2004
 - [49] Institut National de Recherche sur les Transports et leur Sécurité (Hrsg.): Accuracy of exhaust emissions measurements on vehicle bench, 2006
 - [50] Bundesamt für Umwelt, Wald und Landschaft (Hrsg.): Real-world driving cycles for emission measurements: ARTEMIS and Swiss cycles, 2001
 - [51] André, M.: Real-world driving cycles for measuring cars pollutant emissions, Part B: Driving cycles according to vehicle power, 2006
 - [52] Golloch, R.: Downsizing bei Verbrennungsmotoren - Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung, Springer Verlag, 2005
 - [53] Cornel, S.: Alternative Antriebe für Automobile - Hybridsysteme, Brennstoffzellen, alternative Energieträger, 2. erweiterte Auflage, Springer Verlag, 2008
 - [54] Reichl, F.-X.: Taschenatlas der Toxikologie, 2. aktualisierte Auflage, Georg Thieme Verlag, 2002
 - [55] Spicher, U.: Verbrennungsmotoren A, Vorlesungsumdruck, Universität Karlsruhe (TH), 1996
 - [56] Kožuch, P.; Gärtner, U.: Besonderheiten der Abgasrückführung bei Nutzfahrzeugmotoren, Motorische Verbrennung, 2005
 - [57] Bareis, M.; Blank, T.; Deichmann, G.; Flaig, B.: Abgasrückführsysteme - Emissions-senkung bei Kraftfahrzeugen mit Verbrennungsmotor, Modern Industrie Verlag, 2004
 - [58] Alger, T.; Chauvet, T.; Dimitrova, Z.: Synergies between High EGR Operation and GDI Systems, SAE-Paper 2008-01-0134, 2008
 - [59] Pierburg GmbH & Co. KG (Hrsg.): Abgasrückführung für Ottomotoren, Werbeprospekt, 1979
 - [60] Roth, D.; Sauerstein, R.; Becker, M.; Meilinger, R.: Applikation einer Hybridabgasrückführung bei aufgeladenen DI-Ottomotoren, MTZ-Artikel 2010-04, 2010
 - [61] Tüber, K.; Ambros, W.: Thermodynamischer Vergleich zwischen einer Hochdruck- und Niederdruck-Abgasrückführung. 5. Tagung Wärmemanagement im Haus der Technik, Berlin, 2006
 - [62] Tietze, T.; Lautrich, G.; Sommer, A.; Ferrari, S.; Cancalon, P. J.; Jeckel, D.: Frischer Wind für den Pkw-Dieselmotor in Nordamerika: Niederdruck-Abgasrückführung als ein Baustein zur Bewältigung der Abgasemissionsvorschriften, 11. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2006
 - [63] Münz, S.; Römuss, C.; Schmidt, P.; Brune, K.-H.; Schiffer, H.-P.: Dieselmotoren mit Niederdruck-Abgasrückführung - Herausforderungen an den Turbolader, MTZ-Artikel 2008-02, 2008
 - [64] Krämer, M.; Pischinger, S.; Wirbeleit, F.; Mikulic, L.: Reduzierung der Abgasemissionen bei verbrauchsgünstigen Motorkonzepten, 4. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 1993
 - [65] Münz, S.; Römuss, C.; Schmidt, P.; Brune, K.-H.; Schiffer, H.-P.: Turbolader für Emissionskonzepte mit niederdruckseitiger Abgasrückführung - Grundlagenuntersuchungen und Maßnahmen zur Ertüchtigung des Laders
 - [66] Krüger, U.; Edwards, S.; Pantow, E.; Lutz R.; Dreisbach, R.; Glensvig, M.: High Performance Cooling and EGR Systems as a Contribution to Meeting Future Emission Standards, SAE-Paper 2008-01-1199, 2008
 - [67] Robert Bosch GmbH (Hrsg.): Autoelektrik, Autoelektronik - Systeme und Komponenten, Vieweg Verlag, 2007
 - [68] Europäisches Parlament: Richtlinie 2007/46/EG des europäischen Parlamentes und des Rates vom 5. September 2007 zur Schaffung eines Rahmens für die Genehmigung von

- Kraftfahrzeugen und Kraftfahrzeuganhängern sowie von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge, 2007
- [69] Technikgeschichte (Hrsg.): Die Rolle der Firma Jakob Lohner & Co. bei der Entwicklung von Hybridantrieben im Automobilbau, 1998
- [70] Köppen, T.: Die Rolle Ferdinand Porsches bei der Entwicklung ziviler und militärischer Elektrofahrzeuge zwischen 1900 und 1945, Birkhäuser Verlag, 1993
- [71] Köppen, T.: Elektromobilzeit - Die Jahrhundertwende und ihre ganz besonderen Automobile, 1990
- [72] Pieper, H.: United States Patent US0913846 - Mixed drive for autovehicles, 1909
- [73] <http://www.hybridcars.com>
- [74] <http://ieeexplore.ieee.org/Xplore/guesthome.jsp>
- [75] Dudenhöffer, F.: Die Marktentwicklung von Hybrid-Fahrzeugkonzepten, ATZ-Artikel 2005-04, 2005
- [76] Fußhöller, H.: Kfz-Antriebe und Umwelt, Vorlesungsumdruck, Universität Stuttgart (TH), 2010
- [77] Noreikat, K.: Hybridantriebe, Vorlesungsumdruck, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK), Universität Stuttgart (TH), 2009
- [78] Huber, T.; Sterzing-Oppel, S.: Effort/Benefit Based Comparison of Different Hybrid Vehicle Concepts for Standardization of Electric Drives, 9. Stuttgarter Symposium, 2009
- [79] Frei, B.: Regelung eines elektromechanischen Getriebes für Hybridfahrzeuge, Dissertation, Universität Chemnitz (TH), 2005
- [80] Back, M.: Prädikative Antriebsregelung zum energieoptimalen Betrieb von Hybridfahrzeugen, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 2005
- [81] Naunin, D.: Hybrid-, Batterie- und Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge, 3. Auflage, expert-Verlag, 2004
- [82] Kraft, D.; Mann, K.; Sterzing-Oppel, S.; Richter, B.; Huber, T.; Schuler, R.; Tellermann, U.: Modellgestützte Entwicklung von Komponenten für elektrische Hybridfahrzeuge, AUTOREG - Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren, Wiesloch, 2006
- [83] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit: Zukunftsmarkt Elektrische Energiespeicherung, 2007
- [84] <http://de.wikipedia.org/wiki/Lithium-Ionen-Akkumulator>
- [85] Robert Bosch GmbH (Hrsg.): Elektrik und Elektronik für Kfz - Batterien und Bordnetze, 2002
- [86] <http://www.varta-automotive.de>
- [87] Riedel, E.: Allgemeine und Anorganische Chemie, 1999
- [88] Borgeest, K.: Elektronik in der Fahrzeugtechnik - Hardware, Software, Systeme und Projektmanagement, 2008
- [89] Rüetschi, P.: Batterien und Akkumulatoren - Mobile Energiequellen für heute und morgen, 1998
- [90] Butler, K. L.; Rahman, Z.; Ehsani, M.: A comparison study between two parallel hybrid control concepts, SAE World Congress, 2000
- [91] Stiegeler, M.: Entwurf einer vorausschauenden Betriebsstrategie für parallele hybride Antriebsstränge, Universität Ulm, 2008
- [92] Sciarretta, A.; Guzzella, L.; Onder, C.: On the Power Split control of Parallel Hybrid Vehicles from Global Optimization towards Real-time Control, Automatisierungstechnik, 2003
- [93] Kessels, J. T. B. A.; Koot, M. W. T.; Bosch, P. P. J. van den: Optimal Adaptive Solution to Powersplit Problem in Vehicles with Integrated Starter / Generator, Vehicle Power and Propulsion Conference, 2006

- [94] Paganelli, G.; Delprat, S.; Guerra, T. M.; Rimaux, J.; Santini, J. J.: Equivalent Consumption Minimization Strategy for Parallel Hybrid Powertrains. IEEE, 2002
- [95] Musardo, C.; Rizzoni, G.; Staccia, B.: A-ECMS: An Adaptive Algorithm for Hybrid Electric Vehicle Management. European Control Conference, 2005
- [96] Friedrich, C.; Grebe, U.: Effiziente Ottomotoren durch Erdgas und Aufladung. 9. Tagung: Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, 2003
- [97] Friedrich, C.; Quarg, J.; Berner, H.-J.; Bargende, M.: Leistungs- und Emissionspotential eines aufgeladenen 1-Liter-Erdgasmotors. In Bargende, M.; Wiedemann, J. (Hrsg.): Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren, 4. Stuttgarter Symposium, Expert Verlag 2001
- [98] Persönliche Mitteilung: Adam Opel GmbH, 2009
- [99] Maus, W.; Brück, R.; Konieczny, R.; Scheeder, A.: Der E-Kat als Thermomanagementlösung in modernen Fahrzeuganwendungen, MTZ-Artikel 2010-05, 2010
- [100] Schaper, K.; Brück, R.; Konieczny, R.; Dietsche, A.; Zinecker, R.: New Design of Ultra High Cell Density Metal Substrates, SAE-Paper 2002-01-0353, 2002
- [101] Brück, R.; Diewald, R.; Hirth, P.; Kaiser, F. W.: Design Criteria for Metallic Substrates for Catalytic Converters, SAE-Paper 950407, 1995
- [102] acam-messelectronic (Hrsg.): PICOTURN - Drehzahlmesssystem für Turbolader, 2007
- [103] <http://www.cambustion.co.uk/>
- [104] Persönliche Mitteilung: Siemens AG, 2009
- [105] Dr.-Ing. S. Haußmann Industrieelektronik: Handbuch BSR42, 2009
- [106] Carlsson, A.: A System for the Provision and Management of Route Characteristic Information to Facilitate Predictive Driving Strategies, Dissertation, Universität Stuttgart, 2008
- [107] Wirtschaftskommission für Europa (Hrsg.): Regelung Nr. 110, 2001
- [108] Bargende, M.: Schwerpunkt-Kriterium und automatische Klingelerkennung Bausteine zur automatischen Kennfeldoptimierung bei Ottomotoren, MTZ-Artikel 10/1995
- [109] Merker, G. P.; Schwarz, C.; Stiesch, G.; Otto, F.: Verbrennungsmotoren: Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung, Vieweg + Teubner Verlag, 2006
- [110] Joos, F.: Technische Verbrennung - Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung und Emissionen, Springer Verlag, 2006
- [111] Eichseder, H.; Klütting, M.; Piock, W. F.: Grundlagen und Technologien des Ottomotors - Der Fahrzeugantrieb, SpringerWienNewYork Verlag, 2008
- [112] BorgWarner Turbo Systems: Einbaurichtlinien für Turbolader, 2006
- [113] Zinner, K.: Druckschwankungen in den Auspuffleitungen und der Wirkungsgrad von Abgasturboladern, MAN-Forschungsheft, 1953
- [114] Hiereth, H.; Prenninger, P.: Aufladung der Verbrennungskraftmaschine, Springer Verlag, 2003
- [115] Pucher, H. et. Al.: Vermessung erweiterter Kennfeldbereiche von Fahrzeugmotoren-Turboladern, 8. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2002
- [116] Schorn, N.: Die Turboladerturbine als Randbedingung in der Ladungswechselrechnung, MTZ-Konferenz - Motor Stuttgart, 2008
- [117] Wiebelt, A.: Zylinderrollenlager mit aerostatischem Käfig zur Lagerung schnelldrehender und thermisch hochbelasteter Rotoren, Dissertation, Universität Karlsruhe, 2002
- [118] Lujan, J. et. Al.: Test Bench for Turbocharger Groups Characterization, SAE-Paper 2002-01-0163, 2002
- [119] Nauendorf, D.; Bolz, B.; Mandel, M.: Design and Implementation of a New Generation of Turbo Charger Test Benches Using Hot Gas Technology, SAE-Paper 2001-01-0279, 2001
- [120] Wünsche, A.: Das charakteristische Verhalten von kleinen Abgasturboladern und sein Einfluss auf den Arbeitsprozess von Dieselmotoren, Dissertation, RWTH Aachen, 1977

- [121] Iwasaki, M. et Al.: Comparison of Turbocharger Performance Between Steady Flow and Pulsating Flow on Engines, SAE-Paper 940839, 1994
- [122] Capon G. et. Al.: The Influence of Installation Parameters on Turbocharged Automotive Engine Performance, 8th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, London, 2006
- [123] Pischinger, R. et. Al.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Springer Verlag, 1989
- [124] Wedowski, S.: Auslegung des Ladungswechsels für kleine aufgeladene Verbrennungsmotoren, MTZ-Konferenz, 2008
- [125] Malobabic, M.: Das Betriebsverhalten Leitschaufel- und Bypass geregelter PKW Abgasturbolader, Dissertation, Universität Hannover, 1989
- [126] Nickel, J. et. Al.: Einfluss der Sensorik und der Messtellenanordnung bei der Kennfeldvermessung und im Fahrzeugeinsatz von Turboladern, 10. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2005
- [127] Forschungskuratorium Maschinenbau e.V.: Optimierung des dynamischen Verhaltens von aufgeladenen Ottomotoren bezüglich Verbrauch und transientem Ansprechverhalten, Forschungsantrag, 2010
- [128] Berndt, R.: Einfluss eines diabaten Turboladermodells auf die Gesamtprozess-Simulation abgasturboaufgeladener PKW-Dieselmotoren, Dissertation, Universität Berlin, 2009
- [129] Fesefeldt T.; Müller, S.: Optimization and Comparison of Quick and Hybrid Start, SAE-Paper 2009-01-1340, 2009
- [130] Kiefer, W.; Plodek, B.; Ehmann, P.; Feldwisch-Drentrup, R.; Diringer, J.: BMW 750i mit elektrisch beheiztem Katalysator, MTZ-Artikel 1998-11, 1998
- [131] Grill, M.: Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren, Dissertation, Universität Stuttgart, 2006
- [132] Rütten, O.; Dieterich, C.; Weinowski, R.; Nijs, M.; Küpper, C.; Pischinger, S.: Potentiale zur CO₂- und Emissionsreduktion durch Kombination von modernen ottomotorischen Brennverfahren mit Erdgas als alternativem Kraftstoff, Gasfahrzeuge, 2009
- [133] Maus, W.; Brück, R.; Holy, G.: Zukünftige Abgasnachbehandlungstechnologien für Otto-Motoren; Die nächste Generation Niedrigstemissionsfahrzeuge, Internationaler Kongress Graz, 1999
- [134] Fröberg, A.: Inverse Dynamic Simulation of Non-Quadratic MIMO Powertrain Models - Application to Hybrid Vehicles, Vehicle Power and Propulsion Conference, 2006
- [135] Guzzella, L.; Amstutz, A.: CAE tools for quasi-static modeling and optimization of hybrid powertrains, Transactions on Vehicular Technology, 1999
- [136] <http://www.opel-infos.de/>
- [137] Böhm, M.: Steuerung und Regelung des Antriebsstranges eines Erdgashybridfahrzeugs, Dissertation, Universität Stuttgart, 2011
- [138] Marsh, P.; Acke, F.; Konieczny, R.; Brück, R.; Hirth, P.: Application Guideline to Define a Catalyst Layout for Maximum Catalytic Efficiency, SAE-Paper: 2000-01-0500, 2000

Lebenslauf

Name: Daniel Boland

Geburtsdatum: 10.10.1980

Geburtsort: Köln

Staatsangehörigkeit: deutsch

Familienstand: ledig

Schulbildung:

1987 - 1988 Carl-Orff-Grundschule, Hürth

1988 - 1991 Hardschule Grund- und Hauptschule, Durmersheim

1991 - 2000 Wilhelm-Hausenstein-Gymnasium, Durmersheim

Zivildienst:

2000 - 2001 Pestalozzi Schule - für geistig behinderte Kinder, Rastatt

Studium:

2001 - 2006 Universität Stuttgart

Fachrichtung: Fahrzeug- und Motorentechnik

Abschluss: Diplom-Ingenieur

Beruflicher Werdegang:

2007 - 2010 Wissenschaftlicher Mitarbeiter

Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen

Universität Stuttgart

Seit 2010 Konzeptentwicklung Elektrifizierung Antrieb

Audi AG

Ingolstadt