



Ing. Martin Lichtenegger

Thermodynamische Voruntersuchung zur Validierung eines Forschungsprojekts über LNG-Direkteinspritzung

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Zweitbetreuer

Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Weitere Betreuer

Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Bartsch
AVL List GmbH

Graz, März 2015

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand in Zusammenarbeit mit der AVL List GmbH, im Rahmen eines Forschungsprojekts zum Thema LNG als Kraftstoff für Transportträger.

An dieser Stelle möchte ich mich dafür bedanken, dass von Seiten der AVL List GmbH die Rahmenbedingungen geschaffen wurden, womit es mir möglich war diese Arbeit zu verfassen. Bedanken möchte ich mich in diesem Zusammenhang bei Herrn Dr. Peter Bartsch für die fachliche Unterstützung und Betreuung in der AVL. Weiters gilt mein Dank Herrn Dipl.-Ing. Armin Fischer, der mir fortwährend hilfreich zur Seite stand und bei der Einarbeitung in die Theorie, wie auch bei der Erarbeitung von Lösungsansätzen eine große Hilfe war. Nicht zuletzt für den technischen Support und die anregenden Tipps für die Ausarbeitung möchte ich mich noch bei Herrn Dr. Josef Wolkerstorfer besonders bedanken.

Dank gilt auch Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder und Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner für die hervorragende Betreuung seitens der TU Graz.

Ganz herzlich bedanken möchte ich mich schließlich bei meiner Familie, welche mir das Studium ermöglicht hat, mich in allen Belangen stets unterstützt hat und damit maßgeblich zum Erfolg in meiner Studienzeit beigetragen hat.

Eidesstattliche Erklärung

Affidavit

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Graz, am 25.03.2015

Martin Lichtenegger

Kurzfassung

Der stetig steigende Energieverbrauch stellt die Gesellschaft vor eine große Herausforderung um künftig ökologisch verantwortungsvoll zu handeln. Im Bereich Straßenverkehr sind immer wieder neue Ideen und Konzepte gefragt, um die Treibhausgasemissionen und Schadstoffemissionen im Verkehrssektor zu limitieren. In diesem Zusammenhang hat Erdgas in den letzten Jahren nicht nur als Primärenergieträger für die Energiewirtschaft deutlich an Attraktivität gewonnen.

Ziel dieser Arbeit ist es nun zu untersuchen, ob es einerseits ökonomisch und andererseits thermodynamisch sinnvoll ist, Erdgas speziell im flüssigen Zustand (LNG) als Kraftstoff zu verwenden. Es soll festgemacht werden, wo Vorteile bei Direkt-Einspritzung von flüssigem Methan zu erwarten sind, und in welcher Größenordnung sie im Vergleich zu konventionellen Verbrennungsverfahren liegen.

Als Einstieg wurden ökologische und ökonomische Betrachtungen und Recherchen angestellt. Durch Statistiken und Voraussagen können Trends abgeleitet werden, wie sich die Verfügbarkeit und die preisliche Gestaltung entwickeln werden. Neue Fördermethoden haben entscheidenden Einfluss auf den Markt und damit auf die Preisbildung, wovon LNG als Produkt besonders profitiert.

Den Hauptteil der Arbeit stellen thermodynamische Untersuchungen dar, um das Wirkungsgradpotenzial bei Verwendung von LNG als Kraftstoff zu erheben. Dazu wurden vier Konzepte ausgewählt und im Vorfeld Überlegungen angestellt welche Parameter Einfluss auf den Wirkungsgrad haben. Diese Einflüsse wurden einer näheren Betrachtung zugeführt und für die Simulation aufbereitet. Neben dem Konzept der Direkteinspritzung von tiefkaltem Methan in den Brennraum entstand damit noch eine weitere Variante, bei der das LNG über einen Wärmetauscher im Saugrohr konditioniert wird. Dabei könnten beispielsweise bestehende Einspritzsystem-Komponenten ohne hohen Entwicklungsaufwand verwendet werden.

Die Simulationen wurden mit dem Motorprozessrechenprogramm AVL BOOST durchgeführt. Da die Klopfgrenze entscheidenden Einfluss auf die Ergebnisse hat und AVL BOOST standardmäßig nur ein Klopfmodell, abgestimmt für Benzin, beinhaltet, wurden zu Vergleichszwecken zwei weitere phänomenologische Modelle implementiert und verglichen. Die Simulationen aller Konzepte wurden für zahlreiche Variationen über dem Verdichtungsverhältnis ε und dem Luftverhältnis λ durchgeführt und ausgewertet.

Abstract

The constant rise in energy consumption poses a massive challenge to society in order to act ecologically responsible in the future. New ideas and concepts are always needed in the field of transportation to limit greenhouse gas emissions and exhaust emissions in the traffic sector. In this context, natural gas has been more and more appreciated over the last years.

The goal of this paper is to investigate whether it is economically and thermodynamically profitable to use Natural Gas in its liquid form (LNG) as fuel. The advantages of direct injection of methane are to be established and the magnitude of the results in comparison to conventional combustion methods will be analyzed.

The starting point into the topic was the ecological and economical research. Thereby, it was established that the trends in terms of availability and pricing can be concluded from statistics and predictions. New extraction methods have a high influence on the market and therefore also on the price development, making it very beneficial for LNG as a product.

The main part of the paper consists of thermodynamical studies, where the potential efficiency of LNG as a fuel was established. In order to do so, four concepts have been chosen and the parameters that have an influence on the efficiency have been analyzed. These influences have then been investigated more thoroughly and the data has been edited for the simulation. Alongside the concept of direct injection of cryogenic methane into the combustion chamber, another alternative was discovered, in which the LNG is conditioned through a heat exchanger inside the inlet manifold. With this method, existing components of fuel injection systems could be used without a high development effort.

The simulations have been conducted with the engine-process-computer-programme AVL BOOST, which contains only one knocking model, namely for gasoline. Because of the fact that the knocking limit has a great influence on the result, two further phenomenological models have been implemented and compared. The simulations of all concepts were executed and evaluated over the compression ratio and the equivalence ratio.

Inhaltsverzeichnis

| | |
|--|-----------|
| Formelzeichen und Abkürzungen | xi |
| 1 Einleitung | 1 |
| 2 Erdgas als Kraftstoff | 3 |
| 2.1 Ökonomische Aspekte | 3 |
| 2.1.1 Energiebedarf | 3 |
| 2.1.2 Globale Erdgasressourcen | 7 |
| 2.1.3 Erdgasmarkt | 7 |
| 2.2 Ökologische Aspekte | 10 |
| 2.2.1 Treibhausgas | 10 |
| 2.2.2 Schadstoff-Emissionen | 13 |
| 2.2.3 Lärm | 15 |
| 2.3 Erdgas in flüssiger Form | 15 |
| 2.3.1 Eigenschaften | 15 |
| 2.3.2 Transportsektor | 16 |
| 2.4 Resümee erster Teil | 17 |
| 3 Stand der Technik | 19 |
| 4 Thermodynamische Betrachtung | 21 |
| 4.1 Theorie und Modellannahmen | 21 |
| 4.1.1 Motorbasisdaten | 22 |
| 4.1.2 Kraftstoffeigenschaften | 22 |
| 4.1.3 Luftbedarf und Gemischheizwert | 24 |
| 4.1.4 Idealisierter Motorprozess | 27 |
| 4.1.5 Leistungsaufnahme des Einspritzsystems | 30 |
| 4.1.6 Motorprozessrechnung | 33 |
| 4.1.7 Brennverlauf | 35 |
| 4.1.8 Verdampfung von LNG in einem Wärmeübertrager | 41 |
| 4.1.9 Klopfen | 47 |
| 4.1.10 Schadstoffbildung | 53 |
| 4.2 Motorkonzepte | 54 |
| 4.2.1 CNG SPI | 54 |
| 4.2.2 CNG DI | 55 |

| | | |
|----------|---|-----------|
| 4.2.3 | LNG-Verdampfung durch Wärmeübertrager im Saugrohr | 57 |
| 4.2.4 | LNG DI | 58 |
| 4.3 | Zusammenfassung der Simulationsparameter | 60 |
| 5 | Auswertung | 61 |
| 5.1 | Einschränkungen | 61 |
| 5.2 | Ergebnisse und Vergleich der verschiedenen Konzepte | 61 |
| 5.2.1 | Gesamter λ - ε -Bereich | 70 |
| 5.2.2 | Ladungsschicht bei $\lambda = 1,4$ | 70 |
| 5.2.3 | Homogenbetrieb bei $\lambda = 1,2$ | 72 |
| 5.2.4 | Betrieb bei $\lambda = 1$ | 74 |
| 5.3 | Vergleich verschiedener Klopffmodelle | 76 |
| 6 | Offene Problemstellungen | 81 |
| 6.1 | Design des Systems | 81 |
| 6.2 | Wärmeeintrag in den Injektor | 81 |
| 6.3 | Leckage | 82 |
| 6.4 | Berechnungsmodelle und Validierung | 82 |
| 6.4.1 | Enspritzung | 82 |
| 6.4.2 | Verbrennungsentwicklung | 83 |
| 6.5 | Materialprobleme | 83 |
| 7 | Zusammenfassung und Ausblick | 85 |
| | Literaturverzeichnis | 87 |

Formelzeichen und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

| | | |
|------------------|---------------------------|---|
| a | m/s^2 | Beschleunigung |
| A | m^2 | Fläche, Oberfläche, Querschnittsfläche |
| A | – | präexponentieller Faktor |
| b | mm | Bohrungsdurchmesser |
| b_e | g/kW h | effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch |
| b_i | g/kW h | indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch |
| c | m/s | Geschwindigkeit |
| c | $\text{J}/(\text{kg K})$ | spezifische Wärmekapazität |
| c_{lam} | m/s | laminare Flammgeschwindigkeit |
| c_S | m/s | Schallgeschwindigkeit |
| c_p | $\text{J}/(\text{kg K})$ | spezifische Wärmekapazität bei $p = \text{konst.}$ |
| c_v | $\text{J}/(\text{kg K})$ | spezifische Wärmekapazität bei $v = \text{konst.}$ |
| C_{mp} | $\text{J}/(\text{mol K})$ | molare Wärmekapazität bei $p = \text{konst.}$ |
| C_{mv} | $\text{J}/(\text{mol K})$ | molare Wärmekapazität bei $v = \text{konst.}$ |
| C | div | Konstante |
| d | mm | Durchmesser; Bohrungsdurchmesser |
| d | – | relative Dichte, bei Gasen: $d = \rho/\rho_{\text{Luft}}$ |
| e | J/kg | spezifische Energie; Exergie |
| e_a | J/kg | spezifische äußere Energie |
| E | J | Energie; Exergie |
| E_a | J | äußere Energie |
| Ex | J | Exergie |
| F | N | Kraft |
| g | m/s^2 | örtliche Fallbeschleunigung |
| h | mm | Kolbenhub |
| h | J/kg | spezifische Enthalpie |
| H | J | Enthalpie |
| H_m | J/mol | molare Enthalpie |
| H_m^0 | J/mol | molare Enthalpie beim Standarddruck p^0 |
| H_G | MJ/m^3 | Gemischheizwert |
| H_o | kJ/kg | spezifischer, massenbezogener Brennwert (früher: oberer Heizwert) |
| H_u | kJ/kg | spezifischer Heizwert (früher: unterer Heizwert) |
| l | m | Länge |
| L | kg L/kg B | Luftmenge (auch: kmol L/kmol B) |

Formelzeichen und Abkürzungen

| | | |
|--------------------------|-----------------------|--|
| L_{\min} | kg L/kg B | Mindestluftbedarf (auch: kmol L/kmol B) |
| L_{st} | kg L/kg B | stöchiometrischer Luftbedarf |
| m | kg | Masse |
| \dot{m} | kg/s | Massenstrom |
| M | g/mol | molare Masse |
| M_{d} | Nm | Drehmoment |
| M_{e} | Nm | effektives Drehmoment |
| n | min^{-1} | Drehzahl |
| n | (k)mol | Stoffmenge, Molzahl |
| n | – | Polytropenexponent |
| N | – | Anzahl der Teilchen |
| O_2 | kg O_2 /kg B | Sauerstoffmenge (auch: kmol O_2 /kmol B) |
| $\text{O}_{2\min}$ | kg O_2 /kg B | Mindestsauerstoffbedarf (auch: kmol O_2 /kmol B) |
| $\text{O}_{2\text{st}}$ | kg O_2 /kg B | Stöchiometrischer Sauerstoffbedarf |
| p | bar, Pa | Druck |
| Δp | bar, Pa | Differenzdruck |
| p^0 | atm, bar | Standarddruck / $p^0 = 1 \text{ atm} = 1.0133 \text{ bar}$ häufig auch: $p^0 = 1 \text{ bar}$ |
| p_{d} | bar | Dampfdruck |
| $p_{\text{d}'}$ | bar | Dampfdruck bei Sättigung |
| p_{e} | bar | effektiver Mitteldruck |
| p_{i} | bar | indizierter Mitteldruck |
| p_{Kr} | bar | kritischer Druck |
| p_{r} | bar | Reibmitteldruck |
| P | (k)W | Leistung |
| P_{e} | kW | effektive Leistung |
| q | J/kg | spezifische Wärme(menge) |
| Q | J | Wärme |
| $dQ_{\text{B}}/d\varphi$ | J/°KW | Brennverlauf |
| $dQ_{\text{H}}/d\varphi$ | J/°KW | Heizverlauf |
| $dQ_{\text{W}}/d\varphi$ | J/°KW | Wandwärmeverlauf |
| r | kJ/kg | spezifische Verdampfungswärme |
| R | J/(kg K) | spezifische Gaskonstante |
| s | J/(kg K) | spezifische Entropie |
| s | m | Weg |
| S | J/K | Entropie |
| S_{m} | J/(mol K) | molare Entropie |
| S_{m}^0 | J/(mol K) | molare Standardentropie |
| t | °C | Temperatur |
| T | K | thermodynamische Temperatur |
| T_{S} | K | Siedetemperatur |
| T_{Kr} | K | kritische Temperatur |
| u | J/kg | spezifische innere Energie |
| U | J | innere Energie |

| | | |
|-------|----------------------|--------------------------------|
| U_m | J/mol | molare innere Energie |
| v | m ³ /kg | spezifisches Volumen |
| V | m ³ | Volumen |
| V_c | m ³ | Kompressionsvolumen |
| V_h | m ³ | Hubvolumen |
| V_H | m ³ | Hubvolumen des gesamten Motors |
| V_m | m ³ /kmol | Molvolumen |
| w | J/kg | spezifische Arbeit |
| W | J | Arbeit |
| W_e | J | Arbeit |

Griechische Formelzeichen

| | | |
|----------------------|--------------------|--|
| $\Delta\eta_{Lw}$ | – | Verlust durch Ladungswechsel |
| $\Delta\eta_m$ | – | Verlust durch mechanische Reibung |
| $\Delta\eta_{rV}$ | – | Verlust durch reale Verbrennung |
| $\Delta\eta_{uV}$ | – | Verlust durch unvollkommene Verbrennung |
| $\Delta\eta_{Ww}$ | – | Verlust durch Wandwärmeübergang |
| $\Delta\varphi_{VD}$ | °KW | Verbrennungsdauer |
| ε | – | Verdichtungsverhältnis |
| ζ | – | exergetischer Wirkungsgrad; Verlustbeiwert |
| η | N s/m ² | (dynamische) Viskosität |
| η | – | Wirkungsgrad |
| η_C | – | Wirkungsgrad des Carnot-Prozesses |
| η_e | – | effektiver Wirkungsgrad |
| η_i | – | innerer (indizierter) Wirkungsgrad |
| η_m | – | mechanischer Wirkungsgrad |
| η_{se} | – | effektiver isentroper Wirkungsgrad |
| η_{si} | – | innerer isentroper Wirkungsgrad |
| η_{Te} | – | effektiver isothermer Wirkungsgrad |
| η_{th} | – | thermodynamischer Wirkungsgrad |
| η_{Ti} | – | innerer isothermer Wirkungsgrad |
| η_v | – | Wirkungsgrad des vollkommenen Motors |
| κ | – | Isentropenexponent |
| λ | – | Luftverhältnis, Luftzahl |
| λ_a | – | Luftaufwand |
| μ_{JT} | K/Pa | Joule-Thomson-Koeffizient |
| ν | m ² /s | kinematische Zähigkeit, Viskosität ($= \eta/\rho$) |
| ρ | kg/m ³ | Dichte |
| ρ_{Kr} | kg/m ³ | kritische Dichte |
| τ | s | Zeit |
| φ | ° KW | Kurbelwinkel |
| φ_{ED} | °KW | Einspritzdauer |

| | | |
|----------------|-----------------|-------------------------------------|
| φ_{ES} | °KW | Einspritzbeginn |
| φ_{VB} | °KW | Verbrennungsbeginn |
| ω | s ⁻¹ | Winkelgeschwindigkeit |
| Φ | – | Equivalence Ratio (= 1/ λ) |

Konstanten

| | | | |
|-------|--------------------------|------------------|----------------------------------|
| c_L | 2.9979 · 10 ⁸ | m/s | Lichtgeschwindigkeit im Vakuum |
| e | 2.7183 | – | Eulersche Zahl |
| g | 9.8067 | m/s ² | Normalfallbeschleunigung |
| R_m | 8314.5 | J/(kmol K) | allgemeine (molare) Gaskonstante |

Indizes und Abkürzungen

| | | | |
|----------------------------------|---|------------------|---|
| 0D | nulldimensional | DI | Direct Injection (Direkteinspritzung bzw. Direkteinblasung) |
| 1D | eindimensional | DIN | Deutsches Institut für Normung |
| 3D | dreidimensional | DPF | Dieselpartikelfilter |
| a | aus, außen, äußere | EB | Einspritzbeginn bzw. Einblasebeginn |
| ab | abgeführt(e Wärme) | ECU | Engine Control Unit |
| abs | absolut | EIA | Energy Information Administration |
| Abg | (im) Abgas | EN | Europäische Norm |
| AGR | Abgasrückführung | EU | Europäische Union |
| ATL | Abgasturbolader | fl | flüssig, Flamme |
| AVL BOOST | Motorprozessrechnung der AVL List GmbH | FMEP | Friction Mean Effektive Pressure |
| B | Brennstoff; Bildung | g | gasförmig |
| BD | Brenndauer | geom | geometrisch(es) |
| BMEP | Brake Mean Effective Pressure | ges | gesamt |
| c | Kompression | GE | General Electrics |
| c.i.f. | cost, insurance, freight | H ₂ | Wasserstoff |
| CBM | Coal Bed Methane | H ₂ O | Wasser |
| CFD | Computational Fluid Dynamics | HC | Kohlenwasserstoff |
| CH ₄ | Methan | HH | Henry Hub |
| C ₂ H ₆ | Ethan | i | innen; indiziert; Laufvariable (1, 2, . . . , k) |
| C ₃ H ₈ | Propan | IEA | International Energy Agency |
| C ₄ H ₁₀ | Butan | IEO | International Energy Outlook |
| CH ₄ N ₂ O | Harnstoff | I _K | Klopfindex |
| CNG | Compressed Natural Gas | IMEP | Indicated Mean Effektive Pressure |
| CNG-DI | Erdgas Direkteinblasung | | |
| CO | Kohlenmonoxid | | |
| CO ₂ | Kohlendioxid | | |
| CZ | Cetanzahl | | |
| d | Dampf | | |

| | | | |
|-----------------|--|----------|---|
| ISO | International Organization for Standardization | | Zusammenarbeit und Entwicklung |
| JCC | Japanese Crude Cocktail | ÖNORM | Österreichische Norm |
| k | Anzahl der Komponenten | OT | oberer Totpunkt |
| k. A. | keine Angabe | OZ | Oktanzahl |
| kin | kinetisch | pot | potentiell |
| konst | konstant | PFI | Port Fuel Injection (Saugrohreinspritzung bzw. Saugrohreinblasung) |
| kr, krit | kritisch | | |
| KW | Kurbelwelle; Kurbelwinkel | | |
| l | flüssig (liquid), Luft, Längen- | PKW | Personenkraftwagen |
| LKW | Lastkraftwagen | PM | Particulate Matter (Partikel) |
| LLK | Ladeluftkühler | rel | relativ |
| LNG | Liquefied Natural Gas | rev | reversibel |
| LPG | Liquefied Petroleum Gas | R | Reibung; Reaktion |
| m | mittel; molar | REFPROP | Stoffwerteprogramm des NIST |
| max | maximal | ROZ | Research Oktanzahl |
| min | minimal | SCR | Selective Catalytic Reduction |
| mboe/d | million barrels oil equivalent per day | st | stöchiometrisch; Stoff |
| MFB | Mass Fraction Burnt | SPI | Single Port Injection |
| MFB50% | Mass Fraction Burnt, 50%-Umsatzpunkt | Tr | Tripelpunkt |
| MFB85% | Mass Fraction Burnt, 85%-Umsatzpunkt | TS | Siedepunkt |
| MPI | Multi Point Injection | TTW | Tank-to-Wheel |
| MZ | Methanzahl | UN | United Nations |
| N | Normalbedingungen | UT | unterer Totpunkt |
| NBP | National Balancing Point | <i>v</i> | Volumen |
| NEDC | New European Driving Cycle | <i>v</i> | Verdichtung; vor |
| NEFZ | Neuer Europäischer Fahrzyklus | vol | volumetrisch |
| NG | Natural Gas | VKM | Verbrennungskraftmaschine |
| NGVA | Natural Gas Vehicles Association | WEO | World Energy Outlook |
| N ₂ | Stickstoff | WT | Wärmetauscher |
| NO | Stickstoffmonoxid | WÜ | Wärmeübertrager |
| NO ₂ | Stickstoffdioxid | WTT | Well-to-Tank |
| NO _x | Stickoxide | WTW | Well-to-Wheel |
| NZ | Normzustand (nach ISO 1585) | zu | zugeführt(e) (Wärme) |
| O ₂ | Sauerstoff | zul | zulässig |
| OECD | Organisation für wirtschaftliche | ZOT | Zünd-OT |
| | | Zyl | Zylinder |
| | | ZZP | Zündzeitpunkt |

Operatoren

Formelzeichen und Abkürzungen

d vollständiges Differential
 δ unvollständiges Differential

∂ partielles Differential
 Σ Summe

1 Einleitung

Die CO₂-Emissionen zählen zu den größten anthropogenen Treibhausgas-Emissionen weltweit. Studien zufolge wird der weltweite Primärenergieverbrauch bis zum Jahr 2040 um bis zu 56% ansteigen. Getrieben durch Bevölkerungswachstum und steigenden Lebensstandards sowie außerordentlich hohem Wirtschaftswachstum von Staaten wie China oder Indien nehmen, wie in Bild 1.1 zu sehen, Nicht-OECD-Länder hier den größten Anteil, über 85%, am Verbrauch ein [1].

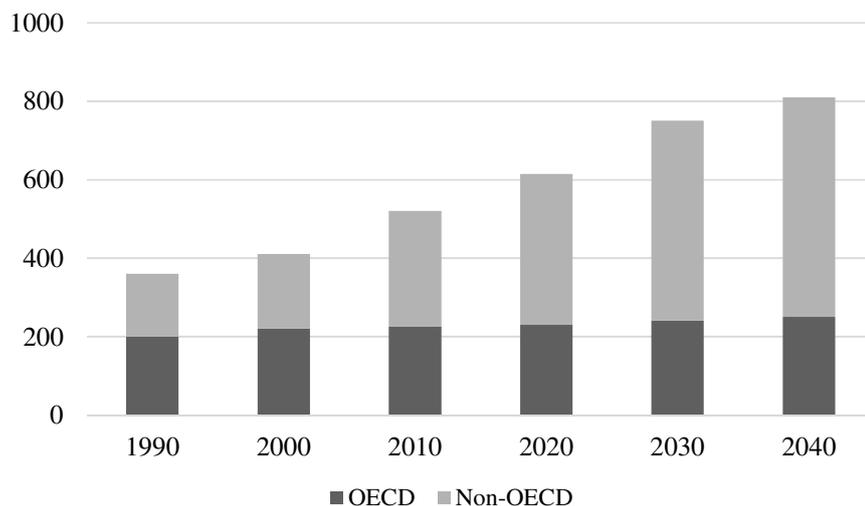


Bild 1.1: Weltenergieverbrauch, 1990–2040 in BTU¹ [1]

Diese Entwicklung führt auch zu erheblichem Zuwachs an Transport von Mensch und Waren, lokal sowie auch global. So beläuft sich die Zahl der registrierten PKW auf fast 800 Millionen und bei den Nutzfahrzeugen auf mehr als 300 Millionen, wobei sich die Anzahl der Fahrzeuge pro Person zwischen Industrie-, Schwellen-, und Entwicklungsländern immer noch um den Faktor 6 unterscheiden [2]. In diesem Zusammenhang sind nicht nur CO₂-Emissionen, sondern bei zunehmender Urbanisierung, auch beispielsweise Stickoxid- und Partikelemissionen problematisch zu sehen. Dem zu begegnen gibt es mehrere Ansätze oder Kombinationen daraus:

¹British Thermal Unit; 1 BTU=1055,05 J

- Wirkungsgradsteigerung
- alternative Kraftstoffe
- nachhaltige Energieträger
- effiziente Raumplanung
- Bewusstseinschaffung

Ein pragmatischer Ansatz ist es, im Bereich alternativer Kraftstoffe, Erdgas mittelfristig als Substitut für kohlenstoffhaltige Energieträger heranzuziehen. Exploration, Produktion und Handel mit Erdgas zeigten, abgesehen von erneuerbarer Energie, den größten Aufwärtstrend im Bereich Primärenergie und dieser wird sich laut Studien auch fortsetzen.

Während sich im industriellen Bereich und der Stromerzeugung mehr und mehr komprimiertes Erdgas (CNG) etabliert, hält sich die Ausbreitung von Erdgas auf dem Transportsektor noch in Grenzen.

Der Großteil bestehender Motorkonzepte beruht neben Zündstrahl-Gasmotoren auf dem Otto-Prinzip mit Saugrohreninblasung oder Direkteinblasung. Allen gemein ist, dass der Kraftstoff in gasförmigem oder überkritischem Zustand in den Brennraum oder das Saugrohr eingebracht wird.

2 Erdgas als Kraftstoff

In erster Linie erscheint die Forcierung von Erdgas als Treibstoff sinnvoll im Hinblick auf den Klimawandel, der lokalen Luftgüte, der Diversifizierung der Kraftstoffbasis und der, global gut verteilten, reichhaltigen Vorkommen. Für den Verbraucher liegt der größte Anreiz in den geringeren Kosten.

Dieses Kapitel soll diesen Sachverhalt durch kurze ökonomische und ökologische Betrachtungen näher beleuchten und darstellen, wo und warum insbesondere LNG als Kraftstoff im Transportbereich eingesetzt werden soll.

2.1 Ökonomische Aspekte

Erdgas erlebt hinsichtlich Exploration und Förderung derzeit einen starken Aufschwung. Verantwortlich sind klimapolitische Anstrengungen sowie der Ausbau der Fördermethoden unkonventioneller Erdgas-Vorkommen, wie Tight Gas, Schiefergas und Coal Bed Methane (CBM). Auch die Etablierung neuer Märkte sowie der steigende Handel tragen zu einem gesteigerten Wettbewerb bei und beeinflussen zukünftig die preisliche Gestaltung von CNG und LNG.

2.1.1 Energiebedarf

Der Primärenergiebedarf wird sich laut Vorhersagen in den Jahren zwischen 2000 bis 2050 annähernd verdoppeln. Um diesem Trend folgen zu können, wird es notwendig immer mehr Quellen mit neuen Technologien zu erschließen. Zusätzlich steigt der Bedarf an sauberer Energie, worin Erdgas einen bedeutenden Beitrag liefern könnte. Zu diesem Thema wurde von der International Energy Agency (IEA) eine Sonderausgabe („goldenes Erdgas-Zeitalter“) zum World Energy Outlook (WEO) herausgegeben, der Faktoren zum Aufschwung, sowie limitierende Faktoren und deren Folgewirkung entwickelt [3].

Vor allem durch die stark steigende Nutzung von Gas in China, dem schwachen Wachstum der Kernkraft, dem Technologiefortschritt bei der Förderung von unkonventionellem Gas und den niedrigen Gaspreisen profitiert Erdgas überdurchschnittlich als Primärenergieträger. Demnach beträgt der durchschnittliche Zuwachs der Gasnachfrage um die 2% pro Jahr. Der Gasbedarf steigt bis in das Jahr 2035 auf ca. 5,1 Billionen m³, womit der Anteil am Weltenergiemix von 21% auf 25% ansteigt und in diesem Szenario den stärksten Anstieg im Vergleich zu anderen Energieträgern annimmt[3]. Bild 2.1 zeigt die Entwicklung im Vergleich zu anderen Energieträgern.

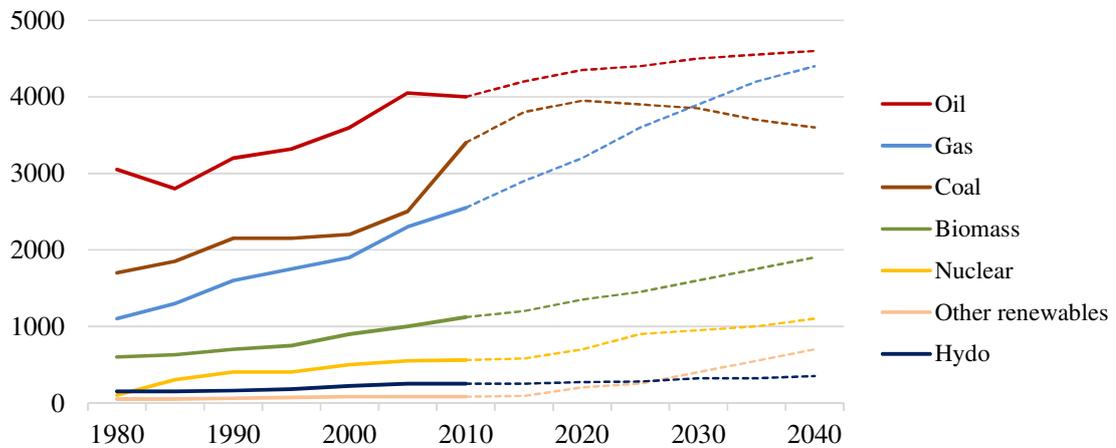


Bild 2.1: Primärenergiebedarf in Megatonnen Öl-Äquivalent, weltweit nach Kraftstoffsorten im GAS Szenario¹ [3]

Auch andere Szenarien, wie beispielweise das New-Policies-Scenario² im International Energy Outlook (IEO) 2013 der Energy Information Administration (EIA), prognostizieren einen deutlichen Anstieg von 1,4% jährlich zwischen 2010 und 2020 und weiter 1,1% jährlich zwischen 2020 und 2040, wobei sich der LNG-Verbrauch mehr als verzweifacht zwischen 2010 und 2040 [1].

Energiebedarf in den verschiedenen Sparten

Derzeit nimmt die Strom- und Wärmeerzeugung den größten Teil des weltweiten Erdgasverbrauchs ein. Unabhängig von klimapolitischen Szenarien wird der Anteil zwischen 2010 und 2035 mit einem durchschnittlichen Zuwachs von 1,6% pro Jahr ca. 40% des gesamten Zuwachses darstellen. Wie in Bild 2.2 gezeigt, könnten die durchschnittlichen Zuwächse der verschiedenen Sparten pro Jahr für:

- Hausverbrauch (Heizung und Warmwasser) bei 1,3%,
- Industrieller Verbrauch bei 1,9%,
- Transport bei 4,7% liegen (New-Policies-Scenario) [4]

¹GAS Szenario: Positive Zukunftsannahme für Erdgas; siehe Literatur [3]

²New Policies Scenario: Zugrunde liegen bereits umgesetzte politische Entscheidungen und ein negativer Ausblick für künftige politische Entscheidungen; siehe Literatur [1]

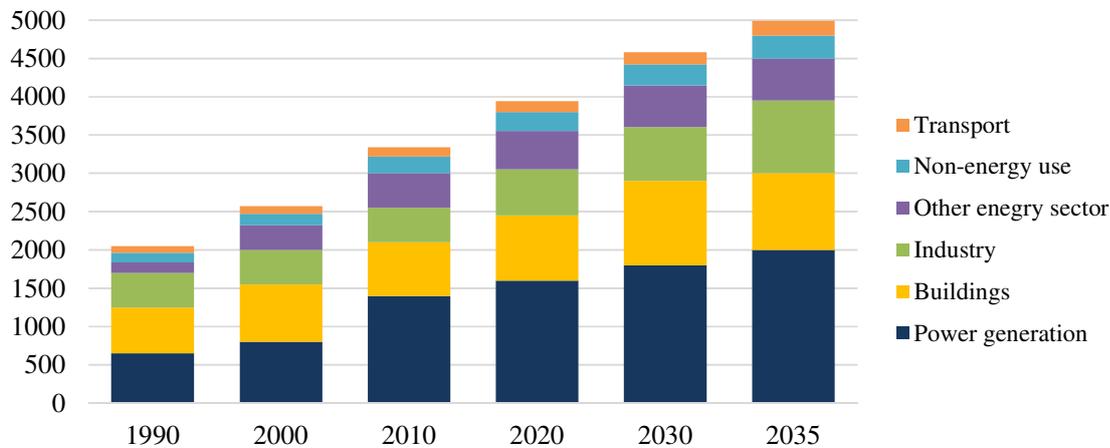


Bild 2.2: Weltweiter Gasverbrauch in Milliarden Kubikmeter pro Sektor im New-Policies-Scenario [4]

Energiebedarf im Transportsektor

Ähnlich dem Trend im Gesamtenergiebedarf steigt auch der Bedarf an Transport von Personen und Gütern durch die hohe Bevölkerungszuwachsrates und steigenden Lebensstandards in den Nicht-OECD-Ländern überproportional an. Der Straßenverkehr ist der führende Verbraucher unter den Transportarten. Der Großteil des Ölverbrauchs fällt heute dem Transportsektor zu und soll von 46 Millionen Barrel pro Tag im Jahr 2011 auf über 60 Millionen Barrel steigen. Dabei liegt der Erdölverbrauch von PKW und leichten NFZ bei 19 Millionen Barrel pro Tag und der des Straßengüterverkehrs bei 13 Millionen Barrel pro Tag [4]. Durch den hohen Anteil an Flüssigkraftstoffen und den immer noch sehr großen Unterschieden der Fahrzeugdichte in OECD- und Nicht-OECD-Ländern kann der Energiebedarf nicht hauptsächlich durch Erdöl abgedeckt werden. Zusammen mit klima- und emissionspolitischen Zielen sowie der Preisentwicklung der Primärenergieträger ergibt sich damit, unter Annahme weiterer Förderung erneuerbarer Energieträger, auch ein steigendes Potenzial für Erdgas als alternativer Kraftstoff. Besonders im PKW-Bereich entwickeln die Autohersteller bivalente oder auch reine Erdgaslösungen. Zunehmend zieht jedoch auch, wie in Bild 2.3 zu sehen, der Schwerlastbereich nach, wobei hier vor allem die Treibstoffkosten treibender Faktor sind.

Derzeit tragen Erdgasfahrzeuge weit weniger als 1% zum weltweiten Kraftstoffverbrauch und zum gesamten Erdgasverbrauch bei. 2011 bewegen sich rund 14 Millionen Erdgasfahrzeuge weltweit auf den Straßen, versorgt durch ein CNG/LNG-Tankstellennetz von 20.000 Zapfsäulen. Wie in Bild 2.4 zu sehen, teilt sich 70% der Erdgasfahrzeuge und 50% der Zapfsäulen auf die Länder: Iran, Pakistan, Argentinien, Brasilien und Indien auf, wobei der asiatische Raum, speziell mit China, stark im Vormarsch ist [6].

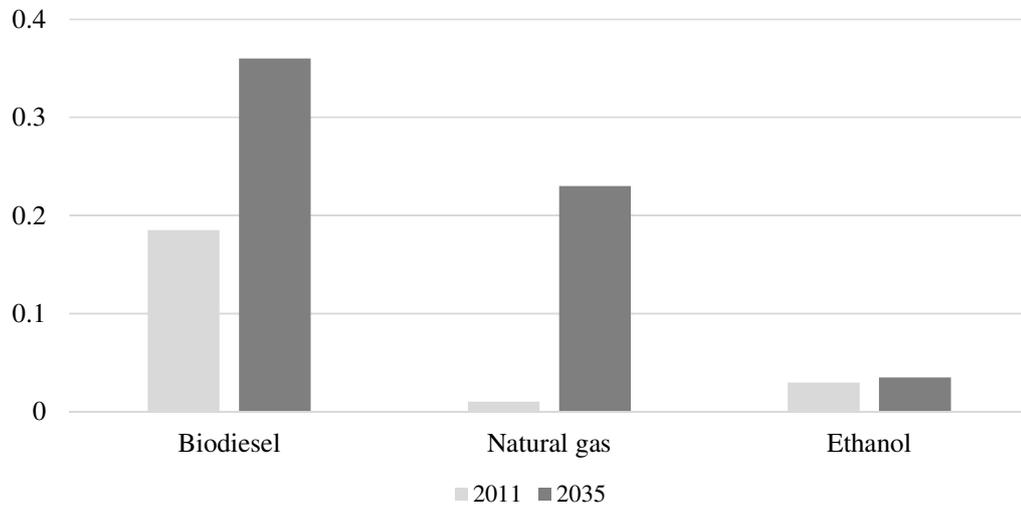


Bild 2.3: Alternativer Treibstoffeinsatz in mboe/d im Schwerlastverkehr im New-Policies-Scenario [4]

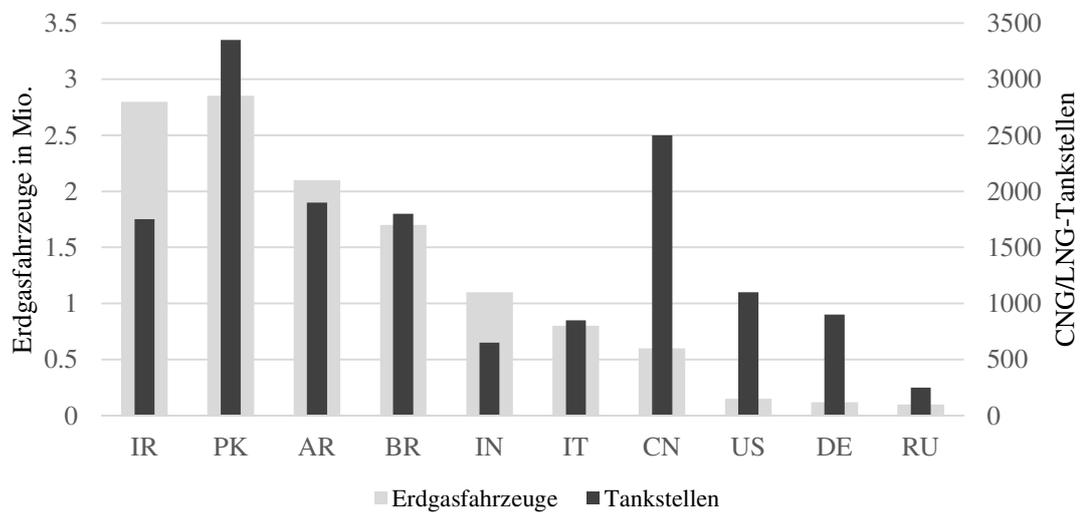


Bild 2.4: Märkte für Erdgasmobilität [5]

2.1.2 Globale Erdgasressourcen

Erdgas ist fast überall auf der Welt in großem Ausmaß vorhanden. Derzeit kommt der Großteil der Förderung (85%) aus konventionellen Gasressourcen. Allein dieser, zurzeit bekannte, Anteil bieten das Potenzial den derzeitigen, globalen Verbrauch über 120 Jahre zu decken. Einschließlich der unkonventionellen Gasressourcen kann der Verbrauch, mit heutigen Fördertechniken und derzeitigen Fördermengen, über 250 Jahre gedeckt werden. Wie Bild 2.5 zu entnehmen, sind die Vorkommen auch geografisch relativ gleichmäßig verteilt [3]. Die größten konventionellen Ressourcen liegen in Russland und dem mittleren Osten, die größten unkonventionellen in Nordamerika und in der asiatisch-pazifischen Region. Durch den Boom der amerikanischen Schiefergasförderung werden die USA bis zum Jahr 2035 längst vom Gasimportland zum Exportland avancieren, was sich richtungsweisend auf die Preisgestaltung auswirkt. Russland wird allen Szenarien zufolge auch 2035 der größte Gasexporteur bleiben.

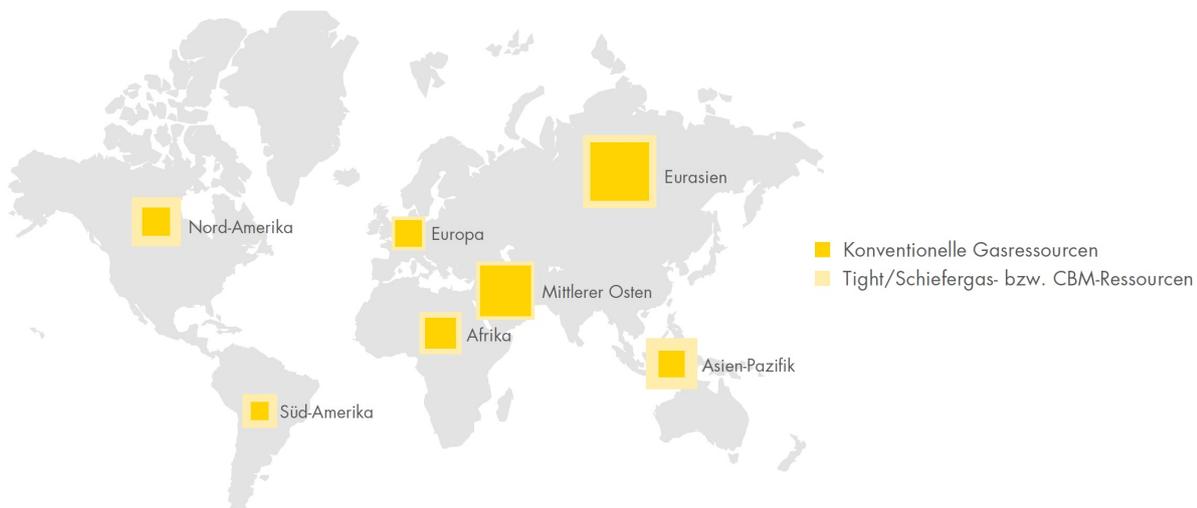


Bild 2.5: Erdgasressourcen, globale Verteilung [5]

2.1.3 Erdgasmarkt

Der internationale Gashandel wird in den kommenden 30 Jahren um bis zu 80% auf 1.200 Milliarden Kubikmeter zunehmen. Vor allem der LNG-Markt wächst überproportional, worauf der Handel mit zahlreichen LNG-Projekten in Planung und Fertigstellung reagiert. Das Wachstum im LNG-Bereich bietet Potenzial zur Flexibilisierung und Diversifikation am Gasmarkt, was sich bedeutend in der regionalen Bezugsmöglichkeit und den Preisen bemerkbar machen wird.

Preise und Preisbildung

Bis zum Jahr 2005 befanden sich die Gaspreise weltweit auf einem ähnlichen Niveau. Insbesondere die Etablierung der Schiefergasförderung in den USA, Mitte des vorigen Jahrzehnts, führte zur Entwicklung differenzierter Preisbildungsmechanismen mit entscheidendem Einfluss auf das preisliche Niveau. Grundsätzlich sind zwei große Mechanismen zu unterscheiden:

- Gaspreis gekoppelt an Erdöl
- Gaspreisbildung am freien Markt (Gas-to-Gas)

Der Großteil des Gashandels in Europa und OECD-Asien wird mit Langzeit-Verträgen bezogen auf Ölpreise gebildet, wenn auch mit einigen Mechanismen zur Glättung und Anpassung. In Nordamerika, Kanada, Großbritannien, Australien und zunehmend auch in Kontinentaleuropa werden die Gaspreise durch die steigende Anzahl an Märkten frei durch den Markt bestimmt. Bild 2.6 spiegelt den Verlauf der Gaspreise in den letzten Jahren wieder, wo sich zeigt, dass die Gaspreise in Nordamerika und Kanada entkoppelt von den Erdölpreisen auf einem viel niedrigeren Niveau liegen als beispielsweise in Japan. Dort beziehen sich die Preise auf den Japanese Crude Cocktail (JCC). Die enge Korrelation des Gaspreises in Großbritannien über den National Balancing Point (NBP) und in den USA über den Henry Hub (HH) wird 2010 durch eine Neuorientierung an den höheren kontinentaleuropäischen Preisen gebrochen [3].

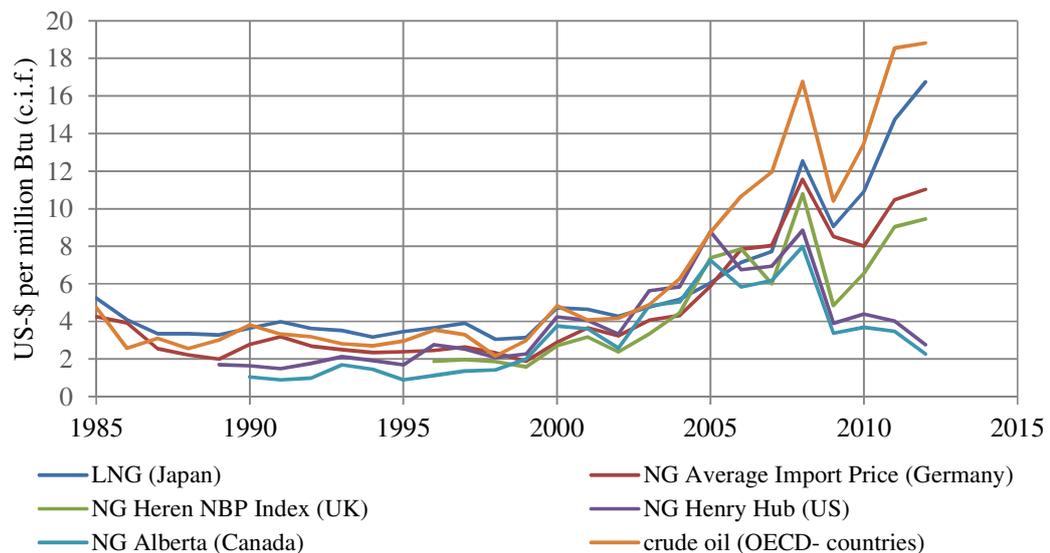


Bild 2.6: Preisentwicklung von Erdgas; Daten nach [7]

Langfristig gesehen wird die Preisbildung am freien Gasmarkt stattfinden, woran nicht zuletzt der steigende LNG-Handel beteiligt ist. Der Spotmarkt und die Kurzzeitverträge sind in den letzten zehn Jahren rapide auf über 25% des gesamten LNG-Volumens gestiegen. Diese Entwicklung führte in letzter Zeit zum Bau zahlreicher Verflüssigungs und Rückvergasungsanlagen [4].

Der LNG-Handel mit den beteiligten Lieferanten und Abnehmern steigt bei weitem schneller als der Pipelinebau voranschreiten könnte. Die Anzahl an LNG-Exportländern nimmt zwischen 2001 und 2012 von 12 auf 20, die der Abnehmerländer von 12 auf 25 zu. Strategische Analysen des GE-Konzerns gehen davon aus, dass sich der Trend verstärken wird und das LNG-Netzwerk bis zum Jahr 2020 auf 25 Exportländer und 42 Importländer anwachsen wird. Wie Bild 2.7 zeigt, könnten neben Katar vor allem Australien und die USA zu den Hauptexporteuren zählen [8].

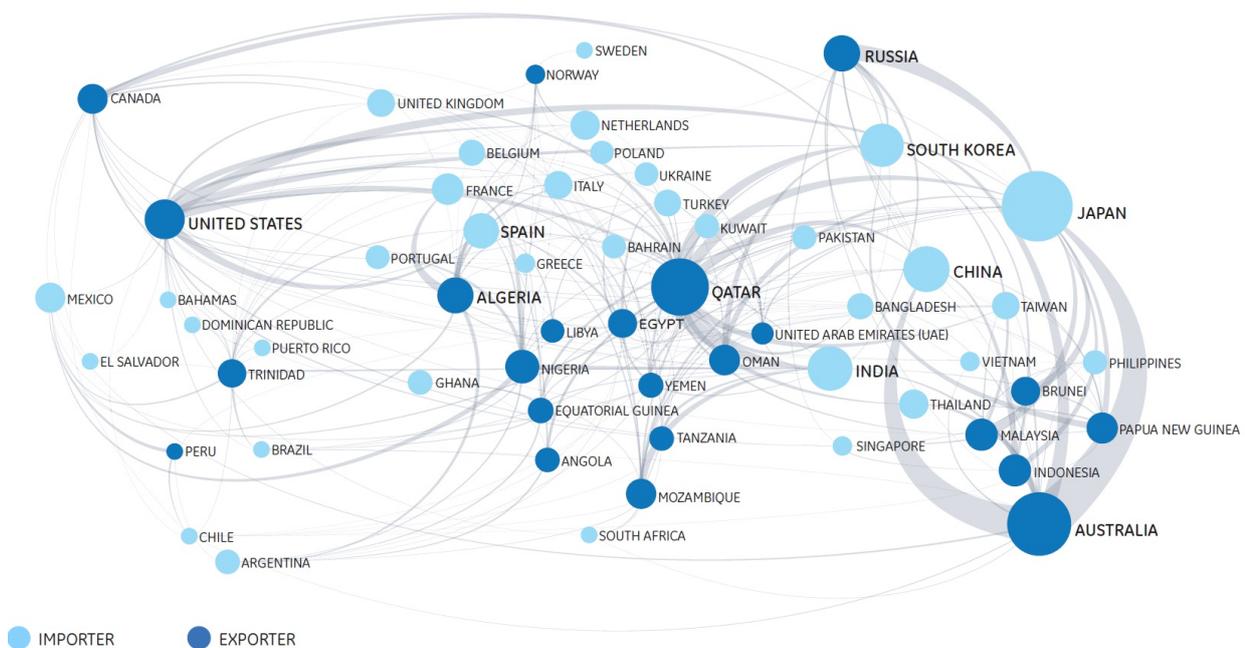


Bild 2.7: Globales LNG-Netzwerk im Jahr 2020 [8]

Durch den Bau örtlich weit verteilter LNG-Terminals entsteht ein robustes Netzwerk. Dies erhöht die Flexibilität, erweitert die Unabhängigkeit von Pipelines und führt zu sinkender regionaler Abhängigkeit der Gaspreise und leistet damit einen entscheidenden Beitrag die flächendeckende Versorgung von Erdgas in sowohl gasförmig als auch flüssig zu ermöglichen.

2.2 Ökologische Aspekte

Seit Mitte des 19. Jahrhunderts steigt die Temperatur global durchschnittlich $0,14^{\circ}\text{C}$ pro Jahrzehnt. Hauptverantwortlich dafür werden anthropogene Treibhausgas-Emissionen gemacht. Neben der Energiewirtschaft nimmt der Transport- und Verkehrssektor, mit nahezu einem Fünftel der CO_2 -Emissionen, den zweiten Platz ein. Im Anbetracht des Klimawandels gilt es, vor allem in diesen zwei Sparten die Emissionen zu reduzieren um den größten Effekt zu erzielen.

Doch nicht nur die Treibhausgase, sondern auch Luftschadstoffe wie NO_x , CO , HC oder Partikel belasten zunehmend die Umwelt.

Hier eröffnet sich die Möglichkeit durch Verwendung von Erdgas als Kraftstoff CO_2 -Emissionen sowie Schadstoffemissionen entscheidend zu senken.

2.2.1 Treibhausgas

Mit Anbruch der industriellen Revolution begann auch der extreme Anstieg des Primärenergiebedarfs, der zunächst überwiegend durch Kohle gedeckt wurde. Vor allem durch die Vorteile flüssiger Brennstoffe im Mobilitätsbereich stieg der Anteil an Erdöl im Energiemix nach und nach an. Im Hinblick auf CO_2 -Reduktion wäre es sinnvoll die Energieträger in Richtung kürzeren molekularen Aufbau zu substituieren.

Den einfachsten Molekülaufbau besitzt Methan mit der Formel CH_4 – mit dem Wasserstoff-zu-Kohlenstoff-Verhältnis 4:1. Wie Bild 2.8 gezeigt bietet Erdgas, dessen Hauptbestandteil Methan ist, das größte Potenzial an CO_2 -Reduktion im Bereich der Kohlenwasserstoffe.

Bei vollständiger Verbrennung von Kohlenwasserstoffen entsteht gemäß Bruttoreaktionsgleichung unter Aufnahme von Sauerstoff CO_2 und Wasser (vgl. Gleichung 4.1). Hier zeigt sich der Einfluss des Kohlenstoffanteils im Kraftstoff auf die CO_2 -Emission. In Tabelle 2.1 ist der CO_2 -Ausstoß bei Verbrennung, normiert auf den Heizwert, der verschiedenen Kraftstoffe dargestellt. Bei einem Wasserstoff/Kohlenstoff-Verhältnis von Otto- und Dieselmotoren mit ca. 2/1 und von Methan mit 4/1 liegt die CO_2 -Einsparung von Methan bei ca. 25% wenn man den Wirkungsgrad als konstant annimmt. Mit steigender Moleküllänge nimmt der CO_2 -Vorteil ab und liegt beispielsweise bei LPG (Autogas mit 40% Propan und 60% Butan) bei etwa 10.2%. Unter Berücksichtigung derzeit verfügbarer Technologie und deren Wirkungsgrade fällt der CO_2 -Vorteil von Erdgas gegenüber modernen Dieselmotoren, mit etwa 15% doch geringer aus als vorher angenommen.

Um bessere Aussagen über den Umwelteinfluss verschiedener Kraftstoffe zu tätigen wird die Treibhausgasbilanz im Allgemeinen über Well-to-Wheel (WTW) bilanziert. Hier wird neben dem Tank-to-Wheel (TTW)-Teil (Verbrennung, Wirkungsgrad, usw.) auch die Herstellung oder Förderung, Verteilung sowie der Treibhausgasaufwand der verwendeten Technologie berücksichtigt und als Well-to-Tank (WTT) bezeichnet.

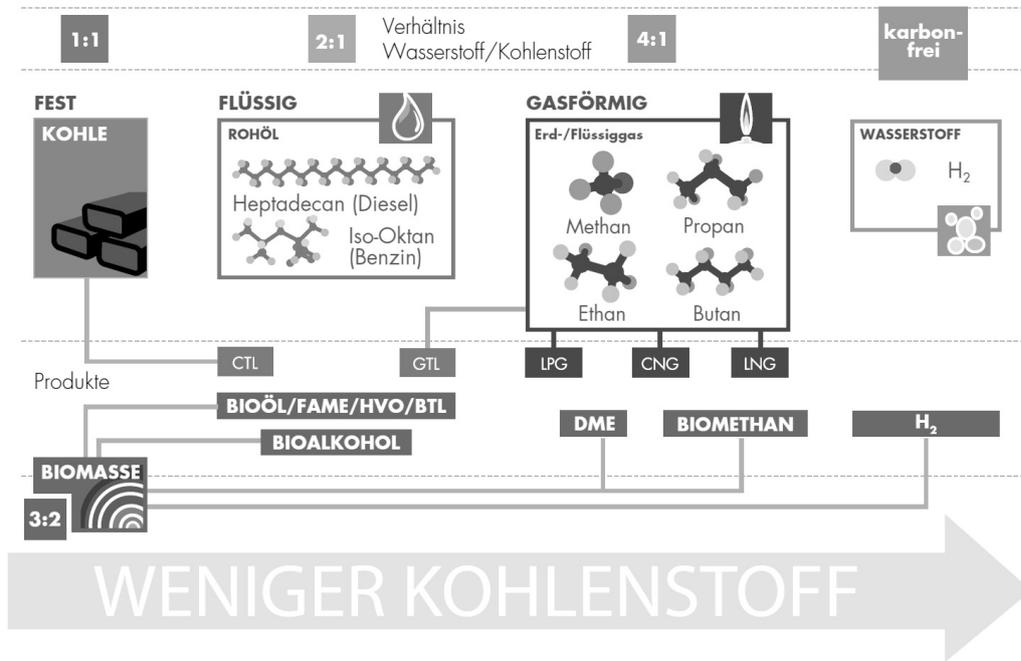


Bild 2.8: Wasserstoff-zu-Kohlenstoff-Verhältnis [5]

Tabelle 2.1: CO₂-Ausstoß bezogen auf den Heizwert

| Kraftstoff | Heizwert MJ/kg | Dichte kg/dm ³ | Molmasse kg/kMol | Molanteil | | CO ₂ -Ausstoß | |
|---------------|-------------------|------------------------------|---------------------|-----------|------|--------------------------|-------|
| | | | | [C] | [H] | kg/MJ | % |
| Benzin | 42 | 0,75 | | 0,32 | 0,68 | 74,2 | 100 |
| Diesel | 42,5 | 0,831 | | 0,35 | 0,65 | 74,8 | 100,8 |
| Methan | 50,01 | | 16,043 | 0,2 | 0,8 | 54,9 | 74 |
| Ethan | 47,49 | | 30,069 | 0,25 | 0,75 | 61,6 | 83,1 |
| Propan | 46,53 | | 44,096 | 0,27 | 0,73 | 46,6 | 87,1 |
| Butan | 45,72 | | 58,123 | 0,29 | 0,71 | 66,2 | 89,3 |

Well-to-Wheel-Betrachtung und regenerative Energieträger als Treibstoff

Der Vorteil von Methan gegenüber Benzin oder Diesel wirkt sich vor allem im Tank-to-Wheel-Bereich aus. Die Well-to-Tank-Emissionen durch die Förderung, Lagerung und den Transport variieren durch die vielfältigen Produktions- und Verteilungswege sehr stark, sind aber im Mittel annähernd gleich. Damit hat auch unter Well-to-Wheel-Betrachtung Erdgas unter den fossilen Brennstoffen das größte Treibhausgas-Einsparungspotenzial. Laut Studien von Shell liegen die Reduktionen der Well-to-Wheel-Emissionen bei CNG-Fahrzeugen im Bereich von 24%. Betrachtungen für LNG im Bereich Schwerlastverkehr ergaben regional stark unterschiedliche Ergebnisse. Hier wird ein Einsparungspotenzial von 10% – 20% in Europa sowie bis zu 10% in den USA im Vergleich zu dieselbetriebenen Sattelzügen angenommen [5].

Weitaus größere Treibhausgasreduktionen werden aber beim Einsatz von regenerativen Energieträgern erzielt werden. Den größten Beitrag kann die Biomasse liefern. Des Weiteren liegt es nahe, Biogas aus Deponien, Schmutzwasser, Nutztierhaltung, etc. zu gewinnen, wo neben den energetischen Nutzen auch noch die Emission von klimaschädlichen Verbindungen wie Methan und Lachgas vermindert wird. Bild 2.9 zeigt die WTW-Treibhausgas-Einsparungen verschiedener Kraftstoffe und Kombinationen umgerechnet in CO₂-Äquivalent. Durch Vergasung und Reinigung kann Biomasse und Biogas aus Deponien und Gülle ohne weiteres in bestehende Netze eingespeist werden und so als Kraftstoff zu Verfügung gestellt werden [9].

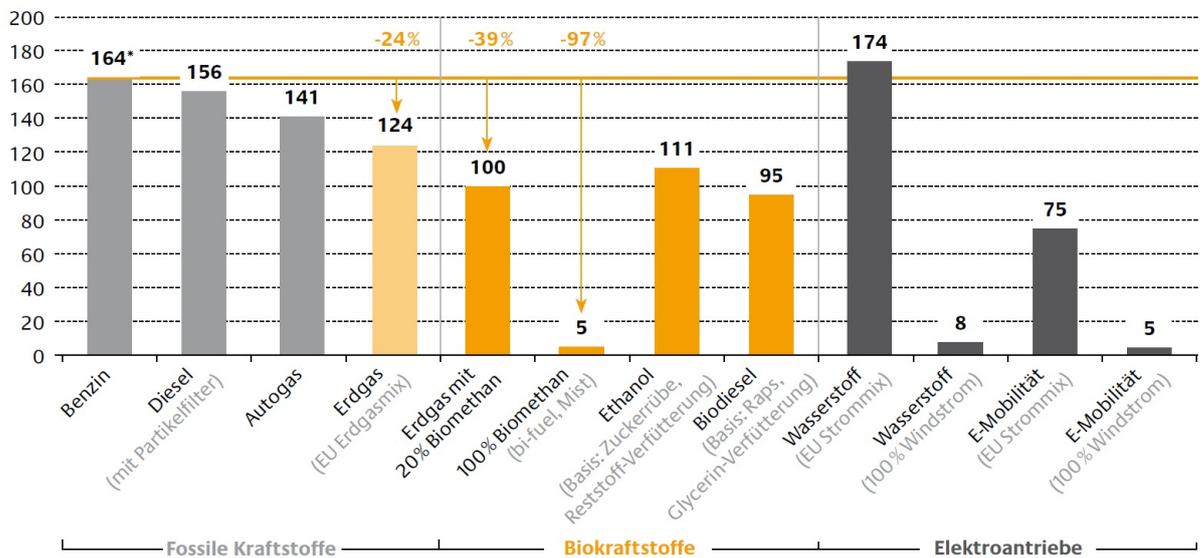


Bild 2.9: Well-to-Wheel-Treibhausgaseinsparung³ in g CO₂-Äquivalent/km [9]

Einen weiteren interessanten Ansatz für das Speicherproblem von erneuerbaren Energien stellt „Power-to-Gas“ dar. Viele dieser Energiequellen, wie Solarenergie oder Win-

³Referenzfahrzeug: Ottomotor (Benzin, Saugmotor), Verbrauch: 7 l/100km

denergie stehen äußerst volatil und unabhängig vom Verbrauch zur Verfügung. Um in Hochlastzeiten, bei niedrigem Verbrauch, die Anlagen trotzdem bestmöglich zu nutzen besteht die Möglichkeit über Elektrolyse Wasserstoff und durch anschließende Methanisierung Methan herzustellen, und schließlich zu speichern oder dem bestehenden Erdgasnetz zuzuführen [10].

2.2.2 Schadstoff-Emissionen

Die globale Luftverschmutzung, vor allem die Luftqualität in Ballungsräumen gab Anlass zu strengen Emissionsgesetzgebungen in den meisten Ländern. Schon Anfang 1990 wurden europaweit Abgasgrenzwerte für alle Fahrzeugklassen eingeführt. In den Schadstoffklassen sind die Emissionen Kohlenmonoxid (CO), Kohlenwasserstoff (HC), Stickoxide (NO_x) und Particulate Matter (Partikel) (PM) limitiert.

In Bild 2.10 ist graphisch dargestellt wie sich die Grenzwerte für Feinstaub- und NO_x-Emissionen in den europäischen Schadstoffklassen für LKW über 3,5 Tonnen über die Jahre signifikant verringern.

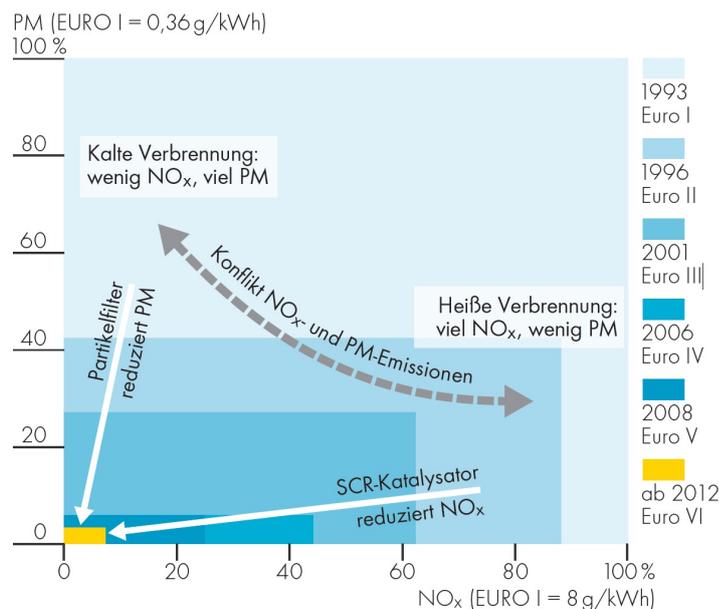


Bild 2.10: Entwicklung der Abgasgrenzwerte infolge der Euronormen[11]

Die Erfüllung der neuen Grenzwerte wurde bis jetzt hauptsächlich durch innermotorische Maßnahmen wie Abgasrückführung (ungekühlt oder gekühlt), Einspritzungs- und Verbrennungsentwicklung ermöglicht, sowie außermotorisch durch eine aufwendige Abgasnachbehandlung mit Katalysatoren und Filtern. Der Zielkonflikt zwischen der Partikel- und der NO_x-Emission und die hohen Kosten aufwendiger Nachbehandlungssysteme haben in den letzten Jahren zu neuen Ansätzen mit SCR-Technologie geführt.

Dies bringt wiederum den Nachteil eines zweiten Betriebsmittels – Harnstoff ($\text{CH}_4\text{N}_2\text{O}$) – mit sich, und damit auch höhere Betriebskosten.

Hier liegt ein weiterer großer Vorteil der Erdgasmotoren. Zahlreiche Studien zeigen, dass es gerade im Bereich Feinstaub und NO_x mit bestehender Technologie möglich ist, die letzten Abgasnormen einzuhalten. Bild 2.11 zeigt die Ergebnisse einer Studie, worin 32 EuroIV-Personenkraftwagen Abgasmessungen unterzogen wurden. Unterschieden wurden Diesel ohne Partikelfilter (Diesel), Diesel mit Partikelfilter (Diesel/DPF), Benzin mit Saugrohreinjection (Benzin), Benzin mit Direkteinspritzung (Benzin DI) und CNG-Saugrohreinblasung (Erdgas).

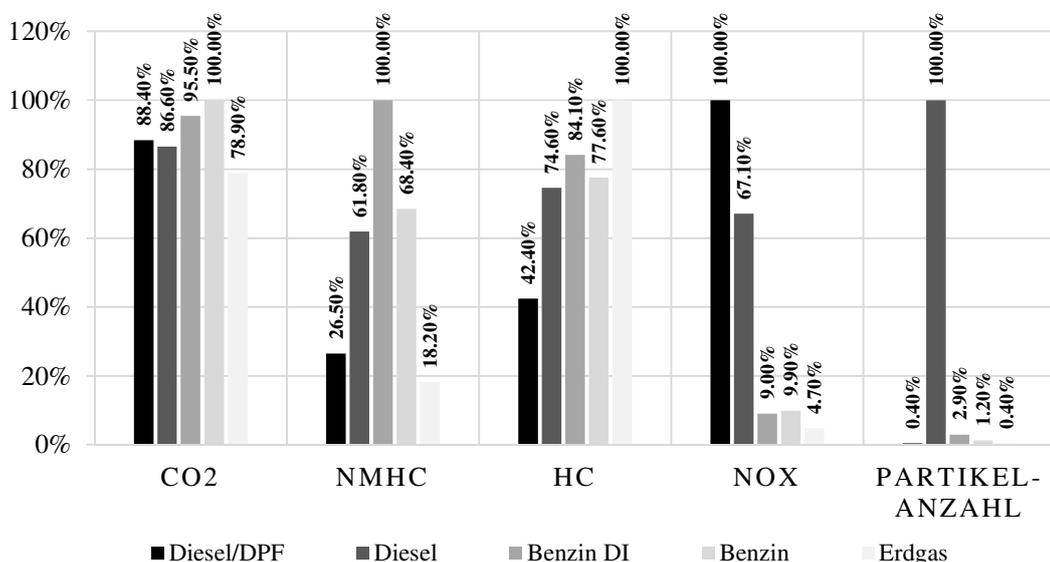


Bild 2.11: Emissionsvergleich verschiedener Antriebsarten in Personenkraftwagen im NEFZ [12]

Auffällig sind die sehr niedrigen Partikel- und NO_x -Emissionen der Erdgasfahrzeuge. Die HC-Emissionen sind erwartungsgemäß höher als in allen anderen Motorisierungen [12]. Ähnliche Ergebnisse, für Schwerlast-LKW's, liegen auch bei Untersuchungen des deutschen Kraftfahrt-Bundesamts vor. Die Untersuchung von 11 Erdgasfahrzeugen, 16 Dieselfahrzeugen und einem Bi-Fuel-Fahrzeug ergab durchschnittliche Reduktionen bei CO um 34%, NO_x um 24% und Partikel um 79%. Allein die HC-Emissionen waren sechs mal höher als die der Diesel-LKW's [13].

Der Hauptgrund für diese Unterschiede liegt vor allem in der Art der Verbrennung und des Molekülaufbaus des Kraftstoffs. Die lokal hohen Temperaturen und das unterschiedliche Luftverhältnis der Diffusionsflamme führen zu den markanten NO_x - und Partikelemissionen einer Dieselverbrennung. Die vorgemischte Verbrennung

des Otto-Prozesses führt zu einer gleichmäßigeren, niedrigeren Temperaturverteilung sowie gleichmäßigem Luftverhältnis im Flammbereich. Dies führt zu geringen NO_x -Emissionen, hat aber gerade in Verbindung mit Methan, durch dessen stabileren Molekülaufbau, Nachteile im Bereich Flammerlöschten in Brennraumwandnähe, was zu den vorher genannten, hohen HC-Emissionen führt.

2.2.3 Lärm

Zahlreiche Studien belegen, dass Lärm Einfluss auf die Gesundheit und das Wohlbefinden beeinträchtigt Personen hat. Die Weltgesundheitsorganisation belegte 2008, dass Lärm bereits ab einem Niveau von 40 dB(A) eine schwere Belästigung darstellt und zu Schlafstörungen, Bluthochdruck, Herzkrankheiten und Einschränkungen kognitiver Funktionen führt. Abgesehen von Maßnahmen wie Lärmschutzwände, spezielle Straßenbeläge, Sperrzonen für Schwerverkehr usw. bietet die Erdgasverbrennung vor allem im Schwerlastbereich entscheidende Vorteile gegenüber den vorherrschenden Dieselfahrzeugen [13].

So wurden beispielsweise bei Vergleichsmessungen der Natural Gas Vehicles Association (NGVA) von Müllfahrzeugen Lärmemissionen von 71 dB(A) bei Dieselbetrieb und 66 dB(A) bei Erdgasbetrieb ermittelt. Das entspricht einer Reduzierung von ca. 25% [9].

2.3 Erdgas in flüssiger Form

Folgendes Kapitel soll kurz die Eigenschaften sowie Vor- und Nachteile skizzieren, und aufzeigen ob und in welchen Bereichen Erdgas, insbesondere in flüssiger Form, als Kraftstoff Sinn macht.

2.3.1 Eigenschaften

Den Großteil der Antriebe im Straßenverkehr machen heute Verbrennungsmotoren mit Flüssigkraftstoffen aus. Die Gründe dafür liegen vor allem in der hohen Energiedichte und der einfachen Handhabung. Wie aus Tabelle 2.2 zu entnehmen wäre die Energiedichte von Methan unter Umgebungsbedingungen als Treibstoff absolut ungeeignet.

Energiedichte und Speicherung

Um nun auf vernünftige Energiedichten zu kommen, wird Erdgas einerseits bei Umgebungstemperatur verdichtet als Compressed Natural Gas (CNG) gespeichert oder andererseits bei tiefen Temperaturen verflüssigt (LNG).

⁴Daten und Bezeichnungen laut [5]

Tabelle 2.2: Physikalische Eigenschaften von Methan als Treibstoff ⁴

| Treibstoffform | Druck bar | Temperatur °C | Zustand | spez. Volumen l/kg | Erf. Volumen für Energieinhalt wie 1l Diesel in Liter |
|--------------------------|--------------|------------------|--------------|--------------------------|---|
| NG | 1 | 25 | Dampf | 1563 | 1060 |
| LNG | 1 | -161 | flüssig | 2,38 | 1,6 |
| kaltes LNG | 3 | -146 | flüssig | 2,5 | 1,7 |
| gesättigtes LNG | 8 | -130 | flüssig | 2,75 | 1,9 |
| übersättigtes LNG | 18 | -110 | flüssig | 3,1 | 2,1 |
| CNG | 200 | 25 | überkritisch | 6,25 | 4,3 |
| CNG | 300 | 25 | überkritisch | 4,4 | 3 |

Methan hat den kritischen Punkt bei $-82,6^{\circ}\text{C}$ und 46 bar. bei Verdichtung von 1 bar auf 200 bar geht das Gas ohne Phasenübergang in den Zustand eines kritischen Fluides über und das Volumen verkleinert sich um den Faktor 250. Bei 1 bar Umgebungsdruck liegt der Siedepunkt von Methan bei $-161,64^{\circ}\text{C}$. Bei dem Phasenübergang von gasförmig auf flüssig verkleinert sich das Volumen von 557,2 l/kg auf 2,366 l/kg. Die Volumenverkleinerung aus Kühlung auf $-161,46^{\circ}\text{C}$ und der Verflüssigung zusammengerechnet ergibt eine Reduktion um das mehr als 600-fache [5].

Wie in Tabelle 2.2 zu erkennen, bringt eine weitere Verdichtung immer weniger, da Gase unter hohem Druck nicht mehr als ideale Gase betrachtet werden können. Zusätzlich wird der Speicherdruck durch Verdichtungsaufwand und Materialeigenschaften der Drucktanks begrenzt.

Bei Flüssigtanks wird der Kraftstoff bei Siedetemperatur zwischen 1 bar und 20 bar in wärmeisolierten Behältern gespeichert. Da keine absolut wärmedichte Isolierung existiert muss Kühlleistung aufgebracht werden, um den flüssigen Zustand zu erhalten. Das Verdampfen eines kleinen Teils der Flüssigkeit entzieht der verbleibenden Flüssigkeit den benötigten Anteil an Verdampfungswärme, und kühlt damit die verbleibende Flüssigkeit. Dies wird auch „Boil-Off“ genannt, wodurch jedoch Methan freigesetzt wird. Durch den hohen Treibhausgaseneffekt von CH_4 (ca. 20-faches CO_2 -Treibhausgasäquivalent) schränkt dieser Umstand die Nutzung von LNG für bestimmte Anwendungsgebiete ein.

2.3.2 Transportsektor

Ausgehend von den oben genannten Angaben lässt sich der Einsatzbereich von LNG gegenüber konventionellen, flüssigen Kraftstoffen und CNG eingrenzen. Während flüssige Kraftstoffe in jedem Sektor Anwendung finden ist CNG, vor allem auf Grund der Reichweitenbeschränkung, auf PKW und leichte Nutzfahrzeuge beschränkt. Wie Tabelle 2.3 zeigt, bietet sich LNG vor allem in Bereichen mit kurzen Stillstandszeiten und

großen Reichweiten an.

Ein weiterer Vorteil von LNG liegt in der produktionsbedingten höheren Reinheit. Bei der Verflüssigung werden große Teile von Verunreinigungen wie:

- Höhere Kohlenwasserstoffe
- Unbrennbare Bestandteile wie N_2 , CO_2 , O_2 , H_2O
- Edelgase und
- Schwefelbestandteile

abgeschieden. Dadurch können bei der Verbrennung Emissionen gesenkt werden.

Tabelle 2.3: Eignung verschiedener Kraftstoffe für Verkehrsträger ⁵

| Verkehrsmittel | | Flüssig- Kraftstoffe | bei Umgebungszustand gasförmige Kraftstoffe | | | | Strom |
|------------------|-------------|-------------------------|--|-----|-----|----|-------|
| | | | LPG | CNG | LNG | H2 | |
| PKW | Kurzstrecke | ++ | + | + | - | + | + |
| | Langstrecke | ++ | + | + | - | + | - |
| LKW | Leicht | ++ | + | + | - | + | 0 |
| | Schwer | ++ | - | 0 | + | - | - |
| Schienenfahrzeug | | ++ | - | - | + | - | ++ |
| Schiff | | ++ | - | - | + | - | - |
| Flugzeug | | ++ | - | - | - | - | - |

2.4 Resümee erster Teil

Allen Prognosen nach wird der Energieverbrauch global die nächsten Jahrzehnte weiter stark steigen. In Anbetracht der globalen Umweltprobleme wie Klimaveränderung und Luftverschmutzung steigt die Forderung nach Ansätzen dem entgegen zu wirken. Erdgas bietet hier ein großes Potenzial, da zum einen noch sehr große Vorkommen vorhanden sind, und zum anderen auch der CO_2 -Emissionsvorteil durch den Molekülaufbau gegeben ist.

Zu erwähnt ist jedoch, dass unverbranntes Erdgas ein 21-fach höheres Treibhausgaspotential aufweist als CO_2 . Um den Treibhausgas-Emissionsvorteil von Erdgas bei der Verbrennung nicht maßgeblich zu verschlechtern, müssen von der Förderung, über den

⁵Daten laut [5]

Transport und die Lagerung, bis zur Betankung eines Fahrzeugs, die Methanemissionen so gering als möglich gehalten werden. Um auch, bei der Verbrennung in VKM, die HC-Emissionen niedrig zu halten, müssen teure Oxidationskatalysatoren eingesetzt werden. Methan ist zudem thermisch sehr stabil, womit zur Konvertierung hohe Katalysator Temperaturen erforderlich sind. Bestehende Technologien müssen weiter entwickelt werden, um hohe Konvertierungsraten bei möglichst niedrigen Temperaturen und möglichst früh bereitzustellen und damit die Verbrennungsmotorischen CH_4 -Emissionen zu minimieren.

Insbesondere LNG wird als Kraftstoff ökologisch und wirtschaftlich immer interessanter. Der LNG-Handel hat in den letzten Jahren massiv zugenommen und dieser Trend wird sich auch weiterhin fortsetzen. LNG bietet die Möglichkeit der Diversifikation der Bezugswege und der Reduktion von Abhängigkeiten, was zu mehr Flexibilität am Markt führt und den Wettbewerb belebt. Zahlreiche Projekte wie beispielsweise der „LNG Masterplan for Rhine-Main-Danube“, das „LNG Blue Corridors Project“ oder der Bau und die Planung weiterer neuer Verflüssigungsanlagen sowie Regasifizierungsanlagen belegen das Bestreben, den Boden für LNG als Kraftstoff zu ebnen.

Neben den erwähnten, niedrigen CO_2 -Emission kommen noch die mit gegenwärtigem Entwicklungsstand erzielbaren niedrigen Schadstoffemissionen hinzu. LNG wird ungeachtet des Energieverbrauchs zur Verflüssigung, aus Gründen des Transports und Handels, zur Verfügung stehen. Aus ökologischer und ökonomischer Sicht erweist sich LNG als geeignete Option für Treibstoff im Straßenverkehr, unter Berücksichtigung der Speichermöglichkeit insbesondere für den Schwerlastverkehr.

Der nächste Abschnitt soll nun die thermodynamischen Potenziale von LNG als Kraftstoff anhand einiger Konzepte im Gegensatz zu CNG aufzeigen und bewerten.

3 Stand der Technik

Die meisten Fahrzeughersteller wie z.B. Volkswagen, Mercedes, Opel, Peugeot, Renault oder Fiat am PKW-Markt oder Volvo, Iveco, Mercedes, MAN, Foton oder Kenworth am Schwerlast-Markt, beschäftigen sich in den letzten Jahren verstärkt mit dem Thema Erdgas als Treibstoff. Da LNG bevorzugt im Schwerlastbereich Anwendung findet, sollen hier vor allem Motorkonzepte wie sie in LKW's, Bussen, Kommunalfahrzeugen oder Off-Road-Fahrzeugen verbaut sind, betrachtet werden.

Zu unterscheiden sind, wie Bild 3.1 zeigt, die Art der Speicherung, die Kraftstoffaufbereitung, das Motorkonzept und die notwendige Abgasnachbehandlung.

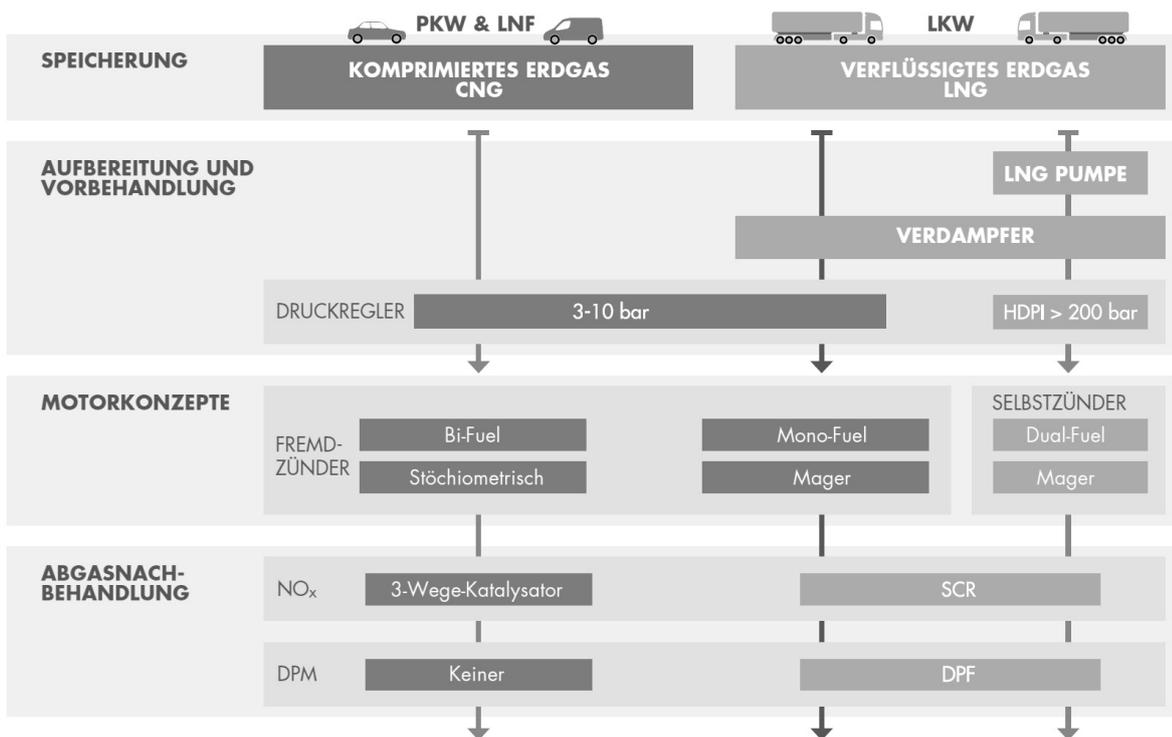


Bild 3.1: Prinzipienteilung bestehender Motorkonzepte [5]

Fahrzeugseitig gibt es grundsätzlich die Möglichkeit Erdgas komprimiert oder flüssig zu speichern. Das verwendete Speicherkonzept hat, wie später erklärt, Auswirkungen auf die Art der Aufbereitung und die Komplexität des Systems.

Die Motorkonzepte können eingeteilt werden in:

- Bivalent
- Monovalent
- Dual-Fuel.

Bivalente Fahrzeuge sind mit Einspritzsystemen und ECU's für Benzin und Erdgas ausgestattet. Es kann im Betrieb zwischen beiden Kraftstoffen umgeschaltet werden. Bivalente Systeme haben den Nachteil, dass sie bauteilseitig nicht für beide Betriebsmittel optimal ausgelegt werden können und somit vor allem als Übergangslösung gedacht sind, um die Abhängigkeit vom Erdgastankstellennetz zu eliminieren. Monovalenter Betrieb ermöglicht die Optimierung für Erdgas, wie beispielsweise die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses, und generiert dadurch Wirkungsgradvorteile. Eben beschriebene Systeme arbeiten nach dem Ottoprinzip (Fremdzündung). Zum Unterschied dazu steht das Dual-Fuel-Konzept mit Diesel-Piloteinspritzung und Kompressionszündung. Da die Selbstzündbedingungen für Methan nicht ohne weiteres erreicht werden können, wird eine kleine Teilmenge Diesel dazu verwendet das Gas-Luft-Gemisch im Brennraum zu entzünden. Reiner Erdgasbetrieb und Dual-Fuel stellen die bevorzugten Systeme im Schwerlastbereich dar.

Zweites Unterscheidungskriterium ist der Einspritzzeitpunkt und der Einspritzort:

- Port Fuel Injection (Saugrohreinjection bzw. Saugrohreinblasung) (PFI)
- Direct Injection (Direkteinspritzung bzw. Direkteinblasung) (DI)

Die meisten derzeit am Markt erhältlichen Erdgas-PKW-Motorisierungen sind Motoren nach dem Otto-Prinzip mit kontinuierlicher oder zeitlich gesteuerter Saugrohreinblasung. Der größte Vorteil liegt in der Einfachheit des Systems. Bei CNG wird der Einblasedruck über ein Druckminderungsventil geregelt, bei LNG gibt es je nach Einblasedruck Tanks mit einem Speicherdruck zwischen 1 und 18 bar, wobei sich die Temperatur des Siedepunkts einstellt, also zwischen -161°C bei 1 bar und -110°C bei 18 bar. Dadurch ist auch in diesem Fall keine Drucksteigerung durch eine Einspritzpumpe erforderlich. Ein großer Nachteil der Saugrohreinblasung gegenüber der Direkteinblasung ergibt sich über den Gemischheizwert. Durch die geringe Dichte von Methan ergibt sich ein niedrigerer Gemischheizwert, der die Leistungsdichte senkt. Trotz der höheren Komplexität des Einspritzsystems (Drucksteigerung, Einblaseventile, etc.) geht die Entwicklung in Richtung Direkteinblasung.

Eine der aktuellen Entwicklungsstufen auf dem LNG-Sektor stellt der Westport HPDI 2.0 Motor mit LNG-Tank und Dual-Fuel-Direkteinspritzung dar. Hier wird der flüssige Kraftstoff aus dem Tank mit einer Pumpe auf Einspritzdruck gebracht, danach über einen Wärmetauscher erwärmt und somit in den überkritischen Zustand übergeführt [14].

Nichts desto trotz sind alle Konzepte dadurch gekennzeichnet, dass die Kraftstoffbeimischung gasförmig oder im überkritischen Zustand geschieht.

4 Thermodynamische Betrachtung

Hohe Effizienz und niedrige Schadstoffemissionen sind durchgehend treibende Faktoren neuer Entwicklungen für Fahrzeugantriebe. Die Erreichung dieser Ziele ist einerseits durch Systemoptimierung des Antriebsstrangs und des Fahrzeugkonzeptes und andererseits durch weitere Detailoptimierungen an Teilsystemen und Bauteilen sicherzustellen. Diese Arbeit beschränkt sich auf die Untersuchung der thermodynamischen Potenziale der LNG-Direkteinspritzung bei Verbrennungsmotoren für Schwerlastfahrzeuge.

Zu diesem Zweck werden Konzepte für LNG-Direkteinspritzung erstellt und im Bezug zu bestehenden Erdgas-Motoren bewertet. Des Weiteren werden im Vorfeld Überlegungen angestellt, welche Teilbereiche einer genaueren Betrachtung zu unterziehen sind und in welchen Bereichen Vorteile erwartet werden. In diesen Punkten wird näher auf die Theorie eingegangen, um die LNG-Konzepte anschließend daraufhin zu untersuchen und zu bewerten. Bei der Analyse der Zusammenhänge und Einflussfaktoren wird, für die thermodynamische Betrachtung, der Kühleffekt den größten Einfluss ausüben und sich über verschiedene Wirkungsweisen im Kraftstoffverbrauch niederschlagen.

Erwartete Vorteile durch den Haupteinfluss der Ladungskühlung:

- höhere Leistungsdichte (Ladungsmasse)
- höheres Verdichtungsverhältnis (Klopfen)
- früherer Zündzeitpunkt (Klopfen)
- geringere Arbeit im Verdichtungstakt
- geringere Wandwärmeverluste

4.1 Theorie und Modellannahmen

Im Folgenden sollen grundsätzliche Zusammenhänge der Thermodynamik der VKM dargestellt werden und vor allem jene Teilgebiete genauer betrachtet werden, in denen die Verwendung von Erdgas, im speziellen LNG und dessen Eigenschaften, Einfluss auf das thermodynamische Verhalten im Verbrennungsmotor hat.

4.1.1 Motorbasisdaten

Aus den im ersten Kapitel genannten Gründen wird LNG vor allem im LKW-, Kommunal- und Off-Road-Bereich Anwendung finden, insbesondere für LKW im Langstreckentransport. Die zur Untersuchung herangezogenen Motorkonzepte sollen daher einen Motor, wie er in Langstrecken-Schwerlastfahrzeugen verbaut wird, darstellen.

Tabelle 4.1: Motorbasisdaten für die Simulation

| Parameter | Wert | Einheit |
|---------------------------------|---|-------------------|
| Bohrung | 122 | mm |
| Hub | 150 | mm |
| Zylinderzahl | 6 | - |
| Hubraum | 10,52 | l |
| Nenndrehzahl | 2100 | min ⁻¹ |
| eff. Mitteldruck | 21,3 | bar |
| Pleuellänge | 237 | mm |
| Kompressionsverhältnis | 14,3 | - |
| Ventilzahl | 4 | - |
| Einlassventildurchmesser | 38 | mm |
| Auslassventildurchmesser | 34,5 | mm |
| Aufladung | Abgasturboaufladung 2-Stufenaufladung mit Ladeluftkühler nach jeder Stufe | |

Die verwendeten Werte aus Tabelle 4.1 beziehen sich auf einen Serienmotor mit Diesel-Direkteinspritzung. Für das Simulationsmodell wurden die geometrischen Grundparameter übernommen sowie Anpassungen in der Kraftstoffbeimengung und im Wandwärmeübergangsmodell vorgenommen. Da ausschließlich das Potenzial unter Volllast ermittelt werden soll, wurden die Vergleichsrechnungen für den Volllastpunkt bei $n = 2100 \text{ min}^{-1}$ und einem effektiven Mitteldruck von $p_e = 21,3 \text{ bar}$ durchgeführt.

4.1.2 Kraftstoffeigenschaften

Erdgas kann, abhängig von Herkunft und Aufbereitung, sehr stark in der Zusammensetzung variieren. Grundsätzlich wird Erdgas als Kraftstoff abhängig von der Qualität und dem Energieinhalt in zwei Gruppen eingeteilt. Der Methangehalt der verfügbaren Qualitäten liegt im Bereich für

- L-Gas (low-gas) zwischen 79% – 87% und für
- H-Gas (high-gas) zwischen 87% – 99%.

Die Beschaffenheit der Gas-Gruppen ist im DVGW-Arbeitsblatt G260 nach [15] definiert.

Der verbleibende Anteil setzt sich zusammen aus längerkettigen Kohlenwasserstoffen sowie den Inertgasen CO_2 und N_2 und geringen Mengen an Verunreinigungen wie Schwefel. Damit können die Eigenschaften über die Mol- oder Massen-Anteile mit den Werten aus Tabelle 4.2 berechnet werden.

Tabelle 4.2: Physikalische Eigenschaften einiger Kohlenwasserstoffe

| | | Wasserstoff | Methan | Ethan | Propan | Butan |
|---------------------|--------------------|--------------|---------------|------------------------|------------------------|---------------------------|
| Formel | - | H_2 | CH_4 | C_2H_6 | C_3H_8 | C_4H_{10} |
| Molmasse | kg/kmol | 2,016 | 16,043 | 30,069 | 44,096 | 58,123 |
| Dichte ^a | kg/m ³ | 0,089 | 0,72 | 1,35 | 2,01 | 2,70 |
| Heizwert | MJ/kg ³ | 119,972 | 50,01 | 47,49 | 46,35 | 45,72 |
| Heizwert | MJ/m ³ | 9,837 | 32,806 | 58,888 | 83,43 | 108,356 |
| L_{st} | kgL/kgB | 34,079 | 17,127 | 15,991 | 15,578 | 15,364 |
| Methanzahl | - | 0 | 100 | 43,7 | 33 | 10 |
| T_{Kr} | K | 33,1 | 190,6 | 305,3 | 369,9 | 425,1 |
| p_{Kr} | bar | 12,96 | 45,99 | 48,72 | 45,51 | 37,96 |
| ρ_{Kr} | kg/m ³ | 31,26 | 162,66 | 206,18 | 220,48 | 228,0 |

^a bei 273.15 K und 1.013 bar

Methanzahl

Als Maß für die Klopfestigkeit dient die Methanzahl (MZ), wobei mit steigender MZ auch die Klopfestigkeit steigt. Die Methanzahl ist definiert durch das volumetrische Mischungsverhältnis von Methan mit der Methanzahl 100 und Wasserstoff mit der Methanzahl 0. Die Methanzahl anderer Gase wird aus Vergleichsmessungen in einem Einzylinder-Prüfmotor ermittelt, welche die gleiche Klopfestigkeit des repräsentativen Methan-Wasserstoff-Gemisches aufweist, angeführt in Tabelle 4.2. Neben Rechenprogrammen gibt es für Gemische dreier Gase Dreiecksdiagramme, woraus die Gemisch-Methanzahl entnommen werden kann [16].

Zündgrenzen

Die Zündgrenzen geben an, in welchem Bereich des Luftverhältnisses λ ein Kraftstoff-Luft-Gemisch noch entzündet werden kann. Wie Bild 4.1 erkennen lässt, besitzt Methan sehr enge Zündgrenzen, zwischen 0,59 und 1,95. Dieser Umstand verlangt hohe Anforderungen an die Gemischaufbereitung und das Zündverfahren und limitiert damit das Luftverhältnis für den homogenen Magerbetrieb.

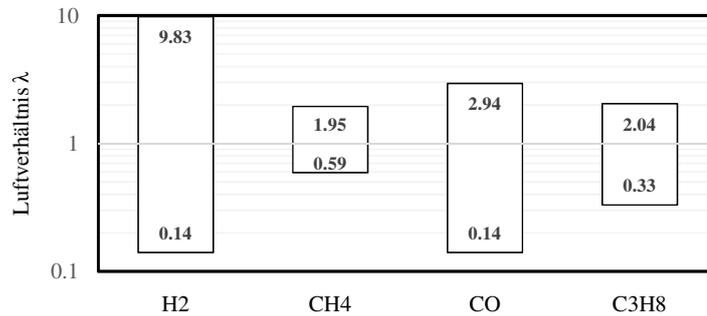
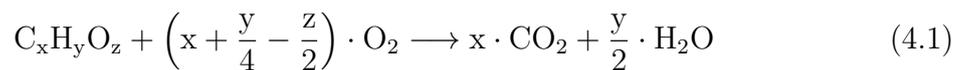


Bild 4.1: Zündgrenzen der Reingase Wasserstoff, Methan, Kohlenmonoxid und Propan [16]

Da diese Arbeit zum einen hauptsächlich Ergebnisse relativ zwischen CNG und LNG behandelt und zum anderen die später verwendeten Modelle für Klopfen weitestgehend auf Methan abgestimmt sind und auch keine Hardware zur Validierung vorgesehen ist, wird im Folgenden 100% Methan als Kraftstoff für die thermodynamischen Vergleichsrechnungen und Motorprozessrechnungen angenommen. Auch werden Betriebspunkte wie extremer Magerbetrieb nur hinsichtlich thermodynamischer Gesichtspunkte betrachtet, unter Vernachlässigung funktioneller und Brennverfahrensaspekte.

4.1.3 Luftbedarf und Gemischheizwert

Unter Annahme vollständiger Verbrennung lautet die Bruttoreaktionsgleichung für einen Kohlenwasserstoff der Summenformel $C_xH_yO_z$:



Damit beträgt der stöchiometrische Sauerstoffbedarf in kmol O_2 /kmol B:

$$O_{2st} = x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \quad (4.2)$$

Stöchiometrischer Luftbedarf

Der stöchiometrische Luftbedarf ergibt sich aus dem stöchiometrischen Sauerstoffbedarf und der Zusammensetzung der Luft, mit einem Sauerstoffanteil von 21% und 79% Stickstoff.

$$L_{st} = \frac{1}{0,21} \cdot O_{2st} \quad (4.3)$$

Unter Verwendung von Gleichung 4.2 ergibt sich der stöchiometrische Luftbedarf in kmol L/kmol B zu:

$$L_{\text{st}} = 4,76 \cdot \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \right) \quad (4.4)$$

Luftverhältnis

Das Luftverhältnis gibt die Abweichung der real zugeführten Luftmenge zum stöchiometrischen Luftbedarf an. In Gleichung 4.5 stellt L die tatsächlich zugeführte Luftmenge dar:

$$\lambda = \frac{L}{L_{\text{st}}} \quad (4.5)$$

Luftverhältnis $\lambda < 1$ (fett) bedeutet, dass nicht genug Sauerstoff vorhanden ist und somit keine vollständige Verbrennung stattfinden kann.

Luftverhältnis $\lambda > 1$ (mager) für Otto-Magerkonzepte bis etwa $\lambda = 1,6$ und bei Dieselmotoren wo λ zwischen 1 und 1,3 bei Vollast und zwischen 6 und 9 im Leerlauf liegt.

Gemischheizwert

Der Heizwert von Methan liegt laut Tabelle 2.1 mit 50,01 MJ/kg höher als der von Benzin mit 42,7 MJ/kg. Entscheidend für den effektiven Mitteldruck ist jedoch die dem Brennraum zugeführte, gesamte Energie. Dazu wird der Gemischheizwert H_G definiert, und beschreibt die Energie, die mit 1m^3 Frischladung, bezogen auf den Außenzustand, in den Zylinder eingebracht werden kann. Bei gemischansaugenden Motoren bezieht sich H_G auf 1m^3 Gemisch, bei luftansaugenden Motoren auf 1m^3 Luft [17].

Bei Gemischansaugung gilt:

$$H_G = \frac{m_B \cdot H_u}{V_G} \quad (4.6)$$

Nimmt man hier für:

$$\begin{aligned} V_G &= (m_L + m_B) / \rho_G \\ m_L &= \lambda \cdot L_{\text{st}} \cdot m_B \end{aligned} \quad (4.7)$$

dann ergibt sich bei Gemischansaugung:

$$H_G = \frac{H_u \cdot \rho_G}{\lambda \cdot L_{\text{st}} + 1} = \rho_L \cdot \frac{H_u}{\frac{\rho_L}{\rho_B} + \lambda \cdot L_{\text{st}}} \quad (4.8)$$

Bei luftansaugenden Motoren gilt:

$$\overline{H_G} = \frac{m_B \cdot H_u}{V_L} \quad (4.9)$$

Unter Verwendung von:

$$V_L = m_L / \rho_L \quad (4.10)$$

ergibt sich der Gemischheizwert für Luftansaugung:

$$\overline{H_G} = \frac{H_u \cdot \rho_L}{\lambda \cdot L_{st}} \quad (4.11)$$

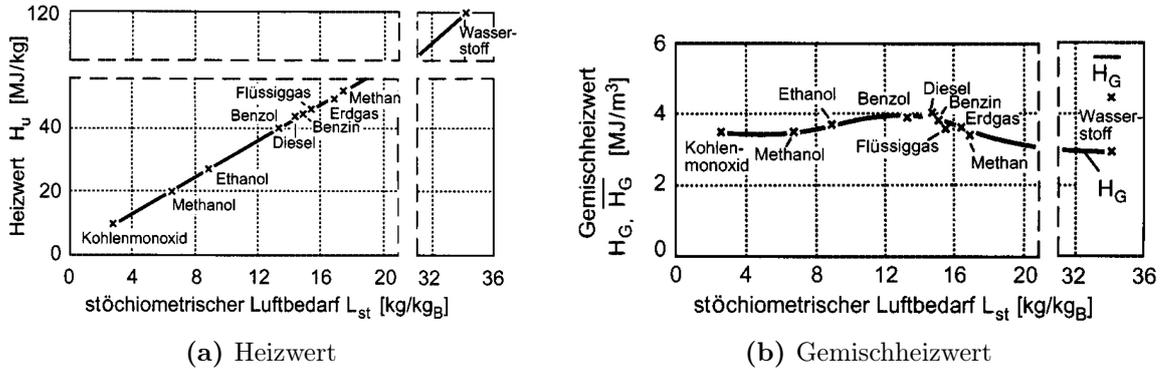


Bild 4.2: (a) Heizwert und (b) Gemischheizwert verschiedener Brennstoffe bei $\lambda = 1$ [17]

In Bild 4.2 sind der Heizwert und der Gemischheizwert unterschiedlicher Brennstoffe über dem stöchiometrischen Luftbedarf dargestellt. Durch den großen Unterschied im Luftbedarf, bewegt sich der Gemischheizwert trotz Heizwertunterschied immer im annähernd gleichen Bereich. Zudem ist der Gemischheizwert auch noch von λ abhängig und fällt mit steigendem Luftverhältnis, wie in Bild 4.3 gezeigt. Im Bereich $\lambda < 1$ sind Gleichung 4.8 und Gleichung 4.11 nicht mehr gültig, da hier für eine vollständige Verbrennung nicht ausreichend Sauerstoff zur Verfügung steht.

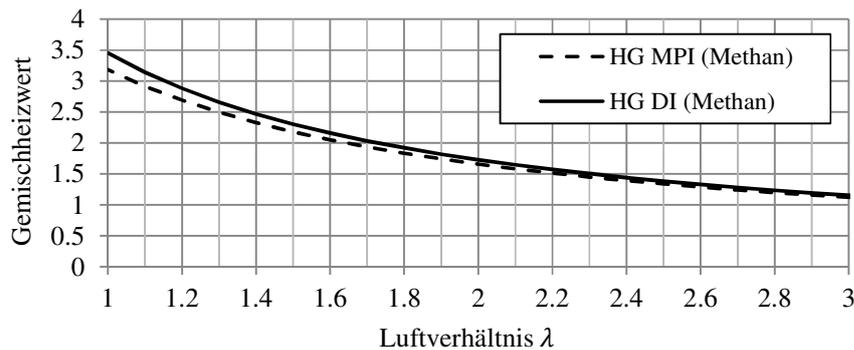


Bild 4.3: Gemischheizwert abhängig vom globalen Luftverhältnis λ für CH_4

Der Unterschied zwischen luftansaugend und gemischansaugend fällt bei Gasmotoren durch die geringere Dichte des Erdgases größer aus. Auch hier stellt die Direkteinbringung von Erdgas in den Brennraum einen Vorteil dar.

4.1.4 Idealisierter Motorprozess

Verdichtungsverhältnis

Eine der wichtigsten Kenngrößen für die konstruktive Ausführung eines Verbrennungsmotors ist das Verdichtungsverhältnis ε .

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (4.12)$$

Vollkommener Motor

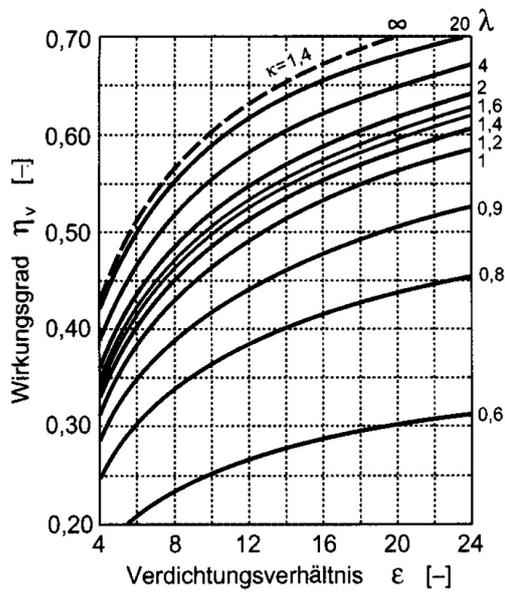
Um grundlegende thermodynamische Vergleiche von Motorprozessen, unabhängig von unterschiedlichen Einflüssen wie Verbrennungsablauf, Wandwärmeübergang oder Ladungswechsel anzustellen, werden vereinfachende Annahmen getroffen. Eine Möglichkeit stellt die Definition des vollkommenen Motors nach DIN 1940 dar:

„Ein dem wirklichen Motor geometrisch gleicher Motor, der folgende Eigenschaften besitzt:

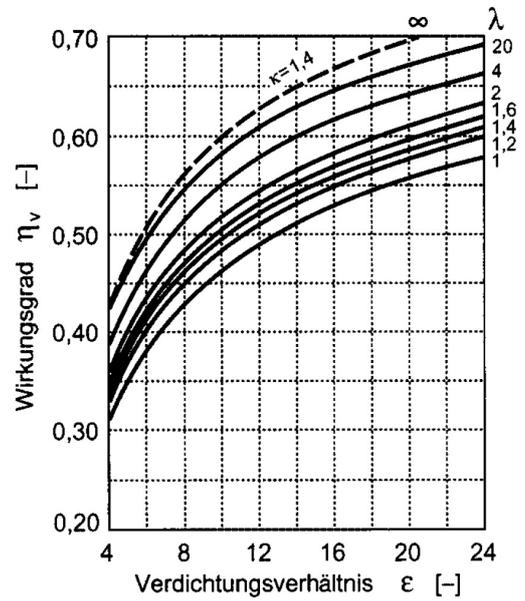
- reine Ladung (ohne Restgase)
- gleiches Luftverhältnis λ wie der wirkliche Motor
- vollständige Verbrennung
- Verbrennungsablauf nach vorgegebener Gesetzmäßigkeit
- wärmedichte Wandungen
- keine Strömungs- und Lässigkeitsverluste
- ohne Ladungswechsel arbeitet

Der Kreisprozess des vollkommenen Motors wird mit idealen Gasen, jedoch mit temperaturabhängigen spezifischen Wärmekapazitäten berechnet.“ Damit beschreibt der vollkommene Motor als Idealprozess die maximal verrichtbare Arbeit bei bestimmtem Verdichtungsverhältnis ε und Luftverhältnis λ [17].

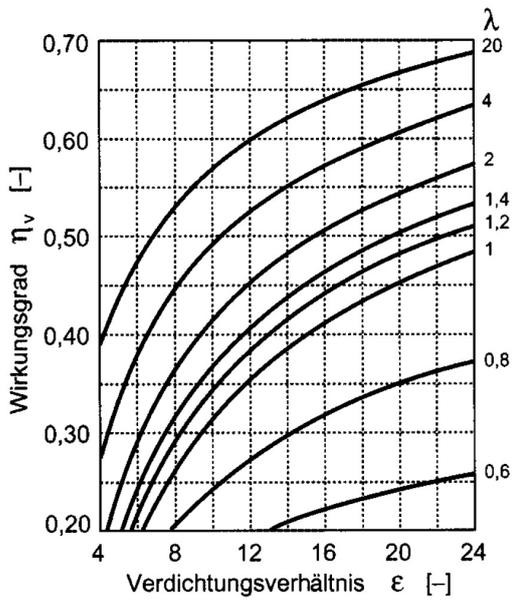
Bild 4.4 zeigt Wirkungsgradkurven bei verschiedenem Luftverhältnis über ε . Damit ergibt sich schon über die höhere Klopfestigkeit von LNG ein thermodynamischer Wirkungsgradvorteil. Auch die Bemühungen, Brennverfahren mit höherem λ zu realisieren, zum Teil auf die Wirkungsgradsteigerung des vollkommenen Motors ab.



(a)



(b)



(c)

Bild 4.4: Wirkungsgrad des vollkommenen Motors: (a) Gleichraumverbrennung gemischansaugend, (b) Gleichraumverbrennung luftansaugend, (c) Gleichdruckverbrennung gemischansaugend [17]

die mit sinkender Gleitgeschwindigkeit steigende Reibung zwischen Kolben und Zylinderrohr [18]. Der Reibmitteldruck hängt von zahlreichen Einflussfaktoren wie Reibung der Kolbengruppe, Lagerausführung und Lagerzahl, Steuertrieb- und Ventiltriebsverluste, usw. ab.

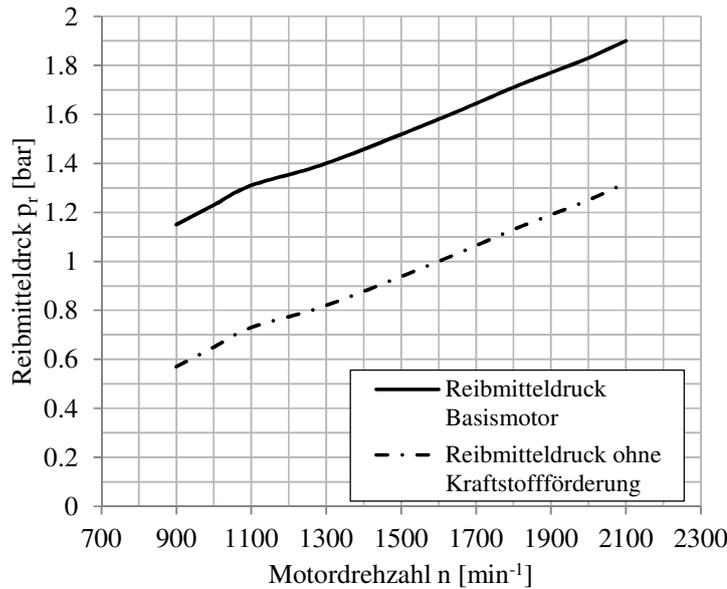


Bild 4.6: Reibmitteldruck über Motordrehzahl des Versuchsmotors

Für die Vergleichsrechnungen wird der Reibmitteldruck aus Messwerten eines bestehenden Motors laut Kurve in Bild 4.6 bei einem Bezugsmitteldruck von $p_e = 21,3$ bar herangezogen. Für die Berücksichtigung der verschiedenen Antriebsleistungen des Einspritzsystems wurde dieser Anteil von der gemessene Reibmitteldruckkurve subtrahiert. Damit erhält man eine um die Einspritzsystemleistung bereinigte Reibmitteldruckkurve, die für alle betrachteten Konzepte gleich ist. Für die Simulation wird die Antriebsleistung des Einspritzsystems separat berechnet und wieder dem Reibmitteldruck als Anteil addiert. Der Reibmitteldruck ohne Kraftstoffförderung bei Drehzahl $n = 2100$ min⁻¹ und effektivem Mitteldruck $p_e = 21,3$ bar beläuft sich bei dem Ausgangsmotor auf $p_{rred} = 1,32$ bar.

4.1.5 Leistungsaufnahme des Einspritzsystems

Die Leistung des Einspritzsystems wird dominiert durch die Leistung in der Bereitstellung des Einspritzdruckes. Gemischbildungsbedingt ist der Einspritzdruck bei Ottomotoren um den Faktor 10 geringer als bei Dieselmotoren. Das führt zusammen mit der

kompakteren Bauweise, auf Grund niedriger Spitzendrücke, zu geringeren Reibmitteldrücken. Es bestehen große Unterschiede ob man nun ein Gas oder eine Flüssigkeit auf einer Drucksteigerung unterzieht. Bei Erdgas ist der Unterschied zwischen Direkt- und Saugrohrenblasung besonders ausgeprägt, da bei Saugrohrenblasung ohne Drucksteigerung der Speicherdruck bis 5 bar genutzt werden kann. Für die Simulation wurden die Leistungen für den Vollastpunkt berechnet, und dem Reibmitteldruck addiert. Der Einspritzdruck für Direkteinblasung liegt bei 250 bar, um den Massendurchsatz für späte Einspritzung zu gewährleisten und Schichtladungskonzepte zu ermöglichen.

Der mittlere, benötigte Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_B berechnet sich aus der effektiven Leistung P_e und einem spezifischen Kraftstoffverbrauch von $b_e = 178$ g/kWh. Dieser Kraftstoffverbrauch wurde vorweg aus der Simulation mit dem Konzept CNG-Saugrohrenblasung gerechnet, und stellt einen Richtwert als Eingangsgröße für die Berücksichtigung der Einspritzsystemleistung dar.

$$P_e = \frac{n}{2} \cdot V_h \cdot p_e \quad (4.16)$$

$$\dot{m}_B = b_e \cdot P_e \quad (4.17)$$

Damit beträgt der Kraftstoffmassenstrom im betrachteten Vollastpunkt 19,4 g/s.

CNG-Verdichter

Als Erdgasverdichter für die Fahrzeugapplikation bieten sich mehrstufige, wassergekühlte Kolbenverdichter in Kurbeltriebs- oder Nockantriebsbauweise an.

Die Verdichterleistung berechnet sich über den isothermen Vergleichsprozess, den inneren isothermen Wirkungsgrad η_{Ti} und den mechanischen Wirkungsgrad η_m .

Mit dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme ergibt sich, unter Vernachlässigung von Reibung sowie Ein- und Austrittsimpuls, die spezifische isotherme innere Arbeit zu:

$$w_{Ti} = h_2 - h_1 - q_a \quad (4.18)$$

Unter Annahme von Reibungsfreiheit kann der Wärmetransport q_a berechnet werden durch:

$$q_a = T \cdot ds \quad (4.19)$$

Bild 4.7 zeigt die grafische Darstellung von w_{Ti} , wobei hier die Isenthalpen, durch Realgasverhalten von Methan, im betrachteten Bereich von horizontalen Linien abweichen. Dadurch wird der Ausdruck $(h_2 - h_1)$ negativ.

Der innere isotherme Wirkungsgrad liegt je nach Ausführung zwischen 0,25 und 0,7 und wird für die weiteren Berechnungen mit 0,5 angenommen, die mechanischen Wirkungsgrade von Pumpe und Verdichter mit 0,9.

Damit kann durch Einsetzen die Verdichterleistung berechnet werden:

$$P_V = \frac{\dot{m}_B \cdot w_{Ti}}{\eta_{Ti} \cdot \eta_m} \quad (4.20)$$

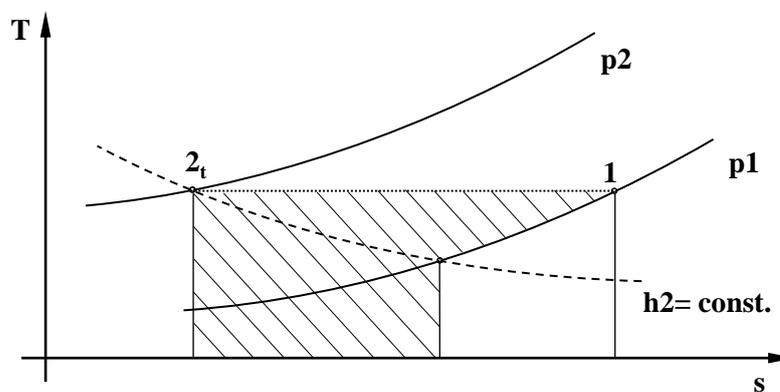


Bild 4.7: Ts -Diagramm; Isotherme Zustandsänderung

Tabelle 4.3: Parameter zur Bestimmung der Einspritzsystemleistung

| | | LNG | CNG |
|-------------|-------------------|---------|--------|
| Temperatur | °C | -161,64 | 25 |
| p_1 | bar | 1 | 100 |
| p_2 | bar | 250 | 250 |
| Dichte | kg/m ³ | 422,59 | - |
| h_1 | kJ/kg | - | 809.53 |
| h_2 | kJ/kg | - | 706.37 |
| s_1 | kJ/kgK | - | 4.0416 |
| s_2 | kJ/kgK | - | 3.3016 |
| η_{Ti} | - | 1 | 0.5 |
| η_m | - | 0.9 | 0.5 |

Die Verdichterleistung hängt stark vom Druck zu Kompressionsbeginn p_1 ab. Bild 4.8 zeigt den Verlauf der Verdichterleistung in Abhängigkeit vom Tankdruck.

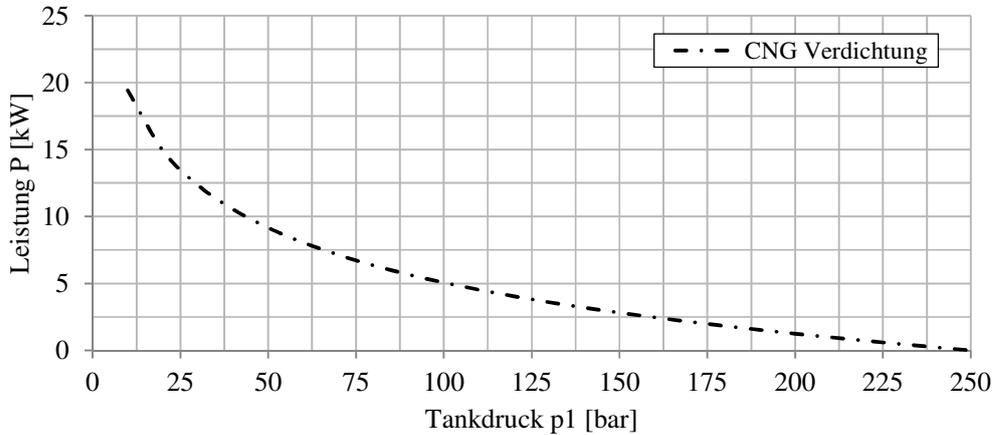


Bild 4.8: Verdichterleistung in Abhängigkeit des Tankdrucks

Für eine repräsentative Annahme der Verdichterleistung wird ein mittlerer Druck von 100 bar über dem Tankzyklus angenommen, womit ein deutlich geringerer Leistungsbedarf auftritt, als wenn mit weitgehend leerem Tank gerechnet wird.

Für die Simulation kommt man mit den getroffenen Annahmen laut Tabelle 4.3 auf eine Verdichterleistung von 5,06 kW, was umgerechnet auf den Reibmitteldruck einen Wert von 0,27 bar ergibt.

LNG-Pumpe

Weit weniger energieintensiv ist die Drucksteigerung bei Flüssigkeiten mit annähernd $\rho = \text{const.}$ Hier errechnet sich die Pumpleistung durch die Gleichung:

$$P_P = \dot{m}_B \cdot v \cdot (p_2 - p_1) \quad (4.21)$$

Mit den Werten aus Tabelle 4.3 ergibt das eine Pumpleistung von 1,27 kW und umgerechnet auf den Reibmitteldruck 0,07 bar.

4.1.6 Motorprozessrechnung

Die Motorprozessrechnung wurde mit dem kommerziellen Softwarepaket AVL BOOST durchgeführt. Das Programm löst zum einen eindimensionale Gleichungssysteme für Masse, Energie und Impuls zur Berechnung gasdynamischer Effekte im Einlass- und Auslasssystem. Zum anderen werden nulldimensionale oder quasidimensionale Gleichungssysteme zur Berechnung der chemischen und thermodynamischen Vorgänge im

Brennraum gelöst. Dafür stehen in AVL BOOST einige vordefinierte Verbrennungsmodelle zur Verfügung. Im Folgenden sollen überblicksmäßig die Grundlagen dargestellt werden, um Zusammenhänge zu erkennen.

Verbrennungsmodell

Zur Modellierung der Verbrennung und Schadstoffbildung wird ein Zweizonenmodell herangezogen. Wie Bild 4.9 zeigt, wird der Verbrennungsraum in eine Zone unverbrannten Gemisches (Index u) und einer verbrannten Zone (Index v) unterteilt, definiert durch Druck, Temperatur und die beinhalteten Spezies, unter Annahme homogener Zusammensetzung. Die verbrannte und unverbrannte Zone ist durch eine infinitesimale

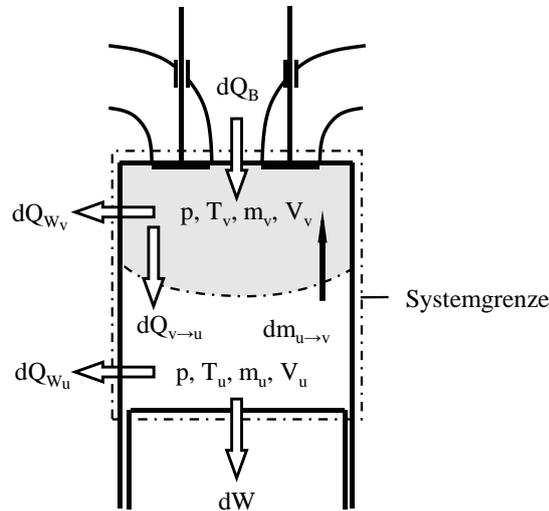


Bild 4.9: Verbrennungsmodell: Zweizonenmodell

Reaktionszone getrennt. Während der Verbrennung tritt ein Massen- und Wärmetransport, in entgegengesetzter Richtung, zwischen der unverbrannten in die verbrannte Zone auf. Zur Beschreibung des Systems dienen die Zustandsgleichungen sowie die Energie- und Massenstrombilanz für die unverbrannte und verbrannte Zone.

Die Zustandsgleichungen:

$$\begin{aligned} p \cdot V_u &= m_u \cdot R_u \cdot T_u \\ p \cdot V_v &= m_v \cdot R_v \cdot T_v \end{aligned} \quad (4.22)$$

Die Massenbilanzen:

$$\begin{aligned} \frac{dm_u}{d\varphi} &= -\frac{dm_{u \rightarrow v}}{d\varphi} \\ \frac{dm_v}{d\varphi} &= \frac{dm_{u \rightarrow v}}{d\varphi} + \frac{dm_B}{d\varphi} \end{aligned} \quad (4.23)$$

Die Energiebilanzen:

$$\begin{aligned} -p \cdot \frac{dV_u}{d\varphi} + \frac{dQ_{v \rightarrow u}}{d\varphi} - \frac{dQ_{W_u}}{d\varphi} - h_u \cdot \frac{dm_{u \rightarrow v}}{d\varphi} &= \frac{dU_u}{d\varphi} \\ -p \cdot \frac{dV_v}{d\varphi} + \frac{dQ_{v \rightarrow u}}{d\varphi} - \frac{dQ_{W_v}}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} + h_u \cdot \frac{dm_{u \rightarrow v}}{d\varphi} &= \frac{dU_v}{d\varphi} \end{aligned} \quad (4.24)$$

Die Summe der Teilvolumina bildet das, über die Kinematik definierte, Brennraumvolumen:

$$V(\varphi) = V_u + V_v \quad (4.25)$$

Die Terme dQ_{W_u} und dQ_{W_v} beschreiben die Wandwärmeverluste durch Strahlung und Konvektion über die Brennraumwandung. In der Simulation wird hier der Ansatz nach Woschni verwendet, welcher auf die Ähnlichkeit des Wärmeübergangs im Brennraum mit dem durchströmter Rohre abzielt. Details sind beispielsweise der Literatur [19] zu entnehmen.

Für die Schadstoffbildung finden in der Simulation diverse Ansätze Anwendung. Die wichtigste stellt in diesem Zusammenhang die NO_x -Bildung dar. Zu unterscheiden gilt es dabei grundsätzlich die Bildung von thermischen NO , das bei hohen Temperaturen innerhalb der Verbrennungsprodukte aus dem Luftstickstoff gebildet wird, und dem sogenannten prompten NO . Für die Berechnung des thermischen NO werden erweiterte Modellierungen nach dem Zeldovich-Mechanismus angewandt. Die Bildung von promptem NO wurde erstmals durch Fenimore beschrieben, diese machen jedoch bei motorischen Verbrennungen nur 5–10% aus [20].

Zur Berechnung der 8 Unbekannten: Druck im Brennraum p , Temperatur in beiden Zonen T_u und T_v , Verlauf der Massen und Luftverhältnissen in beiden Zonen, die Volumina V_u und V_v und der Brennverlauf dQ_B stehen nun die oben angeführten 7 Gleichungen zur Verfügung [17]. In der Simulation wird nun ein Brennverlauf vorgegeben. Entweder kann aus Erfahrungswerten mit vordefinierten Funktionen, wie dem Vibe-Brennverlauf eine Abschätzung getroffen werden, oder es wird der Brennverlauf durch Rückwärtsrechnung aus Zylinderdruckindizierungen ermittelt.

4.1.7 Brennverlauf

Der Brennverlauf ist der zeitlichen Verlauf der Brennstoffenergieumsetzung über Grad Kurbelwinkel, und ist damit maßgebend für Leistung und Wirkungsgrad verantwortlich.

Für diese Arbeit wurde mittels Brennverlaufsanalyse aus Zylinderdruckverläufen eines ähnlichen Motors mit Saugrohrenblasung ein Brennverlauf bei Vollast ermittelt. Dieser Brennverlauf dient als Ausgang für das Simulationsmodell mit Saugrohrenblasung bei $\lambda = 1$. Um dem Einfluss des Luftverhältnisses auf die laminare Flammgeschwindigkeit und somit der Brenndauer Rechnung zu tragen, wurde unter Anwendung der Methode der kleinsten Quadrate die repräsentativen Parameter für den

Vibe-Ersatzbrennverlauf ermittelt, und anschließend eine Variation der Brenndauer durchgeführt. Der Vibe-Brennverlauf definiert über einen Exponentialansatz die Umsatzrate. Unter der Annahme, dass bei Umsetzung von 99,9% der Kraftstoffenergie das Ende der Brenndauer erreicht ist und mit dem Verbrennungsbeginn φ_{VB} und der Verbrennungsdauer $\Delta\varphi_{VD}$ kann für den Brennverlauf geschrieben werden:

$$\frac{Q_B(\varphi)}{Q_{B_{ges}}} = 1 - e^{-6,908 \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\Delta\varphi_{VD}}\right)^{m+1}} \quad (4.26)$$

Nach dem Kurbelwinkel differenziert, erhält man den Brennverlauf:

$$\frac{dQ_B(\varphi)}{d\varphi} = \frac{Q_{B_{ges}}}{\Delta\varphi_{VD}} \cdot 6,908 \cdot (m+1) \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\Delta\varphi_{VD}}\right)^{m+1} \cdot e^{-6,908 \cdot \left(\frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\Delta\varphi_{VD}}\right)^{m+1}} \quad (4.27)$$

Der Formfaktor m verändert in diesen Gleichungen die Umsatzrate und die Umsetzungsgeschwindigkeit. Zur Modellierung stehen also die drei Parameter: m , φ_{VB} , $\Delta\varphi_{VD}$ zur Verfügung.

Methoden der kleinsten Quadrate

Durch zweimaliges Logarithmieren der Gleichung 4.27 erhält man:

$$\log(\varphi - \varphi_{VB}) = \frac{1}{m+1} \cdot \left[\log \left(-2,3 \cdot \log \left(1 - \frac{Q_B}{Q_{B_{ges}}} \right) \right) - \log(6,908) \right] + \log(\Delta\varphi_{VD}) \quad (4.28)$$

Damit ergibt sich unter Verwendung von:

$$\begin{aligned} X &= \log \left(-2,3 \cdot \log \left(1 - \frac{Q_B}{Q_{B_{ges}}} \right) \right) - \log(6,908) \\ Y &= \log(\varphi - \varphi_{VB}) \\ d &= \log(\Delta\varphi_{VD}) \end{aligned} \quad (4.29)$$

eine Geradengleichung der Form:

$$Y = \frac{1}{1+m} \cdot X + d \quad (4.30)$$

Alle Wertepaare X , Y beschreiben damit genau den Vibe-Brennverlauf. Um nun einen realen Brennverlauf durch die Vibe-Funktion darzustellen, zerlegt man den Brennverlauf in i Wertepaare $(\varphi - \varphi_{VB})$ und Q_B und errechnet laut den Gleichungen 4.29 i Wertepaare X und Y . Damit kann durch Minimierung der Abstandsquadrate, gemäß den Gleichungen 4.31 die Steigung sowie der Ordinatenabstand berechnet werden [17].

$$\begin{aligned} \frac{1}{1+m} &= \frac{i \cdot \sum_i (X \cdot Y) - \sum_i X \cdot \sum_i Y}{i \cdot \sum_i (X \cdot X) - (\sum_i X)^2} \\ d &= \frac{\sum_i Y \cdot \sum_i (X \cdot X) - \sum_i X \cdot \sum_i (X \cdot Y)}{i \cdot \sum_i (X \cdot X) - (\sum_i X)^2} \end{aligned} \quad (4.31)$$

Für den Ersatzbrennverlauf kann somit der Formfaktor m direkt aus Gleichung 4.31 berechnet werden. Durch Rückeinsetzen in die Gleichungen 4.30 und 4.29 können die Verbrennungsdauer $\Delta\varphi_{VD}$ und der Verbrennungsbeginn φ_{VB} berechnet werden.

Bild 4.10a zeigt den Brennverlauf aus der Messung eines bestehenden Motors in Volllast bei 2000 min^{-1} , einem Luftverhältnis von $\lambda = 1$ und den wie oben beschrieben ermittelten Ersatzbrennverlauf nach Vibe. Die nach der Methode der kleinsten Quadrate ermittelten Vibe-Parameter ergaben für $\Delta\varphi_{VD} = 54,6^\circ\text{KW}$, für $\varphi_{VB} = -17^\circ\text{KW}$ und für $m = 2,006$, wonach der MFB50%-Punkt bei $8,4^\circ\text{KW}$ zu liegen kommt. In Bild 4.10b sieht man, dass die Methode einen Verlauf mit verzögerter Umsetzrate hervorbringt, da im Ausgangsbrennverlauf zu Verbrennungsbeginn ein verschleppter Hauptanstieg vorliegt. Somit wurde noch eine Optimierung unternommen, unter der Nebenbedingung, dass der MFB50% Punkte gleich bleibt bei $8,6^\circ\text{KW}$. Die endgültigen Vibe-Parameter für die angepasste Kurve, gültig für Volllast bei 2100 min^{-1} und $\lambda = 1$ sind damit: $\Delta\varphi_{VD} = 45^\circ\text{KW}$, $\varphi_{VB} = -14,8^\circ\text{KW}$ $m = 2,52$.

Der Brennverlauf hängt von zahlreichen Faktoren, wie Verbrennungsverfahren, Zündenergie, Ladungsbewegung, Luftverhältnis, Last, Druck und Temperatur im Brennraum, etc. ab. Diese Arbeit bezieht sich immer auf einen Volllastpunkt, also gleiche Drehzahl und gleicher Mitteldruck, jedoch mit Variationen vom Luftverhältnis λ .

Laut der Studie über Flammgeschwindigkeiten in Brennräumen nach [21] ergibt sich der Verlauf der laminaren Flammgeschwindigkeit c_{lam} über dem Luftverhältnis λ nach Gleichung 4.32, dargestellt in Bild 4.11

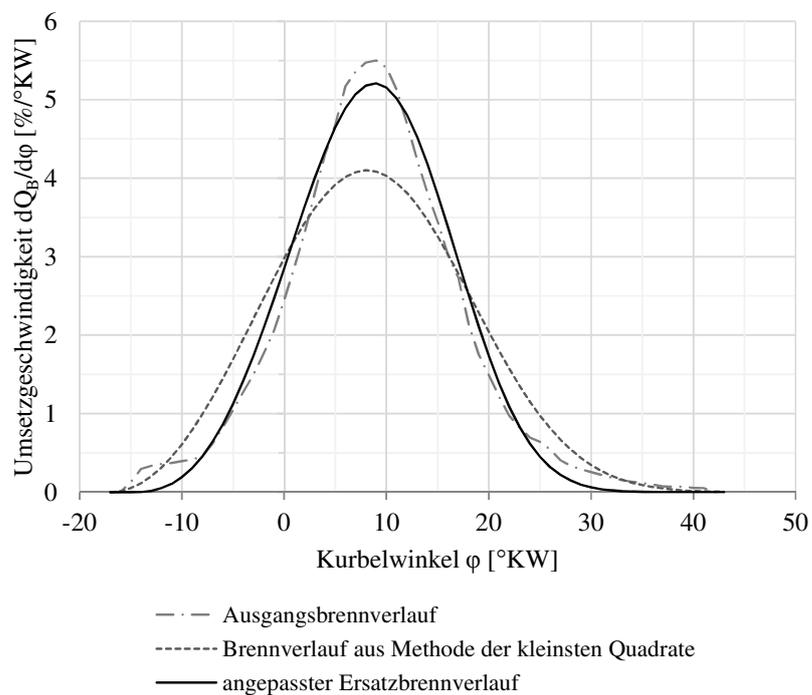
$$\frac{c_{lam}}{c_{lam0}} = \left(\frac{T}{T_{c0}} \right)^{\alpha_T} \cdot \left(\frac{p}{p_{c0}} \right)^{\beta_p} \quad (4.32)$$

Die Referenz-Verbrennungsgeschwindigkeit c_{lam0} wird für den Referenzpunkt bei $T_{c0} = 300 \text{ K}$ und $p_{c0} = 0,1 \text{ MPa}$ durch einen Polynomansatz dritter Ordnung, in Gleichung 4.33, in Abhängigkeit des Luftverhältnisses definiert. Dem Einfluss von Druck und Temperatur wird über Exponentialansätze, laut Gleichung 4.34, Rechnung getragen [21].

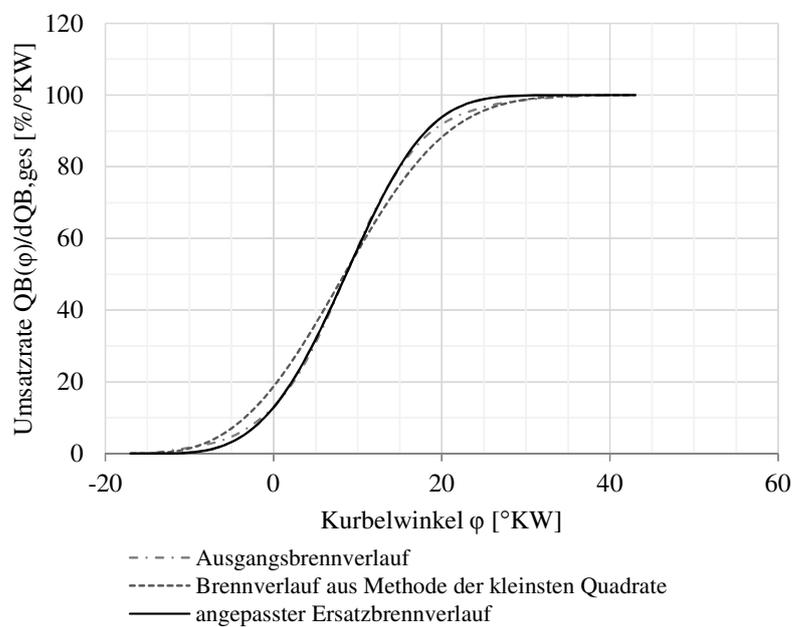
$$c_{lam0} = -177,43 \cdot \lambda^3 + 340,77 \cdot \lambda^2 - 123,66 \cdot \lambda - 0,2297 \quad (4.33)$$

$$\begin{aligned} \alpha_T &= 5,75 \cdot \lambda^2 - 12,15 \cdot \lambda + 7,98 \\ \beta_p &= -0,925 \cdot \lambda^2 + 2 \cdot \lambda - 1,473 \end{aligned} \quad (4.34)$$

Berechnet man nun abhängig von der Brenngeschwindigkeit, vereinfacht unter ähnlichen geometrischen Verhältnissen und gleichen Turbulenzzahlen sowie gleicher Zündenergie die Brenndauer, so zeigt Bild 4.12, dass schon etwa ab $\lambda = 1,2$ Maßnahmen wie Erhöhung der Turbulenz notwendig werden um vernünftige Werte zu erreichen. Mit $\lambda > 1,5$ sind für den Homogenbetrieb spezielle Brennverfahren wie die gespülte Vorkammer notwendig um das Gemisch zuverlässig zu zünden.



(a) Umsatzgeschwindigkeit



(b) Umsatzrate

Bild 4.10: Anpassung des Brennverlaufes in (a) Umsatzgeschwindigkeit und (b) Umsatzrate

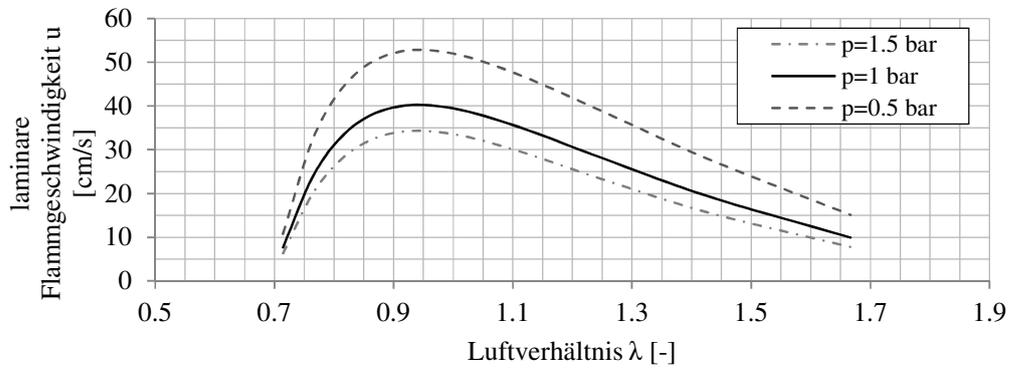


Bild 4.11: Laminare Flammgeschwindigkeit für Methan abhängig vom Luftverhältnis λ und Druck p

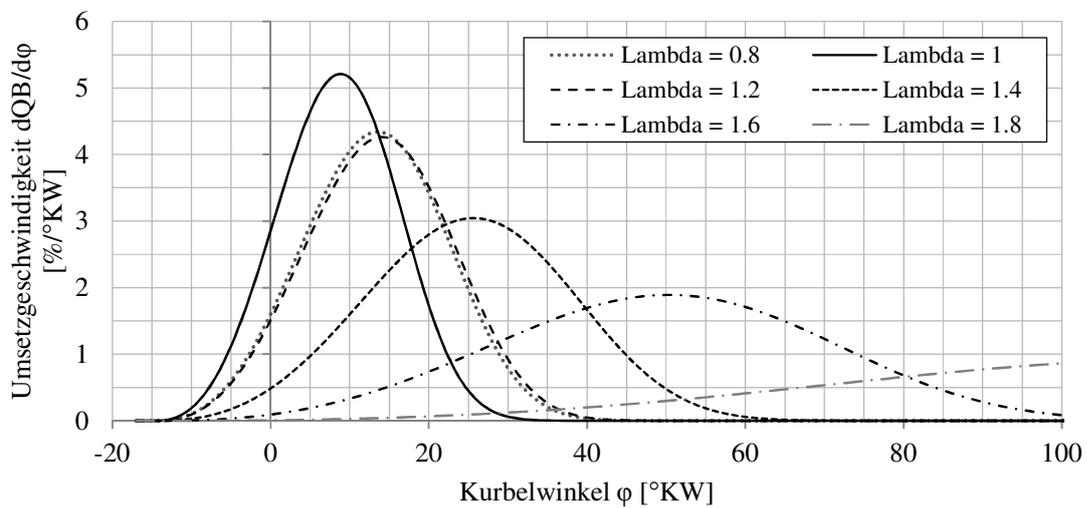


Bild 4.12: Einfluss des Luftverhältnisses auf den Brennverlauf

Um die Größenordnung des Einflusses auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch zu quantifizieren, wurden Variationsrechnungen über dem Luftverhältnis zwischen $\lambda = 1$ und $\lambda = 1,5$ mit konstanter Brenndauer und mit Brenndauern nach dem oben beschriebenen Verhältnissen zwischen $\Delta\varphi_{VD} = 45^\circ\text{KW}$ und $\Delta\varphi_{VD} = 96^\circ\text{KW}$ durchgeführt. Die Untersuchung bezieht sich auf das Konzept CNG-DI, bei einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 14$. Wie Bild 4.13 zeigt, liegt ab etwa $\lambda = 1,3$ ein starker Einfluss der Ver-

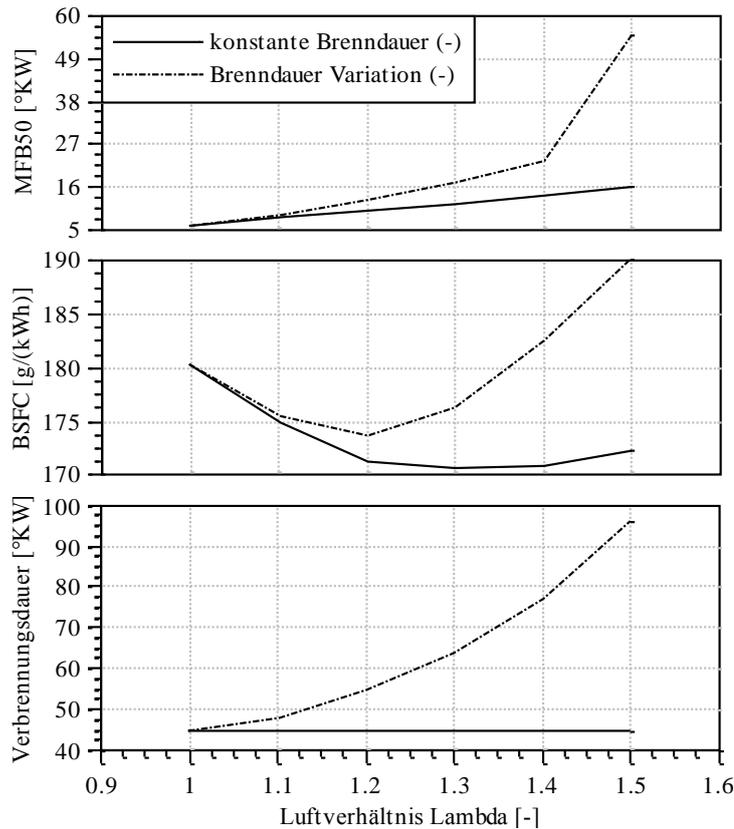


Bild 4.13: Einfluss von λ auf BD, b_e und MFB50%

brennungsdauer auf den spezifischen Verbrauch vor. Durch Verschieben der optimalen Verbrennungslage, aufgrund klopfender Verbrennung und dem „gestreckten“ Brennverlauf wird ab $\lambda = 1,3$ der Wirkungsgradvorteil des vollkommenen Motors bei höheren Luftverhältnissen kompensiert.

Um die Möglichkeit einer Schichtladung zu berücksichtigen werden für die Variationsrechnungen die Parameter nach Tabelle 4.4 angenommen. Dabei stellen die Werte $\lambda > 1,3$ bei dem Saugohreinblaseverfahren rein theoretische Rechenwerte dar, die dem qualitativen Vergleich dienen.

Tabelle 4.4: Brennverlaufparameter für die Simulation

| Luftverhältnis λ (-) | Verbrennungsdauer $\Delta\varphi_{VD}$ (°KW) | Verbrennungsbeginn φ_{VB} (°KW) | MFB50% (°KW) | Brennverfahren (-) |
|---------------------------------|---|--|-----------------|-----------------------|
| 1 | 45 | -14,80 | 8,62 | homogen |
| 1,1 | 49 | -16,88 | 8,6 | homogen |
| 1,2 | 55 | -20,01 | 8,6 | homogen |
| 1,3 | 64 | -24,69 | 8,6 | homogen |
| > 1,3 | 49 | -16,88 | 8,6 | Schichtladung |

4.1.8 Verdampfung von LNG in einem Wärmeübertrager

Bei bestehenden LNG-Konzepten wird das flüssige Erdgas immer vor der Beimischung konditioniert und schließlich gasförmig oder überkritisch dem Brennraum zugeführt. Eine Überlegung besteht darin, die Verdampfungsenthalpie zur Ladungskühlung zu nutzen, anstatt den Kraftstoff über den Motorkühlkreislauf zu konditionieren. Für die Simulation wird dafür als Eingangsparameter die der Ladungsluft entzogene Enthalpie oder die Temperaturdifferenz über den Wärmeübertrager benötigt. Auch für andere Konzepte werden diese Daten für den Kühlkreislauf- oder die Wärmeübertrager-Auslegung benötigt. Aus diesem Grund wird dieser Abschnitt ausführlicher behandelt, woraus im Zuge dieser Arbeit ein Berechnungstool zur schnellen Abschätzung für unterkritische Zustandsänderung entstand.

Ersatzsystem

In Bild 4.14a ist das Ersatzsystem des Wärmeübertragers dargestellt, wobei die Indizes „Br“ für den Brennstoff, „1“ für Eintritt und „2“ für Austritt stehen. Das System sei stationär, adiabat und reibungsfrei. Der Druckverlust Δp ist somit vernachlässigt.

Für die numerische Berechnung wird das Ersatzsystem, wie in Bild 4.14b dargestellt, in zwei Teilsysteme mit Wärmeübergang aufgeteilt. Der erste Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme lautet:

$$\underbrace{\delta Q_a + \delta W_t + \sum_i dm_i \cdot (h_i + e_{ai})}_{\text{über Systemgrenze transportierte Energie}} = \underbrace{dU + dE_a}_{\text{im System gespeicherte Energie}} \quad (4.35)$$

Wobei Q_a die über die Systemgrenze transportierte Wärme, W_t die über die Systemgrenze geleitete Arbeit, m_i die über die Systemgrenze fließende Masse, h_i die spezifische Enthalpie der Masse m_i , e_{ai} die spezifische äußere Energie der Masse m_i , U die innere Energie und E_a die äußere Energie darstellt.

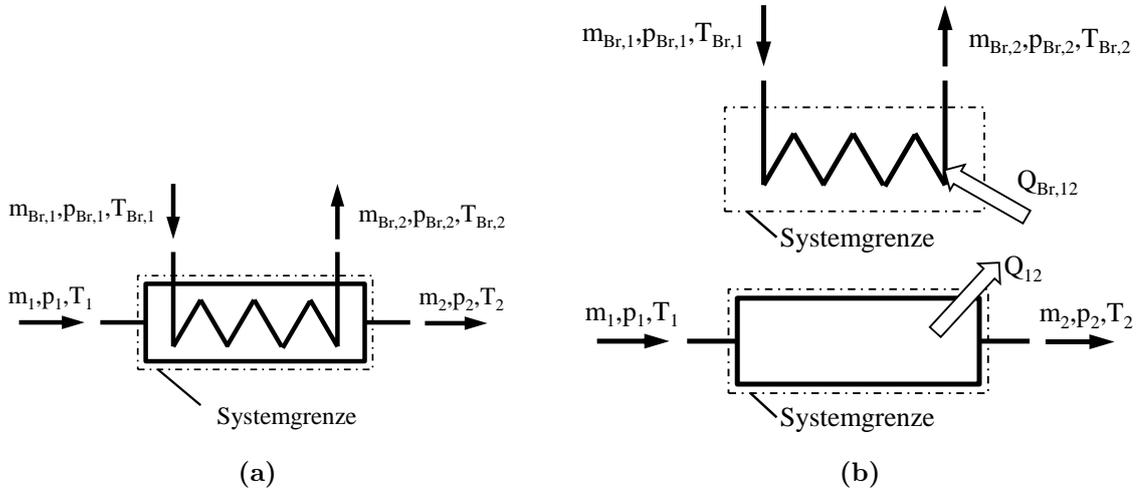


Bild 4.14: Ersatzsystem Wärmeübertrager: (a) Systemgrenze-Gesamtsystem, (b) Systemgrenze-getrennte Systeme

Für beide Teilsysteme gilt unter Vernachlässigung der äußeren Energien e_{a_i} und E_a :

$$\begin{aligned} dU &= 0 \\ dW_t &= 0 \end{aligned} \quad (4.36)$$

da das System stationär ist und keine Arbeit geleistet wird.

Dadurch ergibt sich für beide Teilsysteme:

$$\begin{aligned} -Q_{12} &= m \cdot (h_2 - h_1) \\ Q_{Br,12} &= m_{Br} \cdot (h_{Br,2} - h_{Br,1}) \end{aligned} \quad (4.37)$$

Grundsätzlich bestehen zwei Möglichkeiten der Konditionierung des Kraftstoffs für Direkteinbringung. Zum einen kann der Kraftstoff bei Speicherdruck verdampft und anschließend einer Drucksteigerung unterzogen werden oder saugsynchron mit Tankdruck eingblasen werden. Dieser Vorgang ist im Ts -Diagramm in Bild 4.15a dargestellt. Die zweite Methode wäre eine Drucksteigerung, möglicherweise über den kritischen Druck p_{Kr} des tiefkalten, flüssigen Treibstoffs und anschließende Erwärmung in den überkritischen Zustand, dargestellt in Bild 4.15b.

Die Berechnung zielt auf die Anwendung im Verbrennungsmotoren-Bereich ab. Damit wird die Luftmasse m_L bezogen auf Ladedruck und Hubvolumen nach Gleichung 4.38 berechnet, sowie die Kraftstoffmasse m_{Br} , unter Annahme vollständiger Verbrennung, mit dem Luftverhältnis nach Gleichung 4.39.

$$m_L = \frac{p \cdot V_h}{R_L \cdot T} \quad (4.38)$$

$$m_{Br} = \frac{m_L}{L_{st} \cdot \lambda} \quad (4.39)$$

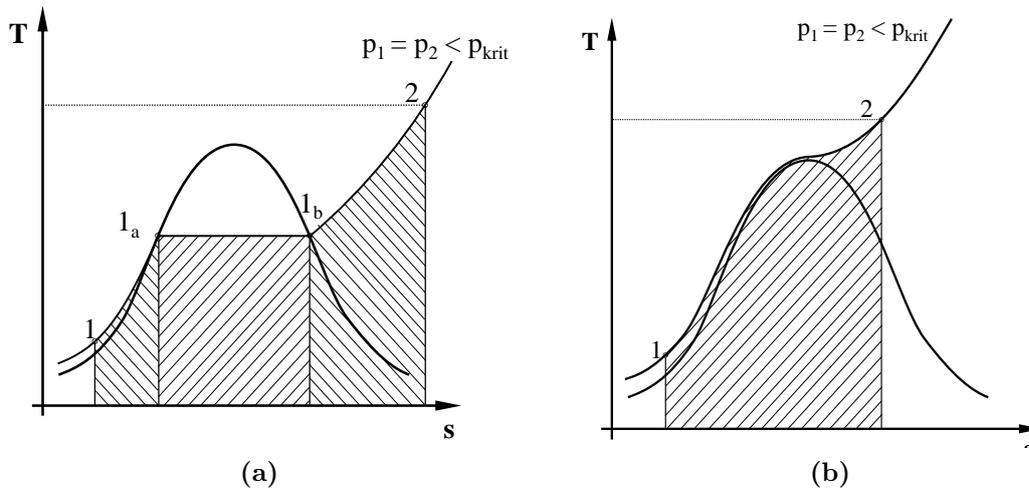


Bild 4.15: Ts -Diagramm: (a) Verdampfung und (a) überkritische Temperaturerhöhung von LNG

Zur Berechnung von $Q_{Br,12}$ werden bei unterkritischer Verdampfung, laut Bild 4.15a, die drei Gebiete flüssig (von Punkt 1 nach 1a), das Zweiphasengebiet (zwischen 1a und 1b) und das Heißdampfgebiet (von 1b nach 2) unterschieden.

Flüssiges Gebiet

Die Berechnung der Enthalpiedifferenz für den flüssigen Bereich Δh_{liqu} ist gegeben durch die Gleichung:

$$\Delta h_{liqu} = \int_{T_1}^{T_d} c_{liqu}(T) dT \quad (4.40)$$

T_d entspricht der Verdampfungstemperatur und ist vom Verdampfungsdruck abhängig. Zur Berechnung der Verdampfungstemperatur wird der Ansatz laut Gleichung 4.41 (Antoine-Gleichungen) umgeformt und mit den Parametern laut Tabelle 4.5 angewandt.

$$\log_{10} p_d = A_d - \frac{B_d}{T_d + C_d} \quad (4.41)$$

Durch die schwache Druckabhängigkeit wird die spezifische Wärmekapazität c_{liqu} als Polynomfunktion der Temperatur nach Gleichung 4.42 dargestellt. Die Parameter sind Tabelle 4.6 zu entnehmen.

$$c_{liqu}(T) = A_1 + B_1 \cdot T + C_1 \cdot T^2 + D_1 \cdot T^3 + E_1 \cdot T^4 \quad (4.42)$$

Zweiphasengebiet

Für die Berechnung der Verdampfungsenthalpie im Zweiphasengebiet Δh_{evap} wird wieder ein Ansatz nach [22] verwendet, mit den Parametern laut Tabelle 4.5.

$$\Delta h_{\text{evap}} = A_{\text{evap}} \cdot e^{-\alpha \cdot T_r} \cdot (1 - T_r)^\beta \quad (4.43)$$

Über die kritische Temperatur T_{Kr} ergibt sich die reduzierte Temperatur T_r zu:

$$T_r = \frac{T}{T_{\text{Kr}}} \quad (4.44)$$

Heißdampfgebiet

Zur Berechnung der Enthalpiedifferenz im gasförmigen Bereich werden zwei Vorgehensweisen unterschieden. Kann für das Gas Idealgasverhalten angenommen werden, was für die Verbrennungsluft der Fall ist, berechnet sich diese Enthalpiedifferenz der Luft Δh_L nach Gleichung 4.45.

$$\Delta h_L = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) dT \quad (4.45)$$

Für die spezifische Wärmekapazität c_p gibt es diverse Gleichungen die eine Temperaturabhängigkeit über Polynomansätze darstellen wie zum Beispiel die NASA-Polynome [23] oder die Shomate-Gleichungen [22]. Zweiter Ansatz findet bei diesen Berechnungen, nach Gleichung 4.46 und Parametern aus Tabelle 4.7, für die Verbrennungsluft im Wärmeübertrager Anwendung.

$$c_p(T) = a_1 + a_2 \cdot T_m + a_3 \cdot T_m^2 + a_4 \cdot T_m^3 + a_5 \cdot T_m^{-2} \quad (4.46)$$

Mit der skalierten Temperatur T_m :

$$T_m = \frac{T}{1000} \quad (4.47)$$

Für die Berechnung der Enthalpiedifferenz des Kraftstoffs im gasförmigen Bereich Δh_{gas} kann nicht Idealgasverhalten vorausgesetzt werden. Damit ist die spezifische Wärmekapazität c_p eine Funktion von Druck und Temperatur. Für diesen Bereich wird c_p aus einer Tabelle abhängig von Temperatur T und Druck p ausgelesen und numerisch nach Gleichung 4.48 integriert

$$\Delta h_{\text{gas}} = \int_{T_d}^{T_2} c_p(T, p) dT \quad (4.48)$$

Bild 4.16 zeigt beispielhaft spezifische Wärmekapazitäten über der Temperatur für verschiedene Drücke. Der Verlauf bei hohen Drücken ist nicht mehr zufriedenstellend durch einen Polynomansatz darstellbar. Für Berechnungen in diesem Bereich sind kommerzielle Stoffwertprogramme verfügbar.

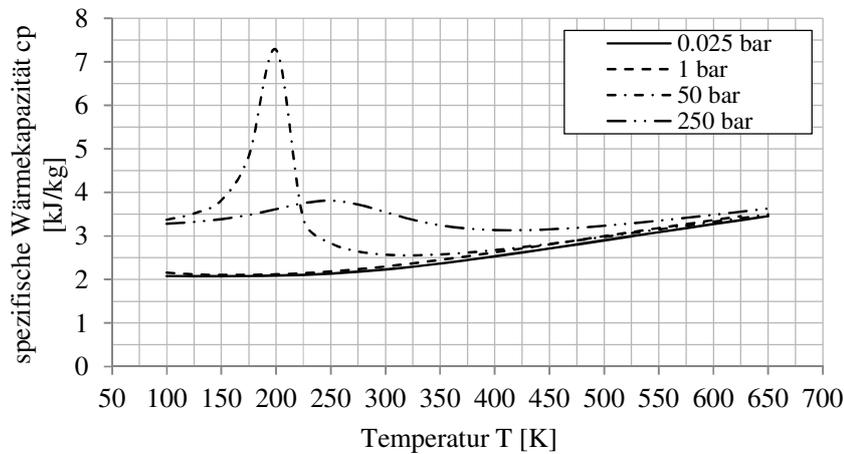


Bild 4.16: spezifische Wärmekapazität von Methan über die Temperatur bei unterschiedlichen Drücken

Je nach Anwendungsfall erhält man durch Einsetzen der Gleichungen 4.40 bis 4.48 für $Q_{\text{Br},12}$ und Q_{12} :

$$\begin{aligned} -Q_{12} &= m \cdot \Delta h_L \\ Q_{\text{Br},12} &= m_{\text{Br}} \cdot (\Delta h_{\text{liqu}} + \Delta h_{\text{evap}} + \Delta h_{\text{gas}}) \end{aligned} \quad (4.49)$$

Tabelle 4.5: Parameter für die empirische Berechnung von Verdampfungstemperatur und Verdampfungsenthalpie [22]

| | Verdampfungstemperatur Koeffizienten | | | Verdampfungsenthalpie Koeffizienten | | |
|--------|--------------------------------------|---------|---------|-------------------------------------|----------|---------|
| | A_d | B_d | C_d | A_{evap} | α | β |
| Methan | 3,9895 | 443,028 | -0,49 | 10,11 | -0,22 | 0,388 |
| Ethen | 3,93835 | 659,739 | -16,719 | 20,25 | -0,01 | 0,3545 |
| Propan | 4,01158 | 834,26 | -22,763 | 27,9 | 0,0208 | 0,3766 |
| Butan | 3,85002 | 909,65 | -36,146 | 32,65 | -0,001 | 0,36966 |

Durch Gleichsetzen der über die Systemgrenze tretenden Wärmen beider Teilsysteme nach Gleichung 4.49 kann nun die Endtemperatur der Luft sowie des Gases ermittelt werden. Unter Annahme, dass sich die Temperatur der Medien angleicht oder eine definierte Differenz aufweist, können die Gleichungen numerisch, iterativ gelöst werden.

$$Q_{\text{Br},12} = -Q_{12} \quad (4.50)$$

Tabelle 4.6: Parameter für die Polynomgleichung zur Berechnung der spezifischen Wärmekapazität der flüssigen Phase [22]

| | p in bar | | Polynomgleichungskoeffizienten (liquid) | | | | |
|--------|------------|-----|---|------------|-----------|------------|-----------|
| | von | bis | A_1 | B_1 | C_1 | D_1 | E_1 |
| Methan | 0 | 30 | 2169,7858096 | -67,277298 | 0,7915235 | -0,0040884 | 7,845E-06 |
| Ethen | 0 | 30 | 117,2395984 | -1,321016 | 0,0133891 | -5,95E-5 | 1,009E-07 |
| Propan | 0 | 30 | 241,8271619 | -3,819024 | 0,0324009 | -0,000114 | 1,46E-07 |
| Butan | 0 | 30 | 270,6459789 | -3,357396 | 0,0244471 | -7,31E-05 | 8,03E-08 |

Tabelle 4.7: Parameter für die Polynomgleichung zur Berechnung der spezifischen Wärmekapazität der gasförmigen Phase [22]

| | T in K | | Polynomgleichungskoeffizienten (gas) | | | | |
|--------|----------|------|--------------------------------------|------------|------------|-------------|-----------|
| | von | bis | a_1 | a_2 | a_3 | a_4 | a_5 |
| Methan | 111 | 298 | 51,17392 | -240,61671 | 1046,32037 | -1382,88458 | 0 |
| | 298 | 1300 | -0,70303 | 108,4773 | -42,52157 | 5,86279 | 0,67857 |
| | 1300 | 6000 | 85,81217 | 11,26467 | -2,11415 | 0,13819 | -26,42221 |
| Ethen | 184 | 298 | 76,51696 | -481,8039 | 2089,63296 | -2494,65459 | 0 |
| | 298 | 3000 | 7,43616 | 171,6035 | -65,96922 | 8,94177 | 0 |
| Propan | 230 | 298 | 38,9562 | 70,54795 | 154,28737 | 0 | 0 |
| | 298 | 1500 | -3,2136 | 299,97026 | -152,11124 | 30,073 | 0 |
| Butan | 273 | 1500 | 9,78362 | 352,40622 | -162,20275 | 27,4655 | 0 |

In Bild 4.17 ist die Absenkung der Ladelufttemperatur über dem Luftverhältnis bei verschiedenen Kraftstoffen dargestellt, bei Ausgangstemperatur der Ladeluft von 380 K und Temperatur des Kraftstoffes von 95 K.

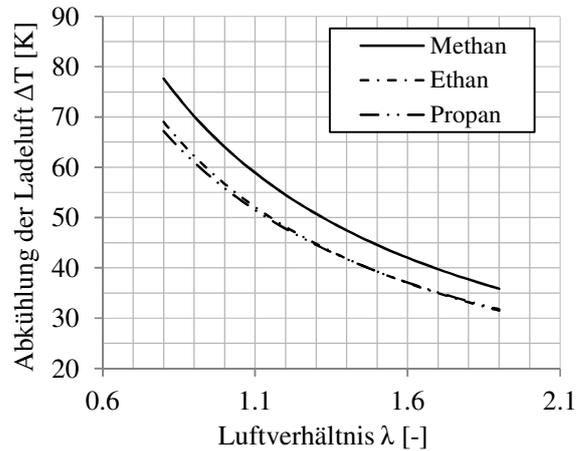


Bild 4.17: Abkühlung der Ladeluft in Abhängigkeit von λ und Gas

Durch das Masseverhältnis von Kraftstoff- zu Luftmasse steigt die mögliche Abkühlung der Ladeluft mit sinkendem Luftverhältnis. Zusätzlich wird bei Methan der größte Kühleffekt erzielt. Mit den oben gegebenen Eingangsgrößen kann somit bei $\lambda = 1$ eine Abkühlung im Bereich von 60 K erreicht werden.

Berechnung für überkritische Zustandsänderung

Für die Berechnung bei überkritischer Zustandsänderung werden die Werte für die Enthalpien zwischen Punkt 1 und 2 mittels der Berechnungssoftware REFPROP einzeln ermittelt und laut Gleichung 4.50 die Enthalpiedifferenz der Brennstoffseite ermittelt.

$$\Delta h_{\text{Br}} = h_{\text{Br},2} - h_{\text{Br},1} \quad (4.51)$$

Die Berechnung der Endtemperatur erfolgt wieder iterativ unter Gleichsetzen der Wärmen beider Teilsysteme.

4.1.9 Klopfen

Im ottomotorischen Verbrennungsprozess begrenzt Klopfen das Verdichtungsverhältnis, den Ladedruck oder den Zündwinkel und hat damit entscheidend Einfluss auf den Wirkungsgrad und die Leistung [17]. Für diese Arbeit werden die Simulationen mit der Software AVL BOOST durchgeführt, deren Code ein phänomenologisches Modell zur

Berechnung des Klopfkriteriums enthält. Dieses Modell ist abgestimmt auf die Verbrennung mit Benzin und wurde, wie später erklärt, für die Erdgasverbrennung durch einfaches Verschieben des Klopfkriteriums angepasst. Zu späterem Zeitpunkt wurde ein weiteres Modell für den Erdgasbetrieb bereitgestellt und in den Simulationen berücksichtigt. Da durch veränderte Klopfbedingungen, insbesondere durch den Einfluss der Ladungskühlung und des Einspritzzeitpunktes, in den Simulationen die größten Wirkungsgradunterschiede erwartet werden, wird das Thema im Folgenden genauer erklärt und die verwendeten Modelle vorgestellt.

Grundlagen

Die klopfende Verbrennung ist dadurch gekennzeichnet, dass es nach erfolgter Zündung der Zylinderladung zur Selbstzündung im noch nicht von der Flammenfront erfassten Gemisch kommt – dargestellt in Bild 4.18a. Beim Klopfen sind die chemischen Vorreaktionen im Endgas so weit fortgeschritten, dass die Energiezufuhr und die damit verbundene Temperatur- und Druckzunahme der regulären Verbrennung ausreicht Selbstzündbedingungen zu erreichen. Die Selbstzündung führt zu einer explosionsartigen Verbrennung und detonativer Flammenausbreitung mit sehr hohen Ausbreitungsgeschwindigkeiten von über 1000 m/s. Die Freisetzung großer Energieanteile in kurzer Zeit führt zu Druck- und Temperaturanstiegen mit hohen Amplituden und Gradienten. Die dadurch entstehenden Druckwellen interferieren und reflektieren an den Brennraumwänden und sind als Überlagerung im Zylinderdruckverlauf zu erkennen – Bild 4.18b. Sie sind verantwortlich für das charakteristische, hochfrequente Geräusch der klopfenden Verbrennung. Die hohe mechanische Belastung durch die Druckwellen, sowie auch höhere thermische Belastung und verbesserter Wärmeübergang durch lokal hohe Geschwindigkeiten können innerhalb kürzester Zeit zum Motorschaden führen. Heute detektiert eine Antiklopfregelung über Körperschallsensoren in welchem Zylinder und in welchem Zyklus Klopfen auftritt, und verstellt den Zündzeitpunkt nach spät. Damit kann auch bei Qualitätsschwankungen des Kraftstoffes an der Klopfgrenze gefahren werden und damit ein besserer Wirkungsgrad erzielt werden [17], [24].

Auf das Klopfen haben zahlreiche Parameter Einfluss wie der Kraftstoff, die Beschaffenheit des Brennraums oder die Betriebsbedingungen. Folgende Randbedingungen erhöhen nach [17], [24] und [25] das Risiko klopfender Verbrennung:

- Hohes Verdichtungsverhältnis
- Starke Aufladung
- Annäherung an das stöchiometrische Luftverhältnis $\lambda = 1$
- Geringe Drehzahl (hohe Vorreaktionszeit)
- Große Einzelhubvolumen (lange Flammenwege)

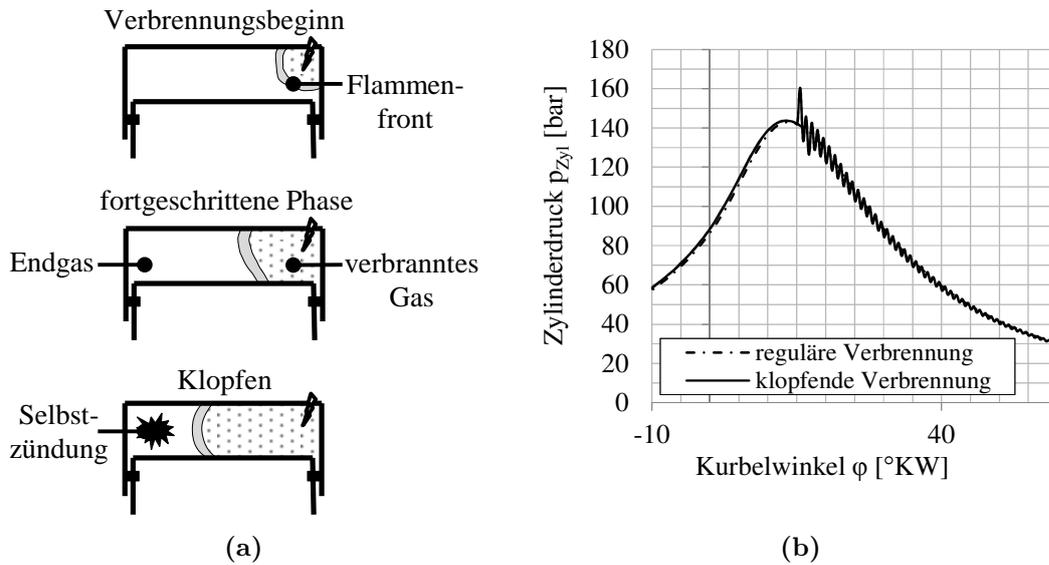


Bild 4.18: klopfbrennende Verbrennung: (a) schematische Darstellung, (b) charakteristischer Zylinderdruckverlauf

- Niedrige Oktanzahl/ Methanzahl
- Ungünstige Brennraumgestaltung (lange Flammenwege, enge Spalte)
- Dezentrale Zündkerzenposition (lange Flammenwege)
- Heiße Stellen weit entfernt von Zündkerze (Auslassventilsteg)
- Unzureichende Ladungsbewegungsintensität (niedrige Flammengeschwindigkeit)
- Unzureichende Ladeluftkühlung (hohe Kompressionsstart- und Endtemperatur)
- Unzureichende Brennraumwandkühlung (hohe Kompressionsendtemperatur)
- Ablagerungen an Brennraumwänden die Wärmeübergang vermindern

Zur Modellierung der Klopfkriterien kommen verschiedene Ansätze zur Anwendung. Der erste Ansatz führt über detaillierte, reaktionskinetische, chemische Modelle, unter Berücksichtigung zahlreicher Spezies. In diesem Zusammenhang soll der Vollständigkeit halber das Shell-Modell, entwickelt bei Shell Research Ltd., erwähnt werden. Für genauere Ausführungen zur Anwendung und Verifizierung sei auf die Literatur [26], [27], [28] verwiesen.

Der zweite Ansatz beruht auf phänomenologischen Modellen. Die Idee dahinter ist, dass alle Reaktionen im unverbrannten Gemisch durch eine globale Reaktion beschrieben werden sollen. Unter Berücksichtigung des Temperatur- und Druckverlaufes soll damit die Bildung zündfähiger Radikale und damit die Zündverzugszeit über einen

Arrhenius-Ansatz dargestellt werden. Den bekanntesten Ansatz repräsentiert die Klopfintegral-Methode, entwickelt von Douaud und Eyzat (1978) [29].

Das Klopfintegral ist definiert durch:

$$\int_0^{\tau_{SZ}} \frac{d\tau}{\tau} = 1 \quad (4.52)$$

Dabei beschreibt τ die Selbstzündungszeit in Abhängigkeit von Druck und Temperatur und ist in der Literatur, angepasst an die jeweils untersuchte Konstellation, in verschiedenen Formen mit unterschiedlichen Faktoren beschrieben. τ_{SZ} stellt den Zeitpunkt dar an dem Selbstzündung eintritt.

Da keine Hardware zur Verifizierung des verwendeten Klopfmodells zur Verfügung steht, wurden verschiedene Modelle verwendet, um Bereich einen für die Wirkungsgradunterschiede zu erhalten, die mit höherer Wahrscheinlichkeit zutreffen.

Klopfmodell AVL BOOST Standard

Im AVL BOOST-Code ist ein Klopfmodell implementiert, mit der Zündverzugszeit modelliert nach Douaud und Eyzat (1978):

$$\tau = 0,01768 \cdot \left(\frac{OZ}{100}\right)^{3,402} \cdot p^{-1,7} \cdot e^{\frac{3800}{T}} \quad (4.53)$$

Verwendet wird eine leicht modifizierte Variante, umgeformt auf die Oktanzahl OZ, welche im Folgenden als Klopfindex I_K bezeichnet wird:

$$I_K = 100 \cdot \left(\frac{1}{A} \cdot \int_{\tau_{SOC}}^{\tau_{MFB85\%}} \left[\left(\frac{p}{p_{Ref}}\right)^n \cdot e^{-\frac{B}{T_{UBZ}}}\right] \cdot d\tau\right)^{\frac{1}{\alpha}} \quad (4.54)$$

Dabei wird während der Hochdruckphase vom Verbrennungsbeginn τ_{SOC} bis zum Zeitpunkt des 85%-Brennstoffmassenumsatzpunktes $\tau_{MFB85\%}$ das Klopfintegral ausgewertet. Das Kriterium für klopfende Verbrennung ist also dadurch gegeben, dass der berechnete Wert für I_K eine Schwelle übersteigt.

Mit den Parametern aus Tabelle 4.8 ist das Modell für Benzin abgestimmt und der Schwellwert entspricht ungefähr der Oktanzahl. Für die Verwendung von Erdgas oder im Speziellen Methan, wie in der Simulation verwendet, wurde ein neuer Schwellwert für den Klopfindex ermittelt. Die Änderung der Zündverzugszeit über die Temperatur und den Druck stehen für die meisten Kohlenwasserstoffe in einem ähnlichen Verhältnis, womit näherungsweise mit einem Offset des Klopfindex-Schwellwertes gerechnet werden kann. Zur Ermittlung dieses Wertes wurde ein in Baugröße und Betriebsbedingungen ähnlicher Motor mit AVL BOOST nachgerechnet, von dem bekannt war, dass der gerechnete Betriebspunkt klopfrei gefahren werden kann. Daraus liefert das Modell nach Gleichung 4.54 einen Klopfindex von $I_K = 194$. Dieser Wert wird in den Variationsrechnungen als Schwellwert für die Klopfgrenze herangezogen.

Tabelle 4.8: Parameterset für AVL BOOST-Klopffmodell – Benzin

| Parameter | | Wert | Einheit |
|-----------|----------|---------|---------|
| Exponent | α | 3,402 | - |
| Exponent | n | 3,402 | - |
| Konstante | A | 0,01768 | s |
| Konstante | B | 3526,85 | °C |

Klopffmodell AVL METHAN

Zweiter Modelltyp basiert auf dem Ansatz nach Tsuboim u. Wagner (1974), welcher später von Peterson (1996), für den Druckbereich von 3 bis 300 bar und einem Bereich des Luftverhältnisses zwischen 0.5 und 2 erweitert wurde.

Das Modell wird über das Klopfintegral nach Gleichung 4.55 beschrieben. Klopfen tritt dann auf, wenn das Integral den Wert 1 erreicht.

$$I_K = \int_{\tau_{\text{SHP}}}^{\tau_{\text{MFB90\%}}} \frac{C \cdot d\tau}{A \cdot e^{\frac{T_a}{T}} \cdot [\text{O}_2]^x \cdot [\text{CH}_4]^y} \quad (4.55)$$

Für die Umsetzung in AVL BOOST wurde das Modell mit dem Formel-Interpreter implementiert, wobei das Integral im Zeitbereich zwischen Start der Hochdruckphase τ_{SHP} und dem Zeitpunkt des 90%-Brennstoffumsatzes $\tau_{\text{MFB90\%}}$ gelöst wird. Die molare Sauerstoffkonzentration $[\text{O}_2]$ und molare Methankonzentration $[\text{CH}_4]$ sind die Momentanwerte zu jedem berechneten Zeitschritt.

In der Literatur existieren zahlreiche Untersuchungen mit verschiedenen Modellparametern, unter der Annahme, dass der Klopfintegral-Faktor C den Wert 1 annimmt. In Tabelle 11 sind diese Parameter aus 6 Quellen aufgelistet.

Tabelle 4.9: Klopffmodellparameter für Modell nach Tsuboim und Wagner

| Parameter | | | Quellen | | | | | |
|----------------------|-------|-----|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | | | [30] | [31] | [32] | [33] | [34] | [35] |
| Klopfkonst. | A | (-) | 7,65E-18 | 3,62E-14 | 2,50E-15 | 1,19E-18 | 4,40E-15 | 4,99E-14 |
| O ₂ -Exp. | x | (-) | -1,6 | -1,03 | -1,02 | -1,94 | -1,03 | -1,31 |
| Kraftst.Exp. | y | (-) | 0,4 | 0,33 | 0 32 | 0,48 | 0,33 | -0,38 |
| Akt.Temp. | T_a | (K) | 25900 | 23400 | 26700 | 23333 | 26360 | 9575 |

Firmeninterne Untersuchungen und Parameterverifikationen ergaben die besten Ergebnisse für Erdgasmotoren der betrachteten Baugröße mit den Parametern nach Peterson, [35]. Damit werden diese Parameter bei den Variationsrechnungen verwendet. Der Klopfintegral-Faktor C wird wieder aus dem im Vergleichsmotor berechneten, kloppfreien Betriebspunkt ermittelt und mit $C = 81,8$ festgelegt.

Klopfmodell LAEMMLE METHAN

Dieser Ansatz entspringt der Dissertation von Christian Lämmle [36] zum Thema Klopfen bei Erdgasmotoren und der Erstellung eines phänomenologischen Modells zur Vor-ausberechnung in Motorprozessrechenprogrammen.

Grundsätzlich beruht das Modell auf dem Ansatz nach Douaud und Eyzat (1978) mit der Zündverzugszeit τ modelliert durch den Arrheniusansatz mit normiertem Druck und normierter Temperatur laut Gleichung:

$$\tau = A \cdot \left(\frac{p}{p_{\text{Ref}}} \right)^{-\alpha} \cdot e^{\frac{T_A}{T}} \quad (4.56)$$

Lämmle erweitert den Ansatz durch die Verbrennungsfortschrittsvariable x_B und definiert das Klopfintegral I_K durch die Gleichung:

$$I_K = \int_{\tau_{\text{SHP}}}^{\tau_{\text{MFB90\%}}} (x_{B,\text{crit}} - x_B)^\beta \cdot \frac{C}{A} \cdot \left(\frac{p}{p_{\text{Ref}}} \right)^\alpha \cdot e^{-\frac{T_A}{T}} \cdot d\tau \quad (4.57)$$

Der Ausdruck $(x_{B,\text{crit}} - x_B)$ kann als Wahrscheinlichkeit für das Auftreten von Klopfen verstanden werden, da er die verbleibende Energie im Endgas charakterisiert.

Modelliert nach Vibe lautet die Gleichung für x_B :

$$x_B(\varphi) = 1 - e^{-a \cdot y_B^{m+1}} \quad (4.58)$$

Für die normierte Verbrennungsdauer y_B schreiben wir:

$$y_B = \frac{\varphi - \varphi_S}{\varphi_E - \varphi_S} \quad (4.59)$$

In dieser Gleichung steht φ_S für den Kurbelwinkel bei Verbrennungsstart und φ_E für den Kurbelwinkel bei Verbrennungsende.

Wie auch beim Vibe-Brennverlauf treffen wir die Annahme, dass bei $x_{B,\text{End}} = 0,999$ die Verbrennung abgeschlossen ist, womit sich der Faktor a , laut Gleichung 4.60, wieder zu 6,908 ergibt.

$$a = \ln 1 - x_{B,\text{End}} \quad (4.60)$$

Da für diese Arbeit Vibe-Verbrennungsverläufe verwendet werden, decken sich die Parameter, einschließlich des Formfaktors m , des Brennverlaufes mit denen des Verbrennungsfortschrittes. Werden experimentell bestimmte Brennverläufe verwendet so sind die Parameter wie in Abschnitt 4.1.7 angeführt, zu ermitteln. Es ist dabei besonders darauf zu achten, dass der Ersatzverbrennverlauf insbesondere bis zum 75%-Brennstoffmassenumsatzpunkt gut übereinstimmt, und der 50%-Umsatzpunkt annähernd gleich ist.

Dieses Klopfmodell wurde für verschiedene Gasmischungen angepasst. Die Klopfintegral-Parameter für die untersuchten Gasarten können Tabelle 4.10 entnommen werden, wobei für die Simulationen die erste Spalte mit 100% Methan relevant ist.

Der Klopfintegral-Faktor C wird wieder aus dem im Vergleichsmotor berechneten, klopfreien Betriebspunkt ermittelt und mit $C = 0,146$ festgelegt.

Tabelle 4.10: Klopfmodellparameter für Modell nach Laemmle

| Komponente | Gasmischungen (Vol.% / Mass.%) | | | | |
|---|--------------------------------|----------|----------|----------|----------|
| | G20 | G4E | G8E | G44 | G25 |
| Methan (CH ₄) | 100/100 | 96/62,76 | 92/85,99 | 92/83,26 | 86/77,86 |
| Ethan (C ₂ H ₆) | – | 4/7,24 | 8,14,01 | 4,679 | – |
| Propan (C ₃ H ₈) | – | – | – | 4/9,95 | – |
| Stickstoff (N ₂) | – | – | – | – | 14/22,14 |

| Parameter | | | | | | | |
|-------------|-------------------------|---|------------|------------|------------|------------|-----------|
| Klopfkonst. | A | s | 1,18084E-8 | 2,66993E-8 | 4,25495E-8 | 9,28303E-8 | 1,9368E-8 |
| Druckexp. | α | - | 2,8 | 2,8 | 2,8 | 2,8 | 2,8 |
| Akt. Temp. | T_A | K | 23110 | 22250 | 21740 | 20590 | 22990 |
| Verbr. Exp. | β | - | 0,56 | 0,41 | 0,25 | 0,21 | 0,33 |
| Verbr. Var. | x_{crit} | - | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 | 0,75 |

4.1.10 Schadstoffbildung

In der motorischen Verbrennung sind das Luftverhältnis und die Verbrennungstemperatur maßgeblich an den Schadstoffbildungsmechanismen beteiligt. Wie Bild 4.19b zeigt, gibt es kein optimales Luftverhältnis, da die Emissionen der einzelnen Komponenten im Zielkonflikt stehen. Einen Kompromiss stellt die stöchiometrische Verbrennung dar, die durch das einfache und billige Abgasnachbehandlungssystem, dem Dreiwegekatalysator, breite Anwendung findet. Diese Art der Verbrennung weist jedoch auch die höchste, mittlere Verbrennungstemperatur auf, womit erhöhte Stickoxidemissionen einhergehen.

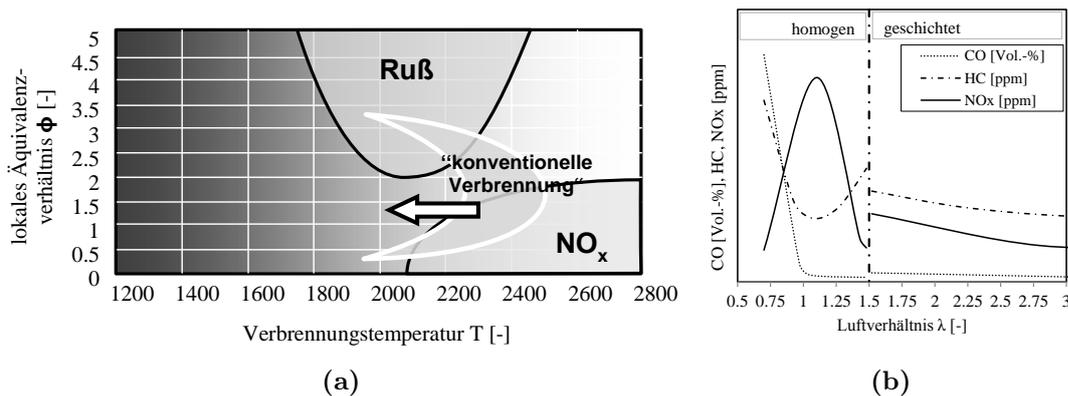


Bild 4.19: Schadstoffbildung: (a) NO_x-Ruß-Zielkonflikt [37], (b) Emissionen über dem Luftverhältnis [38]

Bild 4.19a zeigt den Zielkonflikt zwischen Ruß- und Stickoxidemissionen. Vorteile hinsichtlich Schadstoffbildung werden vor allem über die Ladungskühlung durch die

Verdampfungsenthalpie des flüssigen Erdgases erwartet. Es wird dadurch in stöchiometrischen wie auch Magerkonzepten die Verbrennungstemperaturen gesenkt und sollte vor allem auf die NO_x -Emissionen einen positiven Einfluss haben. Die Emissionen werden mit den in AVL BOOST implementierten Emissionsmodellen gerechnet und sollen vor allem als Vergleichswerte zwischen den Konzepten dienen.

4.2 Motorkonzepte

Alle berechneten Konzepte beziehen sich auf einen Motor, wie er in Langstrecken-Schwerlastfahrzeugen Anwendung findet. Die Hauptparameter sind Tabelle 4.1 zu entnehmen, und für alle Konzepte gleich. Grundsätzlich handelt es sich um einen 6-Zylinder Motor in Reihenanordnung mit 10,5l Hubraum. Das Einlasssystem ist gekennzeichnet durch eine zweistufige Aufladung mit Zwischenkühlung. Für die Simulation der verschiedenen Luftverhältnisse wird durch Turbolader-Anpassung der Ladedruck geregelt. Dabei wird für die erste Stufe der Turbinenwirkungsgrad $\eta_{\text{Tu},1}$ mit 0,7, der Kompressorwirkungsgrad $\eta_{\text{Comp},1}$ mit 0,78 und der mechanische Wirkungsgrad $\eta_{\text{mTu},1}$ mit 0,98 konstant angenommen. Die Wirkungsgradwerte für die zweite Stufe werden für $\eta_{\text{Tu},2}$ mit 0,65, für $\eta_{\text{Comp},2}$ mit 0,76 und für $\eta_{\text{mTu},2}$ mit 0,98 konstant angenommen. Für die Ladeluftkühlung sollen die Werte des Ausgangsmotors übernommen werden, womit sich die Ladelufttemperatur nach der ersten Stufe bei $T_{L1} = 45^\circ\text{C}$ und nach der zweiten Stufe bei $T_{L2} = 50^\circ\text{C}$, jeweils nach Kühlung, einstellt.

4.2.1 CNG SPI

Bild 4.20 zeigt den Aufbau mit zentraler Saugrohreninblasung (single port injection, SPI). Dieses Konzept nimmt derzeit noch den größten Anteil in mobilen Erdgasantriebsvarianten ein. Das liegt vor allem am einfachen Aufbau, der geringen Anzahl an Kraftstoffsystem-Komponenten, und der dadurch kostengünstigen Umsetzungsmöglichkeit. Auch bei der Adaption an bestehenden Ottomotoren sind hier nur minimale Änderungen vorzusehen. Auch für bivalente Fahrzeuge wird der Erdgaspfad vorwiegend über Saugrohreninblasung dargestellt.

Kennzeichnend für dieses Konzept ist, dass keine Reibleistung für die Kraftstoffförderung anfällt und somit die Gesamtreibleistung des Motors auf niedrigerem Niveau zu liegen kommt. Abhängig vom momentanen Tankdruck tritt im Druckregelventil mitunter eine starke Abkühlung durch die Expansion auf den Einblasedruck auf. Um dabei eine Vereisung des Ventils zu verhindern ist dieses beheizt ausgeführt, was erst elektrisch und später über den Kühlkreislauf des Fahrzeugs geschieht. In den Simulationen wird hier für die Kraftstofftemperatur bei der Einblasung $T_F = 25^\circ\text{C}$ angenommen. Außerdem wird bei dieser Ausführung kontinuierlich Kraftstoff beigemischt, wodurch keine Schichtladung möglich ist, und das Luftverhältnis ausserhalb der Zündgrenzen ist. Damit sind die Werte aus der Simulation mit $\lambda > 1,3$ rein theoretische Rechenwerte,

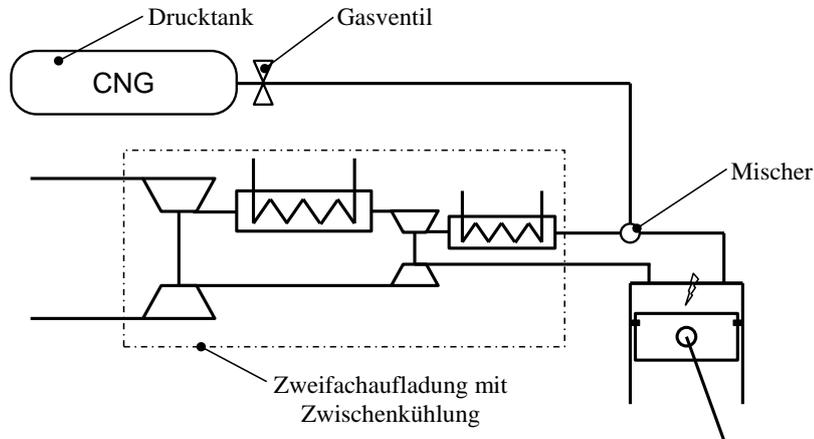


Bild 4.20: Konzeptschema CNG SPI

die einzig zum Vergleich dienen.

4.2.2 CNG DI

Gleich dem allgemeinen Trend neuer ottomotorischer Konzepte wird auch in der Erdgasanwendung zunehmend auf die direkte Einbringung des Kraftstoffes in den Brennraum gesetzt. Dies bietet Vorteile wie die höhere spezifische Leistung über den höheren Gemischheizwert oder verbessertes, transientes Verhalten oder die Möglichkeit zum Einsatz neuer Brennverfahren mit Spülung oder Schichtladung. Vor allem bietet die Direkteinblasung aber auch das Potenzial zur Steigerung des Wirkungsgrades über Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses. Dies liegt hauptsächlich an der späteren Beimischung des Kraftstoffes und den niedrigeren Temperaturen, wodurch die klopfrelevanten Vorreaktionen später und auch langsamer ablaufen.

Kennzeichnend für das in Bild 4.21 dargestellte Konzept ist die Bereitstellung des Kraftstoffes bei Einblasedruck über den gesamten Tankzyklus. Um auch späte Einblasung sowie Schichtladungskonzepte zu realisieren, wird der Einblasedruck mit 250 bar angenommen. Das bedeutet eine sich über den Füllstand ändernde Antriebsleistung der CNG-Verdichtereinheit, wie in Abschnitt 4.1.5 beschrieben. Daraus ergeben sich die Annahmen für die gemittelte Verdichterleistung $P_{\text{Verd}} = 5,06 \text{ kW}$, was einem Reibmitteldruckanteil $p_{\text{R,Verd}} = 0,27 \text{ bar}$ entspricht und für die mittlere Kraftstofftemperatur bei Einblasung von $T_{\text{F}} = 40 \text{ °C}$.

Um die Vorteile der Direkteinblasung bezüglich Gemischheizwert auszunützen wird bei Homogenbetrieb der Einblasestartzeitpunkt im Bereich des Einlassventil-schließt-Zeitpunkts gewählt. Für die Simulation entspricht das, wie in Bild 4.22 dargestellt, dem Einblasestartwinkel bei Kurbelwinkel $\varphi_{\text{ES}} = 560 \text{ °KW}$ mit einer Einblasedauer von

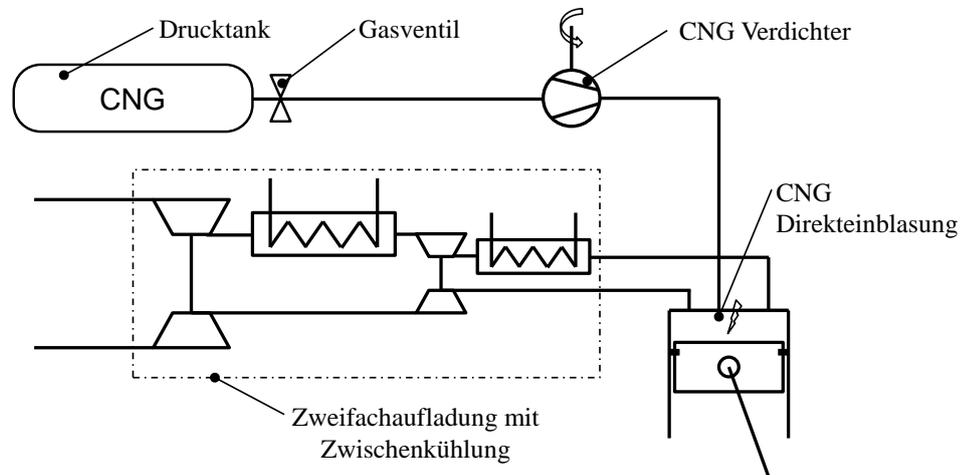


Bild 4.21: Konzeptschema CNG DI

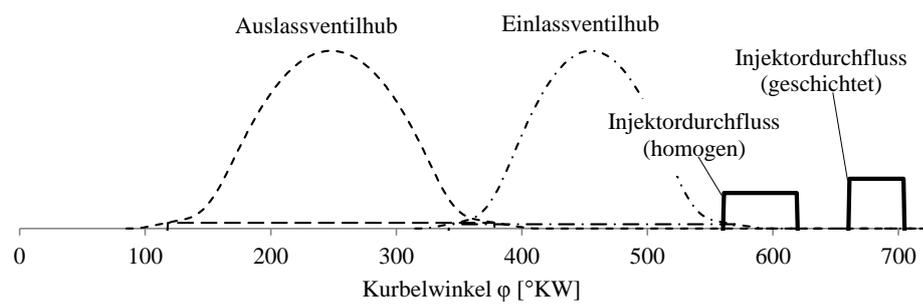


Bild 4.22: CNG DI: Einblasezeitpunkt für Homogen- und Schichtbetrieb

$\varphi_{ED} = 60$ °KW bei homogener Ladung und $\varphi_{ES} = 660$ °KW sowie $\varphi_{ED} = 45$ °KW bei Schichtbetrieb.

4.2.3 LNG-Verdampfung durch Wärmeübertrager im Saugrohr

Wie im ersten Abschnitt diskutiert, besteht bereits ein überschaubares Tankstellennetz für LNG. Auch LNG-Tanks sind in Serienreife vorhanden und in geringer Anzahl vor allem in Schwerlastfahrzeugen verbaut. Allen Konzepten mit LNG-Tanksystem ist jedoch die Kraftstoffzumischung gasförmig oder überkritischer gemein. Die Heizleistung um den Kraftstoff auf Einblasebedingungen zu bringen wird über das Motorkühlsystem bereitgestellt. Der hier vorgestellte Ansatz versucht die latente Wärme des flüssigen Kraftstoffes zu nutzen, und damit die Verdichtungsstarttemperatur der Zylinderladung weiter zu senken. Der Vorteil dieses Konzepts besteht in der Verwendung bekannter Technologien für die Komponenten des Kraftstoffördersystems mit Direkteinblasung.

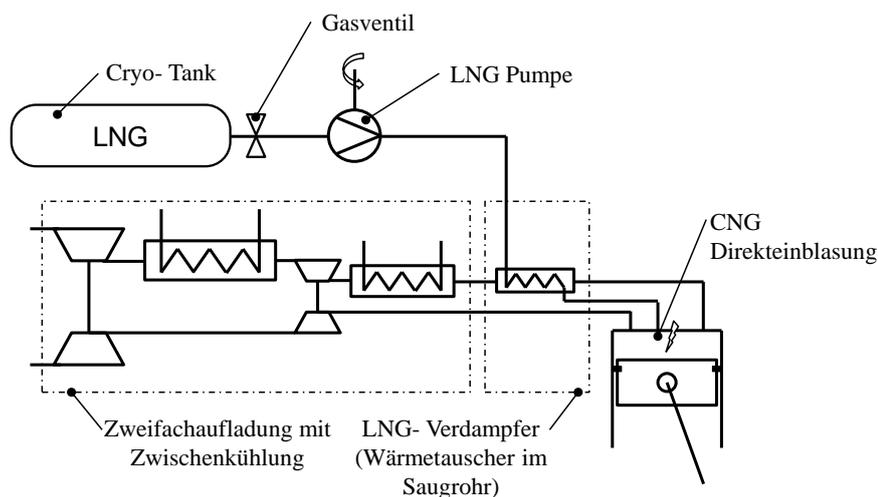


Bild 4.23: Konzeptschema LNG-Verdampfung Durch WÜ im Saugrohr

Für die thermodynamische Bewertung wird hier, wie Bild 4.23 zeigt, ein zusätzlicher Wärmeübertrager im Saugrohr eingefügt. Neben dem Vorteil der höheren Energiedichte des LNG-Tanksystems kann auch die Bereitstellung des Einblasedruckes energetisch günstiger über eine Kryopumpe dargestellt werden. Damit ergibt sich hier, wie in Abschnitt 4.1.5 berechnet, eine Antriebsleistung für die Kraftstofförderpumpe von $P_P = 1,27$ kW, was einem Reibmitteldruckanteil von $p_{RP} = 0,07$ bar entspricht. Die Kraftstofftemperatur bei Einblasung wird nach Abschnitt 4.1.8 berechnet, unter der Voraussetzung dass die Ladeluft in den Zusatzwärmeübertrager mit $T_{St2} = 50^\circ\text{C}$ einströmt. Bei Annahme optimalen Wärmeübergangs entspricht die Austrittstemperatur der Ladeluft der Einblasetemperatur des Kraftstoffes. Die für die Simulation verwendeten Werte sind

in Tabelle 4.11 angeführt. Die Einblase-Zeitpunkte und -dauern entsprechen denen des CNG DI-Konzepts.

Tabelle 4.11: Einblasetemperaturen abhängig vom Luftverhältnis

| λ - | Einblasetemperatur | |
|----------------|--------------------|------|
| | K | °C |
| 1 | 274,5 | 1,3 |
| 1,1 | 278,4 | 5,3 |
| 1,2 | 281,8 | 8,7 |
| 1,3 | 284,7 | 11,5 |
| 1,4 | 287,2 | 14,1 |
| 1,5 | 289,4 | 16,3 |
| 1,6 | 291,4 | 18,2 |
| 1,7 | 293,1 | 20 |
| 1,8 | 294,7 | 21,5 |
| 1,9 | 296,1 | 22,9 |
| 2 | 297,3 | 24,2 |
| 2,1 | 298,5 | 25,4 |
| 2,2 | 299,6 | 26,4 |

4.2.4 LNG DI

Übergeordnetes Ziel der Arbeit ist das Potenzial einer LNG-Direkteinspritzung zu bewerten. Dabei sollen vorerst die technologischen Herausforderungen außer Acht gelassen werden, und mit tiefkalter, flüssiger Einbringung des Kraftstoffes in den Brennraum gerechnet werden. Vor allem durch die spätere Beimischung des Kraftstoffes werden Vorteile im Klopfverhalten erwartet. Aber auch die Ladungskühlung könnte hier durch Mischungskühlung besser ausgenutzt werden. Außerdem besteht durch die Direkteinspritzung die Möglichkeit der Ladungsschichtung, mit Wirkungsgradsteigerungspotenzial im Vollast- aber vor allem im Teillastgebiet.

Bild 4.24 zeigt den einfachen Aufbau des LNG DI-Systems, bestehend aus der bestehenden Lader- und Ladeluftkühlungsgruppe, einem Kryo-Tank mit einem Speicherdruck p_T zwischen 1 bar und 18 bar, sowie der LNG-Pumpe und den LNG-Injektoren. Für die Bereitstellung des Kraftstoffdrucks wird dabei laut Abschnitt 4.1.5 mit einem Tankdruck $p_T = 1$ bar, und einem Einspritzdruck von $p_F = 250$ bar gerechnet. Damit ergibt sich eine Antriebsleistung der Kraftstoffförderpumpe von $P_P = 1,27$ kW, was einem Reibmitteldruckanteil von $p_{RP} = 0,07$ bar entspricht, und damit weit unter der Antriebsleistung eines CNG-Verdichters liegt. Die Einspritztemperatur soll unter Vernachlässigung des Wärmeübergangs in der Kraftstoffzufuhr mit $T_F = -161$ °C angenommen werden.

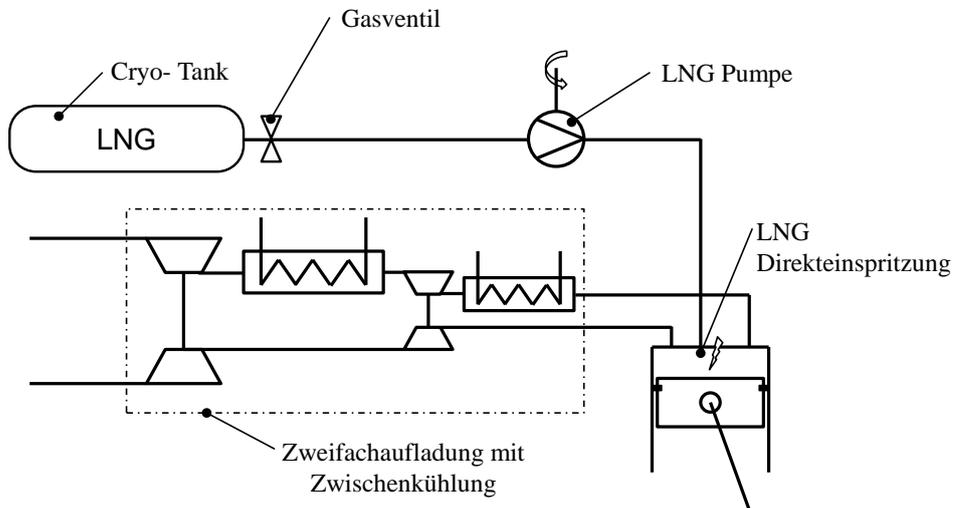


Bild 4.24: Konzeptschema LNG DI

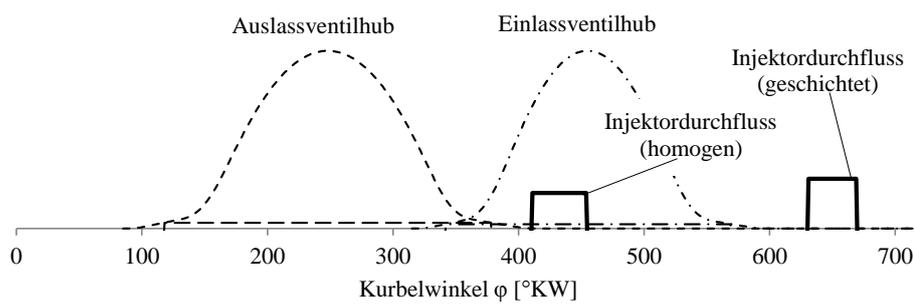


Bild 4.25: LNG DI: Einblasezeitpunkt für Homogen- und Schichtbetrieb

Um im Betrieb bis $\lambda = 1,3$ eine möglichst gute Homogenisierung zu erreichen, wird der Einspritzstart saugsynchron auf den Kurbelwinkel $\varphi_{ES} = 410$ °KW gelegt und mit einer Einspritzdauer von $\varphi_{ED} = 45$ °KW gerechnet, siehe Bild 4.25. Für den Schichtbetrieb wird der Einspritzstart auf $\varphi_{ES} = 630$ °KW gelegt, bei einer Einspritzdauer von $\varphi_{ED} = 40$ °KW.

4.3 Zusammenfassung der Simulationsparameter

Die Hauptparameter des Simulationsmodells sind Tabelle 4.1, die Parameter für Methan als Kraftstoff aus Tabelle 4.2 zu entnehmen. Bedingungen für die Kraftstoffbeimischung und Bereitstellung sind in Tabelle 4.12 zusammengefasst. Tabelle 4.11 listet die Kraftstoffeinblasetemperaturen abhängig vom Luftverhältnis λ für das Konzept mit Zusatzwärmeübertrager im Saugrohr auf.

Tabelle 4.12: Simulationsparameter der verschiedenen Konzepte

| | CNG SPI | | CNG DI | | LNG WÜ DI | | LNG DI | |
|--|---------|-----|--------|-------------|-----------|-----------------|--------|-------------|
| | hom | hom | hom | geschichtet | hom | geschichtet | hom | geschichtet |
| Tankdruck (bar) | 100 | | 100 | | | 1 | | 1 |
| Tanktemp. (°C) | 25 | | 25 | | | -161 | | -161 |
| Einspritzdruck (bar) | 5 | | 250 | | | 250 | | 250 |
| Einspritztemp. (°C) | 25 | | 40 | | | λ -abh. | | -161 |
| Reibmitteldruck- Krst.Förderung (bar) | 0 | | 0,27 | | | 0,07 | | 0,07 |
| Einspritzstart (°KW) | kont. | 560 | 660 | | 560 | 660 | 410 | 630 |
| Einspritzdauer (°KW) | kont. | 60 | 45 | | 60 | 45 | 45 | 40 |

Die Simulation wird als Variation über das Verdichtungsverhältnis ε und das Luftverhältnis λ durchgeführt. Dabei soll ein Bereich zwischen $\varepsilon = 11$ bis $\varepsilon = 17$ und $\lambda = 1$ bis $\lambda = 2,2$ untersucht werden.

5 Auswertung

Zur Durchführung der Variationsrechnungen wurden unter Verwendung von AVL BOOST zahlreiche Teilberechnungen durchgeführt, um die verschiedenen Konzepte über Verdichtungsverhältnis und Luftverhältnis bewerten zu können. Über die Vielzahl an unterschiedlichen Eingangsparametern und der großen Anzahl zu berechnender Betriebspunkte war es eine besondere Herausforderung und ein großer zeitlicher Aufwand, die Modelle abzustimmen um brauchbare Ergebnisse zu erzielen.

5.1 Einschränkungen

Da zu Beginn nur das bereits implementierte Klopfmodell, in Abschnitt 4.1.9 als AVL BOOST-Modell beschrieben, zur Verfügung stand, wurden alle Berechnungen mit diesem Modell durchgeführt. Besonderes Augenmerk wird jedoch auf stöchiometrische Konzepte gelegt, wofür dann alle Klopfmodelle zur Anwendung kommen. In der Simulation wird mit steigendem Verdichtungsverhältnis früher oder später Klopfen auftreten. Um hier brauchbare Ergebnisse zu erhalten, wird bei In der Simulation wird mit steigendem Verdichtungsverhältnis früher oder später Klopfen auftreten. Um hier brauchbare Ergebnisse zu erhalten, wird bei Eintreten von klopfender Verbrennung der Zündzeitpunkt verstellt. Ausgehend von der optimalen Verbrennungslage stellt das Simulationsmodell den Zündzeitpunkt um $\Delta\varphi_{ZZP}$ nach spät. Um nicht unnötig Rechendurchläufe zu benötigen wurde $\Delta\varphi_{ZZP}$ auf 30° KW limitiert. Stösst die Simulation nun bei manchen Betriebspunkten an diese Grenze, so würde dadurch eigentlich mit klopfender Verbrennung gerechnet. Das passiert immer in den oberen Verdichtungsverhältnis- und Luftverhältnisbereich. Da dieser Bereich für den Vergleich nicht von Interesse ist, wird er in den Bildern 5.1 , 5.3, 5.5 und 5.7 (rechte obere Ecke) nicht berücksichtigt.

5.2 Ergebnisse und Vergleich der verschiedenen Konzepte

Zur Benennung der verschiedenen Konzepte werden immer die folgenden Abkürzungen verwendet:

- CNG SPI CNG Saugrohrenblasung
- CNG DI CNG Direkteinblasung

- LNG WÜ DI LNG Verdampfung in Wärmeübertrager, Direkteinblasung
- LNG DI LNG Direkteinblasung (saugsynchron)
- LNG DI L LNG Direkteinblasung (nach Enlassschluss, nur $\lambda=1$ -Konzept)

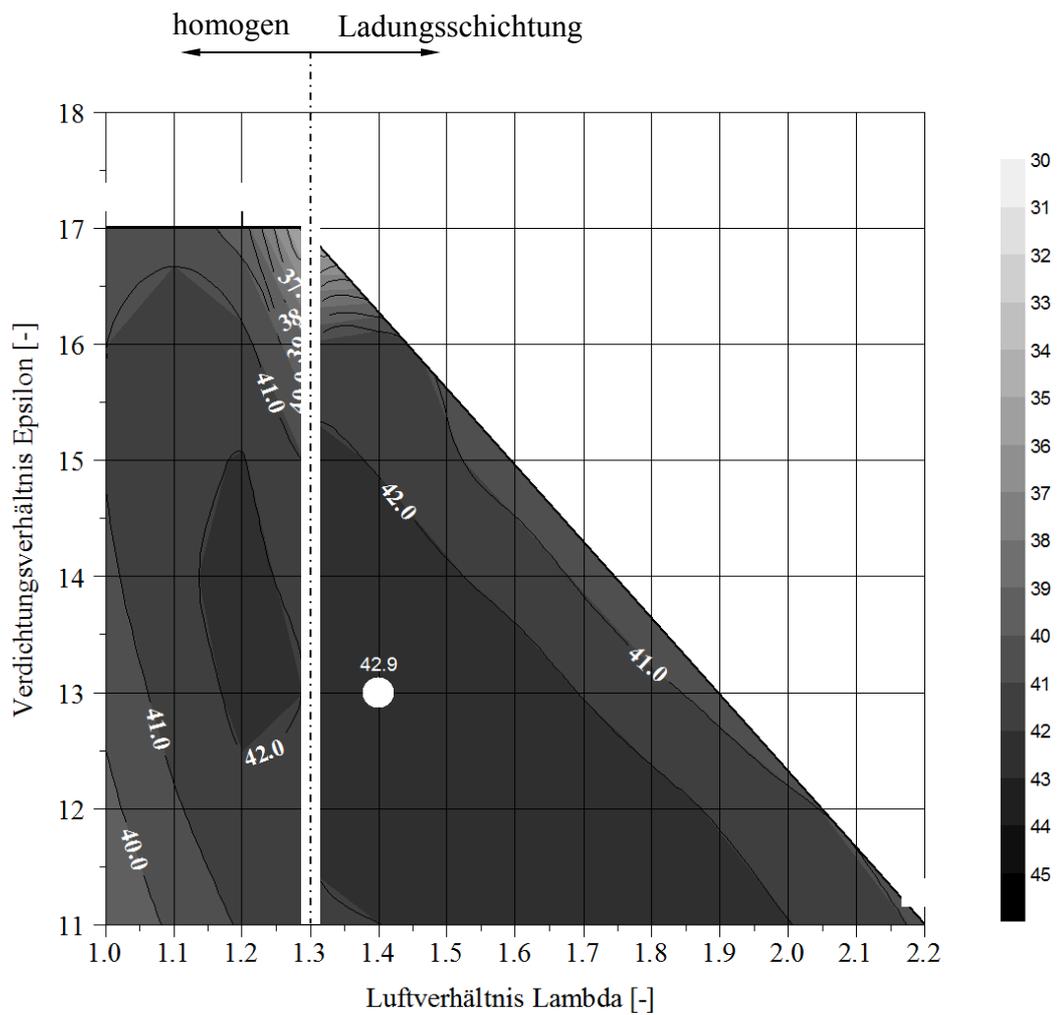


Bild 5.1: CNG SPI: Wirkungsgradkennfeld η_e (%)

5.2 Ergebnisse und Vergleich der verschiedenen Konzepte

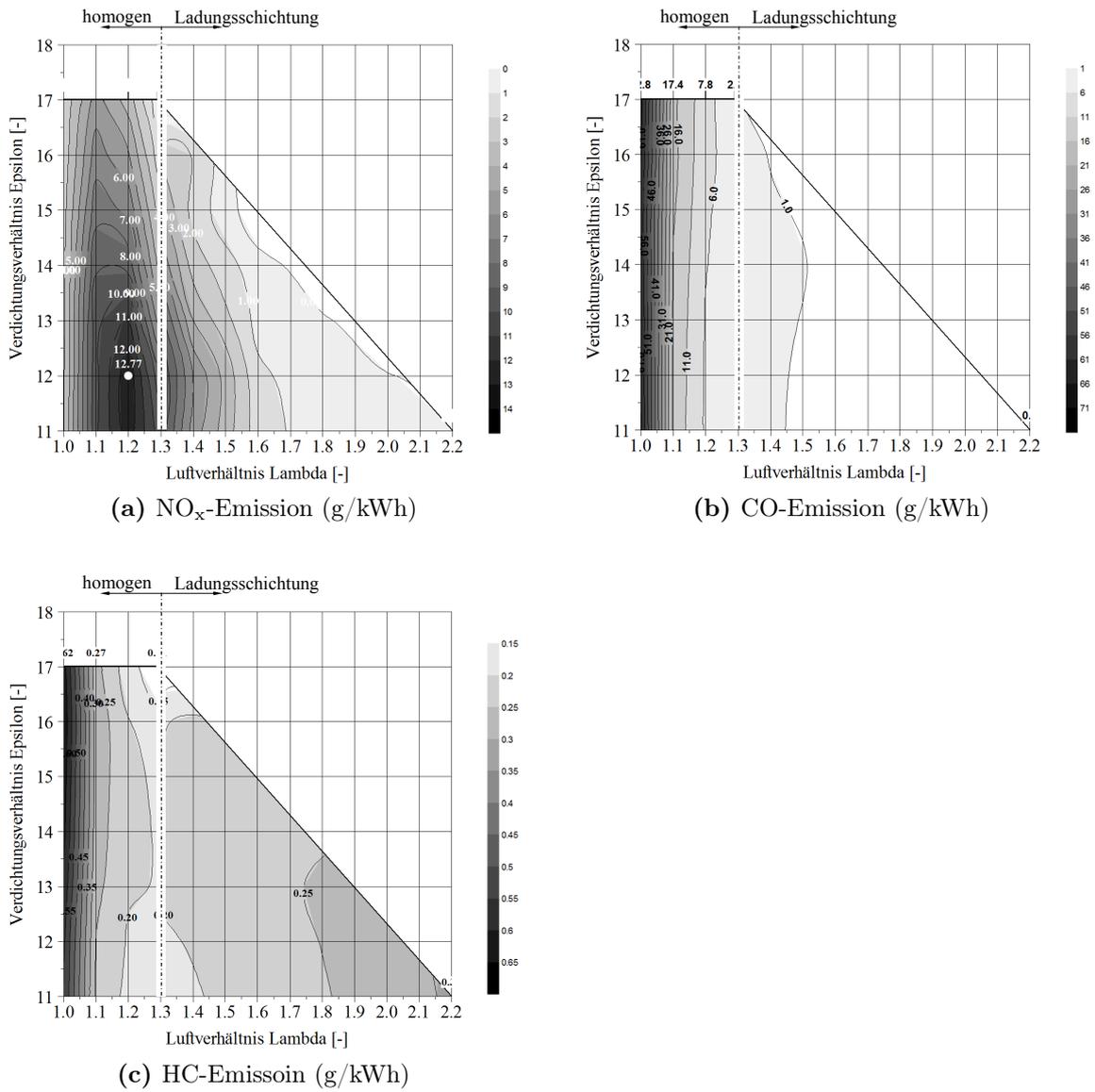


Bild 5.2: CNG SPI: Schadstoffemissionen

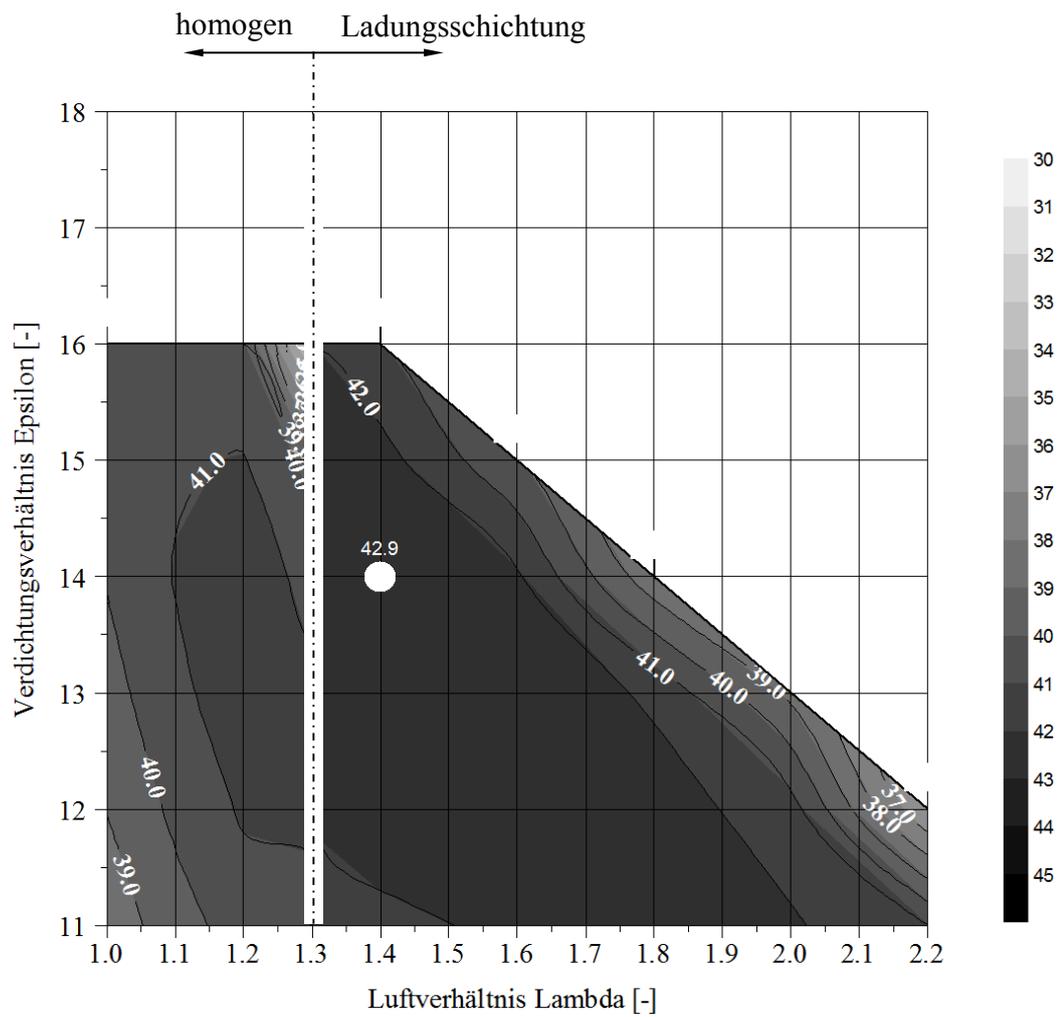


Bild 5.3: CNG DI: Wirkungsgradkennfeld η_e (%)

5.2 Ergebnisse und Vergleich der verschiedenen Konzepte

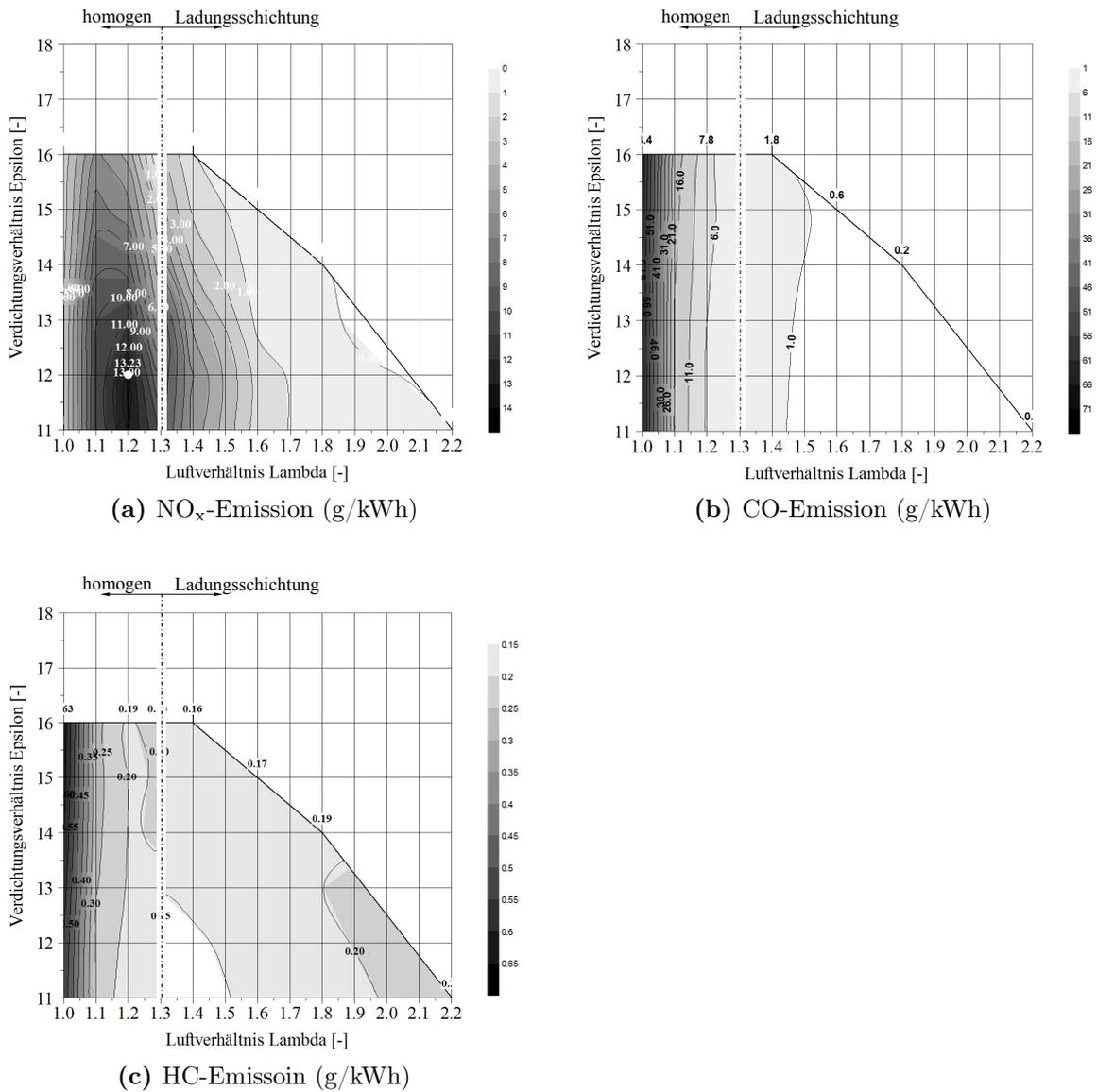


Bild 5.4: CNG DI: Schadstoffemissionen

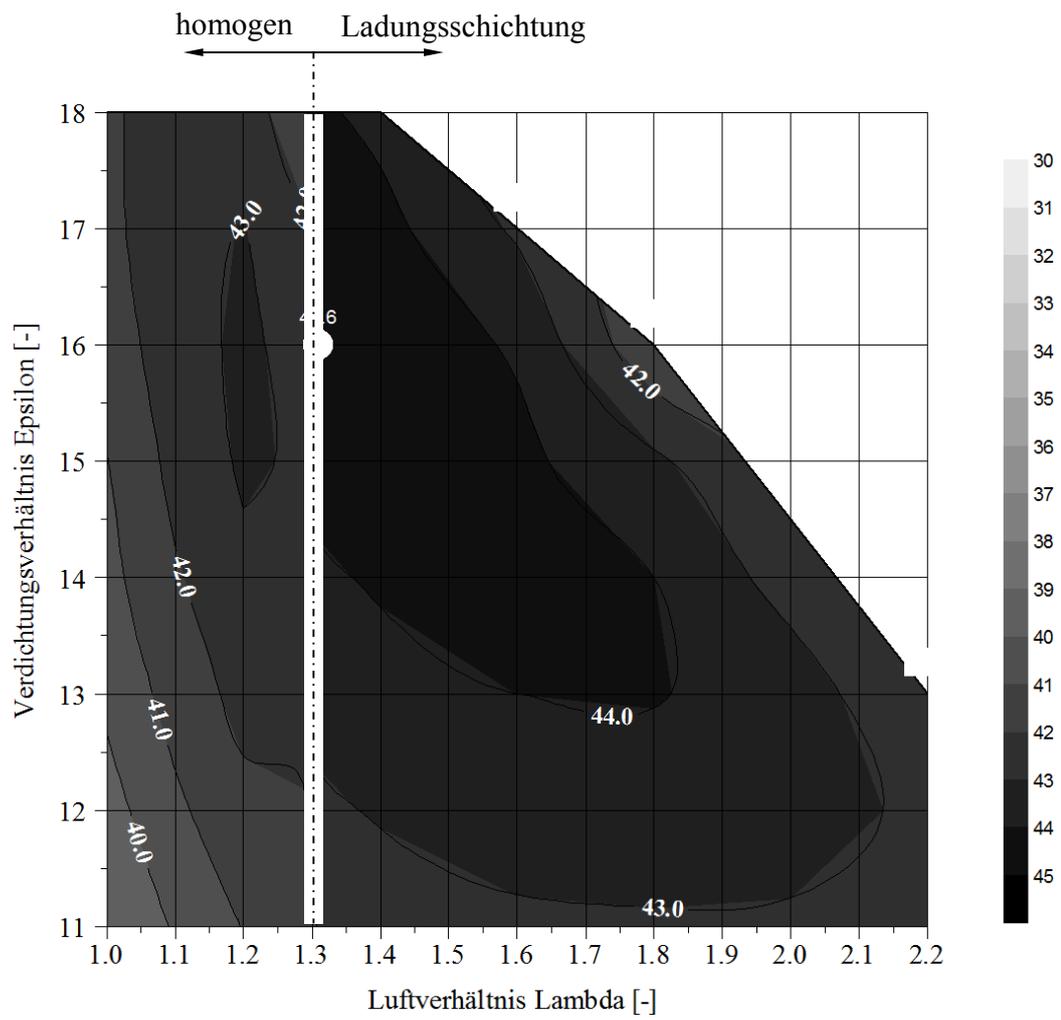


Bild 5.5: LNG WÜ DI: Wirkungsgradkennfeld η_e (%)

5.2 Ergebnisse und Vergleich der verschiedenen Konzepte

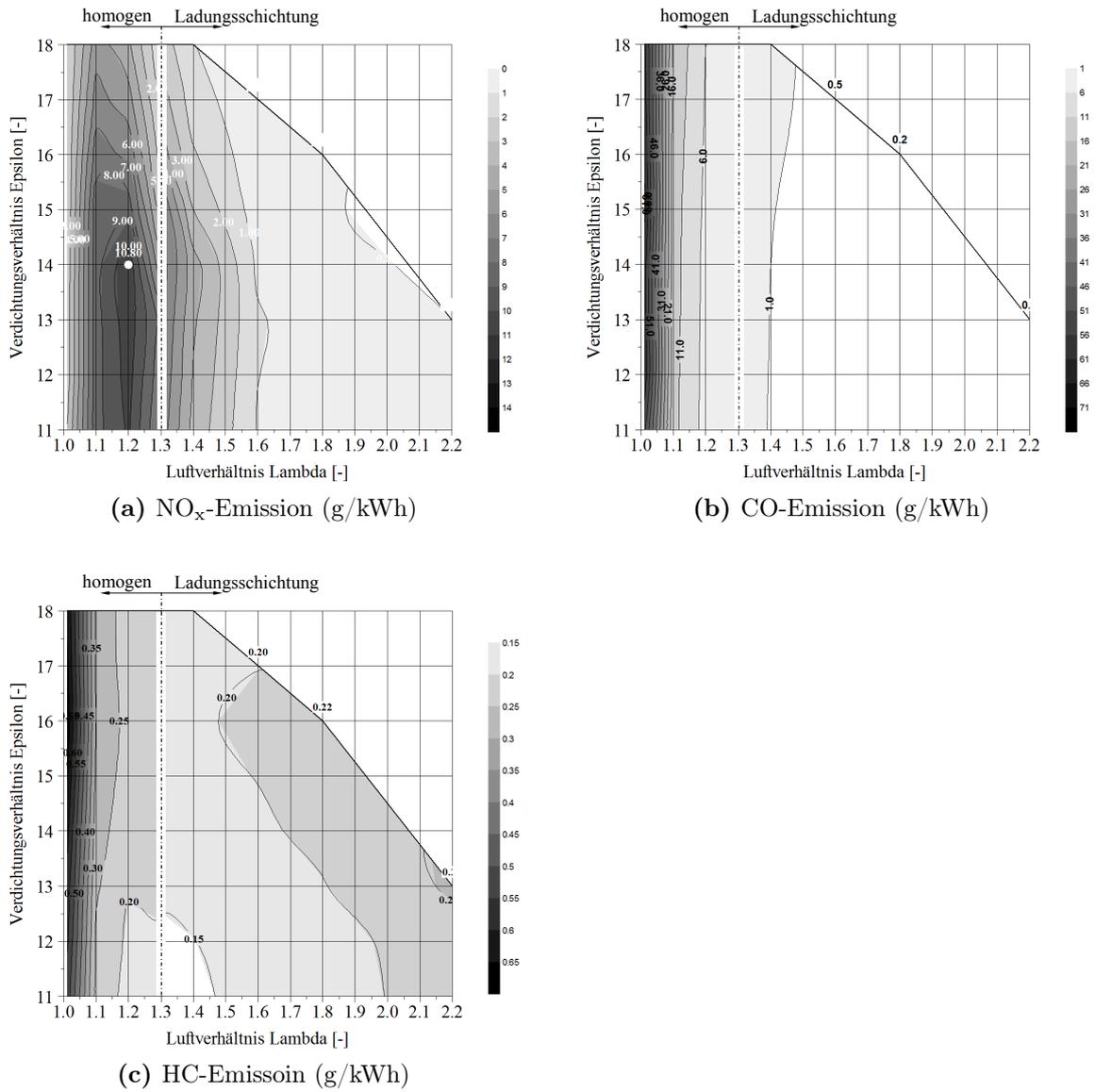


Bild 5.6: LNG WÜ DI: Schadstoffemissionen

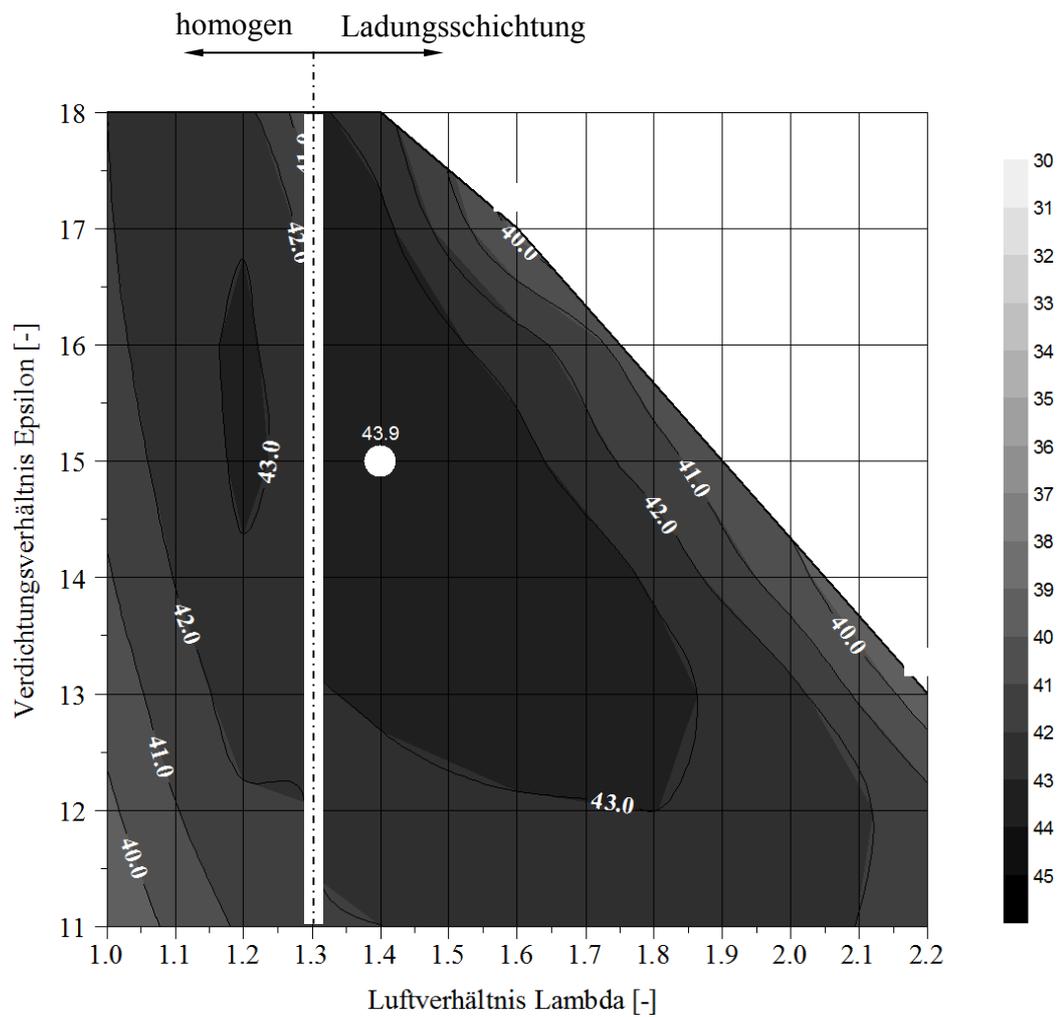


Bild 5.7: LNG DI: Wirkungsgradkennfeld η_e (%)

5.2 Ergebnisse und Vergleich der verschiedenen Konzepte

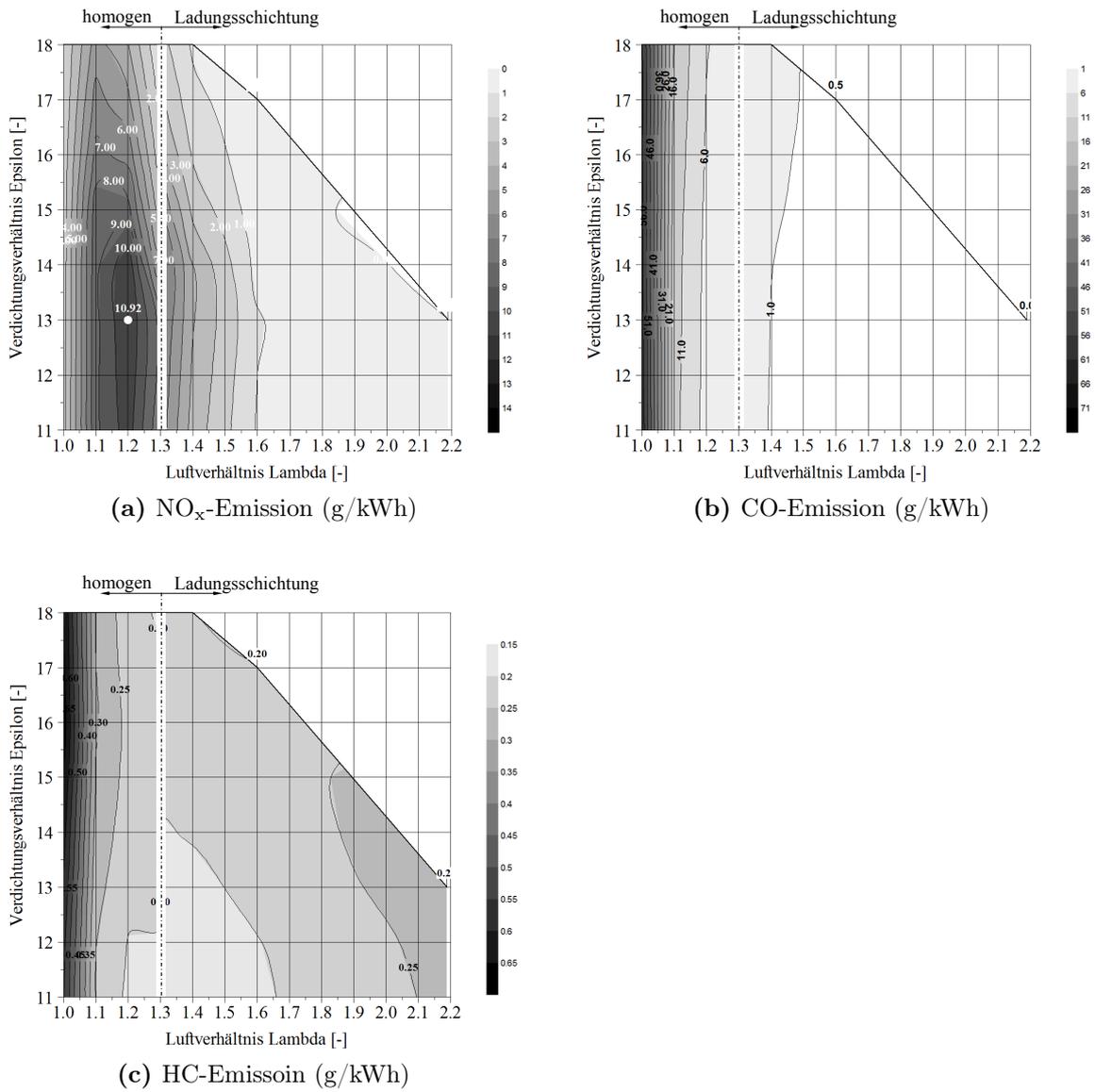


Bild 5.8: LNG DI: Schadstoffemissionen

5.2.1 Gesamter λ - ε -Bereich

Über das gesamte Kennfeld hinweg liegen die höchsten Wirkungsgrade bei allen Versionen im Bereich der Ladungsschichtung. In Tabelle 5.1 sind die Wirkungsgrad-Bestpunkte der jeweiligen Konzepte aufgelistet.

Tabelle 5.1: Wirkungsgrad Bestpunkte

| | ε | λ | η_{\max} | NO_x | CO | HC | Ladedruck (rel.) |
|------------------|---------------|-----------|---------------|---------------|-------|-------|------------------|
| | - | - | % | g/kWh | g/kWh | g/kWh | bar |
| CNG SPI | 13 | 1,4 | 42,9 | 4,02 | 1,41 | 0,21 | 2,95 |
| CNG DI | 14 | 1,4 | 42,9 | 2,9 | 1,45 | 0,166 | 2,43 |
| LNG WT DI | 16 | 1,3 | 44,6 | 4,5 | 2,1 | 0,191 | 2,01 |
| LNG DI | 15 | 1,4 | 43,9 | 2,7 | 1,1 | 0,21 | 2,39 |

Vergleicht man nun CNG DI und LNG DI so ergibt sich ein absoluter Wirkungsgradvorteil von $\Delta\eta_{\text{abs}} = 1\%$, bzw. relativ $\Delta\eta_{\text{rel}} = 2,33\%$. Für die betrachteten Betriebspunkte bietet die LNG-Direkteinspritzung geringfügig Vorteile bei NO_x - und CO-Emissionen. Die Variante mit Saugrohreinspritzung benötigt klar höhere Ladedrücke um die gleichen Leistungswerte zu erzielen wie Direkteinspritzer, da über die geringe Dichte von Methan der Gemischheizwert speziell für gemischansaugende Verbrennungsmotoren deutlich geringer ist.

Den größten Wirkungsgradvorteil in Bezug auf das Konzept CNG DI zeigt das Konzept mit dem Kraftstoff-Ladeluft-Wärmeübertrager. Dabei ergaben die Berechnungen einen absoluten Wirkungsgradvorteil von $\Delta\eta_{\text{abs}} = 1,7\%$. ($\Delta\eta_{\text{rel}} = 3,96\%$). Der Hauptvorteil ist wieder in der Lage des Verbrennungsschwerpunktes zu sehen. Für dieses Konzept wirkt sich auch die Annahme aus, dass der Kraftstoff noch im flüssigen Zustand auf Einspritzdruck gebracht wird. Dabei fällt die Reibleistung des Konzeptes geringer aus, und schlägt sich merklich im Wirkungsgrad nieder. Durch die starke Ladeluftkühlung des zusätzlichen Wärmeübertragers ergibt sich ein effizienteres Aufladesystem und erhöht damit ebenfalls den Gesamtwirkungsgrad.

Zum genaueren Vergleich der berechneten Versionen bietet sich, laut Bild 5.1, 5.2, 5.3 und Bild 5.4 ein Schnitt durch das Wirkungsgradkennfeld bei $\lambda = 1,2$ im homogenen Bereich und $\lambda = 1,4$ im Schichtladungsgebiet an. Die Optima für den Wirkungsgrad befinden sich über alle Varianten in diesem Luftverhältnisbereich.

5.2.2 Ladungsschicht bei $\lambda = 1,4$

Bild 5.9 zeigt die Variation des Verdichtungsverhältnisses ε bei einem Luftverhältnis $\lambda = 1,4$. Im obersten Teil ist der Klopfindex I_K dargestellt. Bei niedrigen Verdichtungsverhältnissen bewegt sich der Klopfindex bei Werten unter dem kritischen Wert von $I_K = 194$. Mit steigendem Verdichtungsverhältnis steigt die Klopfneigung.

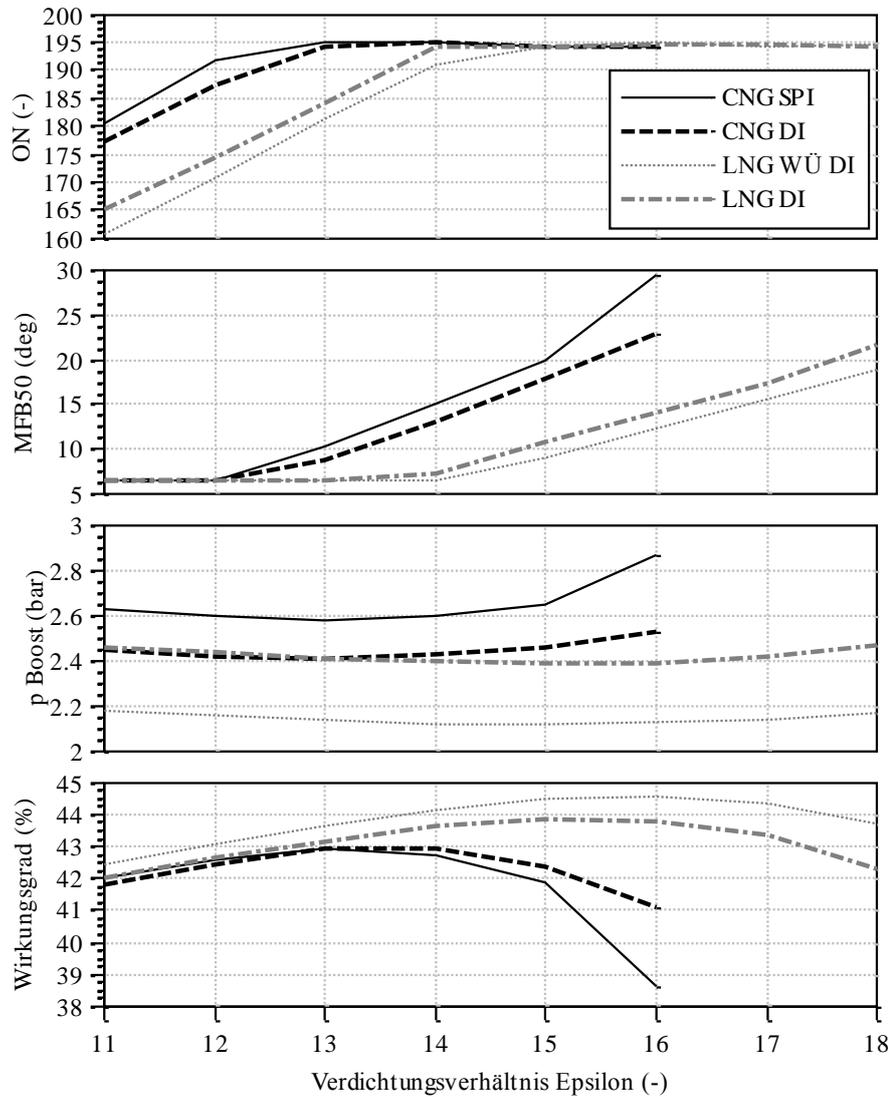


Bild 5.9: Wirkungsgrad, Ladedruck, MFB50% und Klopindex über dem Verdichtungsverhältnis bei $\lambda = 1,4$

Der Klopfindex muss für klopfreie Verbrennung unter dem kritischen Wert bleiben. Dies geschieht durch Spätstellen des Zündzeitpunkts, und damit der Verschiebung des MFB50%-Punktes, dargestellt im zweiten Diagramm. Das dritte Diagramm in Bild 5.9 zeigt den Ladedruck womit das Luftverhältnis λ eingestellt wird. Damit hat das Luftverhältnis λ direkt Einfluss auf den Ladedruck. Weiters wird der Ladedruck noch durch direkte oder indirekte Einbringung des Kraftstoffes und durch die Ladeluftkühlung beeinflusst. Im vierten Diagramm ist der Wirkungsgrad der simulierten Konzepte dargestellt.

Vergleicht man die in Bild 5.9 dargestellten Konzepte bei Luftverhältnis $\lambda = 1,4$, so fällt auf, dass bei LNG-Direkteinspritzung mit steigendem Kompressionsverhältnis ε erst bei viel höheren Werten der Zündzeitpunkt auf spät gestellt werden muss. Durch die Direkteinspritzung von tiefkaltem Methan verringert sich die Klopfanfälligkeit, zum einen durch Verzögerung des Starts der klopfrelevanten Vorreaktionen, und zum anderen durch Verringerung der Vorreaktionsgeschwindigkeit. Der größte Wirkungsvorteil wird hier, wie erwartet, hauptsächlich durch das höhere mögliche Verdichtungsverhältnis erzielt.

Bei dem Konzept LNG WÜ DI fällt vor allem der niedrigere Ladedruck auf. Durch die starke Abkühlung der Ladeluft wird die Zylinderfüllung bei niedrigerem Druck erreicht. Die späte Einblasung wirkt sich positiv auf das Klopfverhalten aus, und führt zusammen mit der niedrigen Kompressionsstarttemperatur dazu, dass die Verbrennungslage bei höheren Verdichtungsverhältnissen noch im optimalen Bereich gehalten werden kann.

Die Konzepte CNG SPI und CNG DI liegen in etwa gleich auf. Hier gleicht sich der Vorteil für das Klopfverhalten bei Direkteinblasung durch die bei CNG DI höher angenommene Einblasetemperatur wieder beinahe aus. Damit, und auch durch die höher angenommene Leistung zur Kraftstoffförderung, liegen diese beiden Konzepte in ähnlichem Wirkungsgradbereich.

5.2.3 Homogenbetrieb bei $\lambda = 1,2$

Die in Bild 5.10 dargestellten Kurven für Luftverhältnis $\lambda = 1,2$ zeigen ähnliches Verhalten zwischen den Konzepten wie bei $\lambda = 1,4$. Der Ladedruck ist für $\lambda = 1,2$ um ungefähr 8% niedriger als für $\lambda = 1,4$. Die Punkte besten Wirkungsgrades verschieben sich zu höheren Verdichtungsverhältnissen. Der Einfluss der Ladeluftkühlung des Konzeptes LNG WÜ DI wird bei niedrigerem Luftverhältnis geringer.

Das Konzept CNG DI schneidet hier am schlechtesten ab, da sich bei niedrigen Luftverhältnissen die hohe Einblasetemperatur stärker bemerkbar macht. Außerdem schlagen sich die höheren Reibverluste durch die Kraftstoffpumpe im Wirkungsgrad nieder. Hier soll jedoch erwähnt sein, dass gerade zum Vergleich von Saugroheinblasung und Direkteinblasung das verwendete Standardklopfmodell diese Unterschiede unzureichend genau modelliert.

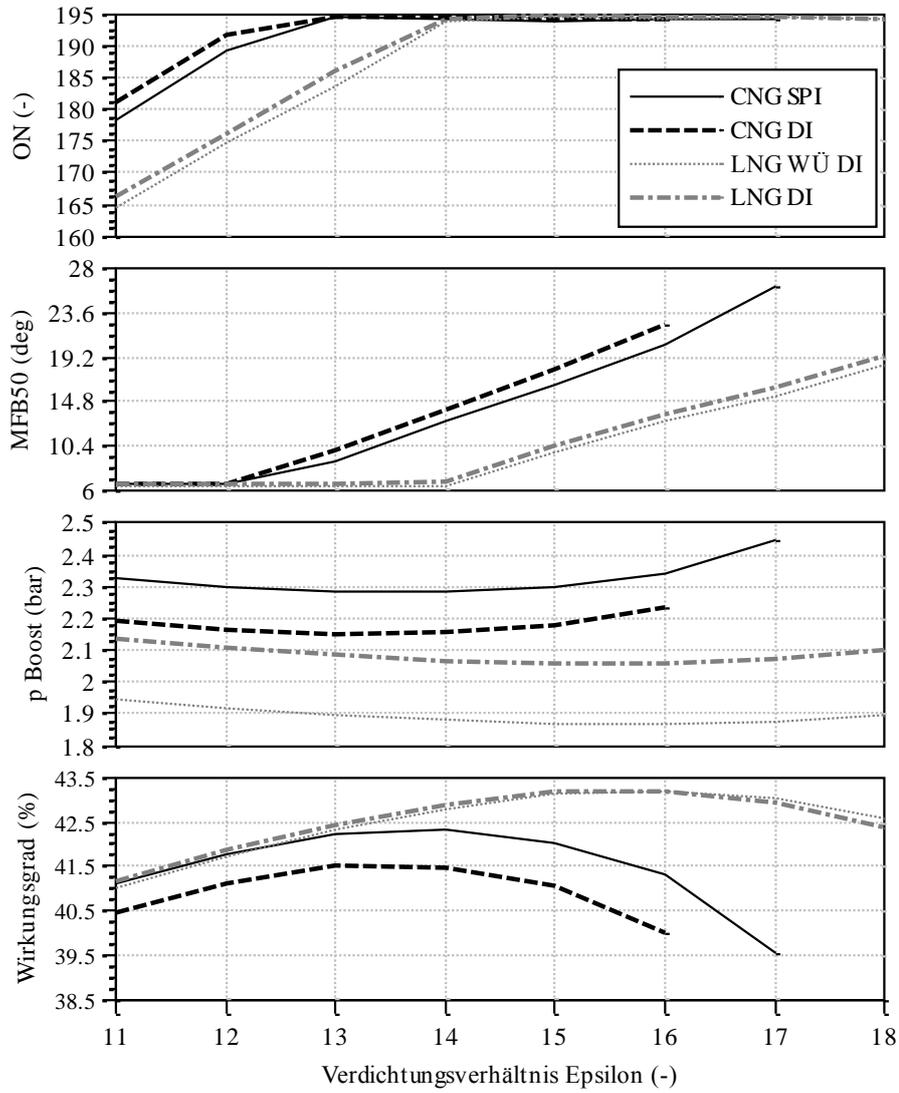


Bild 5.10: Wirkungsgrad, Ladedruck, MFB50% und Klopfindex über dem Verdichtungsverhältnis bei $\lambda = 1,2$

5.2.4 Betrieb bei $\lambda = 1$

Den überwiegenden Teil der Anwendungen im Güter- und Personentransport stellen heute $\lambda=1$ -Konzepte dar. Der Vorteil liegt vor allem in der sehr einfachen und kostengünstigen Abgasnachbehandlung, die auch in der Lage ist zukünftige Abgasnormen mit geringstmöglichem Aufwand zu erfüllen.

Bei LNG-Direkteinspritzung gibt es für homogene stöchiometrische Verbrennungsverfahren die Möglichkeit saugsynchron einzuspritzen oder den Kraftstoff erst nach Einlassschluss dem Brennraum zuzuführen. Vorteil der frühen Einspritzung ist die längere Zeitspanne zur Homogenisierung. Vorteile der späten Einspritzung wäre niedrigerer Ladedruck, da beim Ladungswechsel keine Verdrängung durch den Kraftstoff stattfindet, die geringere Klopfneigung durch die späte Einspritzung und die niedrigere Brennraumtemperatur.

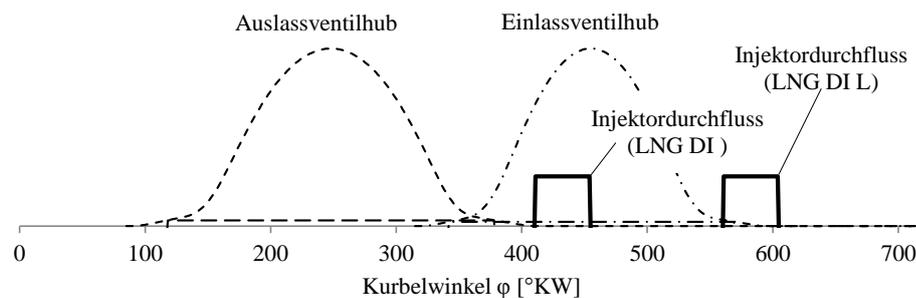


Bild 5.11: Einspritzzeitpunkt für LNG DI und LNG DI L

Bild 5.11 zeigt die Einspritzzeiten der Konzepte LNG DI und LNG DI L. Dabei wird für das Konzept LNG DI der Einspritzstart saugsynchron auf den Kurbelwinkel $\varphi_{ES} = 410$ °KW gelegt und mit einer Einspritzdauer von $\varphi_{ED} = 45$ °KW gerechnet. Für LNG DI L wird der Einspritzstart auf $\varphi_{ES} = 560$ °KW gelegt, wobei die Einspritzdauer ebenfalls bei $\varphi_{ED} = 45$ °KW bleibt.

Wie schon bei $\lambda = 1,4$ und $\lambda = 1,2$ sieht man in Bild 5.12, dass der primäre Vorteil im höheren Verdichtungsverhältnis der LNG-Konzepte liegt. Das wird hauptsächlich durch den Kühleffekt über die Verdampfungsenthalpie des flüssigen Methans ermöglicht. Während bei Saugrohreinblasung und CNG-Direkteinblasung bereits ab Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = 14$ die Zündung auf spät gestellt werden muss, kann bei LNG WÜ DI und LNG DI auf ein Spätstellen bis zu einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 16$ verzichtet werden. Bei der LNG-Direkteinspritzung nach Einlassventilschluss ergeben sich noch günstigere Bedingungen in Bezug auf Klopfen. Bild 5.13 zeigt die Temperatur der Zylinderladung. Daraus wird ersichtlich, dass bei der Direkteinspritzung kurz nach

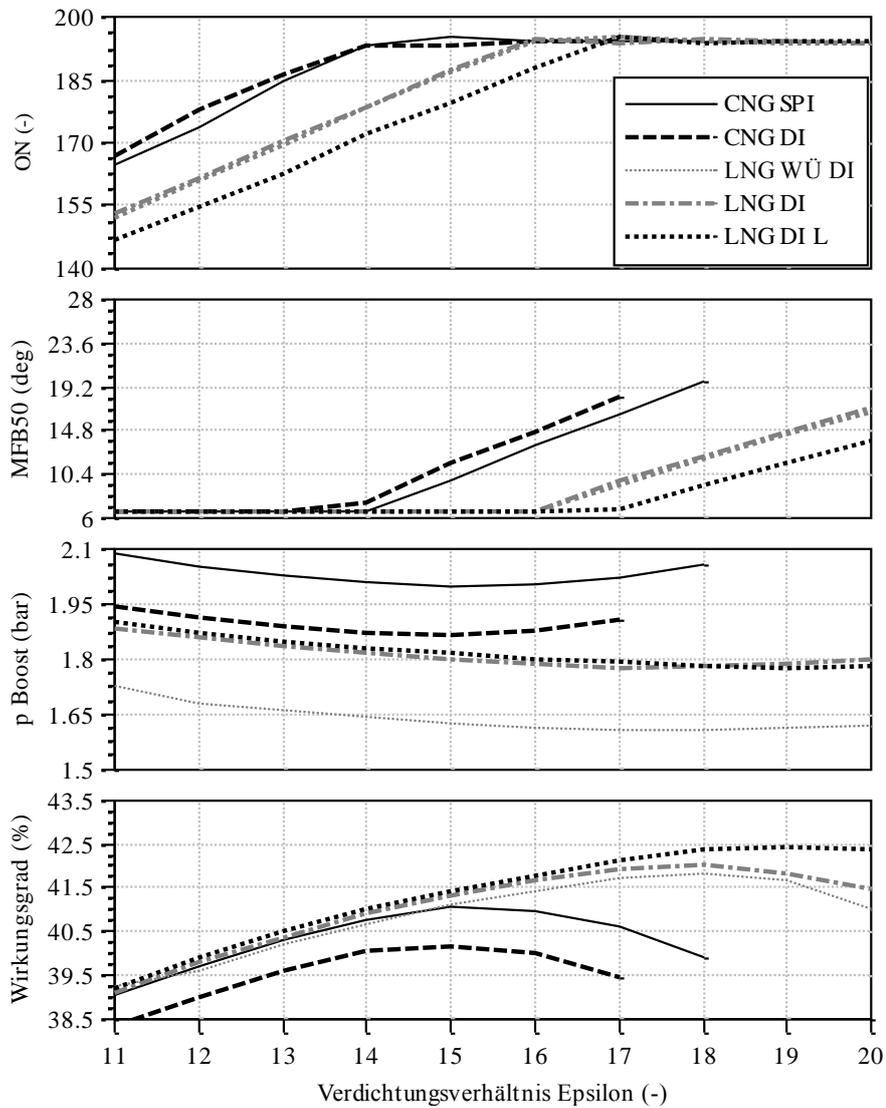


Bild 5.12: Wirkungsgrad, Ladedruck, MFB50% und Klopfindex über dem Verdichtungsverhältnis bei $\lambda = 1$

Einlassschluss die Temperatur durch die Verdampfungsenthalpie unter die des LNG DI-Konzepts sinkt. Da die Temperatur entscheidender Einflussfaktor auf das Klopfverhalten ist, ergeben die Simulationen mit dem AVL BOOST-Standardklopfmodell einen niedrigeren Klopfindex für das LNG DI L-Konzept. Dies ermöglicht, wie in Bild 5.12 dargestellt, bessere Verbrennungslagen bei höheren Verdichtungsverhältnissen.

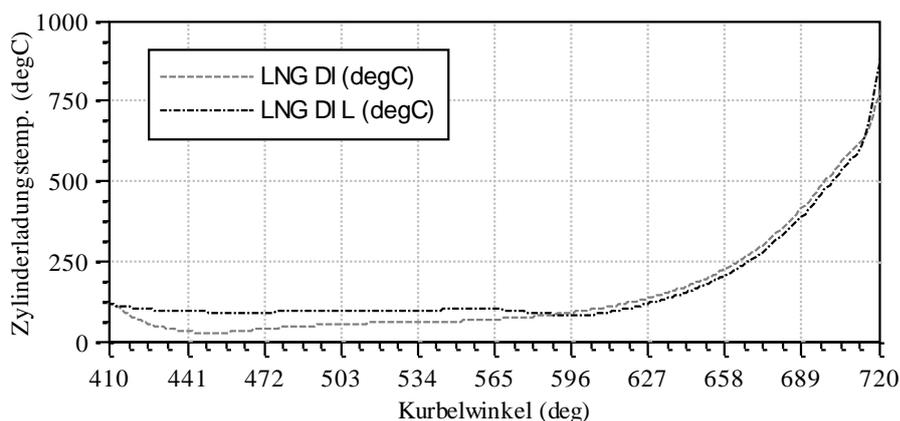


Bild 5.13: Temperaturverlauf der Zylinderladung bei früher und später Einspritzung

5.3 Vergleich verschiedener Klopfmodelle

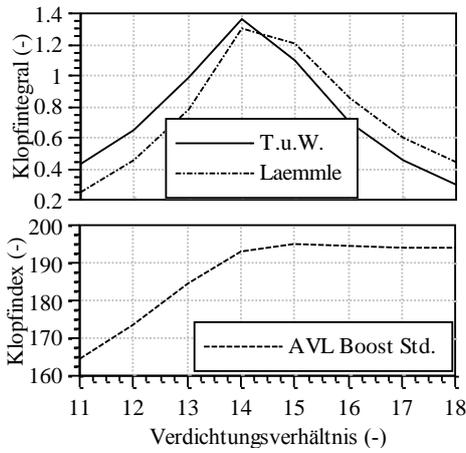
Unberücksichtigt bleibt in der Simulation mit dem AVL BOOST-Standardklopfmodell der Einspritzzeitpunkt, oder die Konzentration der zur Bildung von Radikalen notwendigen Moleküle. Aus diesem Grund wurden zwei weitere Klopfmodelle, wie in Kapitel 4.1.9 beschrieben, angewandt. Vor allem das Modell nach Tsuboim und Wagner soll die Radikalbildung besser modellieren.

Bild 5.14 zeigt einen Vergleich der Klopfmodelle, wobei für die Zündzeitpunktverstellung, wie bisher, das AVL BOOST-Standardmodell verwendet wird. Bei Verdichtungsverhältnis ε kleiner als 13 ist in allen Klopfmodellen auch ohne Spätstellen des Zündzeitpunktes das Klopfkriterium nicht erreicht. Klopfen tritt auf wenn:

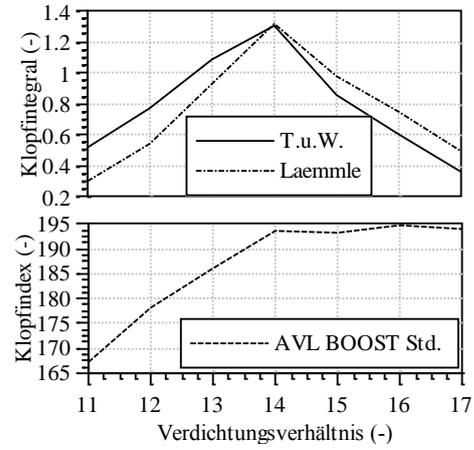
- Klopfintegral > 1 bei AVL Methan (Tsuboim und Wagner; T.u.W.)
- Klopfintegral > 1 bei Modell nach Laemmle (Laemmle)
- Klopfindex > 194 bei AVL Boost Standardmodell (AVL Boost Std.)

Beim Vergleich der Klopfintegrale in Bild 5.14 zeigt sich, dass mit dem AVL BOOST-Standardmodell das Klopfverhalten im Bereich hoher Verdichtung wahrscheinlich überbewertet wird. Das zeigt sich dadurch, dass die Kurven der anderen Klopfmodelle in

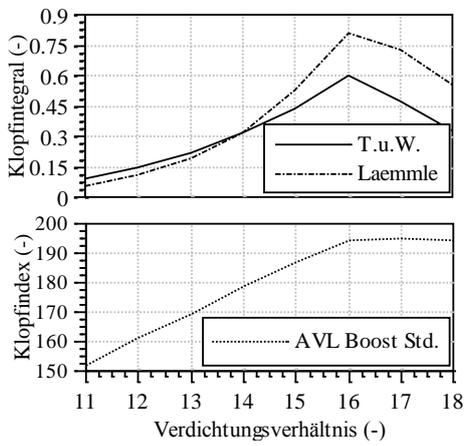
5.3 Vergleich verschiedener Klopfmodelle



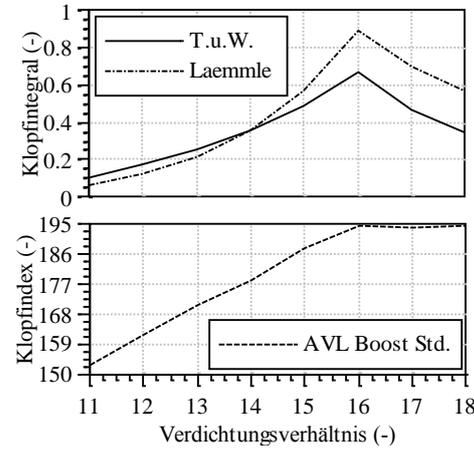
(a) CNG SPI



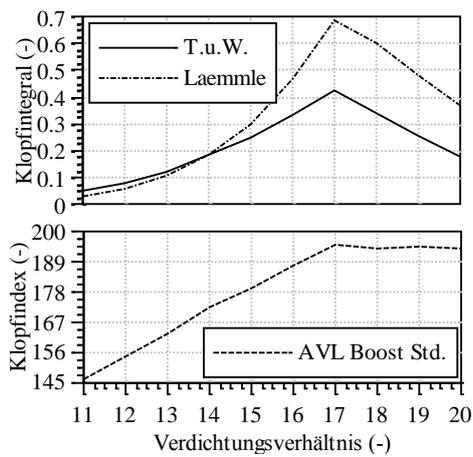
(b) CNG DI



(c) LNG WÜ DI



(d) LNG DI



(e) LNG DI L

Bild 5.14: Vergleich der Klopfmodelle AVL BOOST-Standard, Tsuboim und Wagner und Ch. Laemmle bei ZZZP-Verstellung entsprechend AVL BOOST-Standardmodell

allen Konzepten wieder sinken, wenn der Klopfindex über dem Verdichtungsverhältnis konstant bleibt. Den größten Unterschied weisen die Modelle gerade bei Direkteinspritzung mit niedrigen Temperaturen und spätem Einspritzzeitpunkt auf. Für LNG DI L erreicht das Klopfintegral nach Tsuboim und Wagner lediglich den Wert 0,4, und nach Laemmle gerechnet 0,7. Dies bedeutet, dass der für Erdgasanwendungen ein stärkerer Einfluss der Bildungszeit für klopfrelevante Radikale zu berücksichtigen ist. Gerade in den Fällen sollte das Modell nach Tsuboim und Wagner den besseren Ansatz darstellen, da hier der Einspritzzeitpunkt über die Konzentrationen der Spezies im Brennraum berücksichtigt wird.

Das Modell nach Laemmle wurde vor allem für CNG-Anwendungen entwickelt. Es weist zumindest immer die gleiche Tendenz auf wie das Modell nach Tsuboim und Wagner, weicht aber vor allem bei den LNG-direkteinspritzenden Konzepten stärker ab.

Wirkungsgradvergleich verschiedener Klopfmodelle bei LNG DI und LNG DI L

Der stärkste Einfluss auf den Wirkungsgrad in den Simulationen hängt vom Verdichtungsverhältnis und der Verbrennungslage ab. Aus diesem Grund wurden, wie in Bild 5.15 und 5.16 dargestellt, Variationen über dem Verdichtungsverhältnis gerechnet, unter Verwendung der in Abschnitt 4.1.9 beschriebenen Klopfmodelle. Zum Vergleich wurden Simulationen der Konzepte LNG DI und LNG DI L durchgeführt.

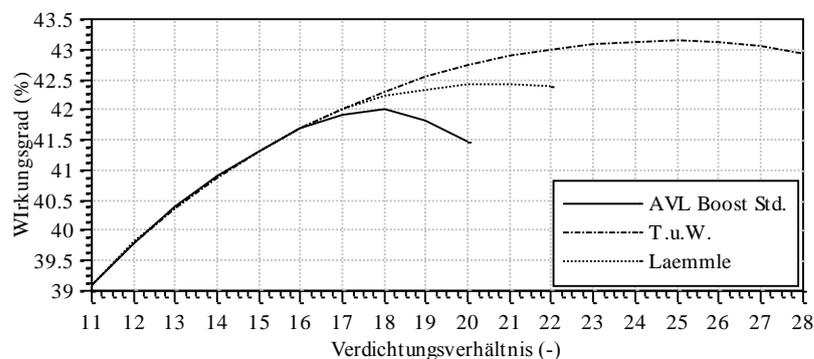


Bild 5.15: LNG DI: Wirkungsgradrechnung mit unterschiedlichen Klopfmodellen bei $\lambda = 1$

Betrachtet man die Diagramme in den Abbildungen 5.15 und 5.16, so ist zu erkennen, dass das AVL BOOST-Standardmodell den konservativsten Ansatz darstellt. Während mit AVL BOOST-Standard gerechnet, das Optimum für LNG DI schon bei $\varepsilon = 18$ erreicht ist, kann das Verdichtungsverhältnis mit dem Klopfmodell nach Tsuboim und Wagner bis $\varepsilon = 24$ erhöht werden. Das entspricht einer Differenz im effektiven Wirkungsgrad von $\Delta\eta = 1,15\%$.

Für die Simulationen des Konzeptes LNG DI L in Bild 5.16 fällt der Unterschied des Verdichtungsverhältnisses, bei dem der optimale Wirkungsgrad erreicht wird, erwar-

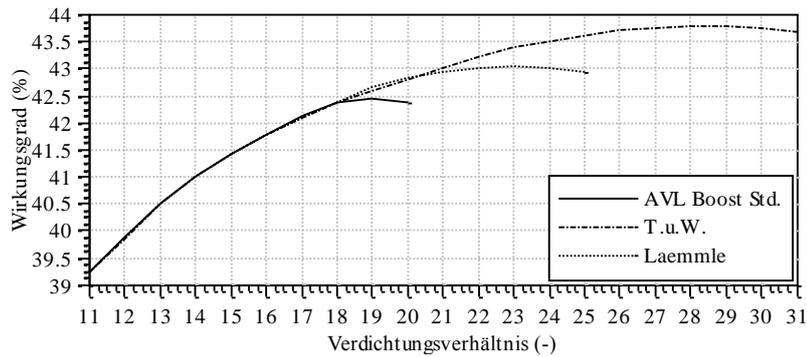


Bild 5.16: LNG DI L: Wirkungsgradrechnung mit unterschiedlichen Klopfmodellen bei $\lambda = 1$

tungsgemäß noch höher aus. Dies liegt vor allem an der Berücksichtigung des Einspritzzeitpunktes und damit der Vorreaktionszeit der klopfrelevanten Spezies im Brennraum. Berechnet mit dem Klopfmodell AVL BOOST-Standard befindet sich das Wirkungsgradoptimum bei $\varepsilon = 19$. Bei Anwendung des Klopfmodells nach Tsuboim und Wagner wird das Optimum erst bei $\varepsilon = 28$ erreicht. Der effektive Wirkungsgrad ist damit bei Tsuboim und Wagner um $\Delta\eta = 1,34\%$ höher.

Das Klopfmodell nach Laemmle liegt für hohe Verdichtung immer zwischen dem AVL BOOST-Standardmodell und dem Modell nach Tsuboim und Wagner. Für niedrigere Verdichtungsverhältnisse und CNG-Anwendungen decken sich das Modell nach Laemmle und das Modell nach Tsuboim und Wagner sehr gut. Das liegt auch daran, dass beide Modelle für CNG-Anwendungen adaptiert wurden.

Vergleicht man nun die beiden Konzepte CNG DI und LNG DI L bei einem Luftverhältnis von $\lambda = 1$, so ergeben die Simulationen einen absoluten Wirkungsgradvorteil von $\Delta\eta_{\text{abs}} = 2,3\%$ bis $3,6\%$. Bezogen auf das Konzept CNG DI ergibt sich eine relative Wirkungsgraderhöhung durch LNG-Direkteinspritzung von $\Delta\eta_{\text{rel}} = 5,7\%$ bis $8,9\%$.

Der hohe technische und zeitliche Aufwand lässt es nicht zu, zur Kalibrierung einen Versuchsträger aufzubauen. Bei den Simulationen kann aber davon ausgegangen werden, dass die Werte mit dem AVL BOOST-Standardmodell Minimalwerte und Werte nach Tsuboim und Wagner unrealistisch hohe Werte darstellen. Die Ergebnisse dieser Arbeit folgen damit aber immer noch dem konservativeren Ansatz.

6 Offene Problemstellungen

Diese Arbeit betrachtet die ökonomischen Gesichtspunkte von LNG als Kraftstoff für die motorische Anwendung, sowie die thermodynamischen Vorteile solcher verbrennungsmotorischer Konzepte. Dabei außer Acht gelassen wurden:

- fertigungstechnische Aspekte
- Material
- Entwicklungsstand der Technologie für tiefkalte Direkteinspritzung
- Kosten und Aufwand des Systems

Deshalb soll im Folgenden noch kurz auf Problemstellungen hingewiesen werden, welche zur Umsetzung der oben angeführten Konzepte noch einer genaueren Betrachtung zugeführt werden müssen.

6.1 Design des Systems

Mit der steigenden Förderung von Erdgas in den USA ist auch die Zahl der CNG- sowie LNG-Anwendungen gestiegen. Im Transportbereich betrifft das vor allem Tanksysteme sowie Betankungssysteme. Auch die Hochdruckpumpentechnologie zum Einsatz für tiefkalte Flüssigkeiten besteht zum Teil bereits.

Um aber ein vollständiges, verbrennungsmotorspezifisches Einspritzsystem darzustellen sind noch einige Überlegungen anzustellen.

6.2 Wärmeeintrag in den Injektor

Der Injektor muss in LNG-Anwendungen besonders hohen Belastungen standhalten. Einerseits mechanischer Belastung, aber im Vergleich zu konventionellen Injektoren, besonders hohen thermischen Belastungen. Durch die Positionierung in der Nähe des Brennraumes muss für ausreichende Isolierung gesorgt sein, was im Zielkonflikt mit dem benötigten Bauraum steht. Dabei sind der Wärmeeintrag über die Injektorspitze sowie der Wärmeeintrag über die Brennraumwandung und den Kühlkreislauf zu berücksichtigen. Die Injektorspitze ist im Betrieb zusätzlich extrem hoher Temperaturwechselbeanspruchung ausgesetzt.

Vorzeitiges Verdampfen

Vorzeitiges Verdampfen oder Übergang in den überkritischen Zustand kann vor allem bei niedrigen Lasten und niedriger Drehzahl auftreten. Dabei können Probleme bei der Regelung der Einspritzmenge auftreten, und damit Einfluss auf den transienten Betrieb und den Kalibrationsaufwand nehmen. Auch sinkt mit steigender Einspritztemperatur die Kühlung der Zylinderladung, wodurch die Wahrscheinlichkeit für klopfende Verbrennung steigt.

Abstellen des Motors

Da keine adiabate Konstruktion des Injektors sowie der Druckleitungen möglich ist, wird der Kraftstoff erwärmt und unter Einspritzdruck bis zum nächsten Motorstart vorliegen. Für die technische Umsetzung könnte das bedeuten, dass das Einspritzsystem ab dem tiefkalten Teilsystem der Kraftstoffanlage über eine Entlüftung entleert werden muss. Dabei muss der überschüssige Kraftstoff zwischengespeichert werden, und bei Motorstart über das Saugrohr wieder der Verbrennung zugeführt werden, um HC-Emissionen zu vermeiden. Damit steigt der technische Aufwand des Kraftstoffsystems, und damit auch die Kosten.

6.3 Leckage

Tanksysteme für tiefkaltes Methan oder Erdgas bestehen aus hervorragend isolierten Druckbehältern mit Drücken zwischen 1 bar und 18 bar bei Temperaturen zwischen -161 °C und -110 °C . Auch hier wird sich ein Wärmestrom aus der Umgebung in den Tank einstellen. Um die Temperatur im Tank zu halten wird die Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffes genutzt, und der Satttdampf über ein Überdruckventil abgelassen. Um hier einerseits den energetischen Verlust und andererseits die Emissionen niedrig zu halten, müssen Maßnahmen für die Isolation und Dichtheit der Kraftstoffleitungen getroffen werden.

6.4 Berechnungsmodelle und Validierung

Derzeit sind noch keine Erfahrungen im Bereich tiefkalter Einspritzung bei Ottomotoren bekannt.

6.4.1 Einspritzung

Schon bei der Einspritzung mit hohem Druck und tiefen Temperaturen treten Phänomene auf, welche mit Standardmodellen nicht darstellbar sind. Zu erwähnen wäre in diesem Zusammenhang die Berechnung der Verdampfung während der Einspritzung.

Hier zeigen sich, entgegen den Erwartungen, dass bei tiefkalter Einspritzung weitaus höhere Eindringtiefen des Einspritzstrahls in den Brennraum auftreten als beispielsweise bei Benzin-Direkteinspritzung. Dafür sind neue Berechnungsmodelle zu erstellen, sowie Prüfstandsversuche durchzuführen, um die Modelle zu validieren.

6.4.2 Verbrennungsentwicklung

Auch für die Verbrennungsentwicklung müssen die Modelle adaptiert werden, um zuverlässigere Aussagen über Leistungsentfaltung und Emissionen abgeben zu können.

6.5 Materialprobleme

Verbrennungsmotorische Komponenten sind vom Anwendungsfall abhängig verschiedenen rauen Bedingungen ausgesetzt. Bei LNG-Systemen sind die Komponenten des Einspritzsystems sehr tiefen Temperaturen ausgesetzt und müssen dabei ebenso hoher mechanischer Belastung standhalten. Dabei sind niedrige Kerbschlagarbeit durch tiefe Temperaturen zu berücksichtigen sowie unterschiedliche Dehnungen durch Temperaturgradienten. Auch ist die chemische Verträglichkeit aller Bauteile und Zusatzstoffe wie Schmiermittel oder ähnliches sicherzustellen.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel der Arbeit war es vorerst, zu untersuchen ob es ökologisch sowie ökonomisch Sinn macht, LNG als Kraftstoff zu verwenden. Anschließend wurden die thermodynamischen Vorteile bezüglich Wirkungsgrad und Emissionen erarbeitet.

Dazu wurde erst eine umfangreiche Literaturrecherche, vom Gesamtenergieverbrauch über die Vorkommen und den Verbrauch von Primärenergieträger in den verschiedenen Sparten, bis zur Entwicklung des Marktes und der Preisbildung durchgeführt. Erdgas wird demnach eine entscheidende Rolle im Energiemix der Zukunft einnehmen. Schon jetzt wird Erdgas zunehmend endkoppelt von den Rohölpreisen gehandelt. Insbesondere der LNG-Markt unterliegt einem überdurchschnittlichen Wachstum. Weltweit sind zahlreiche Projekte zur Erdgas-Verflüssigung und Regasifizierung in Bau oder in Planung. Der steigende Markt und die steigende Anzahl der Bezugsquellen führen zur Diversifikation, höherer Flexibilität und Unabhängigkeit von Pipelines. LNG wird also als Treibstoff zur Verfügung stehen. Aus ökologischer Sicht spricht schon die hohe Einsparung an CO₂-Emissionen für die Verwendung von Erdgas als Treibstoff. Durch den Molekülaufbau des Hauptbestandteils Methan ergibt sich ein Vorteil von rund 25%. Zahlreiche Studien zufolge bietet Erdgas auch Vorteile bei den NO_x-, CO- und Partikel-Emissionen. Einzig die HC-Emissionen stellen noch eine wesentliche Herausforderung dar, da Methan etwa ein 21-mal so starkes Treibhausgas darstellt wie CO₂ und hohe thermische Stabilität aufweist.

Zur Untersuchung des Potenzials von LNG in verbrennungsmotorischen Anwendungen wurden Konzepte für einen Motor eines Langstrecken-Schwerlast-LKW's ausgewählt. LNG wird in den Fahrzeugtanks bei Temperaturen zwischen -161 °C und -110 °C gespeichert. Bei Entnahme aus dem Tank sinkt der Druck und die Temperatur. Bei Stillstand steigt durch den Wärmeeintrag aus der Umgebung die Temperatur und der Druck bis der maximale Speicherdruck erreicht ist. Durch den weiteren Wärmeeintrag verdampft ein Teil des LNG und kühlt über die Verdampfungsenthalpie den verbleibenden Tankinhalt. Um die Emission durch dieses „Boil-Off“ gering zu halten, soll die Stillstandszeit des Fahrzeugs möglichst niedrig sein, womit der Langstrecken-LKW als Anwendungsfall gut geeignet ist.

Folgende Konzepte wurden auf Basis eines Nutzfahrzeugmotors modelliert:

- CNG SPI CNG Saugrohrenblasung
- CNG DI CNG Direkteinblasung
- LNG WÜ DI LNG Verdampfung in Wärmeübertrager, Direkteinblasung

- LNG DI LNG Direkteinblasung (saugsynchron)
- LNG DI L LNG Direkteinblasung (nach Einlassschluss, nur $\lambda=1$ -Konzept)

Zur Simulation wurde die Motorprozessrechnungssoftware AVL BOOST verwendet und durch verschiedene Klopfmodelle erweitert. Im Volllastpunkt bei $n = 2100 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 21,3 \text{ bar}$ wurden Variationsrechnungen über dem Verdichtungsverhältnis und dem Luftverhältnis durchgeführt, wobei bis $\lambda = 1,3$ mit homogener Gemischverteilung gerechnet wurde und darüber mit Schichtladung. Der Einfluss des Luftverhältnisses auf die Verbrennungsgeschwindigkeit wurde durch Variation des Brennverlaufes berücksichtigt.

Betrachtet man alle gerechneten Betriebspunkte, so ergeben sich die besten Wirkungsgrade bei etwa $\lambda = 1,4$. Generell weisen die LNG-Konzepte Vorteile im Bereich von $\Delta\eta_{\text{abs}} = 1,5\%$ auf. Am besten schneidet hier das Konzept mit dem Wärmeübertrager im Saugrohr ab, mit einem Vorteil gegenüber dem Referenz-Konzept (CNG DI) von $\Delta\eta_{\text{abs}} = 1,7\%$ ($\Delta\eta_{\text{rel}} = 3,96\%$). Genauer betrachtet wurden die Konzepte bei stöchiometrischer Verbrennung. In diesem Bereich stellt sich die späte Direkteinspritzung, mit Einspritzung nach Einlassschluss, als bestes Konzept heraus. Gegenüber dem Referenzkonzept kann hier ein Wirkungsgradvorteil von $\Delta\eta_{\text{abs}} = 2,3\%$ errechnet werden. Den größten Einfluss auf die Ergebnisse hat das Klopfen. Um noch genauere Ergebnisse zu erhalten ist es notwendig, die Klopfmodelle durch Validierung über einen Versuchsmotor an die exakten Gegebenheiten anzupassen.

Um die angeführten Konzepte zu realisieren sind noch einige Herausforderungen zu meistern, von Abstimmung der Berechnungsmethoden für LNG, über das Design des LNG-Injektors für Direkteinspritzung bis hin zur Materialwahl für die Einspritzsystemkomponenten sowie die Abgasnachbehandlung.

Literaturverzeichnis

- [1] Energy Information Administration (EIA): „*International Energy Outlook 2013*“, Washington, 2013
- [2] Verband der Automobilindustrie (VDA): „*Tatsachen und Zahlen*“, 76. Ausgabe, Berlin 2012
- [3] International Energy Agency (IEA): „*World Energy Outlook 2011, Special Report: Are we entering a golden age of gas?*“, Paris 2011
- [4] International Energy Agency (IEA): „*World Energy Outlook 2012*“, Paris 2012
- [5] Royal Dutch Shell p.l.c.: „*Eine Brückentechnologie für die Mobilität der Zukunft?*“, 2012
- [6] International Gas Union (IGU) / United Nations Economic Commission for Europe (UN ECE): „*Natural Gas for Vehicles (NGV) Joint Report*“, Kuala Lumpur 2012, Appendix III (December 2011)
- [7] BP p.l.c.: „*Statistical Review of World Energy June 2013*“, London 2013
- [8] General Electric Company: „*The age of gas & the power of Networks*“, Fairfield, Connecticut 2013
- [9] Deutsche Energie Agentur (DENA): „*Erdgas und Biomethan im künftigen Kraftstoffmix*“, Berlin 2011
- [10] Deutsche Energie Agentur (DENA): „*Strategieplattform Power-to-Gas*“, <http://www.powertogas.info> (2011)
- [11] Royal Dutch Shell p.l.c.: „*Shell Lkw-Studie: Fakten, Trends und Perspektiven im Straßengüterverkehr bis 2030*“, Hamburg/Berlin 2010
- [12] Bundesamt für Umwelt (BAFU): „*Emissionsvergleich verschiedener Antriebsarten in aktuellen Personenwagen*“, Bern 2007
- [13] International Energy Agency (IEA): „*The Contribution of Natural Gas Vehicles to Sustainable Transport*“, Paris 2010

- [14] Westport: „*Westport HPDI 2.0*“, <http://www.westport.com/is/core-technologies/combustion/hpdi/integration> (2014)
- [15] Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches e.V.-Technisch-wissenschaftlicher Verein: „*DVGW-Arbeitsblatt G 260*“, 2013
- [16] K. Mollenhauer und H. Tschöke: „*Handbuch Dieselmotoren*“, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 3. Auflage, 2007, ISBN 978-3-540-72164-2
- [17] R. Pischinger, M. Klell, T. Sams: „*Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*“, Springer-Verlag Wien New York, 3. Auflage, 2009, ISBN 978-3211-99276-0
- [18] R. van Basshuysen, F. Schäfer: „*Handbuch Verbrennungsmotor*“, Vieweg+Teubner-Verlag, Wiesbaden 2010, ISBN 978-3-8348-0699-4
- [19] W. Pflaum, K. Mollenhauer: „*Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine*“, Springer-Verlag Wien New York, 1977, ISBN 978-3211813874
- [20] G. Merker, C. Schwarz, G. Stiesch, F. Otto: „*Verbrennungsmotoren: Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*“, Teubner Verlag, Wiesbaden 2006, ISBN-13 978-3-8351-0080-0
- [21] S.Y. Liaoa, D.M. Jianga, Q. Chengb: „*Determination of laminar burning velocities for natural gas*“, China 2003
- [22] National Institute of Standards and Technology (NIST): „*NIST Chemistry Web Book*“, <http://webbook.nist.gov/chemistry> (2014)
- [23] B. J. McBride, M. J. Zehe, S. Gordon: „*NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species*“, Ohio 2002
- [24] H. Eichlseder, M. Klüting, W. F. Piock: „*Grundlagen und Technologien des Ottomotors*“, Springer-Verlag Wien New York, 2008, ISBN 978-3-211-25774-6
- [25] R. van Basshuysen: „*Ottomotor mit Direkteinspritzung*“, Springer Fachmedien Wiesbaden, 3. Auflage, 2013, ISBN 978-3-658-01407-0
- [26] M. P. Halstead, L. J. Kirsch, C. P. Quinn: „*The Autoignition of Hydrocarbon Fuels at High Temperatures and Pressures - Fitting of a Mathematical Model*“, Combustion and Flame 30, 1977
- [27] E.M. Sazhina, S.S. Sazhin, M.R. Heikal, C. Marooney, S.V. Milkhalovsky: „*The Shell Autoignition Model: A New Mathematical Formulation*“, Combustion and Flame 117, 1999

-
- [28] E.M. Sazhina, S.S. Sazhin, M.R. Heikal, C.J. Marooney, S.V. Milkhalovsky: „*The Shell autoignition model: application to gasoline and diesel fuels*“, Fuel 78, 1999
- [29] A. M. Douaud, P. Eyzat: „*Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines*“, SAE Paper 780080, 1978
- [30] D.J. Seery, C.T. Bowman: „*An experimental and analytical study of methane oxidation behind shock wave*“, Combustion and Flame 14, 1970
- [31] A. Lifshitz, L. Scheller, A. Burcat, G.B. Skinner: „*Shock-tube investigation of ignition in methane-oxygen-argon mixtures*“, Combustion and Flame 16, 1971
- [32] T. Tsuboi, H.G. Wagner: „*Homogeneous thermal oxidation of methane in reflected shock waves*“, Proceedings of the Combustion Institute 15, 1974
- [33] A.K. Cheng, R.K. Oppenheim: „*Autoignition in methane-hydrogen mixtures*“, Combustion and Flame 58, 1984
- [34] A. Grillo, M.W. Slack: „*Shock tube study of ignition delay times in methane-oxygen-nitrogen-argon mixtures*“, Combustion and Flame 27, 1976
- [35] E.L. Petersen, D.F. Davidson, R.K. Hanson: „*Kinetics modeling of shock-induced ignition in low-dilution CH₄/O₂ mixtures at high pressures and intermediate temperatures*“, Combustion and Flame 117, 1999
- [36] C. Lämmle: „*Numerical and Experimental Study of Flame Propagation and Knock in a Compressed Natural Gas Engine*“, Dissertation, ETH Zürich 2005
- [37] G. P. Merker, R. Teichmann: „*Grundlagen Verbrennungsmotoren*“, Springer Fachmedien Wiesbaden, 7. Auflage, 2014, ISBN 978-3-658-03194-7
- [38] R. van Basshuysen: „*Ottomotoren mit Direkteinspritzung*“, Springer Fachmedien Wiesbaden, 3. Auflage, 2013, ISBN 978-3-658-01407-0