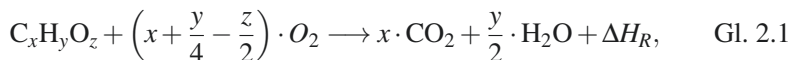


## 2 Stand der Technik

In diesem Kapitel werden die relevanten Grundlagen erläutert, die zum Verständnis der vorliegenden Arbeit dienen. Dabei wird ausgehend vom (mageren) Diesel-Brennverfahren auf die Entstehungsmechanismen der gesetzlich limitierten Schadstoffe aus der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen genauer eingegangen. Danach soll die generelle Eignung von Erdgas als alternativer Kraftstoff aufgezeigt und abschließend die Einteilung der Gas-Brennverfahren und ihre Besonderheiten beschrieben werden, um so das alternative Dual-Fuel-Brennverfahren aus Diesel und Erdgas als Möglichkeit darzustellen, den Kraftstoffverbrauch bzw. den Energieeinsatz und die Schadstoffemissionen zu senken.

### 2.1 Gesetzlich limitierte Schadstoffemissionen

Bei der theoretisch vollständigen und vollkommenen Verbrennung von allgemeinen Kohlenwasserstoffverbindungen  $C_xH_yO_z$  entsteht neben der freigesetzten Reaktionsenthalpie  $\Delta H_R$  lediglich Wasserdampf  $H_2O^{(g)}$  und Kohlendioxid  $CO_2$ . Diese Oxidation kann durch die Bruttoreaktionsgleichung in Gl. 2.1 wie in [11, 44, 46, 57, 58, 65, 70, 72] beschrieben werden,



wobei die Menge der Reaktionsprodukte vom H/C-Stoffmengen-Verhältnis der Kohlenwasserstoffverbindung  $C_xH_yS_qO_z$  abhängt. Je größer dieses Stoffmengenverhältnis aus Kohlenstoff- und Wasserstoffatomen ausfällt, desto geringer sind die  $CO_2$ -Emissionen. Zusätzlich kann eine  $CO_2$ -Reduktion über einen reduzierten Kraftstoffeinsatz bzw. eine Verbrauchsreduzierung erreicht werden. Kohlenstoffdioxid wird allgemein nicht direkt als gesundheitsschädliche Emission, sondern wie bereits einleitend erwähnt

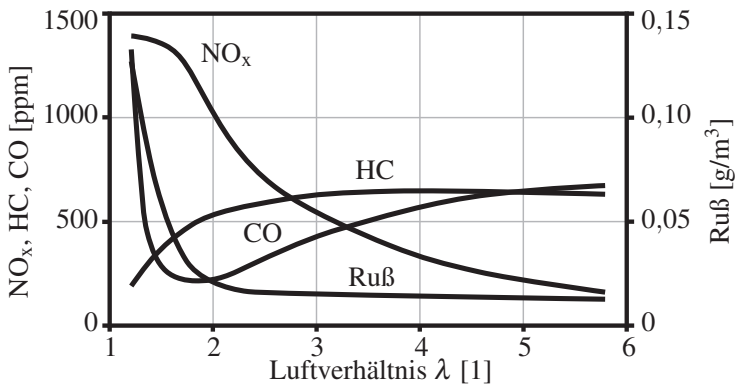
als klimaschädlich angesehen. Deshalb werden in der Gesetzgebung der Europäischen Gemeinschaft die  $\text{CO}_2$ -Emission über die angebotene Flotte eines Automobilherstellers hinweg schrittweise immer schärfer begrenzt.

Die reale Verbrennung läuft jedoch nicht nach dieser Bruttoreaktionsgleichung ab, sondern nach einem hochkomplexen Reaktionsschema, das auf Elementarreaktionen basiert. Nach [44, 46, 57, 65, 70] zerfallen Kohlenwasserstoffe nach Wasserstoffabstraktion, Oxidation und Dehydrierung in kleinere Kohlenwasserstoffe bzw. Radikale. Dabei entstehen und zerfallen unterschiedliche Spezies. Im weiteren Verlauf kann es zu unvollständiger Verbrennung kommen, sodass unverbrannte Kohlenwasserstoffe HC und Kohlenmonoxid CO als unerwünschte Reaktionsprodukte entstehen. Weitere schädliche Nebenprodukte sind Stickoxide  $\text{NO}_x$  und Partikel PM sowie Schwefeldioxid  $\text{SO}_2$ , welches durch den Schwefelgehalt im Kraftstoff hervorgerufen wird, siehe Gl. 2.1. [4, 57, 58]

Bei der Beschreibung von Oxidations- bzw. Verbrennungsvorgängen unterscheidet man eine vollständige und unvollständige sowie eine vollkommene und unvollkommene Verbrennung. Ist im Gemisch genügend Sauerstoff für die Reaktion vorhanden, kann der Kraftstoff theoretisch vollständig verbrennen. Dennoch verläuft die Verbrennung auch unter idealen Bedingungen maximal bis zum chemischen Gleichgewicht, also immer unvollständig ab. Dadurch sind im Abgas immer gewisse Mengen von unerwünschten Reaktionsprodukten wie Kohlenmonoxid CO und unverbrannte Kohlenwasserstoffe HC vorhanden. Bei einem Gemisch mit Sauerstoffmangel verbrennt der Kraftstoff erst gar nicht vollständig. In beiden Fällen kann die Verbrennung zusätzlich nicht vollkommen ablaufen. Die Gründe hierfür sind der inhomogen verteilte Sauerstoff im Brennraum und langsam ablaufende Oxidationsreaktionen, die ihr chemisches Gleichgewicht aufgrund der unzureichenden Gemischaufbereitung oder in der Expansion fallenden Brennraumtemperaturen nicht erreichen. Diese Reaktionsprodukte beinhalten eine ungenutzte Oxidationsenergie bzw. Wärmemenge und reduzieren somit den thermischen Prozesswirkungsgrad der Verbrennung. Diese unvollständige Oxidation wird im Umsetzungswirkungsgrad  $\eta_u$  zusammengefasst und bei der Brennverlaufsrechnung in der Energiebilanz berücksichtigt. [4, 12, 54, 57]

### 2.1.1 Innermotorische Schadstoffbildung

Die Bildung der innermotorischen Schadstoffkomponenten  $\text{CO}$ ,  $\text{HC}$ ,  $\text{NO}_x$  und  $\text{PM}$  sind vorwiegend vom lokalen Luftverhältnis und der vorherrschenden Temperatur abhängig. So sind Kohlenmonoxid, unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Partikelmasse Produkte aus der unvollständigen Verbrennung bei fettem Gemisch, hingegen entstehen Stickoxide bei hohen Verbrennungstemperaturen und ausreichend Sauerstoff ( $\lambda \approx 1,0 \dots 1,1$ ). In Abbildung 2.1 sind typische Konzentrationsverläufe für die Schadstoffkomponenten einer mageren dieselmotorischen Verbrennung dargestellt.



**Abbildung 2.1:** Beispielhafter Verlauf der Schadstoffkomponenten in Abhängigkeit vom Luftverhältnis  $\lambda$  für eine mageren dieselmotorischen Verbrennung, siehe [4]

#### Kohlenmonoxid $\text{CO}$

Kohlenmonoxid ist ein Zwischenprodukt der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen. Bei stöchiometrischen ( $\lambda = 1,0$ ) und überstöchiometrischen ( $\lambda > 1,0$ ) Luftverhältnissen liegen Bedingungen vor, die eine vollständige Oxidation von  $\text{CO}$  zu  $\text{CO}_2$  zulassen. Dem gegenüber ist bei Luftmangel ( $\lambda < 1,0$ ) grundsätzlich Kohlenmonoxid im Abgas enthalten. Die Erklärung dafür liegt in den Elementarreaktionen der Verbrennung. Zünd- und

Verbrennungsvorgänge werden mit Start-, Fortpflanzungs-, Verzweigungs- und Abbruchreaktionen beschrieben. Überwiegen Fortpflanzungs- und Kettenverzweigungsreaktionen, werden eine Vielzahl von freien Radikalen gebildet, die mit den Kohlenwasserstoffen exotherm reagieren, was zu einem Temperaturanstieg führt. Die wichtigsten Radikale sind die Sauerstoff- und Wasserstoffradikale  $\text{O}^\bullet$  und  $\text{H}^\bullet$  sowie das Hydroxylradikal  $\text{OH}^\bullet$ , das Hydroperoxidradikal  $\text{HO}_2^\bullet$  und das Methylradikal  $\text{CH}_3^\bullet$ . Die klar dominierenden Reaktionen bei der Oxidation von Kohlenmonoxid CO zu Kohlendioxid  $\text{CO}_2$  sind nach [44, 46, 57, 65, 70]



und somit entscheidend von  $\text{OH}^\bullet$ - bzw.  $\text{HO}_2^\bullet$ -Radikalen abhängig. Da die Reaktionsrate der  $\text{OH}^\bullet$ -Radikale mit Kohlenwasserstoff aus dem Kraftstoff deutlich höher ist, läuft Reaktion in Gl. 2.2 erst dann ab, wenn alle Kohlenwasserstoffe oxidiert sind. Die Reaktion aus Gl. 2.3 spielt während der Zündprozesse aufgrund hoher  $\text{HO}_2^\bullet$ -Konzentration eine Rolle. In lokal fetten Bereichen mit Sauerstoffmangel läuft diese Reaktion in Konkurrenz mit der  $\text{H}_2$ -Oxidation ab,



Da diese Reaktion in Gl. 2.4 bei höheren Temperaturen nicht kinetisch kontrolliert verläuft, sondern sich im Gleichgewicht befindet, führt dies zu erhöhten CO-Emissionen in unterstöchiometrischen Bereichen. Bei steigendem Luftverhältnis  $\lambda$  und steigender Verbrennungstemperatur kann nach der  $\text{H}^\bullet$ -Abstraktion vom Kohlenwasserstoff die Kettenverzweigungsreaktion wie in Gl. 2.5



ausreichend Radikale für die Oxidation von CO in Reaktion Gl. 2.2 produzieren. Um die Bildung von Kohlenmonoxid zu vermeiden, ist also eine

gute Durchmischung der teiloxidierten Moleküle bzw. Radikale mit Frischluft nötig. Weiterhin wirken sich geringe Verbrennungstemperaturen negativ auf die Oxidation von CO aus. Deshalb sollte die Verbrennung so früh wie möglich abgeschlossen sein, damit die sinkenden Temperaturen in der Expansion die Oxidation von Kohlenmonoxid nicht stoppen. Generell sind CO-Emissionen auch im überstöchiometrischen Betrieb nicht komplett zu vermeiden, da die Reaktionen nicht vollständig und nur bis zum chemischen Gleichgewicht ablaufen. [57, 58]

### **Kohlenwasserstoffe HC**

Bei stöchiometrischen und überstöchiometrischen Bedingungen treten hinter der Flammenfront keine messbaren HC-Konzentrationen auf. Jedoch ergeben sich unverbrannte Kohlenwasserstoffe im Abgas zum einen durch eine unvollständige Verbrennung des Kraftstoffs als Folge lokaler Flammenlöschung, zum anderen werden unterschiedliche Zwischenprodukte während der Reaktion gebildet, die aufgrund von lokalen Bedingungen nicht vollständig oxidieren können. Die unverbrannten Kohlenwasserstoffe setzen sich somit aus einer Vielzahl verschiedener Komponenten zusammen. Bei der genauen Betrachtung der HC-Quellen muss zwischen den homogenen und den heterogenen Brennverfahren unterschieden werden. So sind nach [44, 46, 57, 58, 65, 70] die wichtigsten Quellen bei homogener Gemischbildung, die beim Dual-Fuel-Brennverfahren aufgrund des homogenen Gas-Luft-Gemisches auftreten können,

- Flammenlöschung innerhalb von Spalten durch starkes Abkühlen,
- Absorption und Desorption von Kraftstoff im Ölfilm auf der Zylinderbuchse,
- Flammenlöschung infolge von Streckung durch intensive Turbulenz,
- Flammenlöschung an der kalten Wand sowie
- Flammenlöschung durch lokal fette und magere Bereiche.

Bei Brennverfahren mit heterogenem Gemisch spielen hingegen die schmalen Ring- und Spaltbereiche eine untergeordnete Rolle, da nur wenig

Kraftstoff-Luft-Gemisch dorthin gelangt. Zusätzliche Quellen für HC-Emissionen bei der Dieseldirekteinspritzung im Dual-Fuel-Betrieb sind nach [44, 46, 57, 58, 65, 70]

- Gemischzusammensetzung am äußeren Rand des Sprays zu mager,
- Gemischzusammensetzung im Inneren des Sprays zu fett,
- Löschen der Diffusionsflamme durch Temperaturabfall während Expansion,
- Wandbenetzung dampft aufgrund geringer Temperatur nicht vollständig aus,
- Nachspritzer durch Düsennadelprellen verdampfen nur langsam,
- Ausdampfen von Kraftstoff aus Sackloch der Düsennadel sowie
- Ausgasen von Kraftstoff nach Motorabstellen aufgrund von Injektorleckage.

Die größte Quelle von HC-Emissionen sind die Kaltstart- und die Warmlaufphase. Ebenso sind Leerlauf und der untere Teillastbereich kritisch, da keine ausreichenden Brennraumtemperaturen herrschen, um den Kraftstoff vollständig zu verdampfen und Flammenlöschen zu verhindern. Ähnlich wie bei den CO-Emissionen sollte die Verbrennung möglichst früh abgeschlossen sein, da mit der Expansion die Temperatur im Brennraum fällt und die Kraftstoffoxidation einfriert. Bei der Verwendung von gasförmigen Kraftstoffen entfällt zwar die Emissionsquelle der unzureichenden Verdampfung, eine gute Durchmischung muss dennoch gewährleistet sein.

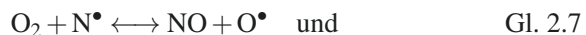
Somit sind unabhängig vom Brennverfahren die entscheidenden Entstehungsmechanismen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen die Flammenlöschung durch Streckung, initiiert durch einen hohen Turbulenzgrad in mageren Flammen (flame quenching), sowie die Flammenlöschung an kalten Wänden (wall quenching), was durch die Wechselwirkung der Flamme mit den Brennraumwänden hervorgerufen wird. Dabei kühlt die Reaktionszone durch Wärmeleitung an die Brennraumwand ab und die reaktiven Radikale rekombinieren in einer Abbruchreaktion, sodass die Flamme erlischt. [44, 46, 57, 58, 65, 70]

## Stickoxide NO<sub>x</sub>

Bei der Verbrennung werden unterschiedliche Stickoxide gebildet, wobei den größten Anteil Stickstoffmonoxid NO und Stickstoffdioxid NO<sub>2</sub> einnehmen. Die Gesamtheit aller Stickoxide wird unter dem Symbol NO<sub>x</sub> zusammengefasst. In der Literatur [11, 44, 46, 54, 57, 58, 65, 70] werden folgende Reaktionspfade und -mechanismen zur NO<sub>x</sub>-Bildung betrachtet,

- das thermische NO nach dem Zeldovich-Mechanismus,
- das prompte NO nach dem Fenimore-Mechanismus und
- das Lachgas-NO nach dem N<sub>2</sub>O-Mechanismus.

Der wichtigste dieser beschriebenen Reaktionsmechanismen ist die Bildung von *thermischen* NO, welcher hinter der Flammenfront abläuft. Dieser Zeldovich-Mechanismus wird durch die Elementarreaktionen



beschrieben. Für die Reaktion Gl. 2.6 ist elementarer Sauerstoff O<sup>•</sup> notwendig. Dieser entsteht bei lokalem Luftüberschuss und hohen Temperaturen oberhalb von 2200 K aus molekularem Sauerstoff. Hinzu kommt, dass die N<sub>2</sub>-Dreifachbindung eine hohe Aktivierungsenergie benötigt, weshalb dieser NO-Bildungspfad thermisch genannt wurde und lokal hohe Spitzentemperaturen erfordert. Aufgrund der relativ geringen Bildungsrate ist dieser Schritt geschwindigkeitsbestimmend und deshalb kinetisch kontrolliert. In Reaktion Gl. 2.7 findet eine Fortpflanzungsreaktion statt und es beginnt ein Kreislauf. Der elementare Stickstoff N<sup>•</sup> aus Reaktion Gl. 2.6 wird in den Reaktionen Gl. 2.7 und Gl. 2.8 aufgrund der um sieben bis acht Zehnerpotenzen größeren Reaktionskonstante sofort weiter zu NO umgesetzt, wobei die Reaktion Gl. 2.8 vorwiegend in brennstoffreichen Zonen stattfindet, wie sie hinter der Flammenfront auftreten. All diese Reaktionen sind

Gleichgewichtsreaktionen mit temperaturabhängigen Reaktionskonstanten. Diese Reaktionen laufen im Verbrennungsmotor derart schnell ab, dass sich kein Gleichgewicht einstellen kann und die tatsächlichen Konzentrationen weit unter den Gleichgewichtskonzentrationen liegen. Während der Expansion führt die fallende Brennraumtemperatur dazu, dass die extrem langsam ablaufenden Prozesse der NO-Rückreaktion einfrieren.

Die Bildung des *prompten* NO ist wesentlich komplexer, da dieser Reaktionspfad sehr eng mit der Bildung des  $\text{CH}^\bullet$ -Radikales in der Flammenfront verknüpft ist. Dieser Mechanismus wurde durch Fenimore beschrieben, siehe [44, 46, 57, 65, 70]. Der Reaktionspfad in Gl. 2.9



wurde dabei als entscheidend ausgemacht. Der elementare Stickstoff  $\text{N}^\bullet$  kann dann weiter zu Stickstoffmonoxid NO reagieren. Bei dem Vorläufer vom  $\text{CH}^\bullet$ -Radikal handelt es sich um Acetylen  $\text{C}_2\text{H}_2$ , welches ausschließlich unter brennstoffreichen Bedingungen in der Flammenfront gebildet wird. Aufgrund der relativ geringen Aktivierungsenergie läuft dieser Pfad der NO-Bildung bereits ab Temperaturen von etwa 1000 K ab. Im weiteren Verlauf reagiert Blausäure HCN auf unterschiedlichen Reaktionspfaden zu den Spezies NCO und NH, woraus erneut elementarer Stickstoff  $\text{N}^\bullet$  und darüber NO gebildet wird.

Neue Untersuchungen haben ergeben, dass der Fenimore-Mechanismus in Gl. 2.9 um zwei Größenordnungen zu kleine NO-Konzentrationen berechnet. Daraufhin wurde der Reaktionspfad Gl. 2.10



untersucht. Aus der Zwischenspezies  $\text{NCN}^\bullet$  kann über weitere Elementarreaktionen NO gebildet werden. Mit diesem Mechanismus wurden experimentelle Ergebnisse deutlich besser nachgebildet. [57, 65, 70]

Die Bildung von *Lachgas*-NO findet bevorzugt unter mageren Bedingungen statt, wenn keine  $\text{CH}^\bullet$ -Radikale für das prompt NO gebildet werden und



zu geringe Temperaturen das thermische NO verhindern. Dann wird analog zur ersten Zeldovich-Reaktion Lachgas  $\text{N}_2\text{O}$  wie in Gl. 2.11 gebildet,



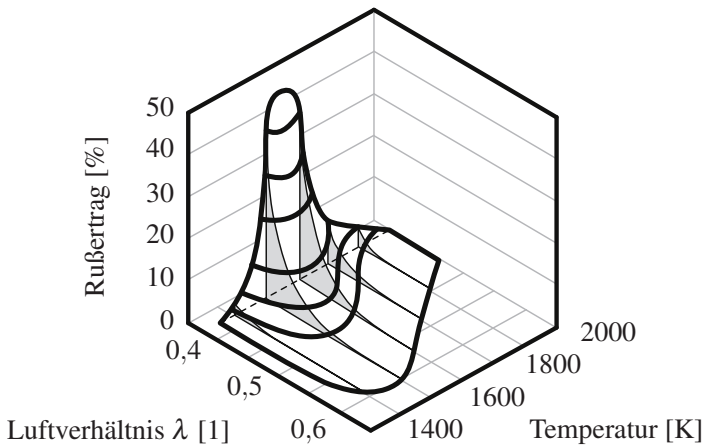
wobei der Stoßpartner M die Aktivierungsenergie im Vergleich zur Reaktion Gl. 2.6 deutlich herabsetzt. Dieser Reaktionsweg verläuft überwiegend bei hohen Drücken ab und besitzt kaum einen Temperatureinfluss. Dadurch ist dieser NO-Reaktionspfad als wesentliche Quelle bei mageren Otto-Brennverfahren sowie Diesel-Brennverfahren mit hohen Spitzendrücken und ebenso bei der mageren HCCI-Verbrennung anzusehen. [46, 65, 70]

Das *Brennstoff*-NO wird aus den im Kraftstoff befindlichen stickstoffhaltigen Verbindungen gebildet. Unter stöchiometrischen und überstöchiometrischen Verbindungen wird der kraftstoffgebundene Stickstoff größtenteils direkt zu NO oxidiert. Bei kraftstoffreichen Bedingungen ändert sich der Reaktionspfad und es werden die Zwischenspezies Ammoniak  $\text{NH}_3$  und Blausäure  $\text{HCN}$  gebildet, woraus dann in den bereits beschriebenen Reaktionsgleichungen Stickoxide entstehen. Aufgrund der genormten Zusammensetzung des Dieseldkraftstoffs, ist dieser Reaktionsmechanismus von geringer Bedeutung. Bei Erdgas als Kraftstoff hingegen gewinnt dieser aufgrund der schwachen Normung der Zusammensetzung, siehe Abschnitt 2.2.4, wieder an Bedeutung. [46, 65, 70]

## Partikel und Ruß

Die Partikelentstehung basiert nach [11, 44, 46, 57, 58, 65, 70] auf sehr komplexen Mechanismen, die bis heute nicht vollständig geklärt sind. Bei der Rußbildung werden zunächst  $\text{C}_x\text{H}_y$ -Moleküle unter sauerstoffarmen Bedingungen zu kleineren Kohlenwasserstoffen reduziert. Danach kommt es durch Polymerisation von Benzolringen und fortschreitender Wasserstoffabspaltung zur Bildung von polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffen PAK. Deshalb sollten Kraftstoffe keine dieser Vorläufer von Ruß wie PAK und Aromate beinhalten. Somit ist der geschwindigkeitsbestimmende Reaktionsmechanismus bei der Rußentstehung die Bildung

von Benzolringen. Dies kann je nach Verbrennungstemperatur über unterschiedliche Reaktionspfade ablaufen u.a. beginnend mit einer Rekombination von Acetylen  $C_2H_2$  und einem Vinylradikal  $C_2H_3$  oder über eine  $C_2H_2$ -Addition. Im nächsten Schritt kollidieren PAK-Moleküle, die mit Hilfe von Van-der-Waals-Kräften aneinander haften und Rußkerne bilden (Nukelation). Danach kommt es zum Oberflächenwachstum, indem sich Moleküle, wie PAK und Sulfate, aus der Gasphase kondensieren und sich an diese Rußkerne anlagern. Das Oberflächenwachstum wird durch Koagulation von Rußkernen zu Rußprimärteilchen gefördert, welche dann durch Agglomeration lange und verzweigte Strukturen bilden. Unter günstigen Randbedingungen können die Rußteilchen wieder oxidiert werden. Dafür sind freie Radikale wie  $H^\bullet$ ,  $O^\bullet$  und  $OH^\bullet$  aus der Verbrennung nötig.



**Abbildung 2.2:** Rußertrag als Funktion von Luftverhältnis/Temperatur, siehe [57]

Der kritische Temperaturbereich  $1500\text{ K} < T < 1900\text{ K}$  für die Rußentstehung wird in Abbildung 2.2 deutlich. In Kombination mit extrem fetten Bedingungen ( $\lambda < 0,6$ ) steigen die Rußemissionen stark an. Bei nicht vorge-mischten Flammen in fetten Gemischbereichen steigen die Rußemissionen mit der Temperatur, wobei hohe Temperaturen in mageren Zonen die Ruß-oxidation begünstigen. Rußemissionen sind das Resultat von Rußbildungs- und Rußnachoxidationsvorgängen und können mit gezielter Turbulenz zur

Durchmischung, Restsauerstoff und hohen Temperaturen in der späten Verbrennungsphase zum überwiegenden Teil nachoxidiert werden.

Die Zusammensetzung der Partikelemissionen ist in erster Linie vom Betriebspunkt des Verbrennungsmotors abhängig. Heterogene Brennverfahren mit direkter Kraftstoffeinspritzung emittieren um einige Zehnerpotenzen höhere Partikelemissionen. Nach [57, 58] bestehen die Partikelemissionen eines Nfz-Dieselmotors hauptsächlich aus organischen Verbindungen, elementarem Kohlenstoff und Sulfaten. Der Anteil an Sulfate ist dabei entscheidend vom Schwefelgehalt des Dieselmotorkraftstoffes abhängig. Zusätzlich steigt der Anteil an elementarem Kohlenstoff mit der Last des Aggregats.

### **2.1.2 Innermotorische Schadstoffreduktion**

Durch Optimierung des Brennverfahrens sollen hohe Wirkungsgrade und geringe Rohemissionen erzielt werden. Hohe Wirkungsgrade gehen fast ausschließlich mit hohen Prozesstemperaturen einher, wodurch es auch zu verstärkter  $\text{NO}_x$ -Bildung kommt. Es muss also immer ein Kompromiss gefunden werden, geringe Rohemissionen bei hohem Wirkungsgrad zu realisieren. Um den Trade-Off zwischen Wirkungsgrad und Emissionen zu entschärfen, wird mit verschiedenen Parametern auf den Zylinderdruck- bzw. Brennverlauf Einfluss genommen. Die für die vorliegende Arbeit relevanten Parameter werden im Folgenden beschrieben.

### **Abgasrückführung**

Die Abgasrückführung wird dazu verwendet, die Bildung von Stickoxiden während der ersten Verbrennungsphase zu reduzieren. Bei der sogenannten Hochdruck-AGR wird ein Teil des Abgasmassenstroms vor der Turbine abgenommen und hinter dem Ladeluftkühler wieder zugeführt. Bei der Niederdruck-AGR erfolgt die Abnahme nach der Turbine und die Zuführung vor dem Verdichter. Der thermische Effekt liegt in der höheren Wärmekapazität von dreiatomigen Molekülen. Dies führt zu einer reduzierten Verdichtungs- sowie Verbrennungstemperatur. Diese beeinflusst

sen die Reaktionsrate von thermischem NO sowie die Bildung und Oxidation von Partikeln. Durch die Verdünnung des Verbrennungsgases muss darauf geachtet werden, dass die Sauerstoffkonzentration noch ausreichend hoch ist, um steigende Ruß- und CO-Emissionen zu vermeiden. Die ersetzende AGR hat auch einen reduzierten Abgasmassenstrom zur Folge. Bei gleichbleibender Luft- und Kraftstoffmasse im Brennraum und zusätzlicher AGR muss bei der Verbrennung eine größere Menge Gemisch aufgeheizt werden, wodurch zusätzlich die Brennraumtemperaturen gesenkt werden. Eine Kühlung des zurückgeführten Abgases verstärkt diesen Effekt und verbessert die AGR-Verträglichkeit, dem steht jedoch ein höherer Kraftstoffverbrauch von 1...2% entgegen. [4, 11, 57, 58]

### **Einspritzdruck**

Durch einen erhöhten Einspritzdruck bei direkteinspritzenden Brennverfahren mit flüssigem Kraftstoff kommt es zu einer besseren Gemischaufbereitung aufgrund von kleineren Tropfendurchmessern. Dafür verantwortlich ist die Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffs aus den Düsenlöcher, da sich die Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Kraftstoff und angesaugter Luft erhöht und die Tropfen stärker aufbrechen. Dies ermöglicht ein schnelleres Verdampfen. Zusätzlich kann bei gleicher Einspritzmenge die Einspritzdauer verkürzt werden, es erschwert jedoch die Zumessgenauigkeit bei kleinen Mengen. Durch den erhöhten Impuls der Tropfen kann eine größere Eindringtiefe in den Brennraum und ein breiterer Strahlaufbruch sichergestellt werden. Die stärkere Homogenisierung führt zu geringeren Konzentrationsgradienten und darüber zu geringeren lokal fetten Zonen. Dadurch können Partikel bei leicht erhöhten  $\text{NO}_x$ -Emissionen reduziert und die AGR-Verträglichkeit des Brennverfahrens gesteigert werden. Der Ruß- $\text{NO}_x$ -Trade-Off wird entschärft. [11, 57, 58, 65]

### **Einspritzzeitpunkt**

Beim konventionellen Diesel-Brennverfahren kann mit dem Einspritzzeitpunkt der Brennbeginn und darüber der Brenn- bzw. Zylinderdruckverlauf

beeinflusst werden. Durch einen späten Einspritzbeginn können die Stickoxide durch geringe Spitzendrücke und -temperaturen reduziert werden. Dies wirkt sich jedoch negativ auf die HC- und CO-Emissionen aus, da die Verbrennung bis in die Expansion verschleppt wird. Bei später Einspritzung und geringem Zündverzug kommt es zu einer größeren diffusiven Verbrennungsphase und zu erhöhter Rußbildung. Bei früher Einspritzung steigt der Zündverzug, damit der Spitzendruck und die  $\text{NO}_x$ -Emissionen, der sogenannte Ruß- $\text{NO}_x$ -Trade-Off. [11, 57, 58, 65]

### **Einspritzverlaufsformung**

Durch die Verwendung mehrerer Einspritzungen kann der Brenn- bzw. Zylinderdruckverlauf gezielt beeinflusst werden. Durch die Entkopplung von Druckerzeugung und der Einspritzung bei dem Common-Rail-System ist es möglich, die Anzahl und die Form der Einspritzung je Arbeitsspiel zu variieren und weitestgehend frei zu gestalten. Der begrenzende Parameter bei der Mehrfacheinspritzung ist die Öffnungsgeschwindigkeit der Düsennadel. Die Einteilung des Einspritzverlaufs erfolgt in Voreinspritzungen, einer Haupteinspritzung und Nacheinspritzungen. Das Ziel der Voreinspritzung ist eine Temperatur- und Brennraumdruckanhebung, sodass sich der Zündverzug durch Radikalbildung verkürzt und der Druckgradient der Verbrennung geringer ausfällt. Dadurch fallen Spitzendruck und  $\text{NO}_x$ -Emissionen, Ruß steigt. Neben der momentenbildenden Haupteinspritzung werden frühe Nacheinspritzungen während der Expansionsphase zur Turbulenzgenerierung für eine effektive Partikelreduktion gesetzt. Späte Nacheinspritzungen hingegen sollen eine Erweiterung des Betriebsbereichs (Katalysatorheizen, Filterregeneration) der Abgasnachbehandlung ermöglichen. [4, 11, 57, 58]

### **2.1.3 Nachmotorische Schadstoffreduktion**

Um die per Abgasnorm geforderten Emissionsgrenzwerte für die zuvor erläuterten Schadstoffe zu erreichen, ist es bei einigen Antriebskonzepten und

Brennverfahren nötig, eine Abgasnachbehandlung im Fahrzeug zu integrieren, da die innermotorischen Maßnahmen zur Schadstoffreduzierung nicht ausreichen oder zu große Wirkungsgradnachteile mit sich bringen. Für das Dual-Fuel-Brennverfahren sind die folgenden Komponenten relevant.

### **Oxidationskatalysator**

Bei mageren Brennverfahren kommen reine Oxidationskatalysatoren zum Einsatz. Es findet eine katalytische Oxidation der Abgaskomponenten bei nur geringer Abgastemperatur bzw. Aktivierungsenergie mit vorhandenem Restsauerstoff statt. Flüchtige Anteile von Partikel können ebenfalls verbrannt und so die Partikelmasse um bis zu 30 % reduziert werden. Die Umsatzraten sind stark von Temperatur und Konzentration der einzelnen Abgaskomponenten sowie von der Raumgeschwindigkeit und der Katalysatorbeschichtung abhängig. Aus den Beschichtungen (washcoats) resultieren unterschiedliche light-off-Temperaturen für die einzelnen Abgaskomponenten. So konvertiert ein Platin-Palladium-Oxidationskatalysator bei ca. 200...250°C mehr als 50 % der CO-Emissionen. Dem gegenüber besitzen unverbrannte Kohlenwasserstoffe eine deutlich höhere light-off-Temperatur, wie beispielsweise Methan von weit über 300°C. Die Konvertierung reagiert dabei sehr empfindlich auf Blei und Schwefel. Diese vergiften den Katalysator und senken ihre Umsatzraten. [4, 57, 58, 62]

### **Selektive katalytische Reduktion SCR**

Bei der selektiven katalytischen Reduktion wird Ammoniak  $\text{NH}_3$  für die Reduktion von Stickoxiden verwendet. Aufgrund der toxischen Wirkung von Ammoniak wird eine wässrige Harnstofflösung in das heiße Abgas gespritzt und zu Isocyanäure  $\text{HNCO}$  sowie Ammoniak thermolysiert. Aus der Isocyanäure entsteht in einer Hydrolyse ebenfalls Ammoniak und Kohlendioxid. Das entstandene Reduktionsmittel Ammoniak wird im Katalysator absorbiert. Mit einem gewissen Speichervermögen des Katalysators kann auch im transienten Betrieb eine hohe Konvertierungsrate von Stickoxiden bei geringem Ammoniakschlupf erreicht werden, wobei die SCR-

Reaktionen direkt auf der Oberfläche des Trägermaterials stattfinden. Sauerstoff reagiert bei Temperaturen unter 550 °C nicht mit Ammoniak, somit liegt die Selektivität bei 100 % auf der NO<sub>x</sub>-Reduktion. [4, 11, 57, 58, 62]

## **Partikelfilter**

Der Partikelfilter soll Festkörper aus dem Abgas herausfiltern. Während der Beladungsphase bleiben die Partikel über unterschiedliche Mechanismen am Filter haften. Es kommt zunächst zur Tiefbettfiltrierung, welche für den Druckverlust verantwortlich ist. Danach werden Partikel an der Oberfläche als Rußkuchen abgeschieden, was zu einem erhöhten Filterwirkungsgrad führt. Der Filter kann als Tiefbett-Nebenstromfilter ausgeführt werden. Der offene Filter benötigt Leitbleche, die das Abgas zum Filtermedium lenken. Die Mehrzahl ist jedoch als Wandstromfilter aufgebaut. Sie besitzen Wabenkörper mit quadratischen Kanälen, wobei benachbarte Kanäle an den gegenüberliegenden Seiten verschlossen sind. Das Abgas strömt in die offenen Einlasskanäle, dann durch das Filtermaterial in die auslassseitig offenen Kanäle. So steigt der Abscheidegrad des Partikelfilters. Mit der Beladung steigt der Strömungswiderstand des Filters und höhere Ladungswechselarbeit. Deshalb muss der Filter nach den Beladungsphasen regeneriert werden. Die aktive Regeneration erfolgt über eine starke Anhebung der Abgastemperatur, was über späte Nacheinspritzungen, die erst im Oxidationskatalysator umgesetzt werden, über spezielle Brennersysteme oder elektrische Heizsysteme realisiert wird. Eine passive, kontinuierliche Regeneration kann über Beschichtungen mit einem Oxidationskatalysator oder über NO<sub>2</sub> stattfinden. [4, 11, 57, 58, 62]

### **2.1.4 Vorschriften zur Emissionsbegrenzung für schwere Nutzfahrzeuge**

Durch Vereinheitlichung der technischen Vorschriften für die Emission gasförmiger Schadstoffe aus Verbrennungsmotoren wurden unter anderem für schwere Nutzfahrzeuge und Busse ab 3,5 t zur Typ- und Serienprüfung, sie-

he Anhang A.2, Abgasgrenzwerte vorgegeben. In der Abgasnorm EURO-5, Richtlinie 1999/96/EG [34] aus dem Jahre 1999, wurden die Fahrzeuge bezüglich Stickoxide, Kohlenmonoxid, Kohlenwasserstoffe, Partikelmasse und Abgastrübung limitiert.

**Tabelle 2.1:** Schadstoffgrenzwerte europäischer Abgasnorm für schwere Nutzfahrzeuge und Busse ab 3,5 t und zugehörige stationäre und transiente Prüfzyklen [30, 34, 38]

		<b>EURO-5</b>		<b>EURO-6</b>	
		1999/96/EG St. B2		EG 582/2011	
		gültig ab 01.10.2008		gültig ab 01.01.2013	
		ESC/ELR	ETC	WHSC	WHTC
NO <sub>x</sub>	[g/kWh]	2,0	2,0	0,4	0,46
NH <sub>3</sub>	[ppm]	—	—	10	10
CO	[g/kWh]	1,5	4,0	1,5	4,0
THC	[g/kWh]	0,46	0,55 <sup>a</sup>	0,13	0,16
NMHC	[g/kWh]	—	0,55 <sup>a,b</sup>	—	0,16 <sup>b</sup>
CH <sub>4</sub>	[g/kWh]	—	1,1 <sup>b</sup>	—	0,5 <sup>b</sup>
PM	[g/kWh]	0,02	0,03	0,01	0,01
PN	[1/kWh]	—	—	$8,0 \times 10^{11}$	$6,0 \times 10^{11}$
Smoke	[1/m]	0,5	—	—	—

<sup>a</sup> Hersteller kann wählen, ob anstelle der NMHC die THC gemessen werden

<sup>b</sup> gilt für Erdgasmotoren und bei Zweistoffmotoren ab einer Substitutionsrate von 68 %, unterhalb dieser Substitutionsrate erfolgt eine Grenzwertberechnung, Abschnitt 2.3.2

Im Jahr 2013 setzte die Abgasnorm EURO-6 diese Grenzwerte weiter herab. In erster Linie ging es dabei um eine strengere Limitierung der NO<sub>x</sub>- und PM-Emissionen. Die Begrenzung der Abgastrübung wurde durch die Limitierung der Partikelanzahl ersetzt. Das bei der SCR-Technologie verwendete Ammoniak NH<sub>3</sub> wurde auf einen Schlupf von 10 ppm begrenzt. Weiterhin verschärft diese Norm die Grenzwerte für das mit der Abgasnorm EURO-4 im Jahr 2005 eingeführte OBD-System. Neue Dauerhaltbarkeitskriterien wurden ebenfalls mit der EURO-6 Norm eingeführt. In der Richtlinie 2005/55/EG [35] sind Grenzwerte für die OBD festgelegt, die



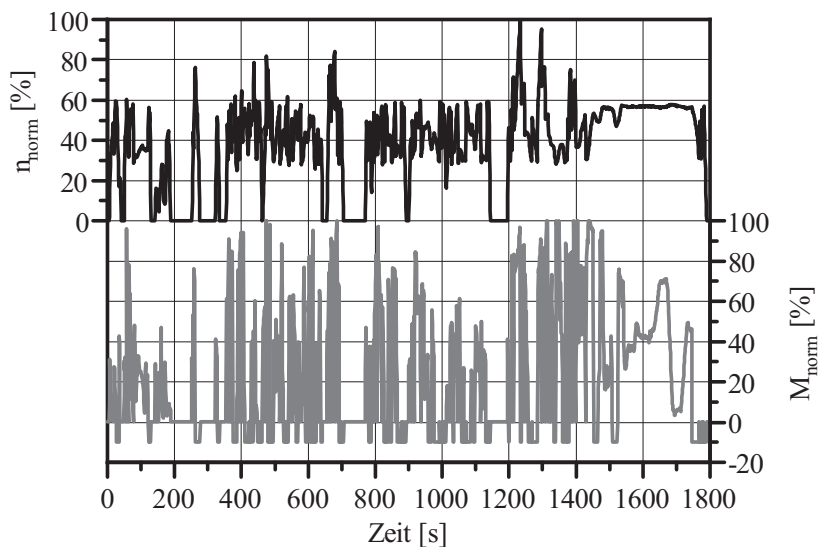
im Fahrzeugbetrieb über eine gewisse Lebensdauer oder Kilometerleistung einzuhalten sind, insbesondere  $\text{NO}_x$ - und PM-Emissionen, um so während der Nutzung einen niedrigen Schadstoffausstoß zu gewährleisten. In Tabelle 2.1 sind die Grenzwerte der EURO-5 und EURO-6 Abgasnorm mit den zugehörigen Prüfzyklen aufgelistet. [4, 30, 34–36, 38, 62]

In den EURO-Abgasnormen werden ausschließlich die in Tabelle 2.1 dargestellten Komponenten HC, CO,  $\text{NO}_x$  sowie Partikel limitiert und überprüft. Es existieren jedoch noch eine Vielzahl anderer Abgaskomponenten, wie Aromate und Aldehyde, die weder kontrolliert noch limitiert werden, aber direkt toxisch wirken oder durch in der Atmosphäre gebildete Folgeprodukte auf den menschlichen Körper einwirken. [4, 57]

### 2.1.5 Fahrzyklen für schwere Nutzfahrzeuge

Die Emissionsprüfungen für Nutzfahrzeuge und Busse ab 3,5 t werden grundsätzlich auf Motorenprüfständen durchgeführt, wobei der Verbrennungsmotor mit definierten Nebenaggregaten betrieben werden muss, siehe [37]. Für einheitliche Prüfbedingungen zur besseren Vergleichbarkeit sind Prüfzyklen entwickelt worden, die möglichst realen Fahrbedingungen entsprechen und für alle Staaten innerhalb der Europäischen Union gelten. Der 13-Stufen-Test ESC (European Stationary Cycle) wurde bereits mit der Abgasnorm EURO-3 im Jahre 2000 eingeführt und gilt bis zur EURO-5. Dabei werden 13 stationäre Betriebspunkte überprüft, wobei sich der Emissionswert in g/kWh aus einem gewichteten Mittelwert bezogen auf die abgegebene Arbeit ergibt. Der ELR-Prüfzyklus (European Load Response) besteht aus Lastsprüngen von 10 % auf 100 %. Mit diesem Prüfzyklus sollte die Rauchdichte (Abgastrübung) bei kritischen Fahrzuständen ermittelt werden. Zusätzlich zum stationären wird ein transienter Prüfzyklus durchlaufen. Der ETC-Testzyklus (European Transient Cycle) soll alle Fahrzustände erfassen und das reale Abgasvolumen berücksichtigen. Die Abgasemissionen werden nach der CVS-Methode (Constant Volume Sampling) aufgenommen und analysiert. Der Emissionswert in g/kWh ergibt sich ebenfalls aus einem gewichteten Mittelwert bezogen auf die ab-

gegebene Zyklusarbeit. Die Testprozedur wird mit betriebswarmem Motor durchgeführt. Mit der EURO-6 Abgasnorm wurde ein weltweit einheitlicher stationärer und transienter Testzyklus mit dem Ziel festgelegt, möglichst reale Fahrprofile abzubilden und eine gemeinsame Basis für die Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs zu erhalten. Mit den Verordnungen [37, 38] wurden nicht nur die Prüfprozeduren überarbeitet und angeglichen, sondern auch die Messtechniken für die jeweiligen Abgaskomponenten vereinheitlicht. [4, 30, 34–36, 38, 58]



**Abbildung 2.3:** Zeitlicher Verlauf des normierten Drehmoments und der normierten Drehzahl für den Testzyklus WHTC, siehe [30, 37, 38, 58]

In Abbildung 2.3 ist der transiente WHTC-Prüfzyklus mit seinen normierten Verläufen von Drehzahl  $n_{norm}$  und Drehmoment  $M_{norm}$  dargestellt. Die Entnormierung der Verläufe, also die Bestimmung motorspezifischer Drehzahlen und Drehmomente, findet über Rechenvorschriften in [37] statt. Für die Berechnung der realen bzw. absoluten Motordrehzahlen und -drehmomente werden Motorabbildungskurven in Form von Volllastkennlinien mit charakteristischen Drehzahlen benötigt. Die spezifischen Emis-

sionen in g/kWh werden über die tatsächlich abgegebene Arbeit während des gesamten Testzyklus berechnet.

**Tabelle 2.2:** Normierte Betriebspunkte des stationären Prüfzyklus WHSC, siehe [30, 35]

Phase	$n_{norm}$ [%]	$M_{norm}$ [%]	Faktor [-]	Dauer der Phase [s] inkl. 20 s-Rampe
0	Motor im Schleppbetrieb		0,24	—
1	0	0	0,17/2	210
2	55	100	0,02	50
3	55	25	0,10	250
4	55	70	0,03	75
5	35	100	0,02	50
6	25	25	0,08	200
7	45	70	0,03	75
8	45	25	0,06	150
9	55	50	0,05	125
10	75	100	0,02	50
11	35	50	0,08	200
12	35	25	0,10	250
13	0	0	0,17/2	210
Summe			1,00	1895

Der stationäre Prüfzyklus WHSC in Tabelle 2.2 besteht aus einer Abfolge normierter Betriebspunkte, welche über die Motorabbildungskurven in reale Größen umzurechnen sind, siehe [37]. Die Betriebspunkte sind repräsentante Last-Drehzahl-Kombinationen aus der Häufigkeitsverteilung aus dem WHTC. Der Motor durchläuft jeden Betriebspunkt in der vorgegebenen Zeit, welche eine lineare Rampe zur Betriebspunktänderung einschließt. In der Phase 0 wird der Motor geschleppt, rechnerisch jedoch mit dem Wichtungsfaktor 0,24 berücksichtigt. Die spezifischen Emissionen werden in g/kWh normiert über die Zyklusarbeit angegeben. Die Abgaskomponenten werden über das CVS-Verfahren analysiert.

## 2.2 Erdgas als alternativer Energieträger

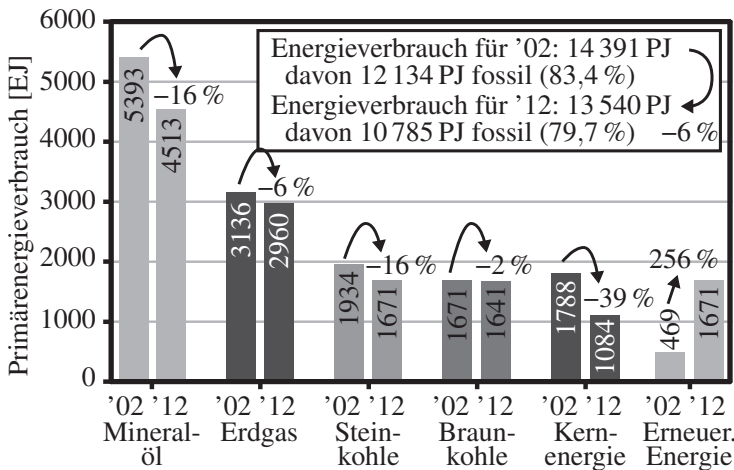
Die Nutzung fossiler Energiequellen ist verantwortlich für einen Großteil der CO<sub>2</sub>-Emissionen. Aufgrund deren Endlichkeit ist es unerlässlich, die fossilen Reserven und Ressourcen zu schonen und nach Alternativen zu suchen. Dabei stellt fossiles Erdgas eine vielversprechende Übergangslösung dar, regenerativ erzeugtes Methan sogar eine langfristige Lösung. In den nächsten Abschnitten soll auf die Nutzung sowie Verfügbarkeit fossiler Energieträger und auf die Eigenschaften von Erdgas sowie seine Eignung als alternativer Kraftstoff näher eingegangen werden.

### 2.2.1 Nutzung fossiler Energieträger

War in Deutschland noch bis Mitte des 19. Jahrhunderts Biomasse (Feuerholz) die dominierende Energiequelle, übernahm zur Zeit der Industrialisierung Kohle die Grundlage der Energieversorgung. Seit dem 20. Jahrhundert stieg die Nachfrage nach dem effizienten Energieträger Erdöl und wurde zum wichtigsten Energierohstoff. Zum Ende des 20. Jahrhunderts sollte nach den Ölkrisen der Erdölanteil am Primärenergieverbrauch PEV reduziert und zur Stromerzeugung verstärkt auf Erdgas, Kohle und Kernbrennstoffe gesetzt werden. Im neuen Jahrtausend ist es nun das Ziel, Entwicklungen erneuerbarer Energien zu fördern und ihren Anteil am Primärenergieverbrauch zu erhöhen. Eine Vielzahl von Faktoren beeinflussen die Veränderungen der deutschen Energiewirtschaft. Wichtige Punkte sind u.a. das globale Energieangebot, die Verfügbarkeit und die Reserven, die politische Situation in den Förderregionen und der globale Energiebedarf gerade in den wachsenden Entwicklungsländern. [6, 23]

Im Jahr 2011 hat die Bundesregierung den Umbau der Energieversorgung in Richtung erneuerbare Energien und höherer Energieeffizienz begonnen. Mit dem Ausstieg aus der Kernenergie bis 2022 soll der Anteil der erneuerbaren Energien am Primärenergieverbrauch bis zum Jahr 2050 auf 60 % steigen. Weiterhin ist bis zum Jahr 2050 das Ziel, die Treibhausgasemissionen gegenüber 1990 um mindestens 80 % zu reduzieren. Dafür soll der

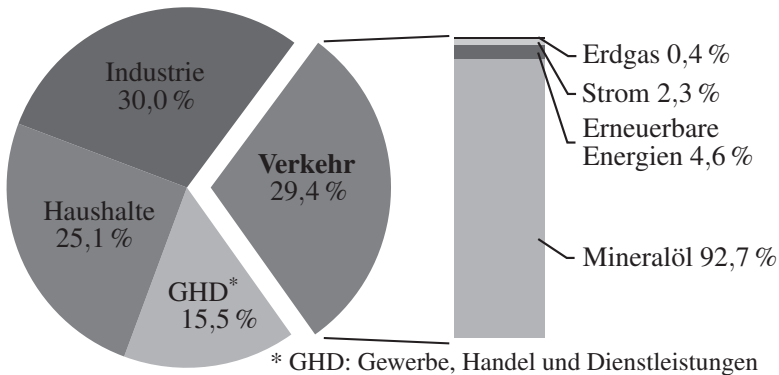
Primärenergieverbrauch auf 50 % gegenüber 2008 gesenkt werden. In Abbildung 2.4 sind die Primärenergieträger aus den Jahren 2002 und 2012 gegeneinander aufgetragen. Darin ist ersichtlich, dass der gesamte Primärenergieverbrauch von 14,39 EJ um 6 % auf 13,54 EJ reduziert wurde. Obwohl der Primärenergieverbrauch in Deutschland zurückging, wurden im Jahr 2012 weltweit insgesamt 2,8 % mehr Energierohstoffe als im Vorjahr gefördert, siehe Tabelle 2.3. Weiterhin ist in der deutschen Statistik der klare Rückzug aus der Kernenergie und die Fortschritte bei den erneuerbaren Energien zu erkennen. Trotzdem werden immer noch mit 10,79 EJ knapp 80 % des Gesamtenergieverbrauchs von fossilen Energieträgern (Mineralöl, Kohle, Erdgas) gedeckt. Um das von den Vereinten Nationen im Kyoto-Protokoll [41] festgelegte 2-Grad-Ziel zu erreichen, ist dieser Anteil der fossilen Energieträger weiter und nachhaltig zu reduzieren. [6, 23, 27]



**Abbildung 2.4:** Vergleich des Primärenergieverbrauchs PEV von 2002 und 2012 in Deutschland ( $\text{EJ} = 10^{18} \text{ J}$  und  $\text{PJ} = 10^{15} \text{ J}$ ), siehe [6, 23]

Aus der sektoralen Betrachtung wird deutlich, wie viel Energie auf den Sektor Verkehr zurückzuführen ist. Wie Abbildung 2.5 zeigt, entfällt in Deutschland knapp 30 % des gesamten Endenergieverbrauchs auf diesen Sektor, welcher nahezu vollständig mit über 92 % von Erdöl dominiert wird. In dieser Betrachtung hat Erdgas einen nur irrelevanten Anteil in-

ne. Die wachsende Weltbevölkerung lassen gerade für die Schwellenländer einen weiteren Anstieg des Pkw-Bestands vermuten. Die festgelegten CO<sub>2</sub>-Ziele können aber nur dann realisiert werden, wenn Augenmerk auf eine weitere Steigerung der Energieeffizienz und auf erneuerbare Energien gelegt wird. Dazu hat die deutsche Bundesregierung und die Europäische Union die sukzessive Limitierung des Flottenverbrauchs für Pkw und leichte Nfz festgelegt und plant erste Grenzwerte für schwere Nfz, Schiffe und Flugzeuge. Einen sofortigen Einfluss auf die CO<sub>2</sub>-Bilanz können alternative Kraftstoffe nehmen. Hierzu hat bereits durch ein entsprechendes Gesetz schrittweise eine Substitution von herkömmlichen Kraftstoff durch Biokraftstoff begonnen. Ebenso können mit der Verwendung von Erdgas CO<sub>2</sub>-Emissionen weiter reduziert werden. [5, 6, 23, 27]



**Abbildung 2.5:** Endenergieverbrauch nach Sektoren in Deutschland für das Jahr 2011 mit weiterer Aufteilung des Sektors Verkehr, siehe [5, 6]

### 2.2.2 Verfügbarkeit fossiler Energieträger

Entscheidend für die Versorgungssicherheit und eine akzeptable Preisentwicklung ist die Verfügbarkeit der Energie. Dafür müssen ausreichende Reserven und Ressourcen an Primärenergieträgern vorhanden sein. Als Reserven von fossilen Energierohstoffen sind Vorkommen definiert, die nachge-

wiesen sind und mit aktueller Technik gefördert werden können. Ressourcen hingegen sind Energiemengen, die aufgrund bestimmter Indikatoren vermutet oder noch nicht wirtschaftlich gewonnen werden können. In Tabelle 2.3 ist die weltweite Verfügbarkeit fossiler Energieträger dargestellt. Nach [6, 27] wurden 2010 die globalen Reserven an konventionellen Energierohstoffen auf 35,445 ZJ geschätzt. Dies entspricht der 79-fachen Fördermenge, wobei aber 60 % auf Kohlereserven entfallen. Zusätzlich existieren Ressourcen an konventionellen Rohstoffen in Höhe von 493,958 ZJ mit einem Kohleanteil von 97 %. Zusätzliches Potenzial besteht an nicht konventionellen Energierohstoffen. Dazu zählen Ölsand, Ölschiefer, Schwerstöl oder Schiefergas, Kohleflözgas, Aquifergas, Gashydrate und Biogas, siehe Anhang A.1.

**Tabelle 2.3:** Weltweite Reserven, Ressourcen und Förderung fossiler Energierohstoffe in ZJ =  $10^{21}$  J, siehe [6, 27]

	Rohöl		Erdgas		Kohle	
	2001	2010	2001	2010	2001	2010
Förderung	0,14	0,17	0,08	0,12	0,09	0,17
konv. Reserven	6,35	7,06	5,11	7,17	19,62	21,22
nicht konv.	2,76	2,01	0,06	0,13		
konv. Ressourcen	3,53	5,98	6,88	11,86	116,11	476,13
nicht konv.	10,46	11,15	48,65	76,70		

Der globale Primärenergieverbrauch konnte trotz höherer Energieeffizienz und der Substitution durch erneuerbare Energien aufgrund des Mehrverbrauchs in den Schwellenländern nicht reduziert werden. Dass trotz der erhöhten Rohstoffförderung die Reserven und Ressourcen zugenommen haben, ergibt sich aus der intensiven Suche nach neuen Explorations- und Produktionstechniken. In den USA konnten im Jahre 2012 technologische Weiterentwicklungen der Ölförderung aus Schiefergestein und Sand dazu beitragen, dass die Ölproduktion stark anstieg. Diese Fortschritte werden durch hohe Nachfrage und beständig hohe Erdölpreise begünstigt. Der Ausbau der Erdgasförderung aus nicht konventionellen Vorkommen wirkt sich

ebenfalls positiv auf die Erdölproduktion aus, weil dabei größere Mengen an Erdölkondensaten anfallen. Grundsätzlich kann aus geologischer Sicht die Versorgung mit Erdöl für die nächsten Jahre gewährleistet werden, obwohl das weltweite Produktionsmaximum nach Literaturangaben erreicht zu sein scheint. Dennoch bleibt es der weltweit wichtigste Energierohstoff. Inwiefern die Ölpreise beeinflusst werden und sich entwickeln, kann kaum prognostiziert werden.

Die Versorgung mit Erdgas kann im Gegensatz zum Erdöl auch bei steigendem Bedarf aufgrund großer Reservemengen noch über viele Jahrzehnte gewährleistet werden, obwohl das Maximum der Erdgasförderung in Europa seit einigen Jahren überschritten ist. Dies erhöht die Abhängigkeit von Gasimporten aus der GUS und dem Nahen Osten, wo sich ungefähr 80 % der globalen Erdgasreserven befinden. Die USA konnten mit der Gasförderung aus Schiefergestein weitere nicht konventionelle Erdgasvorkommen erschließen. Damit verringert sich nicht nur deren Importabhängigkeit, es besteht sogar die Möglichkeit, sich zu einer Exportnation von verflüssigtem Erdgas LNG zu entwickeln. Denn gerade der Handel mit LNG ist stark angestiegen, sodass zur Zeit etwa ein Drittel des gesamten Welthandelsvolumen flüssig transportiert wird, siehe [57]. Europa verfügt dafür über ein sehr großes und integriertes Versorgungsnetz in Form von Pipelines und LNG-Anlandeterminals, worüber es an einen großen Teil der weltweiten Erdgasreserven angeschlossen ist. Somit befindet sich der europäische Erdgasmarkt trotz geringer eigener Reserven in einer komfortablen Situation. Auch in Deutschland wurde bereits im Jahr 2008 mit Explorationstätigkeiten nach Schiefergas begonnen, jedoch aufgrund von intensiven gesellschaftlichen Diskussionen gestoppt. Der Erdgaspreis entwickelt sich durch die Förderung nicht konventioneller Vorkommen und aufgrund großer Reservemenge entkoppelt vom Erdöl und bleibt voraussichtlich auch langfristig unterhalb vom Erdölpreis. [6, 23, 27, 57]

Die Bedeutung von Erdöl als wichtigstes globales Handelsgut wird aus der Tabelle 2.3 aufgrund des hohen Verbrauchs und der Förderrate schnell klar. Dadurch ist aber trotz stetiger Bemühungen eine klare Trendwende hin zu erneuerbaren Energien noch nicht zu erkennen. Es stellt sich also die Frage, wie lange die steigende Nachfrage nach dem Energierohstoff Erdöl ge-



deckt werden kann. Klar hingegen ist, dass Erdöl der einzige Energierohstoff ist, der den steigenden Bedarf in den nächsten Dekaden nicht mehr decken kann, siehe [5, 6, 14, 23, 27].

### 2.2.3 Einteilung und Zusammensetzung von Erdgas

Methan ist mit 70 bis 98 % der Hauptbestandteil von Erdgas, siehe [14]. Es kommen weitere gasförmige Kohlenwasserstoffe sowie die Inertgase Stickstoff  $N_2$  und Kohlendioxid  $CO_2$  hinzu. Erdgas unterliegt je nach Herkunft und Art seiner Gewinnung starken Schwankungen in der Zusammensetzung. Deshalb werden die Brenngase der öffentlichen Gasversorgung laut Arbeitsblatt G260 der DVGW [31] in Gasfamilien und Gruppen eingeteilt. Gasfamilien beinhalten Brenngase mit weitgehend übereinstimmenden Brenneigenschaften. Eine weitere Unterteilung findet in Gruppen statt. So umfasst die erste Gasfamilie Stadt- und Kokereigase, die einen hohen Wasserstoff- und Kohlenmonoxidanteil aufweisen. Die zweite Gasfamilie beinhaltet methanreiche Gase, wie Erdgas aus natürlichen Vorkommen und synthetisches Erdgas. In der dritten Gasfamilie werden Flüssiggase unterteilt, wie Propan und Butan sowie deren Gemische.

**Tabelle 2.4:** Einteilung der zweiten Gasfamilie in Gruppen nach DVGW-Arbeitsblatt G260 bei den Normbedingungen  $p_n = 1013,25 \text{ mbar}$  und  $T_n = 273,15 \text{ K}$ , siehe [14, 31]

Kennwert		Gruppe L (Low)	Gruppe H (High)
Wobbe-Index $W_{s,n}$	$[MJ/m^3]$	37,8...46,8	46,1...56,5
Brennwert $H_{s,n}$	$[MJ/m^3]$	30,2...47,2	
rel. Dichte $d_v$	$[-]$	0,55...0,75	

In Tabelle 2.4 ist die zweite Gasfamilie in die Gruppen L (Low) und H (High) aufgeteilt. Brenngase dieser Kategorie finden auch als Kraftstoff für stationäre und mobile Verbrennungsmotoren Anwendung. Die Unterteilung in Gruppen findet nach dem Wobbe-Index  $W_s$  statt, siehe Gl. 2.17 auf Sei-

te 40. Dieser Kennwert berechnet sich u.a. aus dem spezifischen Brennwert  $H_s$ , welcher entscheidend von der Gaszusammensetzung abhängt. Anschaulich beschreibt der Wobbe-Index die Austauschbarkeit von Gasen. Durch die Berücksichtigung der relativen Dichte  $d_v$  des Brenngases ergibt sich bei gleichem Index für unterschiedliche Gase ein Volumenstrom, der die gleiche Energiemenge durchsetzt. Im Arbeitsblatt G260 werden sowohl der Wobbe-Index als auch der Brennwert für Gase in  $\text{MJ/m}^3$  unter Normbedingungen angegeben. Für die genaue Berechnung der Kennwerte wird auf Abschnitt 2.2.4 verwiesen.

Die Schwankungen der Erdgaszusammensetzung beeinflussen den benötigten Luftbedarf  $L_{st}$  und auch die Methanzahl MZ. Sie beschreibt die Klopfestigkeit von gasförmigen Kraftstoffen analog zur Oktanzahl ROZ bei flüssigen Kraftstoffen und gibt ein Mischungsverhältnis eines Vergleichskraftstoffs aus Methan und Wasserstoff an. Wird beispielsweise für ein Brenngas eine Methanzahl von 80 ermittelt, so besitzt dieses Brenngas die gleiche Klopfestigkeit eines Vergleichsgases aus 80 % Methan und 20 % Wasserstoff. Die Methanzahl eines Brenngases wird experimentell an einem Prüfmotor ermittelt. Aufgrund des hohen Aufwands dieser Prüfmethode, kann die Methanzahl näherungsweise über das AVL-Verfahren in Abhängigkeit der Zusammensetzung vorausberechnet werden, siehe [7, 29]. Allgemein sinkt die Klopfestigkeit mit größerem Anteil an höheren Kohlenwasserstoffen und steigt mit dem Inertgasanteil.

Die Schwankungen der Erdgaszusammensetzung im deutschen Versorgungsnetz werden dadurch noch begünstigt, dass neben der Eigenförderung das Erdgas aus unterschiedlichen Quellen wie der GUS, Norwegen, Niederlande oder dem nahen Osten über ein weites Pipeline-Netz bezogen wird. Dazu kommen weitere saisonale Schwankungen als Resultat unterschiedlicher Mischungen hinzu. Das deutsche Erdgas und das der Niederlande fällt dabei unter die Gruppe der L-Gase, wobei das Erdgas aus der GUS, Skandinavien und der Nordsee als H-Gas kategorisiert wird. Um Spitzenverbräuche abdecken zu können, wird aufgrund der sehr guten Speicherfähigkeit bis zu 20 % Flüssiggas-Luft-Gemisch in das Erdgasnetz geleitet, was nochmals Einfluss auf die Eigenschaften von Erdgas nimmt. [7, 14, 17–19]

### 2.2.4 Erdgas als Kraftstoff

Die Verwendung von Erdgas bietet gegenüber den flüssigen Kraftstoffen den Vorteil, dass es bereits gasförmig in den Brennraum gelangt, was die Gemischaufbereitung begünstigt. Mit Methan als Hauptbestandteil besitzt Erdgas zusätzlich ein günstiges Stoffmengenverhältnis von Wasserstoff zu Kohlenstoff, das H/C-Verhältnis, welches für die CO<sub>2</sub>-Emissionen verantwortlich ist. Wird die Masse an Kohlendioxid  $m_{CO_2}$  aus vollständiger Verbrennung nach Gl. 2.1 auf die zugeführte Kraftstoffenergie  $m_B \cdot H_i$  bezogen,

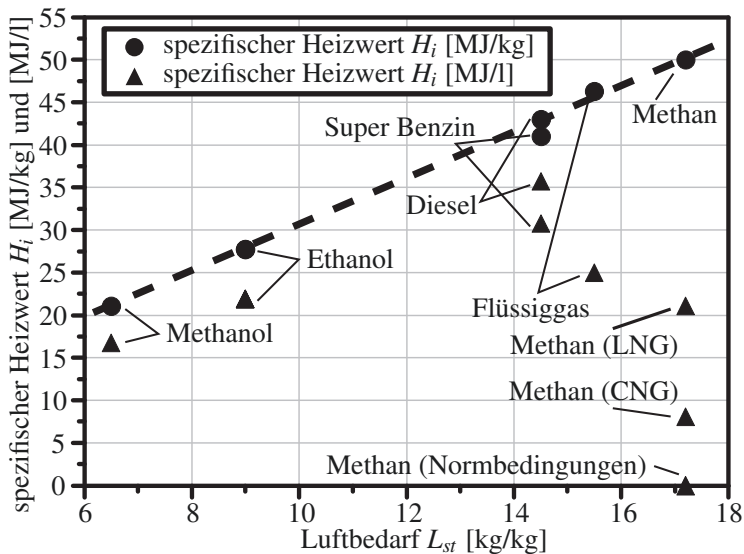
$$\frac{m_{CO_2}}{m_B \cdot H_i} = \frac{M_{CO_2}}{M_C} \cdot \frac{c_m}{H_i}, \quad \text{Gl. 2.12}$$

können die spezifischen CO<sub>2</sub>-Emissionen in g/kWh wie in Gl. 2.12 berechnet werden. Für Kraftstoffe mit bekanntem Massenanteil  $c_m = m_C/m_B$  an Kohlenstoff sind in Tabelle 2.5 die berechneten Emissionen dargestellt. Daraus geht hervor, dass ohne Berücksichtigung der Prozesswirkungsgrade allein bei der Verwendung von reinem Methan im Vergleich zu Benzin 28 % und im Vergleich zu Diesel 26 % weniger CO<sub>2</sub> ausgestoßen werden. Weitere CO<sub>2</sub>-Einsparungen können über eine Anhebung des indizierten Wirkungsgrads erfolgen. Dazu wird aufgrund der Klopffestigkeit von Erdgas das Kompressionsverhältnis bzw. der Aufladegrad erhöht. Die weiten Zündgrenzen von Methan lassen zusätzlich einen entdrosselten Betrieb mit höherem Luftüberschuss oder Abgasrückführaten zu. [11, 17, 18, 57, 72]

**Tabelle 2.5:** CO<sub>2</sub>-Emissionen in g/kWh unterschiedlicher Kraftstoffe, siehe [57]

Kraftstoff	Massenanteil $c_m$ [%]	spez. Heizwert $H_i$ [kJ/kg]	CO <sub>2</sub> -Emissionen $\dot{m}_{CO_2, \text{spez}}$ [g/kWh]
Diesel	86,1	42 900	265
Benzin	85,6	41 400	273
Methan	74,9	50 030	197
Wasserstoff	0,0	120 000	0

Der Energieinhalt von Kraftstoffen ist eine entscheidende Größe. In Abbildung 2.6 sind die spezifischen Heizwerte  $H_i$  über den stöchiometrischen Luftbedarf  $L_{st}$  aufgetragen. Der hohe Wasserstoffanteil von Methan führt dazu, dass der massenbezogene Heizwert höher ist als der der flüssigen Kraftstoffe. Werden die spezifischen Heizwerte auf das Volumen im Zustand der Speicherung bezogen, so ist der Heizwert für Methan geringer. Ebendies stellt den entscheidenden Nachteil für den mobilen Einsatz dar. Denn nach dem aktuellen Stand der Technik bringt die Speicherung unter Druck einen Kompromiss aus Platzbedarf und Reichweite mit sich. Der hohe Wasserstoffanteil von Erdgas bzw. Methan ist ebenfalls die Ursache für den höheren stöchiometrischen Luftbedarf gegenüber Benzin und Diesel. Aufgrund der OH-Gruppe, die Hydroxy-Gruppe, bei alkoholhaltigen Kraftstoffen fällt der Luftbedarf deutlich.

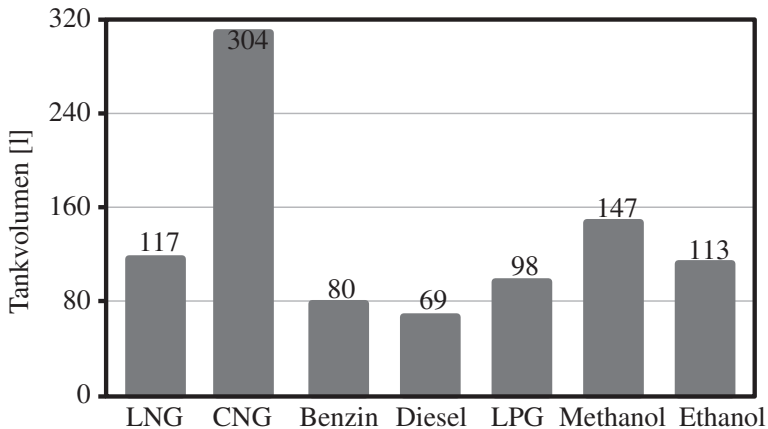


**Abbildung 2.6:** Vergleich der volumetrischen und massenbezogenen spezifischen Heizwerte flüssiger und gasförmiger Kraftstoffe, siehe [11, 17]

Aktuell wird Erdgas vorwiegend als CNG (Compressed Natural Gas) bei 200 bar und 25 °C gespeichert. Diese Druckbegrenzung rührt aus dem Ver-

lauf des Realgasfaktors her, der bei diesem Wert sowie konstanter Temperatur sein Minimum aufweist. Dadurch besitzt Erdgas ausgehend von der thermischen Zustandsgleichung idealer Gase bei diesem Druck das real geringste Volumen. Es wird in Gasflaschen aus Stahl oder leichtem aramidfaserverstärkten Aluminium mit jedoch deutlich höheren Herstellungskosten gespeichert. Eine weitere Möglichkeit ist die kryogene Speicherung als LNG (Liquified Natural Gas) bei 1013 mbar und  $-161,5^{\circ}\text{C}$ . Aufgrund der niedrigen Temperaturen müssen Superisolatoren eingesetzt werden, die Wandstärken von wenigen Zentimetern realisieren, dabei jedoch über eine sehr geringe Wärmeleitfähigkeit vergleichbar mit meterdicken Styroporwänden verfügen. Diese können aber dennoch ein Abdampfen nicht verhindern. Durchschnittlich 10 % des Erdgases gehen innerhalb von 72 h verloren. Neben dem Transportwesen findet diese Speichermethode in der Lagerung Anwendung oder dort, wo eine Pipeline-Verlegung aus Kostengründen oder aufgrund von großen Distanzen nicht sinnvoll ist. Hier bietet sich der Seetransport mit LNG-Tankern an. Auf LNG-Tankern kann der abgedampfte Teil direkt für den Antrieb genutzt werden. Ebenso ist im Fernverkehr dieser Nachteil nicht entscheidend, da eine schnelle Kraftstoffnutzung aufgrund hoher Kilometerleistungen gewährleistet ist. Dennoch besitzt flüssiges Erdgas derzeit die höchste Speicherdichte. Neben dem Abdampfen des Erdgases stellt der energetische Aufwand der Verflüssigung und der Wiederverdampfung je nach Anwendungsfall ein Problem dar. Bei der sich noch im Entwicklungsstadium befindlichen ANG-Technologie kann der hohe Energieaufwand zur Speicherung sowohl von CNG als auch von LNG vermieden werden. Bei dieser Speichermethode werden die Erdgasmoleküle durch Oberflächeninteraktion an einem mikroporösen Feststoff absorbiert und gespeichert. Es sind Drücke zwischen 40 bis 70 bar nötig, um eine Speicherdichte zwischen derjenigen von LNG und CNG zu erreichen. Die geringe Speicherdichte von Erdgas hat folglich direkten Einfluss auf die Reichweite des Fahrzeugs und auf die Größe des Tankvolumens. In der Abbildung 2.7 ist das Tankvolumen ohne Speichermaterial für verschiedene Kraftstoffe gegenüber gestellt. Als Basis dienen 80 l Super Benzin. Das Problem der Reichweite für Erdgasfahrzeuge wird zusätzlich durch das wenig ausgebaute Tankstellennetz (Stand 2014 existieren knapp 1000 Erdgastankstellen) verschärft. Bivalente Brennverfahren wirken zwar dem

entgegen, sie reizen aber die Vorteile von Erdgas als Kraftstoff nicht aus. Im Vergleich der Tanksysteme besitzt ein CNG-Vollverbundsystem etwa das 1,6-fache Gewicht des Tanks für konventionelle Kraftstoffe. Demgegenüber steht das 1,8-fache Gewicht für einen LNG-Tank und das 2,3-fache Gewicht bei einem ANG-Tanksystem. [11, 14, 17, 19, 57, 65]



**Abbildung 2.7:** Tankvolumen ohne Speichermaterial verschiedener Kraftstoffe mit Energieinhalt von 246 MJ, was 80l Super Benzin entspricht, siehe [11, 14, 17]

Nachteilig neben der Speicherdichte ist die geringe Viskosität von Methan. Die dynamische Viskosität fällt mit der Kettenlänge von Alkanen. Als kürzestes Alkan besitzt Methan folglich die geringste Viskosität. Daraus ergeben sich geringere Schmier- und Dämpfungseigenschaften und darüber höhere Anforderungen an die mechanische Auslegung der mit Erdgas umgebenden Bauteile des Einblasesystems, wie Injektor, Druckregelventile sowie Gasverdichter. Allgemein ist es bei gasförmigen Kraftstoffen nicht möglich, qualitätsverbessernde Additive beizumischen. Dadurch kann es zu verstärkten Ablagerungen und thermischer Mehrbelastung an den Ein- und Auslassventilen sowie an deren Sitzringen kommen. Weiterhin wird das Aggregat durch höhere Verbrennungstemperaturen und -drücke mechanisch und thermisch stärker belastet. Diese resultieren aufgrund der hohen Klopfestigkeit aus einer früheren Schwerpunktlage und schnelleren Ver-

brennung. Weiterhin entfällt die innere Kühlung durch die fehlende Verdampfungsenthalpie der gasförmigen Kraftstoffe. Ein speziell definiertes Motoröl für den Erdgasbetrieb kann Abhilfe schaffen und eine ausreichende Schmierung auch bei hoher thermischer und mechanischer Belastung sicher stellen. [11, 14, 17–19]

**Tabelle 2.6:** Anforderungen an Erdgas als Kraftstoff nach DIN 51624, siehe [29]

Eigenschaft	Einheit	Grenzwerte
$H_i$ H-Gas	[MJ/kg]	$\geq 46,0$
$H_i$ L-Gas	[MJ/kg]	$\geq 39,0$
$\rho_{abs}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	$0,72 \dots 0,91$
MZ (AVL)	[1]	$\geq 70,0$
CH <sub>4</sub>	[%] (n/n)	$\geq 80,0$
$\Sigma$ C <sub>2</sub> -KW	[%] (n/n)	$\leq 12,0$
$\Sigma > \text{C}_2$ -KW	[%] (n/n)	$\leq 8,5$
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	[%] (n/n)	$\leq 6,0$
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	[%] (n/n)	$\leq 2,0$
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	[%] (n/n)	$\leq 1,0$
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> + > KW	[%] (n/n)	$\leq 0,5$
O <sub>2</sub>	[%] (n/n)	$\leq 3,0$
H <sub>2</sub>	[%] (n/n)	$\leq 2,0$
$\Sigma$ N <sub>2</sub> + CO <sub>2</sub>	[%] (n/n)	$\leq 15,0$
H <sub>2</sub> S	[mg/kg]	$\leq 7,0$
R – SH (Thiol)	[mg/kg]	$\leq 8,0$
$\Sigma$ S <sub>2</sub>	[mg/kg]	$\leq 10,0$
H <sub>2</sub> O	[mg/kg]	$\leq 40,0$

Für eine Verwendung als Kraftstoff unterliegt Erdgas nur einer sehr schwachen Normung. Durch die beschriebenen Schwankungen in der Zusammensetzung wird im besonderen Maße die Methanzahl beeinflusst. Im Fall von GUS-Gas (H-Gruppe) lässt eine Zumischung von 10 % Propan die Methanzahl von 98 auf 80 abfallen. Einen noch stärkeren Abfall der Methanzahl auf 50 ist bei einer Zumischung von 10 % Butan zu erwarten. Für den Erd-

gasbetrieb wirkt sich dies in Form von erhöhter Klopfneigung sowie Verschlechterung von Emissionen, Wirkungsgrad und Leistung aus. Für eine monovalente Motorauslegung muss in Zukunft eine schärfere Normung erfolgen. In der DIN 51624 [29] sind Grenzwerte für die Zusammensetzung festgelegt und exemplarisch die wichtigsten Kennwerte in Tabelle 2.6 dargestellt. Sie gelten für den kraftfahrzeugtechnischen Einsatz von Erdgas in Deutschland ab der Tankstelle. [17–19, 29]

**Tabelle 2.7:** Erdgas-Zusammensetzung und Kenndaten berechnet nach ISO EN DIN 6976 [33] von Gasproben entnommen am Motorenprüfstand

Analysedatum			06/2012	09/2013	01/2014
Kohlendioxid	CO <sub>2</sub>	[%] (n/n)	0,79	0,28	0,57
Stickstoff	N <sub>2</sub>	[%] (n/n)	2,07	0,70	0,78
Sauerstoff	O <sub>2</sub>	[%] (n/n)	0,00	0,00	0,00
Methan	CH <sub>4</sub>	[%] (n/n)	93,51	96,53	95,66
Ethan	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	[%] (n/n)	2,95	2,08	2,56
Propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	[%] (n/n)	0,51	0,29	0,33
i-Butan	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	[%] (n/n)	0,06	0,05	0,05
n-Butan	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	[%] (n/n)	0,07	0,04	0,05
neo-Pentan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	[%] (n/n)	0,00	0,00	0,00
i-Pentan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	[%] (n/n)	0,01	0,01	0,01
n-Pentan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	[%] (n/n)	0,01	0,01	0,01
Hexan, >KW	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	[%] (n/n)	0,01	0,01	0,01
Brennwert	$H_{s,n}$	[MJ/kg]	53,920	55,017	54,801
Heizwert	$H_{i,n}$	[MJ/kg]	48,505	49,483	49,293
Normdichte	$\rho_n$	[kg/m <sup>3</sup> ]	0,780	0,757	0,760
rel. Dichte	$d_v$	[1]	0,604	0,586	0,589
Wobbe-Index	$W_{s,n}$	[MJ/kg]	69,392	71,851	71,434
Wobbe-Index	$W_{i,n}$	[MJ/kg]	62,424	64,623	64,253
H/C-Verhältnis	$H_{cv}$	[1]	3,8815	3,9293	3,9077
O/C-Verhältnis	$O_{cv}$	[1]	0,0154	0,0055	0,0110
Luftbedarf	$L_{st}$	[1]	16,17	16,80	16,64
Methanzahl	MZ	[1]	88	90	89



In Tabelle 2.7 sind ausgewählte chemischen Analysen der Erdgasproben, die am Institut für Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren (IVK) der Universität Stuttgart während der Projektdauer am 1-Zylinder-Motorenprüfstand entnommen wurden, sowie die berechneten spezifischen Kennwerte aufgelistet, die für die thermodynamische Verbrennungsanalyse von Bedeutung sind. Es ist zu erkennen, dass die Inertgase  $\text{CO}_2$  und  $\text{N}_2$  nur einen geringen Anteil von kleiner 3 % einnehmen und Methan einen Anteil von deutlich über 93 % aufweist. Mit den hohen Methananteilen und den daraus resultierenden hohen Heizwerten werden die verwendeten Erdgas-Chargen der Kategorie der H-Gase zugeordnet, siehe Tabelle 2.4. Der Anteil höherer Kohlenwasserstoffe beeinflusst, wie bereits beschrieben, die Methanzahl MZ, welche nach dem AVL-Berechnungsverfahren bestimmt wurde, siehe [29, 60]. Aus dieser Berechnung resultieren für die Erdgasproben Methanzahlen in einem sehr engen Bereich von 88 bis 90 mit einer Unsicherheit bedingt durch die Methode von  $\pm 2$ . Weiterhin werden mit den molaren Anteilen der Komponenten aus der chemischen Brenngasanalyse einige spezifische Kennwerte berechnet. Als Basis der nachfolgenden Berechnung dient die ISO EN DIN 6976 [33]. Darin sind die Stoffkennwerte der einzelnen Komponenten von Erdgas aufgeführt, wobei ausgewählte Größen im Anhang A.3 zu finden sind.

Für die Berechnung der Verhältnisse  $H_{cv}$  und  $O_{cv}$  müssen die jeweiligen Stoffmengen der Elemente Wasserstoff H, Sauerstoff O und Kohlenstoff C aus der Zusammensetzung des Brenngases bestimmt werden. Die Berechnung des stöchiometrischen Luftbedarfs  $L_{st}$  wird in [11, 44, 54, 65] hergeleitet und folgt der Vorschrift Gl. 2.13

$$L_{st} = \frac{1}{0,232} \cdot (2,664 \cdot c_m + 7,937 \cdot h_m - o_m). \quad \text{Gl. 2.13}$$

Dabei sind  $c_m$ ,  $h_m$  und  $o_m$  die Massenanteile von Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff, welche ebenfalls aus der Elementaranalyse des Brenngases und den entsprechenden Molmassen bestimmt werden müssen.

Der massenbezogene Brennwert von Erdgas  $H_{s,n}$  wird bei bekannter Zusammensetzung wie in Tabelle 2.7 aus den Brennwerten  $H_{s,n,j}$  der Einzelkomponenten  $j$  mit seinem entsprechenden Massen- bzw. Stoffmengenan-

teil  $x_j$  bei Normbedingungen  $p_n = 1013,25 \text{ mbar}$  und  $T_n = 273,15 \text{ K}$  nach Gl. 2.14 als Summe der einzelnen Heizwerte berechnet,

$$H_{s,n} = \sum_{j=1}^N x_j \cdot H_{s,n,j}. \quad \text{Gl. 2.14}$$

Analog dazu ergibt sich der massenbezogene Heizwert  $H_{i,n}$  des verwendeten Erdgases. Die Normdichte  $\rho_{Gas,n}$  für Brenngas bzw. Erdgas wird in Gl. 2.15 auf Basis der Molmassen  $M_j$  der Einzelkomponenten  $j$ , deren Stoffmengenanteil  $x_j$  und der allgemeinen Gaskonstante  $R_n = 8,314510 \text{ J/(mol K)}$  nach

$$\rho_{Gas,n} = \left( \frac{p_n}{R_n \cdot T_n} \right) \cdot \sum_{j=1}^N x_j \cdot M_j \quad \text{Gl. 2.15}$$

bestimmt. Dazu werden per Definition die Normbedingungen herangezogen. Mit der Berechnung der relativen Dichte  $d_v$  wird die Dichte von Erdgas  $\rho_{Gas}$  auf die Normdichte trockener Luft  $\rho_{Luft,n}$  bei gleichem Druck und gleicher Temperatur bezogen. Allgemein ist das Verhältnis in Gl. 2.16 unabhängig von den Umgebungsbedingungen. Es gilt

$$d_v = \frac{\rho_{Gas,n}}{\rho_{Luft,n}} = \sum_{j=1}^N x_j \cdot \frac{M_j}{M_{Luft}}, \quad \text{Gl. 2.16}$$

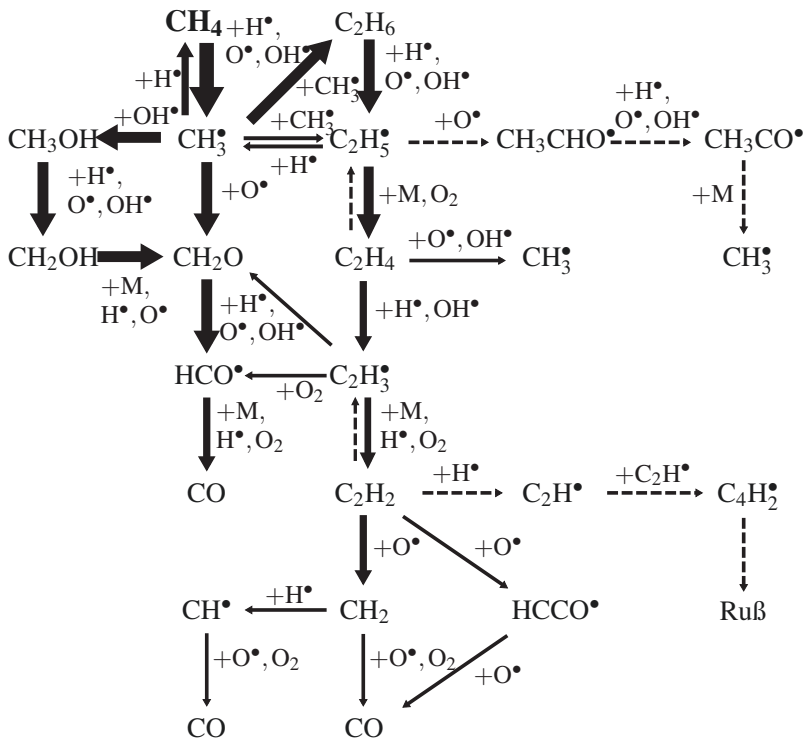
wobei die Molmassen von Luft  $M_{Luft} = 28,963 \text{ kg/mol}$  und die Dichte trockener Luft bei Normbedingungen  $\rho_{Luft,n} = 1,293 \text{ kg/m}^3$  betragen. So kann nun die Berechnung des Wobbe-Index  $W_{s,n}$  in Gl. 2.17 aus dem Brennwert  $H_{s,n}$  bei Normbedingungen und aus der relativen Dichte  $d_v$  nach

$$W_{s,n} = \frac{H_{s,n}}{\sqrt{d_v}} \quad \text{Gl. 2.17}$$

durchgeführt werden, analog dazu der Wobbe-Index  $W_{i,n}$  aus dem Heizwert  $H_{i,n}$ , ebenfalls bei Normbedingungen. Diese Berechnungen gelten mit der Annahme eines idealen Gases.

### 2.2.5 Motorische Verbrennung von Erdgas

Bei der Oxidation von Methan als Hauptbestandteil von Erdgas kommt es während der Zündung zur Bildung von freien Radikalen, den sogenannten Startreaktionen oder Ketteneinleitungsreaktionen. Nach den Schritten der Kettenfortpflanzung und der Kettenverzweigung verursachen Kettenabbruchschritte Flammenlöschung. Die einzelnen Reaktionspfade bei der  $\text{CH}_4$ -Oxidation werden in der Abbildung 2.8 dargestellt.



**Abbildung 2.8:** Reaktionsflussanalyse der  $\text{CH}_4$ -Oxidation, siehe [14, 65]

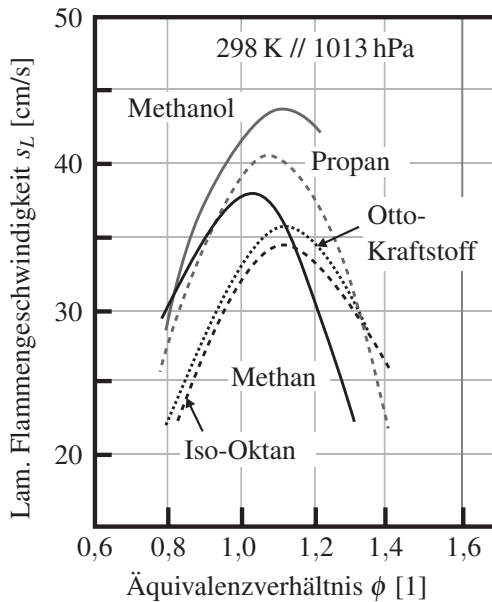
Aus dieser Reaktionsflussanalyse wird deutlich, welcher Pfad zur Bildung oder zum Verbrauch bestimmter Spezies führt, u.a. die Schadstoffbildung von unverbrannten Kohlenwasserstoffen oder Ruß, siehe Abschnitt 2.1.1.

So wird ein Viertel des Methylradikals  $\text{CH}_3^\bullet$  über die Zwischenspezies  $\text{CH}_2\text{O}$  und  $\text{HCO}$  zu  $\text{CO}$  oxidiert. Ein weiteres Viertel reagiert über eine  $\text{OH}^\bullet$ -Addition zu  $\text{CH}_3\text{OH}$ . Bei knapp 10 % des Methylradikals erfolgt eine Rekombination zu  $\text{C}_2\text{H}_6$ , welche zum Zweig der  $\text{C}_2$ -Chemie führt und bei understöchiometrischen Bedingungen entscheidend für die Rußbildung ist. Bei der Verbrennung von Methan  $\text{CH}_4$  kommt es generell zu deutlich geringeren Rußemissionen als bei heterogenen Brennverfahren mit flüssigem Dieselmotorkraftstoff. Bei dem relativ einfachen Reaktionspfad von  $\text{CH}_4$  über  $\text{CH}_3$ ,  $\text{CH}_2\text{O}$ ,  $\text{CHO}$  zu  $\text{CO}$  bzw.  $\text{CO}_2$  können keine beteiligten Spezies zu höheren Kohlenwasserstoffen rekombinieren, sodass es gerade bei stöchiometrischen und überstöchiometrischen Bedingungen unter keinen Umständen zur Bildung von Benzolringen kommt, sodass Methan nahezu rußfrei verbrennt. Bei Luftmangel hingegen können über den  $\text{C}_2$ -Pfad  $\text{C}_2\text{H}_2$ -Moleküle entstehen und die Rußbildung einleiten. [14, 46, 57, 65]

Aus den Elementarreaktionen wird ebenfalls deutlich, dass die HC-Emissionen bei einem Erdgas-Brennverfahren hauptsächlich aus Methan bestehen. Dieses kompakte und reaktionsträge Molekül benötigt gegenüber langkettigen Kohlenwasserstoffen zur Oxidation eine deutlich höhere Aktivierungsenergie. Diese kann zwar für eine effektive Abgasnachbehandlung mit geeigneten Katalysatormaterialien herabgesetzt werden, erfordern trotzdem aufgrund geringer Abgastemperaturen im Erdgasbetrieb zusätzliche Heizstrategien, wie elektrische Heizelemente oder Brenner, wodurch ausreichend hohe Konvertierungsraten (light-off) erreicht werden. Teilverbrannte höherwertige Kohlenwasserstoffe können unter Sonneneinstrahlung schneller Radikale bilden, weshalb Methan ein um zwei Zehnerpotenzen geringeres Potenzial aller HC-Verbindungen im Abgas zur Bildung von bodennahem Ozon besitzt. Denn als Vorläufersubstanzen gelten Stickoxide und flüchtige organische Verbindungen, die in einer photochemischen Reaktion Ozon bilden. Diese Eigenschaft von Methan führte bei einigen Abgasgesetzgebungen dazu, dass lediglich Nicht-Methan-Kohlenwasserstoffe NMHC limitiert werden. [14, 17–19, 65]

Der molekulare Aufbau und die Reaktionsträgheit von Methan führt zu einer hohen Klopffestigkeit. Dies entspricht einer Methanzahl MZ von 80 bis 95 und ist mit einer Oktanzahl von ROZ 115 bis 130 vergleichbar. Die

Klopffestigkeit von Methan liegt damit deutlich über derjenigen von Superbenzin (ROZ 98). Neben der hohen Klopffestigkeit ist dies ebenfalls der Grund für die deutlich höheren Zündverzugszeiten, da langkettige Kohlenwasserstoffe früher Radikale bilden. Dadurch ist eine Selbstzündung von Methan in einem HCCI- oder dieselähnlichen Brennverfahren nur mit einer hohen Kompressionsendtemperatur von ca. 1200 K realisierbar. Die dafür nötigen hohen Kompressionsverhältnisse, je nach Ansauglufttemperatur von bis zu 32 Einheiten und die durch hohe Spitzendrücke verursachte mechanische Belastung des Aggregats sind der Grund dafür, dass hauptsächlich fremdgezündete Brennverfahren eingesetzt werden. Um ein HCCI-Brennverfahren dennoch umzusetzen, muss das Brenngas eine geringe Methanzahl aufweisen, damit die zündwilligen Komponenten wie Wasserstoff oder Etan, Propan bzw. Butan in der Kompression die nötigen Zündtemperaturen erreichen können. [14, 17–19, 46, 57, 65, 72]



**Abbildung 2.9:** Laminare Flammengeschwindigkeit verschiedener Kraftstoffe abhängig vom Äquivalenzverhältnis, siehe [17, 44, 46, 65, 70]

In Abbildung 2.9 sind die laminaren Flammengeschwindigkeiten  $s_L$  verschiedener Kraftstoffe über das Äquivalenzverhältnis  $\phi$  aufgetragen, wobei sich das Äquivalenzverhältnis reziprok zum Luftverhältnis  $\lambda$  verhält. Es ist deutlich zu erkennen, dass Methan im stöchiometrischen und überstöchiometrischen Bereich eine höhere laminare Flammengeschwindigkeit gegenüber Benzin besitzt. Das ist der Grund für eine kürzere Brenndauer sowie einen daraus resultierenden höheren indizierten Wirkungsgrad und unterstreicht die Eignung von Erdgas für magere Brennverfahren. Nach [17] können Wirkungsgradvorteile durch Abmagerung von über 15 % erreicht werden. Weiterhin ist ersichtlich, dass Methan um  $\phi = 1,0$  die höchste Flammengeschwindigkeit besitzt. Dies macht eine Anfettung an der Vollast zur Leistungssteigerung unnötig und erhöht zusätzlich den Wirkungsgrad. Generell herrschen während der Verbrennung turbulente Flammengeschwindigkeiten, die um ein vielfaches größer sind, der qualitative Verlauf wie bei den laminaren Flammengeschwindigkeiten bleibt jedoch weitestgehend erhalten. Nach [57] besitzen Diesel und Benzin ähnliche maximale laminare Flammengeschwindigkeiten. Somit können auch in einem Zündstrahl- bzw. Dual-Fuel-Brennverfahren Wirkungsgradvorteile erzielt werden. [17, 44, 46, 65, 70]

Für einen sicheren Betrieb von Erdgasmotoren müssen Brenngas und Aggregat aufeinander abgestimmt sein. Dafür ist ein Mindestbrennwert und eine hohe Klopfestigkeit wie in Tabelle 2.6 gefordert. Weist das Brenngas eine zu geringe Methanzahl auf, kann dies zum Klopfen führen. Ist während der Verbrennung ausreichend Zeit vorhanden bzw. die Brenndauer aufgrund des mageren Gemisches nicht kurz genug, kann es ebenfalls zu klopfender Verbrennung kommen. Durch den Druckanstieg und der Temperaturfreisetzung im verbrannten Gemisch wird der unverbrannte Teil verdichtet und durch das Temperaturgefälle weiter erhitzt. Es beginnen Vorreaktionen im Unverbrannten und es kann zur bekannten klopfenden Selbstzündung kommen. Durch örtliche Druckunterschiede entstehen hochfrequente Schwingungen, die dem Verbrennungsdruck überlagert sind. Der lokale Wandwärmeübergang steigt durch die hohe Turbulenz im Brennraum und darüber die thermische Belastung der angrenzenden Bauteile. Um dies zu verhindern, müssen Erdgasmotoren das Auftreten von Klopfereignissen detektieren und ihren Betrieb entsprechend anpassen. Eine effek-

tive Möglichkeit dabei ist die Zündzeitpunktverschiebung oder ein Anheben des Luftverhältnisses bzw. die Leistungsbegrenzung. Um das volle Potenzial von Erdgas als Kraftstoff nutzen zu können, ist es zweckmäßig, das Verdichtungsverhältnis bei ottomotorischen Brennverfahren zu erhöhen. Denn durch die hohe Klopfestigkeit von Methan können Gasmotoren bei hoher Teillast und zum Teil sogar bei Volllast mit einer verbrennungsoptimalen Schwerpunktage betrieben werden und so Vorteile bezüglich des indizierten Wirkungsgrades erreichen. Bei der Betrachtung des idealen Vergleichsprozesses können Wirkungsgradvorteile bei aufgeladenen Ottomotoren im Erdgasbetrieb mit erhöhter Verdichtung von bis zu 9 % erreicht werden, siehe [11, 17, 18]. Die Verwendung von Erdgas in einem Zündstrahl- bzw. Dual-Fuel-Brennverfahren, siehe Abschnitt 2.3, bei einem Verdichtungsverhältnis im Bereich üblicher Dieselmotoren ist somit möglich. [11, 19, 57, 65]

Die geringere Dichte gasförmiger Kraftstoffe wirkt sich, siehe Abbildung 2.6, negativ auf den spezifischen Heizwert aus. Unter Saugrohrbedingungen ergibt sich für gasförmige Kraftstoffe ein größeres Volumen gegenüber verdampften Flüssigkraftstoffen, was Füllungsverluste nach sich zieht. In [57, 71] gilt im Normzustand, dass unter Berücksichtigung der entsprechenden Gemischdichten Erdgas einen gegenüber Benzin von 8 % und gegenüber Diesel von 11 % geringeren Gemischheizwert (Gemisch ansaugend, stöchiometrisch betrachtet) besitzt. Gleichbedeutend ist dies mit einer Leistungsminderung. Bei ottomotorischen Brennverfahren ist diese Eigenschaft in der Teillast aufgrund der Qualitätsregelung sogar von Vorteil, da für die gleiche Leistung ein erhöhter Luftmassenstrom benötigt wird und so zur Entdrosselung führt. Beim dieselmotorischen Brennverfahren mit seiner Qualitätsregelung resultiert daraus ein fetteres Gemisch und somit eine eventuelle Emissionsverschlechterung. Um diese Füllungsverluste und schwankende Energiedichten zu kompensieren, können aufgrund der hohen Klopfestigkeit der Aufladegrad und der nötige Luftmassenstrom erhöht werden. [11, 14, 17–19, 57, 65]

## 2.3 Brennverfahren für Gasmotoren

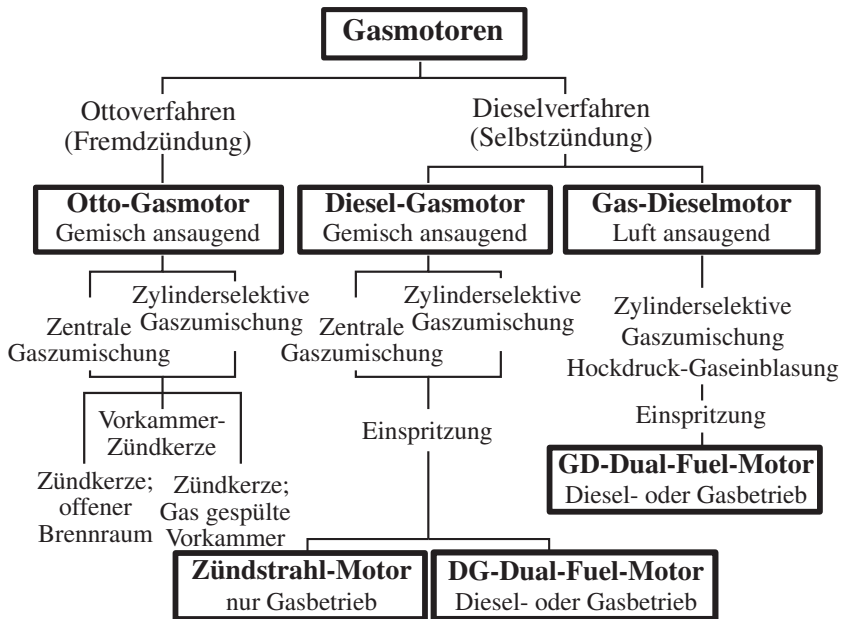
Für mobile und stationäre Anwendungen rücken Gasmotoren derzeit aufgrund der stetigen Weiterentwicklungen immer mehr in den Fokus. Die Haupttreiber der Marktentwicklung sind die geringen Schadstoffemissionen, die entkoppelte Preisentwicklung von Erdgas im Vergleich zu den flüssigen Kraftstoffen, die begrenzten Erdölressourcen und die alternativen Produktionsmöglichkeiten von Gaskraftstoffen (SNG) sowie die hohen Prozesswirkungsgrade. Im Bereich der Großgasmotoren sind Wirkungsgrade von über 50 % bereits erreicht, siehe [57]. Deshalb werden 4-Takt-Gasmotoren mit weitem Leistungsspektrum von bis zu 20 MW als Gas-Ottomotoren oder Dual-Fuel-Motoren für unterschiedlichste Anwendungen, wie effiziente Antriebsmaschinen von Pkw und Lkw sowie Strom- und Wärmeerzeuger, angeboten. Selbst als Großgasmotoren oder im Marine-Bereich konnten diese Konzepte ihren Marktanteil in der vergangenen Dekade aufgrund der verschärften Abgasgrenzwerte der International Maritime Organization (IMO) in küstennahem Gebiet (ECA) steigern.

### 2.3.1 Einteilung der Brennverfahren

Die Einteilung der Brennverfahren für Gasmotoren kann durch die Art der Gaszumischung und Zündung des Gas-Luft-Gemisches vorgenommen werden. Unterschiedliche Kombinationen werden dabei je nach Motorgrößen bzw. Leistungen und Anwendungsgebiet bevorzugt eingesetzt, wobei aber grundsätzlich die in der Abbildung 2.10 dargestellten Varianten als Basisausführung angesehen werden können. Das meist verbreitete Brennverfahren ist dabei das der Otto-Gasmotoren und findet vorwiegend Einsatz in Pkw-Gasmotoren oder Großgasmotoren zur stationären Energieerzeugung. Das homogen angesaugte Gas-Luft-Gemisch wird bei diesem Konzept fremdgezündet. Ebenfalls wird beim Diesel-Gasmotor ein homogenes Gemisch angesaugt, welches über eine Dieseleinspritzung gezündet wird. Dieses Brennverfahren kommt bei Großgasmotoren für LNG-Tanker und gasbetriebene Schiffe (Kreuzfahrtschiffe, Fähren) oder



Offshore-Anwendungen sowie zum Gütertransport im Fernverkehr zum Einsatz. Als letztes Verfahren wird das des Gas-Dieselmotors genannt. Dabei wird Luft angesaugt, während der Verdichtung sowohl das Brenngas eingeblasen als auch das Zündöl eingespritzt und so selbst entzündet. Im Folgenden soll näher auf die Unterschiede dieser Brennverfahren eingegangen werden, wobei besonderer Fokus auf das Brennverfahren der Diesel-Gas bzw. Dual-Fuel-Motoren gelegt wird. [17, 18, 57]



**Abbildung 2.10:** Einteilung der Brennverfahren von Gasmotoren auf Basis der Gaszuführung, Gemischbildung und Zündung, siehe [17, 18, 57]

### 2.3.2 Gasbrennverfahren im Detail

Für ein stabiles Brennverfahren mit Erdgas müssen Gasdruck, Gemischaufbereitung und die nötigen Eingriffe gegen das Klopfen perfekt aufeinander

der abgestimmt werden. Die entsprechenden Regelungen berechnen zu jedem Betriebspunkt für ein gefordertes Wunsch-Drehmoment, sowohl stationär als auch dynamisch, die Gemischzusammensetzung und den Zündzeitpunkt, um einen stabilen Motorbetrieb mit hohem Prozesswirkungsgrad darzustellen. In der Vergangenheit fand die Gasdruckregelung zur Versorgung der Einblasventile meist rein mechanisch statt. Stand der Technik heute sind mechatronische Gasmanagementsysteme, die unter Berücksichtigung von Temperatur, Feuchte und Qualität eine kennfeldbasierte Gasversorgung realisieren. Für hohe Prozesswirkungsgrade sind Magerbrennverfahren unumgänglich. Eine Möglichkeit bietet hier die zweistufige Aufladung bei angehobenem Verdichtungsverhältnis. Da die Brenngeschwindigkeiten bei hohen Luftverhältnissen signifikant fallen, ist eine Erhöhung der kinetischen Ladungsenergie notwendig. Dies wird mit gezielter Ladungsbewegung über Drall und/oder Tumble erreicht. Die Gemischregelung kompensiert bei magerem Gemisch oder bei unterschiedlicher Brenngasenergie den geringeren Gemischheizwert über einen höheren Aufladegrad. Treten aufgrund ungünstiger Bedingungen klopfende Verbrennungen auf, muss die Klopfregelung möglichst schnell zur Vermeidung von Motorschäden eingreifen. Die Klopfneigung wird negativ durch hohe Gemischtemperaturen und Zylinderdrücke, durch Gemischzusammensetzung nahe  $\lambda \approx 1,0$ , durch geringe Methanzahlen des Brenngases und durch „hotspots“ im Brennraum beeinflusst bzw. initiiert. Als effektivste Gegenmaßnahme wird die Reduzierung der Ladungstemperatur genannt, die über gezielte Veränderung der Steuerzeiten (Miller, Atkinson) und über Ladeluftkühler erfolgen kann. Dies wiederum lässt die Möglichkeit einer höheren Verdichtung zu und steigert so den Wirkungsgrad. [2, 11, 14, 57]

## Otto-Gasmotoren

Die Gemischbildung bei Otto-Gasmotoren findet außerhalb des Brennraumes statt. Die Einblasung erfolgt mit einer Niederdruck-Gasversorgung entweder zentral im Saugrohr oder dezentral kurz vor den Einlassventilen eines jeden Zylinders. Bei dezentraler Gaszumischung kann zusätzlich eine zylinderselektive  $\lambda$ -Regelung vorgenommen werden. Das homogene Gas-Luft-Gemisch wird mit einer Zündkerze im Hauptbrennraum oder in

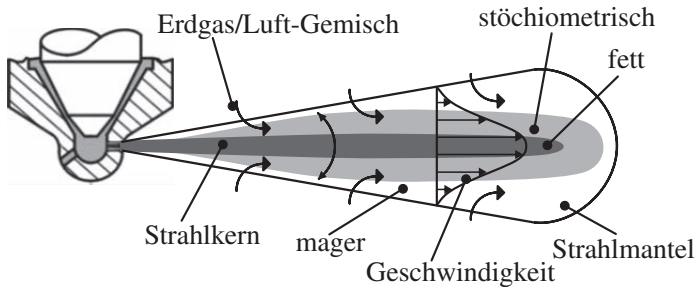
einer Vorkammer gezündet. Vorkammerzündkerzen werden ab einem Hubvolumen von ca. 3 l je Zylinder verwendet. Die aus der Vorkammer austretenden Fackelstrahlen entzünden das Gemisch im Brennraum. Ab einem Hubvolumen von 6 l pro Zylinder kommen Zündkerzen mit gespülter Vorkammer zum Einsatz. Durch das zusätzliche Einbringen von Brenngas in die Vorkammer können die Zündbedingungen ( $\lambda \approx 1$ ) erheblich verbessert werden. Generell wird durch die Turbulenz der austretenden Fackelstrahlen eine stabilere Verbrennung erreicht. Nachteilig bei stöchiometrischen Brennverfahren sind hohe  $\text{NO}_x$ -Emissionen und die Klopfempfindlichkeit bei hohen Mitteldrücken sowie die hohe thermische Belastung der Bauteile mit deutlich geringeren Prozesswirkungsgraden im Vergleich zu den Magerbrennverfahren. Aktuelle Forschungsthemen befassen sich mit Otto-Gasmotoren, die sich durch Direkteinblasung von gasförmigem Kraftstoff in einem strahlgeführten Brennverfahren auszeichnen. [17, 22, 57]

### Diesel-Gasmotoren

Bei dem Brennverfahren eines Diesel-Gasmotors findet die Gemischbildung auf gleicher Weise wie beim Otto-Gasmotor außerhalb des Brennraums statt. Die Zündung des homogenen und mageren Gas-Luft-Gemisches, auch Hintergrundgemisch genannt, wird über eine in den Brennraum abgesetzte Dieseleinspritzung initiiert. Der eingespritzte Dieseldieselkraftstoff bildet im Primärzerfall aufgrund des Einspritzdrucks und der daraus entstehenden kinetischen Energie des Einspritzstrahls sowie durch aerodynamische Kräfte (sekundär Zerfall) viele kleine Tröpfchen. Während der Verdichtung erhitzen sich diese Tröpfchen, verdampfen und generieren zündfähige Bereiche. Ist die Selbstzündtemperatur des Dieseldieselkraftstoffs erreicht, beginnt die Verbrennung im Spraybereich mit nahezu stöchiometrischen Bedingungen  $\lambda \approx 1$ , siehe Abbildung 2.11.

Dieser Bereich befindet sich jedoch im größeren Abstand zur Mittelachse des Dieselsprays als beim konventionellen Dieseldieselbrennverfahren, weil die verdampfte Phase des Dieseldieselkraftstoff nicht mit reiner Luft umgeben ist, sondern mit einem mageren Hintergrundgemisch aus Brenngas und Luft. Die Sauerstoffkonzentration im Hintergrundgemisch ist deutlich ge-

ringer, was eine längere Gemischbildungsphase und dadurch einen größeren Zündverzug zur Folge hat. Die kleinen Dieseltropfchen dienen dann als Zündquelle für das Erdgas. Aufgrund der hohen eingebrachten Zündenergie und der großflächigen Zündung des Gas-Luft-Gemisches werden stabile Verbrennungen mit Zykelschwankungen auf dieselähnlichem Niveau erreicht.



**Abbildung 2.11:** Unterschiedliche Bereiche des Dieseleinspritzstrahls mit einer Durchmischung von Erdgas und Luft im Dual-Fuel-Betrieb, siehe [11, 57, 58]

Der flüssige Dieseldieselkraftstoff wird Zündöl genannt, wenn die Einspritzung auf diejenige Menge begrenzt wird, die der Motor im reinen Dieseldieselbetrieb zum Starten sowie an der Volllast für das Entzünden des homogen-mageren Gas-Luft-Gemisches benötigt. Namentlich ändert sich dieses Zündstrahlverfahren zum Dual-Fuel-Brennverfahren, sobald das Einspritzsystem derart ausgelegt ist, dass der Diesel-Gasmotor weiterhin mit 100 % Dieseldieselkraftstoff betrieben werden kann. Für Dual-Fuel-Motoren besteht damit die Möglichkeit, beliebige Mischungsverhältnisse von Erdgas und Dieseldieselkraftstoff, das sogenannte Fuel-Sharing, für die geforderte Kurbelwellenleistung darzustellen. Dieses Brennverfahren kann unter Last zwischen dem reinen Dieseldieselbetrieb und dem Dual-Fuel-Betrieb umschalten. Dadurch werden besonders hohen Anforderungen an das Einspritzsystem gestellt, da es über seine Lebensdauer hinweg in der Lage sein muss, sehr geringe Kraftstoffmengen im Dual-Fuel-Betrieb einzuspritzen, aber auch die

Diesel-Volllastmenge bereitzustellen. Deshalb kann es sinnvoll sein, einen Injektor mit geringem Durchfluss für Kleinstmengen und einen Hauptinjektor für den Dieselmotorbetrieb und das Fuel-Sharing mit großer Einspritzmengenspreizung zu verwenden, wie z.B. MAN Diesel & Turbo SE in der Motorbaureihe 51/60DF. Diese Kraftstoffflexibilität entschärft die Problematik des dünnen Tankstellennetzes für Erdgas im Bereich des Fernverkehrs für Gütertransporte. Besonders sinnvoll ist dieses Brennverfahren im Marinebereich, da in Notfallsituationen der reine Dieselmotorbetrieb als Redundanz zur Verfügung steht. Aus Kostengründen und aus Sicht der CO<sub>2</sub>-Emissionen muss es das Ziel sein, möglichst viel Erdgas zu nutzen. Bei der Verwendung eines Diesellagers als Grundmotor kann mit dem geometrischen Verdichtungsverhältnis eine Selbstzündung des Dieselmotorkraftstoffes und so die Verbrennung vom Erdgas sichergestellt werden. Es ist aber darauf zu achten, dass das Brenngas eine ausreichend hohe Methanzahl besitzt, damit keine klopfende Verbrennungen und so Schäden am Aggregat auftreten. [14, 57, 58]

### **Gas-Dieselmotoren**

Gas-Dieselmotoren werden nach dem dieselmotorischen Prinzip betrieben und sind selbstzündende Motoren. Der Unterschied zum Diesel-Gasmotor ist die Gemischbildung, welche innerhalb des Brennraums stattfindet. Es sind bei diesem Verfahren ebenfalls unterschiedliche Betriebsmodi realisierbar, wie der reine Dieselmotorbetrieb, der Gasbetrieb mit Zündöl und der Dual-Fuel-Betrieb mit Fuel Sharing. Grundsätzlich saugt der Motor reine Luft an und verdichtet diese. Beim Betrieb mit Brenngas wird kurz vor Ende des Verdichtungstaktes zuerst der flüssige Dieselmotorkraftstoff eingespritzt. Kurz darauf folgt die Brenngaseinblasung direkt in den Brennraum. Der Dieselmotorkraftstoff wird nach dem dieselmotorischen Prinzip verdampft, entzündet sich und dient als Zündquelle. Das Brenngas wird dann direkt in die brennenden Dieseleinspritzkeulen eingeblasen. Daraus resultiert ein inhomogenes Gemisch aus Luft, Diesel und Brenngas, welches in einer Diffusionsverbrennung ohne ausgeprägte Flammenfronten umgesetzt wird. Aufgrund des hohen Brennraumdrucks gegen Ende der Kompression, muss auf eine Hochdruckeinblasung zurückgegriffen werden. Das

Phänomen Klopfen tritt hierbei in den Hintergrund, weshalb Brenngas mit geringer Methanzahl umgesetzt werden kann. Dieses Brennverfahren besitzt dadurch Vorteile im instationären Betrieb, weil intensiver angefettet werden kann ohne klopfende Verbrennungen zu provozieren. Die Kraftstoffeinspritzung und Brenngaseinblasung übernimmt ein kombinierter Injektor mit zentraler Einspritzdüse und integriertem Einblasventil, wie z.B. der von Westport Power Inc. entwickelte HDPI-Injektor. [14, 57, 58]

### **Emissionen bedingt durch Brennverfahren**

Ein Problem der gemischansaugenden Gasbrennverfahren stellen die Emissionen der unverbrannten Kohlenwasserstoffe HC dar. Wie in Abschnitt 2.1.1 und 2.2.5 bereits beschrieben, nimmt Methan selbst den größten Anteil der Emissionen ein und hat negative Auswirkungen auf den Treibhauseffekt. Deshalb muss bei Diesel-Gasmotoren im Dual-Fuel-Betrieb mit Erdgaseinblasung ins Saugrohr besonderes Augenmerk auf die Reduzierung der  $\text{CH}_4$ -Emissionen gelegt werden, damit diese aus Sicht der Treibhausgaswirkung nicht den kraftstoffbedingten  $\text{CO}_2$ -Vorteilen entgegenwirken. Denn es besteht die Möglichkeit, dass während des Ladungswechsels Frischgemisch über die Auslasskanäle direkt in den Abgastrakt überströmt. Dem kann mit einer möglichst kurzen Ventilüberschneidungsphase und negativem Spülgefälle entgegen gewirkt werden. Weitere Quellen sind Bereiche innerhalb des Brennraums, die nicht von der Flammenfront erfasst werden. Dazu zählt besonders das Feuerstegvolumen oder der Quetschspalt zwischen Kolben und angrenzenden Brennraumwände. Deshalb können über eine Reduzierung der Feuersteghöhe die gesamten HC-Emissionen gesenkt und so der Umsetzungswirkungsgrad der Verbrennung gesteigert werden. Dadurch entstehen jedoch deutlich höhere thermische Beanspruchungen für das obere Ringpaket des Kolbens. Zusätzlich sind bei inhomogenen Brennverfahren und innerer Gemischbildung, also auch im Dual-Fuel-Betrieb aufgrund der Deseleinspritzstrahlen, mit höheren  $\text{NO}_x$ -Emissionen als bei Verfahren mit homogenem Gemisch zu rechnen. Bezüglich der Partikelemissionen sind Dual-Fuel-Brennverfahren mit hohem Erdgasanteil dem reinen Diesalbrennverfahren aufgrund des gasförmigen Aggregatzustandes klar überlegen. [11, 13, 16, 57, 58, 65]

Die deutlich veränderte Abgaszusammensetzung hin zu höheren  $\text{CH}_4$ -Emissionen wird für den Dual-Fuel-Betrieb von sogenannten Zweistoffmotoren in der Regelung Nr. 49 [39] berücksichtigt. Diese Vorschrift legt die Grenzwerte für die Kohlenwasserstoffemissionen in Abhängigkeit der Betriebsarten und Substitutionsraten fest. Dafür werden zunächst die dort beschriebenen Zweistoff-Schwerlastmotoren in unterschiedlichen Typen unterteilt, die sich deshalb in der Anzahl der Betriebsarten und bezüglich der Betriebsgrenzen der Substitutionsrate unterscheiden. Der Typ 1 beinhaltet Zweistoffmotoren, die sich wie fremdgezündete Motoren verhalten. In diese Kategorie fällt das Zündstrahl-Brennverfahren mit einem energetischen Erdgasanteil von über 90 %. Demgegenüber steht der Typ 3, der wie Selbstzündmotoren behandelt wird und einen sehr geringen Erdgasanteil von maximal 10 % verwendet. Der Typ 2 befasst sich mit der Kombination aus den vorher genannten mit einem Erdgasanteil von 10...90 %. In diese Kategorie wird das in der vorliegenden Arbeit untersuchte Brennverfahren eingeordnet. Grundsätzlich gilt für die Zertifizierung von Fahrzeugen mit Zweistoffmotoren von diesem Typ 2, dass im stationären Testzyklus WHSC die Grenzwerte von Dieselmotoren eingehalten werden müssen, wobei die Emissionen der Kohlenwasserstoffe über den THC-Grenzwert reglementiert sind. Im Gegensatz dazu wird im transienten Testzyklus WHTC eine Fallunterscheidung der Grenzwerte in Abhängigkeit der durchschnittlichen Substitutionsrate durchgeführt. Es gilt die Berechnung des Grenzwertes für die gesamten Kohlenwasserstoffe  $\text{THC}_{\text{DF}}$  im Dual-Fuel-Betrieb in Abhängigkeit der durchschnittlichen Substitutionsrate  $\psi_{\text{DF,WHTC}}$  während des WHTC in der Form

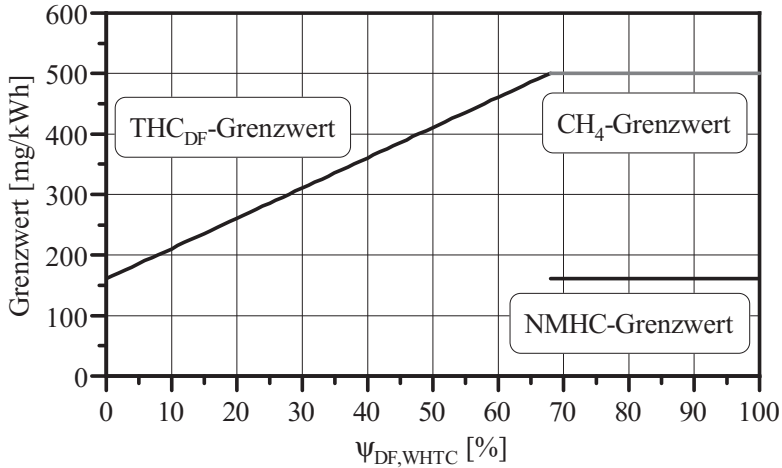
$$\text{THC}_{\text{DF}} = \text{NMHC} + \text{CH}_4 \cdot \psi_{\text{DF,WHTC}} \quad \text{Gl. 2.18}$$

nur innerhalb der Bedingung

$$\text{THC}_{\text{DF}} \leq \text{CH}_4, \quad \text{Gl. 2.19}$$

anderenfalls müssen die Grenzwerte für  $\text{CH}_4$  und NMHC separat für eine Zertifizierung eingehalten werden. Diese Berechnungsvorschrift gilt sowohl für die EURO-5- als auch für die EURO-6-Abgasnorm für die Zer-

tifizierung im transienten Testzyklus. In Abbildung 2.12 sind diese Grenzwerte für die Abgasnorm EURO-6 grafisch dargestellt.



**Abbildung 2.12:** HC-Grenzwertverlauf der EURO-6-Abgasnorm bei einem mit Erdgas betriebenen Schwerlastmotor vom Typ 2 im Zweistoffbetrieb für den WHTC-Testzyklus nach [39]

Auf ähnliche Weise wird die Berechnung eines Substitutionsraten abhängigen Grenzwertes für die Partikelanzahl bestimmt. Da diese Emissionen im Hauptteil der vorliegenden Arbeit nicht betrachtet werden, soll an dieser Stelle auch nicht weiter darauf eingegangen werden.



<http://www.springer.com/978-3-658-18920-4>

Experimentelle Untersuchung eines  
Dual-Fuel-Brennverfahrens für schwere  
Nutzfahrzeugmotoren

Tänzler, A.G.

2017, XXXV, 196 S. 89 Abb., 6 Abb. in Farbe., Softcover

ISBN: 978-3-658-18920-4