

DIPLOMARBEIT

Potenzial von Bioethanol als Kraftstoff für PKW-DI-Motoren

Gregor Eckhard

zur Erlangung des akademischen Grades
Dipl.-Ing.

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Betreuer: Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner



2009

„We can get fuel from fruit, from sumac by the roadside, or from apples, weeds, sawdust; almost anything. There's enough alcohol in one year's yield of an acre of potatoes to cultivate that field for a hundred years....“

(Henry Ford, 1908)

Vorwort

Als junger Techniker bin ich mir meiner Verantwortung der Mitgestaltung unserer Zukunft durchaus bewusst, und bin froh mit dieser Arbeit meinen bescheidenen Anteil für die Nachhaltigkeit und umweltbewusstes Handeln unserer Gesellschaft leisten zu dürfen. Im Rahmen dieser Tätigkeit wurde es mir ermöglicht meine Leidenschaft für Verbrennungskraftmaschinen mit jener für Umweltschutz zu kombinieren, was mir sehr viel Freude bereitete.

Ich möchte mich auf diesem Wege auch gleich bei allen Mitarbeitern des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz, allen voran Institutsleiter Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder für diese hervorragende Möglichkeit einer Diplomarbeit bedanken. Im Zuge meiner Tätigkeiten am Institut fand ich stets ideale Arbeitsbedingungen vor und wurde von allen Seiten bestmöglich unterstützt. Gleichzeitig möchte ich mich bei der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV) für die finanzielle Unterstützung bedanken, ohne die eine Durchführung meiner Arbeit nicht denkbar gewesen wäre, sowie bei der Südzucker AG für den zur Verfügung gestellten E85-Kraftstoff.

Besonders hervorgehoben werden sollen hier auch noch meine Diplomarbeitstreuer Dr. Peter Grabner und Dipl.-Ing. Christian Spuller, die ideale Wegbegleiter für meine Tätigkeit als Diplomand darstellten, indem sie mir jederzeit mit Rat und Tat zur Seite standen und mir trotzdem den Freiraum zur persönlichen Entfaltung und Ausführung meiner Ideen ließen.

Der größte Dank gilt jedoch meinen Eltern Günther und Gisela Eckhard, sowie meinen Geschwistern Günther jun. und Isabell. Sie alle waren immer hervorragende Vorbilder, an denen ich mich in meinem bisherigen Leben orientieren konnte, und spielten eine bedeutende Rolle in meiner persönlichen Entwicklung. Sie haben mir klar gemacht, dass es sich lohnt für seine Ideale einzutreten und stets an sich zu glauben.

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am 13.11.2009

Gregor Eckhard

Kurzfassung

Der drastisch ansteigende Weltenergieverbrauch, die Verknappung von fossilen Energieträgern und die globale Erderwärmung aufgrund immer höherer Treibhausgasemissionen führen zu einer wachsenden Bedeutung von alternativen und regenerativen Energiequellen. Deshalb ist auch in der Fahrzeugindustrie die Entwicklung von alternativen, umweltfreundlichen Antriebskonzepten zu einem zentralen Thema geworden.

Der Inhalt der vorliegenden Arbeit beschäftigt sich mit der Potenzialanalyse einer dieser Alternativen, nämlich Bioethanol für direkteinspritzende Motoren. Dabei wird dieses Thema in 3 Blöcken abgehandelt.

Im ersten Teil wird die Rolle von Bioethanol als Energieträger behandelt. Es soll dem Leser hier ein allgemeiner Überblick über den Herstellungsprozess, die gesellschaftlichen Folgen einer breiten Verwendung und die gesetzlichen Rahmenbedingungen gegeben werden, um ein Gefühl für diesen alternativen Kraftstoff zu erhalten.

Der zweite Teil umfasst die Thematik von Bioethanol als Kraftstoff für den Kraftfahrzeugsektor und geht somit näher ins Detail. Es werden die Anwendungsmöglichkeiten, die chemischen, physikalischen und thermodynamischen Eigenschaften und deren Auswirkungen auf den motorischen Betrieb allgemein beschrieben, ehe dann ein Einblick in den derzeitigen Stand der Bioethanolverwendung weltweit gegeben wird.

Der dritte Teil zeigt die Ergebnisse einer in Kooperation mit der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV) entstandenen und am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz durchgeführten Studie zu diesem Thema. Die Analyse beinhaltet einerseits eine 1-D-CFD-Vollmotorsimulation, die als Grundlage für einen eventuell nachfolgenden realen Aufbau eines Motor-Downsizingkonzeptes für E85-Kraftstoff dienen soll. Andererseits beschäftigte sich die Arbeit mit Brennverfahrensuntersuchungen an einem 1-Zylinder-Forschungsmotor. Diese umfassten sowohl die Analyse von Volllast- und Teillastpotenzial, als auch spezielle Untersuchungen hinsichtlich der emittierten Partikelanzahl bzw. -größenverteilung. Dabei wurden alle am Forschungsmotor durchgeführten Messungen neben E85 auch mit herkömmlichem Benzinkraftstoff durchgeführt, um einen direkten Vergleich herstellen zu können.

Abstract

The rising world energy consumption, the shortage of fossil resources as well as global warming lead to a more and more important role of alternative and renewable energy sources. Therefore, in the automotive industry research and development in the field of alternative, ecologically friendly drive concepts also became a major issue.

The content of this paper is focusing on an analysis of the potential of one of these alternatives, namely bioethanol for direct injection engines and is divided into three parts.

The first part deals with the role of bioethanol as an energy source. The reader gets an overview of the production process, the social consequences of a broad application and the legal framework requirements to get in touch with the alternative fuel.

The second part deals with the topic of bioethanol as a fuel for the automotive sector and thus goes more into detail. The application spectrum, the chemical, physical and thermodynamical characteristics and the impact of those for an internal combustion engine are described in a general way. Finally, information about the current worldwide application of bioethanol is given.

The third part shows results of a study about the issue of bioethanol for DI-engines, which was carried out at the Institute of Internal Combustion Engines and Thermodynamics at the University of Technology in Graz, Austria, in cooperation with the FVV. On the one hand, this study contains a 1-D-CFD-Simulation for a complete engine-downsizing-concept, which will possibly be built in future. On the other hand, it deals with the analyses of the combustion processes of a single-cylinder-research-engine. These are composed of full load and part load studies and also of a special analysis of particle number and particle size distribution. All of these measurements were carried out with E85 and normal gasoline in order to be able to establish a direct comparison.

Abreviación

El ascendente consumo energético mundial, la escasez de energía fósil y el calentamiento global conducen a un papel cada vez más importante de las fuentes de energías alternativas y renovables. Por eso también en la industria automovilística el desarrollo de tecnologías alternativas y más respetuosas con el medio ambiente es un tema central.

El contenido de este trabajo es un análisis sobre el potencial de una de esas alternativas; la cual consiste en etanol biológico para motores de inyección directa. El trabajo está dividido en tres partes.

La primera parte trata del rol de etanol biológico como fuente de energía. El lector obtiene una visión conjunta sobre la fabricación, las consecuencias sociales de una aplicación amplia y las condiciones legales para aproximarse al tema.

La segunda parte trata de etanol biológico como combustible para el sector automotor y es más detallada. Las opciones de aplicación, las características químicas, físicas, termodinámicas y una reseña del impacto que ellos producen sobre un motor de combustión interna. Al final se realiza una descripción de la situación actual de la aplicación global de etanol biológico.

La tercera parte demuestra los resultados de un estudio sobre la inyección directa de etanol biológico, que fue realizado en el Instituto de Motores de Combustión Interna y Termodinámica de la Universidad de Tecnología en Graz, Austria, en cooperación con la FVV. El estudio contiene una 1-D-CFD-Simulación de un motor, como base para un motor real, que eventualmente va a ser construido en el futuro. También contiene un análisis de la combustión en un motor con un cilindro. Así la carga máxima, la carga parcial y la emisión de partículas de hollín fueron estudiadas. Las mediciones fueron realizadas con etanol biológico y gasolina normal para establecer una comparación objetiva.

Inhaltsverzeichnis

| | |
|---|-----------|
| 1. Einleitung | 1 |
| 2. Allgemeines zu Bioethanol | 3 |
| 2.1. Produktion von Ethanol | 3 |
| 2.2. Bioethanol betrachtet aus verschiedenen Blickwinkeln | 5 |
| 2.3. Gesetzliche Rahmenbedingungen für Bioethanol | 10 |
| 3. Bioethanol als Kraftstoff für den Kraftfahrzeugsektor | 13 |
| 3.1. Verwendungsbereiche für Ethanol | 13 |
| 3.2. Eigenschaften von reinem Ethanol | 15 |
| 3.3. Eigenschaften von Ethanol-Blends | 23 |
| 3.4. Auswirkungen von Ethanolkraftstoffen auf den Fahrzeugbetrieb | 30 |
| 3.5. Status der weltweiten Bioethanolanwendung im Kraftfahrzeugsektor | 37 |
| 4. Untersuchungen zur Direkteinspritzung von E85 | 41 |
| 4.1. Ausgangssituation | 41 |
| 4.2. 1D-CFD-Simulation | 41 |
| 4.2.1. Modellerstellung – Konzept I | 42 |
| 4.2.2. Ergebnisse Konzept I | 43 |
| 4.2.3. Modellerstellung – Konzept II | 52 |
| 4.3. Brennverfahrensuntersuchungen am Forschungsmotor | 54 |
| 4.3.1. Forschungsmotor | 54 |
| 4.3.2. Erste Versuche | 57 |
| 4.3.3. Vollastverhalten E85 vs. Benzin | 63 |
| 4.3.4. Teillastverhalten E85 vs. Benzin | 73 |
| 4.3.5. Partikelemissionen E85 vs. Benzin | 75 |
| 5. Zusammenfassung und Ausblick | 83 |
| Literaturverzeichnis | 85 |
| A. Ergebnisse zu Konzept II der 1D-CFD-Simulation | 87 |
| B. Übersicht Kraftstoffeigenschaften | 95 |

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

| | |
|-------------------------|---------------------------------------|
| b_e | effektiver Verbrauch |
| d_p | Partikeldurchmesser |
| H_G | Gemischheizwert |
| H_u | unterer Heizwert |
| L_{st} | stöchiometrischer Luftbedarf |
| m | Masse |
| m_L | Luftmasse |
| M | Drehmoment, molare Masse |
| M_e | effektives Drehmoment |
| n | Drehzahl |
| P | Leistung |
| P_e | effektive Leistung |
| p_m | Mitteldruck |
| p_e | effektiver Mitteldruck |
| p_i | indizierter Mitteldruck |
| p_{Lade} | Ladedruck |
| p_{Kr} | Einspritzdruck |
| p_{Zmax} | max. Zylinder- bzw. Brennraumdruck |
| $\frac{dQ_H}{d\varphi}$ | Heizverlauf |
| Q_H | integrierter Heizverlauf |
| T_{Lade} | Ladelufttemperatur |
| T_{Abg} | Abgastemperatur |

Griechische Formelzeichen

| | |
|---------------|-----------------------------|
| ε | Verdichtungsverhältnis |
| η | Wirkungsgrad |
| η_e | effektiver Wirkungsgrad |
| η_i | indiz. Wirkungsgrad |
| λ | Luftverhältnis, Luftzahl |
| λ_a | Luftaufwand |
| ρ | Dichte |
| ρ_L | Dichte der (Saug-)Luft |
| ρ_G | Dichte des (Saug-)Gemisches |
| φ | Kurbelwinkel |

Indizes und Abkürzungen

| | |
|-----------------|---|
| AÖ | Auslass öffnet |
| AS | Auslass schließt |
| Asp | Arbeitsspiel |
| BtL | Biomass to Liquid |
| CFD | Computational Fluid Dynamics |
| CO | Kohlenmonoxid |
| CO ₂ | Kohlendioxid |
| COV | Coefficient of Variation |
| DI | Direct Injection |
| e | effektiv |
| EU | Europäische Union |
| EÖ | Einlass öffnet |
| ES | Einlass schließt |
| FOMO | Forschungsmotor |
| FSN | Filter Smoke Number |
| GATT | General Agreement on Tariffs and Trade |
| H ₂ | Wasserstoff |
| HC | Kohlenwasserstoff |
| i | innen; indiziert |
| Inj | Injektor |
| KW | Kurbelwinkel |
| LLK | Ladeluftkühler |
| MFB50 | 50%-Umsatzpunkt (<u>M</u> ass <u>F</u> raction <u>B</u> urnt) |
| n | nach |
| NO _x | Stickoxide |
| OT | oberer Totpunkt |
| O ₂ | Sauerstoff |
| ROZ | Research-Oktanzahl |
| seitl | seitlich |
| TL | Teillast |
| UT | unterer Totpunkt |
| v | vor |
| VL | Vollast |
| WTO | World Trade Organization |
| zentr | zentral |

1. Einleitung

Der drastisch ansteigende Weltenergieverbrauch und die Tatsache, dass ein Großteil davon von endlichen, fossilen Energieträgern gedeckt wird, werden in Zukunft zu einer immer bedeutenderen Rolle von alternativen und regenerativen Energiequellen führen. Auch die globale Erderwärmung mit all ihren schrecklichen Folgen zwingt uns die Emissionen an Treibhausgasen, vor allem CO₂, deutlich einzuschränken. Dies kann nur gelingen, wenn man die Nutzung von fossilen Energiequellen, wie Erdöl, Erdgas und Kohle, senkt und sich nachhaltigen Alternativen widmet.

Derzeit werden 80 % des Primärenergiebedarfes von fossilen Energieträgern gedeckt, wobei Erdöl eindeutig den größten Teil darstellt. Auf den Transportsektor fallen 25 %, was eindeutig die große Bedeutung der Mobilität in unserer Gesellschaft widerspiegelt. Studien gehen davon aus, dass sich der Energieverbrauch von 2005 bis 2030 sogar noch verdoppeln wird, wobei hierfür vor allem die stark wachsenden Märkte der Entwicklungsländer, wie zum Beispiel China, verantwortlich sein werden [10].

Besonders im Kraftfahrzeugsektor, der für einen wesentlichen Anteil der weltweiten CO₂-Emissionen verantwortlich ist, werden fast ausschließlich erdölbasierte Energieträger verwendet. Es ist deshalb gerade in diesem Bereich der Ruf nach alternativen Kraftstoffen in letzter Zeit immer lauter geworden, weshalb, besonders in den letzten 10 Jahren, ein großer Aufwand für die Entwicklung und Einführung von Technologien für alternative Kraftstoffe betrieben wurde. In kleinem Rahmen wurden auch schon beachtliche Erfolge erzielt, wobei ein absoluter Durchbruch noch nicht erreicht wurde, geschweige denn in naher Zukunft zu erwarten wäre. Aufgrund der Vielzahl von Alternativen, gekoppelt mit sowohl internationalen als auch regionalen Unterschieden, gibt es weltweit bis dato keine Einigung darüber, welcher Kraftstoff am aussichtsreichsten ist und daher forciert werden soll. Da Fortschritte in diesem Bereich immer sehr stark von Investitionen in Forschung, Aufbau von Infrastruktur und Marketing abhängen, werden diese wohl die entscheidende Rolle spielen in der Frage, welcher Kraftstoff sich durchzusetzen vermag.

Da alle alternativen Kraftstoffe ihre Vorteile in bestimmten Bereichen aufweisen, möchte ich hier keinem seine Daseinsberechtigung absprechen. Ich persönlich bin sogar überzeugt, dass die weltweit unterschiedlichen Gegebenheiten zu einem globalen Mix an alternativen Kraftstoffen für den Kraftfahrzeugbau führen werden. Da jedoch herkömmliche Benzin- und Dieselmotoren kurzfristig die kostengünstigste und einfachste Variante darstellen, bedarf es schon einiges an Aufwand um alternative Kraftstoffe am Markt wirklich wettbewerbsfähig erscheinen zu lassen. Ein Aufwand, den es sich jedoch 100%ig zu treiben lohnt, da sowohl die Nachhaltigkeit als auch umweltbewusstes Handeln eine klare Priorität unserer Gesellschaft

darstellen müssen.

An dieser Stelle kann keinesfalls geklärt werden, welcher alternative Kraftstoff die optimale Lösung für die Zukunft darstellt. Es wird jedoch eine sehr interessante und vielversprechende Alternative etwas genauer unter die Lupe genommen. Inhalt dieser Arbeit ist eine Analyse des Potenzials von ethanolhaltigem Kraftstoff, besonders im Hinblick auf direkteinspritzende PKW-Motoren.

Im ersten Teil wird die Rolle von Bioethanol als Energieträger abgehandelt. Es soll dem Leser hier ein allgemeiner Überblick über den Herstellungsprozess, die gesellschaftlichen Folgen und die gesetzlichen Rahmenbedingungen gegeben werden um ein Gefühl für diesen alternativen Kraftstoff zu bekommen. Der zweite Teil umfasst die Thematik von Bioethanol als Kraftstoff für den Kraftfahrzeugsektor und geht somit tiefer ins Detail. Es werden die Anwendungsmöglichkeiten, die chemischen, physikalischen und thermodynamischen Eigenschaften und deren Auswirkungen auf den motorischen Betrieb allgemein beschrieben, ehe dann ein Einblick in den derzeitigen Stand der weltweiten Bioethanolverwendung gegeben wird. Der dritte Teil zeigt die Ergebnisse einer am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz durchgeführten Studie über das Potenzial von E85-Kraftstoff für direkteinspritzende PKW-Motoren. Hier soll vor allem das Potenzial von Bioethanol für Downsizingkonzepte untersucht werden, da die Studie im Rahmen eines Forschungsvorhabens der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV) als Grundlage für die Entwicklung eines PKW-Downsizingmotorkonzeptes dienen soll. Die Analyse umfasst eine 1-D-CFD-Vollmotorsimulation und Brennverfahrensuntersuchungen an einem 1-Zylinder-Forschungsmotor.

2. Allgemeines zu Bioethanol

Dieses Kapitel soll allgemeine Informationen über Bioethanol und seine Rolle als Energieträger geben. Der erste Teil beschäftigt sich mit der Herstellung von Bioethanol ehe es danach zu einer Betrachtung einer breiten Verwendung und deren vielfältigen Auswirkungen auf unsere Gesellschaft aus verschiedensten Blickwinkeln kommt. Anschließend wird ein Überblick über die gesetzlichen Rahmenbedingungen gegeben, die die Entwicklung dieser Alternative sicherlich mitbestimmen werden.

2.1. Produktion von Ethanol

Für die Erzeugung von Bioethanol kommen im Wesentlichen drei Prozesse in Frage. Es eignet sich grundsätzlich jede zucker-, stärke- oder cellulosehaltige Biomasse für die Herstellung. Beispiele für zuckerhaltige Rohstoffe sind Zuckerrohr, Zuckerrübe und Zuckerhirse, wobei letztere eine unbedeutende Rolle einnimmt. Getreide, Mais und Kartoffel zählen zu den stärkehaltigen Rohstoffen, die sich für eine Ethanolproduktion eignen. Unter cellulosehaltige Rohstoffe fallen Holz (Waldrestholz, schnellwachsende Bäume, Sträucher), Einjahrespflanzen (Hanf), landwirtschaftliche Rückstände (Bagasse, Stroh, Hülsen, Schalen) und kommunale Abfälle (Holzreste, Altpapier).

Wie schon die Vielzahl an möglichen Rohstoffen für die Ethanolproduktion erahnen lässt, gibt es unzählige Herstellungsmechanismen. Nicht nur der verwendete Rohstoff, auch die Nutzung der Nebenprodukte zur Herstellung von Koppelprodukten nimmt wesentlichen Einfluss auf die exakten Produktionsparameter. Im Folgenden soll nun ein grober Überblick über die Prinzipien der Bioethanolerzeugung gegeben werden.

Bioethanol aus zuckerhaltigen Rohstoffen

Neben der eigentlichen Alkoholherstellung durch Gärung umfasst der komplette Herstellungsprozess noch eine Reihe weiterer Verfahrensschritte. Aus der zuckerhaltigen Biomasse wird unter Einsatz mechanischer und/oder thermischer Energie der Zucker in wässriger Lösung abgetrennt, wobei die dabei angewandte Methode vom Typ des Rohmaterials abhängig ist. Die zu vergärende Zuckerlösung wird in einen Gärbehälter gepumpt und mit Hefe versetzt. Die Bruttoreaktion der Gärung lautet:



Die Gesamtreaktion setzt sich jedoch aus zahlreichen Einzelschritten zusammen, die jeweils durch ein bestimmtes Enzym katalysiert werden. Nach Abschluss des

Gärprozesses wird aus der vergorenen Maische in einem mehrstufigen Konzentrationsprozess der Alkohol angereichert. In einer ersten Stufe (Maischkolonne) wird bei einer einfachen Destillation eine Anreicherung des Alkohols bis auf eine Konzentration von etwa 35 % erreicht. Das Sumpfprodukt dieser Kolonne, die Schlempe, enthält die in der Maische noch enthaltenen, physikalisch oder chemisch gelösten Feststoffe, insbesondere Hefe und Mineralsalze. In einer zweiten Stufe, der sogenannten Rektifikation (Hintereinanderschaltung vieler Destillationsschritte), erfolgt die Anreicherung des Alkohols auf eine Konzentration von zirka 96 %. Höhere Konzentrationen sind durch atmosphärische Destillations-/Rektifikationsverfahren nicht zu erreichen, da Ethanol und Wasser bei dieser Konzentration ein Azeotrop bilden. Dies bedeutet, dass das Gemisch hier den größten Dampfdruck besitzt und nicht mehr weiter getrennt werden kann. Soll Ethanol jedoch als Mischkraftstoffkomponente verwendet werden, ist eine weitere wesentliche Verringerung des Wassergehaltes erforderlich. Dieser reine Bioethanol mit einer Konzentration von mindestens 99.7 % kann durch eine Dehydratation, also einer Trocknung beziehungsweise Entwässerung des Alkohols erreicht werden [14].

Bioethanol aus stärkehaltigen Rohstoffen

Die Alkoholerzeugung aus stärkehaltigen Rohstoffen unterscheidet sich von jener aus zuckerhaltigen Rohstoffen hauptsächlich bei der Rohstoffvorbereitung und -aufbereitung. Stärke ist ein polymerer Zucker, der einen Polymerisationsgrad (beschreibt Anzahl der Monomereinheiten in einem Polymermolekül) von 400 bis zu 6000 besitzt. Da Polysaccharide vom Enzymsystem der Hefe nicht vergoren werden können, ist als Vorstufe vor der Vergärung eine Auftrennung der langkettigen polymeren Moleküle, also eine Verzuckerung der Stärke, notwendig. Die Rohstoffe werden anfangs zermahlen und anschließend enzymatisch zerlegt. Der eigentlichen Vergärung gehen bei stärkehaltigen Rohstoffen immer die Teilschritte Aufschluss, Verflüssigung und Verzuckerung voraus. Wie diese Teilschritte im Detail aussehen hängt wiederum vom verwendeten Rohstoff ab. Der restliche Produktionsprozess umfasst die gleichen Schritte wie bei zuckerhaltigen Rohstoffen. Die vorgeschalteten Prozesse bedeuten jedoch einen zusätzlichen Bedarf an thermischer beziehungsweise mechanischer Energie [14]. Abbildung 2.1 zeigt als Beispiel die Prinzipdarstellung einer Ethanolproduktion aus Getreide. Angemerkt sei hier, dass in diesem Produktionsverfahren die Schlempe zu DDGS (Distillers Dried Grains with Solubles), also Futtermittel weiterverarbeitet wird.

Bioethanol aus cellulosehaltigen Rohstoffen

Während man bei Bioethanol aus zucker- beziehungsweise stärkehaltigen Rohstoffen von „Biomass to Liquid (BtL) der ersten Generation“ spricht, verwendet man für Bioethanol aus cellulosehaltigen Rohstoffen den Terminus „Biomass to Liquid der zweiten Generation“. Cellulose ist ein Kohlehydrat, das in den Zellwänden pflanzlicher Stoffe in Form von Fasern eingelagert ist. Sie besteht aus hochpolymeren Ket-

2.2. Bioethanol betrachtet aus verschiedenen Blickwinkeln

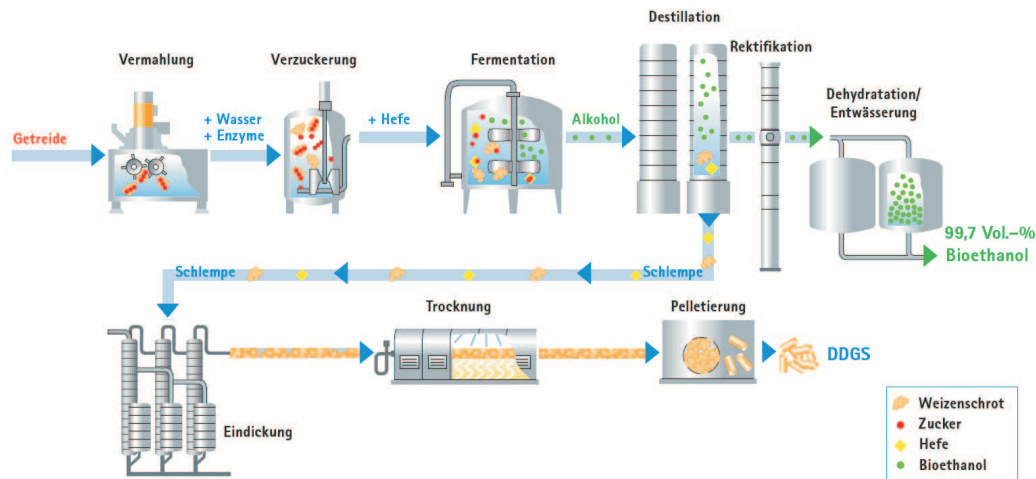


Abbildung 2.1.: Ethanolherstellung aus Getreide [24]

tenmolekülen mit bis zu 10.000 Glucoseeinheiten. Die Cellulosefasern werden von Hemicellulose umgeben, ebenfalls einem Kohlehydrat, bestehend aus 100 bis zu 200 Zuckereinheiten. Cellulose und Hemicellulose sind wiederum eingebettet in eine Ligninstruktur, die das Stützgerüst der Pflanze darstellt. Wie schon bei den stärkehaltigen Rohstoffen muss auch bei cellulosehaltigen Rohstoffen eine Verzuckerung der eigentlichen Vergärung vorgeschaltet werden. Die Aufspaltung der Rohstoffe erfolgt durch Enzyme oder Säuren [14]. Die Erzeugung von BtL-Kraftstoffen der zweiten Generation bietet sehr viel Potenzial, weil hier die ganze Pflanze zur Ethanolherzeugung herangezogen werden kann. Außerdem kann im Gegensatz zu BtL der ersten Generation eine „Tank-Teller-Diskussion“ vermieden werden, da es sich bei den Rohstoffen um keine Glieder der menschlichen Nahrungsmittelkette handelt. Großindustrielle Prozesse befinden sich jedoch erst im Entwicklungsstadium und können derzeit zu vertretbarem, wirtschaftlichem Aufwand nicht durchgeführt werden. Man rechnet damit, dass in zirka 10 Jahren ein Entwicklungsstand für großindustrielle Fertigung erreicht wird.

2.2. Bioethanol betrachtet aus verschiedenen Blickwinkeln

Später werden wir uns explizit mit der Eignung von Ethanolkraftstoffen für den Kraftfahrzeugantrieb beschäftigen. Davor widmen wir uns jedoch dem Betrachten von Ethanol als Energieträger aus verschiedenen Blickwinkeln. Die Verwendung von Bioethanol als Kraftstoff für unsere Fahrzeuge beeinflusst unser Leben nämlich in vielerlei Hinsicht. Es ist deshalb nötig auch die Auswirkungen auf andere Bereiche zu berücksichtigen. Deshalb betrachten wir Ethanol nun von einem ökonomischen und ökologischen Standpunkt, sowie im Hinblick auf nationale Energieversorgungssicherheit beziehungsweise -unabhängigkeit.

Bioethanol aus ökonomischer Sichtweise

Brasilien war bis vor einigen Jahren ganz klar der größte Ethanol-Produzent. Die USA haben jedoch ihr Ethanolproduktionsvolumen in letzter Zeit stark gesteigert und Brasilien als Nummer eins den Rang abgelaufen. Auf Europa fällt lediglich ein kleiner Teil der globalen Ethanolherstellung [23]. Natürlich ist es sehr schwierig bis unmöglich alle vielfältigen, globalen, ökonomischen Auswirkungen einer breiten Ethanolverwendung im Kraftfahrzeugsektor vorauszusagen. Es ist jedoch möglich einige Effekte vorherzusehen, was nun wie folgt, im Speziellen in Hinblick auf Österreich, jedoch auch anderswo gültig, abgehandelt wird.

Eine Bioethanolerzeugung im Inland, bedeutet zuerst einmal, dass Mineralölimporte aus dem Ausland durch Wertschöpfung im eigenen Land ersetzt werden, was wiederum weitreichende Auswirkungen auf die heimische Wirtschaft nach sich zieht. Naturgemäß würde die Handelsbilanz positiv beeinflusst werden. Der Bau von Bioethanolproduktionsstätten liefert noch dazu einmalig große Aufträge für die Baubranche und danach profitieren langfristig viele Unternehmen von regelmäßigen Revisionen, Wartungen und Instandhaltungsaktivitäten. Auch Investitionen in Forschung und Entwicklung, um die laufenden Prozesse zu verbessern wären zu erwarten. Durch die Beschaffung der Rohstoffe wird die Agrarwirtschaft angekurbelt, was erhöhtes Einkommen für einheimische Landwirte bedeutet und wiederum deren Kaufkraft steigert. Die Wertschöpfung im Land bedeutet natürlich auch für den Staat zusätzliche Steuereinnahmen. Man kann also von einer Stimulation der einheimischen Wirtschaft mit all ihren positiven Begleiterscheinungen rechnen.

Die Bioethanolerzeugung würde außerdem viele neue Arbeitsplätze schaffen. Dabei müssen sowohl die direkten Arbeitsplätze in den Ethanolproduktionsstätten als auch die dadurch entstehenden vielen indirekten mitgerechnet werden.

Einen weiteren positiven Effekt stellt die Stärkung der Strukturen im ländlichen Raum dar, da sich zu den Ethanolproduktionseinrichtungen in der Umgebung noch weitere Betriebe ansiedeln würden.

Aus Sicht der Mineralölindustrie heißt es hingegen, dass Bioethanol ein Vielfaches von herkömmlichen Kraftstoffen kostet. Nur durch eine Befreiung der Mineralölsteuer sei die Wettbewerbsfähigkeit hergestellt, wobei auch schon der Anbau und die Verarbeitung der Rohstoffe derzeit subventioniert seien. Das in Europa aus Getreide und Zuckerrüben hergestellte Bioethanol koste noch dazu mehr als doppelt so viel wie das brasilianische Bioethanol aus Zuckerrohr. Schutzzölle könnten diese Differenz nur unzureichend ausgleichen. Auch langfristig soll es hier zu keiner Angleichung der Kosten zwischen fossilen und biogenen Kraftstoffen kommen, weshalb Benzin und Diesel auch auf lange Sicht die stärksten und wettbewerbsfähigsten Kraftstoffe bleiben.[15]

Ein weiteres Thema ist die viel zitierte „Tank-Teller-Diskussion“. Natürlich darf die Bioethanolproduktion auf keinen Fall die Lebensmittelpreise nach oben treiben. Man muss jedoch auch bedenken, dass die Energiepreise einen größeren Einfluss auf die Lebensmittelpreise haben als die Rohstoffpreise. Große Schwankungen der Erdölpreise wirken sich viel deutlicher aus und werden durch eine komplett einsei-

2.2. Bioethanol betrachtet aus verschiedenen Blickwinkeln

tige Abhängigkeit von fossilen Kraftstoffen nur noch verstärkt. Auch der weltweit steigende Bedarf an Lebensmitteln beeinflusst die Preise in viel größerem Ausmaß. Biogene Kraftstoffe allein für steigende Lebensmittelpreise verantwortlich zu machen, ist also schlichtweg falsch.

Ob es nun ethisch korrekt ist, Lebensmittel zur Energiegewinnung heranzuziehen kann an dieser Stelle nicht beantwortet werden. Ob es jedoch vertretbar ist, auf diese Alternative zu verzichten und gleichzeitig unseren Planeten durch immense Treibhausgasemissionen weiter rücksichtslos zu verschmutzen, ist zu bezweifeln.

Bioethanol aus ökologischer Sichtweise

Nun kommen wir zu einem sehr umstrittenen Thema, und zwar zu den ökologischen Auswirkungen einer breiten Bioethanolanwendung. Grundsätzlich gilt, dass das bei der Verbrennung frei werdende Kohlendioxid, beim Wachsen der Pflanze durch die Photosynthese zuerst aufgenommen wurde. Es besteht hier also ein in sich geschlossener Kreislauf.

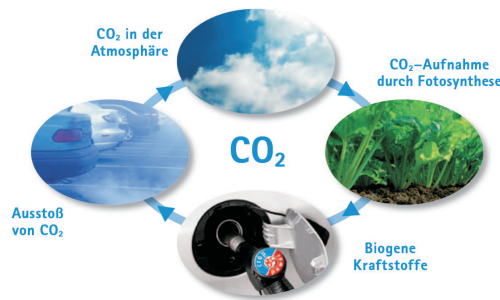


Abbildung 2.2.: CO₂-Kreislauf durch Bioethanolanwendung [24]

Bei genauerer Betrachtung wird jedoch klar, dass auch für den landwirtschaftlichen Anbau und für die Umwandlung der Rohstoffe in den tatsächlichen Kraftstoff Energie aufgebracht werden muss, und damit auch Bioethanol nicht CO₂-neutral ist. Bezüglich des tatsächlichen Treibhausgaseinsparungspotenzials von biogenen Kraftstoffen existieren eine Reihe von Studien, die zu einer sehr großen Bandbreite von Ergebnissen führen. Besonders veraltete Studien behaupten sogar, dass die Bioethanolproduktion als Ganzes gesehen mehr Energie verbraucht, als sie schlussendlich bereitstellt. Dies würde die Sinnhaftigkeit von Bioethanolkraftstoffen natürlich ad absurdum führen. Bei der Treibhausgasbilanzierung von Biokraftstoffen ist es sehr wichtig, dass diese den gesamten Lebenszyklus erfasst. Dies schließt die Bereiche Biomasseanbau, Biomassetransport, Biomassekonversion zu Biokraftstoff, Biokraftstofftransport zum Endkunden sowie die Nutzungsphase, also Verbrennung im Motor, mit ein. Die hieraus resultierenden Ergebnisse werden dann mit den Lebenszyklusemissionen des fossilen Pendant verglichen. Es müssen auch alle direkten und indirekten Nebeneffekte berücksichtigt werden. Darunter fallen zum Beispiel Landnutzungseffekte sowie Auswirkungen der Nebenprodukterzeugung.

Die Befürworter von Bioethanol müssen sich immer wieder den Vorwurf gefallen lassen, dass der Biomasseanbau eine Ausweitung der landwirtschaftlichen Nutzfläche bedeutet. Besonders im Blickpunkt steht hier die Regenwaldabholzung in den tropischen Ländern. Die Freisetzung von in Biomasse fixiertem Kohlenstoff sowie der Verlust an Biodiversität durch Erzeugung von Monokulturen stellen Gefahren dar, die ganz klar negativ zu bewerten sind. Es gibt jedoch auch Studien, die voraussagen, dass eine massiv gesteigerte Bioethanolproduktion auch ohne Zerstörung des Regenwaldes und Verlust an Biodiversität erreicht werden kann. Bei Biomasseanbau in Europa wären negative Effekte nicht der Fall, da durch flächenbezogene Effizienzsteigerungen und demographische Entwicklungen immer mehr Flächen freigesetzt werden. Es können aber auch positive Landnutzungseffekte auftreten, wenn Biomasse auf Flächen angebaut wird, die bislang landwirtschaftlich noch gar nicht genutzt wurden. Dies würde zu einem zusätzlichen Entzug von Kohlendioxid aus der Atmosphäre führen. Bei der Produktion von Biokraftstoffen der ersten Generation fallen außerdem wertvolle Futtermittel als Nebenprodukte an. Die ersetzten Futtermittel müssen logischerweise nicht mehr erzeugt werden, wodurch große landwirtschaftliche Flächen freigesetzt werden. Besonders diese Effekte wurden in veralteten Studien nie berücksichtigt, weshalb verfälschte Ergebnisse veröffentlicht wurden.

Aufgrund der vielen verschiedenen Rohstoffe, Herstellungsverfahren und Nebenprodukte ist es hier nicht möglich das Treibhausgaseinsparungspotenzial aller Szenarien aufzulisten. Bioethanol aus Zuckerrohr bietet grundsätzlich das größte CO₂-Einsparungspotenzial von BtL-Kraftstoffen der ersten Generation, weil die bei der Produktion anfallende Bagasse zur Prozessenergieerzeugung herangezogen werden kann. Bei Bioethanol aus Getreide und Zuckerrüben, fallen jedoch sehr wertvolle Nebenprodukte an. Mit bis zu 80 % stellen BtL-Kraftstoffe der zweiten Generation aus cellulosehaltigen Rohstoffen das allergrößte Potenzial dar. Wobei die hierfür nötigen ausgereiften Technologien derzeit noch nicht existieren.[13]

Die Forschungseinrichtungen der EU beschäftigten sich ausführlich mit den Well-to-Wheel-Analysen von unterschiedlichen Antriebskonzepten. Die Ergebnisse dieser Studien sollen hier exemplarisch angeführt werden. Die Abbildung 2.3 zeigt eindeutig das große Potenzial von biogenen Kraftstoffen, wobei sich der Vorteil aus der CO₂-Aufnahme der Pflanzen im Wachstum ergibt. Bemerkenswert ist, dass sich für die biogenen Kraftstoffe sogar eine bessere Bilanz ergibt als für ein Elektromobil [17].

Wie bereits erwähnt, kommen die unterschiedlichen Studien zu beachtlich verschiedenen Ergebnissen. Allen neuen Veröffentlichungen ist jedoch gemein, dass die Bioethanolerzeugung, egal auf welchem Wege, eine positive Energiebilanz, also Treibhausgaseinsparungspotenzial besitzt. Ob die CO₂-Reduktion nun bei 20 %, 50 % oder 80 % liegt, sei dahingestellt. Wobei noch angemerkt werden soll, dass auch schon kleine Einsparungen einen Schritt in die richtige Richtung in Bezug auf die Lösung des Problems der Klimaerwärmung darstellen können.

2.2. Bioethanol betrachtet aus verschiedenen Blickwinkeln

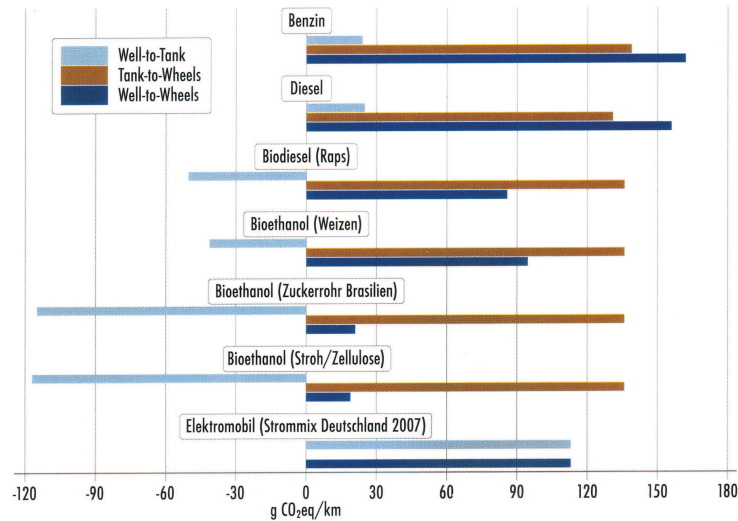


Abbildung 2.3.: Treibhausgasbilanz von verschiedenen Energiequellen [17]

Bioethanol zur Herstellung der nationalen Versorgungssicherheit

Der weltweit stark steigende Energieverbrauch und die Tatsache, dass fossile Kraftstoffe endlich sind, machen sehr schnell verständlich, dass langfristig ein erhöhter Bedarf an alternativen Energiequellen besteht. Obwohl es immer wieder Stimmen gibt, die behaupten die Erdölreserven würden uns in den nächsten Jahren ausgehen, ist bekannt, dass die Weltölreserven mehr als ausreichend sind, um den Bedarf für die nächsten 50 Jahre und erheblich darüber hinaus zu decken. Die Verfügbarkeit ist nämlich abhängig vom Preis, den die Volkswirtschaft bereit ist für das Erdöl zu zahlen. Bei der Berechnung der Reserven werden immer nur jene Vorkommen berücksichtigt, die bei dem durchschnittlichen Preisniveau der letzten Jahre und mit heutiger Technik wirtschaftlich gewonnen werden können. Je höher der durchschnittliche Ölpreis, desto höher sind klarerweise die wirtschaftlich gewinnbaren Ölreserven, weil auch schwerer zugängliche Vorkommen erschlossen werden können. Fortschritte in der Fördertechnik erhöhen die gewinnbaren Ölvorräte weiter. Heute können beispielsweise die kanadischen Ölsande zu wirtschaftlichen Kosten erschlossen werden, was bis vor 10 Jahren niemand für möglich gehalten hatte. Durch die Anerkennung dieser Reserven konnte Kanada an die zweite Stelle der ölreichsten Länder aufsteigen.

Die kurzfristige Verfügbarkeit könnte jedoch zu einem entscheidenden Faktor werden und maßgeblich auf den Ölpreis einwirken. Es ist fraglich ob die Förderkapazitäten mit der rasch steigenden Energienachfrage mithalten können [15].

Ein weiterer wichtiger Punkt ist, dass sich zwei Drittel der weltweiten Erdölreserven im „Mittleren Osten“, hauptsächlich in Saudi Arabien, Iran und Irak befinden. Die letzten Jahrzehnte haben gezeigt, dass es sich hier um besonders krisenanfällige Regionen handelt. Eine Abhängigkeit von solchen Ländern allein stellt schon ein er-

hebliches Risiko bezüglich nationaler Versorgungssicherheit dar. Die starke militärische Präsenz im „Mittleren Osten“, vor allem von den USA, wird meist dadurch gerechtfertigt, einen ungestörten Fluss von Erdöl aus einem der turbulentesten Erdteile sicherzustellen. Zweifelsohne werden hier Kriege um Erdölreserven und damit Macht gefochten. Würde man die Kosten, die durch diesen enormen Aufwand entstehen, zu den Kosten des Rohöls hinzurechnen, würde sich Bioethanol sehr schnell nicht nur als umweltfreundlicherer, sondern auch als wesentlich günstigerer Kraftstoff herausstellen.

Der Bioethanolerzeugung im eigenen Land kommt also zusätzlich zu den anderen Pluspunkten, noch eine Verbesserung der nationalen Versorgungssicherheit durch Minderung der Abhängigkeit von unsicheren und krisengeschüttelten Regionen zuzugute [25].

2.3. Gesetzliche Rahmenbedingungen für Bioethanol

Gleich zu Beginn sei hier zu erwähnen, dass Bioethanol laut GATT-Definition ein landwirtschaftliches Produkt ist, und als solches dem weltweiten Trend zur Liberalisierung laut Restriktionen und Vorgaben der WTO unterliegt. In der EU kann deshalb ein wirksamer Schutz vor Importen aus Drittländern nicht erreicht werden. Die steuerliche Förderung von Biokraftstoffen innerhalb der EU steht im Einklang mit ihrer Agrarpolitik. Die Schaffung eines gemeinschaftsweiten Marktes für Biokraftstoffe würde vor allem den östlichen Mitgliedsstaaten neue Marktchancen ermöglichen und eine bessere Einbindung bringen. Die Europäische Gemeinschaft fördert seit 1985 die Entwicklung und den Einsatz von Biokraftstoffen, indem sie die Richtlinie 85/536/EWG verabschiedete. Hierdurch wurde den Mitgliedsstaaten genehmigt bis zu 5 % Ethanol und bis zu 15 % ETBE (Ethyl-Tertiär-Butyl-Ether, siehe Kapitel 3.1) dem herkömmlichen Benzin beizumischen.

Aktuell schreibt die Biokraftstoffrichtlinie 2003/30/EG einen Zielwert von 5.75 % Biokraftstoffen, gemessen am gesamten fossilen Otto- und Diesekraftstoff pro Jahr, bis zum Jahr 2010 vor. Bis 2020 soll sich dieser Prozentsatz auf einen Wert von 20 steigern.

In der 2004 in Österreich verabschiedeten Kraftstoffverordnung wurde der EU-Zielwert von 5.75 % Biokraftstoffanteil schon für das Jahr 2008 festgelegt. Die derzeit an Österreichs Tankstellen erhältlichen Kraftstoffe enthalten schon einen gewissen Anteil an Biokraftstoffen, wobei dies nicht extra gekennzeichnet werden muss und deshalb den meisten Endverbrauchern auch gar nicht bewusst ist. Zur Zeit enthält Ottokraftstoff 5 % Bioethanol, man kann also von E5-Kraftstoff sprechen, Diesekraftstoff hingegen besteht sogar schon zu 7 % aus Biodiesel. Der österreichische Staat hat das ehrgeizige Ziel formuliert, bis 2010 eine Biokraftstoffquote von 10 % zu erreichen.

Desweiteren hat sich Österreich im Rahmen des Kyoto-Protokolls zu einer Reduktion der Treibhausgase verpflichtet. Die Europäische Union und ihre Mitgliedsstaaten beschlossen eine Senkung um 8 %. Da regional zum Teil sehr unterschiedliche Voraus-

2.3. Gesetzliche Rahmenbedingungen für Bioethanol

setzungen für die Reduktion von Emissionen bestehen, wurde das Reduktionsziel auf die Mitgliedsstaaten aufgeteilt („burden sharing agreement“). Für Österreich wurde das Reduktionsziel dabei auf 13 % im Vergleich auf das Bezugsjahr 1990 festgelegt, das im Zeitraum von 2008 bis 2012 erreicht werden muss. Obwohl der österreichische Staat schon eine Vielzahl von Maßnahmen getätigt hat, kann man davon ausgehen, dass die Zielwerte bei weitem verfehlt werden.

3. Bioethanol als Kraftstoff für den Kraftfahrzeugsektor

3.1. Verwendungsbereiche für Ethanol

Grundsätzlich wird Ethanol in der Nahrungsmittelindustrie, im chemisch-technischen Bereich und im Kraftstoffsektor verwendet. Dabei fällt mit 13 % auf ersteren eindeutig der kleinste Anteil. In der Nahrungsmittelindustrie wird nur Ethanol von sehr hoher analytischer Reinheit verwendet und zum Beispiel für die Produktion von Spirituosen und Essig benötigt. Rund 20 % vom globalen Absatzvolumen werden vom chemisch-technischen Sektor benötigt. Hier wird Ethanol als Lösungsmittel für Farben und Lacke, für pharmazeutische Produkte, sowie Reinigungs- und Pflegemittel eingesetzt. Der Kraftstoffsektor stellt ohne Zweifel den bedeutendsten Nachfrager dar und vereint mittlerweile zwei Drittel der weltweiten Produktion. Ethanol eignet sich aufgrund der ähnlichen physikalisch-chemischen Eigenschaften wie Benzin sehr gut als Kraftstoff für den Verkehrssektor. Dies stellt allerdings keine wirklich neue Idee dar, denn schon Nikolaus August Otto verwendete 1860 Ethanol als Kraftstoff in einem Prototypen eines Verbrennungsmotors. Auch Henry Ford ging davon aus, dass Ethanol, hergestellt aus landwirtschaftlichen Rohstoffen, der wesentliche Kraftstoff für sein legendäres T-Modell sein würde. In Deutschland wurde Ethanol ab 1925 in großem Umfang dem Kraftstoffmarkt zur Erhöhung der Klopfestigkeit des Benzins zugeführt und man erreichte schließlich einen Marktanteil von 10 %. Um die Selbstversorgungssicherheit des Deutschen Reiches im zweiten Weltkrieg zu erhöhen, hatte die Reichsmonopolverwaltung bis in die letzten Kriegsjahre Benzin mit 10 % Ethanol unter der Marke Monopolin vertrieben. Die niedrigen Erdölpreise in der Nachkriegszeit verhinderten anschließend jedoch ein Wiederaufleben dieser Ethanolbeimischungen.

Der einwertige Alkohol ist unter Normalbedingungen flüssig und kann so nahezu gleichermaßen gehandhabt werden wie konventionelle Otto- und Dieselmotoren. Ethanol kann heute auf verschiedenste Weise zur Anwendung kommen, was im Folgenden genauer betrachtet bzw. erläutert wird [18].

Anwendungsmöglichkeiten von Ethanol im Kraftstoffsektor:

- Ethanol als Reinkraftstoff für Ottomotoren
- Ethanol als Mischkraftstoff für Ottomotoren
- Ethanol nach chemischer Umwandlung als ETBE
- Ethanol als Mischkraftstoff für Dieselmotoren

- Ethanol als Wasserstoffträger für Brennstoffzellen

Ethanol als Reinkraftstoff

Ethanol eignet sich aufgrund seiner Eigenschaften hervorragend zur Verwendung in Ottomotoren. Da es jedoch als Reinkraftstoff (E100) nicht für den Betrieb von auf konventionellen Kraftstoff ausgelegten Ottomotoren geeignet ist (Kaltstart, Materialverträglichkeit,...), sind einige Modifikationen erforderlich.

Ethanol als Mischkraftstoff für Ottomotoren

Solche Kraftstoffe werden mit E und anschließend dem %-Anteil an Ethanol in Benzin (z.B. E5) gekennzeichnet. Als übliche Mischkraftstoffe sind hier E2, E5, E10, E25, E85 zu nennen. Nach DIN EN 228 darf herkömmlichem Ottokraftstoff bis zu 5 % Ethanol beigemischt werden, ohne dass Modifikationen am Motor notwendig sind (seit Oktober 2007 wird herkömmlichen Benzin-Kraftstoff in Österreich bereits verpflichtend 5 % Ethanol beigemischt). Manche Hersteller erlauben explizit das Tanken von Kraftstoff mit bis zu 10 % Ethanol und man kann davon ausgehen, dass die meisten konventionellen Motoren mit Kraftstoffen mit Ethanolanteilen von bis zu 20 % ohne Probleme betrieben werden können. Aufgrund von abweichenden chemischen Eigenschaften kann es jedoch unter Umständen zu Materialunverträglichkeiten im Motor und Kraftstoffsystem kommen. Eine weitere Möglichkeit stellen sogenannte FFV's (Flexible Fuel Vehicles) dar, welche mit Kraftstoffen, die einen bestimmten Bereich von Ethanolanteilen beinhalten, betrieben werden können. Als Beispiel seien hier Fahrzeuge erwähnt, die mit reinem Benzin, E85 und allen dazwischen liegenden möglichen Mischkraftstoffen betankt werden können. Dieses Konzept erfordert jedoch einige Modifikationen am Motor und eine flexible Motorsteuerung, die den jeweiligen Kraftstoff erkennt und den Motor bedarfsgerecht regelt [18].

Ethanol nach chemischer Umwandlung als ETBE

ETBE (Ethyl-Tertiär-Butyl-Ether) ist eine chemische Verbindung, die der Gruppe der Ether angehört, welche als Kohlenwasserstoffverbindungen, in denen eine CH_2 -Gruppe durch ein Sauerstoffatom ersetzt wird, definiert sind. In der Vergangenheit wurden zur Verbesserung der Klopf Eigenschaften von Ottokraftstoffen hauptsächlich Bleialkyle eingesetzt. Da dies jedoch später gesetzlich verboten wurde, musste man andere Zusatzstoffe zur Herstellung hoch klopfester Kraftstoffe verwenden. Prinzipiell sind hier ETBE, MTBE (Methyl-Tertiär-Butyl-Ether), DIPE (Di-Iso-Propyl-Ether), TAME (Tertiär-Amyl-Methyl-Ether) oder auch PTBE (Iso-Propyl-Tertiär-Butyl-Ether) geeignet. ETBE wird durch Reaktion von Ethanol mit Isobuten hergestellt, ist sehr gut mit herkömmlichen Kohlenwasserstoffen mischbar (kann bereits in Raffinerien zugemischt werden, was bei Ethanol nicht der Fall ist, da es durch hohe Wasseraffinität zur Phasentrennung kommen kann, was zu Problemen bei Lagerung und Transport führt, siehe Kapitel 3.3), weist keine Dampfdruckanomalie auf und stellt sich als materialverträglich für konventionelle Ottomotoren dar.

3.2. Eigenschaften von reinem Ethanol

Laut DIN EN 228 dürfen dem Ottokraftstoff 15 % Ether zugemischt werden. Die Tabelle 3.1 zeigt verschiedene Ether und deren wichtigste Eigenschaften im Vergleich. In Abbildung 3.1 sind die Strukturformeln veranschaulicht.

Tabelle 3.1.: Eigenschaften von Ethern im Vergleich[14]

| Bezeichnung | Siedepunkt [°C] | Dichte bei 20°C [kg/m ³] | Oktanzahl ROZ [-] | Heizwert [MJ/kg] | Sauerstoff- gehalt [Gew.-%] |
|-------------|--------------------|--|-------------------------|---------------------|-----------------------------------|
| MTBE | 55 | 740 | 114 | 35.27 | 18.15 |
| ETBE | 72 | 742 | 118 | 36.39 | 15.66 |
| DIPE | 68 | 725 | 110 | 26.45 | 15.66 |
| TAME | 85 | 770 | 160 | 27.91 | 15.66 |
| PTBE | 88.5 | 740 | – | 27.46 | 13.77 |

In der Vergangenheit wurde hier verstärkt das aus fossilen Rohstoffen erzeugte MTBE eingesetzt. Heute wird jedoch schon vermehrt „Bio-ETBE“ genutzt, da dies zu 47 % aus biologisch erzeugtem Bioethanol hergestellt wird und auch so erforderliche Bioquoten für die Beimischung erreicht werden können. Noch dazu kommt, dass bei MTBE der Verdacht auf krebserregende Wirkung besteht, weshalb zum Beispiel 2003 in Kalifornien die Zugabe zum Ottokraftstoff verboten wurde.[18][14]

Ethanol als Mischkraftstoff für Dieselmotoren

Obwohl sich Ethanol aufgrund seiner geringen Zündwilligkeit als wenig geeignet für den Betrieb von Dieselmotoren eignet, lässt die Zumischung von kleinen Anteilen einige Vorteile versprechen. Durch die verbrennungsgünstige Sauerstoff-Anbindung erhofft man sich Vorteile vor allem in Hinblick auf Russpartikel-Emissionen. Die Beimengung erfordert allerdings die Verwendung von Lösungsvermittlern, da Ethanol erst ab 34°C vollständig im Dieselkraftstoff löslich ist. Bis auf einige Ausnahmen findet die Zugabe von Ethanol zu Diesel jedoch keine Anwendung [14].

Ethanol als Wasserstoffträger für Brennstoffzellentechnologie

Theoretisch betrachtet weist die Brennstoffzelle gegenüber herkömmlichen, verbrennungsmotorischen Antrieben einen deutlich höheren Wirkungsgrad auf. Ethanol könnte als Wasserstoffträger auch über das bestehende Tankstellennetz vertrieben werden. Es ist jedoch fraglich, wann und ob das Brennstoffzellenfahrzeug überhaupt für eine breite Anwendung im Verkehrssektor geeignet ist [18].

3.2. Eigenschaften von reinem Ethanol

Im letzten Kapitel wurden alle Anwendungsmöglichkeiten von Ethanol im Kraftstoffsektor beschrieben. Im Folgenden werden nun zuerst ganz allgemein die chemisch,

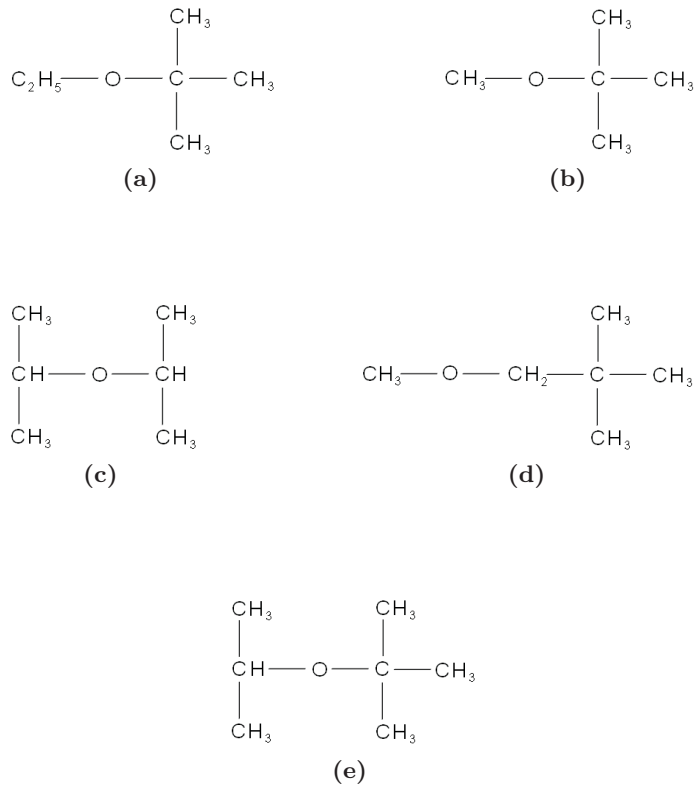


Abbildung 3.1.: Strukturformel von Ethern im Vergleich (a) ETBE (b) MTBE (c) DIPE (d) TAME (e) PTBE

physikalisch und thermodynamischen Eigenschaften von reinem Ethanol genauer unter die Lupe genommen, bevor dann in den darauffolgenden Abschnitten die Eigenschaften von Ethanol-Blends und die Auswirkungen auf den realen Motorbetrieb abgehandelt werden.

Chemische Struktur

Ethanol ist eine farblose und stechend riechende Flüssigkeit, die zu der Gruppe der Alkohole gehört, welche wiederum als Kohlenwasserstoffe, die eine an ein C-Atom angelagerte charakteristische OH-Gruppe (=Hydroxylgruppe) besitzen, definiert sind. Die genaue Summenformel lautet $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$ oder auch $\text{C}_2\text{H}_6\text{O}$. In der Literatur findet man auch sehr häufig die Kurzbezeichnung EtOH. Die Strukturformel sowie die räumliche Anordnung der Atome im Molekül sind in den Abbildungen 3.2 und 3.3 ersichtlich.

Tabelle 3.2 zeigt die chemische Zusammensetzung sowie die molare Masse M_B von Ethanol im Vergleich mit Methanol und anderen konventionellen Kraftstoffen.

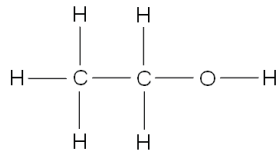


Abbildung 3.2.: Strukturformel Ethanol



Abbildung 3.3.: 3D-Darstellung des Ethanol-Moleküles

Dichte

Die Dichte von Ethanol bei 15 °C und 1,013 bar beträgt 790 kg/m³ und unterscheidet sich damit nur sehr gering von jener von Benzin. In Tabelle 3.3 sind Werte von üblichen Kraftstoffen zum Vergleich aufgelistet.

Heizwert

Die charakteristische Hydroxylgruppe und der damit verbundene Sauerstoffanteil bewirken einen geringeren Heizwert als bei reinen Kohlenwasserstoffen. Abbildung 3.4 zeigt den Heizwert von unterschiedlichen Kraftstoffen aufgetragen über dem stöchiometrischen Luftverhältnis. Mit 26770 kJ/kg beträgt der Heizwert von Ethanol etwa 62 % von dem eines konventionellen Super Ottokraftstoffes [14].

Luftbedarf

Aufgrund des Sauerstoffgehaltes von Ethanol werden geringere Luftmengen für die Umsetzung benötigt als bei Benzin. Ein Teil des in der Verbrennung benötigten Sauerstoffes wird ja quasi schon vom Brennstoff mittransportiert. Der stöchiometrische Luftbedarf L_{st} ist zirka 9 kg_{Luft}/kg_{Brennstoff}. Es werden also nur rund 62 % der Luft

Tabelle 3.2.: chemische Zusammensetzung von Ethanol im Vergleich [16]

| | Ethanol | Methanol | Euro Super | Diesel |
|---------------|---------|----------|------------|--------|
| c [Massen-%] | 52 | 37.5 | 84 | 86.3 |
| h | 13 | 12.5 | 14 | 13.7 |
| o | 35 | 50 | 2 | 0 |
| M_B [g/mol] | 46.07 | 32.04 | ≈ 98 | ≈ 170 |

Tabelle 3.3.: Dichte von Ethanol im Vergleich [14]

| Kraftstoff | Dichte bei 15 °C, 1.013 bar [kg/m ³] |
|---------------|---|
| Ethanol | 790 |
| Methanol | 795 |
| Normal-Benzin | 715-755 |
| Super-Benzin | 730-780 |
| Diesel | 815-855 |

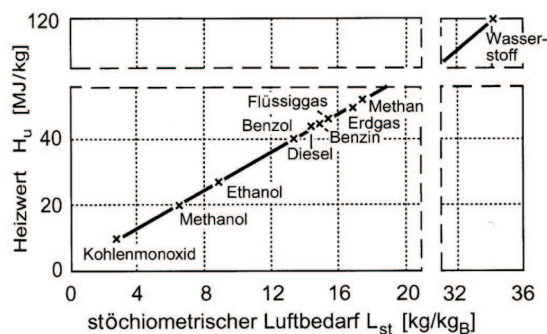


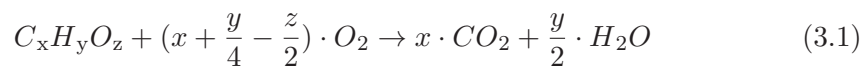
Abbildung 3.4.: Heizwert für verschiedene Brennstoffe [16]

benötigt, die notwendig wäre um ein Kilogramm herkömmlichen Ottokraftstoff umzusetzen. In Abbildung 3.4 sind die Werte des stöchiometrischen Luftverhältnisses für übliche Kraftstoffe dargestellt [14].

Tabelle 3.4.: stöchiometrischer Luftbedarf [14]

| Kraftstoff | L _{st} [kg _L /kg _B] |
|---------------|---|
| Ethanol | 9.0 |
| Methanol | 6.4 |
| Normal-Benzin | 14.8 |
| Super-Benzin | 14.7 |
| Diesel | 14.6 |

Der stöchiometrische Luftbedarf wird dabei aus der chemischen Bruttoreaktionsgleichung ermittelt.



Für die vollständige Verbrennung von Ethanol wird also folgende Menge an Sauerstoff beziehungsweise Luft benötigt.

$$O_{2 \min} = \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right) = \left(2 + \frac{6}{4} - \frac{1}{2}\right) = 3 \frac{\text{kmol}_{O_2}}{\text{kmol}_{\text{Ethanol}}} \quad (3.2)$$

$$L_{\min} = \frac{1}{0.21} \cdot O_{2 \min} = 14.286 \frac{\text{kmol}_{\text{Luft}}}{\text{kmol}_{\text{Ethanol}}} \quad (3.3)$$

Mit den molaren Massen für Luft und Ethanol kann jetzt der stöchiometrische Luftbedarf in kg Luft pro kg Brennstoff, also Ethanol, bestimmt werden.

$$L_{\min} = 14.286 \cdot \frac{M_{\text{Luft}}}{M_{\text{Ethanol}}} = 14.286 \cdot \frac{28.96}{46.07} = 8.98 \frac{\text{kg}_{\text{Luft}}}{\text{kg}_{\text{Ethanol}}} \quad (3.4)$$

Gemischheizwert

Für den effektiven Mitteldruck und das Drehmoment bei Verbrennungsmotoren ist der so genannte Gemischheizwert bedeutend. Er stellt diejenige Energie dar, die mit einem m^3 Frischladung (bezogen auf den Außenzustand) in den Zylinder eingebracht werden kann. Für gemischansaugende Motoren ist er definiert als

$$H_G = \frac{H_u \cdot \rho_G}{(\lambda \cdot L_{\text{st}}) + 1} \quad (3.5)$$

Daraus ergeben sich für die verschiedenen Brennstoffe, verschiedene Gemischheizwerte, wie Tabelle 3.5 sehr anschaulich darstellt.

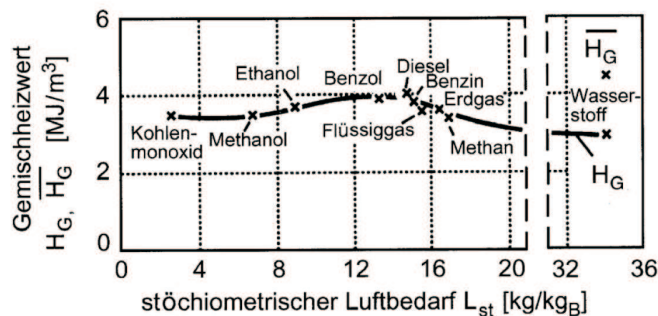


Abbildung 3.5.: Gemischheizwert für verschiedene Brennstoffe [16]

Die Gleichung 3.5 und die Abbildung 3.5 lassen erkennen, dass sich durch die Kombination von Heizwert und Luftbedarf etwa gleich große Gemischheizwerte für Ethanol und normalen Benzin Kraftstoff ergeben. Der niedrigere Heizwert hat also keine niedrigere Motorleistung zur Folge. Für gleiche Leistung muss jedoch mehr Brennstoffmasse zugeführt werden. Die Verwendung von Ethanol bedeutet also einen volumetrischen Mehrverbrauch an Kraftstoff. Der Gemischheizwert für luftansaugende Motoren ist definiert als

$$H_G = \frac{H_u \cdot \rho_L}{\lambda \cdot L_{\text{st}}} \quad (3.6)$$

Bei flüssigen Kraftstoffen ergeben sich aus dieser Gleichung kaum Unterschiede zu gemischtaugenden Motoren, bei gasförmigen Kraftstoffen aufgrund der Dichteunterschiede jedoch sehr wohl [16].

Verdampfungswärme

Als Verdampfungswärme bezeichnet man die Energie, die einem Stoff zugeführt werden muss, um ihn ohne Temperaturänderung vom flüssigen in den gasförmigen Zustand überzuführen. Die spezifische Verdampfungswärme von Ethanol ist mit 904 kJ/kg zirka doppelt so groß wie diejenige von Benzinkraftstoff. Im Motorbetrieb wird durch die Verdampfungswärme während der Gemischbildung eine Abkühlung des Kraftstoff-Luft-Gemisch hervorgerufen. Der theoretische Temperaturabfall bei stöchiometrischem Luftgemisch und vollständiger adiabatischer Verdampfung beträgt bei Ethanol 74 °C. Bei Super Benzinkraftstoff beträgt dieser Wert hingegen nur 23 °C, bei Normal Benzinkraftstoff gar nur 20 °C. Tabelle 3.5 zeigt hier wieder eine Übersicht für die verschiedensten Kraftstoffe [14].

Tabelle 3.5.: Verdampfungswärme [14]

| Kraftstoff | Verdampfungswärme bei 1.013 mbar [kJ/kg] |
|----------------|---|
| Ethanol | 904 |
| Methanol | 1109 |
| Ottokraftstoff | 300 – 500 |
| Diesel | 251 |

Dampfdruck und Siedeverhalten

Otto- und Dieselmotoren sieden aufgrund ihrer Zusammensetzung aus einer Vielzahl von unterschiedlichen ketten- und ringförmigen Kohlenwasserstoffen in einem bestimmten Temperaturbereich, was durch die Siedekurve anschaulich dargestellt wird. Natürlich hängt der genaue Siedeverlauf eines herkömmlichen Ottokraftstoffes von seiner genauen Zusammensetzung ab, man kann jedoch allgemein einen Bereich zwischen 25 und 215 °C angeben. Da es sich bei Ethanol jedoch um einen einheitlichen Stoff handelt, hat es einen Siedepunkt, welcher bei einem Umgebungsdruck von 1.013 bar bei 78.5 °C liegt und sich somit im unteren Bereich der Siedekurve von Benzin wiederfindet. Der Dampfdruck nach Reid beträgt bei Ethanol 160 mbar und liegt somit deutlich niedriger im Vergleich zu herkömmlichen Ottokraftstoffen. Der Dampfdruck ist definiert als der Druck, der sich in einem geschlossenen Behälter in Abhängigkeit von der Temperatur durch das Verdampfen einer Flüssigkeit einstellt. Ein niedriger Dampfdruck lässt somit auf eine geringe Flüchtigkeit des Kraftstoffes schließen. In Abbildung 3.6 ist der Verlauf des Dampfdruckes über der Temperatur für unterschiedliche Kraftstoffe dargestellt, und man kann die deutlich niedrigeren

Werte von Ethanol im Vergleich zu herkömmlichem Benzin-Kraftstoff klar erkennen [14].

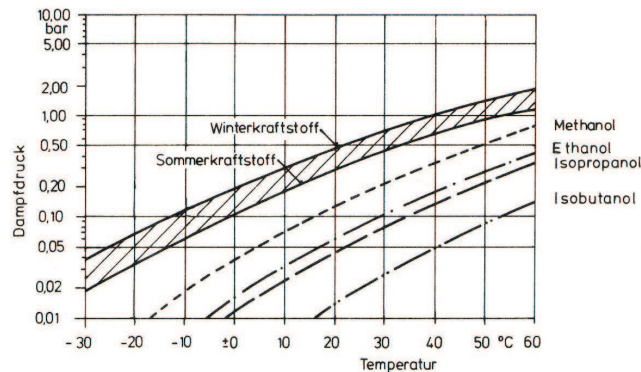


Abbildung 3.6.: Dampfdruckverlauf über der Temperatur [14]

Zündgrenzen

Ein Luft-Kraftstoff-Gemisch lässt sich durch Fremdzündung nur entflammen, wenn sich die Konzentration des Kraftstoffdampfes zwischen einem Mindestwert, der unteren Zündgrenze, und einem Höchstwert, der oberen Zündgrenze, befindet. Für Ethanol befindet sich dieser zündfähige Bereich zwischen $\lambda = 0.3$ und $\lambda = 2.1$. Im Gegensatz dazu befinden sich die Zündgrenzen von konventionellem Benzin-Kraftstoff bei $\lambda = 0.4$ bzw. $\lambda = 1.4$. Tabelle 3.6 zeigt eine Übersicht für die handelsüblichen Kraftstoffe [14].

Tabelle 3.6.: Zündgrenzen [14]

| Kraftstoff | Zündgrenzen λ |
|------------|-----------------------|
| Ethanol | 0.30 – 2.10 |
| Methanol | 0.34 – 2.00 |
| Euro Super | 0.40 – 1.40 |
| Diesel | 0.48 – 1.35 |

Zündtemperatur

Dieser Kennwert kennzeichnet die niedrigste Temperatur, bei der sich ein Kraftstoff-Luftgemisch selbst entzünden kann. Sie ist abhängig von den Arbeitsbedingungen die in DIN 51794 festgelegt sind. Für Ethanol liegt die Zündtemperatur bei 420°C [14].

Flammpunkt

Definiert als die Temperatur, bei der in einem offenen Gefäß bei Raumtemperatur gerade soviel Kraftstoff verdampft, dass ein durch Fremdzündung entflammables Gemisch entsteht [16], findet dieser Kennwert keine verstärkte Anwendung im Motorenbereich. Für die Lagerung und den Transport spielt er jedoch schon eine entscheidende Rolle. Die Verordnung über brennbare Flüssigkeiten unterscheidet zwischen Gefahrenklasse I (Flammpunkt $< 21\text{ °C}$), Gefahrenklasse A II (Flammpunkt 21 °C bis 55 °C) und der Gefahrenklasse A III (Flammpunkt 55 °C bis 100 °C). Ethanol gehört genauso wie Benzin mit einem Flammpunkt von unter 21 °C zur Gefahrenklasse I [14].

Laminare Flammgeschwindigkeit

Entzündet man ein in Ruhe befindliches homogenes Luft-Kraftstoff-Gemisch in einem an beiden Enden offenen Rohr an einem der Enden, dann beobachtet man eine geschlossene Flammenfront, die mit einer bestimmten Geschwindigkeit durch das Rohr läuft, welche als laminare Flammgeschwindigkeit bezeichnet wird. Sie hängt ab von Transportprozessen und zwar von der Wärmeleitung und der Diffusion von Radikalen [16]. Mit 42 cm/s bei 25 °C , 1.013 bar und $\lambda = 1.0$ liegt sie bei Ethanol knapp über dem Wert von Normalbenzin, bei dem sie 40 cm/s beträgt. Zurückgeführt wird dies darauf, dass Ethanol zunächst in sehr reaktionsfähige Radikale zerlegt wird, welche die weiteren Reaktionen beschleunigen [14, 8].

Volumenvergrößerung

Unter Volumenvergrößerung versteht man die Zunahme des Gasvolumens bei der Verbrennung, wobei man Verbrennungsgase auf Druck und Temperatur der Ansaugluft umrechnet und das Verbrennungswasser als Dampf einsetzt. Wird der Kraftstoff flüssig in den Brennraum eingebracht und damit sein Volumen vernachlässigt, dann liegt die Volumenvergrößerung bei 14.7 Vol- \% . Geht man von dampfförmigem Kraftstoff aus, fällt die Volumenänderung mit 7 Vol- \% naturgemäß etwas niedriger aus. Die Werte von Normalbenzin liegen hier bei 7.2 bzw. 5.8 Vol- \% [14].

Oktanzahl

Als Maß für die Klopfestigkeit kommt diesem Kennwert eine sehr wichtige Rolle in Hinblick auf den Motorenbetrieb zu. Die Research-Oktanzahl von reinem Ethanol beträgt etwas 111 , Super Benzin kommt hier definitionsgemäß auf mindestens 95 und Normal Benzin auf mindestens 91 . Die Motor-Oktanahlen, die gemäß der Prüfmethode ein wenig unterhalb der Research-Oktanahl liegen, zeigen den selben Trend und können in Tabelle 3.7 für die unterschiedlichen Kraftstoffe abgelesen werden. Besonders durch diese Eigenschaft lässt sich das große Potential von Ethanol als Kraftstoff bereits erahnen.

Tabelle 3.7.: Oktanzahl [16]

| Kraftstoff | ROZ | MOZ |
|------------|-------|------|
| Methanol | 114.4 | 94.6 |
| Ethanol | 111.4 | 94 |
| Euro Super | 95 | 85 |

Cetanzahl

Diese Kennzahl ist besonders für Dieselmotoren entscheidend, da sie ein Maß für die Zündwilligkeit darstellt. Sie beträgt für Ethanol nur 8. Für Dieselmotoren liegt die Cetanzahl hingegen zwischen 45 und 55. Für Ethanol als Reinkraftstoff wird diesem Kennwert allerdings keine allzugroße Bedeutung zugeschrieben. Als Mischkraftstoff werden wir diese Eigenschaft jedoch noch genauer betrachten.

Wasserlöslichkeit

Ethanol ist grundsätzlich in beliebigen Verhältnissen mit Wasser mischbar, was besonders für den Transport und die Lagerung eine bedeutende Rolle spielt. Herkömmliche Kohlenwasserstoffe, wie zum Beispiel konventionelle Diesel- oder Benzin-Kraftstoffe sind dagegen nicht in Wasser löslich.

Viskosität

Die dynamische Viskosität von Ethanol bei 20 °C liegt bei 1.2 mPa s. Im Vergleich dazu beträgt das Maß für die Zähflüssigkeit eines Stoffes bei konventionellem Otto-Kraftstoff 0.42 mPa s und bei Dieselmotoren 3.7 mPa s.

3.3. Eigenschaften von Ethanol-Blends

Da nun die Eigenschaften von reinem Ethanol genauestens abgehandelt wurden, werden nun die wichtigsten Eigenschaften in Hinblick auf den Motorenbetrieb von sogenannten Ethanol-Blends betrachtet. Die meiste Aufmerksamkeit wird dabei Benzin-Ethanol-Mischungen geschenkt, aber auch als Zusatz zum Diesel ist Ethanol durchaus im Gespräch. Anschließend werden die Auswirkungen dieser Eigenschaften auf die Verwendung im realen Fahrzeug behandelt.

Mischbarkeit von Benzin und Ethanol

Grundsätzlich bereitet das Mischen von wasserfreiem Benzin mit wasserfreiem Alkohol keinerlei Probleme. Zu erwähnen sei hier, dass die Löslichkeit von CH-Verbindungen in Ethanol mit steigender Kohlenstoffzahl abnimmt und bei Aromaten etwas günstiger ist als bei Paraffinen. Geringe Wassermengen führen jedoch schon zur Phasentrennung in eine wasserreiche, alkoholhaltige Phase und eine benzinreiche

Phase. Abbildung 3.6 zeigt, dass ein einphasiges Gemisch nur mit sehr niedrigem Wassergehalt oder sehr hohem Ethanolgehalt erreicht werden kann. Dieser Effekt der Phasentrennung nimmt mit sinkender Temperatur auch noch zu [14].

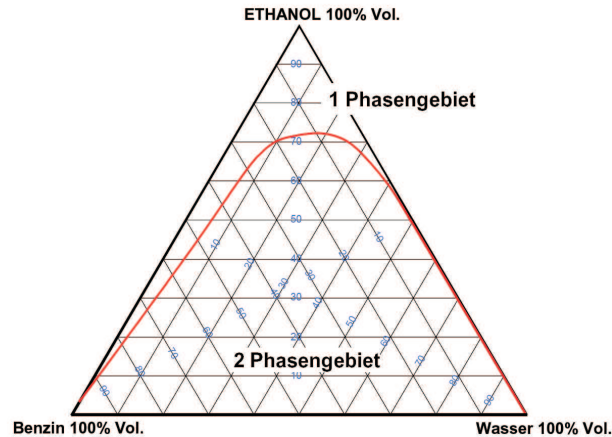


Abbildung 3.7.: 2-Phasendiagramm Ethanol-Benzin-Wasser [7]

Wie bereits in Kapitel 3.2 erwähnt, ist herkömmlicher Benzin-Kraftstoff nicht in Wasser löslich. Mit der Zugabe von Ethanol ändert sich diese Eigenschaft jedoch drastisch und es treten einige interessante Effekte auf. Untersuchungen zeigen, dass schon eine geringe Zugabe von Ethanol zu Benzin-Kraftstoff das Wasseraufnahmevermögen erhöht. Durch die Zugabe von sogenannten Lösungsvermittlern (zum Beispiel TBA, Tert-Butyl-Alkohol) wird das Wasseraufnahmevermögen noch einmal gesteigert. Problematisch erweist sich hier, dass beim Vorhandensein einer separaten Wasserphase verhältnismäßig viel Ethanol in diese Phase übergeht, und es damit zu Qualitätseinbußen des Kraftstoffes kommt. Untersuchungen zeigen, dass bei einem Kraftstoffgemisch mit 5%igem Ethanolanteil durch Zugabe von 1% Wasser bereits zwischen 30 und 40% des Ethanols aus der Kraftstoffphase in die Wasserphase übergehen. Dies hat wiederum Oktanzahlverluste für ROZ von 1.0 bis 1.1 zur Folge. Bei 5% Wasser wandern schon zwischen 65 und 78% des zweiwertigen Alkohols in die Wasserphase und der Oktanzahlverlust für ROZ beläuft sich bereits auf 1.3 bis 1.8, was eine erhebliche Veränderung darstellt [1]. Diesen Eigenschaften von Ethanolblends muss vor allem in der Transport- und Logistikkette Rechnung getragen werden.

Heizwert von Benzin-Ethanol-Blends

Wie wir bereits in Abbildung 3.4 gesehen haben, besitzt Ethanol einen deutlich geringeren Heizwert als konventioneller Benzin-Kraftstoff. Bei Benzin-Ethanol-Blends nimmt daher naturgemäß der Heizwert mit steigendem Ethanolanteil ab und nähert sich dem Wert von 26.77 MJ/kg. Abbildung 3.8 zeigt die Ergebnisse der Berechnung des Heizwertes je nach volumetrischem Ethanolanteil. Als Basiswerte wurden dabei

die Kennzahlen eines durchschnittlichen, bleifreien Normalbenzins laut [26] verwendet. Dieser weist einen Heizwert H_U von 41.52 MJ/kg auf. Es sei hier auch darauf hingewiesen, dass der Verlauf keine Linearität aufweist, da der Heizwert auf die Masse bezogen wird, Ethanol jedoch nach Volumen beigemischt wird. Es muss also auf den Dichteunterschied Rücksicht genommen werden. Die sich daraus ergebenden Abweichungen stellen sich jedoch als sehr gering und damit vernachlässigbar heraus.

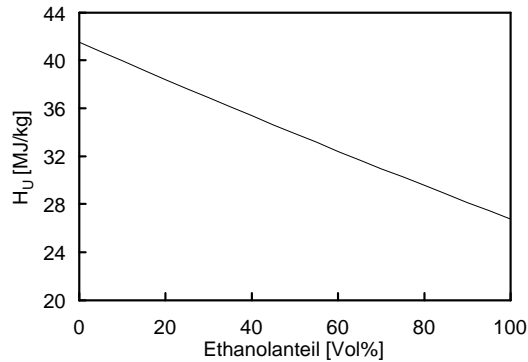


Abbildung 3.8.: Heizwertverlauf über Ethanolanteil in Benzin

Stöchiometrischer Luftbedarf von Benzin-Ethanol-Blends

Da mit steigendem Ethanolanteil aber auch immer mehr Sauerstoff bereits im Kraftstoff gebunden ist, sinkt gleichzeitig der stöchiometrische Luftbedarf. Die in Abbildung 3.9 dargestellten Werte beziehen sich auf den selben Basiskraftstoff wie für die Heizwertberechnung im vorigen Kapitel. Dieser besitzt ein stöchiometrisches Luftverhältnis von etwas 14.1. Das Zusammenspiel aus Heizwert und stöchiometrischem Luftverhältnis ergibt wieder, dass der Gemischheizwert bei allen möglichen Benzin-Ethanol-Blends annähernd gleich bleibt.

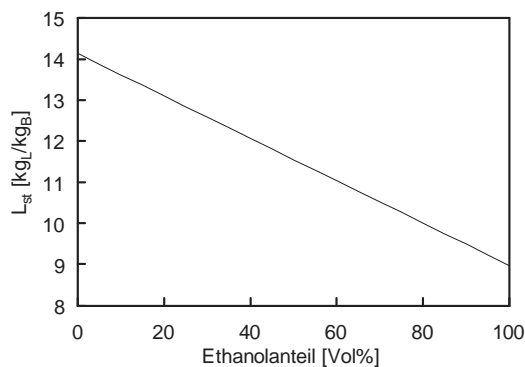


Abbildung 3.9.: Stöchiometrischer Luftbedarfverlauf über Ethanolanteil in Benzin

Oktanzahl von Benzin-Ethanol-Blends

Durch die eindeutig höhere Oktanzahl von Ethanol, versprechen Benzin-Ethanol-Blends mehr Potenzial in Hinblick auf Klopfestigkeit wie herkömmliche Ottokraftstoffe. Die Research-Oktanzahl verläuft über dem Ethanolanteil jedoch alles andere als linear, was in Abbildung 3.10 sehr deutlich aufgezeigt wird. Bei relativ geringer Zumischung von Ethanol verläuft der Anstieg der ROZ hier zunächst sehr steil um dann bei höheren Zumengungen abzuflachen. Die exakte ROZ hängt natürlich von der jeweiligen Zusammensetzung des Benzin-Kraftstoffes, dem Ethanol zugemischt wird, ab. Die Abbildung 3.10 soll hier nur den Trend des ROZ-Verlaufes über dem Ethanolanteil wiedergeben und nicht absolute Werte anzeigen [22].

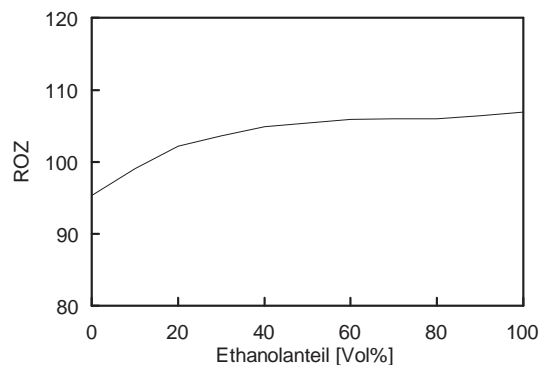


Abbildung 3.10.: ROZ-Verlauf über Ethanolanteil in Benzin [22]

Siedekurve und Dampfdruck von Benzin-Ethanol-Blends

Mischt man herkömmlichen Ottokraftstoff Ethanol bei, dann kommt es zu einer Veränderung des Dampfdruckes, der nicht linear zum Mischungsverhältnis verläuft. Man spricht hier von Dampfdruckanomalien. Wie wir bereits wissen, besitzt Ethanol einen niedrigeren Dampfdruck als Ottokraftstoff, so dass bei einer Zumischung der Dampfdruck des Gemisches abfallen sollte. Dies ist allerdings bei geringen Ethanolzumischungen nicht der Fall. Man verwendet hierfür auch den Fachbegriff Azeotropie, das ein nicht vorhersehbares Siedeverhalten eines Gemisches von verschiedenen Bestandteilen, die zusammen leichter verdampfen als es aus den Eigenschaften und Mengenverhältnissen der einzelnen Mischungskomponenten zu erwarten wäre, kennzeichnet. Grundsätzlich würde man sich von Alkoholen aufgrund der kleineren Moleküle eine leichtere Flüchtigkeit und damit einen höheren Dampfdruck als bei konventionellem Ottokraftstoff erwarten. Die Ursache für den niedrigeren Dampfdruck sind Wasserstoffbrückenbindungen zwischen den Hydroxyl-Gruppen der Alkohole. Durch diese Bindungen werden die einzelnen Alkoholmoleküle zu größeren Einheiten verkoppelt. Dies erschwert wiederum die Verdampfung, da die Wasserstoffbrückenbindung beim Übergang in die Gasphase zuerst gelöst werden muss. Wird Alkohol nur in geringen Mengen zu Kohlenwasserstoffen zugemischt, so sind

die einzelnen Alkoholmoleküle im Wesentlichen von Kohlenwasserstoffmolekülen umgeben und dadurch voneinander getrennt. Die Wasserstoffbrückenbindungen, die die Verdampfung hemmen, können sich nur in sehr geringem Maße ausbilden, und es kommt folglich zu einer Dampfdruckerhöhung. Bei höheren Ethanolgehalten nimmt die Dampfdruckanomalie jedoch wieder ab und es kommt zu einer Senkung des Dampfdruckes des Grundkraftstoffes [18]. Abbildung 3.11 zeigt den Verlauf des Dampfdruckes nach Reid anhand eines Beispiels. Natürlich hängt der genaue Verlauf von der exakten chemischen Zusammensetzung des Basiskraftstoffes ab, die allgemeinen Trends bleiben jedoch die gleichen. Bei sehr kleinen Konzentrationen bis zu 5% Ethanol kommt es zu einem Dampfdruckanstieg, der dann später bei Ethanolkonzentrationen zwischen 20% und 50% wieder auf den Ausgangswert des Basiskraftstoffes zurückkehrt. Bei größeren Ethanolanteilen kommt es dann zu einem stetigen Abfall unterhalb des Ausgangsniveaus [3].

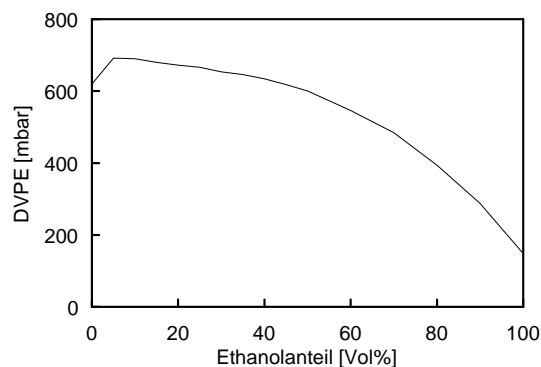


Abbildung 3.11.: Dampfdruck-Verlauf über Ethanolanteil [3]

Der unterschiedliche Dampfdruck hat natürlich einen erheblichen Einfluss auf die Siedekurve. Dies wird in Abbildung 3.12 sehr anschaulich dargestellt. Bei einer Ethanolbeimengung von 20% wird die Siedelinie durch den höheren Dampfdruck nach unten verschoben, was bedeutet, dass der Kraftstoff leichter verdampft. Beim E60- und dem E85-Kraftstoff wird die Siedelinie im unteren Bereich nach oben verschoben und im oberen Bereich nach unten. Dies wiederum bedeutet schlechtere Flüchtigkeit bei niedrigen Temperaturen und bessere Flüchtigkeit bei hohen Temperaturen. Der E100-Kraftstoff besitzt als Reinstoff eigentlich keine Siedelinie, sondern einen Siedepunkt.

Verdampfungswärme von Benzin-Ethanol-Blends

Die Verdampfungswärme von Ethanol beträgt etwa das Doppelte bis 3-fache derjenigen von herkömmlichen Ottokraftstoffen. Die Verdampfungswärme für verschiedene Ethanolzumischungen weist jedoch einen stark nicht linearen Verlauf auf. In Abbildung 3.13 wird der Verlauf der Verdampfungswärme über dem Ethanolanteil im Kraftstoff veranschaulicht. Als Basiskraftstoff für die Studie, aus der die Ergebnisse

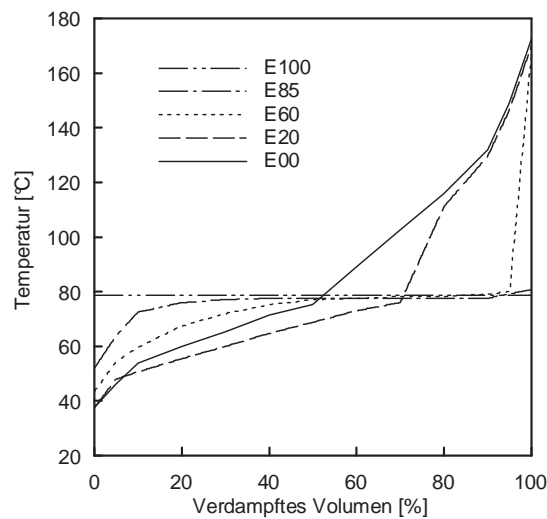


Abbildung 3.12.: Siedeverlauf für verschiedene Benzin-Ethanol-Blends [22]

stammen, wurde bleifreier Normalbenzin aus Neuseeland verwendet. Mischungen mit anderen herkömmlichen Ottokraftstoffen lassen jedoch dieselben Trends erwarten.

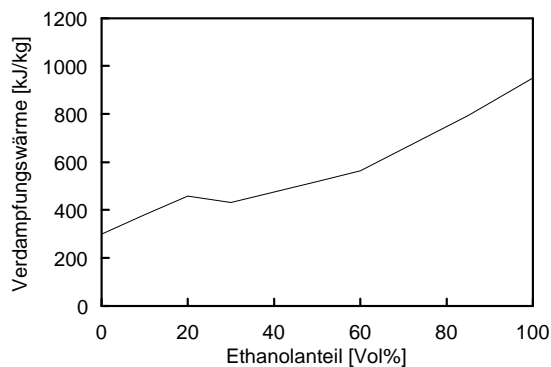


Abbildung 3.13.: Verdampfungswärme-Verlauf über Ethanolanteil in Benzin[12]

Mischbarkeit von Diesel und Ethanol

Obwohl Diesel-Ethanol-Blends in der Praxis keine wirkliche Bedeutung haben, sollen sie nicht vollkommen unerwähnt bleiben. Die Löslichkeit von Ethanol in Dieseldieselkraftstoff ist deutlich schlechter als die von Ethanol in Benzin. Auch hier sind tiefe Temperaturen und ein zunehmender Wasseranteil für die Stabilität der Mischung ungünstig. Grundsätzlich ist Ethanol erst ab 34 °C in Dieseldieselkraftstoff löslich. Daher scheint die Verwendung von Lösungsvermittlern hier ganz klar unabdingbar [14]. Abbildung 3.14 zeigt ab welcher Temperatur es bei unterschiedlichen Diesel-Ethanol-Blends zu einer Phasentrennung kommt. Bei einem Mischungsverhältnis von

1:1 ergeben sich die ungünstigsten Bedingungen für die Ausbildung eines homogenen Gemisches.

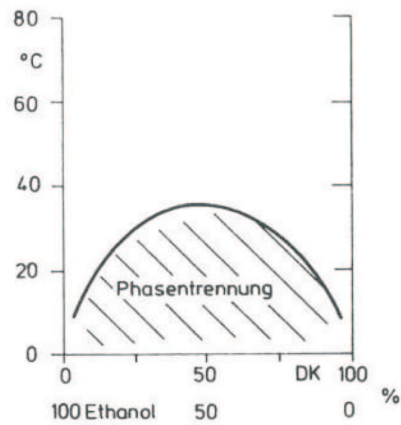


Abbildung 3.14.: Löslichkeitsdiagramm für Alkohol-Diesel-Mischkraftstoffe [14]

Cetanzahl von Diesel-Ethanol-Blends

Ethanol weist eine sehr geringe Zündwilligkeit auf, und bereits geringe Mengen senken die Cetanzahl des entstehenden Mischkraftstoffes deutlich ab. Der Zusatz von Ethanol senkt die Cetanzahl sogar stärker ab als die Zugabe von Benzin. Diese Einflüsse werden in Abbildung 3.15 für unterschiedliche Kraftstoffe dargestellt. Man kann sehr deutlich erkennen, dass Ethanol als Kraftstoff für Dieselmotoren eher weniger geeignet erscheint. Da Diesel-Ethanol-Blends in der Praxis auch keine breite Verwendung finden, wird im Folgenden auch nicht weiter auf diese eingegangen [14].

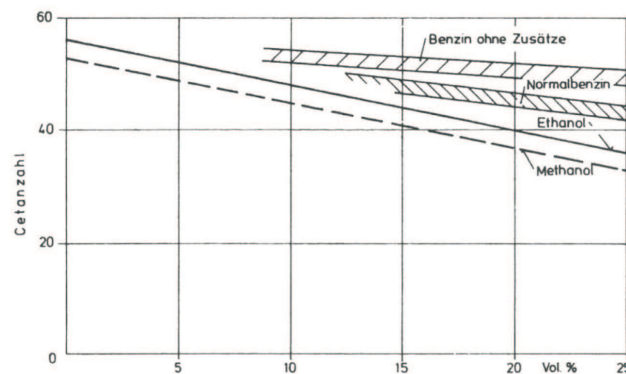


Abbildung 3.15.: Einfluss der Zumischung von Alkoholen bzw. Benzin auf die Cetanzahl von Dieselmischkraftstoffmischungen [14]

3.4. Auswirkungen von Ethanolkraftstoffen auf den Fahrzeugbetrieb

Die Eigenschaften sowohl von reinem Ethanol als auch von Ethanol-Blends wurden nun ausführlich behandelt, weshalb nun auf deren Auswirkungen auf den realen Fahrzeugeinsatz eingegangen wird. So kann das Potenzial von Ethanolkraftstoffen für den Verkehrssektor sehr gut abgeschätzt werden. Im Folgenden werden jedoch nur die Auswirkungen auf Ottomotoren betrachtet, da Einsätze in Dieselmotoren, wie bereits mehrmals erwähnt, keine breite Anwendung finden.

Wirkungsgradpotential

Begonnen wird mit dem Punkt, der eigentlich immer an erster Stelle stehen sollte. Wie kann man die im Kraftstoff gespeicherte Energie am effizientesten in Bewegungsenergie umwandeln? Die Rede ist also vom Wirkungsgrad.

Ethanol besitzt eine höhere Oktanzahl wie konventionelle Ottokraftstoffe. Durch Zugabe von Ethanol wird also je nach Menge die Klopfestigkeit des Kraftstoffes gesteigert, was für den Motorenbetrieb einige günstige Auswirkungen bedeutet, besonders bei hohen Lasten. Man kann den Motor mit einem höheren Verdichtungsverhältnis betreiben ohne dass es zu Klopferscheinungen kommt. Dies bedeutet eine Steigerung des Wirkungsgrades. Durch die hohen Verdampfungsenthalpien wird das Luft-Kraftstoff-Gemisch verstärkt gekühlt, was wiederum zu niedrigeren Verbrennungstemperaturen führt. Verstärkt wird dieser Effekt auch durch den höheren Wasserdampfanteil im Verbrennungsgas und die damit einhergehende größere spezifische Wärmekapazität. Auch dies wirkt sich wiederum klopfbremsend auf den Motorenbetrieb aus und ermöglicht so anteilmäßig den Betrieb mit einem höheren Verdichtungsverhältnis.

Durch höhere Resistenz gegen Klopfen ermöglicht der Kraftstoff auch noch ein wirkungsgradoptimales Einstellen der Zündung. Sowohl Erfahrungswerte als auch Berechnungen zeigen, dass man den höchsten Wirkungsgrad bei einer Verbrennungsschwerpunktlage um 8 - 10°KW nOT erreicht. Klopferscheinungen verhindern jedoch sehr oft die dafür notwendigen frühen Zündwinkel.

Diese wirkungsgradoptimale frühe Verbrennungsschwerpunktlage macht sich auch gleichzeitig durch niedrigere Abgastemperaturen bemerkbar, da spätere Verbrennungsschwerpunktlagen naturgemäß hohe Abgastemperaturen bedeuten. Besonders in Kombination mit Turboladern muss bei konventionellen Motoren diesem Umstand durch Anfettung des Gemisches Rechnung getragen werden, was sich negativ auf den Wirkungsgrad auswirkt. Durch den Betrieb mit Ethanolkraftstoffen kann also in weiten Bereichen auf diese Gemischanfettung verzichtet werden. Die Abbildungen 3.16 und 3.17 zeigen hier Ergebnisse von Vollastuntersuchungen mit verschiedenen Kraftstoffen. Man sieht hier sehr deutlich, dass durch den Ethanolanteil eine Gemischanfettung zum Bauteilschutz erst bei sehr viel höheren Drehzahlen notwendig wird.

3.4. Auswirkungen von Ethanolkraftstoffen auf den Fahrzeugbetrieb

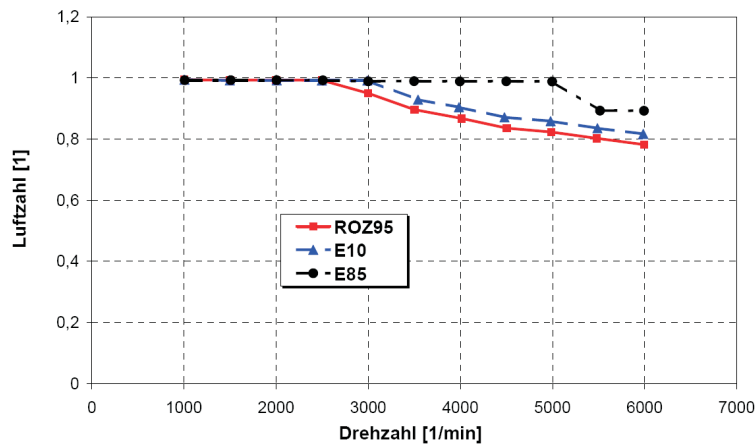


Abbildung 3.16.: Luftzahl bei Vollast mit verschiedenen Kraftstoffen [9]

Noch hinzu kommt, dass die etwas höheren Flammenfortpflanzungsgeschwindigkeiten eine kürzere Brenndauer und damit eine schnellere Energieumsetzung nach sich ziehen. Man nähert sich hier weiter der wirkungsgradoptimalen Gleichraumverbrennung. Gleichzeitig wird dadurch die Verbrennungstemperatur ein wenig erhöht, was aber durch die höhere Verdampfungsenthalpie mehr als kompensiert wird.

Niedrigere Verbrennungstemperaturen bedeuten auch geringere Wandwärmeverluste. Diese nehmen jedoch andererseits durch höhere Drücke im Brennraum, bewirkt durch eine optimale Verbrennungsschwerpunktlage, wieder zu.

Bei direktinspritzenden Motoren wird ein Teil des Kraftstoffes erst im Verdichtungstakt verdampft, was wiederum eine Senkung der Verdichterarbeit und damit eine Wirkungsgradsteigerung bedeutet.

Zusätzlich ermöglichen die weiteren Zündgrenzen verstärkt Abmagerungskonzepte. Der Betrieb bei höherem λ (also magerer) wirkt sich ebenfalls positiv auf den Wirkungsgrad des Motors aus.

Man sieht sehr deutlich dass man die Einflüsse von Ethanolkraftstoffen auf den Motorbetrieb immer als Ganzes betrachten muss, da die Auswirkungen sehr vielseitig und komplex sind. Es ist jedoch eindeutig, dass Ethanolkraftstoffe in Hinblick auf Wirkungsgradsteigerungen großes Potenzial aufweisen, besonders in Zeiten, in denen Downsizingkonzepte immer mehr in den Mittelpunkt rücken und immer höhere Ladedrücke hochklopfste Kraftstoffe verlangen. Genaue Ergebnisse dazu sind in Kapitel 4 nachzulesen. [14, 9, 22]

Vollastverhalten

Da die Verdampfungswärme von Ethanolkraftstoffen viel höher ist als diejenige von herkömmlichen Ottokraftstoffen, tritt verstärkte Innenkühlung auf. Bei direktinspritzenden Motoren kommt dieser Effekt besonders stark zu tragen. Da Ethanolkraftstoffe einen geringeren Heizwert besitzen, muss für gleiche Last mehr Kraft-

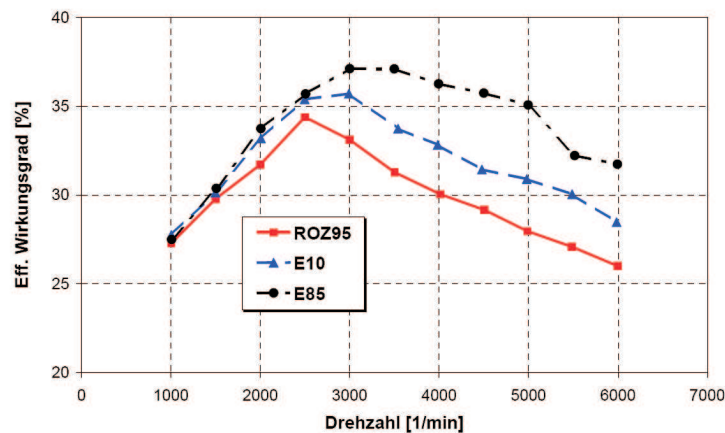


Abbildung 3.17.: Effektiver Wirkungsgrad bei Vollast mit verschiedenen Kraftstoffen [9]

stoff eingespritzt werden. Es muss also eine größere Kraftstoffmenge verdampfen, der noch dazu höhere Verdampfungsenthalpie besitzt. Durch diese beiden Faktoren werden eindeutig höhere Liefergrade und damit Mitteldrücke erreicht.

Die bei der Verbrennung auftretende Volumenvergrößerung ist bei Ethanolkraftstoffen noch dazu höher als bei herkömmlichem Benzin, was die erreichbaren Mitteldrücke weiter nach oben verschiebt. Entscheidend ist hier die größere Molzahl an Reaktionsprodukten im Verhältnis zu den Molen vor der Verbrennung.

Wie bereits in Kapitel 3.4 erläutert, ermöglicht der Betrieb mit Ethanolkraftstoffen aufgrund seiner Klopfresistenz eine optimalere Verbrennungsschwerpunktlage, besonders an der Vollast. Dies führt dann zu deutlich höheren Mitteldrücke.

Auch die schnellere Energieumsetzung hat hier positive Auswirkungen auf den erreichbaren Mitteldruck.

All die eben erwähnten Effekte überlagern sich und sorgen dafür, dass man mit Ethanolkraftstoffen eine deutlich höhere Vollastcharakteristik erreichen kann, was auch schon in vielen Studien bewiesen wurde. Als Probe aufs Exempel soll hier die Abbildung 3.18 dienen.

Motormechanik

Natürlich darf man nicht außer Acht lassen, dass die höheren Mitteldrücke bzw. früheren Zündwinkel auch höhere Zylinderspitzen drücke mit sich bringen. Zylinderkopf, Ventile, Ventilsitzringe, Kolben und im besonderen die Kolbenringe müssen auf die höheren Drücke ausgelegt werden um hier Motorschäden vorzubeugen. Bei direkteinspritzenden Motoren führen die starken Temperaturgradienten, hervorgerufen durch die erhöhte Innenkühlung, noch zu weiter erhöhter thermomechanischer Beanspruchung der Bauteile. Gleicher Effekt gilt besonders bei Motoren mit Saugrohrein-spritzung für die Ventile und die Ventilsitzringe. Hier werden besonders verschleiß-feste Materialien benötigt, weil noch zusätzlich zu den erhöhten Spitzendrücken und

3.4. Auswirkungen von Ethanolkraftstoffen auf den Fahrzeugbetrieb

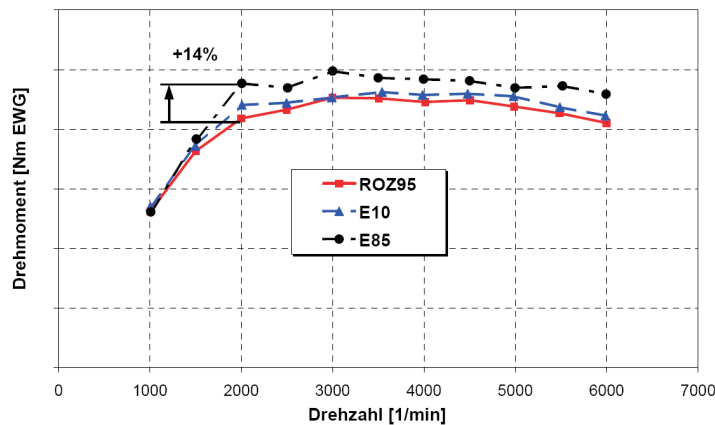


Abbildung 3.18.: Vollastdrehmoment mit verschiedenen Kraftstoffen [9]

den verstärkten thermomechanischen Beanspruchungen, chemische Effekte die Bildung von schützenden Oxidfilmen behindern und die sauberere Verbrennung auch noch weniger schmierende Kohlenwasserstoffteilchen produziert.

Man sieht sehr deutlich, dass man bei der Abstimmung von Motoren auf Ethanolbetrieb auch hardwareseitig einiges an Aufwand betreiben muss.[2]

Kaltstart- und Heißlaufverhalten

Als kraftstoffseitigen Kennwert für das Kaltstartverhalten eines Motors ist der Dampfdruck zu sehen, aber auch der Verlauf der Siedekurve kann als Information herangezogen werden. Damit man auch bei kalten Umgebungsbedingungen einen Start des Motors garantieren kann, wünscht man sich grundsätzlich einen leicht flüchtigen Kraftstoff, was sich durch hohen Dampfdruck und eine niedrige Siedelinie äußert. Der minimale Grenzwert für den Dampfdruck eines Sommerkraftstoffes in Österreich liegt bei 450 mbar, für Winterkraftstoff bei 600 mbar. Bei Benzin-Ethanol-Blends die vorwiegend aus Ethanol bestehen, bewirkt die Ethanolzumischung jedoch eine Absenkung des Dampfdruckes. Noch dazu kommt, dass die höhere Verdampfungsenthalpie von Ethanolkraftstoffen eine Verdampfung des Kraftstoffes bei kalten Betriebsbedingungen zusätzlich erschwert. Es kann hier also durch unzulängliche Verdampfung und Kondensation an den Wänden zu Problemen bei der Gemischbildung kommen, was die Kaltstartfähigkeit beeinträchtigt. Untersuchungen an der TU Wien haben aber gezeigt, dass Ethanolkraftstoffe mit bis zu 85 % Ethanol nach ÖNORM C1114 für die klimatischen Bedingungen in Österreich geeignet sind. Man kann diesem Problem aber auch durch konstruktive Maßnahmen entgegenreten. Zylinderblockvorwärmung oder ein zusätzlicher Tank für reinen Benzin zum Starten wären hier bereits erprobte Lösungen.

Die Anforderungen an den Kraftstoff für einen heißen Motor sind jedoch genau umgekehrt. Die oberen Grenzwerte des Dampfdruckes liegen hier für Sommerkraftstoff

bei 600 mbar und für Winterkraftstoff bei 900 mbar. Aufgrund von sehr hohen Temperaturen kann es zur Dampfblasenbildung vom Kraftstoff kommen, was eine schlagartige Unterbrechung der Kraftstoffzufuhr zur Folge haben kann. Der Kraftstoff darf also auch nicht zu leichtflüchtig sein. Dies betrifft besonders Benzin-Ethanol-Blends mit geringen Ethanolmengen, da es hier durch das azeotrope Verhalten (siehe Kapitel 3.3) zu einer Erhöhung des Dampfdruckes kommt [14, 27].

Emissionen

Auch was die Emissionen betrifft, weisen Ethanolkraftstoffe großes Potenzial auf. Da Bioethanol ja aus nachwachsenden Rohstoffen hergestellt wird, die im Laufe ihres Lebens das bei der Verbrennung freiwerdende CO₂ durch den Prozess der Photosynthese aufgenommen haben, schließt sich der Kreislauf und man kann, abgesehen von den Emissionen die durch die chemische Herstellung und die landwirtschaftliche Anbauung verursacht werden, von einem CO₂-neutralen Prozess sprechen. Aber neben dem riesigen Potenzial im Bereich well-to-tank, bieten Ethanolkraftstoffe auch Vorteile was die Bilanz tank-to-wheel betrifft. Durch das grundsätzlich günstigere Verhältnis von Kohlenstoff- zu Wasserstoffatomen und die besseren Wirkungsgrade können auch noch CO₂-Einsparungspotenziale freigelegt werden. Bei konventionellen Kraftstoffen beträgt das C:H-Verhältnis etwa 1:2, bei Ethanol hingegen 1:3. Aus den Bruttoreaktionsgleichungen können daraus die CO₂-Emissionen berechnet werden, die danach noch auf den Heizwert bezogen werden müssen. Daraus ergibt sich, dass bei der Verbrennung von Ethanol für die gleiche freiwerdende Energiemenge weniger CO₂ emittiert wird. Bei der stöchiometrischen Verbrennung eines durchschnittlichen Benzinkraftstoffes entstehen 73.5 g CO₂ je MJ. Bei Ethanol entstehen 71.6 g CO₂ je MJ, was eine Ersparnis von 3% bedeutet.

Die verbrennungsgünstige Sauerstoffanbindung des Ethanols führt zu einer saubereren Verbrennung, was eine Minderung der toxischen CO- und HC-Emissionen bedeutet. Durch die niedrigeren Verbrennungstemperaturen im Teillastbetrieb verspricht man sich auch noch eine Senkung der NO_x-Emissionen. Bei den Emissionen von karzinogenen Aldehyden kommt es als einziges zu einer Steigerung. Das Emissionssenkungspotential wurde auch schon in einigen Studien bestätigt [7, 27, 9].

Materialverträglichkeit

Durch die Zugabe von Ethanol müssen bestimmte Vorkehrungen bezüglich Materialverträglichkeit getroffen werden, da der Mischkraftstoff nicht mit allen Materialien eines konventionellen Motors kompatibel ist. Die Ethanolbeimischung bewirkt ja eine Erhöhung der Wasserlöslichkeit des Kraftstoffes. Der höhere Wassergehalt kann sich nun korrodierend auf Leichtmetalle und Stahl auswirken. Bei hohen Ethanolkonzentrationen kann es jedoch auch zu einer direkten Einwirkung des Alkohols auf Aluminium, Magnesium, Kupfer, Blei und Zink kommen. Ethanol ist aufgrund seiner polaren Hydroxylgruppe reaktionsfreudiger als Kohlenwasserstoffe. Manche Elastomere können deswegen durch den Kontakt mit Ethanol aufquellen. Speziell

3.4. Auswirkungen von Ethanolkraftstoffen auf den Fahrzeugbetrieb

bei Leitungen und Dichtungen muss diesem Umstand sorgfältig Rechnung getragen werden.

Ölverdünnung

Eventuelle Probleme in Hinblick auf Kaltstartfähigkeit wurden bereits abgehandelt. Die schlechten Bedingungen für die Gemischbildung bewirken hier, dass flüssiger Kraftstoff an die Brennraumwände gelangt und es folglich zu einer Ölverdünnung durch den Kraftstoff kommt. Untersuchungen mit einer Reihe von hintereinander durchgeführten Kaltstarts zeigten einen um den Faktor 3 höheren Kraftstoffeintrag in das Schmieröl mit E85-Kraftstoff als mit herkömmlichem Benzin. Bei einem anschließenden Motorbetrieb kommt es dann bei einer Öltemperatur von zirka 78 °C zu einer schlagartigen Verdampfung des im Öl befindlichen Ethanols, welches über die Kurbelgehäuseentlüftungsleitung wieder der Ansaugluft zugeführt wird und zu einer Überfettung des Gemisches führt. Diesen Umständen muss man durch entsprechende Maßnahmen in der Motorsteuerung entgegenwirken [22].

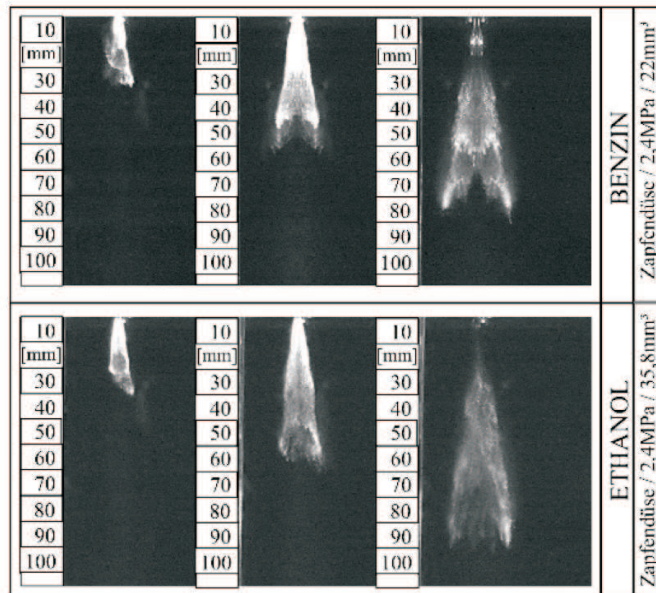


Abbildung 3.19.: Zeitliche Strahlentwicklung bei Einspritzung einer stöchiometrischen Menge von Benzin und Ethanol [4]

Die notwendige erhöhte Kraftstoffeinbringung, die mit Ethanolkraftstoffen prinzipiell erforderlich ist, kann bei einem gegebenen Injektor grundsätzlich auf 2 Wegen erreicht werden. Durch verlängerte Einspritzdauer und durch höhere Einspritzraten, erzielt durch höhere Einspritzdrücke. Erstere Möglichkeit ist aufgrund des vorhandenen Zeitrahmens jedoch begrenzt, was höhere Einspritzdrücke oft unverzichtbar macht. Diese bewirken jedoch wiederum erhöhte Strahlgeschwindigkeiten, welche größere Strahleindringtiefen erwarten lassen. In den kompakten Brennraum-

en von modernen, aufgeladenen, direkteinspritzenden Motoren würde dies bedeuten, dass der Kraftstoffstrahl auf die Brennraumwand auftreffen würde. Aufgrund von Emissionen und verstärktem Kraftstoffeintrag in das Schmieröl gilt es, dies zu vermeiden. Es gibt auch Versuche die dieses Verhalten genauer untersucht haben. Abbildung 3.19 zeigt hier einen Auszug aus den Ergebnissen. Auffällig ist, dass die Strahleindringtiefe bei Ethanolkraftstoffen nur in kleinem Rahmen zunimmt, und den Erwartungen widerspricht. Erklären kann man diesen Effekt einerseits durch die schnellere Verdampfung von Ethanol bei den im Brennraum herrschenden Temperaturen, andererseits durch die aus den höheren Einspritzdrücken resultierende geringere Tröpfchengröße, die noch zusätzlich die Verdampfung erleichtert [4].

Reichweite

Bedingt durch den geringeren unteren gravimetrischen Heizwert, bedeutet der Motorbetrieb mit Ethanolkraftstoffen einen volumetrischen Mehrverbrauch. Je nach Ethanolgehalt bedeutet dies eine mehr oder weniger ausgeprägt ausfallende Verringerung der Tankreichweite. Durch die positiven Eigenschaften von Ethanolkraftstoffen kann man diesen Nachteil minimieren, jedoch nie ganz beseitigen. Für den Verbrauch, der naturgemäß die Tankreichweite bestimmt, wird oft der spezifische Verbrauch, also bezogen auf die Motorleistung, als vergleichender Kennwert herangezogen. Für Benzin und Diesel sind hier typische Werte vertraut, für Ethanol ergeben sich jedoch höhere Kennzahlen. Der direkte Zusammenhang zwischen spezifischem Verbrauch und Wirkungsgrad ist in Abbildung 3.20 für Euro-Super-Kraftstoff und Ethanol dargestellt.

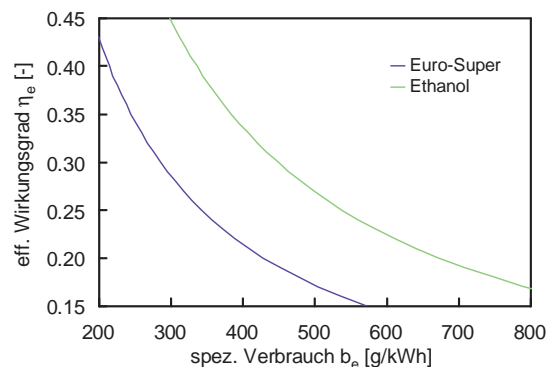


Abbildung 3.20.: Zusammenhang zwischen spezifischem Verbrauch und effektivem Wirkungsgrad

Lagerung und Transport

Bei der Lagerung und Verteilung von Ethanolkraftstoffen im Infrastruktursystem muss unter allen denkbaren Witterungs- und geographischen Bedingungen die Qualität erhalten bleiben, sprich eine einheitliche flüssige Phase garantiert sein. Es kann

jedoch, wie in Kapitel 3.3 anschaulich dargestellt, bei Ottokraftstoffen mit Ethanolanteil zu einer Phasentrennung kommen, wenn sie mit Wasser in Berührung kommen. Dies erschwert den Transport und die Lagerung erheblich. Tanks müssen grundsätzlich getrocknet und gegen den Zutritt von Feuchtigkeit geschützt werden. Der Transport in Pipelines ist mit großen Problemen behaftet, da diese nur sehr schwer trocken gehalten werden können. In Schweden und den USA begegnet man dieser Problematik der Lagerung und des Transportes, indem das Ethanol erst bei der Beladung der Tankzüge zugemischt wird [14, 18].

3.5. Status der weltweiten Bioethanolanwendung im Kraftfahrzeugsektor

Wie bereits erwähnt, ist die Anwendung von Bioethanol als Kraftstoff für Verbrennungskraftmaschinen keine neue Idee. In einigen Ländern hat sich der Kraftstoff auch schon zu einer echten Alternative entwickelt, die sich über immer größer werdenden Zuspruch erfreuen darf. Es soll nun die Anwendung von Bioethanol an den Beispielen Brasilien, USA und Schweden näher erläutert werden, bevor ein Zukunftsausblick für Österreich dargestellt wird.

Bioethanol in Brasilien

Brasilien ist gemeinsam mit den USA der weltgrößte Hersteller und gleichzeitig alleiniger Kostenführer bei der Ethanolherzeugung. Der überwiegende Teil wird im Kraftstoffsektor in Form von Ottokraftstoff, als E100 für Ethanolfahrzeuge sowie als ETBE abgesetzt. Grund für die riesige Bedeutung der Ethanolproduktion in Brasilien ist das staatliche Ethanolprogramm „Proálcool“. Nach der Ölkrise im Jahr 1973 litt Brasilien, das zu diesem Zeitpunkt hochgradig von Ölimporten abhängig war, unter dem hohen Ölpreis. Deswegen entschied sich der Staat zum Start dieses Programmes und verabschiedete 1975 das „Proálcool-Gesetz“. Es folgte ein drastischer Anstieg der Ethanolproduktion. In der Anfangsphase des Programmes bis 1979 war die Zumischung von wasserfreiem Ethanol zu Benzin auf maximal 22 % beschränkt. Nach der zweiten Ölkrise in 1979 entschied sich das Land zum Ausbau des „Proálcool-Programmes“ und förderte die Markteinführung von reinen Ethanolfahrzeugen. Diese wurde unterstützt mit staatlichen Anreizen für die Entwicklung von geeigneten Motoren, mit der Gewährung von zinsgünstigen Krediten für Landwirtschaft und Industrie und mit einer Preispolitik, die den Ethanolkraftstoff günstiger machte als den normalen Kraftstoff. Darüber hinaus wurden Steuerbefreiungen für die Besitzer von Ethanolfahrzeugen gewährt. Folge dieser Politik war ein starker Anstieg der Produktion von Ethanol als E100-Kraftstoff, der 1991 seinen Höhepunkt erreichte. Ende der 1980er Jahre war der Marktanteil von Ethanol sogar größer als der von Benzin, was vor allem auf den aggressiven Verkauf von Ethanolfahrzeugen zurückzuführen war. Gleichzeitig kam „Proálcool“ aber immer mehr in die Kritik, da sinkende Ölpreise dazu führten, dass die vergleichsweise höher-

en Ethanolkosten nach immer mehr Subventionen verlangten. Zu dieser Zeit waren die Ethanolkosten teilweise doppelt so hoch wie die Kosten des importierten Benzins. Steigende Zuckerpreise führten schließlich zu einer nachlassenden inländischen Ethanolproduktion, sodass die Regierung aufgrund der drohenden Ethanolknappheit zeitweise zu Ethanolimporten gezwungen war. Diese Situation führte zu einem beachtlichen Image-Schaden des Ethanolprogrammes und viele Kunden verloren das Vertrauen in den alternativen Kraftstoff. Der Anteil der PKW-Neuzulassungen mit Ethanolmotoren sank drastisch und erreichte Ende der 1990er Jahre sogar Werte von unter 1%. Zu Beginn des neuen Jahrtausends kam es jedoch wieder zu einem deutlichen Anstieg. Preis- und Quotenfestlegungen für Zuckerrohr, Zucker und Ethanol sowie Exportsteuern waren übliche Interventionsinstrumente der Regierung zur Beeinflussung der Märkte. 1994 begann jedoch die Liberalisierung des Sektors die 1999 zu einer Freigabe der Preise führte. Heute greift der Staat nur mehr über den verpflichtenden Ethanolanteil im Benzin-Kraftstoff ein, der zwischen 20% und 25% liegt. 2003 wurde das erste Flex-Fuel-Fahrzeug auf dem brasilianischen Markt eingeführt. Hierbei handelt es sich um ein Fahrzeug, das sowohl mit reinem Ethanol als auch mit Benzin-Kraftstoff (mit Ethanolanteil!) und allen dazwischenliegenden Mischungen betrieben werden kann. Mittlerweile sind 90% aller PKW-Neuzulassungen Flex-Fuel-Fahrzeuge, Tendenz steigend. Natürlich hat sich die Situation von Brasilien seit Beginn des Ethanolprogrammes grundlegend geändert und man hat sich mittlerweile als Land in die Weltwirtschaft integriert. Der Staat bekräftigte trotzdem die Absicht weiterhin an seinem „Proalcool-Programm“ festzuhalten.

Grundsätzlich gilt die Erzeugung von Ethanol aus Zuckerrohr als die kostengünstigste Herstellungsart. Brasilianisches Ethanol kostet dadurch nur etwa halb soviel wie europäisches. Durch steigende Produktivität sowohl in der Landwirtschaft als auch in der Umwandlung, geht man davon aus, dass die Kosten kurzfristig um 20% und langfristig sogar um 40% gesenkt werden können. Durch das große Produktionsvolumen und die gleichzeitig große Nachfrage hat Brasilien einen enormen Einfluss auf den Weltethanolhandel. Von Marktteilnehmern in anderen Ländern wird bemängelt, dass das von Brasilien auf den Weltmärkten angebotene Ethanol erheblich subventioniert sei, was eine Wettbewerbsverzerrung darstellt. Die massiven staatlichen Eingriffe in den brasilianischen Ethanolmarkt haben zudem nachhaltige Störungen des Weltzuckermarktes zur Folge. Trotz zunehmender Mechanisierung in der Landwirtschaft geht man davon aus, dass etwa eine Million Arbeitsplätze mit dem „Proalcool-Programm“ verbunden sind. Dabei handelt es sich vor allem um Arbeitsplätze im brasilianischen Hinterland. Insgesamt dürfte das Programm dem Staat etwa 800 Mio. bis 1 Mrd. Euro pro Jahr kosten [18, 28].

Bioethanol in den USA

Wie in Brasilien, so ist auch in den USA die Größe des Ethanolmarktes auf die Verwendung im Kraftstoffsektor zurückzuführen. Die gesamte Produktionskapazität betrug 2008 schon 23 Mio. Tonnen, wobei Importe nur eine marginale Rolle spielen, da der nationale Verbrauch über die eigene Produktion gedeckt werden kann.

3.5. Status der weltweiten Bioethanolanwendung im Kraftfahrzeugsektor

Ethanol wird in den Vereinigten Staaten seit knapp hundert Jahren im Kraftstoffsektor verwendet, der Verbrauch ist jedoch nach dem zweiten Weltkrieg aufgrund des überall verfügbaren, preiswerten Benzins auf minimale Mengen zurückgegangen. Die Ölkrisen 1973 und 1979 führten zur Einführung von Gasohol, das zu 10 % aus Ethanol und 90 % Benzin besteht. Neben energiepolitischen Gründen sprachen auch agrarpolitische Gründe für die Einführung des ethanolhaltigen Kraftstoffgemisches. Die US-amerikanische Regierung wollte die Farmer für die Auswirkungen des damals gegen die Sowjetunion ausgesprochenen Getreideembargos entschädigen und einen zusätzlichen Absatzmarkt für das im Land produzierte Getreide schaffen. Im Jahre 1978 wurde vom Kongress eine steuerliche Förderung von Gasohol beschlossen, um die Wettbewerbsfähigkeit mit herkömmlichem Benzin herzustellen. Von 1990 bis 2007 betrug die steuerliche Förderung US\$ 0.135 je Liter. Über 90 % des Ethanols wird dabei aus Mais gewonnen. Darüber hinaus werden im Norden des Landes Weizen und Gerste für die Ethanolherzeugung angebaut. Durch den „Clean Air Act“ kam in den 1990er Jahren noch ein weiterer Aspekt für die Ethanolbeimengungen hinzu, nämlich die Verbesserung der Luftqualität in den Großstädten.

Besonders in den letzten Jahren wird durch eine Vielzahl von Förderprogrammen, die Ethanolproduktion angekurbelt. Die US-amerikanische Umweltbehörde hatte für 2006 eine Quotenvorgabe von 2.78 % und für 2007 von 3.71 % Biokraftstoffen am Gesamtkraftstoffverbrauch festgelegt. Bis 2017 steigt die Quote auf 15 %, wobei Ethanol aus cellulosehaltigen Rohstoffen schon eine bedeutende Rolle spielen soll.

Auch die Verwendung von Flex-Fluel-Fahrzeugen bekommt eine immer größere Bedeutung. Dabei können diese Fahrzeuge in den USA mit E85-Kraftstoff, reinem Benzin und allen dazwischenliegenden Mischungen betrieben werden. Im Jahr 2008 stand die Anzahl an FFV's (Flex-Fuel-Vehicles) bei zirka 7 Millionen [18, 28].

Bioethanol in Schweden

Als europäisches Beispiel soll hier noch Schweden angeführt sein. Dort wird Ethanol auf Basis unterschiedlicher Rohstoffe produziert und dem Kraftstoff bis zu 5 % beigemischt. Darüber hinaus wird sowohl E85-Kraftstoff für FFV's, als auch E100-Kraftstoff für den Betrieb von Bussen im öffentlichen Verkehr vertrieben. Die erste Ölkrise 1973 löste auch in Schweden eine Diskussion über eine eventuell entstehende Energieversorgungslücke aus. Die Gewinnung von Energie aus heimischen Rohstoffen wurde untersucht, wobei sich die Herstellung von Ethanol als am vielversprechendsten entpuppte. Neben den energiewirtschaftlichen spielten hier natürlich auch wieder Interessen der Landwirtschaft eine wichtige Rolle.

In der Produktion von Bioethanol liegt Schweden allerdings nur im europäischen Mittelfeld. Spanien und Frankreich besetzen hier die Spitzenreiterpositionen. Was die Vermarktung von Bioethanol betrifft, ist Schweden jedoch ganz eindeutig führend in Europa. Im ersten Halbjahr 2007 machten die FFV's schon 15.2 % der PKW-Neuzulassungen aus und schon mehr als ein Drittel der Tankstellen verkaufen E85-Kraftstoff. Der Staat fördert den Kauf von FFV's durch einen Zuschuss von umgerechnet 1100 Euro. Die Besitzer zahlen noch dazu eine verminderte KFZ-Steuer und

dürfen in vielen Städten umsonst parken.

Abschließend sei hier noch bemerkt, dass sich Schweden das ehrgeizige Ziel gesetzt hat, bis 2020 von fossilen Rohstoffen unabhängig zu sein [18, 28].

Zukunftsausblick für Österreich

Wie in Kapitel 2.3 bereits erwähnt, hat Österreich die von der EU vorgeschriebene Biokraftstoffquote von 5.75 % vorzeitig bereits im Jahr 2008 erreicht. Mit der Bioethanolanlage der Agrana in Pischelsdorf kann der alternative Kraftstoff nun erstmalig auch großindustriell in Österreich hergestellt werden. Auch hierzulande gibt es Initiativen die zur Förderung der Ethanolkraftstoffe dienen. E85-Kraftstoff ist seit 1. Oktober 2007 steuerbefreit und wird von immer mehr Tankstellen angeboten. Eine flächendeckende Infrastruktur konnte aber noch nicht erreicht werden.

Natürlich bringt die schrittweise Erhöhung der Biokraftstoffquote eine Einsparung an CO₂-Emissionen. Ein wesentlich größeres Potenzial stellt hier jedoch die Verwendung von E85-Kraftstoff dar. Es ist klar, dass Ethanol teurer als herkömmlicher Benzin ist, und deshalb nur mithilfe von Subventionen wettbewerbsfähig sein kann. Das eine breite Anwendung jedoch möglich ist, haben Länder wie Brasilien, die USA oder Schweden bereits vorgezeigt. Ohne ein klares Bekenntnis des Staates zu Bioethanol wird der alternative Kraftstoff jedoch keine Chance haben. Die Vorteile von Bioethanol haben wir schon im Detail erläutert. Man muss sich jedoch bewusst sein, dass man diese Vorteile nicht umsonst bekommt. Staatliche Förderprogramme und Subventionen, welcher Art auch immer, sind von Nöten um in den Genuss der „Bioethanol-Vorteile“ zu kommen.

Man muss sich auch im Klaren sein, dass die Kosten für eine Einführung von Bioethanol diejenigen Kosten, die entstehen wenn keine Maßnahmen zur CO₂-Reduktion erfolgen und dadurch Konsequenzen einer weiteren Umweltverschmutzung getragen werden müssen, um ein Vielfaches unterschreiten.

4. Untersuchungen zur Direkteinspritzung von E85

4.1. Ausgangssituation

Die allgemeinen Vorteile von Bioethanol als Kraftstoff für den Verkehrssektor wurden nun gründlich besprochen. Die Senkung des Verbrauchs und damit der CO₂-Emissionen hat sich neben der Schadstoffemissionsreduktion als zentrales Thema in der Motorenentwicklung und -forschung herauskristallisiert. Direkteinspritzende, hochaufgeladene Downsizing-Konzepte bieten hier extrem großes Potenzial, weshalb sie weltweit auch immer mehr an Bedeutung gewinnen. Besonders die Lastpunktverschiebung spielt hier die entscheidende Rolle. Der Motor wird anteilmäßig mehr in hochlastigen Punkten betrieben, die höhere Wirkungsgrade aufweisen als niederlastige. Auch die geringeren Reibungsverluste wirken sich über das ganze Drehzahlband positiv auf den Verbrauch aus. Diese Konzepte stellen jedoch auch besonders große Herausforderungen an die Entwicklung. Es soll nun geklärt werden, inwieweit sich Bioethanol für die Anforderungen dieser aktuellen Konzepte eignet.

Dieses Kapitel stellt nun explizit die am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz durchgeführten Potentialanalyse zum Thema „Direkteinspritzung von E85-Kraftstoff“ und deren Ergebnissen dar. Die Analyse bestand im Wesentlichen aus zwei Teilen. Einer 1D-CFD-Simulation für einen Vollmotor und Brennverfahrensuntersuchungen an einem 1-Zylinder Forschungsmotor.

4.2. 1D-CFD-Simulation

Für die 1D-CFD-Simulation wurde die Software AVL Boost verwendet. Diese kombiniert eine 1-D-Ladungswechselsimulation mit quasidimensionaler Motorprozessrechnung. Simuliert wurden zwei Vollmotorvarianten. Ziel war es den Einfluss von entscheidenden Parametern auf die Motorkennwerte zu bestimmen. Dabei soll geklärt werden wie sich eine Variation des Verdichtungsverhältnisses, der Luftzahl, der Ansauglufttemperatur und der Verbrennungsschwerpunktlage auswirken. Des Weiteren sollen die Ergebnisse als Basis für einen eventuell folgenden Vollmotoraufbau dienen. Die Ergebnisse aus den Untersuchungen am 1-Zylinder-Forschungsmotor könnten in einem zweiten Iterationsschritt in das Modell einfließen und dieses noch weiter verfeinern. Die Simulation wurde auch zur Auswahl eines geeigneten Abgasturboladers für den Vollmotor herangezogen. Im Folgenden wird die Modellerstellung für beide Konzepte beschrieben und weiters auf die Ergebnisse eingegangen.

4.2.1. Modellerstellung – Konzept I

Im ersten Konzept handelt es sich um einen 4-Zylinder-Reihenmotor mit Waste-Gate Turbolader. Der Hubraum beträgt 2000 cm^3 und das Hub-Bohrungs-Verhältnis lautet $95.5 : 82.5$. Für die Modellerstellung wurden die geometrischen Daten eines an der TU Graz bereits existierenden Motors mit Dieseltriebwerk und DI-Ottozylinderkopf herangezogen. Der Motor wird ladedruckgeregelt, wobei ab einem erreichten Ladedruck von 2 bar absolut Abgas über das Waste-Gate abgeblasen wird. Ausgehend von einer Basisvariante wurden die Parameter Verdichtungsverhältnis, Ladeluftkühlerwirkungsgrad, Verbrennungsschwerpunktlage MFB50 (50 % Mass Fraction Burned) und Luftzahl variiert und die Auswirkungen auf Mitteldrücke, Wirkungsgrad, Abgastemperaturen und sonstige Motorkennwerte analysiert. Auch die Auswahl eines geeigneten Abgasturboladers war Thema der Untersuchungen. Als Kraftstoff wurde für die Simulation reiner Ethanolkraftstoff gewählt, da in der Software keine Stoffwerte für E85-Kraftstoff zur Verfügung stehen. Die Steuerzeiten wurden auf den mittleren Drehzahlbereich ausgelegt (3000 min^{-1}), um einen guten Kompromiss zwischen schnellem Drehmomentenaufbau bei niedrigen Drehzahlen und einer hohen Nennleistung des Motors zu gewährleisten. Sie wurden für die Variationsrechnungen und über den ganzen Drehzahlbereich konstant gelassen. Variable Steuerzeiten würden hier noch ein zusätzliches Potenzial bedeuten.

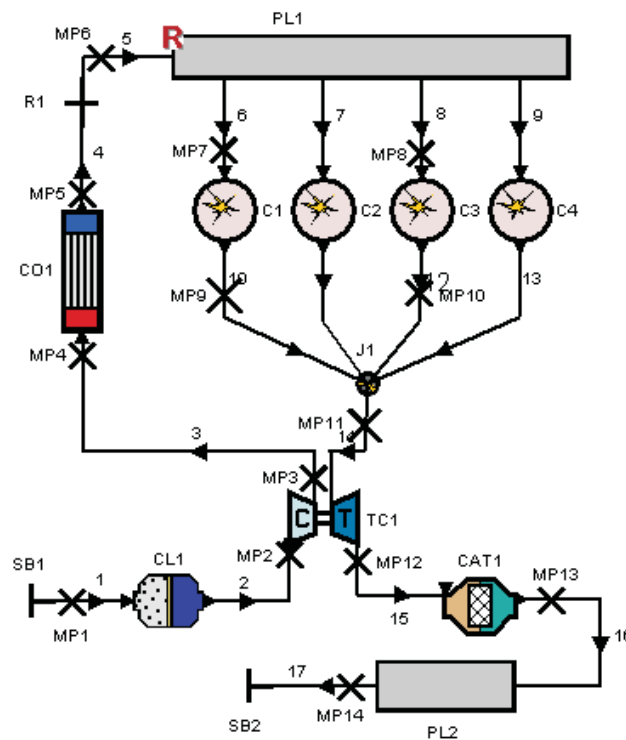


Abbildung 4.1.: Boost-Modell Konzept I

In Abbildung 4.1 ist das Modell für Konzept I in AVL Boost ersichtlich, mit dem die Simulationsrechnungen durchgeführt wurden. Auf eine genauere Beschreibung der Modellerstellung und Implementation aller notwendigen Rahmenbedingungen wird hier nicht näher eingegangen. Die Tabelle 4.1 gibt Auskunft über die Parameter der Simulationsrechnungen und in welchem Maße diese variiert wurden. Jeweils fett gedruckt wurden die Parameter für die Basisvariante.

Tabelle 4.1.: Variationsparameter des Boost Modells

| | |
|---|-----------------------------|
| Verdichtungsverhältnis ε | 9 – 10.5 – 12 – 13.5 |
| Ladeluftkühlerwirkungsgrad η_{LLK} | 1 – 0.8 – 0.6 |
| Verbrennungsschwerpunktlage MFB50 [°KW nOT] | 0 – 4 – 8 – 12 – 16 |
| Luftzahl λ | 0.9 – 1.0 – 1.1 |

4.2.2. Ergebnisse Konzept I

Die Basisvariante dieses Konzeptes liefert die in den Abbildungen 4.2 und 4.3 gezeigten Ergebnisse. Ausgehend von dieser Variante wurden nun Rechnungen zum Volllastverhalten durch die Variation der veränderlichen Parameter durchgeführt. Dabei muss erwähnt werden, dass durch das Simulationsprogramm AVL Boost keine Verbrennungsanomalien berücksichtigt werden können. Das heißt, dass dadurch einige Werte über den real erreichbaren liegen können, da bei den jeweiligen Betriebspunkten Klopferscheinungen das Betreiben des Motors verhindern. Bei den Berechnungen soll vorrangig ein theoretisches Potenzial abgeschätzt werden und der Einfluss bestimmter Parameter untersucht werden. Bezüglich Zylinderdrücke und Abgastemperaturen wurden keine Einschränkungen vorgenommen, die Werte jedoch ausführlich analysiert.

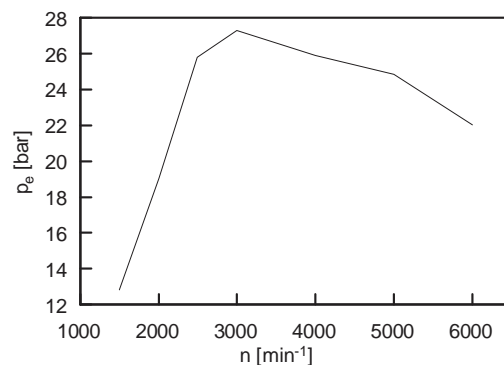


Abbildung 4.2.: Volllastkurve Basisvariante Konzept I

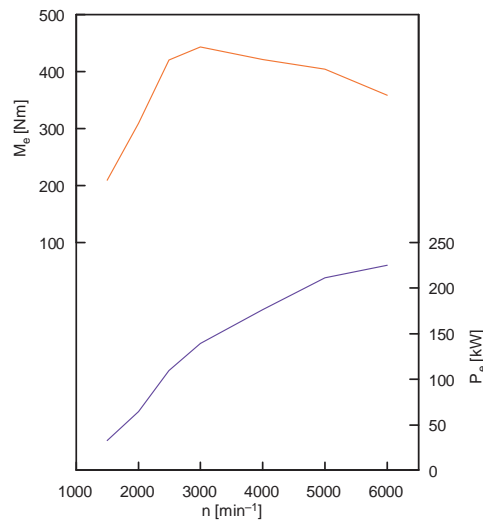


Abbildung 4.3.: Drehmoment und Leistung der Basisvariante Konzept I

Der effektive Mitteldruck beziehungsweise das Drehmoment befinden sich auf relativ hohem Niveau und auch der Drehmomentenaufbau bei niedrigen Drehzahlen erfolgt rasch. Es soll hier jedoch nochmals darauf hingewiesen werden, dass diese hohen Werte für den effektiven Mitteldruck nur ohne Einschränkungen zustande kommen können. Im Vergleich erreicht der 3.6l Biturbo-Motor für den Porsche 911 Turbo (Modelljahr 2008) einen effektiven Mitteldruck von knapp unter 24 bar, was einen der derzeitigen Höchstwerte für PKW-Otto-Motoren darstellt. Obwohl dieser Motor einen noch höheren Aufladegrad besitzt, kann aufgrund von Zylinderspitzen-druckbegrenzung, Klopfen und anderen Restriktionen kein höherer Mitteldruck realisiert werden. Die effektive Motornennleistung unseres Modelles erzielt Kennwerte die deutlich über einer Literleistung von 100 kW/l liegen. Im Folgenden werden die Ergebnisse der Parametervariation bei der Drehzahl $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ betrachtet. Für konstante Werte von λ und η_{LLK} sind zunächst die für uns relevanten Motorkenngrößen über dem Verdichtungsverhältnis ε und der Verbrennungsschwerpunktlage in Abbildung 4.4 aufgetragen.

Die Diagramme zeigen sehr deutlich, dass sich das Verdichtungsverhältnis ε und die Verbrennungsschwerpunktlage gravierend auf Mitteldruck und Wirkungsgrad auswirken. Und genau für diese beiden Parameter bietet Ethanol durch seine sehr hohe Klopfestigkeit und hohe Verdampfungswärme großes Potenzial. Die Direkteinspritzung in Kombination mit der sehr hohen Verdampfungswärme führt zu sehr guter Innenkühlung. Gemeinsam mit der hohen Klopfresistenz ermöglicht dies ein hohes ε und einen optimalen MFB50-Punkt, weil ein bewusstes Spätstellen der Zündung nicht mehr notwendig ist. Dies bedeutet, dass man sich, wie im Diagramm ersichtlich, sowohl was den Wirkungsgrad betrifft als auch den Mitteldruck, im Optimum befindet. Weiters ist erkennbar, dass besonders im unteren Bereich von ε eine Erhöhung stärkeren Einfluss hat. Dies ist dadurch zu erklären, dass die durch

höhere Verdichtung des Gemisches hervorgerufenen höheren Zylinderdrücke zu anteilmäßig höheren Wandwärmeverlusten führen. Es ist auch zu erkennen, dass sich die ideale Verbrennungsschwerpunktlage für höhere ε leicht nach hinten verschiebt, was ebenfalls auf erhöhte Wandwärmeverluste durch höhere Zylinderdrücke und -temperaturen zurückzuführen ist. Die sehr hohen Mitteldrücke haben jedoch auch

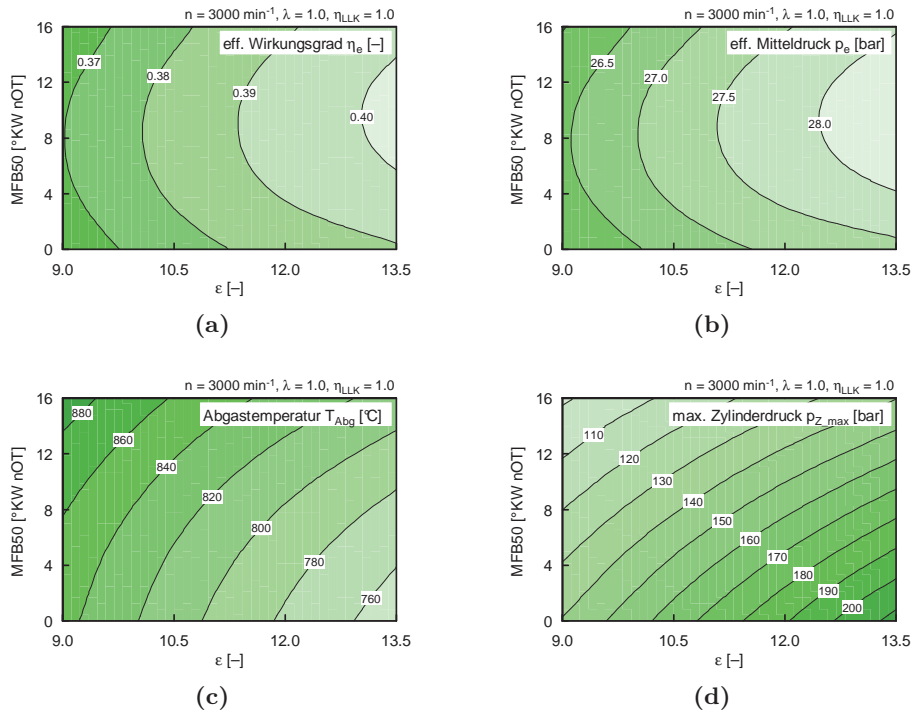


Abbildung 4.4.: Ergebnisse für $n = 3000 \text{ min}^{-1}, \lambda = 1.0, \eta_{LLK} = 1.0$

verhältnismäßig hohe Zylinderdrücke zur Folge. Besonders bei hohem ε und frühen Verbrennungsschwerpunktlagen nehmen sie Werte an, die jene von konventionellen Ottomotoren bei weitem überschreiten. Bei aktuellen Serienmotoren liegt der maximal zulässige Zylinderdruck in der Größenordnung von 120 bar. Dieser Wert wird in unserer Basisvariante mit $\varepsilon = 10.5$ bei optimaler Verbrennungslage bereits überschritten. Man kann jedoch sehr deutlich erkennen, dass schon ein leichtes Spätverschieben des Zündzeitpunktes zu einer wesentlichen Senkung des Zylinderspitzendruckes führt, und das unter verhältnismäßig kleinem Verlust an effektivem Mitteldruck. Trotzdem sollte der Motor beim Betrieb mit Ethanol konstruktiv auf höhere Spitzendrücke ausgelegt werden, um die Vorteile des Biokraftstoffes optimal nutzen zu können. Die Abgastemperaturen sind bei niedriger Verdichtung und späteren Verbrennungsschwerpunktlagen aufgrund des schlechteren Wirkungsgrades höher. Im Allgemeinen ergeben die Berechnungen jedoch ein relativ niedriges Niveau, wobei zu bemerken ist, dass die Basisvariante von $\eta_{LLK} = 1.0$ ausgeht. Aufgrund von Klopferscheinungen könnte es sein, dass man die Zündzeitpunkte und damit die Verbrennungsschwerpunktlage nach hinten verschieben muss. Dies bewirkt höhere

Abgastemperaturen, senkt jedoch auch gleichzeitig die Zylinderspitzen drücke. Im Vergleich zu Benzin werden beim Betrieb mit Ethanol aber von vornherein niedrigere Abgastemperaturen erreicht. Dies kann im unteren Drehzahlbereich ein Anfetten des Gemisches zum Senken der Abgastemperaturen aus Bauteilschutzgründen überflüssig machen.

Nachfolgend werden die Auswirkungen einer Variation der Luftzahl λ bei weiterhin konstantem Wirkungsgrad des Ladeluftkühlers beschrieben. Mit einem λ von 0.9 lässt sich noch einmal eine kleine Steigerung des Mitteldrucks erzielen, jedoch auf Kosten des effektiven Wirkungsgrades. Im fetten Betrieb kommt es zu einer größeren Innenkühlung, da noch mehr Kraftstoff verdampft, was sich positiv auf den Liefergrad auswirkt. Es wird auch vergleichsmäßig mehr Kraftstoff umgesetzt, da erfahrungsgemäß im Betrieb bei $\lambda = 1$ aufgrund der nicht vollkommenen Verbrennung der zugeführte Kraftstoff nicht zur Gänze umgesetzt wird. Da die Verbrennung aber unter Luftmangel abläuft kann ein wesentlicher Teil des Kraftstoffes nicht oxidiert werden und gelangt so ungenutzt in den Abgasstrang und die Umwelt, was sich negativ auf den Verbrauch und damit effektiven Wirkungsgrad auswirkt. Wird der Motor jedoch im Gegensatz dazu mit einem λ von 1.1 betrieben, lässt sich der Wirkungsgrad noch einmal steigern, jedoch auf Kosten einer leichten Senkung des Mitteldruckes. Die Lambdavarisation bei einer Drehzahl von $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ inklusive ihren Auswirkungen soll in der Abbildung 4.5 zusammengefasst und übersichtlich dargestellt werden. Zu berücksichtigen ist, dass für diese Darstellung nur Werte mit der Verbrennungsschwerpunktlage bei 8° KW nOT herangezogen wurden.

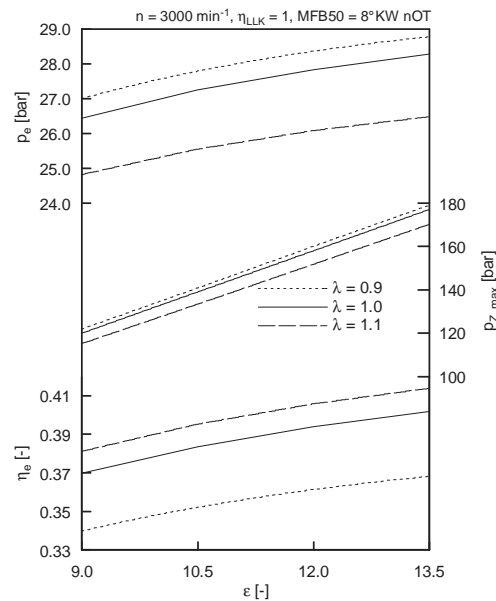


Abbildung 4.5.: Übersicht Lambdavarisation bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

Im Diagramm wird der Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf den effektiven

Mitteldruck und den effektiven Wirkungsgrad sehr deutlich ersichtlich. Auch die positiven und negativen Erscheinungen beim Betrieb mit leicht fettem beziehungsweise magerem Gemisch kann man durch den vertikalen Abstand der Kennlinien ablesen. Das Auftragen der Zylinderspitzen drücke über ε soll zeigen, dass die höheren Mitteldrücke auch immer höhere Zylinderdrücke hervorrufen und man damit höhere mechanische Bauteilbeanspruchungen bewältigen muss. Bei $\varepsilon = 13.5$ und fettem Gemisch wird ein Zylinderspitzen druck um 180 bar erreicht, was etwa den heute maximal zulässigen Wert von aktuellen PKW-Diesel-Motoren entspricht.

Zuletzt werden noch die Auswirkungen eines geringeren Ladeluftkühlerwirkungsgrades gezeigt. Dieser ist definiert als erreichte Temperaturdifferenz bezogen auf maximal möglicher Temperaturdifferenz. Bei $\eta_{LLK} = 1.0$ wird die Ansaugluft also vollständig auf die Kühlmediumtemperatur abgekühlt. Bei sinkendem η_{LLK} kommt es zu einem deutlichen Abfall des effektiven Mitteldruckes, hervorgerufen durch eine schlechtere Zylinderfüllung. Beträgt die Temperatur der Ansaugluft bei $\eta_{LLK} = 1.0$ zirka 30°C , so steigt dieser Wert bei $\eta_{LLK} = 0.6$ auf zirka 65°C . Die höheren Temperaturen und die damit verbundene geringere Dichte der Ansaugluft bewirken, dass weniger Luftmasse in den Zylinder gebracht werden kann. Auch auf den effektiven Wirkungsgrad des Motors wirkt sich dieser Umstand leicht negativ aus.

Auch für die Variation des Ladeluftkühlerwirkungsgrades sollen hier die Ergebnisse noch einmal übersichtlich zusammengefasst werden, was durch Abbildung 4.6 erfolgt.

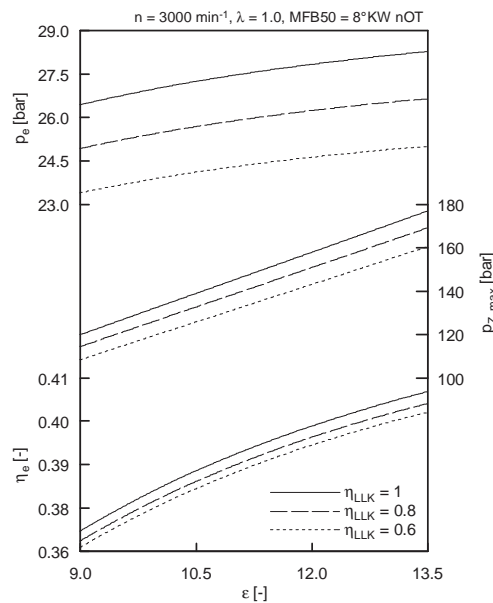


Abbildung 4.6.: Übersicht Variation des LLK-Wirkungsgrades bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

In Abbildung 4.6 wird der Einfluss von ε klar dargestellt. Man kann erkennen, dass eine Variation des Ladeluftkühlerwirkungsgrades keinen so großen Einfluss auf

den Wirkungsgrad hat wie eine Lambdavarisation, der effektive Mitteldruck jedoch sehr wohl stark beeinflusst wird.

In Abbildung 4.7 werden die Ergebnisse der Simulation bei einer Drehzahl von $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ gezeigt, wiederum beginnend mit $\lambda = 1.0$ und $\eta_{LLK} = 1.0$. Die schlechtere Zylinderfüllung, der höhere Abgasgegendruck (generiert durch Turbolader) und ein höherer Reibmitteldruck führen zu niedrigeren effektiven Mitteldrücken und Wirkungsgraden. Im Vergleich zu einer Drehzahl von $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, verschiebt sich die optimale Verbrennungsschwerpunktlage bei $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ leicht nach vor, was durch verhältnismäßig geringfügig niedrigere Wandwärmeverluste erklärt werden kann. Einfach ausgedrückt, steht bei einer höheren Motordrehzahl weniger Zeit für den Wärmeübergang zur Verfügung. Im Bestpunkt bei $\varepsilon = 13.5$ und $\text{MFB50} = 8^\circ \text{KWnOT}$ erreicht der Motor die sehr hohe spezifische Literleistung von 117 kW/l .

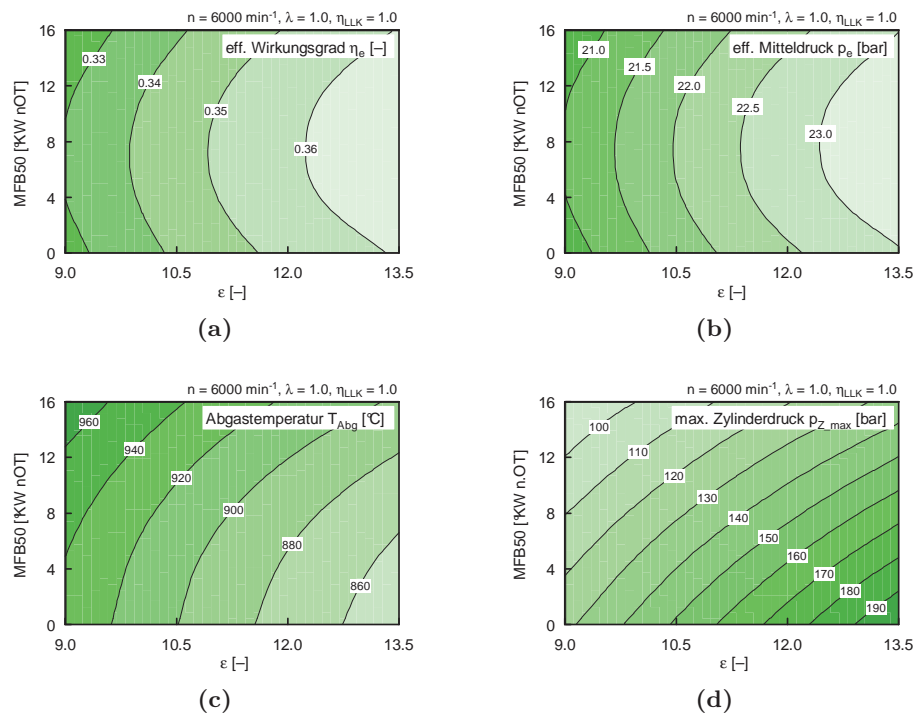


Abbildung 4.7.: Ergebnisse für $n = 6000$, $\lambda = 1.0$, $\eta_{LLK} = 1.0$

Bei Betrachtung der Abgastemperaturen wird klar, dass höhere Drehzahlen auch höhere Abgastemperaturen bewirken und schließlich auch die Bauteiltemperaturen mit der Drehzahl steigen. Die Zylinderspitzen drücke hingegen sinken aufgrund der niedrigeren Mitteldrücke. Der Einfluss einer Variation der Luftzahl beziehungsweise des Ladeluftkühlerwirkungsgrades zeigt dieselben Trends wie bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ und wird deshalb nur mehr in einer zusammenfassenden Übersicht dargestellt.

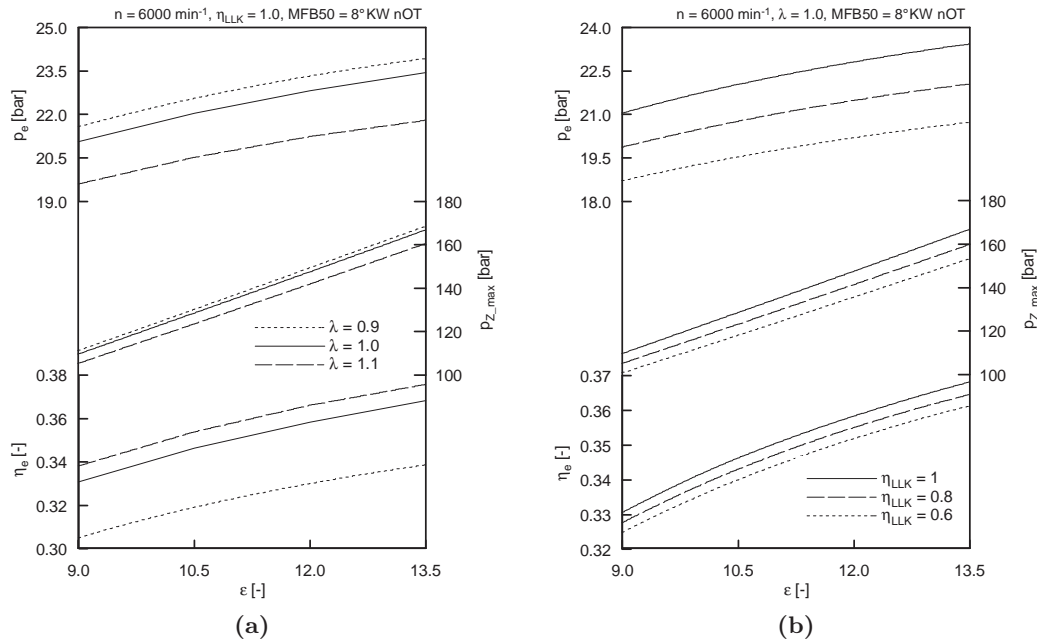


Abbildung 4.8.: Übersicht (a) Lambdavarisation und (b) Variation des Ladeluftkühlerwirkungsgrades bei $n = 6000 \text{ min}^{-1}$

Nun werden noch die Simulationsergebnisse bei sehr niedrigen Drehzahlen, im Speziellen bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ betrachtet. In Abbildung 4.9 werden die Resultate für $\lambda = 1.0$ und $\eta_{LLK} = 1.0$ dargestellt. Die wirkungsgradoptimale Verbrennungsschwerpunktlage verschiebt sich bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ etwas nach hinten, da bei geringeren Drehzahlen mehr Zeit für den Wärmeübergang bleibt und die Wandwärmeströme dadurch steigen. Auch hier sind die positiven Effekte einer optimalen Verbrennungsschwerpunktlage und höherer Verdichtungsverhältnisse schnell ersichtlich. Zum Verlauf des effektiven Mitteldruckes sei angemerkt, dass hier der gewünschte Ladedruck noch nicht erreicht ist, im Gegensatz dazu sogar die Ladedrücke noch sehr gering ausfallen. Es werden also abhängig von den jeweiligen Abgasenthalpien verschiedene Ladedrücke erreicht, was in Abbildung 4.9d dargestellt ist. Die bis jetzt bekannten Trends werden hier also von 2 weiteren Effekten überlagert. Bei niedrigen Verdichtungsverhältnissen und damit einhergehenden niedrigeren Wirkungsgraden sind die Abgastemperaturen höher, wodurch der Turbolader mehr Ladedruck erzeugen kann, was sich letztendlich positiv auf den effektiven Mitteldruck auswirkt. Gleiches gilt für späte Verbrennungsschwerpunktlagen. Das Zusammenspiel all dieser Effekte führt schließlich zu den ersichtlichen Ergebnissen. Da sich Zylinderdruckwerte hier auf einem relativ niedrigem Niveau befinden, wird hier auf eine Darstellung verzichtet und stattdessen der erreichte Ladedruck gezeigt. Die Abgastemperaturen erreichen aufgrund der niedrigen Drehzahlen und Lasten vergleichsweise geringe Werte.

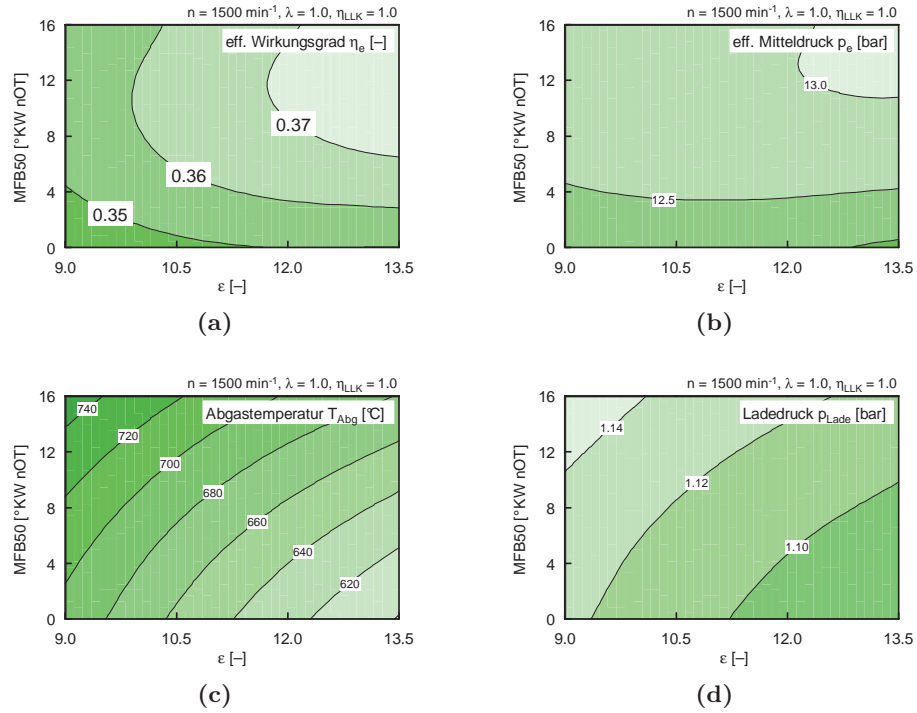


Abbildung 4.9.: Ergebnisse für $n = 1500, \lambda = 1.0, \eta_{LLK} = 1.0$

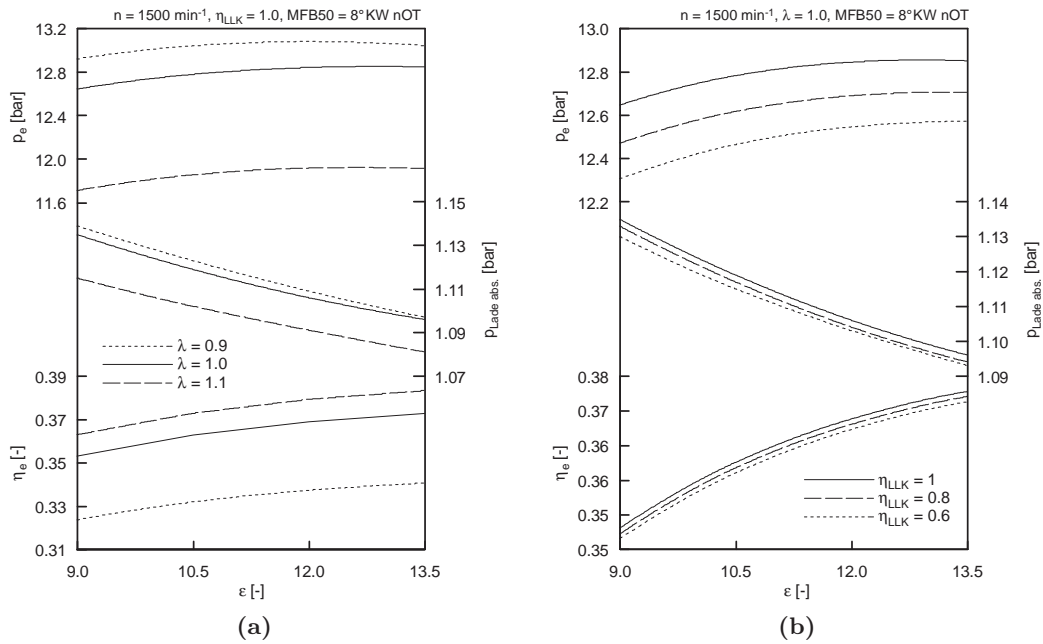


Abbildung 4.10.: Übersicht (a) Lambdavarisation und (b) Variation des Ladeluftkühlerwirkungsgrades bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

Auch hier wird der Einfluss einer Lambdavariation beziehungsweise einer Ladeluftkühlerwirkungsgradvariation nur mehr in einer Übersicht zusammengefasst. Man kann sehr gut erkennen, dass die Werte für Mitteldruck und Wirkungsgrad bei einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 13.5$ schon ihren Maximalwert erreichen. Bei einer weiteren Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses würden die Werte also wieder abnehmen, da die zusätzlichen Gewinne aufgrund des höheren ε von den Verlusten durch höheren Wärmeübergang übertroffen werden. Dies ist jedoch nur bei sehr niedrigen Drehzahlen erkennbar, da hier mehr Zeit für den Wärmeübergang bleibt.

Für das Motorkonzept I wurde als Turbolader für eine eventuelle Realisierung des Vollmotoraufbaus der Typ GT2560R der Firma Garrett Honeywell ausgewählt. Durch Eintragen der Ergebnisse der Simulation der Basisvariante in das Kompressor-kennfeld ergibt sich Abbildung 4.11. Ab einer Drehzahl von $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ wird der Zielladedruck erreicht und danach konstant gehalten. Probleme würden auftreten wenn sich die Motorbetriebslinie teilweise links der Pumpgrenze des Kompressor-kennfeldes befindet, da es in diesem Bereich durch erhebliche Druckschwankungen zu einer Zerstörung des Turboladers kommen kann. Die Motorbetriebslinie befindet sich vollständig innerhalb der zulässigen Kompressor-kennfeldlinien, was heißt, dass sich der Turbolader grundsätzlich sehr gut für diese Motorvariante eignet.

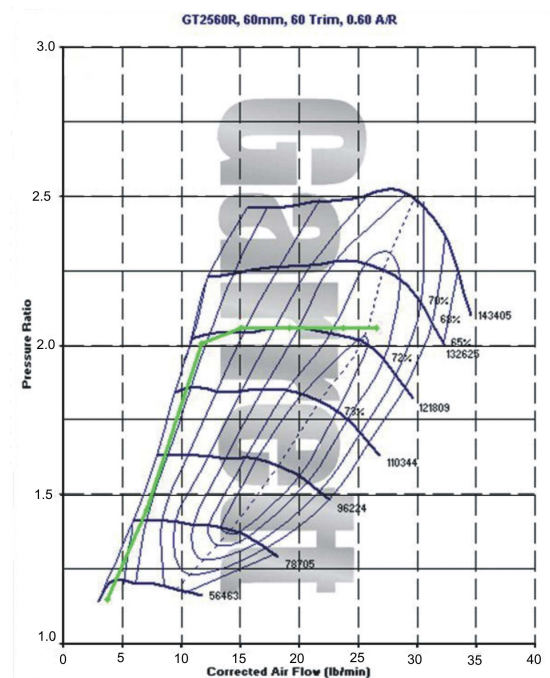


Abbildung 4.11.: Motorbetriebslinie im Kompressor-kennfeld Konzept I

4.2.3. Modellerstellung – Konzept II

Den derzeitigen Trends in der Motorenentwicklung entsprechend, wurde als zweite Variante ein hochaufgeladenes 3-Zylinder-Downsizingkonzept gewählt. Der Hubraum beträgt 1300 cm^3 , aufgeladen wird wieder mittels Waste-Gate-Turbolader. Ab einem Ladedruck von absolut 2.3 bar wird über das Waste-Gate Abgas abgeblasen. Im Vergleich zum ersten Konzept handelt es sich also um einen kleineren aber höher aufgeladenen Motor. Das Hub-Bohrungs-Verhältnis beträgt $90.5 : 78.1$ und wurde damit gleich groß gewählt wie bei Konzept I. Da ein solcher Motor in Realität noch nicht existiert, mussten die geometrischen Daten realistisch abgeschätzt werden. Die Parameter der Basisvariante und auch für die Variationen stimmen mit denjenigen des 4-Zylinder Konzeptes überein. Die Steuerzeiten wurden auf eine Drehzahl von 2500 min^{-1} ausgelegt und im Folgenden wieder konstant gehalten. Natürlich gilt auch hier wieder, dass variable Steuerzeiten zusätzliches Potenzial bedeuten würden. Abbildung 4.12 zeigt das AVL Boost-Modell für Konzept II.

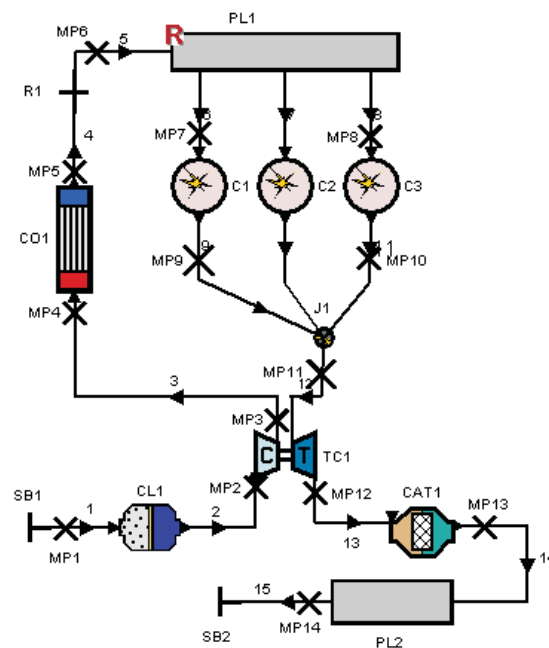


Abbildung 4.12.: Boost-Modell Konzept II

Es gelten gleichermaßen die Annahmen bezüglich Verbrennungsanomalien und auch die Vorgehensweise der Simulation entspricht derjenigen des ersten Konzeptes. Die exakten Ergebnisse zu Konzept II zeigen ähnliche Trends wie diejenigen von Konzept I. Durch die höhere Aufladung liegen die Werte für Mitteldruck und spezifischer Leistung noch deutlich höher. Der Drehmomentenaufbau erfolgt aber rascher, da die Steuerzeiten auf etwas niedrigere Drehzahlen ausgelegt wurden, um trotz des geringen Hubraums eine anständige Fahrzeugbeschleunigung aus dem un-

teren Drehzahlbereich zu gewährleisten. Bei $\varepsilon = 13.5$ und $MFB50 = 8^\circ KWnOT$ ergibt die Simulation eine Literleistung von $135 kW/l$ und liegt somit deutlich über dem Bestwert von Konzept I. Die genauen Ergebnisse über das gesamte Drehzahlband und für die Parametervariationen werden hier nicht mehr explizit behandelt, sondern sind dieser Arbeit im Anhang beigefügt. Als geeigneter Turbolader stellte sich der Typ GT1548 der Firma Garrett Honeywell heraus.

4.3. Brennverfahrensuntersuchungen am Forschungsmotor

Der zweite Teil, der am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik durchgeführten Potenzialanalyse, bestand aus grundlegenden Brennverfahrensuntersuchungen an einem vollflexiblen 1-Zylinder-Forschungsmotor. Das Hauptaugenmerk wurde hier auf Emissionen und Volllastverhalten im Vergleich zu herkömmlichen Benzin-Kraftstoffen gelegt. Als Erstes werden der verwendete Forschungsmotor sowie die Hochdruckinjektoren genauer beschrieben, bevor die Versuchsergebnisse präsentiert werden. Die Versuchsreihen wurden in vier Blöcke gegliedert. Erste grundlegende Versuche dienen zur Erlangung von Kenntnissen über die optimalen Einstellparameter für den Forschungsmotor. Danach folgten sowohl Untersuchungen in der Teil- sowie der Volllast. Des Weiteren wurden noch Versuche mit spezieller Messtechnik hinsichtlich Partikelemissionen durchgeführt.

4.3.1. Forschungsmotor

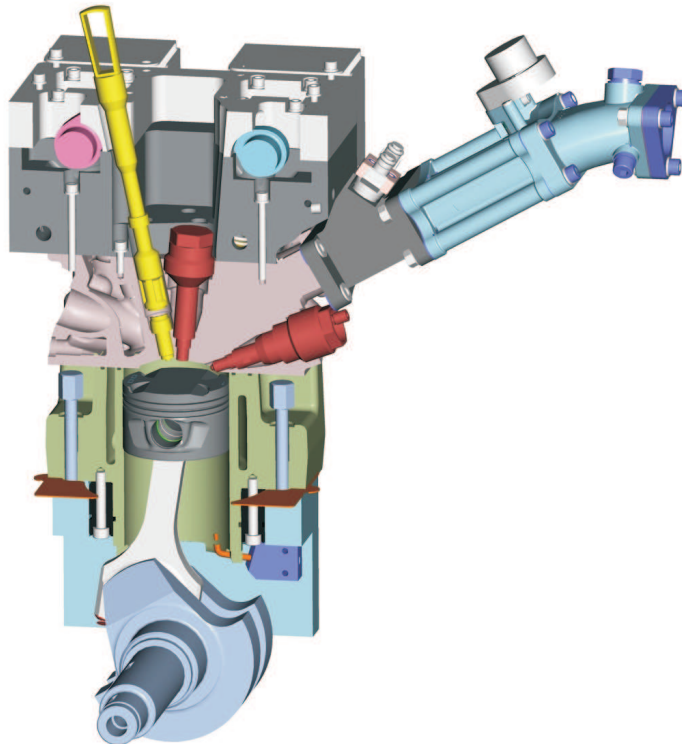


Abbildung 4.13.: Schnittdarstellung des Einzylinder-Forschungsmotors

Beim Versuchsträger handelt es sich um einen Einzylinder-Forschungsmotor, bestehend aus einem adaptierten Grundmotor vom Typ 5403 der Firma AVL List GmbH. Durch ihre Flexibilität bieten Einzylinder-Forschungsmotoren in Hinblick auf grundlegende Untersuchungen einige Vorteile, da etwaige Änderungen ohne großen

4.3. Brennverfahrensuntersuchungen am Forschungsmotor

Aufwand durchgeführt werden können. Die Brennraumgeometrie entspricht jener von heutigen Serienmotoren, was zu einer sehr guten Vergleichbarkeit der erhaltenen Ergebnisse zu Serienmotoren führt. Der Motor wurde am Prüfstand von einer externen Kühlwasser- und Schmierölkonditionierung versorgt und auch der Ladedruck konnte durch ein externes Aufladeaggregat vollvariabel eingestellt werden. In Abbildung 4.13 ist der genaue Aufbau des Einzylinder-Versuchsträgers dargestellt.

Der Zylinderkopf besitzt zwei Bohrungen, die für den Injektoreinbau vorgesehen sind. Dies ermöglicht eine zentrale und eine seitliche Einspritzposition (rot dargestellt). In die jeweils nicht verwendete Bohrung wurde der Druckaufnehmer für die Hochdruckindizierung montiert. Durch spezielle Unterlegscheiben (orange dargestellt), die von beiden Seiten eingeschoben werden, kann das Verdichtungsverhältnis des Motors variiert werden. Die wichtigsten technischen Daten des Versuchsträgers sind in Tabelle 4.2 zusammengefasst.

Tabelle 4.2.: Technische Daten des Einzylinder-Forschungsmotors

| | |
|-----------------------------|----------------------------------|
| Bohrung | 84 mm |
| Hub | 90 mm |
| Verdichtung ε | variabel (9.0, 10.5, 12.0, 13.5) |
| max. Drehzahl | 5000 min ⁻¹ |
| max. Zylinderdruck | 150 bar |
| Ventiltrieb | 4 Ventile, DOHC, Zahnriemen |
| Ventilspielausgleich | Hydrostößel |
| Massenausgleich | 1. Ordnung |
| Steuerzeiten bei 0.1 mm Hub | |
| -Einlass (EÖ / ES) | 8°KW vWOT / 114°KW vZOT |
| -Auslass (AÖ / AS) | 132°KW nZOT / 18°KW nWOT |
| max. Ventilhub | |
| -Einlass | 9.7 mm |
| -Auslass | 9.7 mm |
| Motorsteuerung | GEMS EM36 |

Injektoren

Grundsätzlich wurden für die Versuche zwei speziell angefertigte Magnetinjektoren der Firma Magneti Marelli angelegt und beschafft. Die Injektoren wurden so gefertigt, dass die Einspritzstrahlen den Brennraum, je nach Einbaulage, bestmöglich erfassen. Die folgenden Darstellungen in Abbildung 4.14 zeigen Prinzipskizzen der Einspritzsituation mit den jeweiligen Injektoren.

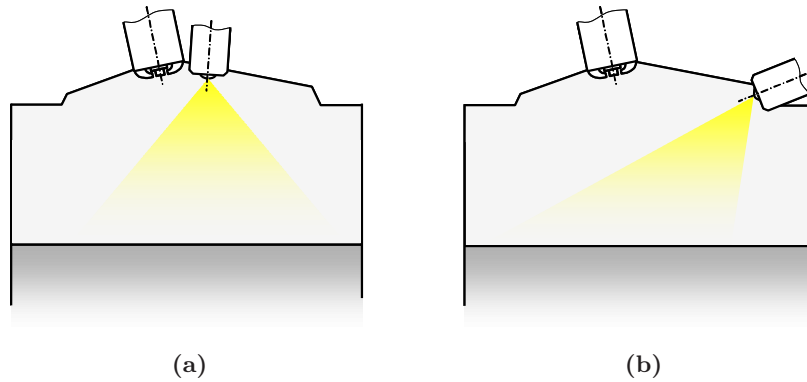


Abbildung 4.14.: Einspritzsituation mit Magneti Marelli-Injektoren, (a) für zentr. und (b) für seitr. Injektorlage

Der Injektor für die zentrale Einspritzlage besitzt 8 Einspritzstrahlen und einen statischen Durchfluss von 17 g/s, welcher jeweils bei einem Flüssigkeitsdruck von 100 bar gemessen wird. Der Injektor für den seitlichen Einbau wurde mit einer Strahlableitung von 33° gefertigt um den Brennraum besser zu erfassen. Er besitzt 6 Bohrungen und einen statischen Durchfluss von 17.9 g/s. Aufgrund der vorgegebenen Bohrungen im Zylinderkopf mussten die Einspritzventile mittels Adapterhülse in den Zylinderkopf eingebaut werden. Zwischen Kühlwassermantel und Injektor lag also neben dem Zylinderkopf noch eine zusätzliche Materialschicht. Die daraus resultierende schlechte Wärmeabfuhr führte dazu, dass die Injektoren dabei erhöhter thermischer Belastung ausgesetzt wurden, was bei höheren Lasten sehr schnell zur Beschädigung der beiden Injektoren führte. Aus Kostengründen wurde in der Folge auf einen Serieninjektor zurückgegriffen. Aus verschiedenen Varianten wurde das Einspritzventil des aktuellen Mini Cooper S ausgewählt, das von der Firma Bosch hergestellt wird. Dabei handelt es sich um einen Injektor mit 7 Einspritzstrahlen, der für seitlichen Einbau bestimmt und auf die Tumble-Ladungsbewegung des Mini-Motors ausgelegt wurde. Der statische Durchfluss beträgt 10.3 g/s und liegt damit deutlich unter dem der Magneti Marelli-Injektoren. Dies ist grundsätzlich nicht ideal, da beim Betrieb mit E85-Kraftstoff aufgrund des geringeren Heizwertes mehr Kraftstoff eingespritzt werden muss. Da sich die zentrale Einspritzlage bei den Versuchen mit den Magneti Marelli-Injektoren, wie man später in Kapitel 4.3.2 sehen wird, für unseren Forschungsmotor als eindeutig besser erwies, wurde der Injektor zentral verbaut, was zu einer Einspritzsituation führte, die in Abbildung 4.15 dargestellt ist. Grundsätzlich lagen die erreichten Vollastwerte mit dem Bosch-Serieninjektor knapp unter denjenigen, die mit den Magneti Marelli-Injektoren erzielt wurden und auch die Schadstoffemissionen waren geringfügig höher. Um einen erneuten Schaden des Injektors zu vermeiden, wurde eine verbesserte Adapterhülse konstruiert und der Motor gleichzeitig bei Vollast hauptsächlich mit Kraftstoffüberschuss, also fettem Gemisch, das zu zusätzlicher Innenkühlung führt, betrieben.

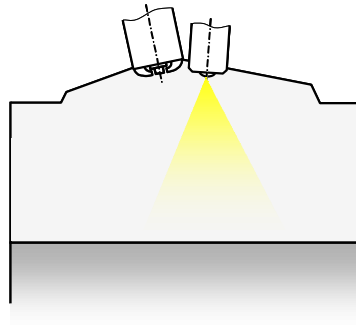


Abbildung 4.15.: Einspritzsituation mit dem Bosch-Injektor des Mini Cooper S

4.3.2. Erste Versuche

Da auf dem in Kapitel 4.3.1 beschriebenen Einzylinder-Forschungsmotor bisher hauptsächlich Versuche mit gasförmigen Kraftstoffen, vor allem Wasserstoff, durchgeführt wurden, standen zu Beginn der Untersuchungen nur eingeschränkt Erfahrungswerte über bestimmte Rahmenbedingungen zur Verfügung. Deswegen galt es im ersten Block der Prüfstandsversuche die Einstellparameter für den Motor in Kombination mit E85-Kraftstoff zu ermitteln und folglich eine Zündkerze, die Injektorlage und den Einspritzdruck für die weiteren Untersuchungen festzulegen. Es galt auch das Optimum für sonstige Einstellparameter wie Zündzeitpunkte und Einspritzzeiten herauszufinden. Alle diese grundlegenden Versuche wurden mit einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 10.5$ durchgeführt.

Variation der Zündkerze

Die Zündkerze bildet die Funkenstrecke zur Entzündung des Gemischs in einem Otto-Motor. Sie benötigt eine hervorragende Isolierung, damit trotz der hohen Spannungen das Fließen von unerwünschten Strömen verhindert werden kann. Gleichzeitig muss sie den hohen Temperaturen standhalten und gegenüber dem Brennraum dicht sein. Die Elektroden dürfen einerseits nicht zu heiß werden, weil es sonst zu Glühzündungen kommen kann, andererseits brauchen sie eine gewisse Mindesttemperatur, damit Brennstoff- und Schmierölrückstände verbrennen können (400 – 450 °C). Daher benötigt die Zündkerze eine bestimmte Wärmeleitfähigkeit welche durch den Wärmewert gekennzeichnet wird. Je höher der Wärmewert (nach Bosch) ist, desto weniger Wärme wird über die Zündkerze abgeführt. Man spricht von einer „heißeren Kerze“, die durch eine große Isolatorfußfläche charakterisiert ist. Der entscheidende Faktor ist, dass die Zündkerze zu jedem Zeitpunkt eine sichere Entzündung gewährleistet und damit Verbrennungsaussetzer verhindert.[6]

Für die Untersuchungen standen 3 unterschiedliche Zündkerzen zur Auswahl, die in Tabelle 4.3 aufgelistet sind. Mit allen drei Zündkerzen wurde in Stichversuchen, über das Kennfeld verteilt, verschiedene Messpunkte angefahren.

Tabelle 4.3.: Untersuchte Zündkerzen

| |
|-------------|
| Bosch ZLR 2 |
| Bosch ZGR 5 |
| NGK T255IC |

Grundsätzlich konnten nur sehr geringe Unterschiede zwischen den Versuchen mit unterschiedlichen Zündkerzen festgestellt werden. Nur bei der Bosch ZLR 2 war auffallend, dass es teilweise bei hohen Lasten zu höheren zyklischen Verbrennungsschwankungen kam. Was Glühzündungen betrifft, so machte keine der ausgewählten Zündkerzen Probleme. Über den gesamten Betriebsbereich erwies sich die Zündkerze von NGK durch tendenziell niedrigere Variationskoeffizienten und Emissionen am vielversprechendsten und wurde für die weiterführenden Versuche festgelegt.

Variation der Injektorposition

Die Gemischbildung spielt für den Verbrennungsprozess eine wichtige Rolle, die besonders bei DI-Motoren von der Injektorposition stark beeinflusst wird. Der verwendete Zylinderkopf besitzt zwei Bohrungen, die für die Injektoraufnahme vorgesehen sind. So kann der jeweilige Kraftstoff entweder von einer seitlichen oder einer zentralen Position eingebracht werden. Auch die Ladungsbewegung spielt eine entscheidende Rolle für die Gemischbildung. Beides sollte aufeinander abgestimmt werden um ideale Verhältnisse für die Verbrennung zu erreichen. Da die Ladungsbewegung an unserem Forschungsmotor durch die Ansaugkanalgeometrie vorgegeben war, galt es im nächsten Schritt herauszufinden welche Einspritzlage zu besseren Ergebnissen führt. Dabei erwies sich der zentral eingebaute Injektor als klar vielversprechender. Eine gute Gemischbildung äußert sich einerseits durch niedrige Schadstoffemissionen und andererseits durch einen hohen Mitteldruck, da der zugeführte Kraftstoff nahezu vollständig und wirkungsgradoptimal umgesetzt werden kann. Abbildung 4.16 zeigt die Ergebnisse von Vollastuntersuchungen für beide Injektorlagen.

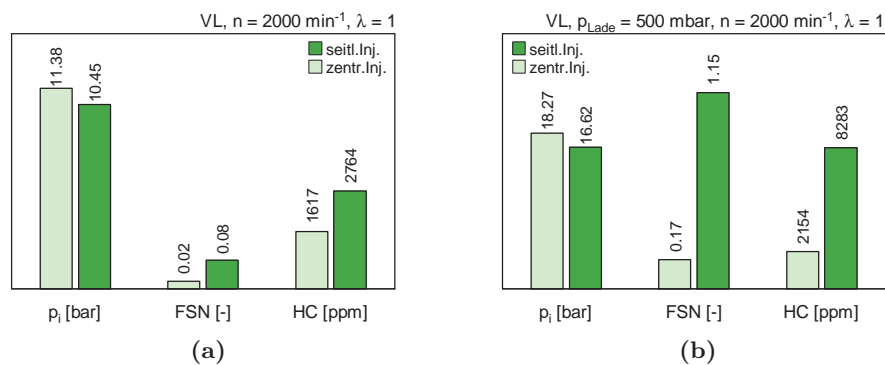


Abbildung 4.16.: Vollast bei seitlicher und zentraler Injektorposition, (a) für Saugbetrieb und (b) für $p_{Lade} = 500 \text{ mbar}$

Sowohl im Saugbetrieb als auch im aufgeladenen Zustand konnten mit der zentralen Einspritzdüse höhere indizierte Mitteldrücke erzielt werden, was hauptsächlich auf die bessere Gemischbildung zurückzuführen ist. Anhand der Filter Smoke Number (FSN) kann die Güte der Gemischbildung sehr gut analysiert werden. Ruß wird bei der Verbrennung von fetten Gemischzonen gebildet, und ist daher ein klares Indiz dafür, dass zum Zeitpunkt der Verbrennung kein homogenes stöchiometrisches Gemisch im Brennraum vorhanden war. Die erhöhten Kohlenwasserstoffemissionen bei seitlicher Injektorposition sind durch vermehrte Wandanlagerungen zu erklären. Dabei ist zu beachten, dass der in Richtung Auslassseite eingespritzte Kraftstoff noch zusätzlich von der in den Zylinder einströmenden Luftmasse zur gegenüberliegenden Brennraumwand befördert wird, was erhöhte Wandbenetzung bedeutet. Diese Ergebnisse führten dazu, dass die später folgenden Vergleichsuntersuchungen zwischen E85-Kraftstoff und reinem Benzin mit einem zentral eingebauten Injektor durchgeführt wurden. Aufgrund der Beschädigung der Magneti Marelli-Injektoren wurde, wie bereits erwähnt, auf den Serieninjektor des Mini Cooper S zurückgegriffen. Dieser brachte leichte Einbußen im Volllastpotential und den Partikelemissionen, was auf eine schlechtere Gemischbildung zurückzuführen ist. Dieser Umstand lässt sich wiederum beim Betrachten der Abbildungen 4.14a und 4.15 erklären, da der Einspritzstrahl des Bosch-Injektors den Brennraum wesentlich schlechter erfasst. Um hier bessere Werte für die Filter Smoke Number zu erhalten, müsste von Grund auf ein Brennverfahren entwickelt werden. Das weitere Potenzial eines solchen lässt sich anhand Abbildung 4.17 erkennen. Mit dem Magneti Marelli-Injektor konnten sowohl höhere Mitteldrücke als auch eine wesentlich niedrigere Schwärzungsziffer erreicht werden.

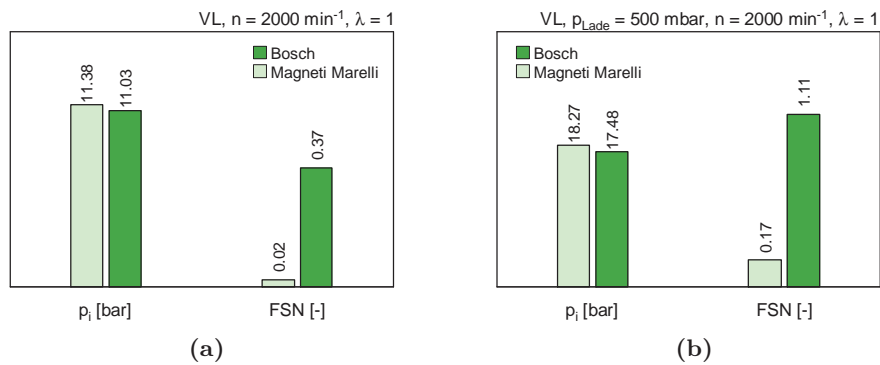


Abbildung 4.17.: Volllast bei zentraler Injektorposition mit Bosch- und Magneti Marelli-Injektoren

Variation des Einspritzdruckes

Für die Erzeugung des Kraftstoffdruckes wurde am Prüfstand eine externe Versorgung eingerichtet. Die damit erzeugbaren Drücke waren zu Beginn auf 150 bar begrenzt. Eine Variation des Kraftstoffdruckes brachte die erwarteten Ergebnisse. So

wohl die Kohlenwasserstoffemissionen als auch die Filter Smoke Number nahmen mit steigendem Einspritzdruck ab, was auf die bessere Gemischbildung zurückzuführen ist. Der höhere Einspritzdruck bedeutet eine feinere Zerstäubung des Kraftstoffes und gleichzeitig mehr Impulseintrag in den Brennraum. Beide Faktoren wirken sich positiv auf die Gemischbildung aus. Aus diesem Grund wurde für die weiterführenden Versuche ein Standardeinspritzdruck von 150 bar festgelegt. Erst zum Schluss unserer Untersuchungen konnten noch höhere Einspritzdrücke gefahren werden, auf deren Einfluss in Kapitel 4.3.3 noch Bezug genommen wird.

Variation des Einspritzbeginnes

Auch der Zeitpunkt des Einspritzbeginnes ist ein sehr wesentlicher Parameter bei der Auslegung eines Brennverfahrens. Da das Kraftstoff-Luft-Gemisch für eine Homogenisierung auch eine gewisse Zeitspanne benötigt, wirkt sich der Einspritzzeitpunkt sehr stark auf die Gemischbildung und damit auf Mitteldruck und Emissionen aus. Moderne Magnetinjektoren oder auch Piezoinjektoren ermöglichen sogar Mehrfacheinspritzungen, die je nach Zeitpunkt verschiedene Konsequenzen nach sich ziehen (z.B.: Nacheinspritzung für Katalysatoraufheizung). Da sich durch Mehrfacheinspritzung jedoch eine riesige Anzahl an Variationsmöglichkeiten ergeben, wurden die Untersuchungen auf Einfacheinspritzungen eingeschränkt. In Abbildung 4.18 werden die Einflüsse von verschiedenen Einspritzzeitpunkten bei zentraler Injektorlage anschaulich dargestellt.

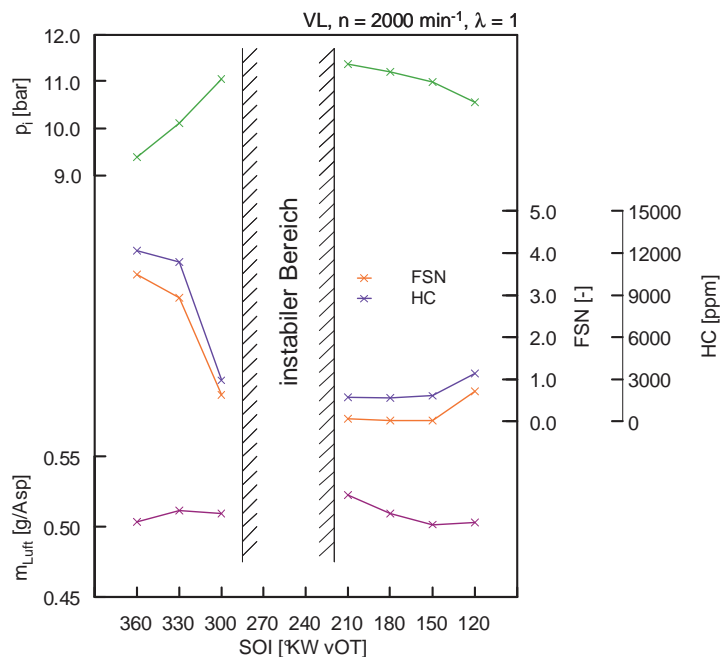


Abbildung 4.18.: Variation des Einspritzzeitpunktes für zentrale Injektorlage

Im schraffierten Bereich um $270 - 240^\circ\text{KW vOT}$ war kein stabiler Betrieb des Forschungsmotors möglich. Man kann davon ausgehen, dass sich hier kein zündfähiges Gemisch bei der Zündkerze befindet und damit keine Verbrennung eingeleitet werden kann. Der maximale indizierte Mitteldruck konnte bei einem Einspritzbeginn von 210°KW vOT erzielt werden, was sich auf zwei Faktoren zurückführen lässt. Erstens durch eine sehr gute Homogenisierung des Gemisches, was wieder durch eine niedrige Filter Smoke Number erkennbar ist. Bei zu frühem Einspritzbeginn steigen sowohl Ruß- als auch Kohlenwasserstoffemissionen drastisch an, da die Einspritzstrahlen direkt auf den Kolben, der sich noch in der Nähe des oberen Totpunktes befindet, auftreffen und es daher zu Kraftstoffablagerungen kommt. Bei sehr später Einspritzung um 120°KW vOT hingegen reicht die Zeit für eine Homogenisierung nicht mehr aus, was wiederum zu fetten Zonen führt, die sich durch erhöhte Ruß- und HC-Emissionen äußern. Besonders auffällig ist, dass sich Kohlenwasserstoffemissionen und die Filter Smoke Number nahezu identisch über den SOI (start of injection) verhalten. Der zweite Faktor ist die bestmögliche Innenkühlung. Durch die Verdampfung des direkt in den Brennraum eingebrachten Kraftstoffes wird die Luft deutlich abgekühlt und es kann mehr Masse in den Zylinder eingebracht und umgesetzt werden. Bei zu früher Einspritzung verhindern die Wandanlagerungen die optimale Wirkung des Innenkühlungseffektes, da der Kraftstoff erst verpätet, wenn überhaupt, verdampft. Bei späterer Einspritzung nach 180°KW vOT kommt es zwar zur Verdampfung des Kraftstoffes und damit zur Abkühlung des Gemisches, die Einlassventile schließen jedoch bereits und verhindern, dass mehr Luftmasse in den Brennraum gelangt. Um optimale Ergebnisse zu erzielen, muss der SOI also so gewählt werden, dass es zu keinen Wandanlagerungen kommt, genügend Zeit für eine ausreichende Homogenisierung bleibt und der Innenkühlungseffekt bestmöglich ausgenutzt wird. Dabei ist zu beachten, dass sich der optimale Einspritzzeitpunkt bei höheren Drehzahlen nach früher verschiebt, da hier weniger Zeit für die Gemischbildung zur Verfügung steht.

Variation des Zündzeitpunktes

Durch Einstellen des Zündzeitpunktes kann die Verbrennungsschwerpunktlage, bzw. der MFB50 (50 % Mass Fraction Burned), gesteuert werden. Für den vollkommenen Motor wäre thermodynamisch eine Gleichraumverbrennung in OT am günstigsten, welche aber in Realität nie stattfinden kann. Außerdem kommt es beim realen Motor zu Wandwärmeverlusten die bewirken, dass sich die optimale Verbrennungsschwerpunktlage nach spät verschiebt. Je höher die relativen Wandwärmeverluste ausfallen, desto mehr wird der MFB50-Punkt nach hinten verschoben. Für PKW-Otto-Motoren gilt eine Verbrennungsschwerpunktlage um 8°KW nOT erfahrungsgemäß als wirkungsgradoptimal. Abbildung 4.19 zeigt die Ergebnisse einer Variation des Zündzeitpunktes und damit der Verbrennungsschwerpunktlage, bei seitlicher Injektorposition und deren Einfluss auf den indizierten Mitteldruck und den Wirkungsgrad.

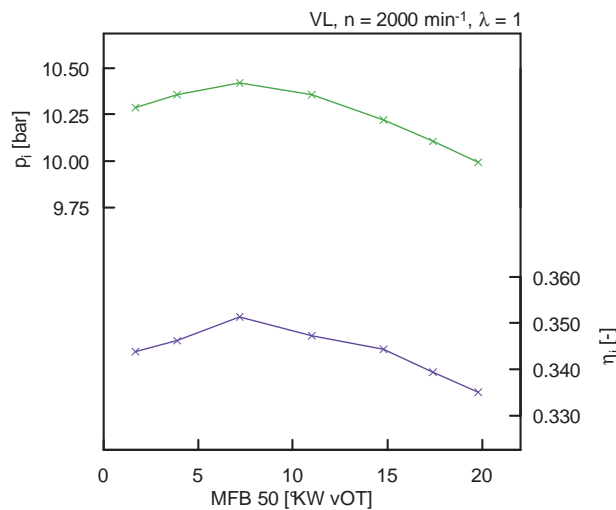


Abbildung 4.19.: Variation der Verbrennungsschwerpunktlage

Man kann sehr gut erkennen, dass bei einem 50%-Umsatzpunkt um 7 – 8 °KW nOT die höchsten Mitteldrücke bzw. die besten Wirkungsgrade erzielt werden konnten. Bei späterer Zündung sind die höheren Verluste durch reale Verbrennung für den Wirkungsgradabfall verantwortlich, bei früherem MFB50 führen steigende Wandwärmeverluste zu schlechteren Ergebnissen.

Variation des Luftverhältnisses

Das Luftverhältnis spielt eine entscheidende Rolle bei der Verbrennung. Einerseits bestimmt es die erreichbaren Mitteldrücke sowie die spezifischen Verbräuche, andererseits auch die dabei entstehenden Schadstoffemissionen. Rein thermodynamisch ist der Betrieb mit hohem λ günstig, da hier höhere Wirkungsgrade erzielt werden können. Der Betrieb zu nahe an der oberen Zündgrenze verursacht jedoch erhöhte Emissionen, da es vereinzelt zu Verbrennungsaussetzern kommen kann. In den Abbildungen 4.20 werden die Ergebnisse einer Variation des Luftverhältnisses bei seitlich eingebautem Einspritzventil anschaulich dargestellt. Man kann erkennen, dass der Betrieb mit Kraftstoffüberschuss zu noch höheren Mitteldrücken führt, was jedoch nur durch einen deutlich schlechteren Wirkungsgrad erreicht werden kann. Im Bereich mit Luftüberschuss, also im mageren Betrieb, können zwar bessere Wirkungsgrade, jedoch deutlich niedrigere Mitteldrücke erzielt werden.

Abbildung 4.21 veranschaulicht den Verlauf der Schadstoffemissionen über dem Luftverhältnis λ . Im fetten Betrieb steigen sowohl die Kohlenmonoxid-, als auch die Kohlenwassertoff- und Rußemissionen deutlich an. Nur die Werte für Stickoxide sinken hier mit fetter werdendem Gemisch ab, da der überschüssige Kraftstoff zwar verdampft, jedoch nicht umgesetzt werden kann, was einerseits zu niedrigeren Verbrennungstemperaturen führt, andererseits wird sämtlicher Sauerstoff für die Verbrennung benötigt, es bleibt also wenig für die Bildung von NO_x . Der Maximal-

4.3. Brennverfahrensuntersuchungen am Forschungsmotor

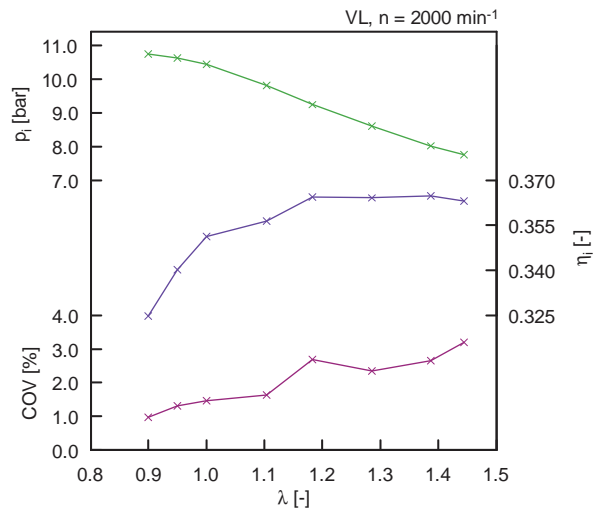


Abbildung 4.20.: Einfluss von λ auf Mitteldruck, Wirkungsgrad und den COV-Wert

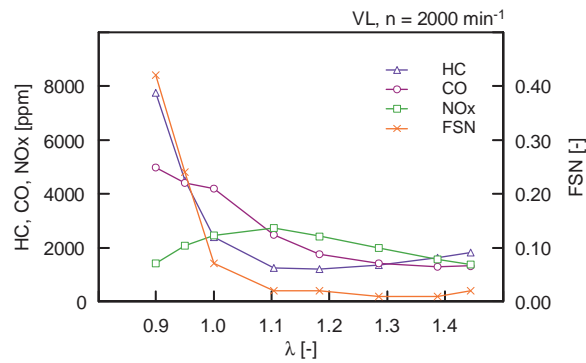


Abbildung 4.21.: Einfluss von λ auf Schadstoffemissionen

wert an NO_x -Emissionen wird bei $\lambda = 1,1$ erreicht, was mit bekannten Werten für konventionelle Benzinkraftstoffe übereinstimmt. Im Bereich der oberen Zündgrenze bei $\lambda = 1,45$ kommt es wieder zu einem Ansteigen der HC- und Rußemissionen, da die Verbrennung nicht mehr stabil abläuft. Dies wird auch beim Betrachten des COV-Wertes (coefficient of variation) in Abbildung 4.20 ersichtlich.

4.3.3. Vollastverhalten E85 vs. Benzin

Nachdem in Kapitel 4.3.2 gezeigten Vorversuchen mit E85-Direkteinspritzung standen Vergleichsmessungen mit herkömmlichem Benzinkraftstoff am Programm, um die theoretischen thermodynamischen Vorteile des Biokraftstoffes quantifizieren zu können. Zuerst wurde hier das Vollastverhalten, also die maximal zu erreichenden Mitteldrücke, untersucht. Es werden die ermittelten Ergebnisse im Saugbetrieb ab-

gehandelt bevor später der Einfluss einer Aufladung betrachtet wird.

Volllastverhalten im Saugbetrieb

In Abbildung 4.22 sind die Volllastkurven sowie die zugehörigen Abgastemperaturen dargestellt. Der grundsätzliche Verlauf der Mitteldrücke mit dem leichten Einbruch bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ ist durch die ungünstige Gasdynamik des langen Ansauglufttraktes in der aktuellen Konfiguration des Einzylinder-Forschungsmotor zu erklären. Wesentlicher ist der Unterschied der erzielbaren Mitteldruckniveaus zwischen Betrieb mit E85 und konventionellem Benzin. Bei beiden Kraftstoffen wurden jeweils die Betriebspunkte mit η -optimalen Zündwinkeln gemessen.

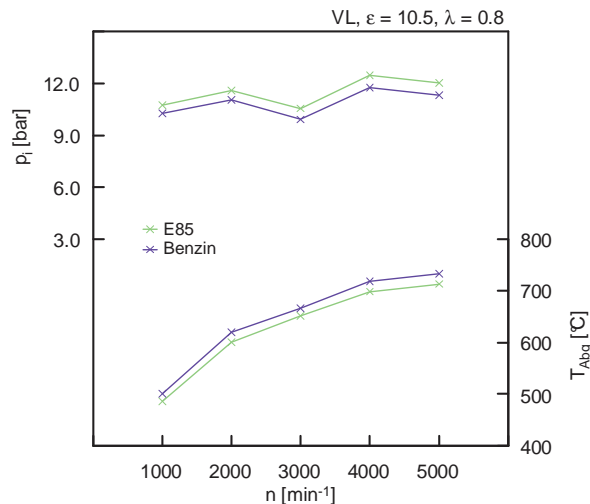


Abbildung 4.22.: Volllastkurve im Saugbetrieb (E85/Benzin)

Der ind. Mitteldruck liegt mit ethanolhaltigem Biokraftstoff über den gesamten Drehzahlbereich um zirka 0.5 - 0.7 bar höhere Werte erreichen. Dies ist hauptsächlich auf die zirka 2.5-fache Verdampfungswärme von Ethanol gegenüber Benzin zurückzuführen. Beim Verdampfen des in den Zylinder eingespritzten Kraftstoffes wird der angesaugten Luft Wärme entzogen. Die niedrigere Temperatur und damit die höhere Dichte bewirken, dass mehr Luftmasse in den Brennraum eingebracht werden kann. Der erhöhte Innenkühlungseffekt durch den Ethanolbetrieb ermöglicht also deutlich höhere Mitteldrücke. Dieser Unterschied bewirkt ein höher abgegebenes Drehmoment sowie mehr Leistung. So konnte über das gesamte Drehzahlband zwischen 2 und 3 Nm mehr abgegeben werden. Bei einem 4 Zylinder-Motor mit 2 l Hubraum bedeutet das zirka 10 Nm mehr Drehmoment. Bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ konnte bei den Untersuchungen eine Leistungssteigerung von 1.9 kW nachgewiesen werden. Bezieht man dieses Ergebnis wiederum auf einen 4 Zylinder-Motor mit 2 l Hubraum beträgt der Gewinn schon 7.6 kW, wobei zu erwähnen ist, dass Otto-Vollmotoren mit durchaus höheren Drehzahlen betrieben werden, was den Gewinn an Leistung noch-

4.3. Brennverfahrensuntersuchungen am Forschungsmotor

mals ansteigen lässt. Die eben genannten Ergebnisse wurden anhand der folgenden Gleichungen ermittelt.

$$P = \frac{n \cdot V_H \cdot p_m}{2} \quad (4.1)$$

$$M = \frac{V_H \cdot p_m}{4 \cdot \pi} \quad (4.2)$$

In Abbildung 4.22 wird auch ersichtlich, dass die Abgastemperaturen beim Betrieb mit dem ethanolhaltigen Kraftstoff deutlich niedriger ausfallen. Dies spielt vor allem bei Motoren mit Abgasturboaufladung eine Rolle. Hier muss nämlich bei Volllast aus Gründen des Bauteilschutzes zusätzlich angefettet werden um den Turbolader bzw. die Turbine vor zu hohen Temperaturen zu schützen. E85 bietet hier durch die niedrigeren Abgastemperaturen ein Verbrauchseinsparungspotenzial. Des Weiteren bedeuten die geringeren Temperaturen über die gesamte Verbrennungsdauer niedrigere Wandwärmeverluste, was ein weiteres Plus für den thermodynamischen Wirkungsgrad und auch das erreichbare Volllastdrehmoment bedeutet.

Um den Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die erzielbaren Mitteldrücke zu ermitteln, wurden auch diese bei den Versuchen variiert. Der Forschungsmotor ermöglicht dies auf relativ einfache Weise mithilfe von Unterlegscheiben. Die Ergebnisse für $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ sind in Abbildung 4.23 dargestellt.

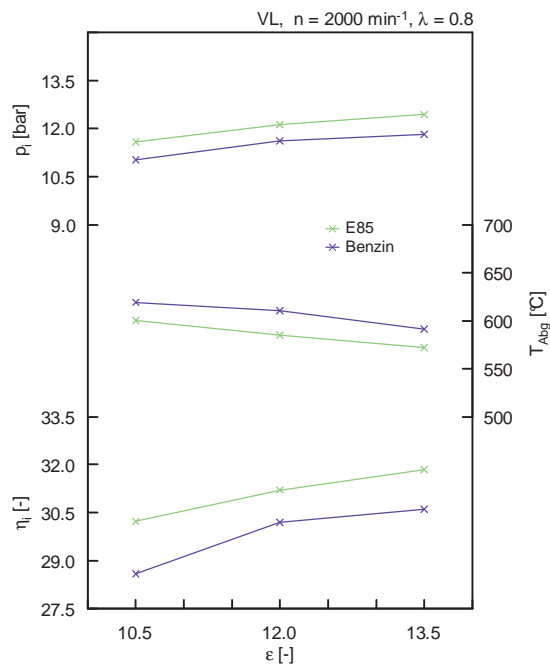


Abbildung 4.23.: Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf Mitteldruck, Abgastemperatur und Wirkungsgrad bei Volllast

Mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis können noch höhere indizierte Mitteldrücke erreicht werden, da der thermodynamische Wirkungsgrad mit höherem ε ansteigt. Dies bedeutet, dass mehr Wärme in Arbeit an der Kurbelwelle umgewandelt werden kann. Es wird dadurch gleichzeitig der Umgebung weniger Wärme mit dem Abgas zugeführt, was die sinkenden Abgastemperaturen erklärt.

Betrachtet man die Brennverläufe in Abbildung 4.24a, erkennt man, dass E85 zu geringfügig kürzeren Brenndauern führt, was wiederum einen besseren Wirkungsgrad bedeutet. Diese thermodynamisch günstigere Brennstoffumsetzung kommt einerseits aufgrund der etwas höheren laminaren Flammgeschwindigkeit von Ethanol und andererseits durch Unterschiede in Turbulenz und Kraftstoffverdampfung zustande. Auch dieser Umstand trägt zu den höher erzielbaren Mitteldrücken mit E85 bei. Abbildung 4.24b soll zeigen, dass die Brenndauern nur geringfügig von der Drehzahl abhängen. Das heißt, dass die Verbrennung, unabhängig von der Drehzahl, immer den selben Kurbelwinkelbereich benötigt. Lediglich bei relativ geringen Drehzahlen dauert die Verbrennung entsprechend kürzer (bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ zirka 10°KW weniger). Dies gilt sowohl für E85 als auch für Benzin.

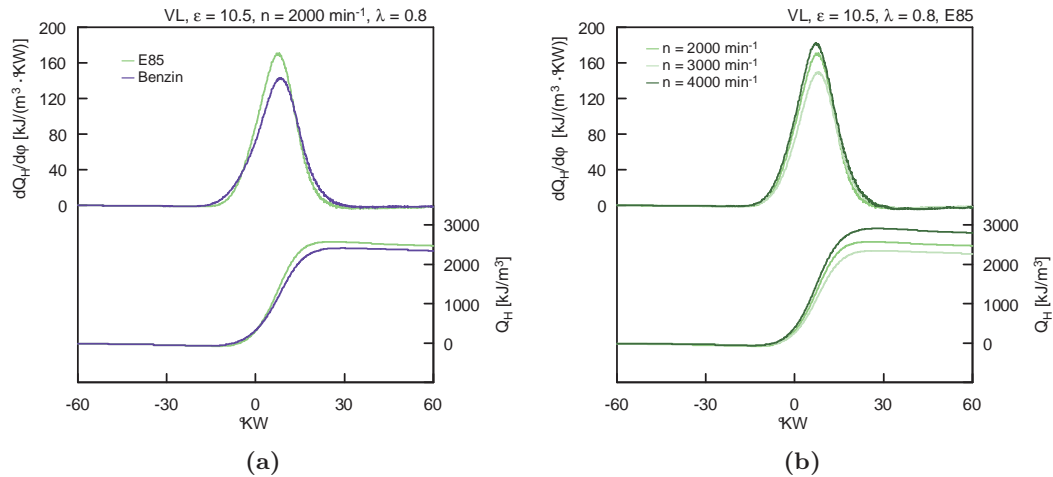


Abbildung 4.24.: Vergleich von differentieller und integraler Brennstoffumsetzung

Bei den Untersuchungen wurde ein weiteres Faktum deutlich. Der Zündverzug war beim Benzinbetrieb stets etwas länger als mit E85. Während der Zündverzugszeit laufen Kettenverzweigungsreaktionen mit der Bildung von Radikalen ab, die Temperatur des Systems ändert sich jedoch nicht merklich [16]. Abbildung 4.25 zeigt den kürzeren Zündverzug beim Betrieb mit E85. Bei einer Drehzahl von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 13.5$ erfolgte die Zündung jeweils bei 17°KW vOT. Beim Betrieb mit E85 folgte ein merkbar schnellerer Druckanstieg, was zu einem MFB50 von 5°KW nOT führte. Mit Benzin wurde die Verbrennungsschwerpunktlage bei gleichen Randbedingungen erst bei 9°KW erreicht. Die Trends der ermittelten Ergebnisse hinsichtlich einer kürzeren Brenndauer und kürzerem

Zündverzug bei Betrieb mit E85 werden auch durch eine an der TU Wien durchgeführte Studie bestätigt [9].

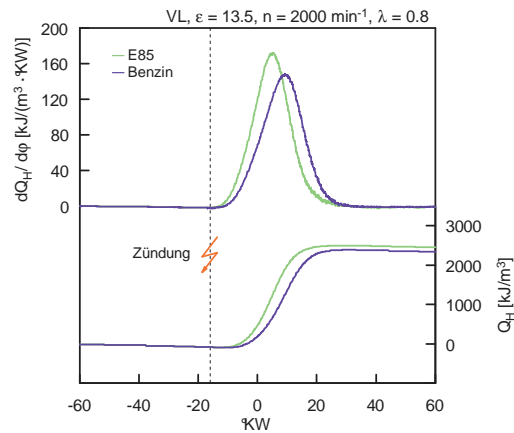


Abbildung 4.25.: Vergleich des Zündverzugs von Benzin- und E85-Betrieb

Bei den Untersuchungen wurde bei allen Verdichtungsverhältnissen sowohl bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ als auch bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ein Zündhaken herausgefahren. Mit bewusst zu früh gewählten Zündwinkeln sollten die Kraftstoffe dabei auf ihre Klopfneigung untersucht werden. Motoren neigen besonders bei niedrigen Drehzahlen zum Klopfen, da hier mehr Zeit für Vorreaktionen im Endgas zur Verfügung steht, welche schließlich zu einer Selbstzündung des nicht von der Flammenfront erfassten Gemisches führen können. Die Versuche zeigten, dass bei $\varepsilon = 10.5$ und $\varepsilon = 12.0$ keinerlei Klopfen auftrat. Erst bei $\varepsilon = 13.5$ wurde beim Betrieb mit Benzin Klopfen festgestellt. Bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ trat ein erstes Klopfen bei sehr frühen Zündwinkeln ein, derjenige für eine optimale Verbrennungslage konnte jedoch noch eingestellt werden. Bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ konnte die optimale Verbrennungslage nicht mehr erreicht werden. Beim Betrieb mit E85 kam es in keinem Betriebspunkt zu Klopferscheinungen. Diese Ergebnisse werden in Abbildung 4.26 noch einmal zusammengefasst.

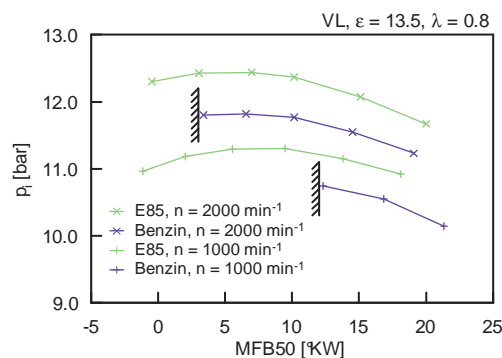


Abbildung 4.26.: Zündhaken bei $\varepsilon = 13.5$ sowie $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Die höhere Klopfresistenz von E85-Kraftstoff ist neben der größeren Verdampfungswärme der zweite herausstechende Vorteil. Sie ermöglicht, dass der Motor mit höherem Verdichtungsverhältnis betrieben werden kann, was sowohl höher erreichbare Mitteldrücke als auch einen besseren Wirkungsgrad über dem gesamten Kennfeldbereich bedeutet. Beim Betrieb mit Benzin muss die Zündung oft bewusst „zu spät“ eingestellt werden, da eine wirkungsgradoptimale Verbrennungslage zu Klopfen führen würde. Dies führt wiederum zu erhöhten Abgastemperaturen, was, wie zuvor erwähnt, ein entscheidendes Kriterium für Turbo-Motoren ist. Aufgrund der hohen Klopfestigkeit von E85 ist ein Spätstellen der Zündung oft nicht notwendig. Diese späten Zündwinkel und damit späte Verbrennungsschwerpunktlagen können bei Benzinmotoren oft nur durch Kraftstoffanreicherung (also fetten Betrieb) beherrscht werden. Bei E85 kann teilweise auf diese Anreicherung verzichtet werden, was den Wirkungsgrad drastisch steigert.

Zusammenfassend kann also festgestellt werden, dass die aus den chemischen und thermodynamischen Eigenschaften erwarteten Vorteile durch E85 bei den Untersuchungen im Saugbetrieb voll eingetreten sind. An der Vollast zeichnet sich E85 durch ein höher erzielbares Drehmoment und gleichzeitig höhere Wirkungsgrade im Vergleich zu konventionellem Ottokraftstoff besonders aus.

Vollastverhalten bei Aufladung

Bereits im Saugbetrieb kommt es mit Benzin zu Klopferscheinungen, die eine optimale Verbrennungsschwerpunktlage verhindern. In Hinblick auf moderne hochaufgeladene DI-Motoren soll nun das Klopfverhalten bei Aufladung näher betrachtet werden. Begonnen wurde hier wieder bei einer Drehzahl von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und mit einer Aufladung von 500 mbar. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.27 dargestellt. Es soll hier noch angemerkt werden, dass bei den Messungen mit Aufladung ein Abgasgedruck mittels einer Klappe im Abgasstrang entsprechend realer Verhältnisse eines Abgasturboladers an einem Serienmotor eingestellt wurde.

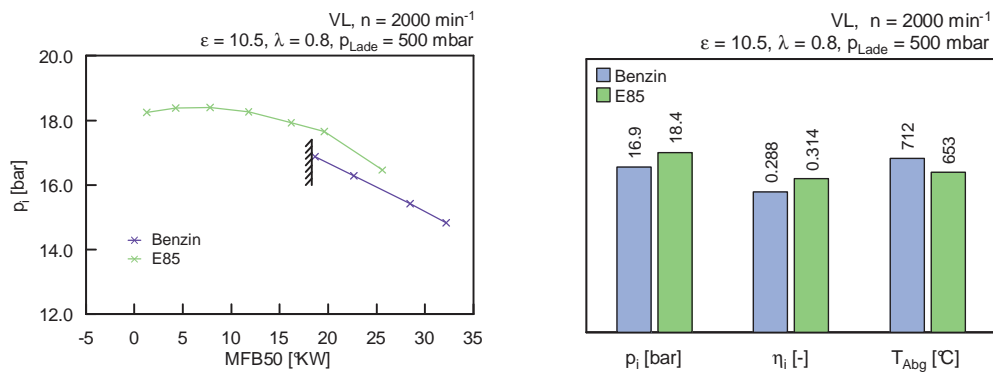


Abbildung 4.27.: Zündhaken bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und 500 mbar Aufladung sowie Vergleich der Bestpunkte

4.3. Brennverfahrensuntersuchungen am Forschungsmotor

Bei Betrieb mit E85-Kraftstoff kann aufgrund der hohen ROZ eine optimale Verbrennungsschwerpunktlage eingestellt werden. Bei Benzin wird dies hingegen aufgrund von Klopfereignissen verhindert, was spätere Zündwinkel notwendig macht. Die spätere Verbrennungsschwerpunktlage wirkt sich aber negativ auf Mitteldruck und Wirkungsgrad aus und verursacht noch dazu höhere Abgastemperaturen. Der Vergleich der für beide Kraftstoffe unterschiedlichen Bestpunkte zeigt, dass mit E85 ein um 9 % höherer Wirkungsgrad und entsprechend 9 % mehr Mitteldruck erreicht wurden. Gleichzeitig wurden die Abgastemperaturen um zirka 60°C gesenkt. Es ergeben sich also für alle betrachteten Kennwerte Vorteile durch die Verwendung des Biokraftstoffes.

Im nächsten Schritt wurde die Aufladung auf 1000 mbar erhöht, was zu den Ergebnissen in Abbildung 4.28 führte.

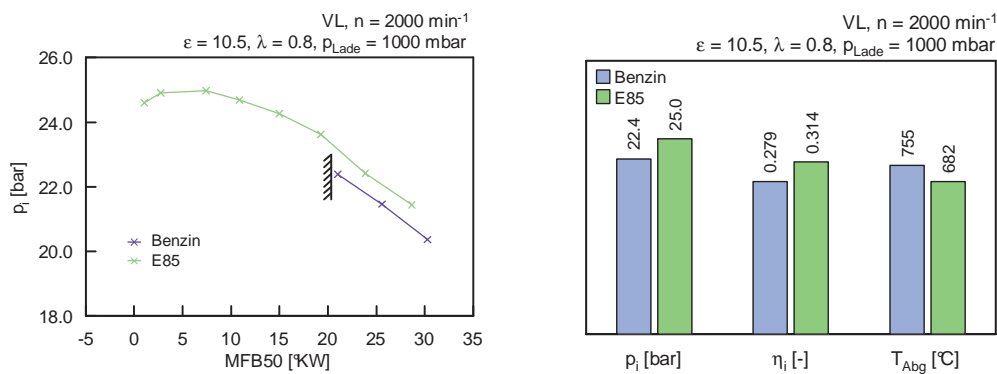


Abbildung 4.28.: Zündhaken bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und 1000 mbar Aufladung sowie Vergleich der Bestpunkte

Bei E85 gibt es wiederum keinerlei Probleme hinsichtlich Klopfen, was eine optimale Verbrennungsschwerpunktlage ermöglicht. Sogar durch bewusst zu früh gewählte Zündwinkel, die eine Verbrennungsschwerpunktlage bis 1 °KW nOT nach sich zogen, trat kein Klopfen auf. Mit Benzin konnten wiederum nur sehr späte Zündwinkel für einen kloppfreien Betrieb sorgen. Konnte bei einer Aufladung von 500 mbar noch ein MFB50 vor 20 °KW nOT erreicht werden, so verschiebt sich dieser bei einer Aufladung von 1000 mbar noch weiter Richtung spät. Vergleicht man wiederum die beiden möglichen Bestpunkte kann hier mit E85 um 12 % mehr Mitteldruck, ein um 13 % höherer Wirkungsgrad und eine über 70 °C niedrigere Abgastemperaturen erreicht werden. Bemerkenswert ist hier auch der erzielte Absolutwert von 25 bar indiziertem Mitteldruck. Dies würde bei einem durchschnittlichen Reibmitteldruck von 1 bar zu 24 bar effektivem Mitteldruck führen. Im Vergleich dazu liefert der direkteinspritzende, hochaufgeladene 1,4l TSI-Motor von Volkswagen, welcher einen Benchmark bei PKW-Downsizing-Ottomotoren darstellt, bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und einer noch deutlich höheren Aufladung von 1.5 bar, etwa 21.7 bar effektiven Mitteldruck. Das Potenzial von E85-DI ist also beachtlich.

Die selben Versuche wurden auch bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ und einer Aufladung von

500 mbar durchgeführt. Die Ergebnisse dazu liefert Abbildung 4.29. Sie sind denjenigen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ tendenziell sehr ähnlich.

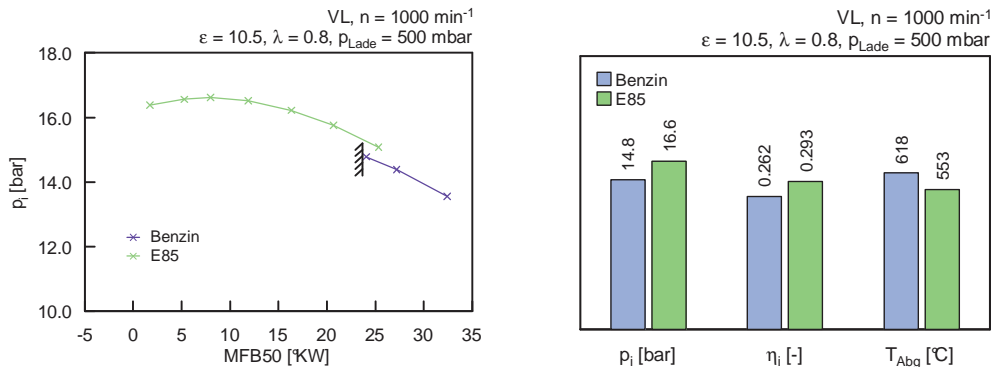


Abbildung 4.29.: Zündhaken bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ und 500 mbar Aufladung sowie Vergleich der Bestpunkte

Bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ wirkt sich die Klopfneigung von Benzin jedoch noch stärker aus, da durch die niedrige Drehzahl mehr Zeit für Vorreaktionen im Endgas bleibt, was schließlich für die Klopferscheinungen verantwortlich ist. Es konnte deshalb lediglich ein MFB50 von $24 \text{ }^\circ\text{KW}$ nOT eingestellt werden. Auf die Versuche mit 1 bar Aufladung wurde hier bewusst verzichtet, da bei PKW-Motoren eine so hohe Aufladung bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ nicht realistisch ist. Um auch Ergebnisse für den Betrieb mit stöchiometrischem Gemisch zu erhalten, wurden auch hierzu Zündhaken herausgefahren. Abgesehen von den niedrigeren Mitteldrücken und höheren Wirkungsgraden wegen der fehlenden Anfettung fiel auf, dass beim Benzinbetrieb die Zündung noch weiter nach hinten verschoben werden musste. Die höheren Temperaturen durch den Betrieb bei $\lambda = 1$ wirken sich erwartungsgemäß negativ auf das Klopfverhalten aus.

Besonders bei Vollast kommen die günstigeren chemischen und thermodynamischen Eigenschaften von E85 voll zu tragen. Wird ein und derselbe Motor mit Benzin und auch mit E85 betrieben, dann kann der Biokraftstoff sowohl hinsichtlich Leistung als auch Wirkungsgrad sein Potenzial ausschöpfen. Würde man einen Motor jedoch rein auf E85-Betrieb auslegen, so könnte man die hohe Klopfestigkeit auch noch weiter durch ein höheres Verdichtungsverhältnis ausnützen. Dies würde deutliche wirkungsgradspezifische Vorteile über das gesamte Kennfeld bedeuten. Deswegen wurden auch noch Versuche mit einem Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 13.5$ durchgeführt.

Bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und einer Aufladung von 500 mbar konnte eine optimale Verbrennungsschwerpunktlage sowohl bei $\lambda = 0.8$ als auch bei $\lambda = 1$ erreicht werden, was hinsichtlich des für Ottomotoren extrem hohen Verdichtungsverhältnisses sehr bemerkenswert ist. Abbildung 4.30 zeigt den Einfluss der unterschiedlichen Verdichtungs- und Luftverhältnisse auf Mitteldruck und Wirkungsgrad.

Allein durch die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses von 10.5 auf 13.5 wurde um 0.8 bar mehr Mitteldruck erzielt und der Wirkungsgrad von 31.4% auf 32.6%

4.3. Brennverfahrensuntersuchungen am Forschungsmotor

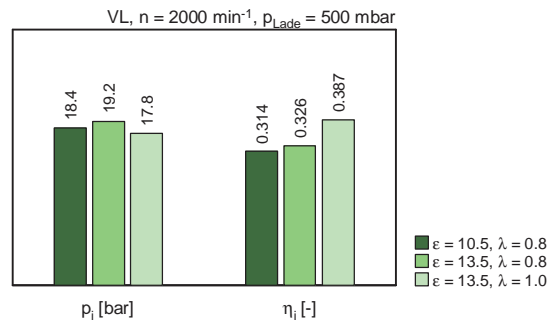


Abbildung 4.30.: Einfluss von ϵ und λ auf p_i und η_i

erhöht. Wie wir bereits gesehen haben, werden durch den E85-Kraftstoff niedrigere Abgastemperaturen erreicht, was eine Anfettung zum Bauteilschutz teilweise nicht mehr notwendig macht. Der Betrieb mit $\lambda = 1$ bedeutet zwar eine Minderung des Mitteldrucks, jedoch eine deutliche Steigerung des Wirkungsgrades. In der untersuchten Konfiguration konnte der indizierte Wirkungsgrad dadurch auf 38.7% gesteigert werden. Es muss jedoch erwähnt werden, dass durch die externe Ladedruckerzeugung am Einzylinder-Forschungsmotor die angesaugte Luft eine Temperatur um 31 °C besitzt. Im realen Motorbetrieb würde die Verdichtung der Ladeluft zu wesentlich höheren Temperaturen führen. Um auch diesen Einfluss nicht auszugrenzen, wurde die Ansaugluft mittels Heizkatalysator für Stichversuche aufgewärmt. Dies führte dazu, dass es bei einer Ansauglufttemperatur von 50 °C erstmals auch bei Betrieb mit E85 vereinzelt zu Klopferscheinungen kam, was einen Betrieb bei optimaler Verbrennungsschwerpunktlage verhindert. Bei einer weiteren Erhöhung der Ansauglufttemperatur auf 70 °C wurde dieser Effekt noch weiter verstärkt.

Ohne Ansaugluftvorwärmung und bei einer Aufladung von 1 bar sowie $\lambda = 0.8$ und $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ konnte mit E85 ein optimaler Schwerpunkt der Verbrennung eingestellt werden. Bei Betrieb mit $\lambda = 1$ war dies jedoch nicht mehr möglich. Auch bei der Drehzahl von $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ und 500 mbar Aufladung verhinderten Klopferscheinungen erst beim Betrieb mit stöchiometrischem Luftverhältnis eine wirkungsgradoptimale Verbrennungslage, bei $\lambda = 0.8$ war sie noch möglich.

Man kann also erkennen, dass bei verhältnismäßig hohen Verdichtungsverhältnissen auch der Biokraftstoff an seine Grenzen gelangt. Durch leicht verspätete Zündwinkel kann dem Klopfen an der Vollast jedoch entgegengewirkt werden. Für einen Motor der rein auf E85 ausgelegt wird, wäre ein Verdichtungsverhältnis im Bereich von 13.5 also durchaus denkbar, und man könnte die daraus resultierenden Vorteile über das gesamte Kennfeld ausnutzen.

Rauchzahlwerte an der Vollast

Wie bereits erwähnt, wurde für die Versuche kein spezielles Brennverfahren (Brennraumgeometrie, Injektorstrahlbild,...) ausgelegt, weshalb in Hinblick auf den Ge-

mischbildungsvorgang keine allzu großen Erwartungen gestellt werden durften. Hinsichtlich einer eventuellen Brennverfahrensentwicklung in der Zukunft wurde jedoch versucht den Einfluss der entscheidenden Parameter in Erfahrung zu bringen. In der Endphase der Untersuchungen konnte der Einspritzdruck auf bis zu 250 bar erhöht werden, weshalb nochmals auf den Einfluss des Einspritzdruckes eingegangen wird. Ziel war es, den Rauchgaswert bei unseren Messungen zu senken. Die Ergebnisse der Untersuchungen bei einer Drehzahl von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, 500 mbar Aufladung und stöchiometrischem Luftverhältnis werden in Abbildung 4.31 gezeigt.

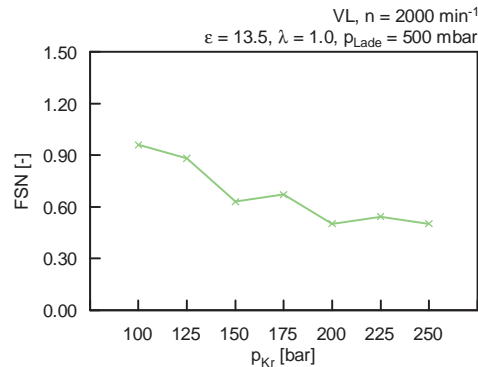


Abbildung 4.31.: Einfluss des Einspritzdruckes auf die Filter Smoke Number

Man kann sehr deutlich den Trend zu niedrigerer Filter Smoke Number mit steigendem Einspritzdruck erkennen, was auf die bessere Gemischbildung zurückzuführen ist. Bei einem Einspritzdruck von 200 bar wurde hier ein Wert von 0.5 erreicht, der mit noch höheren Einspritzdrücken dann nicht weiter unterschritten werden konnte. Bis zu einem gewissen Grad zahlen sich also hohe Einspritzdrücke sehr wohl aus, man darf jedoch nicht außer Acht lassen, dass die zur Erzeugung des Kraftstoffdruckes erforderliche Energie in Relation zum Nutzen steht.

Bei höheren Drehzahlen erschwert sich der Gemischbildungsvorgang noch durch die geringe Zeitspanne die dafür zur Verfügung steht. Die Tatsache, dass der im Rahmen dieser Untersuchungen verwendete Injektor eigentlich für Benzinbetrieb ausgelegt wurde und für E85 deshalb einen sehr geringen statischen Durchfluss besitzt, kommt hier noch erschwerend hinzu. Bei $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ wurden stellvertretend für höhere Drehzahlen die Werte des Smoke Meters etwas genauer unter die Lupe genommen. Die Filter Smoke Number, als Kennzahl für die Güte der Gemischbildung, und ihre wichtigsten Einflussparameter sind in Tabelle 4.4 dargestellt.

Bei $\lambda = 0.8$ wird in der untersuchten Konfiguration eine Rauchzahl von 2.9 produziert, was aber durch das fette Gemisch verständlich ist. Wie bereits mehrmals erwähnt kann eine Vollastanfettung aus Bauteilschutzgründen bei E85 Betrieb teilweise wegfallen. Bei einer Drehzahl von $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ wäre dies zum Beispiel denkbar. Beim Betrieb mit $\lambda = 1.0$ kommt es zu einer drastischen Senkung der Filter Smoke Number auf 1.4. Um diesen Wert noch weiter zu verbessern wurde der Einfluss eines erhöhten Einspritzdruckes untersucht. Dieser bedeutet einerseits eine

Tabelle 4.4.: FSN und Einflussparameter bei $n = 4000 \text{ min}^{-1}$

| λ [–] | Einspritzdruck [bar] | Einspritzdauer [°KW vOT] | FSN [–] |
|------------------|-------------------------|-----------------------------|------------|
| 0.8 | 150 | 185 | 2.9 |
| 1.0 | 150 | 145 | 1.4 |
| 1.0 | 200 | 125 | 0.7 |

feinere Zerstäubung des in den Zylinder eingebrachten Kraftstoffes und andererseits eine kürzere Einspritzdauer, was gleichzeitig mehr Zeit für die Gemischbildung bedeutet. Die Filter Smoke Number konnte hier noch einmal deutlich auf 0.7 abgesenkt werden.

4.3.4. Teillastverhalten E85 vs. Benzin

Obwohl der Schwerpunkt dieser Untersuchungen auf den Unterschied von E85 zu konventionellem Benzin bei Volllast gelegt wurde, sollen hier auch kurz die Ergebnisse von Teillastuntersuchungen gezeigt werden. Es wurden dabei jeweils die Teillastbetriebspunkte bei 3 bar und 6 bar indiziertem Mitteldruck betrachtet. Um eine breitere Datenbasis zu schaffen, wurde hierfür auch das Verdichtungsverhältnis variiert, wodurch es möglich war auch dessen Einfluss zu analysieren. In Abbildung 4.32 sind die Ergebnisse für $\varepsilon = 12$ und $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ dargestellt.

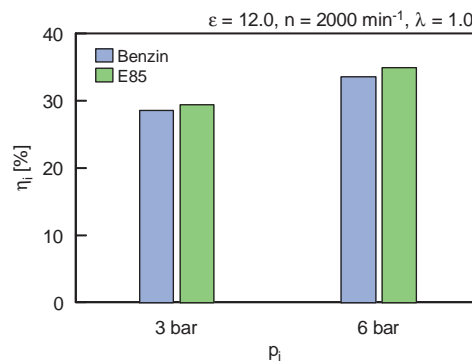


Abbildung 4.32.: Indizierter Wirkungsgrad bei Teillastpunkten

In der Teillast sind natürlich vorrangig die erzielbaren Wirkungsgrade sowie die Emissionen von Interesse. Beim Betrieb mit E85-Kraftstoff konnte sowohl bei 3 bar als auch bei 6 bar indiziertem Mitteldruck ein höherer Wirkungsgrad erzielt werden. Die ermittelten Werte zeigen eine Wirkungsgradsteigerung um 4%, was auf mehrere Faktoren zurückzuführen ist. Erstens bewirkt die höhere Innenkühlung durch den ethanolhaltigen Kraftstoff niedrigere Temperaturen über den gesamten Hochdruckbereich, die sich positiv auf Wandwärmeverluste auswirken. Zweitens bewirkt

E85 höhere Flammenausbreitungsgeschwindigkeiten, was etwas kürzere Brenndauern und damit weniger Verluste durch die reale Verbrennung bedeutet. Drittens sind die HC-, CO-, und Partikelemissionen beim Benzinbetrieb höher (besonders die Partikelmasse ist deutlich höher, wie später in Kapitel 4.3.5 genauer beschrieben). Dies bedeutet nicht umgesetzte Energie im Abgasstrang, was gleichzeitig einen schlechteren Wirkungsgrad nach sich zieht. Die genauen Schadstoffemissionsergebnisse sind in Abbildung 4.33 veranschaulicht. Die geringeren CO- und HC-Emissionen sind dabei auf die verbrennungsgünstige Wirkung des Sauerstoffmoleküls im Ethanol zurückzuführen, die niedrigeren NO_x-Werte auf die geringeren Verbrennungstemperaturen.

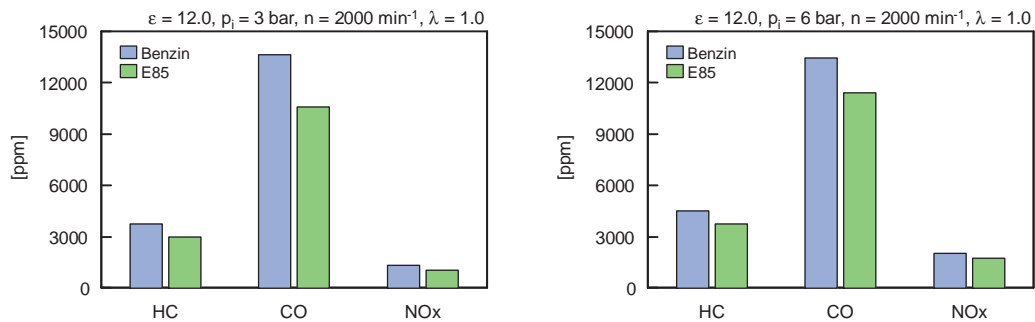


Abbildung 4.33.: Schadstoffemissionen in der Teillast

Neben den besseren Wirkungsgraden werden also auch weniger Schadstoffe emittiert, was bezüglich Umweltbelastung und gesetzlichen Limitierungen einen wichtigen und immer mehr an Bedeutung zunehmenden Faktor darstellt. Das Thema Partikelemissionen wird in Kapitel 4.3.5 gesondert noch einmal genauer betrachtet.

Wie bereits erwähnt, wurde das Verdichtungsverhältnis bei den Untersuchungen variiert. Grundsätzlich kann durch ein erhöhtes ϵ ein besserer Wirkungsgrad erreicht werden. Aufgrund von Klopferscheinungen, besonders bei Vollast, kann das Verdichtungsverhältnis aber nicht beliebig erhöht werden. In Abbildung 4.34 ist dieser Einfluss auf den Wirkungsgrad in der Teillast deutlich ersichtlich. Sowohl für Benzin als auch für E85 konnten in beiden Teillastpunkten die erwarteten Verbesserungen erreicht werden. Des Weiteren sind auch die Abgastemperaturen dargestellt. Der Betrieb mit E85 weist hier niedrigere Werte auf, was hauptsächlich auf den erhöhten Innenkühlungseffekt zurückzuführen ist. Mit höherem Verdichtungsverhältnis sinkt die Abgastemperatur, was durch den steigenden Wirkungsgrad erklärt werden kann.

Auch im Teillastbetrieb konnten also deutliche Vorteile hinsichtlich Wirkungsgrad und Emissionen von E85 gegenüber herkömmlichem Benzin aufgezeigt werden. Diese Ergebnisse wurden auch in anderen Studien bestätigt [9, 22]

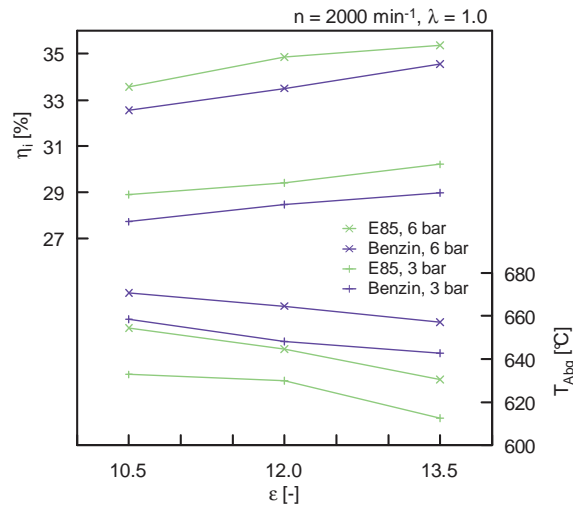


Abbildung 4.34.: Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf Wirkungsgrad und Abgas-temperaturen bei Teillast

4.3.5. Partikelemissionen E85 vs. Benzin

Bevor abschließend die Ergebnisse der Partikelemissionsmessungen gezeigt werden, werden hier kurz ein paar allgemeine Informationen über die Entstehung von Ruß- und Partikelemissionen und deren Auswirkungen auf den menschlichen Körper angeführt. Des Weiteren soll zum besseren Verständnis die verwendete Messtechnik kurz beschrieben werden.

Motorische Partikelemissionen

Die Emission von Rußpartikeln wurde lange Zeit als ein rein dieselmotorisches Problem angesehen. Dabei beschränken die weltweiten Abgasnormen die von Verbrennungsmotoren emittierte Partikelmasse. Die Einführung von direkteinspritzenden Ottomotoren machte die Rußproblematik auch dort zum Thema und seit EU5 sind die Rußemissionen auch für diese Motoren limitiert. Der Grenzwert für die Partikelmasse beträgt, wie bei Dieselmotoren, 5 mg/km bei Euro 5a und 4.5 mg/km bei Euro 5b/5b+. Gibt es bei Dieselmotoren ab Euro 5b/5b+ auch schon eine Begrenzung für die emittierte Partikelgesamtanzahl, die bei $6.0 \cdot 10^{11}$ liegt, so ist dieser Wert für Ottomotoren noch unlimitiert[5]. Die absoluten Werte aus den hier gezeigten Untersuchungen können nicht direkt mit den gesetzlichen Limits verglichen werden, da im konkreten Fall die Partikel im Rohabgas direkt nach den Auslassventilen gemessen wurden. Außerdem gibt es für die gesetzlichen Bestimmungen Normen, die wesentlichen Einfluss auf die Messergebnisse haben. Hier galt es hauptsächlich die Unterschiede der Partikelemissionen zwischen E85 und Benzin herauszufinden.

Untersuchungen zeigen, dass ein Großteil der Partikelemissionen in den Bereich von Nanopartikel fallen ($d < 50 \text{ nm}$). Die Partikelmasse wird jedoch durch den

dominierenden Einfluss von größeren Partikeln bestimmt. Betrachtet man also die Partikelemissionen eines durchschnittlichen Dieselmotors wird schnell klar, dass diese hauptsächlich aus sehr vielen kleinen Partikeln bestehen, die nur einen geringen Anteil der Gesamtmasse bestimmen, und nur aus weniger größeren Partikeln, die jedoch die Partikelmasse ausmachen. In den meisten Fällen sind weit mehr als 90 % der Partikel für deutlich weniger als 10 % der Partikelmasse verantwortlich. Allein dieser Umstand lässt schon die Frage laut werden, ob denn die Partikelmasse die geeignete zu limitierende Größe für einen Verbrennungsmotor darstellt. Es kommt noch hinzu, dass genau diese sehr kleinen Partikel besonders schädlich für den menschlichen Organismus zu sein scheinen, da sie durch den Atmungsstrakt bis sehr weit in den Körper eindringen und dort Schaden anrichten können[11]. Auch deshalb wird in letzter Zeit oft darüber diskutiert, ob denn auch hinsichtlich der Partikelgröße zusätzliche Beschränkungen erlassen werden sollten. Ob und in welcher Weise eine solche Beschränkung in Zukunft Realität wird oder nicht, bleibt abzuwarten. Die gezeigten Untersuchungsergebnisse sollen jedoch einen Einblick in diese Problematik in Bezug auf direkteinspritzende Ottomotoren liefern.

Messtechnik

In Abbildung 4.35 ist der Messaufbau für die speziellen Partikelemissionsanalysen schematisch skizziert. Für die Untersuchungen wurde das Rohabgas direkt dem Abgasstrang entnommen und danach zunächst dem VPR-System (Volatile Particle Remover) zugeführt. Dieses VPR-System wurde eigens an der TU Graz entwickelt und ist grundsätzlich dafür zuständig, das Abgas zu verdünnen und gleichzeitig die flüchtigen Anteile der Partikel zu verdampfen. Im Bezug auf die genaue Funktionsweise wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen. Das mit Druckluft in 2 Stufen verdünnte Abgas wird danach zu der dargestellten CPC- (Condensation Particle Counter) sowie der SMPS-Einheit (Scanning Mobility Particle Sizer) weitergeleitet, wo schließlich die Zählung der Partikel stattfindet. Die CPC-Einheit misst einen Absolutwert an emittierten Partikeln, über den man später mithilfe des Verdünnungsfaktors des VPR-Systems die Partikelanzahl im Abgas bestimmen kann. Dabei wird dem verdünnten Abgas verdampfter Alkohol (im konkreten Fall Butanol) beigegeben und die dabei entstehende Mischung in einen gekühlten Kondensator weitergeleitet. Hier kommt es dann zu einer Kondensation des Alkohols, der die Partikel als Kondensationskern benutzt. Hat die Kondensation einmal begonnen, wachsen die Partikel schnell zu kleineren Tröpfchen an und können schließlich mithilfe von optischer Messtechnik leicht erfasst werden. Bei der verwendeten CPC handelt es sich um das Modell 3775 der Firma TSI, mit dem Partikel bis zu einer Größe von 4 nm dedektiert werden können. Die SMPS-Einheit dient zur Bestimmung der Partikelgrößenverteilung und sie beinhaltet eine DMA-Einheit (Differential Mobility Analyzer) und eine CPC-Einheit, wie sie zuvor beschrieben wurde. Dabei werden die Partikel im Abgas zuerst elektrostatisch aufgeladen und dann in der DMA-Einheit anhand der unterschiedlich aufgenommenen Ladung nach der Größe separiert. Abschließend dient die integrierte CPC-Einheit wieder zum Zählen der Partikel der

jeweiligen Größen. Die in der verwendeten SMPS-Einheit (Serie 3080 der Firma TSI) eingebaute CPC-Einheit vom Modell 3010 besitzt einen Messbereich bis hin zu 10 nm. Es besteht damit ein Unterschied zu der CPC-Einheit, die für die Absolutzahl der Partikelemissionen verwendet wird [19, 20, 21].

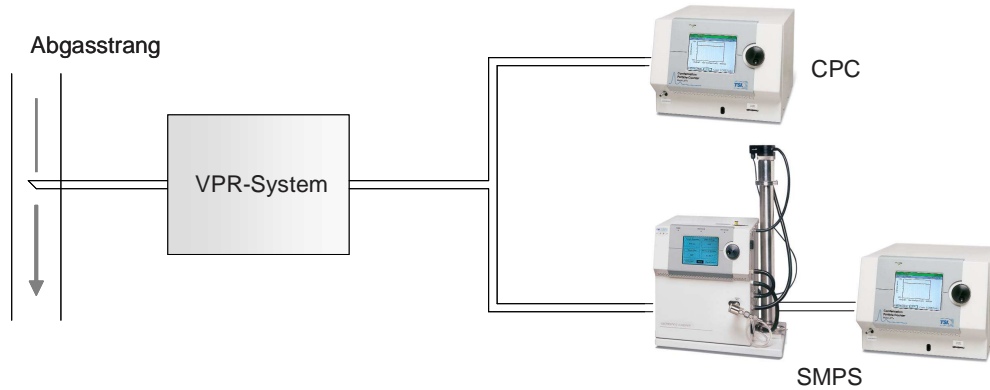


Abbildung 4.35.: Messaufbau für Partikelemissionsuntersuchungen

Die grundsätzlichen Messprinzipien für diese Art der Analyse der Partikelemissionen sind nun ausreichend bekannt. Im nächsten Kapitel werden nun die Ergebnisse der Vergleichsuntersuchungen zwischen Benzin und E85-Kraftstoff dargestellt.

Ergebnisse der Partikelmessungen E85 vs. Benzin

Zu Beginn wird der Einfluss des Einspritzdruckes auf die Partikelemissionen betrachtet. In Abbildung 4.36 sind deshalb die ausgegebenen Werte für die Filter Smoke Number und die gesamte Partikelanzahl für die verschiedenen Einspritzdrücke veranschaulicht.

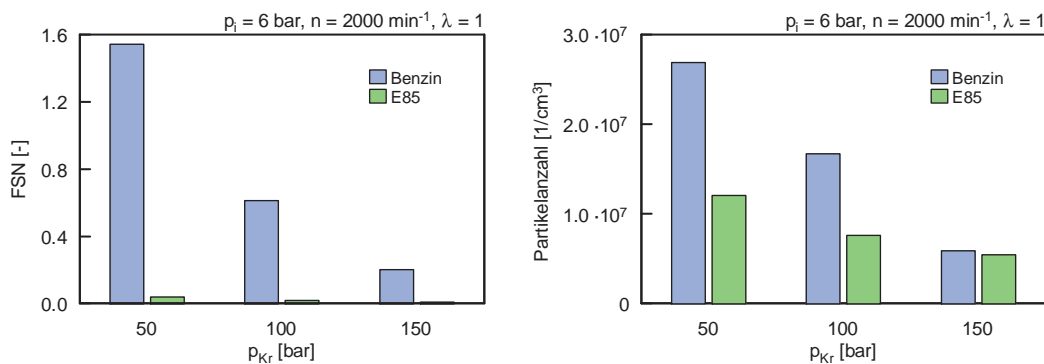


Abbildung 4.36.: Einfluss des Einspritzdruckes auf die Partikelemissionen bei Teillast

Höhere Einspritzdrücke bewirken eine bessere Gemischbildung, da kleinere Tröpfchendurchmesser beim Einbringen des Kraftstoffes in den Brennraum erreicht werden können. Gleichzeitig bedeuten die höheren Drücke einen größeren Impulseintrag in den Zylinder, was die Gemischbildung ebenfalls positiv beeinflusst. Es entstehen also weniger fette Zonen, die für die Bildung von unerwünschten Partikeln verantwortlich sind. Man kann sehr deutlich erkennen, wie sowohl die Filter Smoke Number, als auch die gesamte Partikelanzahl bei höheren Einspritzdrücken absinkt. Dieser Trend kann überaus deutlich bei Benzin aber auch bei E85 klar erkannt werden. Absolut gesehen treten beim Betrieb mit E85-Kraftstoff aber eindeutig weniger Partikelemissionen auf, wobei der Unterschied bei geringem Einspritzdruck am größten ist. Betrachtet man nur die Filter Smoke Number, könnte man davon ausgehen, dass mit E85 nur sehr wenig bis gar keine Partikel gebildet werden. Die Messungen der gesamten Partikelanzahl zeigen aber, dass auch hier eine beträchtliche Anzahl an Partikeln gebildet wird. Diesen Effekt kann man durch die gleichzeitig gemessene Größenverteilung der Partikelemissionen erklären. Abbildung 4.37 zeigt diese Größenverteilung für den jeweiligen Kraftstoff und die unterschiedlichen Einspritzdrücke (unterschiedliche Skalierung beachten!).

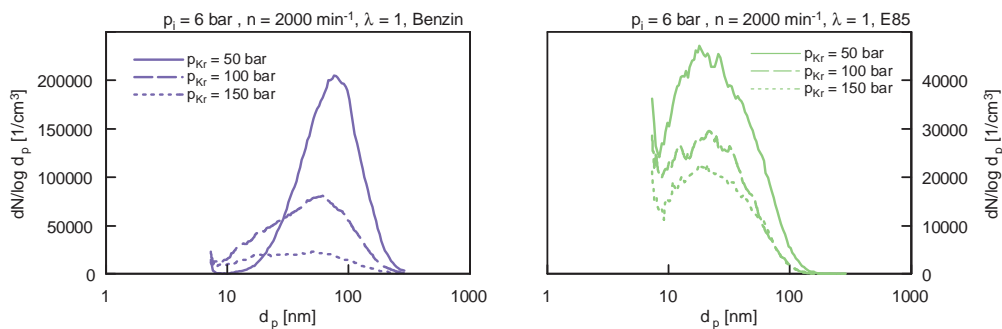


Abbildung 4.37.: Einfluss des Einspritzdruckes auf Partikelgrößenverteilung bei Teillast für Benzin und E85

Auch hier kann man wieder den positiven Einfluss von hohen Einspritzdrücken sehr klar erkennen. Vergleicht man diese Ergebnisse mit den FSN-Werten aus Abbildung 4.36 wird klar, dass die Filter Smoke Number von Partikeln einer Größe von 100 nm und darüber maßgeblich bestimmt wird. Grundsätzlich misst ein Smoke-Meter die Papierschwärzung, die durch Saugen des Abgases durch ein spezielles Filterpapier entsteht. Anhand dieser Schwärzung kann anschließend auf die emittierte Partikelmasse rückgeschlossen werden. Bei E85-Kraftstoff werden aber fast ausschließlich kleinere Partikel, also deutlich weniger Masse erzeugt, was die viel geringer ausgegebenen Messwerte des Smoke Meters erklärt. Nun soll der Unterschied der Partikelemissionen zwischen Benzin und E85 noch einmal genauer betrachtet werden, wozu Abbildung 4.38 dient.

4.3. Brennverfahrensuntersuchungen am Forschungsmotor

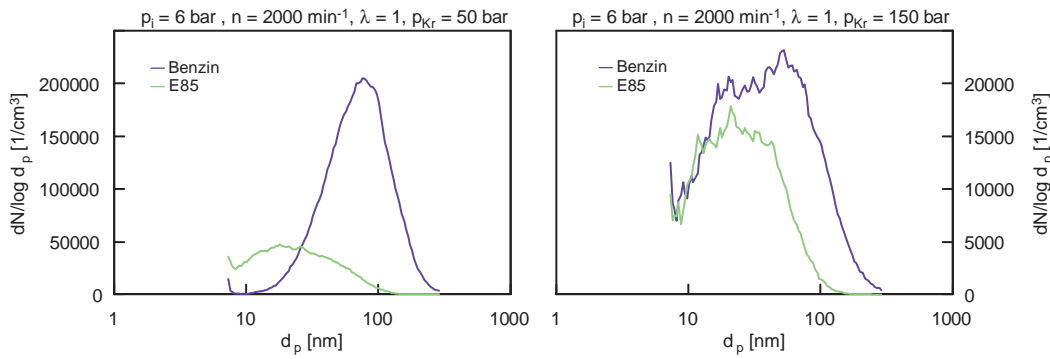


Abbildung 4.38.: Vergleich Partikelgrößenverteilung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_i = 6 \text{ bar}$

Man sieht wieder deutlich, dass E85 weniger Partikelemissionen verursacht, wobei bei einem Einspritzdruck von 150 bar der Unterschied viel geringer ausfällt als bei 50 bar. Besonders auffällig und von entscheidender Bedeutung ist auch die unterschiedliche Größenverteilung. Beim Betrieb mit herkömmlichem Benzin werden eindeutig größere Partikel emittiert, die auch für die höhere FSN verantwortlich sind. Diese größeren Partikel sind auch jene, die den Hauptanteil der Partikelmasse ausmachen.

Da bis jetzt nur der 6 bar Betriebspunkt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ betrachtet wurde, sollen nun auch noch weitere Betriebspunkte analysiert werden, um zu sehen, ob die eben aufgestellten Behauptungen bestätigt werden können. Im Folgenden wurde der Einspritzdruck auf 150 bar fixiert. Zunächst ist in Abbildung 4.39 ein Teillastpunkt von 3 bar indiziertem Mitteldruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ dargestellt.

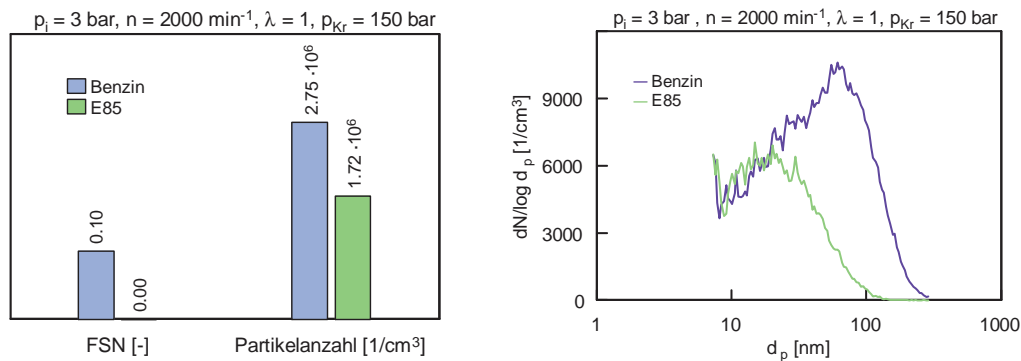


Abbildung 4.39.: Vergleich Partikelemissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_i = 3 \text{ bar}$

Auch in diesem Lastpunkt wurden bei Betrieb mit E85 weniger Partikelemissionen und eine niedrigere FSN erzielt. Ein Blick auf die Größenverteilung zeigt wieder deutlich, dass E85 nur sehr wenig zur Bildung von Partikeln mit einer Größe um 100 nm neigt, sondern eher eine Emission von kleineren Partikeln verursacht. Dieser Punkt veranschaulicht besonders gut die Bedeutung der Messungen der Partikelemissionen.

lanzahl und -größenverteilung, da man beim reinen Betrachten der Filter Smoke Number dazu neigen könnte anzunehmen, dass es in diesem Betriebspunkt mit E85 zu keinerlei Partikelemissionen kommt, was jedoch wie die Messungen zeigen, nicht korrekt wäre.

In Abbildung 4.40 ist ein Volllastpunkt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ mit dazugehörigen Partikelemissionen dargestellt.

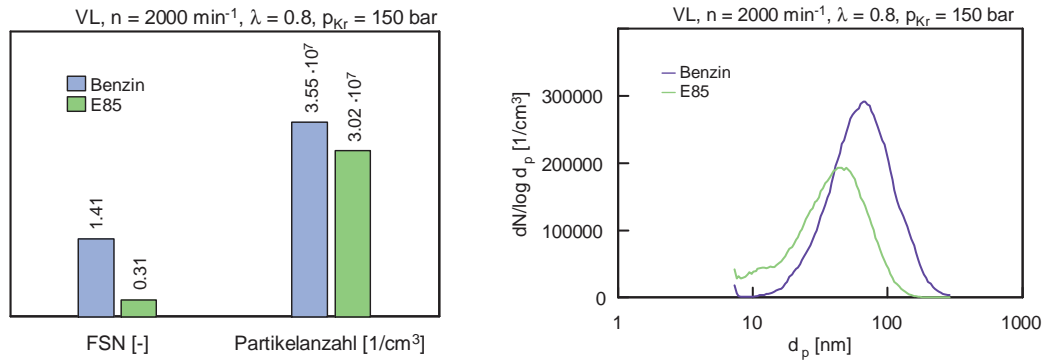


Abbildung 4.40.: Vergleich Partikelemissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und Volllast

Gleich vorweg soll noch einmal darauf hingewiesen werden, dass die Volllastuntersuchungen im Saugbetrieb bei $\lambda = 0.8$ durchgeführt wurden, was natürlich sehr hohe Werte an Partikelemissionen verursachte. Für unseren Zweck kommt es jedoch verstärkt auf den Unterschied zwischen E85 und konventionellem Benzin an. Dieser zeigt bei Volllast die selben Trends wie in der Teillast. Benzin bildet absolut gesehen wiederum klar mehr Partikel und auch die Filter Smoke Number ist deutlich höher. Die Partikelgrößenverteilung bestärkt wieder unsere Annahme, dass beim Benzinbetrieb größere Partikel emittiert werden, wobei hier durch den fetten Betrieb auch bei E85 eine nicht unwesentliche Anzahl von Partikeln um 100 nm gebildet wird, die sich durch eine deutlich höhere Filter Smoke Number als bei den Teillastpunkten zuvor äußert.

Als Nächstes soll der Volllastpunkt bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, mithilfe von Abbildung 4.41, analysiert werden. Die absoluten Partikelemissionen steigen bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ gegenüber $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ deutlich an, obwohl der Einspritzbeginn auch hier auf sein Optimum und damit ein etwas früher als bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ eingestellt wurde. Trotzdem bleibt aufgrund der höheren Drehzahl weniger Zeit für die Gemischbildung, was die höhere Anzahl an emittierten Partikeln erklärt. Betrachtet man aber die Filter Smoke Number so fällt auf, dass für beide Kraftstoffe bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ etwas niedrigere Werte als bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ erreicht wurden. Dies wird wiederum beim Betrachten der Partikelgrößenverteilung verständlich. Bei einer Partikelgröße von 100 nm emittiert der Motor bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ noch mehr Partikel, was sich jedoch ab einer Partikelgröße von 150 nm umdreht. Bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ werden also etwas mehr Partikel emittiert, die im Größenbereich von 150 – 300 nm liegen. Und genau diese größeren Partikel wirken sich verstärkt auf die Filter Smoke Number aus,

4.3. Brennverfahrensuntersuchungen am Forschungsmotor

wie schon aus den zuvor behandelten Ergebnissen bekannt ist. Erklärt werden kann dieser Effekt der Bildung von weniger größeren Partikeln durch die höhere Turbulenz, die durch das Einströmen der Luftmasse bei einer höheren Drehzahl generiert wird. Dies vermeidet nämlich die Bildung von sehr fetten Gemischzonen, die für die Bildung von großen Rußpartikeln verantwortlich sind. Es werden bei höheren Drehzahlen also absolut gesehen mehr Partikel erzeugt, jedoch weniger von den größeren Rußpartikeln emittiert.

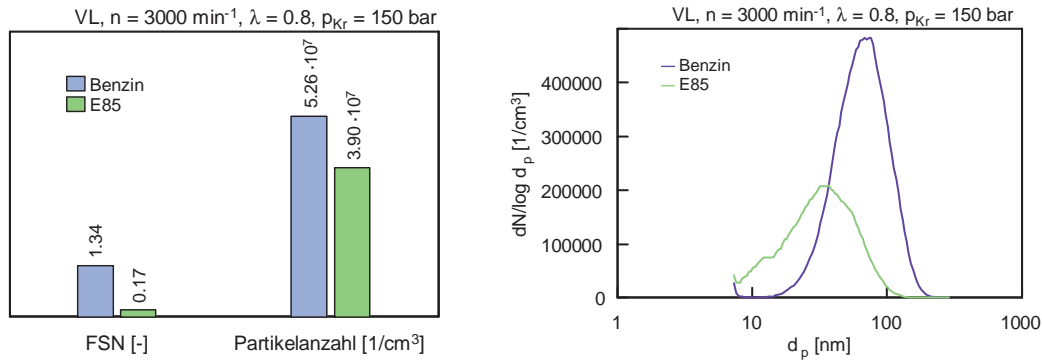


Abbildung 4.41.: Vergleich Partikelemissionen bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ und Vollast

Abschließend ist in Abbildung 4.42 noch der Vollastbetriebspunkt bei $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ dargestellt.

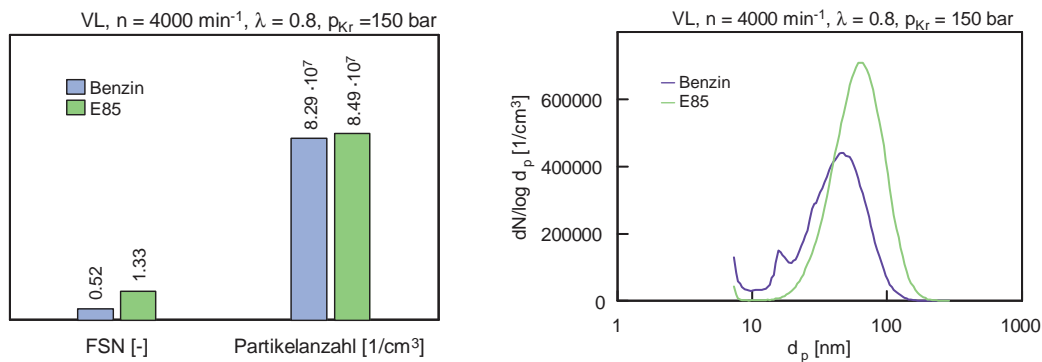


Abbildung 4.42.: Vergleich Partikelemissionen bei $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ und Vollast

Beim Betrachten der Ergebnisse für Benzinbetrieb setzten sich die vorhin erklärten Trends weiter fort. Die nochmals erhöhte Drehzahl führt zu einem weiteren Ansteigen der absoluten Partikelanzahl. Die Größenverteilung verschiebt sich jedoch wieder weiter zu kleineren Partikeln, was die niedrigere Filter Smoke Number begründet. Es fällt jedoch auf, dass hier erstmals der Betrieb mit E85 zu einer höheren absoluten Partikelanzahl führte. Ein Blick auf die Filter Smoke Number und auf die Partikelgrößenverteilung zeigt, dass überraschend viele größere Partikel in diesem

Betriebspunkt emittiert wurden. Verantwortlich dafür ist eine sehr schlechte Gemischbildung die daraus resultiert, dass bei einem Einspritzbeginn von 300 °KW vOT im Betrieb mit E85 die Einspritzung über 130 °KW erfolgt. Nach dem Schließen des Injektors bleibt also nicht mehr genügend Zeit um ein homogenes Gemisch zu bilden. Beim Betrieb mit herkömmlichem Benzin kann aufgrund des höheren Heizwertes das Einspritzventil schon um zirka 40 °KW früher schließen, was mehr Zeit für die Gemischbildung bedeutet.

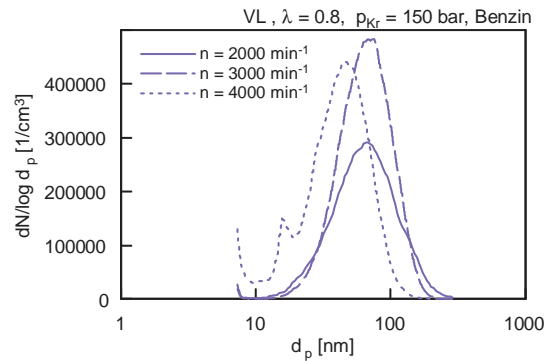


Abbildung 4.43.: Einfluss der Drehzahl auf Partikelgrößenverteilung bei Benzinbetrieb

Es soll hier jedoch nochmals darauf hingewiesen werden, dass für die Untersuchungen ein Serieninjektor, der für Benzinbetrieb ausgelegt ist, verwendet wurde. Die Durchflussraten sind für Ethanolbetrieb also relativ gering, was sich speziell bei höheren Drehzahlen negativ bemerkbar macht. Mit einem auf Ethanolbetrieb ausgelegten Injektor könnte diesem Problem also gezielt entgegengewirkt werden. Aus Gründen der besseren Anschaulichkeit wird der Einfluss der Drehzahl auf die Größenverteilung der Partikel bei Benzinbetrieb in Abbildung 4.43 gezeigt .

Zusammenfassend kann aus diesen Versuchen also die Erkenntnis gezogen werden, dass E85-Kraftstoff sowohl weniger Partikelmasse als auch eine geringere Partikelanzahl als Benzin erzeugt. Besonders die unterschiedliche Größenverteilung der emittierten Partikel durch die verschiedenen Kraftstoffe ist deutlich. E85 tendiert hier zur Emission von kleineren Partikeln, die im Verdacht stehen besonders schädlich für den menschlichen Organismus zu sein. Allgemein wurde erkannt, dass die Gemischbildung bei direkteinspritzenden Motoren den entscheidenden Faktor darstellt. Der Injektor und die Ladungsbewegung müssen optimal aufeinander abgestimmt werden, um die Emission von Partikeln so gering wie möglich zu halten.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war es, das Potenzial von Bioethanol für den Kraftfahrzeugsektor, im Speziellen für moderne direkteinspritzende Otto-Motoren, abzuschätzen bzw. zu untersuchen. Zuerst werden allgemeine Informationen über Bioethanol als Energieträger und Kraftstoff aus einer umfangreichen Literaturrecherche übersichtlich dargestellt. Danach beschäftigt sich der wesentliche Teil mit den Ergebnissen der am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz durchgeführten Untersuchungen zum Thema Bioethanol-Direkteinspritzung.

Das größte Potenzial von Bioethanol liegt in der Erzeugung aus nachwachsenden Rohstoffen, was sehr viele gesellschaftspolitische Vorteile mit sich bringt.

- Den größten davon stellt das riesige CO₂-Einsparungspotential dar, herbeigeführt durch die CO₂-Aufnahme beim Wachsen der Pflanzen. Dies ist zwar schwer zu quantifizieren, da viele Studien zu deutlich unterschiedlichen Ergebnissen gelangen, die bis zu 80% reichen. Es steht jedoch außer Zweifel, dass eine immense CO₂-Reduktion erreicht werden kann. Durch technologische Fortschritte in der Landwirtschaft und bei der Umwandlung der Rohstoffe zu Ethanol werden hier in Zukunft noch weitere Verbesserungen erwartet.
- Weiters kann durch eine breite Anwendung von Bioethanol die Abhängigkeit von ausländischen Rohölimporten, die ohnedies dem Problem einer Verknappung unterliegen, gesenkt werden.
- Man generiert Wertschöpfung im Inland und Beschäftigung für den landwirtschaftlichen Sektor, womit man gleichzeitig der derzeitigen Lebensmittelüberproduktion und den Subventionszwängen entgegenwirkt.

Bioethanol besitzt als flüssiger Kraftstoff grundlegend sehr ähnliche charakteristische Eigenschaften wie herkömmlicher Benzinkraftstoff. Eine Einführung des umweltfreundlichen Biokraftstoffes erfordert daher grundsätzlich keinen Aufbau einer neuen Kraftstoffinfrastruktur, wie es zum Beispiel bei Wasserstoff der Fall wäre und ermöglicht die Anwendung von hochentwickelten bereits bestehenden Motortechnologien. Diese beiden Faktoren bedeuten eine kostengünstige Lösung, die sehr rasch und relativ problemlos implementiert werden kann. Auch in Hinblick auf die innermotorischen Eigenschaften ist Bioethanol dem konventionellen Benzinkraftstoff überlegen. Dabei profitiert man hauptsächlich von der höheren Verdampfungswärme, der höheren Oktanzahl und der verbrennungsgünstigen Sauerstoffanbindung im Ethanolmolekül. Dies wirkt sich im gesamten Kennfeld durch bessere Wirkungsgrade und

höhere erreichbare Vollastdrehmomente aus und führt überdies noch zu einer Verringerung der emittierten Schadstoffe. Die besseren Wirkungsgrade führen dazu, dass ein Teil der verringerten Tankreichweite, hervorgerufen durch den geringeren Heizwert, wieder wettgemacht werden kann. Die Probleme einer verschlechterten Kaltstartfähigkeit und einer erhöhten Ölverdünnung durch den Kraftstoff stellen zwar eine Herausforderung für die Entwicklungsingenieure dar, können aber mit vertretbarem Aufwand gelöst werden.

Zusammenfassend kann also gesagt werden, dass Bioethanol eine vielversprechende Alternative zu herkömmlichen Kraftstoffen aus fossilen Energieträgern darstellt. Durch eine relativ kostengünstige und einfache Einführung verbunden mit großem Potenzial und den in vielen Bereichen entstehenden Vorteilen, die in dieser Arbeit deutlich aufgezeigt wurden, steht Bioethanol derzeit an erster Stelle aller alternativen Antriebsmöglichkeiten. Natürlich bedarf es einiges an Aufwand, sowohl der Fahrzeughersteller als auch der nationalen Regierungen, um für eine breite Markteinführung des Bioethanolkraftstoffes zu sorgen. Hinsichtlich der derzeitigen globalen Situation, die dringend nach Alternativen verlangt, und des großen Potenzials sollten wir jedoch keinesfalls auf Bioethanol als Kraftstoff verzichten.

Literaturverzeichnis

- [1] DGMK-Forschungsbericht 645: „Laboruntersuchungsprogramm zur Ethanolbeimischung zu Ottokraftstoffen“, Deutsche Wissenschaftliche Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e.V, 2005
- [2] Bergström, Kjell : „ABC – Alcohol Based Combustion Engines – Challenges and Opportunities“, GM Powertrain Europe, Beitrag zu, 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2007
- [3] Elvers, Barbara: „Handbook of Fuels“, Wiley-VCH Verlag, 2008
- [4] Cornel, Stan: „Alternative Antriebe für Automobile“, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008
- [5] Delphi: „Worldwide Emission Standards, Passenger Cars and Light Duty Trucks“, 2009
- [6] Eichlseder, Helmut: „Verbrennungskraftmaschinen – Vertiefte Ausbildung“, TU Graz, Vorlesungsskriptum, 2005
- [7] Geringer, Bernhard: „Literaturstudie: Potenzial von Bioethanol im Fahrzeugeinsatz“, TU Wien, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau, 2005
- [8] Grabner, Peter: „Potentiale eines Wasserstoffmotors mit innerer Gemischbildung hinsichtlich Wirkungsgrad, Emissionen und Leistung“, Dissertation, 2009
- [9] Hofmann, Peter: „Potenzial von Ethanol Blends in modernen Ottomotoren“, TU Wien, Beitrag zur 11.Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“ in Graz, 2007
- [10] International Energy Agency: „World Energy Outlook 2008“, 2008
- [11] Kittelson, David B.: „Engines and Nanoparticles: A Review“, University of Minnesota, Department of Mechanical Engineering, 1997
- [12] Kar, Kenneth et al.: „Measurement of vapor pressures and enthalpies of vaporization of gasoline and ethanol blends and their effects on mixture preparation in an SI engine“, SAE Technical Paper Series, 2008-01-0317
- [13] Klenk, Ingo: „Europäisches Bioethanol aus Getreide und Zuckerrüben – eine ökologische und ökonomische Analyse“, Zuckerindustrie, Sonderdruck aus Band 133, 2008

- [14] Menrad, Holger: „*Alkoholkraftstoffe*“, Springer-Verlag Wien-New York, 1982
- [15] Picard, Klaus: „*Bioethanol als Kraftstoff*“, Mineralölwirtschaftsverband e.V., Hamburg, Beitrag zum Bioethanolkongress in Bonn, 2005
- [16] Pischinger, Rudolf et alii: „*Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*“, zweite, überarbeitete Auflage Springer-Verlag Wien-NewYork
- [17] Shell Deutschland Oil GmbH : „*Shell PKW-Szenarien bis 2030*“, 2009
- [18] Schmitz, Norbert: „*Bioethanol in Deutschland*“, *Schriftenreihe „Nachwachsende Rohstoffe“ Band 21*, Landwirtschaftsverlag GmbH, Münster, 2003
- [19] TSI Incorporated: „*User Manual CPC Modell 3775*“, 2005
- [20] TSI Incorporated: „*User Manual Electrostatic Classifiers Series 3080*“, 2008
- [21] TSI Incorporated: „*User Manual CPC Modell 3010*“, 2002
- [22] Weinowski, Rolf: „*Einfluss des Ethanolanteils im Kraftstoff auf das Betriebsverhalten von PKW-Ottomotoren*“, FEV Motorentchnik GmbH, Beitrag zum 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motortechnik 2008
- [23] Arnold, Karin: „*Synopsis of German and European experience and state of the art of biofuels for transport*“, Wuppertal Institute for Climate, Environment and Energy, 2005
- [24] Crop Energies AG: „*Bioethanol Report*“, <http://www.cropenergies.com>
- [25] The Clean Fuels Development Coalition: „*The Ethanol Fact Book*“, The Clean Fuel Development Coalition, 2007, <http://www.cleanfuelsdc.org>
- [26] <http://www.motorlexikon.de>
- [27] <http://initiative-bioethanol.at>
- [28] <http://www.lab-biokraftstoffe.de>

A. Ergebnisse zu Konzept II der 1D-CFD-Simulation

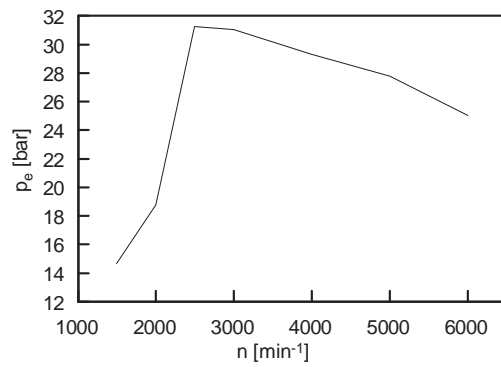


Abbildung A.1.: Mitteldruck Basisvariante Konzept II

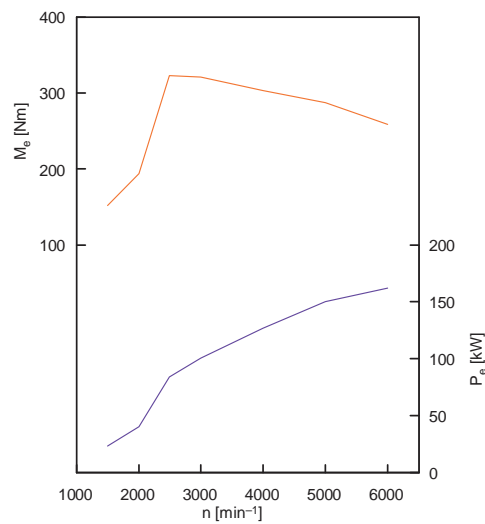


Abbildung A.2.: Drehmoment und Leistung der Basisvariante Konzept II

Ergebnisse zu Konzept II der 1D-CFD-Simulation

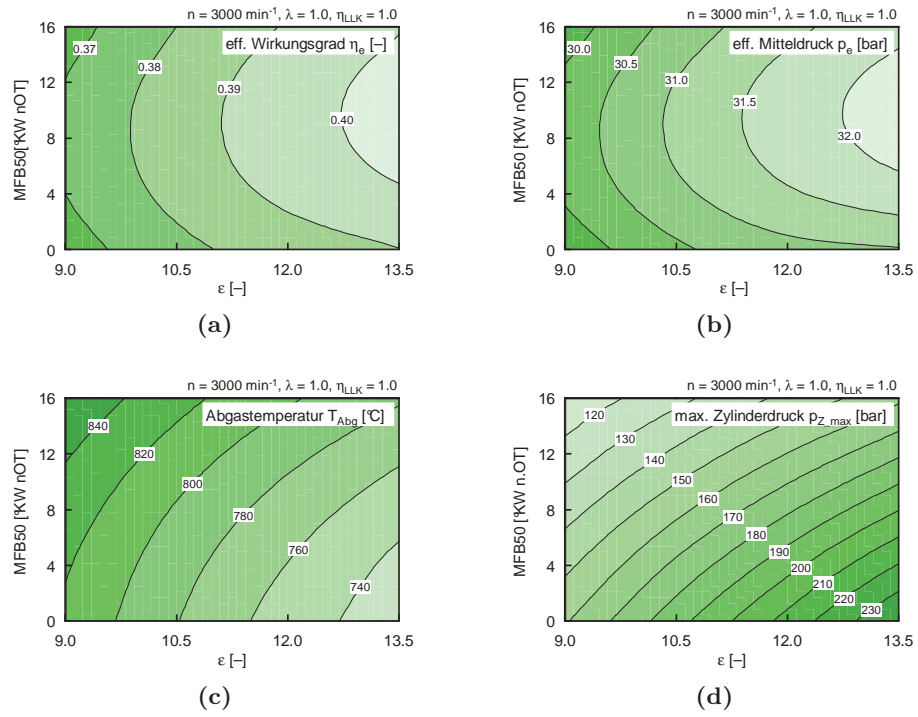


Abbildung A.3.: Ergebnisse für $n = 3000$, $\lambda = 1.0$, $\eta_{LLK} = 1.0$

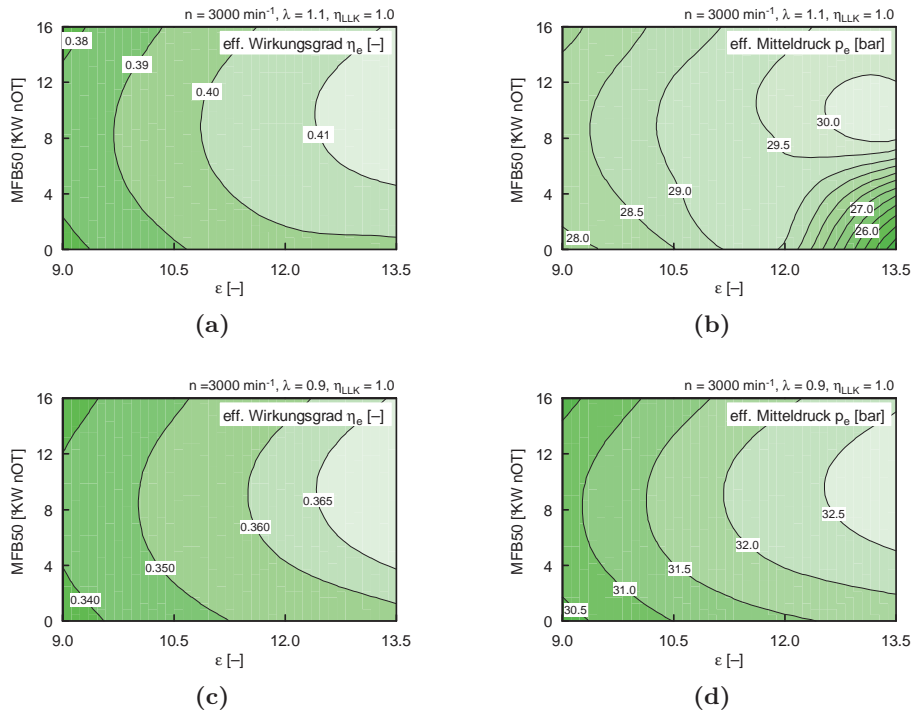


Abbildung A.4.: Ergebnisse für $n = 3000$, $\lambda = 0.9/1.1$, $\eta_{LLK} = 1.0$

Bem.: Der Einbruch des Mitteldruckes bei hohem ϵ und frühem MFB50, wie in Abb. A.4b ersichtlich, ist auf die geringen Abgastemperaturen zurückzuführen, die einen geringeren Ladedruck nach sich ziehen.

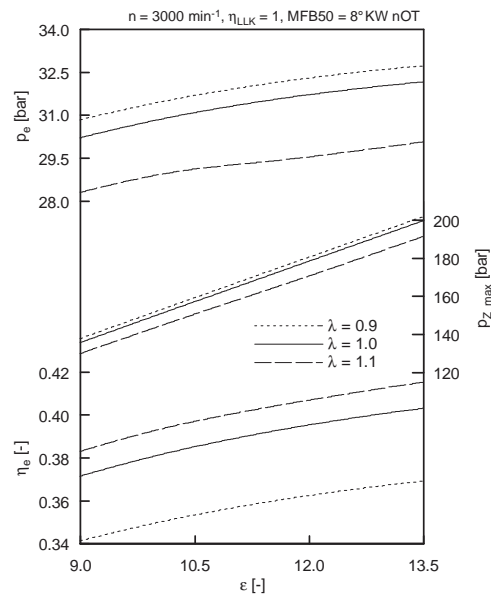


Abbildung A.5.: Übersicht Lambdavaration bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

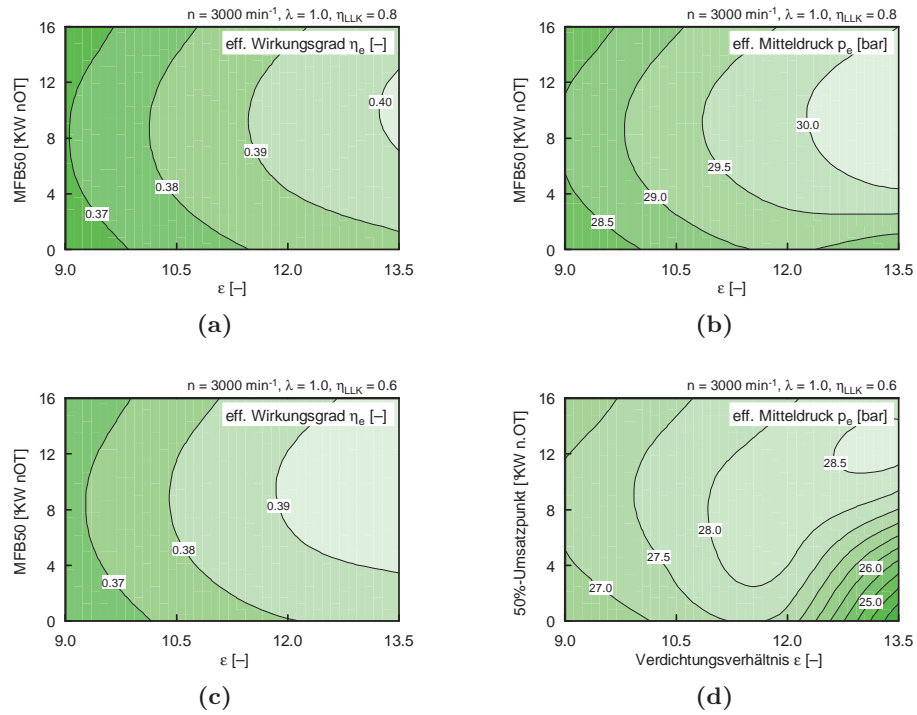


Abbildung A.6.: Ergebnisse für $n = 3000, \lambda = 1.0, \eta_{LLK} = 0.8/0.6$

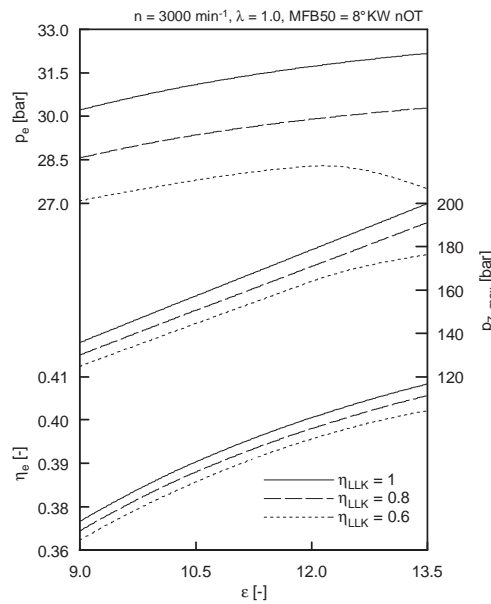


Abbildung A.7.: Übersicht Variation des LLK-Wirkungsgrades bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

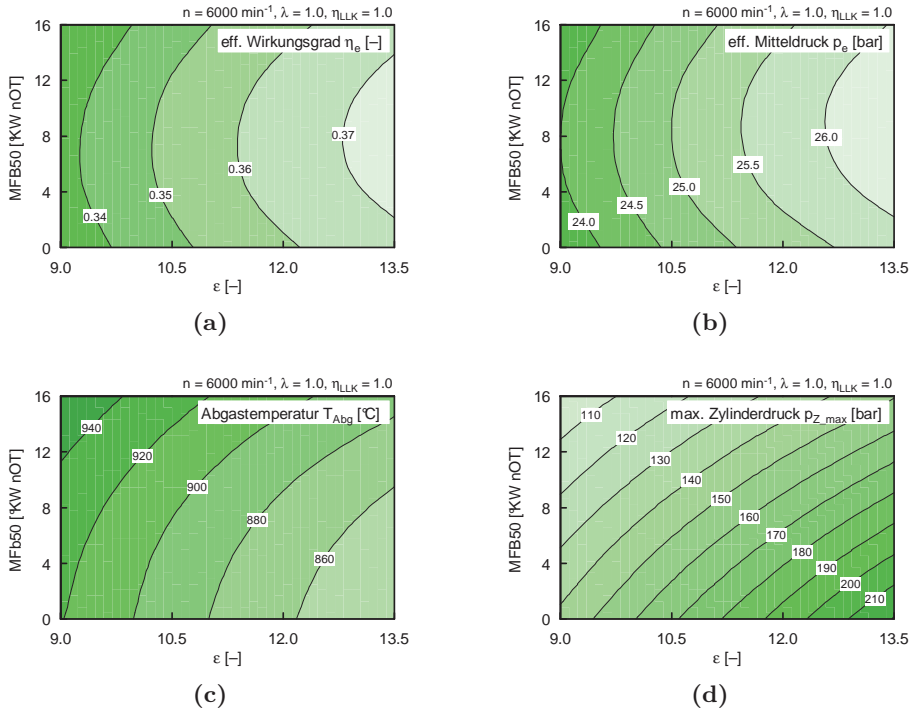


Abbildung A.8.: Ergebnisse für $n = 6000, \lambda = 1.0, \eta_{LLK} = 1.0$

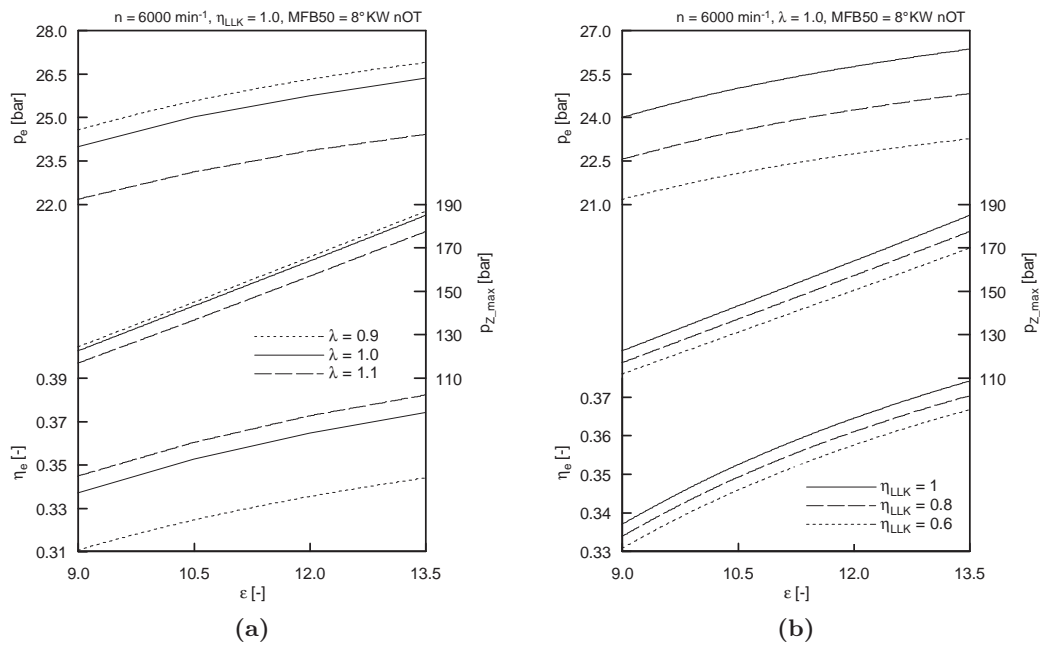


Abbildung A.9.: Übersicht (a) Lambdavariation und (b) Variation des Ladeluftkühlerwirkungsgrades bei $n = 6000 \text{ min}^{-1}$

Ergebnisse zu Konzept II der 1D-CFD-Simulation

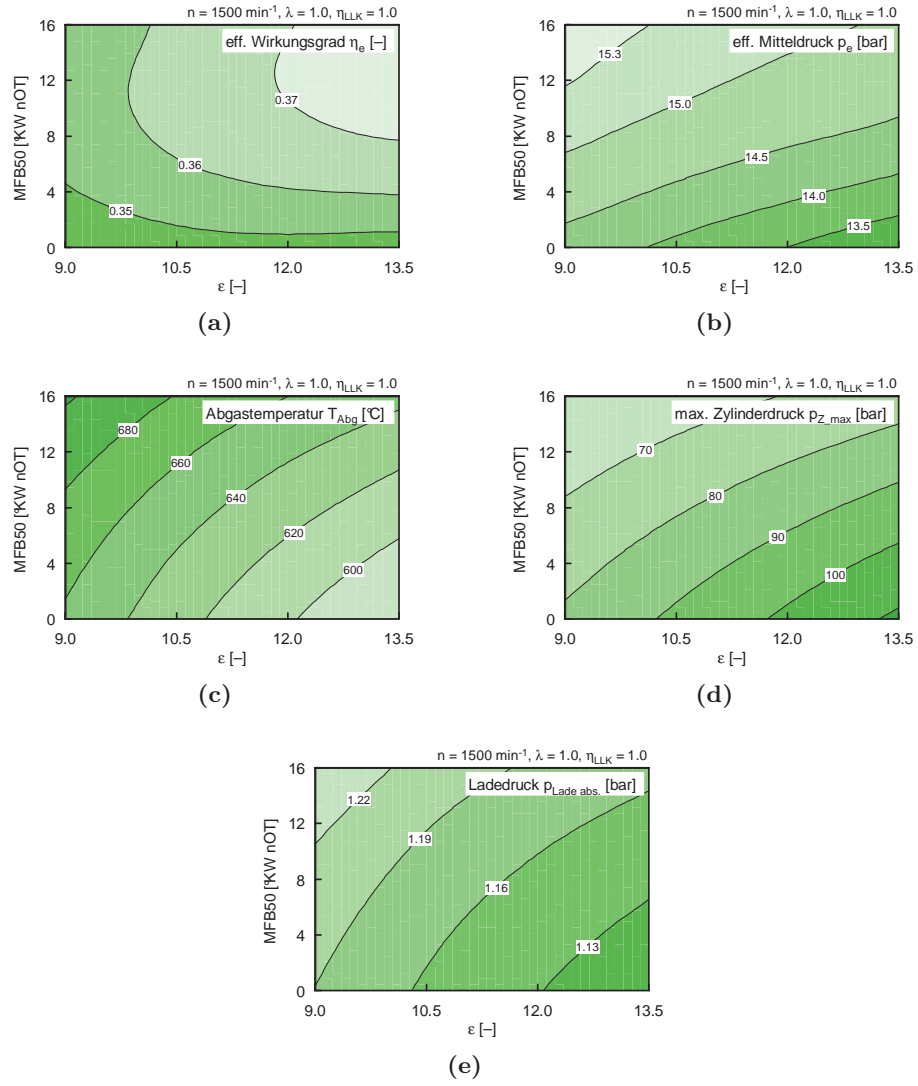


Abbildung A.10.: Ergebnisse für $n = 1500$, $\lambda = 1.0$, $\eta_{LLK} = 1.0$

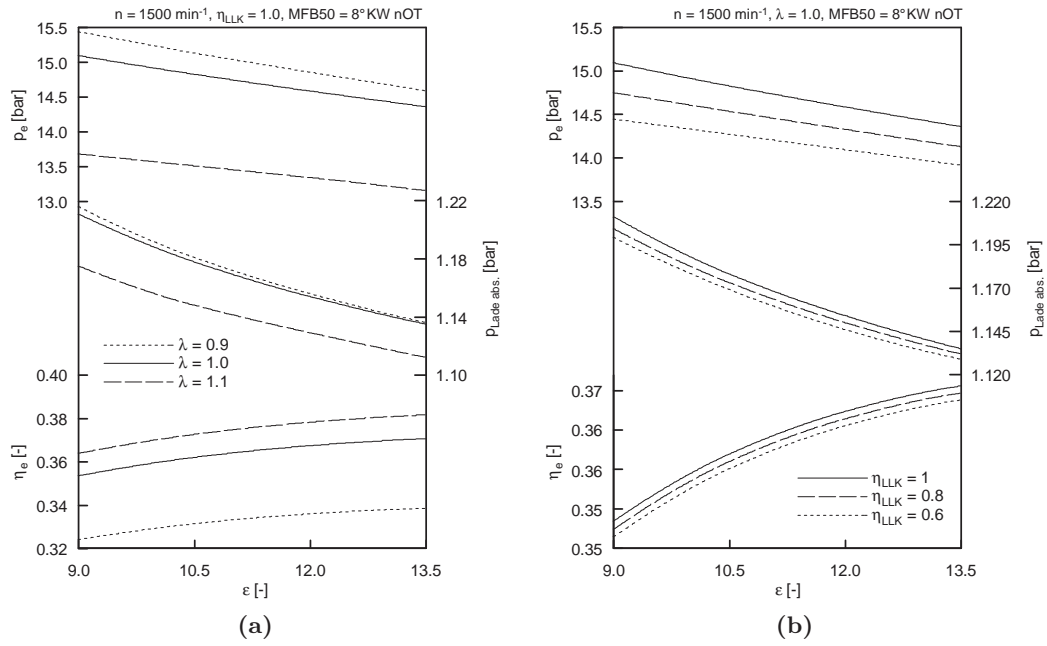


Abbildung A.11.: Übersicht (a) Lambdavarisation und (b) Variation des Ladeluftkühlerwirkungsgrades bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

B. Übersicht Kraftstoffeigenschaften

Tabelle B.1.: Stoffeigenschaften von Kraftstoffen (teilweise nach [12, 14, 22])

| Eigenschaft | Einheit | Benzin Super Plus | Ethanol | E85 |
|-------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|---------------------------------|--|
| Dichte | kg/m ³ | 730 – 780 | 790 | ≈ 780 ^a |
| Molmasse | kg/kmol | ≈ 99 ^a | 46.07 | ≈ 52 ^a |
| unterer Heizwert | MJ/kg | 42.1 ^a | 26.7 | 29.8 ^a |
| Mindestluftbedarf | kg _L /kg _B | 14.1 ^a | 9.0 | 10.0 ^a |
| Gemischheizwert luftansaugend | MJ/kg | 3.86 ^a | 3.84 | 3.85 ^a |
| Verdampfungswärme | kJ/kg | 300 – 500 | 904 | ≈ 800 |
| Siedepunkt bzw.-bereich | °C | 25 – 215 | 78.5 | – |
| Zündgrenzen | in λ | 0.4 – 1.4 | 0.3 – 2.1 | – |
| laminare Flammgeschwindigkeit | cm/s | ≈ 40 | ≈ 42 | – |
| ROZ | – | ≥ 98 | 111 | 106 |
| Massenanteile | | | | |
| c | % | 84.5 ^a | 52.0 | 58.1 ^a |
| h | % | 13.0 ^a | 13.0 | 13.0 ^a |
| o | % | 2.6 ^a | 35.0 | 28.7 ^a |
| n | % | 0.8 ^a | 0 | – |
| Summenformel | – | ≈ C ₇ H ₁₃ | C ₂ H ₆ O | ≈ C _{2.5} H _{6.6} O _{0.9} |

^a Werte der für die Prüfstandsversuche verwendeten Kraftstoffe