

51

Berichte aus dem TFZ

# Emissions- und Betriebsverhalten eines Biomethantraktors mit Zündstrahlmotor

Kooperationspartner:



**VALTRA**





# **Emissions- und Betriebsverhalten eines Biomethantraktors mit Zündstrahlmotor**





# Emissions- und Betriebs- verhalten eines Biomethan- traktors mit Zündstrahlmotor

Sebastian Mautner  
Dr.-Ing. Peter Emberger  
Dr. Klaus Thuneke  
Dr. Edgar Remmele

**Kooperationspartner:**



**Straubing, April 2017**

**Titel:** Emissions- und Betriebsverhalten eines Biomethantraktors mit Zündstrahlmotor  
**Autoren:** Sebastian Mautner, Dr.-Ing. Peter Emberger, Dr. Klaus Thuneke  
**Projektleiter:** Dr. Edgar Remmele  
**Bearbeiter:** Sebastian Mautner, Dr.-Ing. Peter Emberger, Dr. Klaus Thuneke, Thomas Kießlinger, Anja Rocktäschel, Jakob Meyer, Roland Fleischmann  
**in Kooperation mit:** Bayerische Landesanstalt für Landwirtschaft (LfL)  
AGCO Deutschland GmbH - Geschäftsbereich Valtra  
Afcon Oy

Das diesem Bericht zugrundeliegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bayerischen Staatsministeriums für Wirtschaft und Medien, Energie und Technologie unter dem Förderkennzeichen BE/14/27 gefördert (Projektlaufzeit 01.07.2013 bis 30.04.2016). Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.

© 2017  
Technologie- und Förderzentrum  
im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), Straubing

Alle Rechte vorbehalten.  
Kein Teil dieses Werkes darf ohne schriftliche Einwilligung des Herausgebers in irgendeiner Form reproduziert oder unter Verwendung elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt, verbreitet oder archiviert werden.

Unter Verwendung mineralölfreier Druckfarben (Mineralölanteil <1 %) gedruckt auf chlorfreiem Papier aus nachhaltiger, zertifizierter Waldbewirtschaftung.

**Hrsg.:** Technologie- und Förderzentrum  
im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ)  
Schulgasse 18, 94315 Straubing  
**E-Mail:** [poststelle@tfz.bayern.de](mailto:poststelle@tfz.bayern.de)  
**Internet:** [www.tfz.bayern.de](http://www.tfz.bayern.de)

**Redaktion:** Sebastian Mautner, Dr.-Ing. Peter Emberger, Ulrich Eidenschink  
**Verlag:** Eigenverlag  
**Erscheinungsort:** Straubing  
**Erscheinungsjahr:** 2017  
**Gestaltung:** Sebastian Mautner, Dr.-Ing. Peter Emberger

**Fotonachweis:** Sebastian Mautner, Johannes Ettl, Dr.-Ing. Peter Emberger, Sebastian Kirner, Georg Huber

## **Danksagung**

Beim Bayerischen Staatsministerium für Wirtschaft und Medien, Energie und Technologie möchten wir uns für die Finanzierung des Vorhabens bedanken. Insbesondere Herrn Ltd. MR Dr. Rupert Schäfer und seinen Mitarbeitern gilt unser besonderer Dank für die stets gute Zusammenarbeit und das entgegengebrachte Vertrauen.

Der AGCO Deutschland GmbH - Geschäftsbereich Valtra möchten wir für die Bereitstellung des Biomethantraktors und die Unterstützung bei der Durchführung der Untersuchung danken. Insbesondere danken wir Herrn Peter Kogel, Herrn Johann Holzmaier und Herrn Jens Schoknecht für die hervorragende Zusammenarbeit. Ebenso möchten wir uns bei Herrn Tapio Riipinen von Afcon Oy für die Unterstützung bedanken.

Bedanken möchten wir uns auch bei der Versuchsstation Freising der Bayerischen Landesanstalt für Landwirtschaft für die Unterstützung beim Betrieb des Traktors im Feldeinsatz. Insbesondere dem Betriebsleiter Herrn Hubert Liebl und seinem Team, insbesondere Herrn Anton Breitner, gebührt unser Dank für die zuverlässige Dokumentation aller durchgeführten Arbeiten und den pfleglichen Umgang mit dem Traktor.

Die Autoren



# Inhaltsverzeichnis

<b>Danksagung .....</b>	<b>5</b>
<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>9</b>
<b>Tabellenverzeichnis.....</b>	<b>13</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>15</b>
<b>2 Problem- und Zielstellung .....</b>	<b>17</b>
<b>3 Stand des Wissens.....</b>	<b>19</b>
<b>3.1 Gasförmige Kraftstoffe .....</b>	<b>19</b>
3.1.1 Erdgas .....	20
3.1.2 Biomethan.....	22
3.1.3 Flüssiggas.....	25
3.1.4 Wasserstoff.....	25
3.1.5 Kenndaten gasförmiger Kraftstoffe .....	26
<b>3.2 Motortechnik für gasförmige Kraftstoffe .....</b>	<b>28</b>
3.2.1 Ottomotor.....	28
3.2.2 Dieselmotor.....	29
<b>3.3 Abgasemissionen von Traktoren.....</b>	<b>31</b>
3.3.1 Gesetzliche Rahmenbedingungen .....	31
3.3.2 Abgasemissionen von Gasmotoren .....	34
3.3.2.1 Kohlenwasserstoffe.....	34
3.3.2.2 Kohlenmonoxid .....	36
3.3.2.3 Stickstoffoxide.....	36
3.3.2.4 Partikel.....	37
3.3.3 Abgasnachbehandlung .....	38
<b>3.4 Biogas in Traktoren .....</b>	<b>39</b>
<b>4 Material und Methoden .....</b>	<b>43</b>
<b>4.1 Traktor .....</b>	<b>43</b>
<b>4.2 Feldtest.....</b>	<b>44</b>
4.2.1 Betriebsdaten.....	44
4.2.2 Elektronische Datenaufzeichnung.....	46
4.2.3 Motorölqualität .....	47
4.2.4 Kraftstoffe im Feldtest.....	48
<b>4.3 Traktorenprüfstand.....</b>	<b>48</b>
4.3.1 Bestimmung von Motorleistung, Motordrehzahl und Kraftstoffverbrauch .....	49
4.3.2 Gasanalyse.....	52
4.3.3 Partikelmassebestimmung.....	53
4.3.4 Partikelanzahlbestimmung (PN).....	54
4.3.5 Prüfzyklus für Emissionsmessungen.....	55
4.3.6 Kennfeldmessungen .....	57

4.3.7	Versuchskraftstoffe.....	58
<b>4.4</b>	<b>Anpassung der Auswertung der Emissionsmessergebnisse für Dual-Fuel-Betrieb .....</b>	<b>59</b>
4.4.1	Abgasmassenstrom.....	59
4.4.2	Massenströme der Abgaskomponenten .....	64
4.4.3	Nutzungsgrad des gasförmigen Kraftstoffes.....	65
4.4.4	Grenzwertberechnung nach einem Entwurf der Europäischen Kommission.....	66
<b>4.5</b>	<b>Gesamtzustandsbewertung.....</b>	<b>67</b>
<b>5</b>	<b>Ergebnisse und Diskussion .....</b>	<b>69</b>
<b>5.1</b>	<b>Feldtest .....</b>	<b>69</b>
5.1.1	Betriebsverhalten .....	69
5.1.2	Motorölqualität.....	72
5.1.3	Kraftstoffqualität im Feldeinsatz .....	73
5.1.4	Störungen.....	74
<b>5.2</b>	<b>Prüfstandsuntersuchungen.....</b>	<b>75</b>
5.2.1	Leistung.....	75
5.2.2	Emissionen.....	77
5.2.3	Motorkennfeldmessungen .....	93
<b>5.3</b>	<b>Befundung des Traktors .....</b>	<b>98</b>
	<b>Zusammenfassung .....</b>	<b>101</b>
	<b>Abstract .....</b>	<b>105</b>
	<b>Quellenverzeichnis .....</b>	<b>109</b>
	<b>Anhang .....</b>	<b>121</b>

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1:	Ursprungsquellen gasförmiger Kraftstoffe nach CERBE 2008 [12] .....	19
Abbildung 2:	Vergärung von Biomasse in ihren Hauptphasen nach KALTSCHMITT et al. 2009 [58] .....	23
Abbildung 3:	Beispielhaftes Verfahrensschema einer Biogasanlage nach FNR 2014 [35] .....	24
Abbildung 4:	Beispielhafte Aufbereitung von Biogas durch Druckwasserwäsche nach KALTSCHMITT et al. 2009 [58] .....	25
Abbildung 5:	Schematische Darstellung des Ottomotors links, schematische Darstellung des Ottomagermotors nach UHLIG und WOHLGEMUTH 2012 [102] rechts .....	29
Abbildung 6:	Schematische Darstellung des Diesel-Gas-Motors links, schematische Darstellung des Gas-Diesel-Motors nach UHLIG und WOHLGEMUTH 2012 [102] rechts.....	30
Abbildung 7:	Biogastraktoren aus den 50er-Jahren [95] [4] .....	39
Abbildung 8:	Konzepte zur Unterbringung der Gastanks an Traktoren aus FANKHAUSER und MOSER 1983 [38].....	39
Abbildung 9:	Deutz-Fahr 6507 Zündstrahl-Biogastraktor aus FANKHAUSER und MOSER 1983 [38].....	40
Abbildung 10:	Valtra N101 Hi Tech (Dual-Fuel-Traktor); rechts mit abmontierter Verkleidung der Gastanks .....	43
Abbildung 11:	Gassystem Valtra N101 Hi Tech nach VALTRA 2015 [103] .....	44
Abbildung 12:	Betriebstagebuch des Biomethantraktors.....	45
Abbildung 13:	Datenlogger (Vector GL 2000) in der Fahrerkabine.....	47
Abbildung 14:	Schematischer Aufbau (oben) und Foto (unten) des Traktorenprüfstandes .....	49
Abbildung 15:	Aufbau zur Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs mittels Wägung .....	51
Abbildung 16:	Gasversorgungsstation (links); angeschlossener Tankschlauch an den Versuchsschlepper (rechts).....	51
Abbildung 17:	Coriolis-Massflowmeter im Prüfstandsaufbau.....	52
Abbildung 18:	Anbringung der DMS-Messsonden vor (1) und nach der AGN (2).....	55
Abbildung 19:	Schematische Darstellung der acht Prüfphasen des C1-Prüfzyklus nach ISO 8178-4 [20] .....	57
Abbildung 20:	Untersuchte Messpunkte im Motorkennfeld des Valtra N101 Hi Tech im Dual-Fuel-Betrieb bei 550 Bh.....	58
Abbildung 21:	Verteilung der mit dem Valtra N101 Hi Tech durchgeführten Arbeiten (Stand: 620 Bh, März 2016) .....	70

Abbildung 22: Gas-Energie-Verhältnisse (GEV) der Hauptarbeiten und Gesamtmittelwert während der Versuchslaufzeit ..... 71

Abbildung 23: Gehalte der Verschleißelemente Eisen, Aluminium, Kupfer und Blei im Motorenöl des Valtra N101 Hi Tech über den Versuchszeitraum..... 73

Abbildung 24: Mittelwerte und Spannweiten des äquivalenten Motordrehmoments, der Zapfwellenleistung, des spezifischen Kraftstoffverbrauchs, des Wirkungsgrads bezogen auf die Zapfwellenarbeit sowie des erreichten Gas-Energie-Verhältnisses (GEV) des Valtra N101 Hi Tech im Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 250 Bh und 550 Bh ..... 76

Abbildung 25: Mittelwerte und Spannweiten des Gas-Energie-Verhältnisses (GEV) in den einzelnen Prüfphasen in Anlehnung an ISO 8178 C1 für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 und 550 Bh des Valtra N101 Hi Tech ..... 78

Abbildung 26: Mittelwerte und Spannweiten der Lambdawerte im Abgas des Valtra N101 Hi Tech bei den einzelnen Prüfphasen für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh und den Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 550 Bh ..... 79

Abbildung 27: Mittelwerte und Spannweiten der Stickstoffoxidkonzentrationen im Abgas nach dem Oxidationskatalysator des Valtra N101 Hi Tech bei den einzelnen Prüfphasen für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh und den Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 550 Bh ..... 80

Abbildung 28: Mittelwerte und Spannweiten der Kohlenstoffmonoxidkonzentrationen im Abgas vor dem Oxidationskatalysator des Valtra N101 Hi Tech bei den einzelnen Prüfphasen für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh und den Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 550 Bh..... 81

Abbildung 29: Mittelwerte und Spannweiten der Kohlenstoffmonoxidkonzentrationen im Abgas nach dem Oxidationskatalysator des Valtra N101 Hi Tech bei den einzelnen Prüfphasen für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh und den Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 550 Bh..... 82

Abbildung 30: Mittelwerte und Spannweiten der Partikelmassekonzentrationen im Abgas nach dem Oxidationskatalysator des Valtra N101 Hi Tech bei den einzelnen Prüfphasen für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh und den Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 550 Bh ..... 83

Abbildung 31: Mittelwerte und Spannweiten der Kohlenwasserstoffkonzentrationen im Abgas vor dem Oxidationskatalysator des Valtra N101 Hi Tech bei den einzelnen Prüfphasen für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh und den Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 550 Bh..... 84

Abbildung 32: Mittelwerte und Spannweiten der Kohlenwasserstoffkonzentrationen im Abgas vor dem Oxidationskatalysator und Kohlenwasserstoffumsatzrate des Oxidationskatalysators des Valtra N101 Hi Tech bei den einzelnen Prüfphasen für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh und den Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 550 Bh..... 86

---

Abbildung 33: Mittelwerte und Spannweiten der Kohlenwasserstoffumsatzrate des Oxidationskatalysators in Abhängigkeit von der Abgastemperatur vor dem Oxidationskatalysator des Valtra N101 Hi Tech bei den einzelnen Prüfphasen für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh und 550 Bh und Literaturwerte nach WIDJAJA et al. 1999 [105] .....	87
Abbildung 34: Mittelwerte und Spannweiten des Nutzungsgrades des gasförmigen Kraftstoffs in den einzelnen Prüfphasen des Valtra N101 Hi Tech für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 und 550 Bh .....	88
Abbildung 35: Mittelwerte und Spannweiten der spezifischen Abgasemissionen im C1-Zyklus in Anlehnung an ISO 8178 nach dem Oxidationskatalysator des Valtra N101 Hi Tech für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh und den Dual-Fuel- und Dieselpetrieb bei 550 Bh.....	89
Abbildung 36: Mittelwerte und Spannweiten der Partikelanzahlkonzentration im Abgas nach dem Oxidationskatalysator in den einzelnen Prüfphasen des Valtra N101 Hi Tech für den Dual-Fuel- und Dieselpetrieb bei 550 Bh .....	91
Abbildung 37: Mittelwerte und Spannweiten der auf die logarithmische Größenklasse normierten Partikelanzahlkonzentrationen in Abhängigkeit vom Elektromobilitätsdurchmesser in den Prüfphasen 1, 2, 3, 4 und 8 des Valtra N101 Hi Tech für den Dual-Fuel- und Dieselpetrieb bei 550 Bh nach dem Oxidationskatalysator.....	91
Abbildung 38: Mittelwerte und Spannweiten der auf die logarithmische Größenklasse normierten Partikelanzahlkonzentrationen in Abhängigkeit vom Elektromobilitätsdurchmesser in den Prüfphasen 5, 6 und 7 des Valtra N101 Hi Tech für den Dual-Fuel- und Dieselpetrieb bei 550 Bh nach dem Oxidationskatalysator.....	92
Abbildung 39: Methanverbrauch im Motorkennfeld des Valtra N101 Hi Tech im Dual-Fuel-Betrieb bei 550 Bh .....	93
Abbildung 40: Gas-Energie-Verhältnis (GEV) im Motorkennfeld des Valtra N101 Hi Tech im Dual-Fuel-Betrieb bei 550 Bh .....	94
Abbildung 41: HC-Konzentrationen im Abgas vor dem Oxidationskatalysator im Motorkennfeld des Valtra N101 Hi Tech im Dual-Fuel-Betrieb bei 550 Bh.....	95
Abbildung 42: Nutzungsgrad des gasförmigen Kraftstoffs im Motorkennfeld des Valtra N101 Hi Tech im Dual-Fuel-Betrieb bei 550 Bh .....	95
Abbildung 43: HC-Konzentrationen im Abgas nach dem Oxidationskatalysator im Motorkennfeld des Valtra N101 Hi Tech im Dual-Fuel-Betrieb bei 550 Bh.....	96
Abbildung 44: HC-Umsatzrate des Oxidationskatalysators im Motorkennfeld des Valtra N101 Hi Tech im Dual-Fuel-Betrieb bei 550 Bh .....	97
Abbildung 45: Abgastemperatur vor dem Oxidationskatalysator im Motorkennfeld des Valtra N101 Hi Tech im Dual-Fuel-Betrieb bei 550 Bh.....	97

Abbildung 46: Ansicht des Schutzbehältnisses zur Aufbewahrung der Gastanks  
(links Gesamtansicht; rechts Bodenansicht) ..... 98

Abbildung 47: Ansicht der Gastanks, der Gasventile und des Druckreduzierventils  
(unten mittig)..... 99

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Anforderungen an Erdgas H (High-Gas) und Ergas L (Low-Gas) für den Einsatz als Kraftstoff nach DIN 51624 [21] .....	21
Tabelle 2:	Kennwerte von gasförmigen Kraftstoffen [12].....	27
Tabelle 3:	Emissionsgrenzwerte nach EU-Richtlinie 97/68/EG [30] (zuletzt geändert durch 2012/46/EU [32]) für Dieselmotoren in Arbeitsmaschinen (Abgasstufe I bis IV) und Vorschlag der EU Kommission für Abgasstufe V [29] .....	33
Tabelle 4:	Technische Daten von Methantraktoren im Prototypenstadium .....	41
Tabelle 5:	Technische Daten des Valtra N101 Hi Tech Traktors.....	43
Tabelle 6:	Parameter im Betriebstagebuch zur Dokumentation des Praxiseinsatzes auf dem LfL-Versuchsbetrieb.....	46
Tabelle 7:	Ausgewählte Untersuchungsparameter zur Beurteilung der Motorölqualität und verwendete Analyseverfahren.....	47
Tabelle 8:	Technische Daten der Messgeräte zur Analyse der gasförmigen Abgasbestandteile bei den Emissionsmessungen an den Messstellen zwischen Motor und Abgasnachbehandlung (vor AGN) und nach der Abgasnachbehandlung (nach AGN) .....	53
Tabelle 9:	C1-Prüfzyklus nach ISO 8178-4 [20] .....	56
Tabelle 10:	Eingestellte Drehzahlen, Verweildauer vor der Partikelprobenahme sowie Partikelprobenahmedauer im Prüfzyklus für den Valtra N101 Hi Tech.....	57
Tabelle 11:	Zusammensetzung gasförmiger Prüfkraftstoff .....	59
Tabelle 12:	Zusammensetzung des gasförmigen Kraftstoffs an der Tankstelle in Freising im Zeitraum Juni 2014 bis Dezember 2015 (n = 19) .....	74
Tabelle 13:	Kenndaten des gasförmigen Kraftstoffes der Tankstelle Freising über den Feldtest (n = 19) .....	74



# 1 Einleitung

Auf der UN-Klimakonferenz in Paris wurde ein Ziel zur Begrenzung der Erderwärmung auf unter 2 °C, möglichst 1,5 °C, gesetzt [43]. Ein wichtiger Schritt zur Erreichung dieses Zieles ist der Übergang von einer nicht-nachhaltigen Nutzung von fossilen Energieträgern sowie der Kernenergie zu einer nachhaltigen Energieversorgung mittels erneuerbarer Energien. Dies wird auch als Energiewende bezeichnet [8]. Die Energiewende umfasst die drei Verbrauchssektoren Strom, Wärme und Mobilität. Dem Verkehrsbereich ist dabei eine besondere Beachtung zu schenken, da hier die Bedingungen für einen erfolgreichen Umstieg die größte Herausforderung darstellen. Derzeit basiert ein Großteil der eingesetzten Antriebskonzepte auf flüssigen fossilen Energieträgern. Insbesondere bei Off-Road-Nutzfahrzeugen ist dies der Fall.

Durch langfristig steigende Kraftstoffpreise und ein wachsendes Umweltbewusstsein der Bevölkerung bezüglich der Minderung klimaschädlicher Gase rückt der Kraftstoffverbrauch immer mehr in den Fokus. In Deutschland werden jährlich ca. 1,6 Mio. Tonnen Diesel in der Land- und Forstwirtschaft eingesetzt [69]. Diese Menge wird überwiegend durch Rohölimporte aus dem Ausland gedeckt, was zum Abfluss von Geldmitteln aus der Region und zu hohen Abhängigkeiten von den Lieferstaaten führt.

Die Europäische Union hat sich auf ein Treibhausgaseinsparziel von 40 % bis 2030, im Vergleich zum Jahr 1990, festgelegt [34]. Deutschland strebt dieses Ziel schon bis 2020 an [9]. Die europäische Landtechnikindustrie (vertreten durch VDMA und CEMA) diskutiert eine freiwillige Selbstverpflichtung zur Reduktion von CO<sub>2</sub>-Emissionen in den Verfahrensketten der Agrarproduktion [40]. Eine Möglichkeit der CO<sub>2</sub>-Emissionsreduktion besteht in der Nutzung von Biokraftstoffen, die gleichzeitig auch die Versorgungssicherheit erhöhen. Letztere hat besondere Relevanz im Bereich der Landwirtschaft, da hier die Versorgung der Bevölkerung mit Nahrungsmitteln durch Nutzung heimischer Energieträger aus landwirtschaftlichen Rohstoffen langfristig krisensicher ist.

Derzeit verfügbare Biokraftstoffe sind primär Biodiesel, Pflanzenölkraftstoff und Biomethan. Bei Biomethan handelt es sich üblicherweise um aufbereitetes Biogas. In einer Studie der Europäischen Kommission über den aktuellen Stand alternativer Transportsysteme wird bis 2050 ein sektorenabhängiger Marktanteil von gasförmigen Kraftstoffen im Bereich von 7,5 bis 20 % des Endenergieverbrauchs prognostiziert [16]. Für den Einsatz als Kraftstoff muss Biomethan die DIN 51624 [21] einhalten. Im Normentwurf DIN EN 16723-2 [22] werden Qualitätsanforderungen an Biomethan auf europäischer Ebene erarbeitet. Durch den Einsatz von Biomethan kann eine Treibhausgasreduzierung von 73 % erreicht werden (Standardwert nach EU-RED durch den Einsatz von organischen Siedlungsreststoffen als Biogassubstrat) [33]. Als gasförmiger Kraftstoff bietet Biomethan Vorteile beim Einsatz in umweltsensiblen Bereichen, besonders hinsichtlich Boden- und Gewässerschutz.

Im Positionspapier „Biokraftstoffe – Fragen und Antworten“ werden die vielfältigen Aspekte der Biokraftstoffnutzung umfassend diskutiert [106]. Für Biodiesel und Pflanzenölkraftstoff konnte die Eignung als Kraftstoff für landwirtschaftliche Maschinen, wie z. B. in EMBERGER et al. 2013 [26], vielfach unter Beweis gestellt werden, während für Biomethan bei Landmaschinen kaum Erfahrungen vorliegen.

## 2 Problem- und Zielstellung

Für die Nutzung von Biomethan als Kraftstoff für landwirtschaftliche Maschinen liegen bislang nur wenige Erfahrungen bezüglich des Emissionsverhaltens, der Leistung, des Kraftstoffverbrauchs, der Störanfälligkeit und der Praxistauglichkeit vor. Insbesondere für den zeitgleichen Einsatz von zwei Kraftstoffen in Traktoren, im Weiteren als Dual-Fuel-Betrieb bezeichnet, wurden kaum Untersuchungen durchgeführt.

Für den Dual-Fuel-Betrieb sind derzeit keine gesetzlichen Rahmenbedingungen für Abgasemissionen von Traktoren festgelegt. Eine Empfehlung der EUROPÄISCHEN KOMMISSION 2014 [28] [29] sieht aber vor, dass zukünftig Grenzwerte eingeführt werden, die an die Gesetzgebung beim Betrieb von Traktoren mit 100 % Dieselkraftstoff angelehnt sind. Als wesentliche Änderung soll der Grenzwert für Kohlenwasserstoffe (HC) durch Einberechnung eines leistungsspezifischen Faktors und des durchschnittlichen Verhältnisses der eingesetzten Kraftstoffmengen während eines Prüfzyklus angepasst werden.

Ziel des Vorhabens ist es deshalb, systematisch das Emissions- und Betriebsverhalten eines Biomethantraktors mit Zündstrahlmotor über einen längeren Zeitraum am Prüfstand und im Feld zu erfassen. Am Prüfstand sollen die Einflüsse von verschiedenen Motorbetriebsbedingungen auf limitierte und nicht limitierte Abgaskomponenten bzw. auf den Kraftstoffverbrauch untersucht werden. Gegebenenfalls sollen auch Maßnahmenempfehlungen zur weiteren Reduzierung der Schadstoffemissionen getroffen werden.

Wiederkehrende Erhebungen von Motor- bzw. Zapfwellenleistung, Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen sowie Langzeitfeldversuche sollen Aufschluss über die Praxistauglichkeit des Biomethantraktors geben. Darüber hinaus können durch Prüfstandsuntersuchungen technische Beeinträchtigungen frühzeitig erkannt werden, um gegebenenfalls Gegenmaßnahmen einzuleiten.

Anhand der für den Dieselmotor limitierten Abgaskomponenten (Stickstoffoxide  $\text{NO}_x$ , Kohlenwasserstoffe HC, Kohlenmonoxid CO und Partikelmasse PM) lassen sich die Umweltwirkungen von Traktoren im Betrieb mit gasförmigen Kraftstoffen im Vergleich zu Dieselkraftstoff beurteilen. Da kaum Erfahrungen zum Abgasverhalten von Dual-Fuel-Traktoren vorhanden sind, sollen darüber hinaus auch nicht limitierte Abgasemissionen (z. B.: Partikelanzahl, engl. particle number) untersucht werden.

Die Untersuchung soll folgende Schwerpunkte beinhalten:

- Demonstration und Langzeit-Begleitforschung eines Biomethantraktors der Abgasstufe IIIA auf einem Versuchsgut der Bayerischen Landesanstalt für Landwirtschaft (LfL):
  - Betriebsüberwachung des Traktors (Kraftstoff-, Motorölqualität, Betriebsdaten) zur Erhöhung der Betriebssicherheit und Optimierung des Wartungsaufwands
  - Dokumentation von Störungen sowie Wartungs- und Reparaturarbeiten

- Beurteilung der Praxistauglichkeit hinsichtlich Reichweite mit gasförmigem Kraftstoff
- Ermittlung von Leistung, Kraftstoffverbrauch und Emissionen eines Biomethantraktors der Abgasstufe IIIA:
  - Ermittlung des Langzeit-Verhaltens von Leistung und Kraftstoffverbrauch durch wiederkehrende Messungen
  - Ermittlung des Emissionsverhaltens (limitierte und nicht limitierte Komponenten) in Anlehnung an gültige Prüfzyklen
  - Erweiterung der Berechnungsmethodik zur Auswertung der Ergebnisse für den parallelen Einsatz von zwei Kraftstoffen
  - Anpassung der eingesetzten Mengen an gasförmigen Kraftstoffen mit dem Traktorenhersteller und dem Umrüster, um das Emissions- und Verbrauchsverhalten zu optimieren
  - Beurteilung der Effektivität der Abgasnachbehandlung (AGN)

Gegen Ende der Projektlaufzeit soll der Gesamtzustand des Traktors durch eine Befundung beurteilt werden. Dadurch sollen Kenntnisse zum Verschleiß und Ablagerungen im Langzeitbetrieb gewonnen werden.

Die Ergebnisse des Vorhabens sollen dazu beitragen, die Betriebssicherheit von gasbetriebenen Traktoren zu beurteilen, den Wartungsaufwand zu minimieren, einen emissionsarmen Betrieb des Traktors im Praxiseinsatz zu gewährleisten und das Potenzial sowie ggf. Strategien zur Erfüllung zukünftiger Emissionsanforderungen aufzuzeigen.

Das Vorhaben kann dabei helfen, die landwirtschaftliche Produktion unabhängiger von fossilen Kraftstoffen und somit auch umwelt- und klimafreundlicher zu gestalten.

### 3 Stand des Wissens

Im folgenden Kapitel wird der aktuelle Stand des Wissens zu gasförmigen Kraftstoffen, zur dafür notwendigen Motortechnik, zu den gesetzlichen Emissionsvorgaben und zur Nutzung von Biogas oder Biomethan in Traktoren beschrieben.

#### 3.1 Gasförmige Kraftstoffe

Gasförmige Kraftstoffe lassen sich unterteilen in kohlenstoffhaltige und nicht kohlenstoffhaltige Gase (Abbildung 1). Die Gewinnung von kohlenstoffhaltigen Gasen beruht entweder direkt oder indirekt auf fossilen Quellen oder sie werden aus nachwachsenden organischen Rohstoffen gewonnen. Die Hauptquelle von kohlenstoffhaltigen Gasen fossilen Ursprungs ist das Erdgas. Weitere Möglichkeiten, die dem Stand der Technik entsprechen, sind die Gewinnung von Synthesegasen aus anderen fossilen Quellen wie Erdöl oder Kohle durch chemische Umwandlungen. In den letzten Jahren hat auch der Sabatier-Prozess zur Kompensation von Stromüberschüssen (Power to gas) an Bedeutung gewonnen. Gase, die auf Basis von erneuerbaren Energien und nachwachsenden Rohstoffen gewonnen werden, haben ein hohes CO<sub>2</sub>-Einsparpotenzial gegenüber konventionellen fossilen Gasen und genießen deshalb eine besondere Aufmerksamkeit.

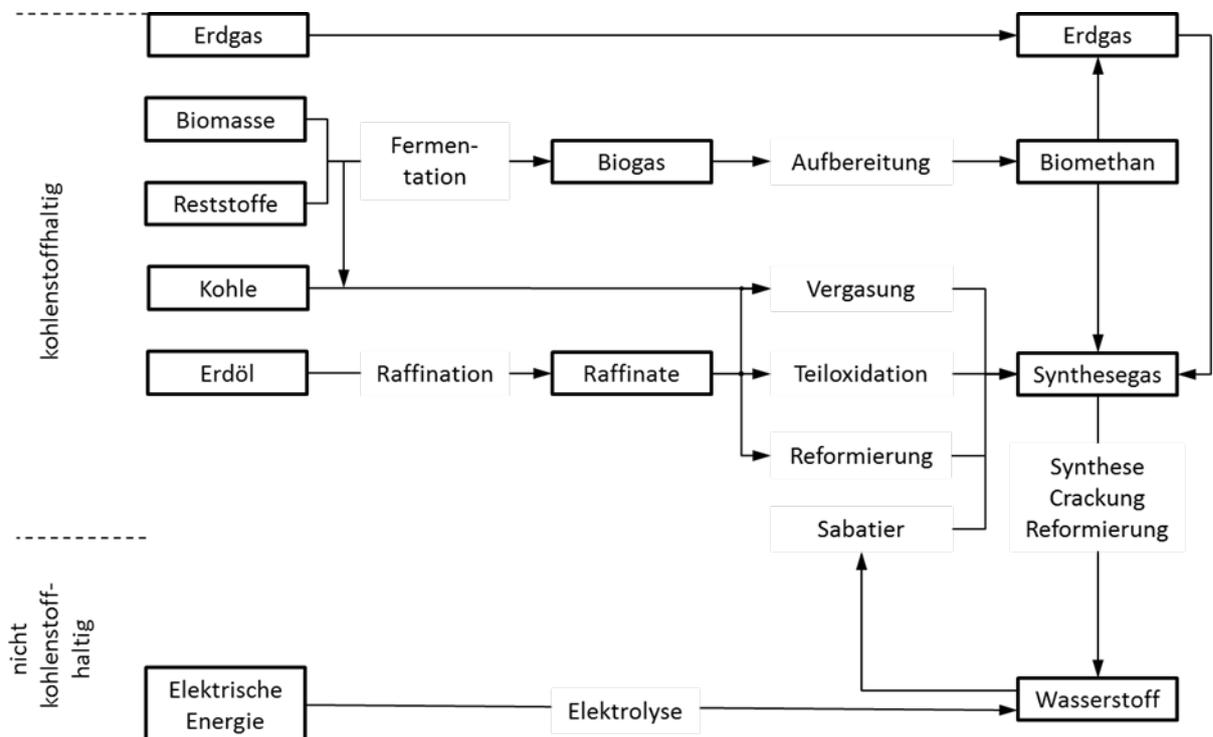


Abbildung 1: Ursprungsquellen gasförmiger Kraftstoffe nach CERBE 2008 [12]

Die ersten motorischen Konzepte beruhen auf Gas als Kraftstoff. 1860 wurde der erste betriebsfähige Gasmotor von Joseph Etienne Lenoir entwickelt [64]. 1876 entwickelte Nikolaus Otto den Viertaktmotor, der anfänglich auch mit gasförmigen Kraftstoffen betrieben wurde [64]. 1898 wurde von Rudolph Diesel das Patent „Zünd- und Verbrennungsverfahren für Verbrennungskraftmaschinen“ angemeldet, welches den Zündstrahlmotor in seiner Grundfunktion beschreibt [97]. Durch die Entwicklung der Gasmotortechnik kamen im Laufe der Zeit verschiedene Gase wie Stadtgas, Grubengas, Holzgas, Koksgas, Klärgas und Flüssiggas mit teils stark schwankenden Zusammensetzungen zum Einsatz [46] [50] [54]. In den letzten Jahren ist vor allem durch die große Verfügbarkeit und die gleichbleibende Qualität der eingesetzten gasförmigen Kraftstoffe die Zahl der gasbetriebenen Fahrzeuge gestiegen. Im Jahr 2014 waren weltweit über 20 Mio. erdgasbetriebene Kraftfahrzeuge im Einsatz. Die größten Bestände weisen Argentinien und Brasilien mit jeweils mehr als 2 Mio. Fahrzeugen auf. In Deutschland waren Anfang 2014 rund 98.200 Erdgasfahrzeuge zugelassen [45]. Das Netz an Erdgastankstellen entwickelt sich sukzessive weiter. In der ersten Jahreshälfte 2016 existierten in Deutschland 922 Erdgastankstellen, von denen 320 anteilig Biomethan und 160 ausschließlich Biomethan anbieten [45].

### 3.1.1 Erdgas

Erdgas ist ein Gasgemisch, dessen chemische Zusammensetzung je nach Fundstätte beträchtlich schwankt. Methan ist der Hauptbestandteil des Erdgases. Daneben sind Ethan, Propan, Butan und weitere Kohlenwasserstoffverbindungen, aber auch Stickstoff, Kohlenstoffdioxid, Wasserdampf und Schwefelwasserstoff enthalten [101].

Um Erdgas ohne technische Schwierigkeiten verwenden zu können, ist es notwendig, Wasser und Schwefelwasserstoff weitestgehend zu entfernen. Der Aufwand der Behandlung ist dabei hauptsächlich vom Schwefelwasserstoffgehalt des Erdgases abhängig. Erdgas mit Schwefelwasserstoffanteilen von weniger als 1 % wird als Süßgas bezeichnet und bedarf nur einer Gastrocknung. Bei Schwefelwasserstoffanteilen größer als 1 % (Sauergas) muss neben der Gastrocknung noch eine Entschwefelung durchgeführt werden. Falls der Stickstoffanteil des Erdgases zu hoch ist, muss zusätzlich eine Konditionierung mit einem stickstoffarmen Wasserstoff-Gas zur Brennwertanhebung durchgeführt werden.

Die Anforderungen an Erdgas für den Betrieb von Kraftfahrzeugen sind in DIN 51624 [21] definiert und in Tabelle 1 dargestellt. Zudem werden im Normentwurf DIN EN 16723-2 [22] Anforderungen auf europäischer Ebene erarbeitet.

Tabelle 1: Anforderungen an Erdgas H (High-Gas) und Erdgas L (Low-Gas) für den Einsatz als Kraftstoff nach DIN 51624 [21]

Eigenschaft	Grenzwert	
	min.	max.
Heizwert Erdgas H in MJ/kg	46	-
Heizwert Erdgas L in MJ/kg	39	-
Dichte absolut in kg/m <sup>3</sup>	0,72	0,91
Methanzahl berechnet	70	-
Methangehalt in %	80	-
Summengehalt C <sub>2</sub> -KW <sup>1)</sup> in %	-	12
Retrograde Kondensation	ist auszuschließen	
Summengehalt > C <sub>2</sub> -KW <sup>1)</sup> in %	-	8,5
Propangehalt in %	-	6
Butangehalt in %	-	2
Pentangehalt in %	-	1
Gehalt von Hexan und höheren KW in %	-	0,5
Sauerstoffgehalt in %	-	3
Wasserstoffgehalt in %	-	2
Summengehalt an Stickstoff (N <sub>2</sub> ) und Kohlenstoffdioxid (CO <sub>2</sub> ) in %	-	15
Gehalt an Schwefelwasserstoff in mg/kg	-	7
Gehalt an Mercaptanschwefel in mg/kg	-	8
Gesamtschwefelgehalt ab 01.01.2009 in mg/kg	-	10
Wassergehalt in mg/kg	-	40
Gehalt an Kompressorenöl und Schwebstoffen	Kompressorenölanteil so klein wie möglich und keine Partikel größer 10 µm	

<sup>1)</sup> KW: Kohlenwasserstoffe

Für den Einsatz als Kraftstoff in Fahrzeugen wird Erdgas in Druckbehältern bei 200 bar gespeichert (CNG – compressed natural gas). Die Druckbehälter haben Nachteile hinsichtlich Gewicht und Platzbedarf. Die Energiedichte liegt bei vollen Druckbehältern bei etwa 7,2 MJ/l. Dies führt zu begrenzten Reichweiten und Einsatzdauern. Derzeit marktübliche Erdgasfahrzeuge werden zumeist von Ottomotoren angetrieben. Dabei wird unterschieden in monovalente Fahrzeuge, die nur mit gasförmigem Kraftstoff betrieben werden können, und bivalente Fahrzeuge, die sowohl mit Gas als auch flüssigem Kraftstoff betrieben werden können, wobei der Einsatz der Kraftstoffe nicht zeitgleich erfolgt.

Der Betankungsvorgang von Erdgasfahrzeugen erfolgt an speziellen Erdgaszapfsäulen. Bei der Betankung wird zwischen einer Schnellbetankung (ca. 3 min. bei 100 l unter 200 bar [12]) und einer Langsambetankung (über mehrere Stunden) unterschieden.

Eine weitere Möglichkeit der Speicherung von Erdgas für den Einsatz als Kraftstoff in Fahrzeugen neben Druckspeicherung bietet die Verflüssigung (LNG – liquefied natural gas) bei -162 °C und Lagerung in dafür geeigneten Tanks. Die Verflüssigung von Erdgas erhöht die Energiedichte auf 22,9 MJ/l. Der Prozess der Verflüssigung ist jedoch sehr energieintensiv und die Anforderungen an die Isolation der Speicher sind hoch [102]. Verflüssigtes Erdgas findet als Kraftstoff vor allem bei Schiffen und Lastkraftwagen Anwendung. Derzeit gibt es auch Bestrebungen zur chemischen Umwandlung von Methan in die flüssigen Kraftstoffe Dimethylether (DME) und Oxymethylenether (OME1) [75].

Weitere Speichermedien, die für die Methanspeicherung in Frage kommen, sind Zeolite und poröse Kohlenstoffmaterialien. Durch konventionelle Zeolite kann Methan mit einer Energiedichte von ca. 3,6 MJ/l gespeichert werden, während mit porösen Kohlenstoffspeichern 1,8 bis 5,7 MJ/l erreicht werden können [110]. Metall-organische Gerüste (metal organic frameworks; MOF) sind eine weitere Möglichkeit der Speicherung, die sich derzeit im Forschungsstadium befindet. Dabei wird Gas in einem kristallinen Feststoff, in dem Metallionen über molekulare Brücken verbunden sind, unter geringem Druck (35 bar) durch Adsorption gespeichert (ANG – adsorbed natural gas) [89]. Ergebnisse zeigen, dass derzeit Methanspeicherdichten von bis zu 7,9 MJ/l möglich sind [110]. Durch weitere Verbesserungen können noch höhere Speicherdichten erreicht werden [24]. Berücksichtigt werden muss aber, dass bei geringen Drücken ein hohes Restspeichervolumen hinzunehmen ist. Unter Berücksichtigung des Restspeichervolumens liegen die derzeit am höchsten gemessenen nutzbaren Speicherdichten von festen MOF-Speichern bei ca. 5,1 bis 6,8 MJ/l. Neue Untersuchungen zu flexiblen MOF-Speichern zeigen vielversprechende Ergebnisse mit einer nutzbaren Speicherdichte von 7,1 MJ/l. Wie auch bei den festen MOF-Speichern wird erwartet, dass eine weitere Erhöhung der Speicherdichte erreicht werden kann [66].

### 3.1.2 Biomethan

Biomethan ist ein kohlenstoffhaltiges Synthesegas, das durch die Aufbereitung von Biogas entsteht. Biogas kann aus verschiedenen Quellen stammen (landwirtschaftliche Anlagen, Deponien, Kläranlagen), wobei es sich je nach Quelle in der Zusammensetzung unterscheidet. Allen gemeinsam ist die Vergärung von organischem Ausgangsmaterial in vier Phasen (Abbildung 2). Die Vergärung, auch Methanisierung genannt, ist ein anaerober Abbau von organischen Materialien durch Bakterien, bei dem als Hauptprodukte zu etwa zwei Dritteln Methan und zu einem Drittel Kohlenstoffdioxid entsteht. Außerdem sind diverse Spurengase enthalten [58].

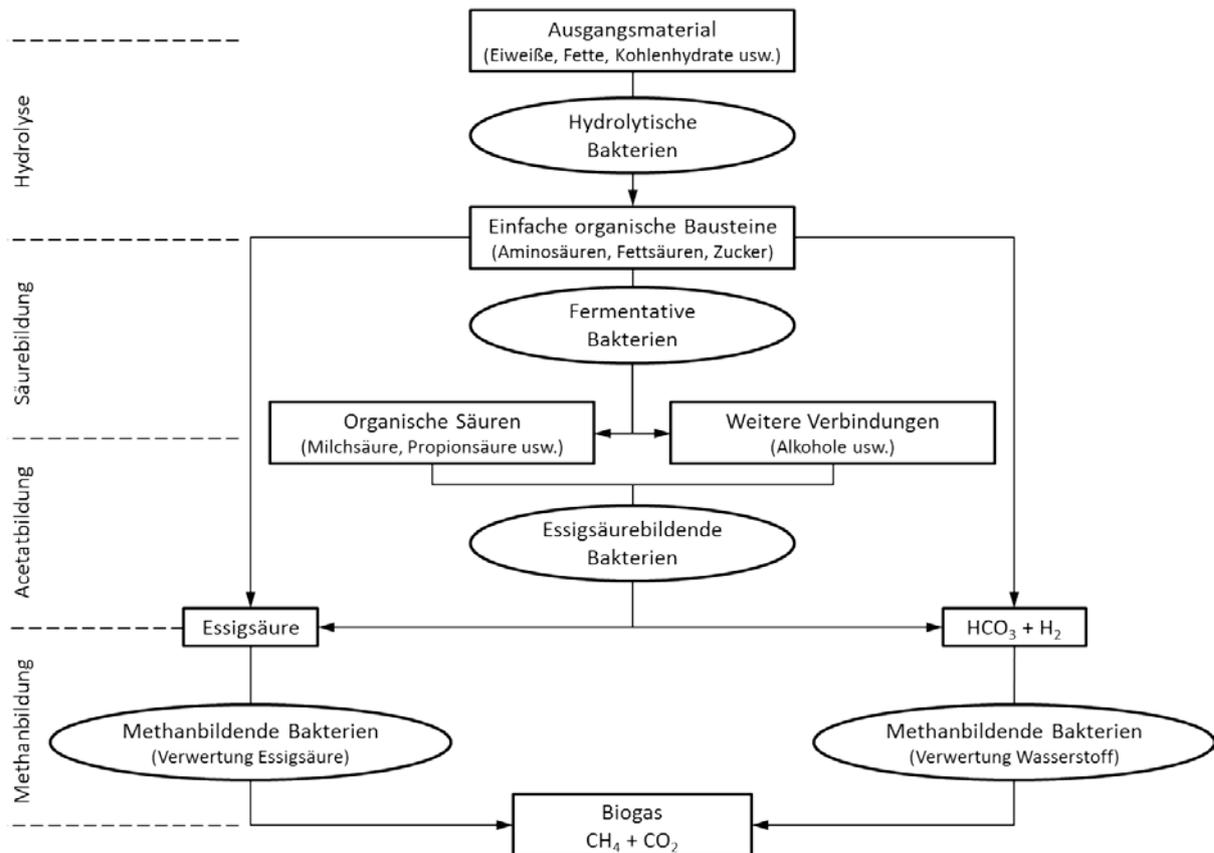


Abbildung 2: Vergärung von Biomasse in ihren Hauptphasen nach KALTSCHMITT et al. 2009 [58]

Die Hauptproduktion von Biogas erfolgt in landwirtschaftlichen Biogasanlagen. In den landwirtschaftlichen Biogasanlagen wird aus organischen Ausgangsstoffen durch einen kontrollierten anaeroben Abbau Biogas erzeugt. Das Rohbiogas wird entweder in einem Blockheizkraftwerk (BHKW) zur Strom- und Wärmegewinnung verbrannt oder in einer Gasaufbereitungsanlage auf Erdgasqualität aufbereitet. Die anfallenden Gärreste aus der Fermentation werden unter Berücksichtigung der Düngemittel- und Verbringungsverordnung wieder als Nährstoffe auf den landwirtschaftlich genutzten Flächen ausgebracht (Abbildung 3).

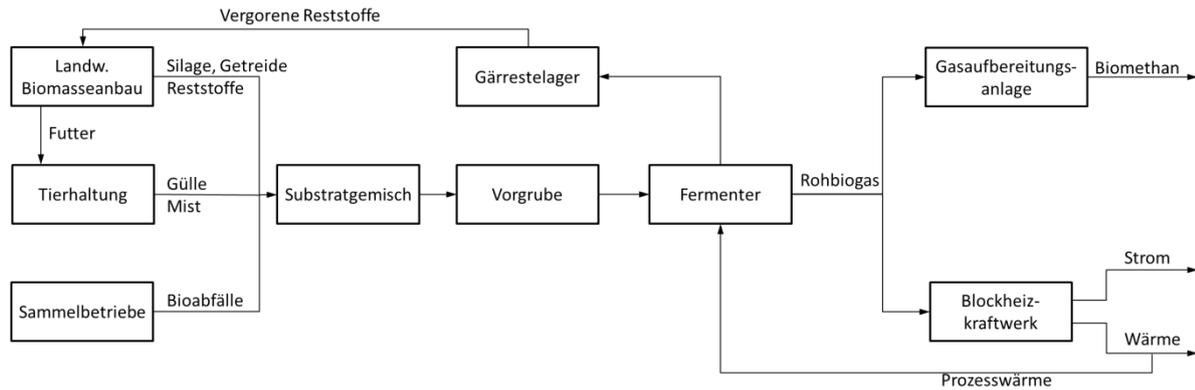


Abbildung 3: Beispielhaftes Verfahrensschema einer Biogasanlage nach FNR 2014 [35]

Zur Nutzung von Biogas als Kraftstoff sind, wie beim Erdgas, Verfahrensschritte zur Anpassung der Gasqualität notwendig. Gasbestandteile, wie zum Beispiel Schwefelwasserstoff ( $\text{H}_2\text{S}$ ), Ammoniak ( $\text{NH}_3$ ) aber auch Wasserdampf ( $\text{H}_2\text{O}$ ), werden aus dem Rohbiogas entfernt. Im weiteren Verlauf werden Inertgasbestandteile, wie zum Beispiel Kohlendioxid ( $\text{CO}_2$ ), vom Rohbiogas abgetrennt. In Abbildung 4 ist ein Verfahrensschema einer Biogasaufbereitung an dem Beispiel einer Druckwasserwäsche dargestellt. Der entstandene methanreiche Teilstrom wird als aufbereitetes Biogas oder Biomethan bezeichnet. Damit Biomethan anschließend als Kraftstoff genutzt werden kann, wird dessen Beschaffenheit, falls notwendig, auf die geforderte Qualität durch Brennwertanpassung mit Propan oder Sauerstoff konditioniert. Nach einer Schätzung der FNR (Stand 2015) [36] gibt es derzeit etwa 182 Biomethananlagen deutschlandweit.

Für Kleinanlagen hat sich die Biomethanproduktion bisher schwierig gestaltet, da die spezifischen Kosten pro Kubikmeter Rohbiogas bei steigender Anlagengröße linear sinken und erst bei relativ großen Produktionsvolumen ein wirtschaftlicher Betrieb möglich ist. Dennoch ist das Interesse an der Aufbereitung in kleinen Maßstäben sehr hoch, da Alternativen für Anlagen, die ab 2021 nicht mehr in der EEG-Förderung sind, gesucht werden. Die gängigen eingesetzten Reinigungsverfahren zur Biogasaufbereitung, wie Druckwasserwäsche und chemische oder physikalische Wäschen, können erst wirtschaftlich ab einer Gasproduktion von 100 bis 250  $\text{Nm}^3/\text{h}$  eingesetzt werden.

In den letzten Jahren wurden mehrere Versuchsanlagen zur Demonstration der Wirtschaftlichkeit der Aufbereitung bei Biogasanlagen mit einer geringen Rohgasproduktion gebaut. Nach Betreiberangaben ist durch den Einsatz angepasster Trennverfahren ein wirtschaftlicher Betrieb der Aufbereitung ab einer Produktionsmenge von 10  $\text{Nm}^3/\text{h}$  Rohbiogas möglich [78]. Derzeit sind mehrere Konzepte für Aufbereitungsanlagen in diesem Maßstab vorhanden [5] [37] [51] [68] [74] [78].

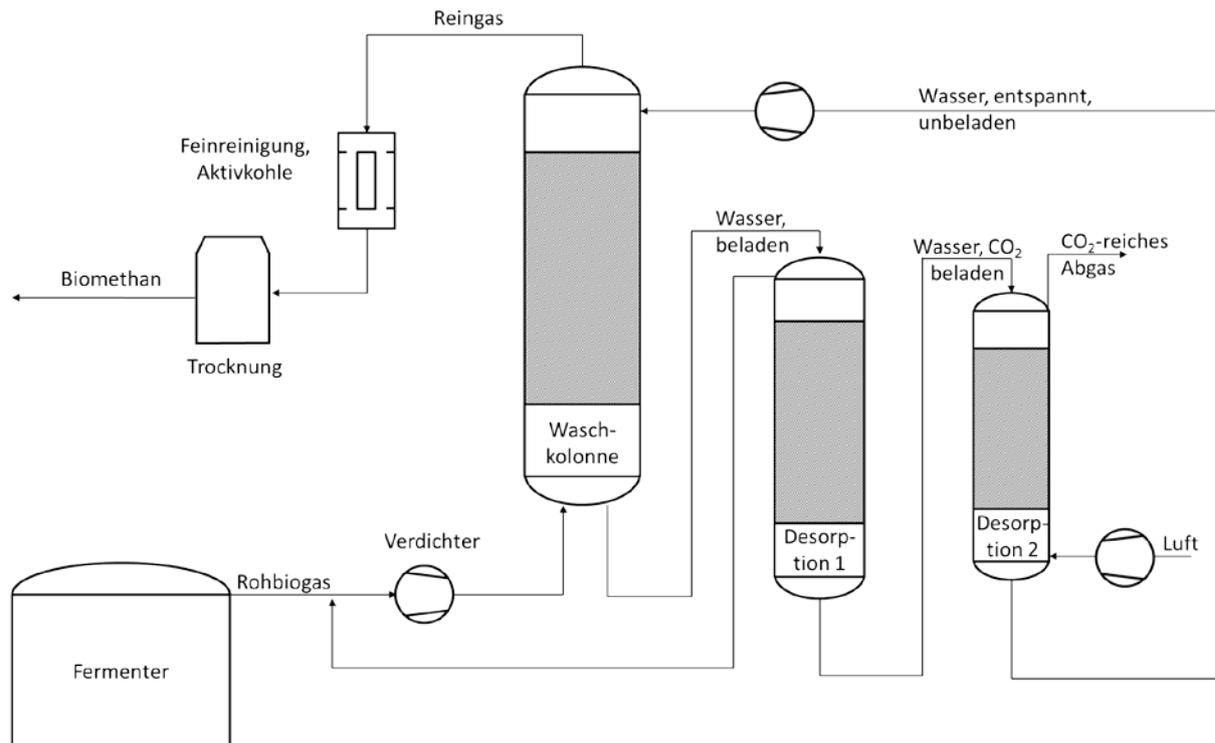


Abbildung 4: Beispielhafte Aufbereitung von Biogas durch Druckwasserwäsche nach KALTSCHMITT et al. 2009 [58]

### 3.1.3 Flüssiggas

Zu den Flüssiggasen zählen LPG (liquified petroleum gas) und LNG (liquified natural gas). LNG ist verflüssigtes Erdgas und daher bereits in Kapitel 3.1.1 beschrieben.

LPG (oder Autogas) besteht hauptsächlich aus Propan und Butan. Unter Normalbedingungen sind diese beiden Gase gasförmig und schwerer als Luft. Im Vergleich zu Erdgas können diese mit relativ geringem Druck verflüssigt werden. LPG wird bei der Förderung von Erdgas und Erdöl abgetrennt und fällt auch bei der Verarbeitung von Rohöl in Raffinerien an. Die Anforderungen an LPG als Kraftstoff sind in DIN EN 589 definiert.

Viele derzeit umgerüstete Fahrzeuge nutzen LPG als Kraftstoff. Durch das geringere Druckniveau können die Tankbehälter relativ leicht sein; außerdem sind mit geringem Aufwand relativ hohe Reichweiten erzielbar. Fahrzeuge mit LPG als Kraftstoff können wie Erdgasfahrzeuge in monovalente und bivalente Ausführungen unterteilt werden.

### 3.1.4 Wasserstoff

Wasserstoff ist das leichteste der chemischen Elemente. Unter Normalbedingungen kommt atomarer Wasserstoff auf der Erde nicht vor, stattdessen liegt Wasserstoff in dimerer Form vor, dem molekularen Wasserstoff  $H_2$ , einem farb- und geruchlosen Gas [13]. Die häufigste Verbindung, in der Wasserstoff auf der Erde vorliegt, ist Wasser. Wasserstoff kommt auch in Erdöl, Erdgas und in einigen Mineralien vor. In derzeit indust-

riell angewandten Verfahren zur Wasserstoffherstellung kommt es zu einem hohen Rohstoff- bzw. Energieeinsatz. Großtechnisch angewandte Verfahren zur Wasserstoffherzeugung sind die Dampfreformierung aus Kohlenwasserstoffen und die elektrolytische Wasserstoffherzeugung [12].

In Fahrzeugen wird Wasserstoff entweder in Motoren, die nach dem ottomotorischen Prinzip arbeiten, oder in Brennstoffzellen chemisch umgesetzt. Als Kraftstoff für Fahrzeuge wird Wasserstoff entweder gasförmig in Druckbehältern oder in Metallhydridspeichern mitgeführt. Eine weitere Möglichkeit stellt die Verflüssigung des Wasserstoffes dar. Analog zu Erdgas haben die Speicherkonzepte entsprechende Vor- und Nachteile. Jedoch weist Wasserstoff im Vergleich zu Erdgas eine um zwei Drittel geringere volumetrische Energiedichte auf. Dies erfordert noch höhere Speicherdrücke (700 bar) bzw. niedrigere Speichertemperaturen (-260 °C) [12], um eine ausreichende Reichweite zu gewährleisten. Wie auch bei der Methanspeicherung laufen Untersuchungen zur Speicherung von Wasserstoff in metall-organischen Gerüsten ab [89].

### 3.1.5 Kenndaten gasförmiger Kraftstoffe

Nachfolgend werden einige wichtige Parameter zur Beurteilung von gasförmigen Kraftstoffen vorgestellt. In Tabelle 2 sind die wichtigsten Kenndaten der als Kraftstoff eingesetzten Gase unter Normalbedingungen zusammengefasst.

Um die Qualität von Brenngasen, die entsprechend ihrer Zusammensetzung unterschiedlich sind, beurteilen zu können, ist die Größe Wobbeindex  $W$  eingeführt worden. Der Wobbeindex ist ein korrigierter Heizwert und wird aus dem Quotienten des Brennwertes  $H_s$  bzw. Heizwertes  $H_i$  und der Wurzel aus dem Dichteverhältnis von Brennstoff  $\rho$  und Luft  $\rho_0$  gebildet. Man unterscheidet dabei den oberen Wobbeindex  $W_s$  (3.1) und den unteren Wobbeindex  $W_i$  (3.2):

$$W_s = \frac{H_s}{\sqrt{\frac{\rho}{\rho_0}}} \quad (3.1)$$

$$W_i = \frac{H_i}{\sqrt{\frac{\rho}{\rho_0}}} \quad (3.2)$$

$W_s$	Oberer Wobbeindex MJ/kg
$W_i$	Unterer Wobbeindex MJ/kg
$H_s$	Oberer Heizwert in MJ/kg
$H_i$	Unterer Heizwert in MJ/kg
$\rho_0$	Dichte von Luft in kg/m <sup>3</sup>
$\rho$	Dichte des Brennstoffs in kg/m <sup>3</sup>

Tabelle 2: Kennwerte von gasförmigen Kraftstoffen [12]

Gasförmiger Kraftstoff	Wasserstoff	Methan	Propan	n-Butan	Erdgas L	Erdgas H
Chemisches Symbol	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	-	-
Molare Masse in g/mol	2,016	16,043	44,097	58,123	18,532	17,492
Dichte im Normzustand in kg/m <sup>3</sup>	0,090	0,718	1,554	2,095	0,829	0,783
Brennwert im Normzustand in MJ/m <sup>3</sup>	12,745	39,831	101,142	134,115	35,186	41,215
Heizwert im Normzustand in MJ/m <sup>3</sup>	10,782	35,894	93,118	123,857	31,749	37,213
Oberer Wobbeindex im Normzustand in MJ/m <sup>3</sup>	48,336	53,469	81,123	92,651	43,950	52,975
Unterer Wobbeindex im Normzustand in MJ/m <sup>3</sup>	40,892	48,184	74,687	85,565	39,658	47,832
Zündtemperatur in der Luft in °C	530	645	510	490	640	640
Methanzahl	0	100	33	10	90	82

Ein weiterer wichtiger Parameter für die Vergleichbarkeit von gasförmigen Kraftstoffen ist die Methanzahl. In CERBE 2008 [12] wird die Methanzahl wie folgt definiert: „Die Klopfbarkeit von gasförmigen Kraftstoffen in Gasmotoren wird durch die Methanzahl  $MZ$  gekennzeichnet. Die Methanzahl wird bestimmt, indem in einem Prüfmotor die Klopfbarkeit des zu untersuchenden Brenngases mit der eines Gemisches aus Methan (klopfest) und Wasserstoff (klopfreudig) verglichen wird. Der prozentuale Volumengehalt Methan in dem Vergleichsgas, bei dem sich die gleiche Klopfbarkeit wie bei dem untersuchten Brenngas einstellt, wird als Methanzahl  $MZ$  bezeichnet. Für Methan ist somit  $MZ_{CH_4} = 100$ , für Wasserstoff ist  $MZ_{H_2} = 0$ . Die Methanzahl ersetzt die für flüssige Brennstoffe definierte Oktanzahl  $OZ$ , die nach dem gleichen Verfahren mit einem Gemisch aus i-Oktan und n-Pentan bestimmt wird.  $MZ = 100$  entspricht etwa R (Research)  $OZ = 140$  bzw. M (Motor)  $OZ = 125$ . Durch langkettige Kohlenwasserstoffe wird die Methanzahl verringert. Inerte Bestandteile, wie CO<sub>2</sub> und N<sub>2</sub>, erhöhen die Methanzahl. Bei hohem

Inert-Anteil kann  $MZ > 100$  sein. Zur Bestimmung von  $MZ$  wird dann ein Gemisch aus  $\text{CH}_4$  und  $\text{CO}_2$  verwendet.

Erwünscht ist eine hohe Methanzahl. Marktübliche Gasmotoren erfordern  $MZ = 60 - 90$ ."

### 3.2 Motortechnik für gasförmige Kraftstoffe

Zur Umsetzung von gasförmigen Brennstoffen können verschiedene motorische Verfahren genutzt werden. Die verbreitetsten basieren auf dem ottomotorischen bzw. dem dieselmotorischen Prinzip. Unterschieden wird auch in der Art der Kraftstoffeinbringung in den Motor. Es wird differenziert in monovalente und bivalente Kraftstoffzufuhr. Beim monovalenten Betrieb kommt nur ein Kraftstoff zum Einsatz. Bei dem bivalenten Betrieb kann zwischen zwei Kraftstoffen gewechselt werden, jedoch wird immer nur einer in den Brennraum eingebracht. Zumeist werden dabei ein gasförmiger und ein flüssiger Kraftstoff verwendet. Dual-Fuel beschreibt einen Verbrennungsmotor, der zeitgleich zwei verschiedene Treibstoffe verbrennt [59]. Einer der beiden Treibstoffe ist meist gasförmig und liefert den größten Anteil der durch die Verbrennung freigesetzten Energie. Der zweite Kraftstoff, der meist flüssig ist, wird benötigt, um die nötige Energie zur Zündung des gasförmigen Kraftstoffes bereitzustellen.

Bei den ottomotorischen Fremdzündungsmotoren wird weiterhin zwischen dem stöchiometrisch betriebenen und dem mager betriebenen Motor unterschieden. Die dieselmotorischen Selbstzündungsmotoren werden in Diesel-Gas- und Gas-Diesel-Motoren eingeteilt. Im Folgenden werden die unterschiedlichen Motorkonzepte vorgestellt.

#### 3.2.1 Ottomotor

Bei einem stöchiometrisch betriebenen Otto-Gasmotor, auch  $\lambda = 1$  Motor, wird durch Eindüsung des gasförmigen Kraftstoffes in den angesaugten Luftstrom ein zündfähiges Gas-Luft-Gemisch erzeugt (äußere Gemischbildung) (Abbildung 5, links). Die Zuführung des Kraftstoffes kann dabei über einen zentralen Punkt im Saugrohr (single-point-Einspritzung) oder für jeden Zylinder einzeln (multi-point-Einspritzung) erfolgen [87]. Nach Ansaugung und Verdichtung wird das Gemisch durch einen Zündfunken entzündet. Mittels Aufladung und Abgasrückführung können bei  $\lambda = 1$  Motoren hohe Wirkungsgrade bei niedrigen Abgasemissionen erreicht werden [73].

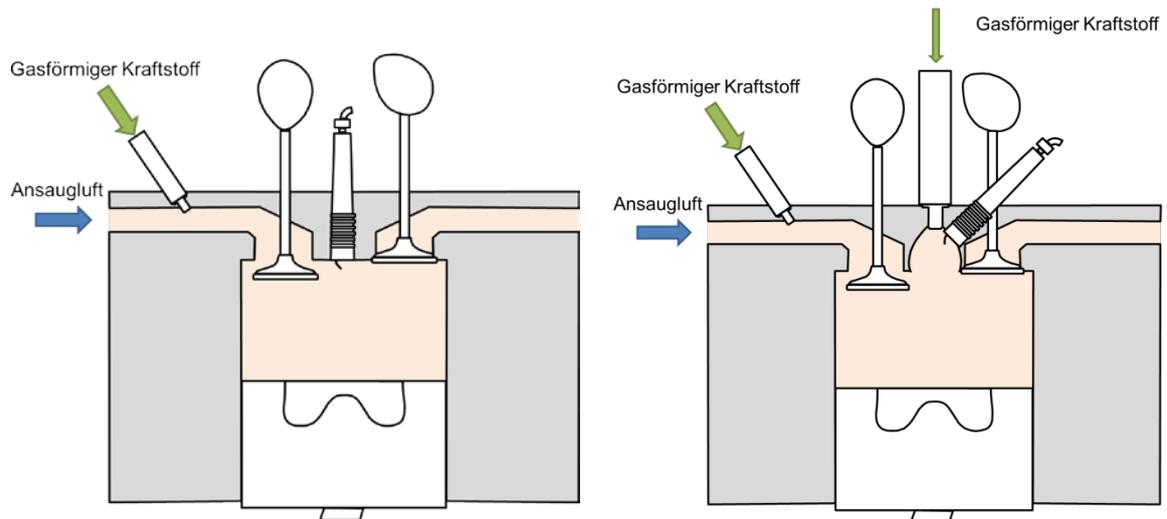


Abbildung 5: Schematische Darstellung des Ottomotors links, schematische Darstellung des Ottomagermotors nach UHLIG und WOHLGEMUTH 2012 [102] rechts

Wie beim stöchiometrisch betriebenen Ottomotor wird beim Ottomagermotor der gasförmige Kraftstoff in die Ansaugluft vor dem Brennraum eingebracht (äußere Gemischbildung) und die Zündung erfolgt durch eine Zündkerze. Magere Gemische weisen eine erschwerte Entflammbarkeit auf. Um dennoch einen zuverlässigen Motorbetrieb zu gewährleisten, kann der Magermotor mit einer Vorkammerzündung oder einem geteilten Brennraum ausgeführt sein. Bei der in Abbildung 5 rechts dargestellten Variante handelt es sich um eine Ausführung mit getrenntem Brennraum und gasgespülter Vorkammer. Hierbei wird ein kleiner Teilstrom des gasförmigen Kraftstoffes in die Vorkammer eingeleitet, um eine lokale Gemischanreicherung zu erreichen. Durch geringe Ladungsbewegung und erhöhte Mikroturbulenzen in der Vorkammer können auch sehr magere Gemische gezündet werden [71] [111]. Typische Lambda-Werte für Magermotoren liegen bei 1,7 bis 1,8 bzw. bei Vorkammermotoren bei 2,0 bis 2,3 [80].

### 3.2.2 Dieselmotor

Der Zündungsprozess in Dual-Fuel-Motoren ist komplexer als in konventionellen Otto-Gasmotoren oder Dieselmotoren. Vielzählige Faktoren des komplexen Zündungsprozesses stellen höhere Anforderungen an die Motorengestaltung und den Betrieb. Unter niedrigen Motorlasten kann es bei Dual-Fuel-Motoren zur nicht vollständigen Verbrennung des gasförmigen Kraftstoffs kommen, was zu einem erhöhten spezifischen Energieverbrauch und höheren HC- sowie CO-Emissionen führt. Eine zu frühe Zündung des Gas-Luft-Gemisches ist zu vermeiden, da dies zu einer rapiden Verbrennung mit zu hohen Druckgradienten führt. Weiterhin kann es bei hohen Motorlasten sowie ungünstigen Betriebsbedingungen und bestimmten Kraftstoffen zum Klopfen kommen [59].

Für den Diesel-Gas-Motor wird, wie bei den ottomotorischen Konzepten, der gasförmige Kraftstoff in die Ansaugluft im Saugrohr eingeleitet (äußere Gemischbildung). Zudem

wird eine geringe Menge flüssiger Kraftstoff direkt in den Brennraum eingespritzt. Die Entzündung des Gemisches erfolgt durch die geringe Menge flüssigen Kraftstoffes (Zündöl), die durch die Druck- und Temperaturverhältnisse im Brennraum die Zündung einleitet (Abbildung 6, links). Durch die Selbstzündung des flüssigen Kraftstoffes im Gas-Luft-Gemisch kommt es zur Bildung vieler kleiner Flammherde, was zu einer gleichmäßigen Verbrennung im ganzen Brennraum führt [61] [99]. Die meisten derzeit genutzten Diesel-Gas-Motoren finden Anwendung in ortsfesten Anlagen, wo sie in stationären Betriebspunkten arbeiten. Bei stationärem Betrieb unter Volllast liegt der Zündölverbrauch bei dafür optimierten Einspritzsystemen bei 1 bis 2 % der sonst unter Volllast eingesetzten Einspritzmenge [7] [71] [80] [92] [111]. Bei den auf kleine Einspritzmengen optimierten Einspritzsystemen ist das Umschalten auf reinen Dieselbetrieb nicht mehr bzw. nur eingeschränkt möglich. Wenn der Motor von einem Dieselmotor auf einen Diesel-Gas-Motor umgerüstet und das Einspritzsystem beibehalten wird, werden Zündölmengen von 6 bis 8 % benötigt [61] [92] [111].

Durch die hohe freigesetzte Energie aus der Selbstzündung des Zündöls und die gleichmäßige Verbrennung kann der Zündbereich des Gas-Luft-Gemisches erweitert werden. Es können sehr magere Gemische mit  $\lambda > 2,4$  eingesetzt werden [70] [111]. Wie bei Magermotoren sind auch Vorkammerausführungen möglich.

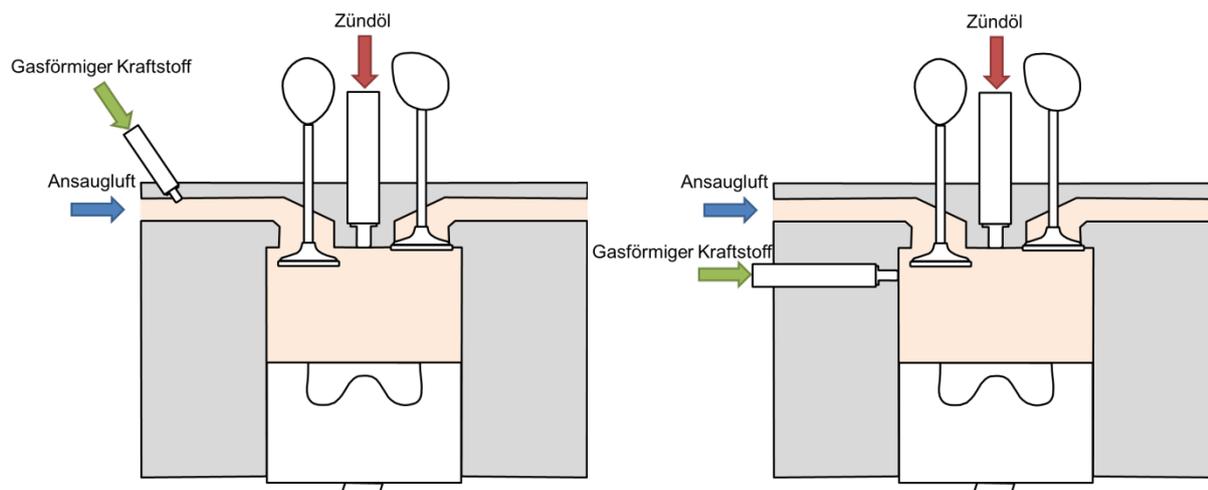


Abbildung 6: Schematische Darstellung des Diesel-Gas-Motors links, schematische Darstellung des Gas-Diesel-Motors nach UHLIG und WOHLGEMUTH 2012 [102] rechts

Beim Gas-Diesel-Motor erfolgt die Zündung des gasförmigen Kraftstoffes ebenfalls mittels einer kleinen Menge Zündöl. Der gasförmige Kraftstoff wird bei diesem Verfahren direkt in die Brennkammer eingebracht (innere Gemischbildung) (Abbildung 6, rechts). Die Einbringung des Gases kann sowohl während des Kompressionshubes als auch nach der Zündung des Zündöls erfolgen [59] [71] [104]. Beides wird eingesetzt, um ein Klopfen und damit unzulässig hohe Drücke und Druckgradienten im Zylinder zu vermeiden. Die Ausführungen der direkten Injektion des gasförmigen Kraftstoffes variieren stark

und sind abhängig vom Anwendungsbereich. So haben die Art der zu verrichtenden Arbeit, die Motorengröße und die relative Menge an genutztem Zündöl einen Einfluss auf die Gestaltung. Die direkte Injektion des gasförmigen Kraftstoffes kann dabei über zwei separate Injektoren oder über einen kombinierten Injektor erfolgen. Nach Herstellerangaben können durch direkte Injektionen die gleichen Leistungs- und Drehmomentverhältnisse wie im reinen Dieselbetrieb bei ähnlichem Verbrauch sowie einer Substitution von 90 % des Dieselkraftstoffes durch gasförmigen Kraftstoff erreicht werden [79]. Durch die direkte Einbringung des Gases in den Brennraum wird auf eine Drosselung zur Kraftstoffregulierung verzichtet. Die späte Einbringung des Gases in den Zylinder führt zu einer geringeren Gefahr des Klopfens und es können die Kompressionsverhältnisse des zugrunde liegenden Dieselmotors beibehalten werden [48]. Durch die Einbringung des gasförmigen Kraftstoffes in den geschlossenen Zylinder werden auch die HC-Emissionen verringert, die durch Ventilüberschneidungen entstehen [59]. Für die direkte Einbringung muss der gasförmige Kraftstoff verdichtet werden, hierfür sind ca. 5 % bis 7 % der Motorleistung notwendig [71].

Diesel-Gas-Motoren und Gas-Diesel-Motoren können auch als Wechselmotoren betrieben werden. Dabei wird lastpunktabhängig das Verhältnis zwischen eingesetztem Gas und Diesel reguliert. Ein Wechselmotor kann auch weiterhin im reinen Dieselbetrieb gefahren werden [104]. Das Verhältnis des Energieinhalts des gasförmigen Kraftstoffes zum Energieinhalt beider Kraftstoffe wird als Gas-Energie-Verhältnis (GEV) bezeichnet [28] [29] (3.3):

$$GEV = \frac{q_{gas} \cdot H_{i\ gas}}{q_{gas} \cdot H_{i\ gas} + q_{liq} \cdot H_{i\ liq}} \cdot 100 \tag{3.3}$$

<i>GEV</i>	Gas-Energie-Verhältnis (-)
<i>q<sub>gas</sub></i>	Kraftstoffmassenstrom gasförmig in kg/h
<i>H<sub>i gas</sub></i>	Unterer Heizwert des gasförmigen Kraftstoffes in kJ/kg
<i>q<sub>liq</sub></i>	Kraftstoffmassenstrom flüssig in kg/h
<i>H<sub>i liq</sub></i>	Unterer Heizwert des flüssigen Kraftstoffes in kJ/kg

### 3.3 Abgasemissionen von Traktoren

#### 3.3.1 Gesetzliche Rahmenbedingungen

Einen wesentlichen Antrieb in der Entwicklung der Motortechnik stellen die über die letzten Jahre stetig gestiegenen gesetzlichen Vorgaben zur Schadstoffemittierung dar. Die Anwendbarkeit dieser Vorgaben auf Zweistoffmotoren ist bisher noch nicht geklärt. Für landwirtschaftliche Traktoren gilt die Richtlinie 2000/25/EG [31]. Die Grenzwerte sind analog zur Richtlinie 97/68/EG [30], zuletzt geändert durch Richtlinie 2012/46/EU [32]. Gesetzlich limitiert sind die Komponenten Stickstoffoxid (NO<sub>x</sub>), Kohlenstoffmonoxid (CO), Kohlenwasserstoff (HC) und Partikelmasse (PM). Die Grenzwerte für die limitierten Emissionskomponenten für Traktormotoren sind mit dem Jahr des Inkrafttretens in Ta-

belle 3 dargestellt. In der Richtlinie 97/68/EG [30] sind auch die anzuwendenden Prüfzyklen zur Bestimmung der Abgasemissionen beschrieben.

Der stationäre 8-Phasen-Zyklus gemäß ISO 8178-4 [20] (analog zum NRSC – Non-Road-Steady-Cycle nach 97/68/EG) ist für alle Abgasstufen gültig. Ab der Abgasstufe IIIB muss für die Typengenehmigung zusätzlich zum 8-Phasen-Zyklus ein transienter Zyklus (NRTC – Non-Road-Transient-Cycle) durchgeführt werden.

Durch mehrere Überprüfungen der Richtlinie 97/68/EG über die letzten Jahre, ist die Europäische Kommission zu dem Schluss gekommen, dass diese in ihrer gegenwärtigen Form Mängel aufweist [29]. Einige Motorenkategorien werden derzeit darin nicht erfasst. Beispielsweise ist unklar, wie das Emissionsverhalten von Zweistoffmotoren zu beurteilen ist. Ein Entwurf zur Anpassung der Richtlinie [28] [29] sieht daher unter anderem eine Anpassung der Motorenklassen vor. In diesem Vorschlag ist die Klasse der Zweistoffmotoren (Dual-Fuel-Motor, Zündstrahl-Motor), bei denen zwei Kraftstoffe (ein gasförmiger und ein flüssiger Kraftstoff) zeitgleich zum Einsatz kommen, enthalten. Demnach werden für die Dual-Fuel-Motoren die Grenzwerte der entsprechenden Dieselmotoren übernommen. Ausgenommen ist der Wert für die Kohlenwasserstoffemissionen HC. Hier werden durch einen leistungs- und motoreinsatzbedingten Faktor A, in Verbindung mit dem GEV, die Emissionsgrenzwerte angepasst:

$$HC = 0,19 + (1,5 \cdot A \cdot GEV) \quad (3.4)$$

<i>HC</i>	Kohlenwasserstoffemissionen in g/kWh
<i>GEV</i>	Gas-Energie-Verhältnis (-)
<i>A</i>	Motorenklassenspezifischer Faktor (-)

Von Seiten der Europäischen Kommission werden hierzu folgende Aussagen getroffen [28]: „Wenn sowohl ein stationärer als auch ein dynamischer Prüfzyklus anzuwenden ist, wird das GEV mit dem dynamischen Warmstart-Prüfzyklus ermittelt. Wenn mehr als ein stationärer Prüfzyklus anzuwenden ist, wird das durchschnittliche GEV für jeden Zyklus einzeln ermittelt. Ist der berechnete Grenzwert für HC höher als der Wert von  $0,19 + A$ , wird der Grenzwert für HC auf  $0,19 + A$  festgelegt. Für Unterklassen mit einem kombinierten Grenzwert für HC und  $NO_x$  wird der kombinierte Grenzwert für HC und  $NO_x$  um  $0,19$  g/kWh vermindert und gilt nur für  $NO_x$ .“

Anpassungen an Messtechniken und Berechnungsmethoden für Dual-Fuel-Motoren sind in dem Entwurf nicht enthalten und bedürfen weiterer Klärung.

Tabelle 3: Emissionsgrenzwerte nach EU-Richtlinie 97/68/EG [30] (zuletzt geändert durch 2012/46/EU [32]) für Dieselmotoren in Arbeitsmaschinen (Abgasstufe I bis IV) und Vorschlag der EU Kommission für Abgasstufe V [29]

Nennleistung $P_N$ in kW	NO <sub>x</sub> in g/kWh <sup>1)</sup>	HC in g/kWh <sup>1)</sup>	CO in g/kWh <sup>1)</sup>	Partikel- masse in g/kWh <sup>1)</sup>	Partikel- anzahl in #/kWh <sup>1)</sup>	Datum <sup>2)</sup>
<i>Stufe I</i>						
$37 \leq P_N < 75$	9,2	1,3	6,5	0,85	-	Apr 1999
$75 \leq P_N < 130$	9,2	1,3	5,0	0,70	-	1999
$130 \leq P_N \leq 560$	9,2	1,3	5,0	0,54	-	1999
<i>Stufe II</i>						
$18 \leq P_N < 37$	8,0	1,5	5,5	0,8	-	2001
$37 \leq P_N < 75$	7,0	1,3	5,0	0,4	-	2004
$75 \leq P_N < 130$	6,0	1,0	5,0	0,3	-	2003
$130 \leq P_N \leq 560$	6,0	1,0	3,5	0,2	-	2002
<i>Stufe IIIA</i>						
$19 \leq P_N < 37$	7,5 (NO <sub>x</sub> + HC)		5,5	0,6	-	2007
$37 \leq P_N < 75$	4,7 (NO <sub>x</sub> + HC)		5,0	0,4	-	2008
$75 \leq P_N < 130$	4,0 (NO <sub>x</sub> + HC)		5,0	0,3	-	2007
$130 \leq P_N \leq 560$	4,0 (NO <sub>x</sub> + HC)		3,5	0,2	-	2006
<i>Stufe IIIB</i>						
$37 \leq P_N < 56$	4,7 (NO <sub>x</sub> + HC)		5,0	0,025	-	2013
$56 \leq P_N < 75$	3,3	0,19	5,0	0,025	-	2012
$75 \leq P_N < 130$	3,3	0,19	5,0	0,025	-	2012
$130 \leq P_N \leq 560$	2,0	0,19	3,5	0,025	-	2011
<i>Stufe IV</i>						
$56 \leq P_N < 130$	0,4	0,19	5,0	0,025	-	Okt 2014
$130 \leq P_N \leq 560$	0,4	0,19	3,5	0,025	-	2014
<i>Vorschlag der EU Kommission für Stufe V [29]</i>						
$0 < P_N < 8$	7,5 (NO <sub>x</sub> + HC)		8,0	0,4	-	2019
$8 \leq P_N < 19$	7,5 (NO <sub>x</sub> + HC)		6,6	0,4	-	2019
$19 \leq P_N < 37$	4,7 (NO <sub>x</sub> + HC)		5,0	0,015	$1 \times 10^{12}$	2019
$37 \leq P_N < 56$	4,7 (NO <sub>x</sub> + HC)		5,0	0,015	$1 \times 10^{12}$	2019
$56 \leq P_N < 130$	0,4	0,19	5,0	0,015	$1 \times 10^{12}$	2020
$130 \leq P_N \leq 560$	0,4	0,19	3,5	0,015	$1 \times 10^{12}$	2019
$P_N > 560$	3,5	0,19	3,5	0,045	-	2019

<sup>1)</sup> kWh = Kilowattstunde bezogen auf die geleistete Arbeit an der Kurbelwelle

<sup>2)</sup> Datum für das Inverkehrbringen, Typengenehmigung ein Jahr vorher (außer für  $130 \leq P_N \leq 560$ )

### 3.3.2 Abgasemissionen von Gasmotoren

In diesem Kapitel wird auf die Abgasemissionen von Motoren, die nach dem dieselmotorischen Prinzip arbeiten, und auf die Besonderheiten des Dual-Fuel-Betriebs eingegangen.

Wird ein nur aus C- und H-Atomen bestehender Brennstoff ( $C_xH_y$ -Brennstoff) vollständig ideal verbrannt, so enthält das Abgas nur die Komponenten Sauerstoff ( $O_2$ ), Stickstoff ( $N_2$ ), Kohlendioxid ( $CO_2$ ) sowie Wasserdampf ( $H_2O$ ). Bei realen dieselmotorischen Brennvorgängen kommt es aber zusätzlich zur Bildung teilverbrannter und unverbrannter Stoffe. Die gesetzlich limitierten Stoffe, die bei einer realen Verbrennung auftreten, sind Kohlenmonoxid (CO), unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), Stickstoffoxide ( $NO_x$ ) und Partikel. Die Bildung von CO, HC und  $NO_x$  ist in erster Linie vom Luftverhältnis  $\lambda$  und der damit gekoppelten Verbrennungstemperatur abhängig [67] [72]. Abgase aus Dieselmotoren werden seit 2012 als krebserregend für den Menschen eingestuft [49].

$CO_2$ , das einen der größten Bestandteile unter den Verbrennungsprodukten ausmacht, wird nicht als Schadstoff angesehen, da keine direkte Gefahr für die Gesundheit des Menschen besteht. Seine Umweltwirkung liegt vor allem in seinem Treibhausgaspotential. Um den  $CO_2$ -Ausstoß bei einer Verbrennung zu verringern, muss der Verbrauch reduziert oder ein Kraftstoff benutzt werden, der, bezogen auf seinen Heizwert, einen geringeren Kohlenstoffanteil aufweist [67]. Aufgrund des günstigeren C/H-Verhältnisses weist Erdgas gegenüber Benzin um etwa 25 % geringere  $CO_2$ -Emissionen bei der Verbrennung auf. Bei reiner Gasverbrennung liegen die Emissionen von CO,  $NO_x$  und langkettigen HC um bis zu 80 % niedriger als bei flüssigen Kraftstoffen [12].

#### 3.3.2.1 Kohlenwasserstoffe

Kohlenwasserstoffemissionen bei Dieselmotoren stammen aus Zonen, die nicht oder nicht vollständig von der Verbrennung erfasst werden. Die HC-Emissionen setzen sich aus unverbranntem oder teiloxidiertem Kraftstoff zusammen. Mögliche Entstehungsorte für HC-Emissionen bei Dieselmotoren sind vor allem der äußere Rand sowie der innere Bereich der Einspritzstrahlen, wo die Gemischzusammensetzung entweder zu fett oder zu mager ist. Weitere Quellen können ein Erlöschen der Verbrennungsflamme bei Annäherung an eine kalte Brennraumwand (wall quenching), aber auch ein Erlöschen im Kraftstoff-Luft-Gemisch (flame quenching) sein. Ein weiterer Ursprung kann an den Brennraumwänden angelagerter Brennstoff sein, der aufgrund zu niedriger Temperaturen nicht vollständig oxidiert. Auch ungewollte Nachspritzer sowie der aus dem Düsenackloch stammende Brennstoff nach Schließen der Düsennadel führen zu hohen HC-Emissionen [67] [72].

#### Besonderheiten des Dual-Fuel-Betriebs

Aufgrund der engen Zusammenhänge werden im Folgenden die Besonderheiten für HC- und CO-Emissionen bei Dual-Fuel-Motoren zusammen beschrieben.

Bei Dual-Fuel-Motoren kommt es im Teillastbereich zu erhöhten HC- und CO-Emissionen [59] [60] [82] [99]. Wie SCARELLI R. 2006 [91] beschreibt, resultiert dies vor allem daraus, dass im Teillastbereich durch meist fehlende Drosselung ein zu mageres Gemisch erzeugt wird. TESAREK 1982 [99] beschreibt, dass bei zu abgemagerten Gemischen im Teillastbereich der Großteil der freigesetzten Energie hauptsächlich aus dem Zündöl und dem es unmittelbar umgebenden Gas-Luft-Gemisch stammt. Nur sehr wenig Energie stammt aus dem restlichen, im Brennraum enthaltenen Gemisch. Durch diesen schlechten Ausbrand kommt es zu erhöhten CO- und HC-Emissionen des nur teilweise oxidierten gasförmigen Kraftstoffes.

FLIERL et al. 2011 [42] führen die erhöhten HC-Emissionen auf die gemischte homogen-inhomogen Verbrennung zurück. Weitere Quellen für hohe HC-Emissionen sind Spalträume und die Spülphase. Im Gegensatz zu normalen Dieselmotoren ist das angesaugte Gemisch ein Gas-Luft-Gemisch. Deshalb wird ein Teil des Kraftstoffes während der Kompression in die Spalträume gedrückt und nimmt nicht an der Verbrennung teil. Während der Spülphase kann es zu Überströmungen über das Abgasventil durch Ventilüberschneidungen kommen [41] [42] [55] [61] [99]. Vor allem bei turbogeladenen Motoren ist die Ventilüberschneidung problematisch.

Ab einem energetischen Anteil von 10 % CNG am Kraftstoffverbrauch konnten in Untersuchungen von DÜSSELDORF 2015 [25] Erhöhungen von CO- und HC-Emissionen beobachtet werden.

In den Untersuchungen von ABD ALLA et al. 2000 [1] und ABD ALLA et al. 2002 [2] wird der Einfluss der Variation des Zündzeitpunktes und der Zündölmenge untersucht. Durch frühere Zündung und höheren Zündöl-Einsatz verbessern sich die HC- und CO-Emissionen sowie der Wirkungsgrad, jedoch erhöhen sich die NO<sub>x</sub>-Emissionen. Höhere Zündölmengen bei hohen Lasten und eine frühere Einspritzung bei mittleren bis hohen Lasten führen zu Klopfen.

KARIM 2015 [59] und TESAREK 1982 [99] stellten fest, dass durch eine Erhöhung der Zündölmengen bzw. eine Anpassung der Einspritzung und eine großräumigere Verteilung des Zündöls, eine Verbesserung der CO- und HC-Emissionen erreicht werden kann. Durch eine frühere Einspritzung des Kraftstoffes kommt es zu einer besseren Durchmischung und Anwärmung des Gas-Luft-Gemisches, was zur vollständigeren Verbrennung und damit niedrigeren CO- und HC-Emissionen führt. Weitere Möglichkeiten zur Verbesserung des Teillastverhaltens von Dual-Fuel-Motoren bestehen darin, den gasförmigen Kraftstoff gezielt in unmittelbarer Nähe zum Zündöl in den Brennraum einzubringen [59]. Durch die Zugabe von Hilfskraftstoffen, wie Wasserstoff oder höheren Kohlenwasserstoffen, können ebenfalls Verbesserungen des Teillastverhaltens erreicht werden [59]. Darüber hinaus kann das Teillastverhalten auch durch reinen Dieselmotoren in einzelnen Zylindern verbessert werden [59].

### 3.3.2.2 Kohlenmonoxid

Das Kraftstoff-Luftverhältnis (Lambda) hat einen entscheidenden Einfluss auf die Kohlenmonoxidbildung während einer Verbrennung. Bei einem  $\lambda < 1$  kommt es immer zu einer unvollständigen Verbrennung, bei der CO entsteht. Mit zunehmendem Lambda nehmen die CO-Emissionen ab. Der Trend der abnehmenden CO-Emissionen hält bis zu einem Lambdawert von ca. 1,4 an. In sehr mageren Gemischen bei  $\lambda > 1,4$ , kommt es wieder zu erhöhten CO-Emissionen [67]. Weitere Einflussgrößen sind die Parameter Drall und Einspritzung, die sich auf die Gemischbildung und die CO-Emissionen auswirken. Motoren mit Vorkammern weisen aufgrund der guten Durchmischung von Kraftstoff und Ansaugluft häufig sehr niedrige CO-Emissionen auf. Bei Motoren, bei denen die Gemischbildung durch Verwirbelung im Brennraum erfolgt, sind die CO-Emissionen sehr drehzahlabhängig [72].

Ein Großteil der entstehenden CO-Emissionen wird im Verbrennungsverlauf zu  $\text{CO}_2$  oxidiert. Die Oxidation von CO ist stark von der Temperatur und dem Luftverhältnis Lambda abhängig [67].

Die Besonderheiten für HC- und CO-Emissionen bei Dual-Fuel-Motoren sind in Kapitel 3.3.2.1 beschrieben.

### 3.3.2.3 Stickstoffoxide

Die Summe aller während der Verbrennung gebildeten Stickstoffoxide wird als  $\text{NO}_x$  bezeichnet. Bei der dieselmotorischen Verbrennung werden hauptsächlich Stickstoffmonoxid NO und Stickstoffdioxid  $\text{NO}_2$  gebildet.  $\text{NO}_2$  entsteht bei der Oxidation von NO bei ausreichendem Sauerstoffangebot im Abgas. Der NO-Bildung während der Verbrennung liegen drei Mechanismen zugrunde. Der größte Anteil der  $\text{NO}_x$ -Emissionen (ca. 90 bis 95 %) wird mittels der Verbrennungsprodukte und des Luftstickstoffs bei hohen Temperaturen nach dem Zeldovich-Mechanismus gebildet. Der zweite NO-Bildungsmechanismus ist die Bildung von NO in der Flammenfront aus dem Luftstickstoff (Fenimore-Mechanismus), das sogenannte Prompt NO, was ca. 5 bis 10 % der  $\text{NO}_x$ -Emissionen ausmacht. Die Bildung von Brennstoff-NO, das aus dem im Brennstoff enthaltenen Stickstoff entsteht, kann bei der motorischen Verbrennung vernachlässigt werden, da derzeit übliche Brennstoffe kaum bzw. keine Stickstoffanteile aufweisen. [67] [72].

Derzeit hauptsächlich angewandte Verfahren zur Reduzierung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen basieren auf der Herabsetzung der Verbrennungstemperatur durch eine späte Einspritzung, Ladeluftkühlung sowie eine Abgasrückführung [72].

### Besonderheiten des Dual-Fuel-Betriebs

Im Dual-Fuel Betrieb werden geringere  $\text{NO}_x$ -Emissionen als im reinen Dieselmotorbetrieb erwartet. Nach KARIM 2015 [59] kommt es bei Dual-Fuel-Motoren in zwei Bereichen zur Stickstoffoxidemissionsbildung. Der überwiegende Teil der  $\text{NO}_x$ -Emissionen stammt, wie beim Dieselmotor, aus den Bereichen der Verbrennungsprodukte des Zündöls (Zeldo-

vich-Mechanismus). In diesen Bereichen kommt es zu höheren Temperaturen als im Rest des Brennraums. In geringerem Umfang entstehen weitere  $\text{NO}_x$ -Emissionen in unmittelbarer Umgebung der Verbrennungszonen der Zündöl-Einspritzungen. Das restliche im Brennraum vorhandene magere Gas-Luft-Gemisch trägt kaum zur Bildung von  $\text{NO}_x$ -Emissionen bei. Durch die Substitution des flüssigen Kraftstoffes werden somit die Bereiche, in denen es zur Verbrennung mit hohen Temperaturen und dadurch höheren  $\text{NO}_x$ -Emissionen kommt, reduziert. PAPAGINAKIS und HONTULAS 2003 [82] führen die  $\text{NO}_x$ -Reduzierung des Dual-Fuel-Betriebes auf eine weniger intensive Vorgemischverbrennung, eine Reduzierung der Temperatur durch eine höhere spezifische Wärmekapazität, eine langsamere Verbrennung und eine Reduzierung der Sauerstoffkonzentration zurück.

In mehreren Arbeiten sind die Einflüsse von Einspritzdauer, Einspritzzeitpunkt, Ansaugluftdrosselung und Abgasrückführung (AGR) in verschiedenen Kombinationen auf das Gesamtemissionsverhalten eines Dual-Fuel-Motors untersucht worden [1] [2] [17] [18] [25] [65]. Die wichtigsten Ergebnisse hinsichtlich der  $\text{NO}_x$ -Emissionen sind, dass eine nicht gekühlte AGR die besten Ergebnisse bezüglich Wirkungsgraderhöhung, PM-,  $\text{NO}_x$ - und HC-Emissionsreduzierung liefert. Wie beim Dieselmotor wird mit Steigerung der Abgasrückführtrate eine Senkung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen und eine Erhöhung der Partikel-Emissionen beobachtet. Eine Vorverlegung des Zündzeitpunktes auf  $13^\circ$  bis  $20^\circ$  Kurbelwellenwinkel (KW) vor Oberen Totpunkt (OT) führt zu höheren Wirkungsgraden, aber steigenden  $\text{NO}_x$ -Emissionen. Untersuchungen von SRINIVASAN et al. 2003 [96] zu einer extremen Verschiebung des Zündzeitpunktes auf  $45^\circ$  bis  $60^\circ$  KW OT und eine Reduzierung der Zündölmenge zeigen eine Verringerung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen auf sehr niedrige Niveaus.

### 3.3.2.4 Partikel

Nach MOLLENHAUER 1997 [72] sind Partikel: „Abgasbestandteile, die auf einen definierten Filter abgeschieden werden, wenn Diesellabgas, das mit reiner, gefilterter Luft auf eine Temperatur von höchstens 325 K ( $53^\circ\text{C}$ ) verdünnt wurde, durch das Filter gesaugt wird.“ Die aus der dieselmotorischen Verbrennung stammenden Partikel setzen sich zu ca. 95 % aus organischen (polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe und Ruß) und 5 % anorganischen Bestandteilen zusammen [67]. An den Rußpartikeln lagern sich mittels Adsorptionswirkung Sulfatverbindungen aus dem Kraftstoffschwefel, kondensiertes Wasser, organische lösliche Kohlenwasserstoffe, polare Stoffe sowie Abglühteilchen aus dem Motor an [72].

Zur Verringerung der Partikel-Emissionen werden von MOLLENHAUER 1997 [72] motorinterne Maßnahmen, neue Motorkonzepte, optimierte Dieselmotorkraftstoffe sowie Abgasnachbehandlung aufgeführt.

### Besonderheiten des Dual-Fuel-Betriebs

Der Dual-Fuel-Betrieb führt zu einer deutlichen Reduktion der Partikel-Emissionen [59]. Der Großteil der Partikel-Emissionen stammt aus dem Zündöl sowie verbranntem

Schmierstoff. Es wird von 77 % geringeren Partikel-Emissionen im Vergleich zum reinen Dieselbetrieb berichtet. Diese Reduktion resultiert aus dem verminderten Dieseleinsatz und der Erhöhung des Anteils gasförmigen Kraftstoffes [82].

Von FLIERL et al. 2009 [41] [42] wird beschrieben, dass mit steigendem Gasanteil die Partikelanzahl über die gesamte Größenverteilung abnimmt und sich das Spektrum der Verteilung nicht verschiebt. Bei OLOFSON et al. 2014 [79] gibt es hingegen keine signifikanten Unterschiede zwischen dem Diesel und dem Dual-Fuel-Betrieb.

Wie in 3.3.2.3 beschrieben, hat eine nicht gekühlte AGR die besten Ergebnisse hinsichtlich Wirkungsgraderhöhung, PM-, NO<sub>x</sub>- und HC-Emissionsreduzierung geliefert.

### 3.3.3 Abgasnachbehandlung

Zu den wichtigsten Abgasnachbehandlungssystemen von Dieselmotoren zählen Oxidationskatalysatoren, SCR-Systeme sowie Partikelfilter und Kombinationen daraus. Die Oxidation von unverbrannten gasförmigen Kraftstoffen zur HC-Schlupfminderung gilt bei Dual-Fuel-Motoren als große Herausforderung, da durch die 25-fach höhere Klimawirksamkeit von CH<sub>4</sub> gegenüber CO<sub>2</sub> [52] die Vorteile der CO<sub>2</sub>-Einsparungen schnell aufgehoben werden können [79]. Vor allem Erdgas und dessen Hauptbestandteil Methan hat sehr hohe Anforderungen an eine katalytische Nachbehandlung. Um eine zufriedenstellende Umsetzung zu erreichen, sind hohe Temperaturen notwendig, die sich aber meist negativ auf die Langlebigkeit der Katalysatoren auswirken [79]. In der Untersuchung von FLIERL et al. 2009 [41] wird empfohlen, dass aufgrund der geringen Katalysatorenaktivität der Dual-Fuel-Betrieb für einige Lastpunkte und die Warmlaufphase des Motors ausgesetzt wird.

DAISHO et al. 1995 [17] beschreibt, dass für die weitere Oxidation von unverbrannten Kohlenwasserstoffen Palladium Katalysatoren verwendet werden können. In den letzten Jahren gab es mehrere Untersuchungen zur Oxidation von Methan bzw. unverbrannten Kohlenwasserstoffen im Abgasstrom durch Katalysatoren [3] [11] [14] [15] [23] [39] [44] [56] [57] [90] [93] [105]. Ansätze zur Oxidation von Methan bei niedrigen Temperaturen wurden von CARGNELLO et al. 2012 [11] und OSMAN et al. 2016 [81] beschrieben. Durch eine spezielle Produktion des Katalysators können sehr hohe Umsatzraten von Methan bei niedrigen Temperaturen erreicht werden.

In der Untersuchung von DÜSSELDORF 2015 [25] konnte gezeigt werden, dass durch eine Reduktion der Luftmasse im Zylinder und der dadurch resultierenden Absenkung des Lambdawertes eine Verringerung des Methanschlupfes erreicht werden kann. Dies kann durch eine Ansaugluftdrosselung oder durch eine Abgasrückführung realisiert werden. In den Untersuchungen von DAISHO et al. 1995 [17] [18] konnte ebenfalls durch eine Ansaugluftdrosselung eine vollständigere und schnellere Verbrennung bei höherem Gasanteil festgestellt werden.

### 3.4 Biogas in Traktoren

Erste Versuche, Traktoren auf den Betrieb mit Biogas umzurüsten, wurden Anfang der 50er-Jahre des letzten Jahrhunderts durchgeführt [88] [94] [95]. In Abbildung 9 sind die ersten für den Einsatz mit Biogas umgerüsteten Traktoren dargestellt.

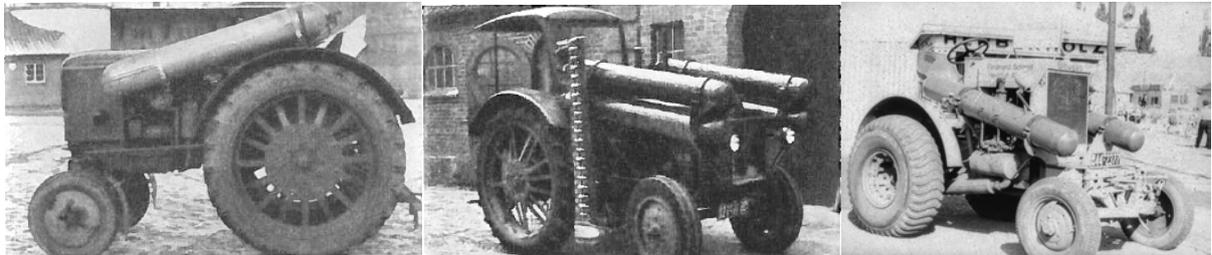


Abbildung 7: Biogastraktoren aus den 50er-Jahren [95] [4]

Diese wurden aber aufgrund der immer besser werdenden Versorgung mit flüssigen fossilen Kraftstoffen und dem vergleichsweise hohen Aufwand der Biogasbereitstellung wieder eingestellt. Nachdem die Ölkrise der 70er-Jahre die Abhängigkeit von fossilen Rohstoffimporten aufzeigte, wurden weitere Untersuchungen zu Biogastraktoren in Deutschland, der Schweiz, Frankreich und Italien durchgeführt [10] [38] [47] [54] [86] [109]. Eine große Herausforderung stellte dabei die Speicherung des gasförmigen Kraftstoffes an den Traktoren dar. Abbildung 8 zeigt Konzepte zur Unterbringung von Gastanks auf Traktoren. Zu sehen sind Konzepte zur Anbringung der Gastanks seitlich des Motors, auf dem Dach des Traktors sowie eine frontale Anordnung.

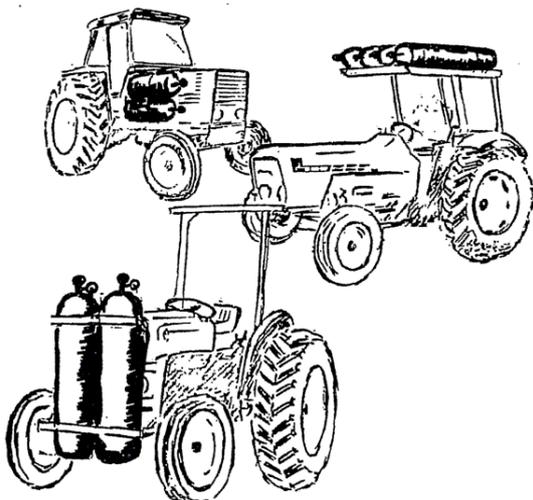


Abbildung 8: Konzepte zur Unterbringung der Gastanks an Traktoren aus FANKHAUSER und MOSER 1983 [38]

Bei einer Untersuchung in der Schweiz [38] wurden verschiedene motorische Konzepte, die einen Betrieb mit Biogas ermöglichen, untersucht. Abbildung 9 zeigt einen Deutz-Fahr 6507, der auf ein Zündstrahlmotorkonzept für den Betrieb mit Biogas umgerüstet wurde.



Abbildung 9: Deutz-Fahr 6507 Zündstrahl-Biogastraktor aus FANKHAUSER und MOSER 1983 [38]

Die Klöckner-Humboldt-Deutz AG untersuchte in Deutschland in Zusammenarbeit mit der Universität Hohenheim [10] die Umrüstung eines Dieselmotors auf einen reinen Gasmotor für einen Traktor. Hierfür wurden bei einem Deutz Typ D 6207 zusätzlich zu den äußeren Umbauten auch umfassende innermotorische Maßnahmen wie Anpassung der Kompressionsverhältnisse durch Austausch der Kolben und der Einbau von Zündkerzen durchgeführt.

In den letzten Jahren wurden von vier Herstellern Traktoren entwickelt, die mit Methan oder Erdgas betrieben werden können. Die Hersteller verfolgen dabei unterschiedliche Konzepte hinsichtlich Motorbrennverfahren und Unterbringung der Gastanks. Tabelle 4 gibt einen Überblick über die derzeitigen Prototypenmodelle sowie deren technischer Daten.

Die Universität Rostock und die Deutz AG entwickeln auf Basis eines Landmaschinendieselmotors einen monovalenten Gasmotor. In diesem Projekt sollen, neben der Anpassung an die speziellen Lastanforderungen einer Landmaschine, auch die Potenziale zur Einhaltung zukünftiger Emissionsgrenzwerte von Erdgasmotoren aufgezeigt werden [83]. Der neu entwickelte Gasmotor wurde in einen Deutz-Fahr Traktor integriert und befindet sich seit Ende 2015 im Praxiseinsatz [19].

Tabelle 4: Technische Daten von Methantraktoren im Prototypenstadium

Traktortyp	Motortyp	Zylinderanzahl / Hubraum in cm <sup>3</sup>	Nennleistung in kW / PS	Abgasstufe	Unterbringung Gastanks	Anzahl Gas-tanks	Tankvolumen Gas in l
Valtra N101 Hi Tech	Dual-Fuel Dieselmotor	4 / 4.397	54 / 73	IIIA	unterhalb der Kabine	3	200
Valtra T133 Hi Tech	Dual-Fuel Dieselmotor	6 / n. a.	104 / 141	IIIB	unterhalb der Kabine	3	170
Valtra N103	Dual-Fuel Dieselmotor	4 / n. a.	69 / 94	IIIB	unterhalb der Kabine	3	192
Valtra N103.4 Hi Tech	Dual-Fuel Dieselmotor	4 / 4.400	89 / 121	IIIB	n. a.	n. a.	n. a.
Valtra N113 Hi Tech	Dual-Fuel Dieselmotor	4 / 4.400	91 / 124	IIIB	n. a.	n. a.	n. a.
Valtra N123 Hi Tech	Dual-Fuel Dieselmotor	4 / 4.400	99 / 135	IIIB	unterhalb der Kabine	n. a.	192
Steyr 6195 CVT	Dual-Fuel Dieselmotor	6 / 6.600	n. a.	n. a.	ober- und unterhalb der Kabine und an Frontanbauten	5	500 bis 600
New Holland T6.140 Methan Power	Ottomotor, bivalent	4 / n. a.	100 / 135	IIIB	unterhalb der Kabine, an den Holmen	9	365 (und 15 l Benzin-tank)
Deutz-Fahr 5120C	Ottomotor, monovalent	4 / n. a.	89 / 121	n. a.	n. a.	7	236
Steyr Profi 4135 Natural Power	Ottomotor, monovalent	4 / 3.000	105 / 143	n. a.	unterhalb der Kabine, an den Holmen, im Dach	9	300
Traktornie Zavody Agromash 85TK Methan	Ottomotor, monovalent	4 / n. a.	63 / 85	n. a.	unterhalb der Kabine	6	365
Traktornie Zavody Agromash 30TK Methan	Ottomotor, monovalent	2 / n. a.	22 / 30	n. a.	n. a.	3	150

n.a.: nicht angegeben

**Aktuelle Untersuchung zu Dual-Fuel-Traktoren**

Untersuchungen zur Praxistauglichkeit und dem Emissionsverhalten von Dual-Fuel-Traktoren fanden im Auftrag der schwedischen Regierung zwischen 2012 und 2015 statt (Metandiesel Efter Konvertering av Arbetsmaskiner, oder Methane-diesel Retrofit of Non-Road Machinery; kurz MEKA-Projekt) [63]. Untersuchungsgegenstand waren drei Dual-Fuel-Traktoren des Landmaschinenherstellers Valtra. Dabei handelte es sich um zwei N101 Hi Tech und ein N 123 Hi Tech Modell. Die Traktoren kamen auf zwei Praxisbetrieben zum Einsatz und konnten dort ohne größere Probleme bei der alltäglichen Arbeit eingesetzt werden.

Im Rahmen des Projektes wurden auch Emissionsmessungen auf einem Traktorenprüfstand und im realen Einsatz mit einem PEMS-System (portable emission measurement system) durchgeführt. Am Traktorenprüfstand wurde der NRTC-Prüfzyklus (non road transient cycle) verwendet. Am Traktorenprüfstand wurden im Dual-Fuel-Betrieb geringere  $\text{NO}_x$ -Emissionen als im Dieselbetrieb festgestellt, während bei den PEMS-Messungen nur geringe Unterschiede beobachtet wurden. Die größten Differenzen wurden bei den Methanemissionen festgestellt, die im Dieselbetrieb auf sehr geringem Niveau und im Dual-Fuel-Betrieb deutlich erhöht waren. Auch zwischen den beiden Traktormodellen konnten hier deutliche Unterschiede verzeichnet werden. Die N101 Hi Tech Modelle hatten Methanemissionen von bis zu 20 g/kWh, während das weiterentwickelte N 123 Hi Tech Modell Werte von unter 1 g/kWh aufwies.

Wiederkehrende Emissionsmessungen im realen Einsatz deuten darauf hin, dass bei einem Traktor der Oxidationskatalysator alterte und daher höhere Methanemissionen festzustellen waren. Insgesamt kommen die Autoren zu dem Ergebnis, dass die Dual-Fuel-Technologie noch weiterentwickelt werden muss, um niedrige Emissionen gewährleisten zu können.

## 4 Material und Methoden

Im Folgenden werden der für die Untersuchung verwendete Traktor, die Datendokumentation im Feldtest, die Ausstattung des Traktorenprüfstandes, die verwendeten Prüfzyklen und wichtige Details zur Auswertung der Daten der Emissionsmessungen vorgestellt.

### 4.1 Traktor

Untersuchungsobjekt ist der Prototyp Valtra N101 Hi Tech Biomethantraktor (Abbildung 10), der in einer Vorserie vom Hersteller im Jahr 2013 auf den Markt gebracht wurde. Der Traktor verfügt über ein Common-Rail-Einspritzsystem und eine interne Abgasrückführung zur Verringerung der Stickstoffoxidemission. Der AGCO Sisu Power 44CTA Motor erfüllt die Anforderungen der Abgasstufe IIIA für den Dieselbetrieb. Für den Dual-Fuel-Betrieb erfolgt bisher aufgrund der fehlenden Rechtsgrundlage keine Typenprüfung. Die technischen Daten des Traktors sind in Tabelle 5 angegeben.



Abbildung 10: Valtra N101 Hi Tech (Dual-Fuel-Traktor); rechts mit abmontierter Verkleidung der Gastanks

Tabelle 5: Technische Daten des Valtra N101 Hi Tech Traktors

Traktortyp	Valtra N101 Hi Tech
Motortyp	AGCO Sisu Power 44CTA
Anzahl der Zylinder / Hubraum	4 / 4.397 cm <sup>3</sup>
Nennleistung (Dieselbetrieb)	81 kW / 110 PS
Einspritzsystem	Common-Rail
Baujahr	2012
Abgasstufe	IIIA
Gastanks	3
Tankvolumen Gas / Dieseläquivalent	200 l / 40 l
Getriebe	Lastschaltgetriebe

Abbildung 11 zeigt ein Schema des Kraftstoffsystems, welches für die Versorgung mit CNG bzw. Biomethan herstellereitig nachgerüstet wurde. Im Hochdruckbereich dieses Kraftstoffsystems befinden sich drei Gastanks für die Bevorratung, verschiedene Ventile, Druckmessstellen und ein Druckminderer am Übergang zum Niederdruckbereich. Im Niederdruckbereich strömt das CNG über einen Gasfilter und wird dann in die Ansaugluft injiziert. Das Gas-Luft-Gemisch wird vom Motor angesaugt und dort nach Einbringung des Zündöls (Diesel) verbrannt. Vor dem Gas-Injektor wurde in den Ansaugluftkanal eine Drosselklappe installiert, mit der das Gas-Luft-Verhältnis reguliert werden kann. Im reinen Dieselbetrieb ist die Drosselklappe immer geöffnet. Neben den Änderungen am Kraftstoffsystem wurde bei der Umrüstung in den Abgasstrang ein Oxidationskatalysator zur Minimierung der Methanemissionen, dem sogenannten Methanschluß, installiert.

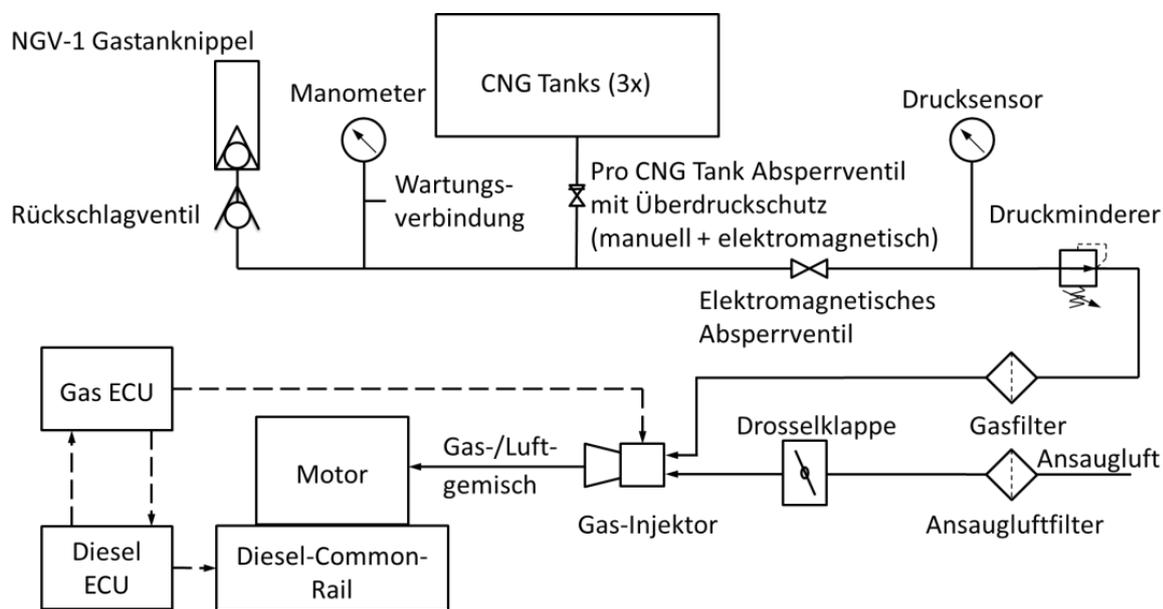


Abbildung 11: Gassystem Valtra N101 Hi Tech nach VALTRA 2015 [103]

## 4.2 Feldtest

Im Rahmen des Feldtests wurden wichtige Betriebsdaten in einem Betriebstagebuch protokolliert, Maschinendaten kontinuierlich aufgezeichnet sowie die Motoröl- und Kraftstoffqualität analysiert. In den nachfolgenden Kapiteln werden die während des Feldtests auf der Versuchsstation der Bayerischen Landesanstalt für Landwirtschaft (LfL) in Freising überwachten Parameter näher beschrieben.

### 4.2.1 Betriebsdaten

Zur Erfassung der Einsatzbedingungen, der Wartungs- und Instandhaltungsarbeiten sowie der auftretenden Störungen wird ein Maschinentagebuch geführt. Ergänzend dazu erfolgt ein regelmäßiger Informationsaustausch zwischen dem Betreiber und dem TFZ,

bei der die Praxiserfahrungen, mögliche Schwachstellen und Störungen dokumentiert werden.

Abbildung 12 zeigt einen Auszug aus dem Betriebstagebuch und in Tabelle 6 werden die darin aufgeführten Parameter näher erläutert.

 <b>Betriebstagebuch 2014</b>			Traktor: Valtra N101 H Kürzel: VA-F		Ort: Versuchsstation Freising						
Vor der Benutzung		Betrieb		Ereignisse und Besonderheiten							
Datum	Betriebsstunden	Ölstand mm über MIN	Arbeitsvorgang (Nr. eintragen)	Startverhalten	Motoröl (Liter) gewechselt	Motoröl (Liter) aufgefüllt	Getankte Menge / Diesel	Füllstand Erdgas	Füllstand Erdgas	Fehlercodes / Reparaturen / Sonstiges	Fahrer Unterschrift
03.02 (Mo)	.....h	.....mm	a:..... b:..... c:.....	<input type="checkbox"/> gut <input type="checkbox"/> mittel <input type="checkbox"/> schlecht <input type="checkbox"/> kein Start	<input type="checkbox"/> ja .....l	<input type="checkbox"/> ja .....l	.....l	.....kg	.....bar (Beginn) .....bar (Ende)	..... ..... .....	..... ..... .....
04.02 (Di)	.....h	.....mm	a:..... b:..... c:.....	<input type="checkbox"/> gut <input type="checkbox"/> mittel <input type="checkbox"/> schlecht <input type="checkbox"/> kein Start	<input type="checkbox"/> ja .....l	<input type="checkbox"/> ja .....l	.....l	.....kg	.....bar (Beginn) .....bar (Ende)	..... ..... .....	..... ..... .....
05.02 (Mi)	.....h	.....mm	a:..... b:..... c:.....	<input type="checkbox"/> gut <input type="checkbox"/> mittel <input type="checkbox"/> schlecht <input type="checkbox"/> kein Start	<input type="checkbox"/> ja .....l	<input type="checkbox"/> ja .....l	.....l	.....kg	.....bar (Beginn) .....bar (Ende)	..... ..... .....	..... ..... .....
06.02 (Do)	.....h	.....mm	a:..... b:..... c:.....	<input type="checkbox"/> gut <input type="checkbox"/> mittel <input type="checkbox"/> schlecht <input type="checkbox"/> kein Start	<input type="checkbox"/> ja .....l	<input type="checkbox"/> ja .....l	.....l	.....kg	.....bar (Beginn) .....bar (Ende)	..... ..... .....	..... ..... .....
07.02 (Fr)	.....h	.....mm	a:..... b:..... c:.....	<input type="checkbox"/> gut <input type="checkbox"/> mittel <input type="checkbox"/> schlecht <input type="checkbox"/> kein Start	<input type="checkbox"/> ja .....l	<input type="checkbox"/> ja .....l	.....l	.....kg	.....bar (Beginn) .....bar (Ende)	..... ..... .....	..... ..... .....
08.02 (Sa)	.....h	.....mm	a:..... b:..... c:.....	<input type="checkbox"/> gut <input type="checkbox"/> mittel <input type="checkbox"/> schlecht <input type="checkbox"/> kein Start	<input type="checkbox"/> ja .....l	<input type="checkbox"/> ja .....l	.....l	.....kg	.....bar (Beginn) .....bar (Ende)	..... ..... .....	..... ..... .....
09.02 (So)	.....h	.....mm	a:..... b:..... c:.....	<input type="checkbox"/> gut <input type="checkbox"/> mittel <input type="checkbox"/> schlecht <input type="checkbox"/> kein Start	<input type="checkbox"/> ja .....l	<input type="checkbox"/> ja .....l	.....l	.....kg	.....bar (Beginn) .....bar (Ende)	..... ..... .....	..... ..... .....

1) Arbeitsvorgänge:

1) Pflug	2) Grubber	3) Scheibenegge	4) Straßentransport	5) Düngestreuer	6) Feldspritze	7) Kreiselegge	8) Sämaschine
9) Ballenpresse	10) Mähwerk	11) Schwader/Wender	12) Ladewagen	13) Güllewagen	14) Miststreuer	15) Frontlader	16)

Abbildung 12: Betriebstagebuch des Biomethantraktors

Für das Datenmanagement wird eine Datenbank, basierend auf Microsoft Excel mit VBA, verwendet. In der Datenbank werden die gesamten Informationen des Feldtests eingegeben und verwaltet. Monatlich werden die Eintragungen der Betriebstagebücher sowie die Ergebnisse der Motorölanalysen eingepflegt. Außerdem werden die Betriebserfahrungen aus den Gesprächen mit den Maschinennutzern erfasst. Die automatisierte Auswertung ermöglicht es, schneller auf eventuelle Störungen oder Probleme aufmerksam zu werden und entsprechend darauf reagieren zu können.

*Tabelle 6: Parameter im Betriebstagebuch zur Dokumentation des Praxiseinsatzes auf dem LfL-Versuchsbetrieb*

Parameter	Erläuterung
Betriebsstunden	Zu Beginn eines Arbeitstages wird der Stand des Betriebsstundenzählers eingetragen, um die Verteilung der Traktorarbeitszeit zu ermitteln.
Motorölstand	Der Motorölstand wird bei der täglichen Inbetriebnahme von der unteren Einkerbung des Ölmesstabes bis zum Ölstand ermittelt.
Arbeitsvorgänge	Insgesamt 15 gängige landwirtschaftliche Arbeitsvorgänge bzw. Arbeitsgeräte können über Nummerncodes eingetragen werden. Zudem können sonstige Arbeitsvorgänge ergänzt werden. Bei unterschiedlichen Arbeitsvorgängen an einem Tag werden die drei überwiegenden Tätigkeiten eingetragen und zu gleichen Teilen auf die Arbeitszeit angerechnet.
Startverhalten	Das Startverhalten des Motors wird bewertet und einer von 4 Bewertungsklassen zugeordnet: gut = der Start erfolgte zügig mit einem Versuch mittel = stark verzögerter Start oder zwei Versuche erforderlich schlecht = es werden mehr als zwei Versuche benötigt kein Start = es war kein Start möglich
Betriebsstoffe	Die getankten Gaskraftstoff- und Dieselmotorkraftstoffmengen dokumentieren den Verbrauch des Traktors. Weiterhin werden Zeitpunkt und Mengen von Motorölnachfüllungen und der Ölwechsel erfasst.
Fehlermeldungen Wartungsarbeiten Reparaturen Sonstiges	Auffälligkeiten, Reparaturen, Fehlermeldungen und Wartungsarbeiten werden dokumentiert und dienen primär zur Beurteilung der Störanfälligkeit.

#### 4.2.2 Elektronische Datenaufzeichnung

Die elektronische Datenerfassung besteht aus einem Datenlogger (Vector GL 2000) in der Fahrerkabine und einem GPS-Sender (G-Star IV) außerhalb der Fahrerkabine (Abbildung 13).

Durch den Datenlogger werden kontinuierlich Betriebsdaten in Form von CAN-Signalen erfasst. Für die reibungslose Erfassung der Daten wurde vom Hersteller eine Datenbankdatei (dbc-File) zur Verfügung gestellt, die neben Zustandsdaten wie Drehzahl, Drehmoment, Geschwindigkeit usw. auch die Erfassung gasrelevanter Daten (z. B. Gasverbrauch, Gasversorgungsdruck) erlaubt.

Durch den Einsatz des GPS-Senders ist es möglich, die zurückgelegten Wege auf den bewirtschafteten Feldern zu erfassen.

Durch Gegenüberstellung der Betriebsdaten aus dem Maschinentagebuch, der CAN-Datenerfassung sowie der GPS-Daten lassen sich unterschiedliche landwirtschaftliche Arbeiten bestimmten Betriebszuständen zuordnen.

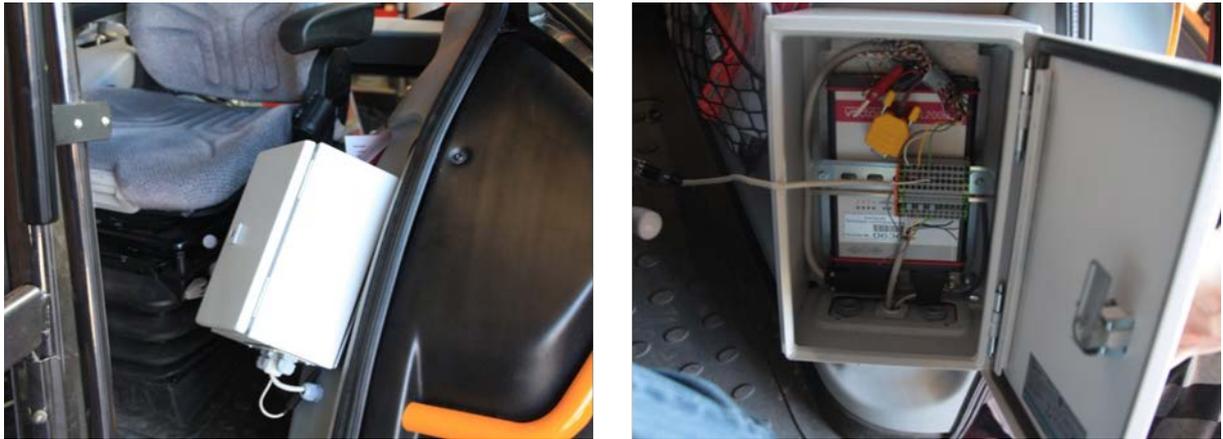


Abbildung 13: Datenlogger (Vector GL 2000) in der Fahrerkabine

### 4.2.3 Motorölqualität

Für den Versuchstraktor wird das vom Hersteller empfohlene Motoröl Valtra Engine CR 10W – 40 verwendet. Die Motorölqualität wird wiederkehrend alle 50 Bh untersucht, um Aussagen zum Motorölzustand treffen zu können. Darüber hinaus können anhand der Analysen Rückschlüsse auf übermäßigen Verschleiß gezogen werden.

Ein Motorölwechsel wird durchgeführt, wenn das Motoröl laut Analyse nicht mehr in einem betriebstauglichen Zustand ist oder die Laufzeit des Motoröls über 500 Bh beträgt.

Eine Auswahl der untersuchten Parameter und der dabei verwendeten Analysemethoden sind in Tabelle 7 dargestellt. Die Probenentnahme erfolgt über den Motoröleinfüllstutzen mit einer Handpumpe und einem Schlauch.

Tabelle 7: *Ausgewählte Untersuchungsparameter zur Beurteilung der Motorölqualität und verwendete Analyseverfahren*

Untersuchungsparameter	Prüfverfahren
Rußgehalt	DIN 51452
Verschleißmetalle (z. B. Kupfer, Eisen, Aluminium)	DIN 51363-1
Additive (z. B. Phosphor, Magnesium)	DIN 51363-1
Total Acid Number (TAN)	ASTM D 664
i-pH-Wert	ASTM D7946
Total Base Number (TBN)	DIN ISO 3771
Kinematische Viskosität (40 °C und 100 °C)	ASTM 7279

Zusätzlich zu den üblichen Testparametern wird für den Dual-Fuel-Traktor der i-pH-Wert untersucht. Nach OELCHECK 2016 [76] wird der i-pH-Wert wie folgt definiert und bestimmt:

„Bei dem i-pH-Wert handelt es sich um den initial pH oder auch Anfangs-pH. Der i-pH wird für Öle aus Gasmotoren, die mit Gasen aus regenerativen Quellen betrieben werden benötigt, da der gebräuchliche pH-Wert in Ölen nicht bestimmt werden kann. Die Bestimmung erfolgt mit einem Titrator über eine elektrochemische Reaktion. Außerdem kann mittels der BN eines Öls nicht für alle Säuren, die beim Betrieb von Gasmotoren ins Öl gelangen können, eine Aussage über das Neutralisiervermögen getroffen werden. Hier liefert der i-pH-Wert zusätzliche Informationen über die Belastung eines Gebrauchttöles mit korrosiv wirkenden Säuren.“

#### **4.2.4 Kraftstoffe im Feldtest**

Während des Feldtests wird handelsüblicher Diesel nach DIN EN 590 sowie gasförmiger Kraftstoff nach DIN 51624 [21] verwendet.

Die Betankung mit gasförmigem Kraftstoff erfolgt auf einer ca. 6 km von der Versuchstation entfernten Tankstelle. An dieser Tankstelle wird CNG mit einem Biomethananteil von 50 % angeboten. Die Zusammensetzung des Kraftstoffes wird anhand von monatlichen Daten des Erdgasnetzbetreibers ermittelt.

### **4.3 Traktorenprüfstand**

Die Abgasemissionsmessungen werden am Abgasprüfstand des Technologie- und Förderzentrums (TFZ) durchgeführt. Der Prüfstand ist konzipiert für die Messung von gasförmigen Abgaskomponenten und Partikel-Emissionen von Traktormotoren in eingebautem Zustand. Die Emissionsmessungen am Prüfstand erfolgen in Anlehnung an ISO 8178 [20] [53]. Die Versuchsaufbauten sind ausführlich beschrieben in EMBERGER et al. 2013 [26] und THUNEKE et al. 2009 [100]. Abbildung 14 zeigt eine Übersicht des Prüfstandes.

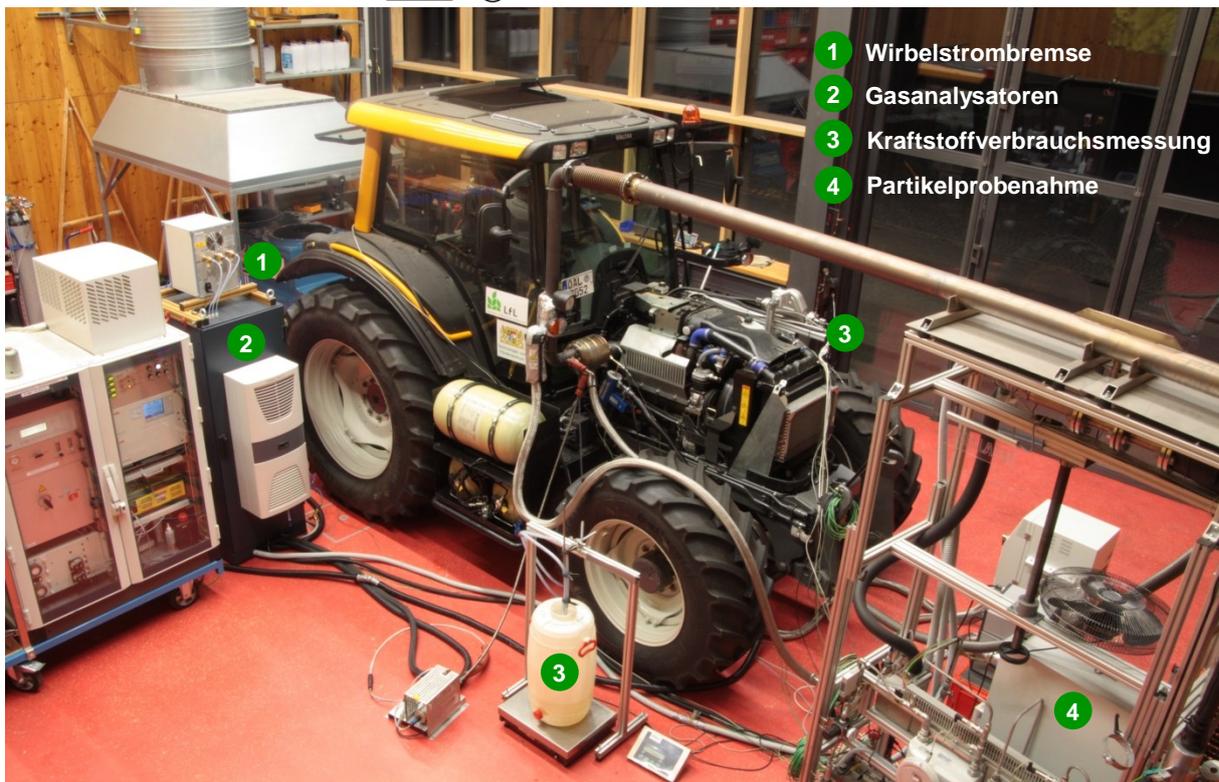
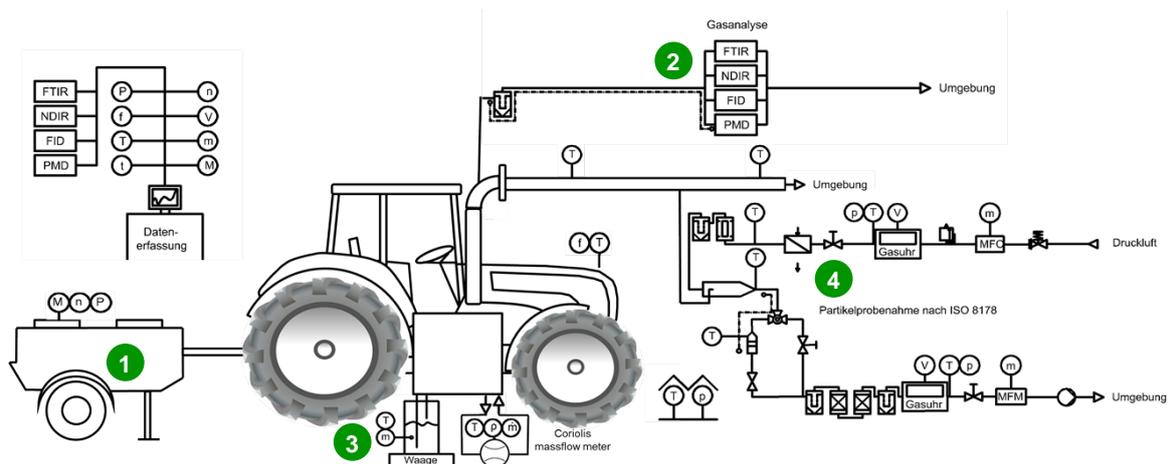


Abbildung 14: Schematischer Aufbau (oben) und Foto (unten) des Traktorenprüfstandes

#### 4.3.1 Bestimmung von Motorleistung, Motordrehzahl und Kraftstoffverbrauch

Die Bestimmung der Motorleistung und Motordrehzahl nach Richtlinie 2000/25/EG [31] bzw. ISO 8178 [53] erfolgt üblicherweise an einem Motorenprüfstand direkt an der Kurbelwelle des Motors. In dieser Untersuchung werden die Abgasemissionen des sich in Betrieb befindlichen Traktors getestet, daher ist eine Bestimmung der Motorleistung im ausgebauten Zustand nicht möglich. Am Prüfstand des Technologie- und Förderzentrums wird die Zapfwellenleistung nach OECD Code 2 bestimmt. Nach dieser Richtlinie soll keine Korrektur der Zapfwellenleistung hinsichtlich Atmosphärendruck und Umgebungstemperatur vorgenommen werden. Auch nach Richtlinie 2000/25/EG [31] bzw. ISO 8178 [53] ist die unkorrigierte Motorenleistung bei der Auswertung der Ergebnisse

heranzuziehen, jedoch werden Bedingungen für die Gültigkeit der Prüfung gestellt. Nach ISO 8178 [53] wird der Faktor  $f_a$  zur Überprüfung der Gültigkeit der Umgebungsbedingungen definiert:

$$f_a = \left(\frac{99}{p_s}\right)^{0,7} \cdot \left(\frac{T_a}{298}\right)^{1,2} \quad (4.1)$$

$f_a$       atmosphärischer Faktor

$p_s$       atmosphärischer Druck in kPa

$T_a$       Umgebungstemperatur in K

Nach ISO 8178 [53] ist eine Prüfung der Abgasemissionen gültig, wenn die Bedingung  $0,93 \leq f_a \leq 1,07$  erfüllt wird. Alle Messungen im Rahmen dieser Arbeit bewegen sich in diesem Gültigkeitsbereich.

Die Zapfwelldrehzahl und das Zapfwelldrehmoment werden mit einer luftgekühlten Wirbelstrombremse (EGGERS PT 301 MES, max. 340 kW, Auflösung 0,1 kW) über eine Gelenkwelle an der Heckzapfwelle des Traktors gemessen. Aus den gemessenen Werten wird die Zapfwellenleistung und mit der Übersetzung zwischen Motordrehzahl und Zapfwelldrehzahl die Motordrehzahl, das äquivalente Motordrehmoment sowie die Motorleistung berechnet.

Der Dieselverbrauch des Versuchstraktors wird gravimetrisch über eine Waage (Mettler-Toledo Tischwaage KB60.2, max. 60 kg, Ablesbarkeit 1 g) erfasst. Dazu wird das Kraftstoffsystem am Tank aufgetrennt und Kraftstoffvorlauf- und Kraftstoffrücklaufschlauch so verlegt, dass es zu keiner Wandberührung des Versuchskraftstoffbehälters kommt, um eine Ergebnisverfälschung durch zusätzlichen Krafteintrag zu vermeiden. Das Gewicht des Behälters samt Kraftstoff wird kontinuierlich erfasst (Abbildung 15) und dadurch der Verbrauch bestimmt.



Abbildung 15: Aufbau zur Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs mittels Wägung

Der Prüfstand des TFZ verfügt über eine kontinuierliche Versorgung mit gasförmigem Kraftstoff zur Messungen des Versuchstraktors. Diese wird von einem Gasflaschenbündel gespeist (200 bar Erdgas H). Nach einer Druckminderung des Gases wird es über ein Rohrsystem zum Prüfstand weitergeleitet, wo es über einen Tankschlauch an den NGV – 1 Gastanknippel des Traktors angeschlossen wird (Abbildung 16). Der Vordruck der Gasversorgung wird dabei so gewählt, dass ein kontinuierlicher Betrieb des Traktors möglich ist.



Abbildung 16: Gasversorgungsstation (links); angeschlossener Tankschlauch an den Versuchsschlepper (rechts)

Um den Verbrauch des gasförmigen Kraftstoffs zu messen, wird ein Coriolis-Massflowmeter verwendet (Krohne OPTIMAS 6400C, Messgenauigkeit  $\pm 1\%$  vom Messwert, Abbildung 17). Durch das gewählte Messprinzip ist es neben der direkten Messung des Massenstromes auch möglich, die Temperatur und die Dichte des eingesetzten Kraftstoffes zu überprüfen und so Rückschlüsse auf dessen Zusammensetzung

zu ziehen. Das Messgerät wird im Niederdruckteil des Traktorgaskraftstoffsystems nach dem Gasfilter eingebaut, um möglichen Gefährdungen des Messgerätes durch Verschmutzungen vorzubeugen.



Abbildung 17: Coriolis-Massflowmeter im Prüfstands Aufbau

#### 4.3.2 Gasanalyse

Für die Bestimmung der gasförmigen Emissionen wurde ein System, bestehend aus einer Kombination von Analysatoren, verwendet. Vor der Abgasnachbehandlung kommen ein Nicht-Dispersives-Infrarot-Spektroskop (NDIR) sowie ein Chemolumineszenz-Detektor (CLD) und ein Flammenionisations-Detektor (FID) zum Einsatz. Nach der Abgasnachbehandlung wird ein Gasanalysesystem des Herstellers AVL verwendet. Das Gerät besteht aus einem Fourier-Transformations-Infrarot-Spektroskop (FTIR), einem Flammenionisationsdetektor (FID) sowie einem paramagnetischen Detektor (PMD). Übersicht über die technischen Daten der Messgeräte zur Analyse der gasförmigen Abgasbestandteile gibt Tabelle 8. Alle Messwerte werden kontinuierlich mit einer Frequenz von einem Hertz erfasst und mithilfe des Datenerfassungssystems (LabVIEW™) aufgezeichnet.

**Tabelle 8:** Technische Daten der Messgeräte zur Analyse der gasförmigen Abgasbestandteile bei den Emissionsmessungen an den Messstellen zwischen Motor und Abgasnachbehandlung (vor AGN) und nach der Abgasnachbehandlung (nach AGN)

Messgröße	Messgerät/Hersteller	Messprinzip/Messverfahren
<b>Messstelle vor der AGN</b>		
CO <sub>2</sub>	AO 2020 Fa. ABB	Nicht-Dispersives-Infrarot-Spektroskop (NDIR)
CO	AO 2020 Fa. ABB	Nicht-Dispersives-Infrarot-Spektroskop (NDIR)
NO <sub>x</sub> <sup>1)</sup>	CLD 822 Mhr Fa. EcoPhysics	Chemolumineszenzdetektor (CLD)
HC <sup>2)</sup>	ThermoFID Fa. M & A GmbH AO 2020	Flammenionisationsdetektor (FID)
<b>Messstelle nach der AGN</b>		
CO <sub>2</sub>		
CO		
NO		Fourier-Transformations-Infrarot-Spektroskop (FTIR)
NO <sub>2</sub>		
N <sub>2</sub> O	SESAM 4	
NH <sub>3</sub>	Fa. AVL Emission Test Systems	
CH <sub>4</sub>		
Formaldehyd		
HC <sup>2)</sup>		Flammenionisationsdetektor (FID)
O <sub>2</sub>		Paramagnetischer Detektor (PMD)

<sup>1)</sup> NO<sub>x</sub> = NO + NO<sub>2</sub>

<sup>2)</sup> Summe der flüchtigen organischen Verbindungen; Messung im heißen Abgas

### 4.3.3 Partikelmassebestimmung

Am Prüfstand des Technologie- und Förderzentrums werden die Partikelmasse-Emissionen diskontinuierlich nach den Vorgaben der Richtlinie 97/68/EG [30] bzw. ISO 8178 [53] im verdünnten Abgas erfasst.

Bei der Messung nach Richtlinie 97/68/EG [30], welche im Wesentlichen auf der ISO 8178 [53] beruht, wird aus dem Abgasstrom ein Teilgasstrom entnommen. Der Teilgasstrom wird über ein Übertragungsrohr in den Verdünnungstunnel geleitet. Über die Zufuhr von Verdünnungsluft wird der verdünnte Abgasstrom unmittelbar über dem Filterhalter auf Temperaturen zwischen 42 und 52 °C eingestellt. Die Verdünnungsluft erfüllt die Druckluftklasse 1.4.1 nach ISO 8573. Das Verdünnungsluftvolumen wird über einen Massendurchflussregler (Bürkert 8711, Messgenauigkeit ± 1 %) gemessen und in Verbindung mit der Prüfstandssoftware geregelt. Die zugeführte Verdünnungsluft wird über einen Wärmetauscher auf Temperaturen zwischen 20 und 30 °C konditioniert und an-

schließlich über einen Aktivkohlefilter (Riegler, FA 33 K) und über einen Mikrofilter (Riegler, FM 33 K, Borosilikat-POM, Filterfeinheit 0,01  $\mu\text{m}$ , Wirkungsgrad 99,999 %) weiter aufbereitet.

Die Partikelabscheidung erfolgt in einem Filtergehäuse durch ein im Abstand von 17 mm hintereinander angeordnetes Filterpaar (Hauptfilter und Nachfilter). Zur Abscheidung dienen teflonbeschichtete Glasfaserfilter (Pall Life Sciences, Emfab<sup>TM</sup> Filters, TX40HI20WW, 47 mm Durchmesser) mit einem Abscheidegrad von 99,9 % Dioctylphthalat (DOP 0,3  $\mu\text{m}$ ). Nach der Partikelabscheidung wird das verdünnte Abgas getrocknet und gefiltert, bevor die Abgasmasse über einen Massendurchflussmesser (Bürkert 8701, Messgenauigkeit  $\pm 1$  %) erfasst wird.

Alle Temperaturen, Drücke und Volumina werden kontinuierlich mithilfe des Datenerfassungssystems (LabVIEW<sup>TM</sup>) aufgezeichnet.

#### 4.3.4 Partikelanzahlbestimmung (PN)

Die Erfassung der Partikelanzahl erfolgt mit einem „electrical-sensing mobility spectrometer“ [62]. Verwendet wird ein Differential Spektrometer DMS 500 der Firma Cambustion Limited. Mit dem Messgerät wird die Partikelgrößenverteilung in den Motorabgasen gemessen und daraus die Partikelanzahl bestimmt. Der Messbereich des Spektrometers liegt bei 5 nm bis 1.000 nm und die Partikelanzahlkonzentration  $dN/d\log D_p$  wird über diesen Bereich in 38 Größenklassen erfasst. Die Auswertungssoftware des Messgerätes ermöglicht eine Unterscheidung in Nukleations- und Akkumulationspartikel. Eine ausführliche Beschreibung der Funktionsweise findet sich in RAEVELL et al. 2002 [85], BISKOS et al. 2005 [6], SYMONDS et al. 2007 [98] sowie in E TTL et al. 2016 [27].

Die Probennahme erfolgt sowohl vor als auch nach der Abgasnachbehandlung, wobei während eines Messpunktes eines 8-Phasen-Zyklus in regelmäßigen Zeitabständen zwischen den Messstellen gewechselt wird. In Abbildung 18 ist die Anbringung der Messsonden dargestellt.

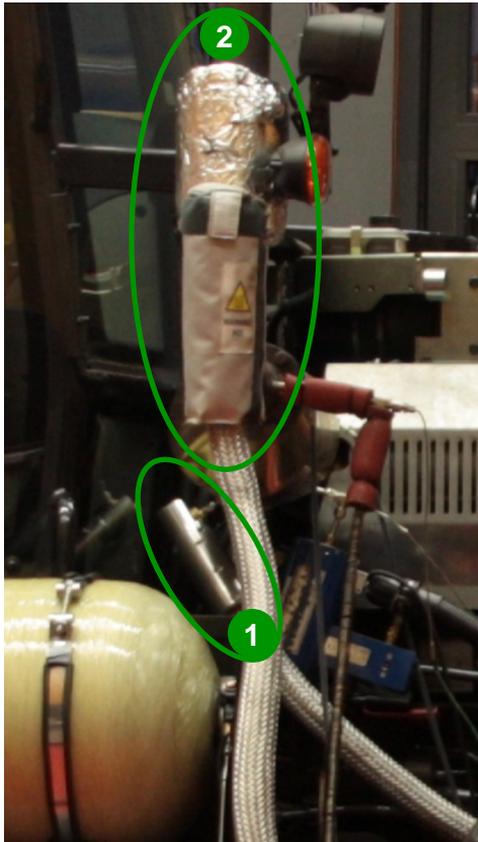


Abbildung 18: Anbringung der DMS-Messsonden vor (1) und nach der AGN (2)

#### 4.3.5 Prüfzyklus für Emissionsmessungen

Im Rahmen dieser Untersuchungen werden die Messungen in Anlehnung an die EU-Richtlinie 2000/25/EG [31] und 97/68/EG [30] für Traktormotoren bis Abgasstufe IIIA nach dem genannten Non-Road-Steady-Cycle (NRSC) durchgeführt. Dieser Prüfzyklus entspricht dem C1-Zyklus (8-Phasen-Zyklus) der ISO 8178-4 [20]. Dieser stationäre Prüfzyklus wird vom Gesetzgeber für die Prüfung von Motoren landwirtschaftlicher Zugmaschinen über alle Abgasstufen vorgeschrieben.

Der Prüfzyklus besteht aus acht Prüfphasen, die in einer festgelegten Reihenfolge einzustellen sind. Bei den ersten vier Prüfphasen wird die vom Hersteller angegebene Nenndrehzahl angefahren und unterschiedliche Leistungsniveaus eingestellt. Für die nächsten drei Prüfphasen wird eine Zwischendrehzahl angefahren, die dort liegt, wo der Motor sein höchstes Drehmoment besitzt. Liegt das höchste Drehmoment jedoch bei unter 60 % der Nenndrehzahl, so wird die Zwischendrehzahl bei 60 % der Nenndrehzahl festgelegt, liegt es bei mehr als 75 % werden 75 % der Nenndrehzahl als Zwischendrehzahl definiert. Bei den Zwischendrehzahlprüfphasen werden ebenfalls verschiedene Leistungen eingestellt. Die letzte Prüfphase des Prüfzyklus ist der Leerlaufbetriebspunkt.

Bei der Berechnung der spezifischen Emissionen über einen Prüfzyklus fließen die Messwerte aus den einzelnen Prüfphasen mit unterschiedlicher Gewichtung in das Endergebnis ein. Tabelle 9 gibt einen Überblick zu den Vorgaben des C1-Prüfzyklus nach

ISO 8178-4 [20]. In Abbildung 19 sind die Prüfphasen schematisch im Motorenkennfeld eingezeichnet.

Tabelle 9: C1-Prüfzyklus nach ISO 8178-4 [20]

Prüfphase	1	2	3	4	5	6	7	8
Drehzahl	Nenn- drehzahl	Nenn- drehzahl	Nenn- drehzahl	Nenn- drehzahl	Zwischen- drehzahl	Zwischen- drehzahl	Zwischen- drehzahl	Leer- lauf
Last	100 %	75 %	50 %	10 %	100 %	75 %	50 %	0 %
Wichtungsfaktor	0,15	0,15	0,15	0,10	0,10	0,10	0,10	0,15

Für die Verweildauer in der jeweiligen Prüfphase wird nach ISO 8178-4 [20] ein Mindestzeitraum von zehn Minuten angegeben. Bei Emissionsmessungen am Gesamtsystem Traktor reicht dieser Mindestzeitraum allerdings nicht aus, um in allen Prüfphasen ein stabiles Emissionsbild zu erreichen.

Aus diesem Grund wird bei der Durchführung der Messung eine einheitliche Verweildauer der einzelnen Prüfphasen definiert, bevor mit der Partikelprobenahme (Einzelfiltermethode für jede Prüfphase nach ISO 8178-1 [53]) begonnen wird. Die Partikel werden über einen Zeitraum von zehn Minuten pro Prüfphase gesammelt, um die für jede Prüfphase nach ISO 8178-1 [53] empfohlene Filterbeladung zu erreichen.

In Tabelle 10 sind für jede Prüfphase die angefahrenen Drehzahlen sowie die Verweildauer auf den einzelnen Prüfphasen vor den Partikelprobenahmen und die Partikelprobenahmedauer aufgeführt. Zur Auswertung der gasförmigen Abgasbestandteile werden gemäß den Vorgaben der ISO 8178-4 [20] die Messwerte der letzten drei Minuten der jeweiligen Prüfphase herangezogen.

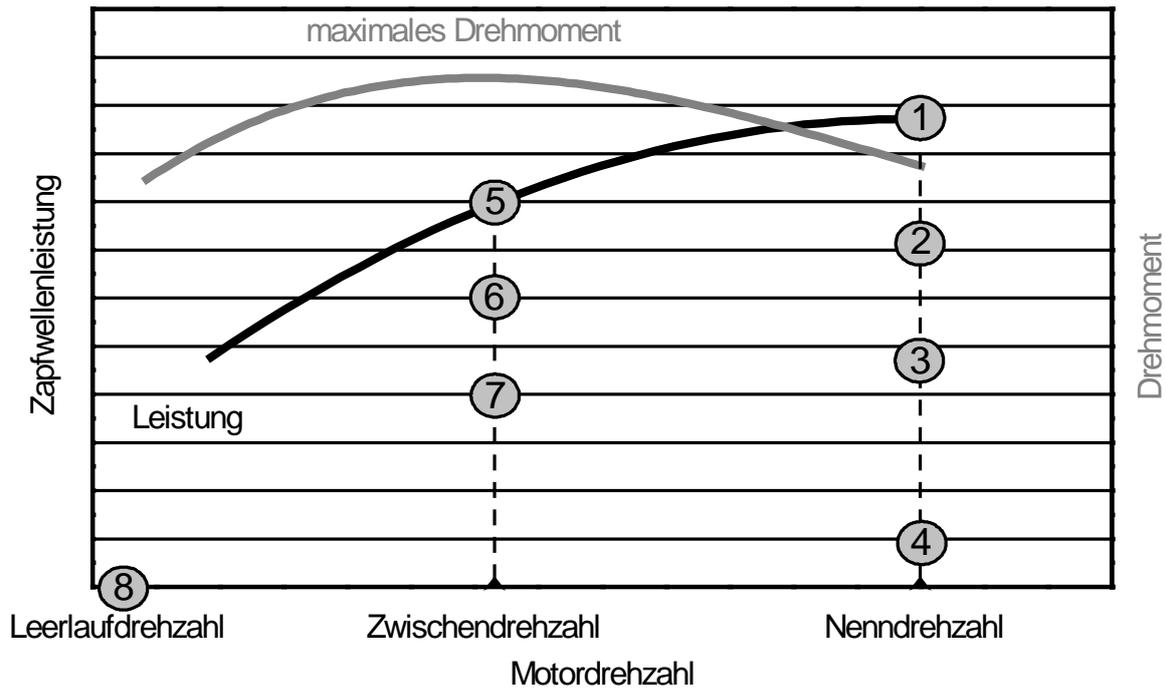


Abbildung 19: Schematische Darstellung der acht Prüfphasen des C1-Prüfzyklus nach ISO 8178-4 [20]

Tabelle 10: Eingestellte Drehzahlen, Verweildauer vor der Partikelprobenahme sowie Partikelprobenahmedauer im Prüfzyklus für den Valtra N101 Hi Tech

Prüfphase	Eingestellte Drehzahl in $\text{min}^{-1}$	Verweildauer vor Partikelprobenahme in min	Partikelprobenahme- dauer in min
1	2.200	30	10
2	2.200	6	10
3	2.200	6	10
4	2.200	10	10
5	1.500	15	10
6	1.500	10	10
7	1.500	10	10
8	650	10	10

#### 4.3.6 Kennfeldmessungen

Zur besseren Abschätzung des Emissions- und Betriebsverhaltens des Versuchsschleppers wurden neben dem gesetzlichen Prüfzyklus weitere Messungen bei verschiedenen Betriebspunkten im Motorkennfeld des Traktors durchgeführt. Hierfür wurden zum Zeitpunkt 550 Bh 78 Betriebspunkte in Doppelbestimmung untersucht (Abbildung 20).

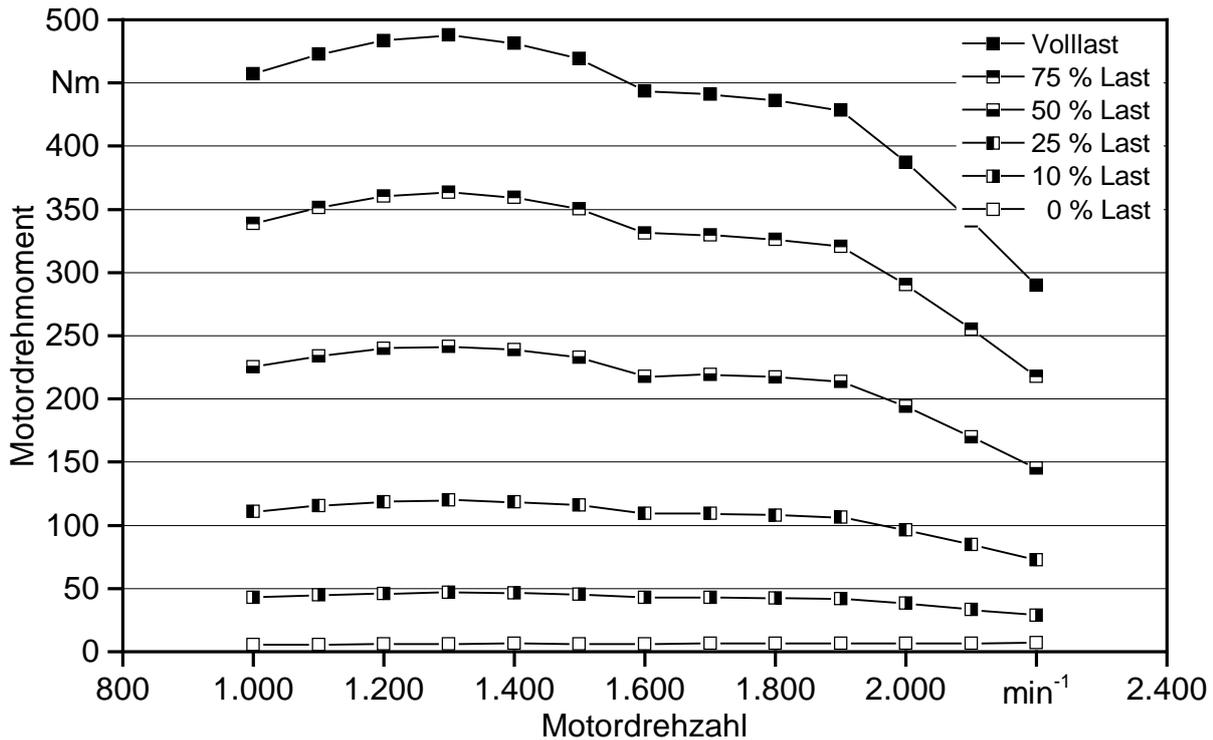


Abbildung 20: Untersuchte Messpunkte im Motorkennfeld des Valtra N101 Hi Tech im Dual-Fuel-Betrieb bei 550 Bhp

Verschiedene prozentuale Abstufungen der Volllastkurve wurden für eine möglichst vollständige Abdeckung des Motorkennfeldes angefahren. Der Traktor verbleibt dabei für fünf Minuten auf jedem Messpunkt. Die ersten zwei Minuten dienen zur Stabilisierung des Motorbetriebs und während der verbleibenden drei Minuten erfolgt die Aufnahme der Leistungs-, Emissions- und Verbrauchswerte.

Die Darstellung der Ergebnisse erfolgt in Form von Muscheldiagrammen, um einen Überblick über das Gesamtverhalten des Traktors zu erhalten und mögliche Schwachstellen bzw. Bereiche für Optimierungen auszumachen. Diese Diagramme werden mit Hilfe der Software OriginPro 9.1 durch Iterationsverfahren erstellt.

#### 4.3.7 Versuchskraftstoffe

Am Traktorenprüfstand werden im Rahmen des Vorhabens Referenzdieselmotorkraftstoff und Erdgas der Qualität H eingesetzt.

Der verwendete Referenzdiesel mit der Qualität CEC RF 06 03 wird in mehreren parallel laufenden Projekten für Referenzmessungen genutzt und genügt den Anforderungen nach 97/68/EG [30] für Typgenehmigungen für Motoren der Abgasstufen IIIB und IV.

Die Zusammensetzung des am Traktorenprüfstand eingesetzten Erdgases ist in Tabelle 11 aufgeführt. Die Zusammensetzung beruht auf den Monatsdurchschnittsanalysen des

GB Bezirks OGR Eschenfelden, Reko. Es erfüllt die Anforderungen an die DIN 51624 [21], die den Einsatz von gasförmigen Kraftstoffen regelt.

Tabelle 11: Zusammensetzung gasförmiger Prüfkraftstoff

Gaskomponenten	Symbol	Molare Zusammensetzung in mol %
Kohlenstoffdioxid	CO <sub>2</sub>	0,21
Stickstoff	N <sub>2</sub>	0,5598
Methan	CH <sub>4</sub>	96,8517
Ethan	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	2,0362
Propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,2350
2-Methylpropan	i-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,0468
n-Butan	n-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,0395
2-Methylbutan	i-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,0069
n-Pentan	n-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,0045
n-Hexan	n-C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0,0088
2,2-Dimethylpropan	Neo-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,0008
Sauerstoff	O <sub>2</sub>	0,0000

#### 4.4 Anpassung der Auswertung der Emissionsmessergebnisse für Dual-Fuel-Betrieb

Die Auswertung und Angabe der Ergebnisse der Emissionsmessungen erfolgt im Wesentlichen nach der ISO 8178. Da die Verwendung von zwei Kraftstoffen als Prüfkraftstoff nicht vorgesehen ist, sind zum Teil erweiterte Berechnungsmethoden anzuwenden. Die von der Richtlinie abgewandelten Berechnungsmethoden und deren Herleitung werden im Folgenden beschrieben.

##### 4.4.1 Abgasmassenstrom

Nach ISO 8178 Anlage A Abschnitt 3.2.3.1 [53] kann der Abgasmassenstrom durch eine Kohlenstoffbilanz über den Massenstrom des eingesetzten Kraftstoffes und seiner gravimetrischen Zusammensetzung sowie der Abgaszusammensetzung und der Umgebungsfeuchte berechnet werden (4.2):

$$q_{mew} = q_{mf} \cdot \left( \left( \frac{w_C \cdot w_C \cdot 1,4}{\left( \frac{1,4 \cdot w_C + w_H \cdot 0,08936 - 1}{f_c} \right) \cdot \frac{1}{1,293} + f_{fd}} + w_H \cdot 0,08936 - 1 \right) \cdot \left( 1 + \frac{H_a}{1000} \right) + 1 \right) \quad (4.2)$$

$q_{mew}$	Abgasmassenstrom, feucht in kg/h
$q_{mf}$	Gesamtkraftstoffmassenstrom (Mittelwert je Prüfphase) in kg/h
$f_c$	Kohlenstofffaktor (-)
$f_{fd}$	Kraftstoffspezifischer Faktor zur Abgasberechnung, trocken (-)
$w_C$	Gravimetrischer Kohlenstoffanteil im Gesamtkraftstoff in %
$w_H$	Gravimetrischer Wasserstoffanteil im Gesamtkraftstoff in %
$H_a$	Absolute Feuchtigkeit der Ansaugluft in g/kg

Im Unterschied zur Berechnung nach ISO 8178 [53] ist es notwendig zu berücksichtigen, dass zwei Kraftstoffmassenströme auftreten. Der zur Berechnung verwendete Gesamtkraftstoffmassenstrom setzt sich aus der gasförmigen und flüssigen Kraftstoffzufuhr zusammen (4.3):

$$q_{mf} = q_{gas} + q_{liq} \quad (4.3)$$

$q_{mf}$	Gesamtkraftstoffmassenstrom (Mittelwert je Prüfphase) in kg/h
$q_{gas}$	Kraftstoffmassenstrom gasförmig (Mittelwert je Prüfphase) in kg/h
$q_{liq}$	Kraftstoffmassenstrom flüssig (Mittelwert je Prüfphase) in kg/h

Der Kohlenstofffaktor, der in Gleichung (4.2) verwendet wird, setzt sich aus den gemessenen kohlenstoffhaltigen Abgaskomponenten und dem CO<sub>2</sub>-Gehalt der Ansaugluft zusammen (4.4):

$$f_c = (c_{CO_2d} - c_{CO_2ad}) \cdot 0,5441 + \frac{c_{COd}}{18522} + \frac{c_{HCw}}{17355} \quad (4.4)$$

$c_{CO_2d}$	CO <sub>2</sub> -Konzentration im Abgas, trocken in %
$c_{CO_2ad}$	CO <sub>2</sub> -Konzentration in der Umgebung, trocken in %
$c_{COd}$	CO-Konzentration im Abgas, trocken in ppm
$c_{HCw}$	HC-Konzentration im Abgas, feucht in ppm

Die Faktoren  $f_{fw}$  und  $f_{fd}$  sind nach ISO 8178 [53] kraftstoffspezifische Faktoren, die der Volumenänderung bei der Verbrennung des Kraftstoffs mit Luft Rechnung tragen. Dabei bezieht sich  $f_{fw}$  auf das feuchte und  $f_{fd}$  auf das trockene Abgas. Diese Faktoren werden auf Basis der Elementarzusammensetzung des Kraftstoffs nach Formel (4.5) und (4.6) bestimmt:

$$f_{fw} = 0,055594 \cdot w_H + 0,0080021 \cdot w_N + 0,0070046 \cdot w_O \quad (4.5)$$

$$f_{fd} = f_{fw} - w_H \cdot 0,11118 \quad (4.6)$$

$f_{fd}$	Kraftstoffspezifischer Faktor zur Abgasberechnung, trocken (-)
$w_N$	Gravimetrischer Stickstoffanteil im Gesamtkraftstoff in %
$w_O$	Gravimetrischer Sauerstoffanteil im Gesamtkraftstoff in %
$f_{fw}$	Kraftstoffspezifischer Faktor zur Abgasberechnung, feucht (-)

Nach ISO 8178-1 Anlage E [53] sind typische Werte für Diesel  $f_{fd} = -0,7504$  und Erdgas  $f_{fd} = -0,9139$ .

Die gravimetrischen Elementarzusammensetzungen für die Einzelkraftstoffe sind bekannt. Da im Dual-Fuel-Betrieb zwei Kraftstoffe gleichzeitig zum Einsatz kommen, ist für die korrekte Berechnung des Abgasmassenstromes  $q_{mew}$  nach (4.2) notwendig, dass die Zusammensetzung der beiden Kraftstoffe bei der Verbrennung berücksichtigt wird. Die Berechnung der Elementarzusammensetzung erfolgt in Verbindung mit den gemessenen Kraftstoffverbräuchen nach Formel (4.7) bis (4.11).

$$w_H = w_{Hgas} \cdot \frac{q_{gas}}{q_{gas} + q_{liq}} + w_{Hliq} \cdot \frac{q_{liq}}{q_{gas} + q_{liq}} \quad (4.7)$$

$$w_C = w_{Cgas} \cdot \frac{q_{gas}}{q_{gas} + q_{liq}} + w_{Cliq} \cdot \frac{q_{liq}}{q_{gas} + q_{liq}} \quad (4.8)$$

$$w_N = w_{Ngas} \cdot \frac{q_{gas}}{q_{gas} + q_{liq}} + w_{Nliq} \cdot \frac{q_{liq}}{q_{gas} + q_{liq}} \quad (4.9)$$

$$w_S = w_{Sgas} \cdot \frac{q_{gas}}{q_{gas} + q_{liq}} + w_{Sliq} \cdot \frac{q_{liq}}{q_{gas} + q_{liq}} \quad (4.10)$$

$$w_O = w_{Ogas} \cdot \frac{q_{gas}}{q_{gas} + q_{liq}} + w_{Oliq} \cdot \frac{q_{liq}}{q_{gas} + q_{liq}} \quad (4.11)$$

$w_S$  Gravimetrischer Schwefelanteil im Gesamtkraftstoff in %

Die Zusammensetzung des gasförmigen Kraftstoffes wird in der Regel in Molprozent der Einzelgase angegeben (Tabelle 11). Eine Umrechnung zur Elementarzusammensetzung in Masseprozent ist daher erforderlich. Hierfür wird die jeweilige Stoffmenge eines Elements (H, C, N, O, S) eines Teilgases durch die Gesamtstoffmenge des Teilgases dividiert und mit seinem molaren Anteil am Gesamtgas verrechnet. Die Gesamtsumme wird mit der entsprechenden molaren Masse multipliziert und durch die gesamte Molmasse des gasförmigen Kraftstoffes geteilt (4.12) – (4.16):

$$w_{Hgas} = \frac{M_H \cdot \sum \left( \frac{n_{H,n}}{n_n} \cdot x_n \right)}{M_{gas}} \quad (4.12)$$

$$w_{Cgas} = \frac{M_C \cdot \sum \left( \frac{n_{C,n}}{n_n} \cdot x_n \right)}{M_{gas}} \quad (4.13)$$

$$w_{Sgas} = \frac{M_S \cdot \sum \left( \frac{n_{S,n}}{n_n} \cdot x_n \right)}{M_{gas}} \quad (4.14)$$

$$w_{Ngas} = \frac{M_N \cdot \sum \left( \frac{n_{N,n}}{n_n} \cdot x_n \right)}{M_{gas}} \quad (4.15)$$

$$w_{Ogas} = \frac{M_O \cdot \sum \left( \frac{n_{O,n}}{n_n} \cdot x_n \right)}{M_{gas}} \quad (4.16)$$

$n_{H,n}$	Stoffmenge der Wasserstoffatome des n-ten Teilgases in mol
$n_{C,n}$	Stoffmenge der Kohlenstoffatome des n-ten Teilgases in mol
$n_{S,n}$	Stoffmenge der Schwefelatome des n-ten Teilgases in mol
$n_{N,n}$	Stoffmenge der Stickstoffatome des n-ten Teilgases in mol
$n_{O,n}$	Stoffmenge der Sauerstoffatome des n-ten Teilgases in mol
$n_n$	Gesamtstoffmenge des n-ten Teilgases in mol
$x_n$	Molarer Anteil des n-ten Teilgases in mol/mol
$M_H$	Molare Masse von Wasserstoff in g/mol
$M_C$	Molare Masse von Kohlenstoff in g/mol
$M_S$	Molare Masse von Schwefel in g/mol
$M_N$	Molare Masse von Stickstoff in g/mol
$M_O$	Molare Masse von Sauerstoff in g/mol
$M_{gas}$	Gesamte Molmasse des gasförmigen Kraftstoffes in g/mol

Die gesamte Molmasse des gasförmigen Kraftstoffes setzt sich nach (4.17) aus den elementaren Molmassen zusammen:

$$M_{gas} = M_H \cdot \sum (N_{H,n} \cdot x_n) + M_C \cdot \sum (N_{C,n} \cdot x_n) + M_S \cdot \sum (N_{S,n} \cdot x_n) + M_N \cdot \sum (N_{N,n} \cdot x_n) + M_O \cdot \sum (N_{O,n} \cdot x_n) \quad (4.17)$$

Die Berechnungen (4.2) – (4.11) müssen für jeden Betriebspunkt einzeln durchgeführt werden, da sich bei dem untersuchten Traktor der Anteil an Gas und Dieselkraftstoff last- und drehzahlabhängig ändert.

#### 4.4.2 Massenströme der Abgaskomponenten

Der Massenstrom des Schadstoffes wird gemäß ISO 8178 Teil 1 Abschnitt 14.5.1.1 [53] mit Hilfe des Abgasmassenstroms, der Konzentration des Schadstoffes im Abgas und dem Dichteverhältnis zwischen Abgas und Schadstoff nach Formel (4.18) bestimmt.

$$q_{mgas} = u_{gas} \cdot c_{gas} \cdot q_{mew} \quad (4.18)$$

$q_{mgas}$	Schadstoffmassenstrom in kg/h
$u_{gas}$	Verhältnis der Dichte der Schadstoffkomponente zum Abgas (-)
$c_{gas}$	Konzentration der Schadstoffkomponente in ppm
$q_{mew}$	Abgasmassenstrom, feucht in kg/h

Das Dichteverhältnis  $u_{gas}$  wird für die Abgaskomponenten  $NO_x$  und CO nach Gleichung (4.19) und (4.20) berechnet, die Dichte der jeweiligen Schadstoffkomponente wird aus Tabelle 7 der ISO 8178-1 entnommen.

$$u_{gas} = \frac{\rho_{gas}}{\rho_e \cdot 1000} \quad (4.19)$$

$$\rho_e = \frac{1000 + H_a + 1000 \cdot \left(\frac{q_{mf}}{q_{mad}}\right)}{773,4 + 1,2434 \cdot H_a + f_{fw} \cdot 1000 \cdot \left(\frac{q_{mf}}{q_{mad}}\right)} \quad (4.20)$$

$\rho_{\text{gas}}$	Dichte der Schadstoffkomponente in $\text{kg/m}^3$
$\rho_e$	Dichte des Abgases in $\text{kg/m}^3$
$H_a$	Absolute Feuchtigkeit der Ansaugluft in $\text{g/kg}$
$q_{\text{mf}}$	Gesamtkraftstoffmassenstrom (Mittelwert je Prüfphase) in $\text{kg/h}$
$q_{\text{mad}}$	Ansaugluftmassenstrom, trocken in $\text{kg/h}$
$f_{\text{fw}}$	Kraftstoffspezifischer Faktor zur Abgasberechnung, feucht (-)

Für die HC-Emissionen ist in der ISO 8178 [53] keine Dichte angegeben, da diese abhängig vom verwendeten Kraftstoff ist. Zur Berechnung der HC-Massenströme werden daher die in der Tabelle 7 der ISO 8178 [53] gelisteten Dichteverhältnisse  $u_{\text{gas}}$  für Erdgas und Dieselkraftstoff herangezogen. Für den Dual-Fuel-Betrieb wird festgestellt, dass sämtliche entstehende HC-Emissionen zu 100 % aus dem gasförmigen Kraftstoff stammen. Deshalb wird in diesem Betriebsmodus  $u_{\text{gas}}$  für Erdgas für die Berechnung der Massenströme herangezogen. Im reinen Dieselbetrieb wird das Dichteverhältnis für Dieselkraftstoff verwendet. In Vorversuchen wurde festgestellt, dass die HC-Emissionen im Dual-Fuel-Betrieb deutlich höher liegen als im Dieselkraftstoffbetrieb. Die alleinige Verwendung des Dichteverhältnisses von Erdgas im Dual-Fuel-Betrieb erscheint somit gerechtfertigt.

#### 4.4.3 Nutzungsgrad des gasförmigen Kraftstoffes

Die Substitution flüssigen Kraftstoffes durch den gasförmigen Kraftstoff ist eines der Hauptziele des Dual-Fuel-Betriebes. Im Dual-Fuel-Betrieb kommt es unter ungünstigen Bedingungen zu unvollständigen Verbrennungen und Methanschlupf. Der Nutzungsgrad ( $\eta_{\text{gas}}$ ) soll zur Bewertung dienen, in welchen Bereichen ein Gaseinsatz im Dual-Fuel-Betrieb für diesen Traktor sinnvoll erscheint.

Für die Berechnung des Nutzungsgrades des eingesetzten gasförmigen Kraftstoffes wird eine vereinfachte Annahme getroffen. Wie auch bei der Abgasmassenstromberechnung für den HC-Massenstrom wird angenommen, dass sämtliche sich im Abgasmassenstrom befindliche Kohlenwasserstoffe aus dem gasförmigen Kraftstoff stammen.

Basierend darauf werden die HC-Massenströme im Abgas mit den eingesetzten gasförmigen Kraftstoffmengen verglichen, um daraus den Nutzungsgrad des gasförmigen Kraftstoffes zu bestimmen (4.21):

$$\eta_{gas} = 1 - \frac{q_{mHC}}{q_{gas}} \quad (4.21)$$

$\eta_{gas}$	Nutzungsgrad gasförmiger Kraftstoff (-)
$q_{mHC}$	Massenstrom HC-Emissionen im Abgas (Mittelwerte je Prüfphase) in kg/h
$q_{gas}$	Kraftstoffmassenstrom gasförmig (Mittelwert je Prüfphase) in kg/h

Der Massenstrom  $q_{mHC}$  wird mittels der Gleichung (4.18) für HC-Emissionen bestimmt.

#### 4.4.4 Grenzwertberechnung nach einem Entwurf der Europäischen Kommission

Wie in Kapitel 3.3.1 beschrieben, sollen nach einem Entwurf der Europäischen Kommission die Emissionsgrenzwerte für Dual-Fuel-Motoren angepasst werden. Danach soll der Grenzwert nach Gleichung (3.4) in Abhängigkeit vom GEV bestimmt werden. Das anzuwendende GEV ist abhängig von den verwendeten Prüfzyklen zur Emissionsbestimmung. Im Fall des Versuchstraktors der Abgasstufe IIIA wäre somit das durchschnittliche GEV des stationären 8-Phasen-Zyklus ausschlaggebend. Aus dem Entwurf ist jedoch nicht zu entnehmen, ob das GEV für die einzelnen Prüfpunkte gewichtet werden soll, wie dies beispielsweise für die Bewertung der Emissionen vorgeschrieben ist, oder ob keine Gewichtung vorgenommen werden soll. Die Berechnung wird daher exemplarisch sowohl mit einem gewichteten GEV als auch einem ungewichteten GEV durchgeführt [28] [29]:

$$GEV_m = \frac{\sum GEV_i}{8} \quad (4.22)$$

$$GEV_g = \sum GEV_i \cdot x_i \quad (4.23)$$

$GEV_m$	Mittleres GEV über alle Prüfphasen (-)
$GEV_i$	GEV der i-ten Prüfphase (-)
$GEV_g$	Gewichtetes GEV über alle Prüfphasen (-)
$x_i$	Wichtungsfaktor der i-ten Prüfphase (-)

Die GEV werden nach Gleichung (3.3) bestimmt. Der leistungsspezifische Faktor  $A$  zur Berechnung des GEV ist für die Abgasstufe des Versuchsschleppers nicht vorgegeben. Für die weitere Berechnung wird der für die Abgasstufe V vorgeschlagene Wert von  $A = 1,10$  verwendet. Mit den GEV aus den Messungen während der Versuchslaufzeit

---

ergibt sich ein gewichteter Grenzwert von  $HC_g = 0,65 \text{ g/kWh}$  und ein ungewichteter Wert von  $HC_m = 0,70 \text{ g/kWh}$ .

Nach dem Entwurf wird bei einem Summengrenzwert für  $NO_x$  und HC der Grenzwert um  $0,19 \text{ g/kWh}$  reduziert und gilt nur noch für die  $NO_x$ -Emissionen. Im Fall der Versuchsmaschine läge unter diesen Annahmen der neue Grenzwert für  $NO_x$  somit bei  $3,81 \text{ g/kWh}$ .

#### **4.5 Gesamtzustandsbewertung**

Eine Befundung der gasrelevanten Komponenten des Traktors wurde am Ende des Projektzeitraumes durchgeführt. Bei der Befundung wurden alle gasführenden Teile einer visuellen Untersuchung auf Verschleiß, Beschädigungen oder sonstige Auffälligkeiten unterzogen. Ebenso wurden das Abgasnachbehandlungssystem sowie der Gesamtzustand des Traktors untersucht und dokumentiert.



## 5 Ergebnisse und Diskussion

Im folgenden Kapitel werden die Ergebnisse aus dem Feldtest und den Untersuchungen am Traktorenprüfstand vorgestellt und diskutiert.

### 5.1 Feldtest

Im Folgenden werden die Einsatzbedingungen sowie die Qualität und der Verbrauch von Betriebsstoffen der Traktoren aufgezeigt. Ferner erfolgt eine Darstellung von Störungen und Reparaturen.

#### 5.1.1 Betriebsverhalten

Der Prototyp Valtra N101 Hi Tech Biomethantraktor befand sich von Juni 2014 bis März 2016 im Praxiseinsatz. Bis März 2016 war der Traktor 590 Betriebsstunden bei einem anfänglichen Betriebsstundenzählerstand von 30 Bh im Einsatz. Dabei wurden 450 Bh im Feldtest am Betrieb der LfL und 140 Bh am Traktorenprüfstand des TFZ geleistet. Der Traktor wurde während des Feldtests überwiegend im Dual-Fuel-Betrieb betrieben. Falls der Gastank leergefahren war, wurde auf 100 % Dieselpetrieb umgeschaltet. Auf mehrere Fahrten an einem Tag zur ca. 6 km vom Betrieb entfernten Gastankstelle wurde aus arbeitsorganisatorischen Gründen verzichtet. Die Umschaltung auf reinen Dieselpetrieb bei aufgebrauchtem Gasvorrat erfolgt automatisch. Die Arbeitsaufteilung in der Versuchslaufzeit setzt sich laut Betriebstagebuch überwiegend aus Mäharbeiten, Straßen-transport sowie Prüfstandsuntersuchungen zusammen. Diese drei Arbeiten machen zusammen ca. 80 % der Betriebsstunden aus (Abbildung 21). Die restlichen Arbeiten wie Schwaden, Pflügen, Grubbern, Saatbettbereitung, Düngen, Pflanzenschutz und sonstige Arbeiten machen zusammen weniger als 20 % der Einsatzzeit aus.

Im Juni 2015 wurde die Gas-ECU durch den Hersteller Valtra ausgetauscht. Nach dem Tausch konnten aufgrund von Kommunikationsproblemen zwischen der neuen Gas-ECU und dem CAN-Datenloggersystem keine Daten aufgezeichnet werden. Diese Fehlfunktion konnte erst im Dezember 2015 behoben werden.

Trotz des Ausfalls der Datenaufzeichnung konnten für die drei Hauptarbeiten die jeweilige Gas-Energie-Verhältnisse (GEV) bestimmt werden. Das mittlere GEV wird über die verbrauchten Kraftstoffmengen des Versuchszeitraumes berechnet. Während der Prüfstandsmessungen wurde das GEV parallel auf Basis der CAN-Daten und des Kraftstoffverbrauchs berechnet. Dabei zeigte sich eine gute Übereinstimmung, sodass die Daten trotz unterschiedlicher Datenbasis vergleichbar sind.

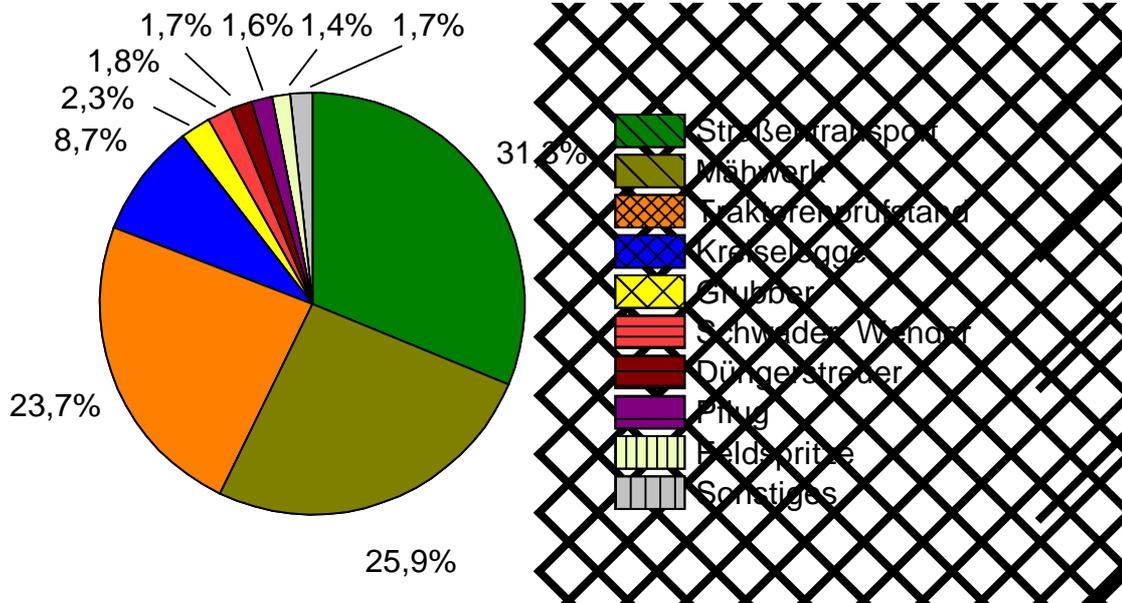


Abbildung 21: Verteilung der mit dem Valtra N101 Hi Tech durchgeführten Arbeiten (Stand: 620 Bh, März 2016)

Anhand der dokumentierten Verbräuche von Diesel und CNG zeigt sich, dass je nach Art der verrichteten Arbeit und deren Lastprofil signifikant unterschiedliche GEV erreicht werden (Abbildung 22).

Für Mäharbeiten mit Zufahrt zum Feld wurde mit durchschnittlich 44 % das höchste GEV ermittelt. Für Straßenfahrten liegt das GEV im Mittel bei 15 %, wohingegen am Traktorenprüfstand ein mittleres GEV von ca. 22 % gemessen wurde. Über die gesamte Versuchslaufzeit (inklusive Traktorenprüfstand) wurde ein mittleres GEV von 28 % errechnet. Die unterschiedlich hohen GEV der verschiedenen Traktorarbeiten resultieren aus deren spezifischen Lastprofilen. Die angegebenen Gas-Energie-Verhältnisse beziehen sich ausschließlich auf Arbeitszeiten im Dual-Fuel-Betrieb und beinhalten nicht die Arbeiten bei 100 % Dieselbetrieb. Im MEKA-Projekt [63] wurde für einen baugleichen Traktor am Traktorenprüfstand unter Verwendung des NRTC Prüfzyklus ein mittleres GEV von 38 % ermittelt. Bei den PEMS-Messungen wurde ein mittleres GEV von bis zu 58 % erreicht. Im alltäglichen Praxisbetrieb wurde ein GEV von 30 % bis 40 % erzielt. Im Vergleich zu den hier betrachteten mobilen Anwendungen liegt das typische GEV bei stationär betriebenen Zündstrahlmotoren bei über 90 %. Das niedrigere GEV des Traktors ist auf die deutlich schwierigere Optimierung bei transienten Einsatzbedingungen zurückzuführen. Ein hohes GEV wird angestrebt, um eine möglichst hohe Treibhausgas- und Kraftstoffkosteneinsparung zu erzielen, andererseits wiederum begrenzen Faktoren wie Methanschlepp oder Klopfen das GEV.

Nach einer Optimierung des GEV im November 2014 durch eine Anpassung der Gas-ECU, konnte in ersten Tests am Traktorenprüfstand des TFZ ein höheres GEV beobachtet werden. Im weiteren Verlauf des Feldtests sowie bei den folgenden Messungen am

Traktorenprüfstand zeigten sich keine gravierenden Änderungen der GEV-Werte für die verrichteten Arbeiten im Vergleich zum Zeitraum vor dem Tausch der Gas-ECU.

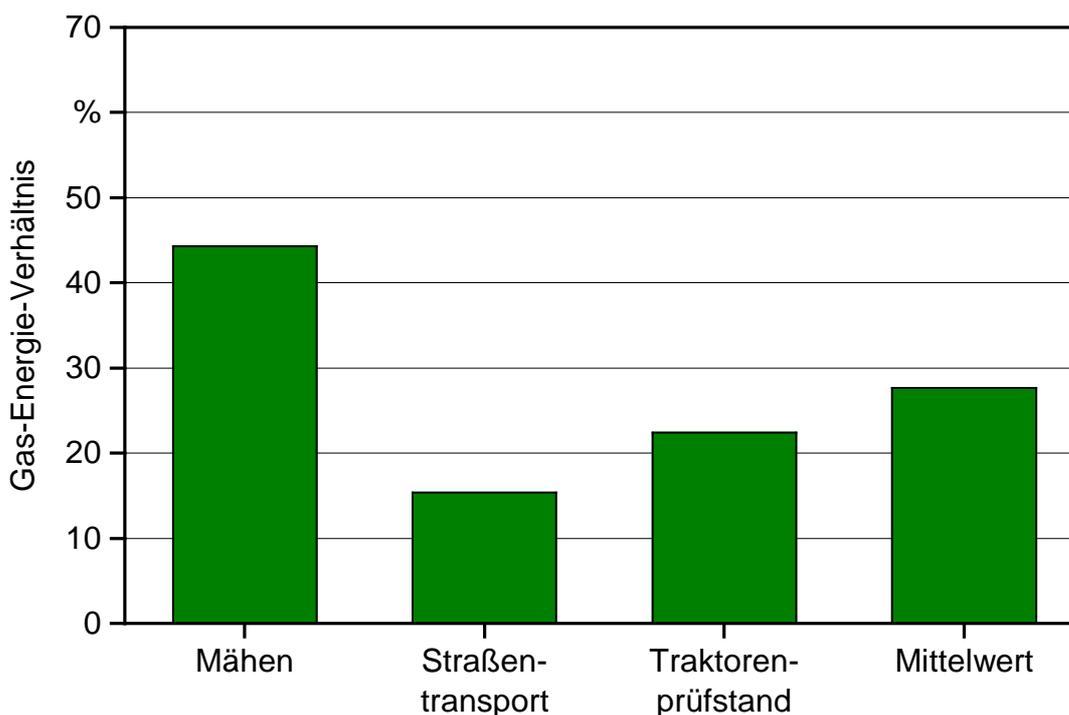


Abbildung 22: Gas-Energie-Verhältnisse (GEV) der Hauptarbeiten und Gesamtmittelwert während der Versuchslaufzeit

Die Betreiberbefragungen haben ergeben, dass der Dual-Fuel-Traktor insgesamt positiv beurteilt wird. Der Einsatz von Biomethan als Kraftstoff trage insbesondere auch zur THG-Einsparung und zur Senkung der Kraftstoffkosten bei. Anfängliche Sicherheitsbedenken bei der Nutzung eines gasförmigen Kraftstoffes wurden über den Versuchszeitraum ausgeräumt. Nach Auskunft des Betreibers sind während der Arbeiten keine Unterschiede zwischen dem Dual-Fuel- und Dieselbetrieb zu bemerken. Mit Ausnahme der zusätzlichen Betankungsvorgänge für den gasförmigen Kraftstoff müssen keine Einbußen hinsichtlich des Bedienkomforts hingenommen werden. Für das Einsatzspektrum des Traktors auf der Versuchsstation wurde der Gastank am Traktor im Mittel alle 11,5 Bh befüllt, mit einer Schwankungsbreite zwischen 4 und 26 Bh. Für die Hauptarbeit Mähen kann der Gasverbrauch auf etwa 5 kg/h abgeschätzt werden, was bei einem vollem Gastank einer theoretischen Betriebsdauer von 5,5 Bh im Dual-Fuel-Betrieb entspricht. Die begrenzte Reichweite mit dem gasförmigen Kraftstoff wurde als größter Kritikpunkt des Dual-Fuel-Traktors angeführt. Die Befragungen der Traktorenbetreiber während des MEKA-Projektes lieferten ähnliche Aussagen bezüglich der Reichweite des Traktors [63].

Durch den Dual-Fuel-Betrieb ist eine Kostenersparnis gegenüber dem Dieselbetrieb möglich. Im April 2016 lagen die mittleren Erdgas H Preise bei 1,067 €/kg und die Tank-

stellendieselpreise bei 1,016 €/l. Bezogen auf den Energieinhalt ergeben sich somit Preise von 0,079 €/kWh für Erdgas H und 0,104 €/kWh für Diesel, was einem Preisvorteil von 25 % für Erdgas H entspricht. Für Landwirte, die die Energiesteuerrückvergütung für Agrardiesel in Anspruch nehmen können, verbleiben etwa 6 % Kostenvorteil. Zu Projektbeginn (Juni 2014) lag der Erdgas H Preis bei 0,083 €/kWh und der Dieselpreis bei 0,135 €/kWh, was einem Preisvorteil für Erdgas H von ca. 39 % (ohne Energiesteuerrückvergütung für Agrardiesel) entsprach. Die Einsparungen, die durch den Dual-Fuel-Betrieb erreicht werden, sind stark von den Kraftstoffpreisen und dem erreichten GEV abhängig.

Der Durchschnittsverbrauch an Dieselkraftstoff über alle 590 Bh lag bei 7 l/h und für CNG bei ca. 2 kg/h. Im Feldeinsatz wurden zwischen Juni 2014 und März 2016 4.292 l Dieselkraftstoff und 1.087 kg CNG eingesetzt. Das CNG, das im Feldtest getankt wird, weist einen bilanziellen Biomethananteil von 50 % auf. Im gesamten Versuchszeitraum wurde, ohne Berücksichtigung des Methanschlupfs im Abgas, eine THG-Einsparung von insgesamt 2,67 t CO<sub>2eq</sub> erreicht. Davon entfallen etwa 1,97 t CO<sub>2eq</sub> auf den Einsatz von Biomethan und weitere 0,70 t CO<sub>2eq</sub> auf das Erdgas (nach EU-Richtlinie 2015/652 [84]).

### 5.1.2 Motorölqualität

Die Entnahme von Motorölproben erfolgt alle 50 Bh und bei den Ölwechseln. Nach 50 Bh wurde von einem Einlauf-Motoröl auf das vom Hersteller freigegebene Valtra Engine CR 10W – 40 umgestellt.

Die Analyse der Motorölproben zeigte weder bei den Ruß- und Additivgehalten noch bei den Qualitätsparametern Total Acid Number (TAN), Total Base Number (TBN), i-pH-Wert, kinematische Viskosität sowie bei Verschleißmetallen Auffälligkeiten.

In Abbildung 23 sind die Gehalte an Verschleißmetallen über den Einsatzzeitraum dargestellt. Der Gehalt an Eisen nimmt weitgehend linear um etwa 0,010 mg/kg pro Betriebsstunde zu und liegt bei 48 mg/kg nach 520 Bh Einsatzzeit. Der Anstieg des Eisengehaltes resultiert aus dem üblichen Abrieb beim Motorenbetrieb und ist nach OELCHECK 2010 [77] als unkritisch zu bewerten. Die Gehalte an Aluminium und Blei steigen nur geringfügig an und liegen ebenfalls unter den in [77] angeführten Warnwerten. Die Kupfergehalte bewegen sich zumeist ebenfalls auf einem geringen Niveau, mit Ausnahme der Motorölprobe beim Ölwechsel nach ca. 470 Bh Einsatzzeit. Bei dieser Motorölprobe war mit 52 mg/kg eine vergleichsweise hohe Kupferkonzentration festzustellen, die sich im Bereich der Warnwerte nach OELCHECK 2010 [77] bewegt, jedoch noch nicht deutlich überschreitet. Kupfer ist ein Legierungsbestandteil von Bronze und Messing und findet sich im Motor unter anderem im Bereich der Lager von Pleuel, Kolbenbolzen oder Kipphebel [77]. Die Motorölqualität, insbesondere der Kupfergehalt, sollte weiterhin beobachtet werden, um eine bessere Datengrundlage zur Bewertung zu erhalten. Die Verläufe weiterer qualitätsrelevanter Motoröl-Parameter sind in Anhang 1 bis Anhang 3 dargestellt.

Das Ölwechselintervall von 500 Bh kann nach derzeitigem Kenntnisstand auch für den Dual-Fuel-Betrieb beibehalten werden.

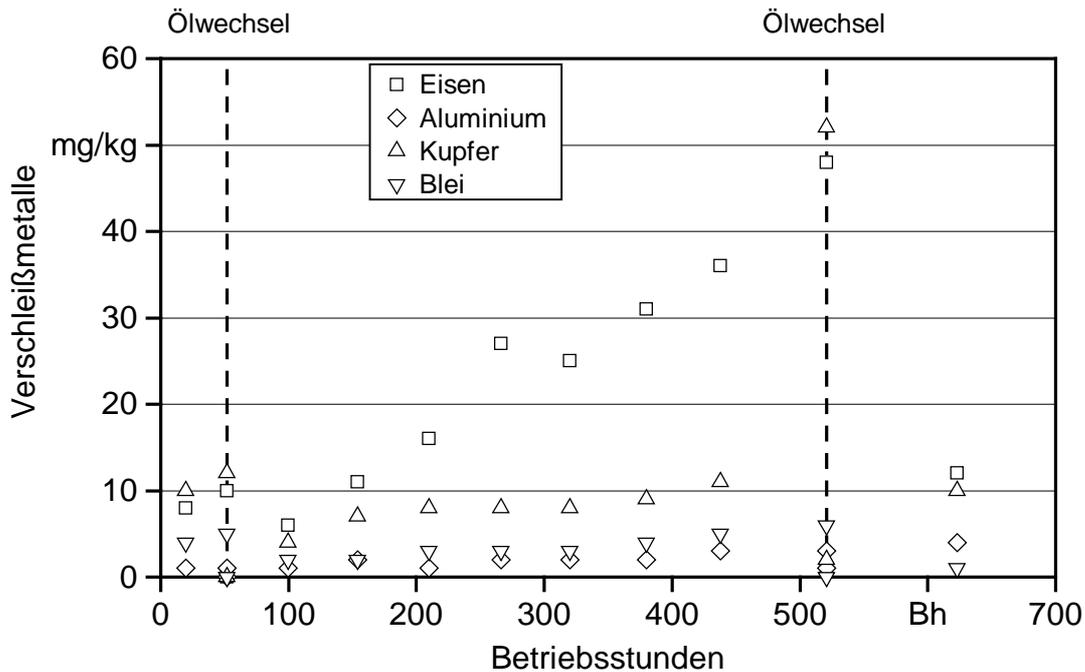


Abbildung 23: Gehalte der Verschleißelemente Eisen, Aluminium, Kupfer und Blei im Motorenöl des Valtra N101 Hi Tech über den Versuchszeitraum

### 5.1.3 Kraftstoffqualität im Feldeinsatz

In Tabelle 12 ist die mittlere Gaszusammensetzung des Kraftstoffes und in Tabelle 13 sind weitere Kenndaten für den Zeitraum von Juni 2014 bis Dezember 2015 dargestellt. Die Hauptkomponente am verwendeten CNG ist erwartungsgemäß Methan, gefolgt von Ethan. Die Standardabweichung der monatlich erfassten Konzentrationen der Gaskomponenten ist gering, sodass von einer relativ konstanten Gaszusammensetzung während der Feldtestperiode ausgegangen werden kann. Das verwendete CNG erfüllte über den gesamten Versuchszeitraum die Anforderungen nach DIN 51624 [21].

Tabelle 12: Zusammensetzung des gasförmigen Kraftstoffs an der Tankstelle in Freising im Zeitraum Juni 2014 bis Dezember 2015 ( $n = 19$ )

Gaskomponenten	Symbol	Konzentration in Molprozent (Mittelwert $\pm$ Standardabweichung)
Kohlenstoffdioxid	CO <sub>2</sub>	0,45 $\pm$ 0,12
Stickstoff	N <sub>2</sub>	0,51 $\pm$ 0,08
Methan	CH <sub>4</sub>	96,03 $\pm$ 0,49
Ethan	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	2,67 $\pm$ 0,29
Propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,24 $\pm$ 0,07
2-Methylpropan	i-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,05 $\pm$ 0,01
n-Butan	n-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,03 $\pm$ 0,01
2-Methylbutan	i-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,01 $\pm$ 0,00
n-Pentan	n-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,01 $\pm$ 0,00
n-Hexan + höhere KW	n-C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0,01 $\pm$ 0,00
Sauerstoff	O <sub>2</sub>	< 0,01

Tabelle 13: Kenndaten des gasförmigen Kraftstoffes der Tankstelle Freising über den Feldtest ( $n = 19$ )

Kenngroße	Formelzeichen	Einheit	Mittelwert
Abrechnungsbrennwert	H <sub>s,n</sub>	kWh/m <sup>3</sup>	11,25
Heizwert (errechnet)	H <sub>i,n</sub>	kWh/m <sup>3</sup>	10,14
Rel. Dichte (errechnet)	dv	-	0,58
Dichte unter Normbed.	$\rho_g$	kg/m <sup>3</sup>	0,749
Wobbe-Index (errechnet)	W <sub>s,n</sub>	kWh/m <sup>3</sup>	14,80
Methanzahl	MZ	-	89,95

#### 5.1.4 Störungen

Bei dem Versuchstraktor Valtra N101 Hi Tech wurden bei der ersten Messperiode am Traktorenprüfstand im September 2014 deutliche Schwankungen hinsichtlich der zugeführten Menge des gasförmigen Kraftstoffes beobachtet. Bei Versuchen, den Traktor in einem Teillastpunkt über einen längeren Zeitraum stationär zu betreiben, kam es zu regelmäßigen Ausfällen der Gaszufuhr. Es wurde festgestellt, dass die Beheizung des Gasentspannungsventils am Traktor nicht korrekt installiert war. Dadurch kam es zu Vereisungen des Ventils. Die Beheizung wurde instand gesetzt, was aber zu keiner Ver-

besserung führte. Bei einem Vor-Ort-Termin mit Beteiligung des Umrüsters Afcon Oy und Valtra Service wurde eine umfangreiche Fehlersuche mit folgendem Ergebnis durchgeführt: Aufgrund einer zu hohen Datenrate der Gas-ECU kam es zu einer Überlastung des Traktor CAN-Systems mit Kommunikationsabbrüchen. Nach Absenkung der Datenrate der Gas-ECU funktionierte die Kommunikation zwischen den Steuergeräten fehlerfrei und es war eine kontinuierliche Gaszufuhr in den Teillastpunkten möglich.

Im Sommer 2015 kam es zu einem Ausfall der Gasfüllstandsanzeige. Das Manometer zeigte einen um ca. 80 bar parallel nach oben verschobenen Wert an. Nach dem Austausch des Manometers durch Valtra konnte wieder eine ordnungsgemäße Funktion der Füllstandsanzeige der Gastanks beobachtet werden.

Weitere Störungen wurden nicht festgestellt. Somit konnte der Prototyp Traktor im Feld-einsatz zuverlässig betrieben werden.

## 5.2 Prüfstandsuntersuchungen

Die Emissions- und Leistungsmessungen am Traktorenprüfstand wurden bei 250 und 550 Bh im Dual-Fuel- und Dieselbetrieb durchgeführt.

### 5.2.1 Leistung

Die Nennleistung der Valtra N101 Hi Tech Traktoren beträgt bei einer Nenndrehzahl von  $2.200 \text{ min}^{-1}$  81 kW. In Abbildung 24 sind die Zapfwellenleistung, das äquivalente Motordrehmoment, der spezifische Kraftstoffverbrauch, der Wirkungsgrad und das Gas-Energie-Verhältnis (GEV) im Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 250 und 550 Bh dargestellt. Die Leistung an der Zapfwelle liegt im reinen Dieselbetrieb bei  $2.200 \text{ min}^{-1}$  bei 54 kW und ist damit um etwa 33 % geringer als die übliche Motornennleistung (nach 97/68/EG) der Traktorensérie. Diese Differenz ergibt sich bei der Leistungsmessung an der Zapfwelle durch zusätzliche Verbraucher wie Lüfter, Kühlwasserpumpe, Lichtmaschine, die Verluste im Getriebe und gegebenenfalls durch eine im Vergleich zur Serie unterschiedliche Parametrierung des Steuergerätes dieses Prototyp Traktors.

Im Dual-Fuel-Betrieb ist das äquivalente Motordrehmoment des Traktors über den gesamten Drehzahlbereich bei beiden Messungen um ca. 8 bis 25 % höher als im Dieselbetrieb. Daraus resultiert die höhere Leistung des Traktors im Dual-Fuel-Betrieb. Im Dieselbetrieb zeigt sich ein leichter Leistungsrückgang bei 550 Bh im Vergleich zu 250 Bh. Im Dual-Fuel-Betrieb ist bei 550 Bh im niedrigen und mittleren Drehzahlbereich eine geringe Leistungssteigerung und bei höheren Drehzahlen eine minimale Leistungsreduktion im Vergleich zu den Messwerten bei 250 Bh zu beobachten.

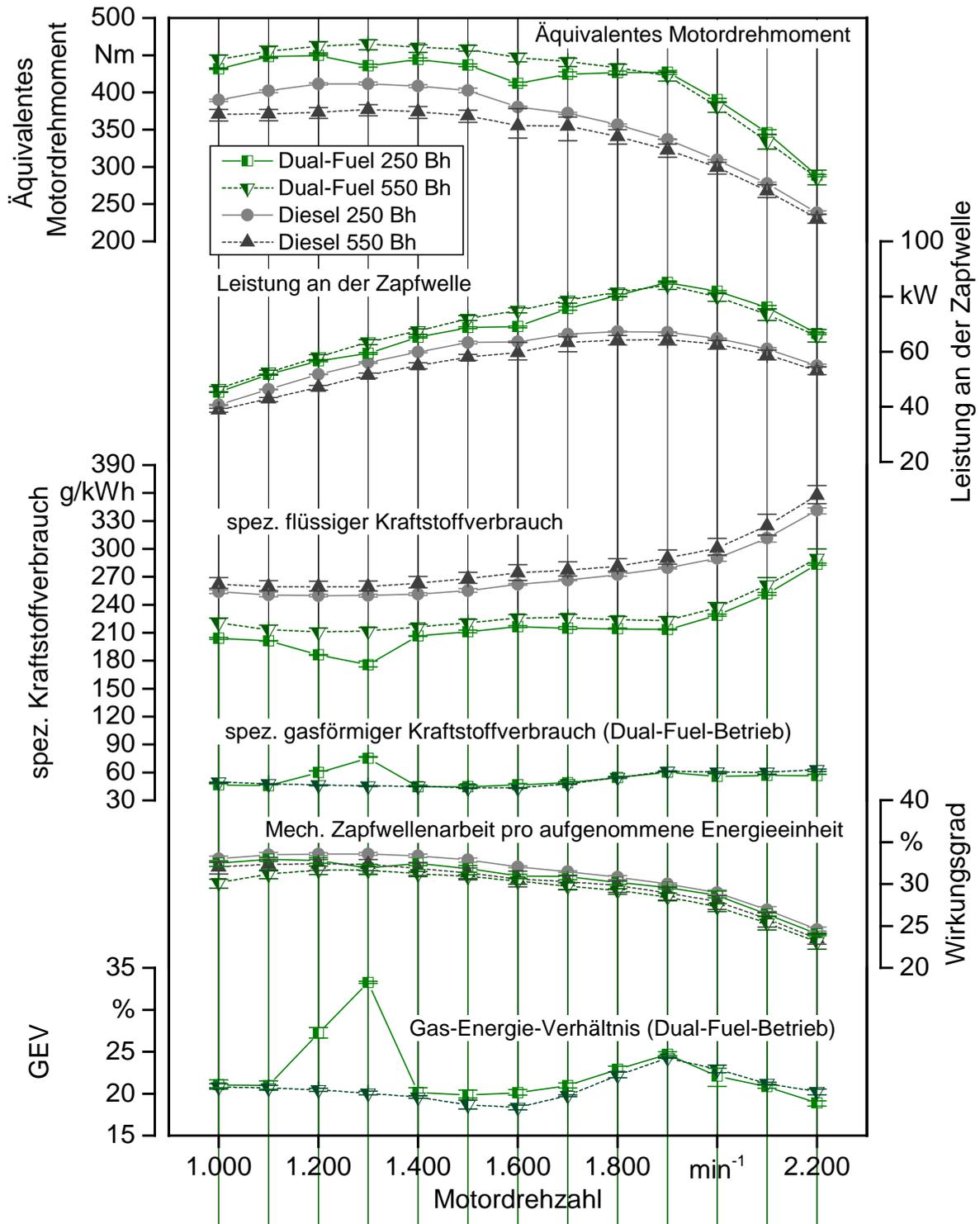


Abbildung 24: Mittelwerte und Spannweiten des äquivalenten Motordrehmoments, der Zapfwellenleistung, des spezifischen Kraftstoffverbrauchs, des Wirkungsgrads bezogen auf die Zapfwellenarbeit sowie des erreichten Gas-Energie-Verhältnisses (GEV) des Valtra N101 Hi Tech im Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 250 Bh und 550 Bh

Der spezifische flüssige Kraftstoffverbrauch ist im Dual-Fuel-Betrieb um ca. 20 % geringer als im Dieselbetrieb, da im Dual-Fuel-Betrieb Dieseldieselkraftstoff teilweise durch gasförmigen Kraftstoff ersetzt wird. Die spezifischen Verbräuche an Dieseldieselkraftstoff unter Vollast liegen im Dieselbetrieb bei 550 Bh über den ganzen Drehzahlbereich um ca. 4 % bis 5 % höher als bei 250 Bh. Im Dual-Fuel-Betrieb ist das gleiche zu beobachten, mit Ausnahme des Drehzahlbereiches zwischen 1.300 und 1.400  $\text{min}^{-1}$ . In diesem Bereich ist im Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh ein etwa um 20 % niedrigerer spezifischer Dieseldieselkraftstoffverbrauch festzustellen als bei 550 Bh. Dies geht einher mit einem etwa 60 % bis 70 % höheren spezifischen Gasverbrauch in diesem Drehzahlbereich, während bei den restlichen Drehzahlen kein Unterschied im spezifischen Gasverbrauch zwischen den beiden Messungen festzustellen ist.

Unter Berücksichtigung der eingesetzten Menge gasförmigen Kraftstoffes für jeden Lastpunkt und der unterschiedlichen Heizwerte von Dieseldieselkraftstoff mit  $H_u = 42,5 \text{ MJ/kg}$  und Erdgas H bzw. Biomethan mit  $H_u = 50,0 \text{ MJ/kg}$  ergeben sich für das Verhältnis von abgegebener Zapfwellenleistung zu zugeführter Brennstoffleistung Unterschiede von ca. 1 % zwischen Diesel- und Dual-Fuel-Betrieb. Der Wirkungsgrad ist somit in beiden Betriebsarten in etwa gleich, nimmt aber bei den zweiten Messungen bei 550 Bh gegenüber den ersten Messungen bei 250 Bh geringfügig ab.

Das Gas-Energie-Verhältnis (GEV) liegt im gesamten Drehzahlbereich bei Vollast zwischen etwa 20 % und 25 %. Einzige Ausnahme bildet ein GEV von 30 % bis 35 % bei einer Drehzahl von 1.200 bis 1.300  $\text{min}^{-1}$  während der ersten Messperiode. Diese höheren GEV waren nach dem Austausch der Gas-ECU im Sommer 2015 nicht mehr festzustellen.

## 5.2.2 Emissionen

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Emissionsmessungen zu den einzelnen Prüfphasen und über den gesamten Prüfzyklus dargestellt. Das Gas-Energie-Verhältnis (GEV) und das Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda$  sind wichtige Parameter zur Beurteilung des Emissionsverhaltens des Traktors, daher werden diese Daten einleitend vorgestellt. Bei den Ergebnissen der einzelnen Prüfphasen ist zu berücksichtigen, dass im Dual-Fuel-Betrieb bei gleicher eingestellter Drehzahl eine höhere Leistung an der Zapfwelle zu verzeichnen ist (siehe hierzu auch Kapitel 5.2.1).

In Abbildung 25 ist das GEV für die einzelnen Prüfphasen dargestellt. Bei Nenn- und Zwischendrehzahl steigt das GEV mit abnehmender Last an. Für die Prüfphasen 1 bis 4 sind kaum Unterschiede im GEV zwischen den Messungen bei 250 und 550 Bh festzustellen, während für die Zwischendrehzahlprüfphasen 5 bis 7 das GEV bei 550 Bh um etwa 9 % geringer ist. Dies ist überwiegend auf den Austausch der Gas-ECU zurückzuführen. In Prüfphase 8 ist das GEV null, da der Traktor im Dual-Fuel-Betrieb im Leerlauf ausschließlich mit Diesel fährt. Das höchste GEV mit 63 % bis 68 % wird bei der Zwischendrehzahlprüfphase mit 50 % Last erreicht. Bei Nenndrehzahl wird in der Schwachlastprüfphase (10 % Last) ein maximales GEV von 47 % erzielt.

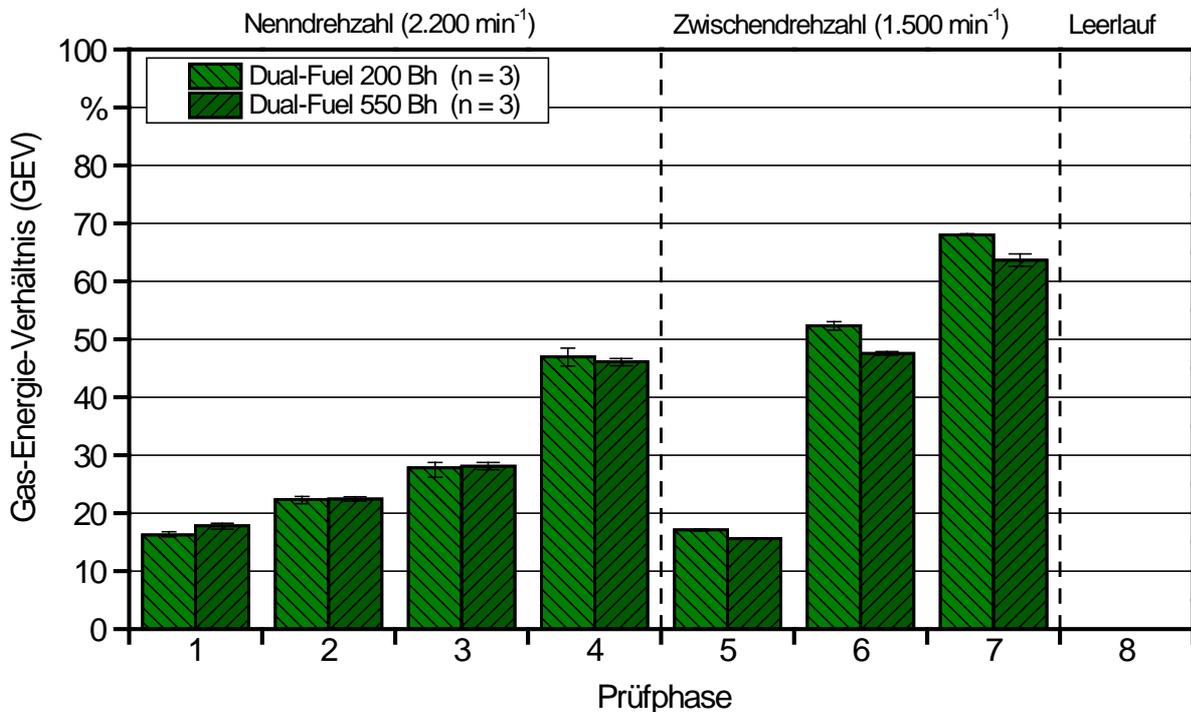


Abbildung 25: Mittelwerte und Spannweiten des Gas-Energie-Verhältnisses (GEV) in den einzelnen Prüfphasen in Anlehnung an ISO 8178 C1 für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 und 550 Bh des Valtra N101 Hi Tech

In Abbildung 26 sind die Lambdawerte im Abgas für den Diesel- und Dual-Fuel-Betrieb dargestellt. Im Dual-Fuel-Betrieb unterscheidet sich das Lambda im Abgas bei den Messungen bei 250 und 550 Bh nicht, mit Ausnahme des Leerlaufs. In dieser Betriebsphase sind bei 250 Bh etwas geringere Werte erfasst worden. Ursachen hierfür können nicht benannt werden. Nachdem jedoch alle Lambdawerte für den Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei allen Messungen über fünf liegen, kann erwartungsgemäß von mageren Verbrennungsbedingungen ausgegangen werden.

Im Dual-Fuel-Betrieb ist in allen Prüfphasen ein niedrigerer Lambdawert festzustellen als im Dieselpetrieb. Dies lässt sich durch die höhere eingebrachte Kraftstoffmenge aus Diesel und Gas erklären, die bei gleicher Drehzahl einen höheren Sauerstoffbedarf bei der Verbrennung zur Folge hat. In den Prüfphasen 1 bis 4 erhöht sich sowohl für den Dual-Fuel- als auch für den Dieselpetrieb das Lambda mit fallender Last. Im Dieselpetrieb ist dies auch bei den Zwischendrehzahlprüfphasen 5 bis 7 zu beobachten, während im Dual-Fuel-Betrieb das Lambda auf einem Niveau von 1,28 bis 1,45 verbleibt und keine Erhöhung mit fallender Last festzustellen ist.

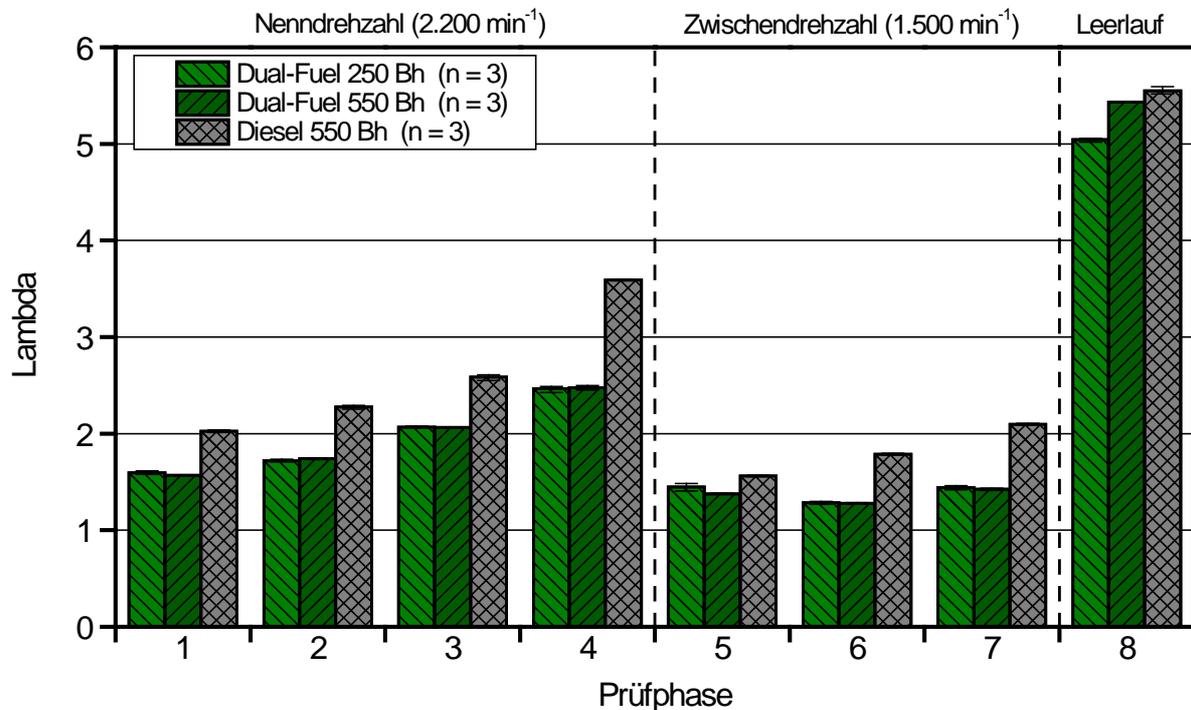


Abbildung 26: Mittelwerte und Spannweiten der Lambdawerte im Abgas des Valtra N101 Hi Tech bei den einzelnen Prüfphasen für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh und den Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 550 Bh

In Abbildung 27 sind die  $\text{NO}_x$ -Konzentrationen des Traktors im Dual-Fuel-Betrieb bei 250 und 550 Bh sowie im Dieselbetrieb bei 550 Bh dargestellt. Die  $\text{NO}_x$ -Konzentrationen bewegen sich zwischen 170 und 520 ppm. Bei den Nenndrehzahlprüfphasen bewegen sich die  $\text{NO}_x$ -Konzentrationen im Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei allen Messungen auf dem gleichen Niveau. Mit abnehmender Last sind bei dieser Drehzahl auch sinkende  $\text{NO}_x$ -Konzentrationen im Abgas festzustellen. Der wichtigste Entstehungsmechanismus von Stickoxiden im Dieselmotor ist die von Zeldovich beschriebene Bildung von thermischem NO [72]. Voraussetzung sind hohe lokale Verbrennungstemperaturen und das Vorhandensein von Sauerstoff. Nachdem im Dual-Fuel-Betrieb eine um ca. 20 % bis 25 % höhere Zapfwellenleistung erreicht wurde und deutlich mehr Brennstoffenergie in den Brennraum eingebracht wird als im Dieselbetrieb, wären höhere Spitzentemperaturen und damit höhere  $\text{NO}_x$ -Konzentrationen zu erwarten. Nach KARIM 2015 [59] sowie PAPAGIANNAKIS und HOUNTALAS 2003 [82] kommt es durch die Substitution von Diesel durch Gas im Dual-Fuel-Betrieb zu einer langsameren Verbrennung und einer Abnahme von Bereichen mit hohen Spitzentemperaturen. Dies könnte die gleichen  $\text{NO}_x$ -Konzentrationen im Abgas trotz der deutlich größeren Brennstoffzufuhr erklären.

Im Bereich der Zwischendrehzahlen bewegen sich bei den Prüfphasen 5 und 6 die  $\text{NO}_x$ -Konzentrationen im Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei den Messungen bei 550 Bh auf dem gleichen Niveau. Abnehmende  $\text{NO}_x$ -Konzentrationen mit fallender Last sind nur für den Dieselbetrieb eindeutig festzustellen. Im Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh sind die  $\text{NO}_x$ -Konzentrationen unabhängig von der Last auf dem gleichen Niveau von etwa 450 ppm

und bei 550 Bh sind zwischen der Prüfphase 6 und 7 ebenfalls keine Unterschiede zu verzeichnen. Die Prüfphase 7 ist die einzige Prüfphase, bei der im Dieselmotor niedrigere  $\text{NO}_x$ -Konzentrationen als im Dual-Fuel-Betrieb festzustellen sind.

Im Leerlauf sind bei den Messungen bei 550 Bh keine Unterschiede zwischen Dual-Fuel- und Dieselmotor festzustellen. Dies ist auch so zu erwarten, da im Dual-Fuel-Betrieb im Leerlauf kein Gas zugeführt wird und der Motor ausschließlich mit Dieselmotor angetrieben wird.

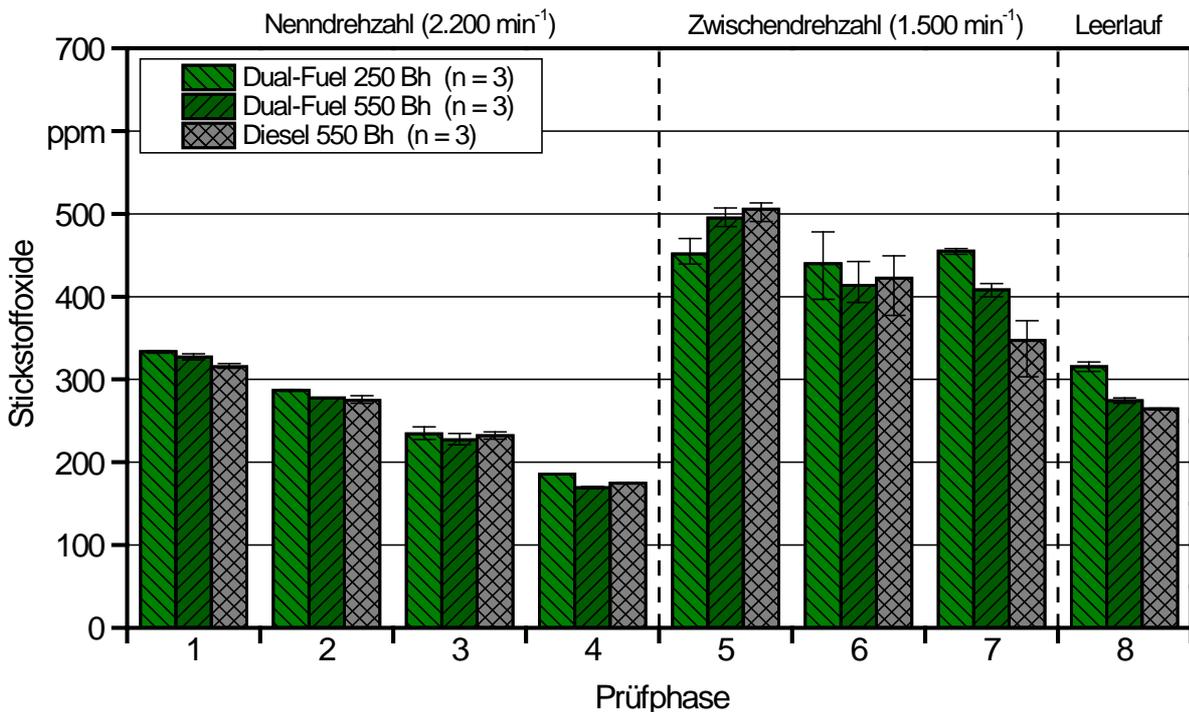


Abbildung 27: Mittelwerte und Spannweiten der Stickstoffoxidkonzentrationen im Abgas nach dem Oxidationskatalysator des Valtra N101 Hi Tech bei den einzelnen Prüfphasen für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh und den Dual-Fuel- und Dieselmotorbetrieb bei 550 Bh

Die CO-Konzentrationen im Abgas vor dem Oxidationskatalysator sind in Abbildung 28 dargestellt. Im Dual-Fuel-Betrieb bewegen sich die CO-Konzentrationen bei Nenn- und Zwischendrehzahl in einem Bereich von ca. 700 bis 2.000 ppm, im Leerlauf sind deutlich niedrigere Konzentrationen von unter 100 ppm festzustellen. Die Messwerte für CO im Dual-Fuel-Betrieb unterscheiden sich um etwa  $\pm 4\%$  vom Mittelwert und sind somit als gering einzuschätzen.

Bei Nenn Drehzahl ist mit fallender Last ein Anstieg der CO-Konzentrationen von 760 auf über 1.600 ppm im Dual-Fuel-Betrieb festzustellen. Ein ähnliches Verhalten wurde bereits häufiger bei Dual-Fuel-Motoren festgestellt [59] [60] [82] [99]. Nach SCARELLI 2006 [91] und TESAREK 1982 [99] resultiert dieses Verhalten vor allem aus einer vermehrt unvollständigen Verbrennung bei mageren Verbrennungsbedingungen. Hier reichen die

Temperaturen für eine vollständige Oxidation des gasförmigen Kraftstoffes nicht aus, vor allem in Bereichen, die weit vom Zündstrahl entfernt sind. Auch bei den Untersuchungen mit dem Prototyptraktor im Dual-Fuel-Betrieb sind mit fallender Last steigende Lambda-werte zu beobachten, die auf verstärkt magere Verbrennungsbedingungen hinweisen. Zudem steigt mit fallender Last das GEV und damit der Anteil an gasförmigem Kraftstoff im Motor. Das führt auch zu höheren Konzentrationen an gasförmigem Kraftstoff in Bereichen, in denen magere Verbrennungsbedingungen vorherrschen. Dies könnte somit ebenfalls einen Erklärungsbeitrag zu den höheren CO-Konzentrationen im Teillastbereich liefern.

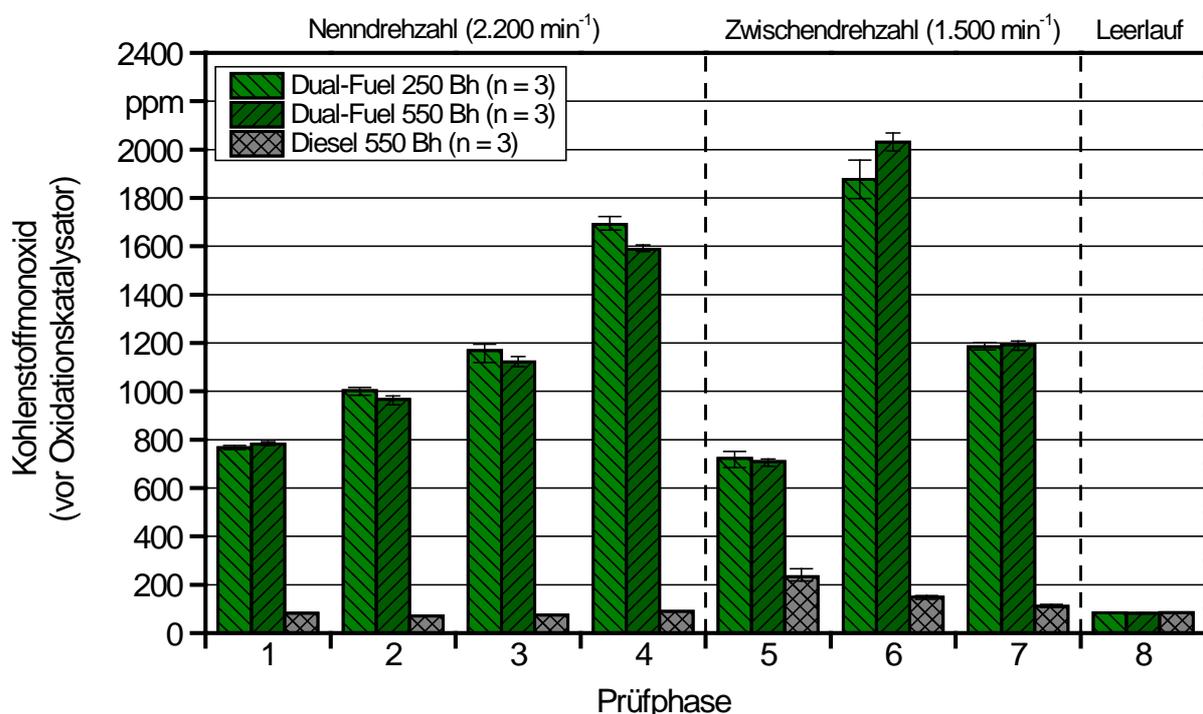


Abbildung 28: Mittelwerte und Spannweiten der Kohlenstoffmonoxidkonzentrationen im Abgas vor dem Oxidationskatalysator des Valtra N101 Hi Tech bei den einzelnen Prüfphasen für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh und den Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 550 Bh

Bei der Zwischendrehzahl sind die höchsten CO-Messwerte bei Prüfphase 6 zu beobachten. In diesem Drehzahlbereich unterscheiden sich auch die Lambdawerte nicht so stark wie bei der Nenndrehzahl, was vermutlich aus anderen Regelparametern der Drosselklappe resultiert. Bei der Zwischendrehzahl herrschen somit deutlich fettere Verbrennungsbedingungen im Brennraum vor. Insbesondere bei Prüfphase 6, wo die höchsten CO-Konzentrationen auftreten, ist der geringste Lambdawert von nur 1,28 festzustellen. Die hohen CO-Konzentrationen in dieser Prüfphase sind damit vielmehr auf unvollständige Verbrennung aufgrund von lokalem Sauerstoffmangel zurückzuführen.

Im Dieselbetrieb bewegen sich die CO-Konzentrationen vor dem Oxidationskatalysator im Abgas des Traktors bei allen Prüfphasen unter 250 ppm. Bei den Nenn- und Zwischendrehzahlprüfphasen sind damit im Dual-Fuel-Betrieb deutlich höhere CO-

Emissionen festzustellen. Dies resultiert vermutlich primär aus der unvollständigen Verbrennung des gasförmigen Kraftstoffs im Dual-Fuel-Betrieb.

In Abbildung 29 sind die CO-Konzentrationen im Abgas nach dem Oxidationskatalysator dargestellt. Durch den Oxidationskatalysator werden die CO-Konzentrationen aller Messungen deutlich reduziert auf ein Niveau von im Mittel unter 10 ppm. Die Umsatzrate des Oxidationskatalysators für CO liegt bei allen Prüfphasen der Nenn- und Zwischendrehzahl über 99 %. Lediglich im Leerlauf sind etwas geringere Umsatzraten festzustellen, da aufgrund der geringeren Abgastemperaturen der Katalysator auskühlt und dieser sich nicht mehr im optimalen Betriebsbereich befindet. Die im Rohabgas (vor Oxidationskatalysator) höheren CO-Konzentrationen im Dual-Fuel-Betrieb bei Nenn- und Zwischendrehzahl lassen sich zwar noch erkennen, sind aber mit unter 7 ppm auf einem sehr geringen Niveau. Insgesamt sind die CO-Konzentrationen im Abgas nach dem Oxidationskatalysator im Dual-Fuel- und Dieselbetrieb als unproblematisch zu bewerten.

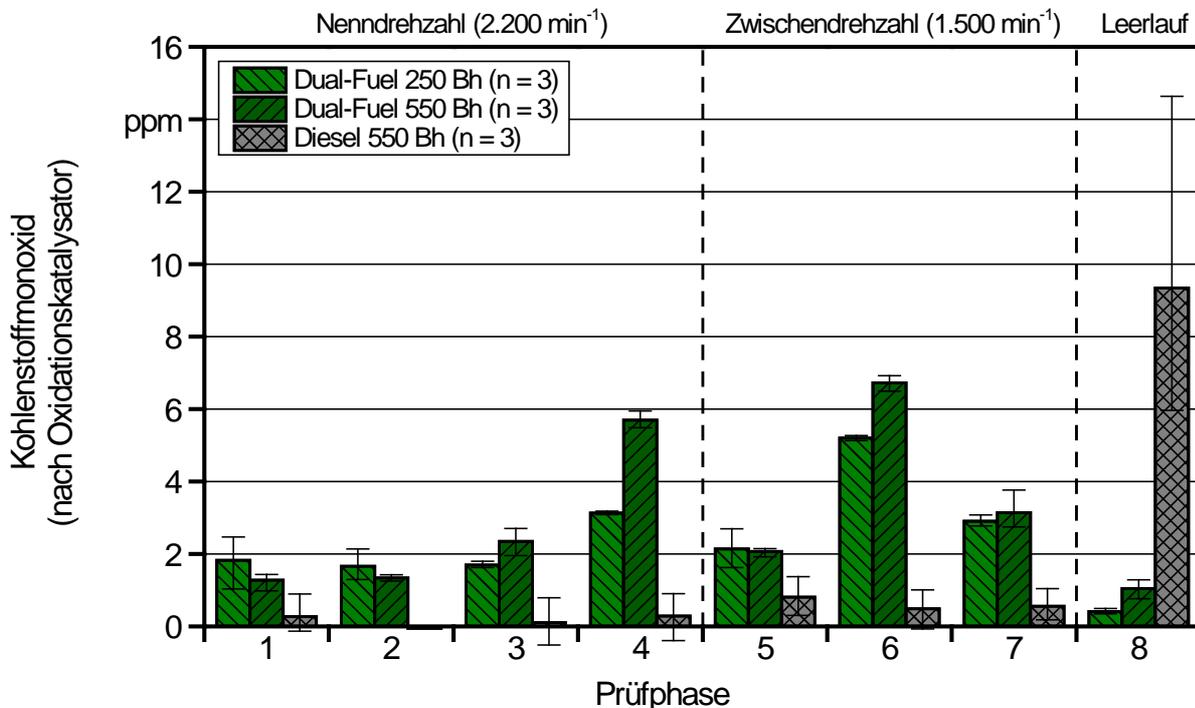


Abbildung 29: Mittelwerte und Spannweiten der Kohlenstoffmonoxidkonzentrationen im Abgas nach dem Oxidationskatalysator des Valtra N101 Hi Tech bei den einzelnen Prüfphasen für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh und den Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 550 Bh

Die logarithmische Darstellung der Partikelmassekonzentrationen im Abgas nach dem Oxidationskatalysator ist in Abbildung 30 zu sehen. Auffällig sind die hohen Partikelmassekonzentrationen von 70 bis 1.300 mg/m<sup>3</sup> im Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh und 550 Bh bei den Zwischendrehzahlprüfphasen. In diesen Prüfphasen sind auch niedrige Lambdawerte von 1,28 bis 1,45 festzustellen. Die höchsten Partikelmassekonzentrationen sind bei Prüfphase 6 zu beobachten, in der auch das niedrigste Lambda auftritt. Die

hohen Partikelmassekonzentrationen bei der Zwischendrehzahl im Dual-Fuel-Betrieb sind somit primär auf lokalen Sauerstoffmangel im Brennraum zurückzuführen, der zu einer vermehrten Rußbildung führt. Bei der Dual-Fuel-Messung bei 550 Bh sind bei allen Zwischendrehzahlprüfphasen geringere mittlere Partikelmassekonzentrationen festzustellen als bei 250 Bh. Dies geht einher mit einem geringeren GEV bei 550 Bh, welches vermutlich aus anderen Einstellungen der Gas-ECU nach dem Update resultiert. Weitere Optimierungen hinsichtlich der Partikelmasse erscheinen noch möglich, vor allem durch eine optimierte Ansaugluftdrosselung und weitere Veränderungen am GEV. Bei allen anderen Prüfphasen sind keine Unterschiede in der Partikelmasse im Dual-Fuel-Betrieb bei 250 und 550 Bh zu beobachten.

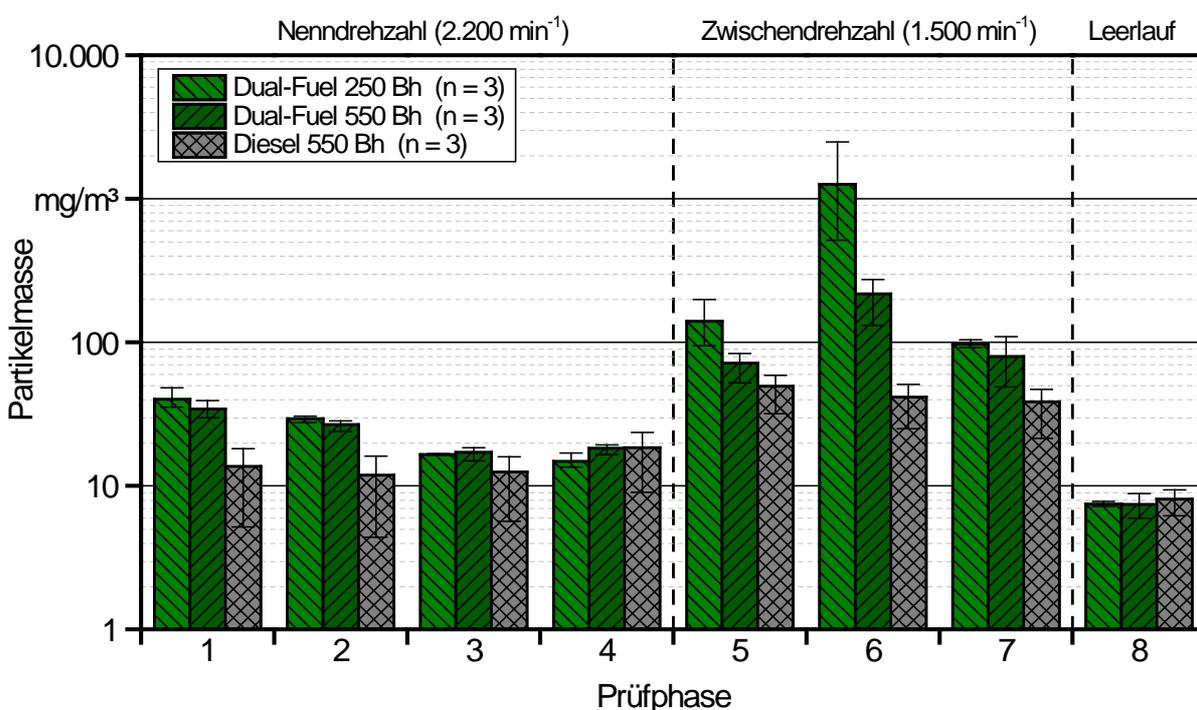


Abbildung 30: Mittelwerte und Spannweiten der Partikelmassekonzentrationen im Abgas nach dem Oxidationskatalysator des Valtra N101 Hi Tech bei den einzelnen Prüfphasen für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh und den Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 550 Bh

Im Dieselbetrieb bewegen sich die mittleren Partikelmassekonzentrationen im Abgas bei der Nenn Drehzahl für alle Prüfphasen zwischen 10 und 20 mg/m³ und bei der Zwischendrehzahl zwischen 35 und 50 mg/m³. Es sind sowohl bei der Nenn Drehzahl als auch bei der Zwischendrehzahl bei allen Prüfphasen mit einer Last von  $\geq 50\%$  niedrigere mittlere Partikelmassekonzentrationen im Abgas als im Dual-Fuel-Betrieb festzustellen. In der Prüfphase bei Nenn Drehzahl und 10 % Last sind die Partikelmassekonzentrationen für beide Betriebsarten auf dem gleichen Niveau. Die in der Literatur häufig beschriebene Reduktion der Partikelmasse im Dual-Fuel-Betrieb [59] [82] konnte, auch unter Berücksichtigung der Mehrleistung im Dual-Fuel-Betrieb, nicht beobachtet werden. Im Leerlauf

(Prüfphase 8) sind erwartungsgemäß keine Unterschiede zu beobachten, da bei beiden Betriebsarten im Leerlauf ausschließlich Dieselkraftstoff eingesetzt wird.

Die Konzentrationen an Kohlenwasserstoffen (HC) im Abgas des Traktors vor dem Oxidationskatalysator im Dual-Fuel- und Dieselbetrieb sind in Abbildung 31 logarithmisch dargestellt. Im Dual-Fuel-Betrieb sind in Abhängigkeit von der Prüfphase deutlich unterschiedliche HC-Konzentrationen von 150 bis zu 7.500 ppm festzustellen. Bei den beiden Dual-Fuel-Messungen bei 250 und 550 Bh bewegen sich die HC-Konzentrationen auf dem gleichen Niveau, mit Ausnahme der Prüfphase 5. Bei dieser Prüfphase liegen bei der Messung bei 550 Bh ca. 50 % niedrigere HC-Konzentrationen vor als bei 250 Bh. Bei den Prüfphasen der Nenn- und Zwischendrehzahl sind im Dual-Fuel-Betrieb mit fallender Last steigende HC-Konzentrationen im Abgas zu beobachten. Vor allem im Teillastbereich kommt es durch unvollständige Verbrennung und Ventilüberschneidung zu erhöhten HC-Emissionen [59] [60] [82] [99]. Der Anstieg geht zudem einher mit einem zunehmenden Gas-Energie-Verhältnis (GEV). Hauptbestandteil der HC-Emissionen ist unverbranntes Methan.

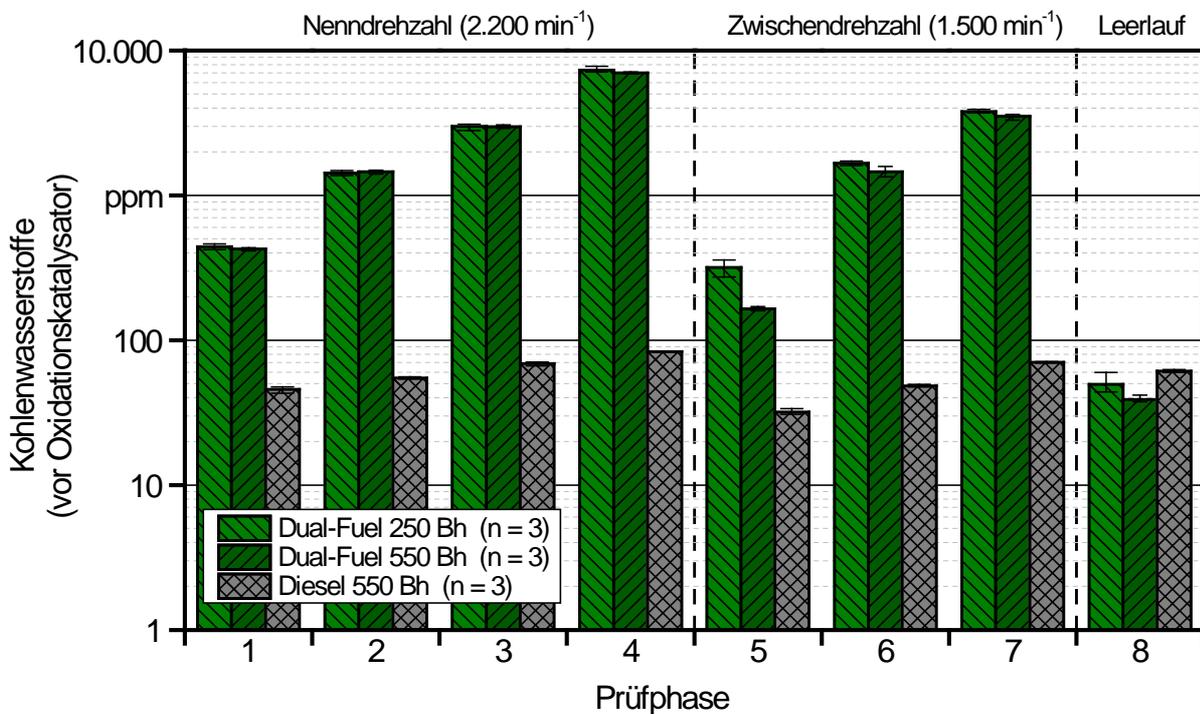


Abbildung 31: Mittelwerte und Spannweiten der Kohlenwasserstoffkonzentrationen im Abgas vor dem Oxidationskatalysator des Valtra N101 Hi Tech bei den einzelnen Prüfphasen für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh und den Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 550 Bh

Im Dieselbetrieb bewegen sich die HC-Konzentrationen im Abgas vor dem Oxidationskatalysator bei allen Prüfphasen unter 90 ppm. Auch im Dieselbetrieb sind mit fallender Last ansteigende HC-Konzentrationen zu verzeichnen, wenngleich auf einem geringeren Niveau als im Dual-Fuel-Betrieb. Bei den Nenn- und Zwischendrehzahlprüfphasen sind

im Dieselbetrieb deutlich geringere HC-Konzentrationen festzustellen als im Dual-Fuel-Betrieb.

Abbildung 32 zeigt die HC-Konzentrationen im Abgas nach dem Oxidationskatalysator und die Umsatzrate des Oxidationskatalysators für HC. Im Dieselbetrieb liegen die HC-Konzentrationen nach dem Katalysator bei unter 10 ppm und die Umsatzrate liegt bei über 95 %, mit Ausnahme des Leerlaufs. Hier waren mittlere HC-Konzentrationen von 25 ppm und eine Umsatzrate von 72 % festzustellen. Die geringere Umsatzrate im Leerlauf kann auf niedrigere Abgastemperaturen und eine damit reduzierte Katalysatoraktivität zurückgeführt werden.

Im Dual-Fuel-Betrieb liegen auch nach dem Oxidationskatalysator die HC-Konzentrationen bei allen Nenn- und Zwischendrehzahlprüfphasen deutlich über denen im Dieselbetrieb. In diesen Prüfphasen sind steigende HC-Konzentrationen bei abnehmender Last zu verzeichnen, wie dies auch vor dem Katalysator zu beobachten ist. Durch den Oxidationskatalysator werden die HC-Konzentrationen in den meisten Prüfphasen reduziert, jedoch sind vor allem bei den Nenndrehzahlprüfphasen mit fallender Last stark abfallende Umsatzraten festzustellen. In der Teillastprüfphase 4 liegen die Umsatzraten im Dual-Fuel-Betrieb bei unter 3 %. In dieser Prüfphase treten sowohl vor als auch nach dem Oxidationskatalysator die mit Abstand höchsten HC-Konzentrationen auf. Bei den Zwischendrehzahlprüfphasen ist dieser Trend nicht zu erkennen.

Abbildung 33 zeigt die Umsatzrate des Oxidationskatalysators für HC in Abhängigkeit von der Abgastemperatur vor dem Katalysator für die beiden Messungen im Dual-Fuel-Betrieb. Bewegen sich die Abgastemperaturen über 500 °C, so erreicht der Katalysator Umsatzraten von HC von ca. 90 % und mehr. Unter 500 °C ist mit fallender Abgastemperatur auch eine abnehmende Umsatzrate von Kohlenwasserstoffen festzustellen. Die festgestellten Umsatzraten in Abhängigkeit von der Temperatur entsprechen denen eines Palladium-Aluminiumoxid-Katalysators für Methan nach WIDJAJA et al. 1999 [105], die ebenfalls bei unter 500 °C eine Abnahme der Katalysatoraktivität und damit der Umsatzrate bei weiter fallenden Temperaturen feststellten. Nachdem der Hauptbestandteil der HC-Emissionen im Dual-Fuel-Betrieb Methan ist, zeigen die Ergebnisse der Umsatzraten eine gute Übereinstimmung mit den Literaturwerten.

Die abnehmenden Umsatzraten des Katalysators im Dual-Fuel-Betrieb bei Nenndrehzahl lassen sich somit auf die unter 450 °C fallenden Abgastemperaturen vor dem Katalysator zurückführen. Bei den Zwischendrehzahlprüfphasen sind insbesondere bei den Dual-Fuel-Messungen bei 550 Bh Abgastemperaturen von über 475 °C festzustellen und folglich auch hohe Umsatzraten des Katalysators. Mit Ausnahme der Prüfphase 4 und des Leerlaufs sind bei den Messungen bei 550 Bh im Dual-Fuel-Betrieb stets höhere Umsatzraten als bei 250 Bh festzustellen und damit auch geringere HC-Konzentrationen. Dies ist ebenfalls auf die um 10 bis 65 °C höheren Abgastemperaturen in den einzelnen Prüfphasen bei 550 Bh zurückzuführen. Ursachen für diese höheren Temperaturen können nicht eindeutig identifiziert werden, liegen aber möglicherweise an veränderten Einstellungen an der Gas-ECU nach dem Update.

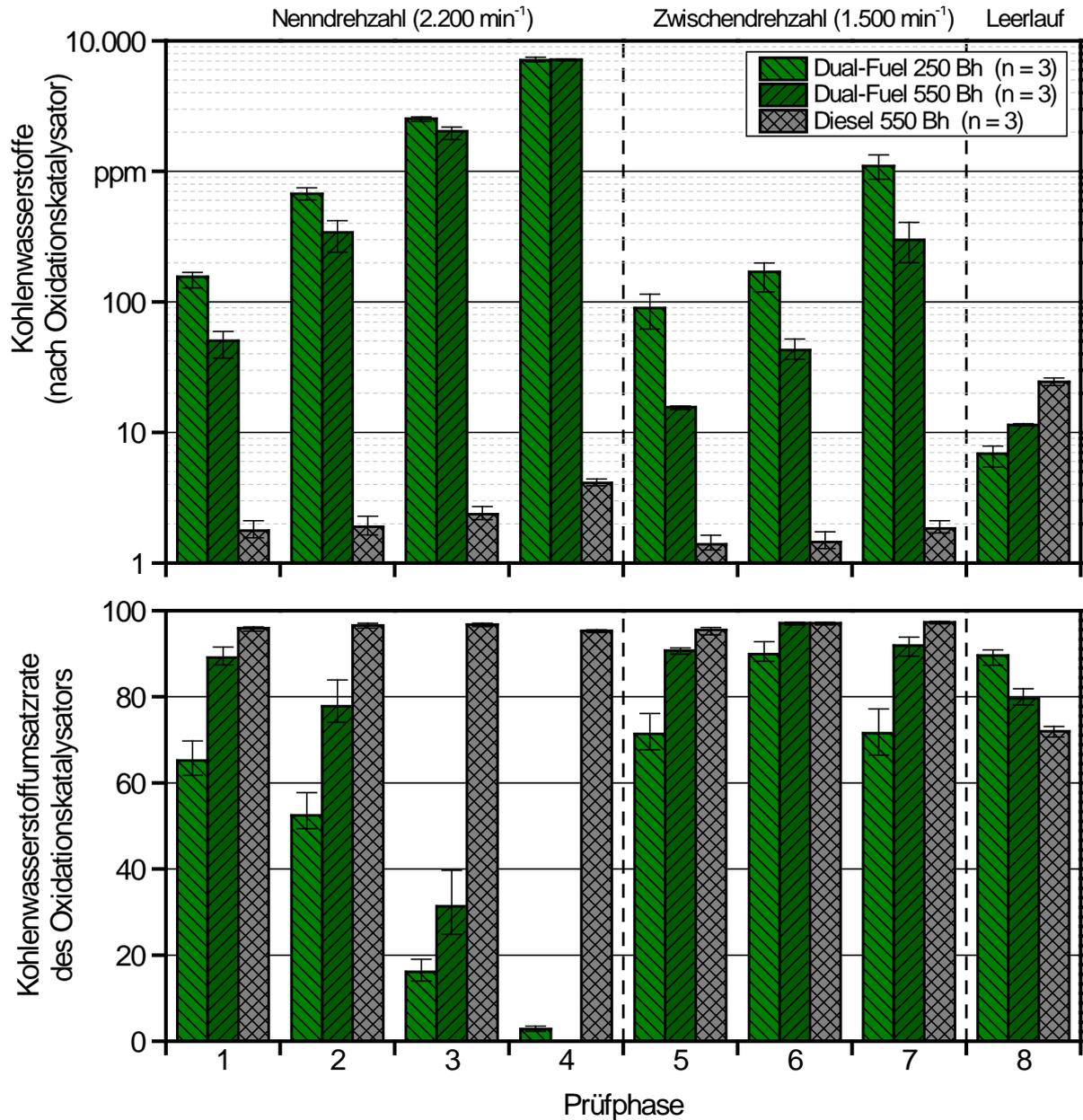


Abbildung 32: Mittelwerte und Spannweiten der Kohlenwasserstoffkonzentrationen im Abgas vor dem Oxidationskatalysator und Kohlenwasserstoffumsatzrate des Oxidationskatalysators des Valtra N101 Hi Tech bei den einzelnen Prüfphasen für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh und den Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 550 Bh

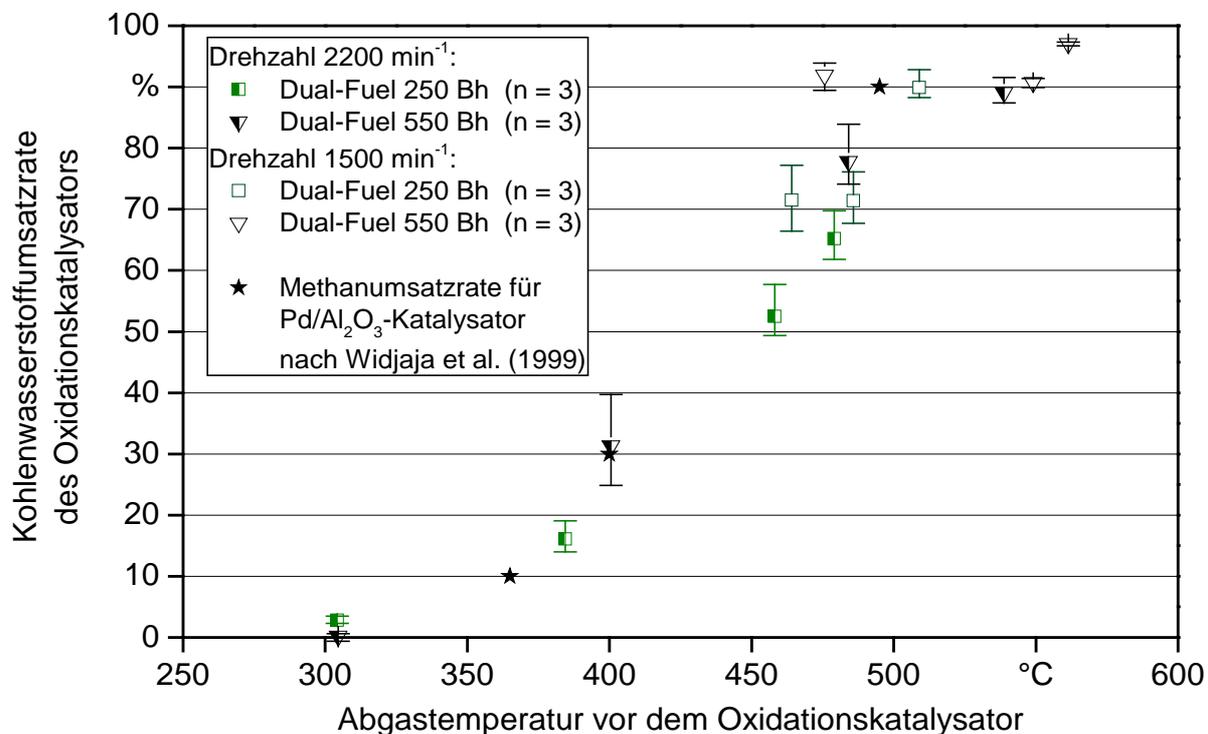


Abbildung 33: Mittelwerte und Spannweiten der Kohlenwasserstoffumsatzrate des Oxidationskatalysators in Abhängigkeit von der Abgastemperatur vor dem Oxidationskatalysator des Valtra N101 Hi Tech bei den einzelnen Prüfphasen für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh und 550 Bh und Literaturwerte nach WIDJAJA et al. 1999 [105]

Der mittlere Nutzungsgrad des gasförmigen Kraftstoffs für die Messungen im Dual-Fuel-Betrieb bei 250 und 550 Bh ist in Abbildung 34 dargestellt, für die genaue Definition und Berechnungsmethodik siehe Kapitel 4.4.3. Bei der Messung bei 550 Bh zeigen sich gleiche, teilweise auch geringfügig höhere Nutzungsgrade des gasförmigen Kraftstoffs als bei 250 Bh vor dem Austausch der Gas-ECU. Bei beiden Messungen nimmt der Nutzungsgrad mit steigendem Gas-Energie-Verhältnis (GEV) ab (siehe auch Abbildung 25). In Prüfphase 4 verlassen ca. 34 % des eingebrachten gasförmigen Kraftstoffs unverbrannt wieder den Brennraum. Eine Optimierung der eingesetzten Mengen an gasförmigem Kraftstoff in Bereichen mit sehr niedrigen Nutzungsgraden des gasförmigen Kraftstoffs, also in Kennfeldbereichen bei niedriger Last, erscheint sinnvoll.

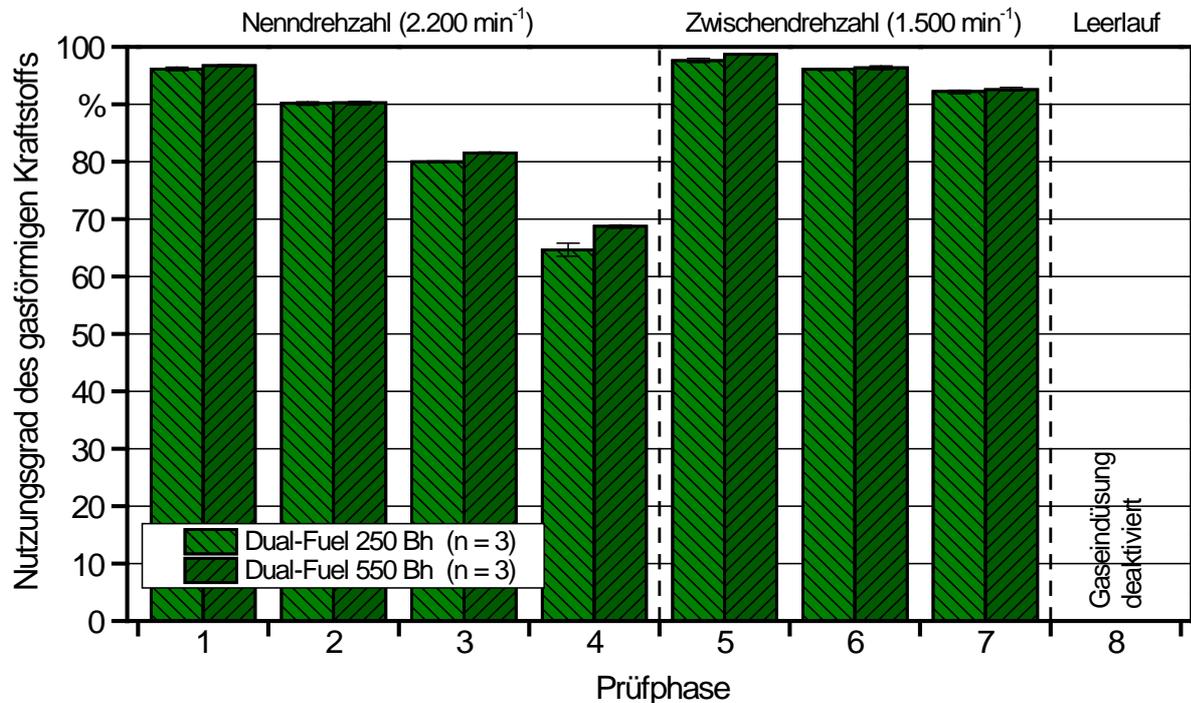


Abbildung 34: Mittelwerte und Spannweiten des Nutzungsgrades des gasförmigen Kraftstoffs in den einzelnen Prüfphasen des Valtra N101 Hi Tech für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 und 550 Bh

### Spezifische Emissionen

Die spezifischen Emissionen von Stickstoffoxiden ( $\text{NO}_x$ ), Kohlenstoffmonoxid (CO), Kohlenwasserstoffen (HC) und Partikelmasse (PM) nach dem Oxidationskatalysator sind in Abbildung 35 dargestellt. Bei den Zykluswerten ist zu beachten, dass sich die Angaben auf die an der Zapfwelle und nicht auf die an der Kurbelwelle (KW) abgegebene Arbeit beziehen. Dieser Unterschied kann auf etwa 20 bis 30 % abgeschätzt werden, d. h. bezogen auf die Zapfwellenarbeit sind die spezifischen Emissionen ca. 20 bis 30 % höher als wenn sie auf die Arbeit an der Kurbelwelle bezogen werden.

Beim Vergleich der Dual-Fuel-Messungen sind bei 550 Bh niedrigere spezifische Emissionen an PM, HC und  $\text{NO}_x$  festzustellen. Die mittleren spezifischen PM-Emissionen sind um 66 %, die mittleren spezifischen HC-Emissionen um 20 % und die mittleren spezifischen  $\text{NO}_x$ -Emissionen um 5 % geringer. Die CO-Emissionen bewegen sich weitgehend unverändert auf geringem Niveau. Auffällig ist die hohe Spannweite der Messergebnisse der PM-Emissionen bei 250 Bh, die durch die hohen und schwankenden PM-Konzentrationen bei den Zwischendrehzahlprüfphasen aufgrund von lokalem Sauerstoffmangel verursacht werden. Zwischen den beiden Messungen im Dual-Fuel-Betrieb bei 250 und 550 Bh wurde die Gas-ECU ausgetauscht. Die geänderten Motorparameter der neuen Gas-ECU führen vermutlich zu den festgestellten Verbesserungen.

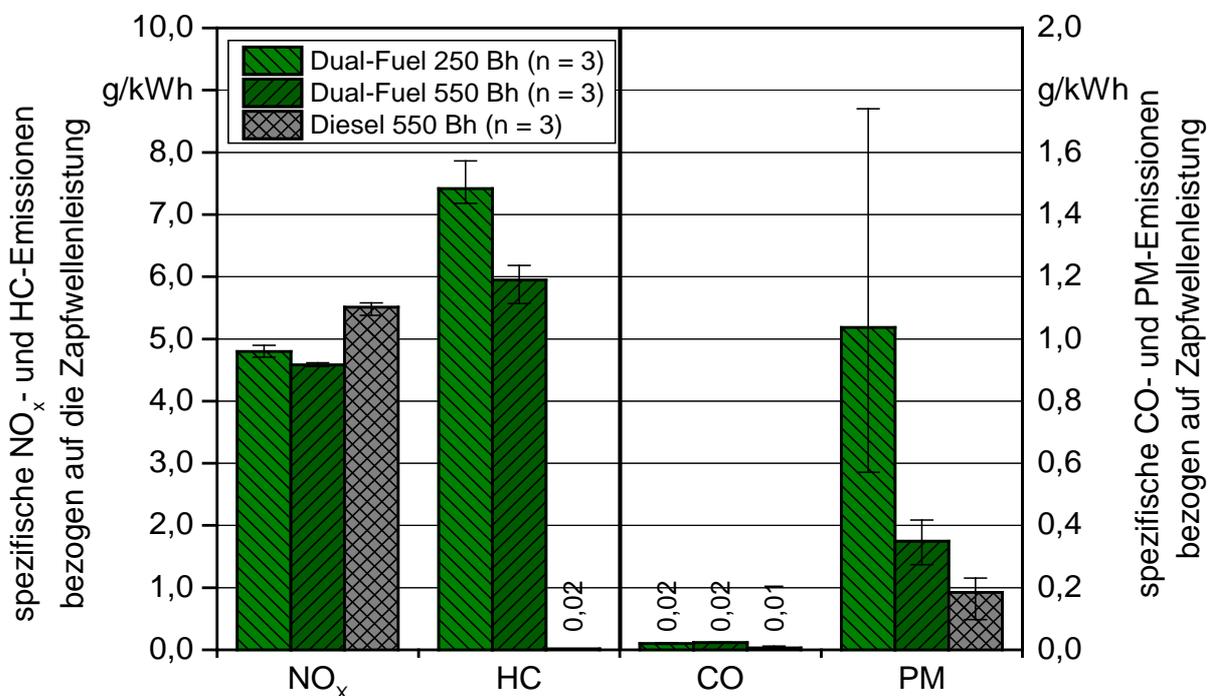


Abbildung 35: Mittelwerte und Spannweiten der spezifischen Abgasemissionen im C1-Zyklus in Anlehnung an ISO 8178 nach dem Oxidationskatalysator des Valtra N101 Hi Tech für den Dual-Fuel-Betrieb bei 250 Bh und den Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 550 Bh

Im Vergleich zum Dieselbetrieb sind im Dual-Fuel-Betrieb höhere spezifische HC-, CO- und PM-Emissionen und geringere NO<sub>x</sub>-Emissionen zu beobachten. Bei 550 Bh liegen die spezifischen HC-Emissionen im Dual-Fuel-Betrieb um mehr als das 3000-fache über denen im Dieselbetrieb. Die spezifischen CO- und PM-Emissionen sind in etwa um das doppelte höher. Die um ca. 20 % niedrigeren spezifischen NO<sub>x</sub>-Emissionen im Dual-Fuel-Betrieb lassen sich auf die höhere erzielte Leistung im Vergleich zu Dieselkraftstoff zurückführen, die NO<sub>x</sub>-Konzentrationen im Abgas bei den einzelnen Prüfphasen sind für beide Betriebsarten gleich (siehe auch Abbildung 27). Im MEKA-Projekt [63] wurden für zwei baugleiche Traktoren unter Anwendung des transienten NRTC-Prüfzyklus ebenfalls etwa 15 bis 20 % geringere spezifische NO<sub>x</sub>-Emissionen festgestellt. Bei den spezifischen PM-Emissionen wurden keine solch großen Abweichungen zwischen Dual-Fuel- und Dieselbetrieb festgestellt, was primär auf die unterschiedlichen verwendeten Prüfzyklen zurückzuführen ist.

Für den Dual-Fuel- und Dieselbetrieb kann unter Berücksichtigung der Unterschiede zwischen Zapfwellen- und Kurbelwellenarbeit abgeschätzt werden, dass die Emissionsgrenzwerte der Abgasstufe IIIA für CO (5,0 g/kWh) und PM (0,3 g/kWh) beim stationären Prüfzyklus eingehalten werden. Für den Summengrenzwert NO<sub>x</sub> + HC liegen die ermittelten Werte im Dieselbetrieb im Bereich des Grenzwertes (4,0 g/kWh), im Dual-Fuel-Betrieb wird dieser Summengrenzwert sehr deutlich überschritten. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass es für Dual-Fuel-Motoren im Non-Road-Bereich derzeit noch keine ge-

setzlichen Vorgaben gibt. Nach dem vorgeschlagenen Entwurf der EUROPÄISCHEN KOMMISSION 2014 [28] [29] ergäbe sich für einen Abgasstufe IIIA Motor für  $\text{NO}_x$  ein Grenzwert von 3,81 g/kWh und für HC von 0,7 g/kWh (siehe auch Kapitel 4.4.4). Die beobachteten spezifischen  $\text{NO}_x$ -Emissionen würden im stationären Prüfzyklus somit unter Einbezug der Unterschiede der Zapfwellen- und Kurbelwellenarbeit voraussichtlich eingehalten. Der vorgeschlagene HC-Grenzwert würde von der Prototyp-Maschine jedoch deutlich überschritten. Dies liegt vor allem an den hohen Mengen an unverbranntem gasförmigen Kraftstoff, der im Schwachlastbetrieb über das Abgas entweicht. Möglichkeiten zur Verbesserung des Emissionsverhaltens im Dual-Fuel-Betrieb wären zum Beispiel eine Optimierung des Gas-Energie-Verhältnisses (GEV) und der Ansaugluftdrosselung sowie konstruktiven Anpassungen des Oxidationskatalysators (z.B. Nähe zum Motor, katalytische Beschichtung, Baugröße). So könnte zum Beispiel durch eine Reduzierung des GEV auf 0 in den Prüfphasen 3 und 4 eine Verringerung der spezifischen HC-Emissionen auf ein Niveau von ca. 0,6 g/kWh erreicht werden, was unter dem berechneten Grenzwert für HC liegen würde.

### Partikelanzahl und -größenverteilung

Abbildung 36 zeigt die Partikelanzahlkonzentration im Abgas nach dem Oxidationskatalysator des Traktors im Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 550 Bh. Im Dieselbetrieb liegen die mittleren Partikelanzahlkonzentrationen bei den Nenn- und Zwischendrehzahlprüfphasen im Bereich zwischen  $1,2 \cdot 10^8$  und  $2,0 \cdot 10^8 \text{ cm}^{-3}$ . Im Dual-Fuel-Betrieb ist bei diesen Prüfphasen eine deutlich größere Bandbreite von  $1,3 \cdot 10^8$  bis  $6,2 \cdot 10^8 \text{ cm}^{-3}$  festzustellen. Vor allem bei den Zwischendrehzahlprüfphasen 6 und 7 betragen die Partikelanzahlkonzentrationen im Dual-Fuel-Betrieb das Zwei- bis Vierfache im Vergleich zum Dieselbetrieb. Auffällig sind hier auch die deutlich größeren Spannweiten der Partikelanzahlkonzentration im Dual-Fuel-Betrieb. In den Prüfphasen 1, 2 und 5 liegen die mittleren Partikelanzahlkonzentrationen im Dual-Fuel-Betrieb um etwa 30 bis 40 % über denen im Dieselbetrieb. In der Prüfphase 3 werden ähnlich hohe und in der Teillastprüfphase 4 etwas geringere Partikelanzahlkonzentrationen beobachtet.

Die auf die logarithmische Größenklasse normierten Partikelanzahlkonzentrationen in Abhängigkeit vom Elektromobilitätsdurchmesser im Abgas des Traktors für die Nenndrehzahl- und Leerlaufprüfphasen sind in Abbildung 37 dargestellt. Im Dieselbetrieb bei Nenndrehzahl sind die meisten Partikel in einem Größenbereich von 60 bis 80 nm zu verzeichnen, die meisten in der Teillastprüfphase 4. Im Leerlauf sind bei diesem Betriebsmodus größere Partikel im Bereich von 100 bis 200 nm festzustellen, jedoch in geringerer Anzahl. Im Dual-Fuel-Betrieb bewegen sich bei den Nenndrehzahlprüfphasen die meisten Partikel im Größenbereich von etwa 70 bis 90 nm. Die im Dual-Fuel-Betrieb festgestellten Partikel sind somit in der Tendenz etwas größer als im Dieselbetrieb. Im Leerlauf sind im Dual-Fuel-Betrieb ebenfalls größere Partikel als bei Nenndrehzahl zu verzeichnen, hierbei ist jedoch zu berücksichtigen, dass im Leerlauf die Zufuhr des gasförmigen Kraftstoffes deaktiviert ist.

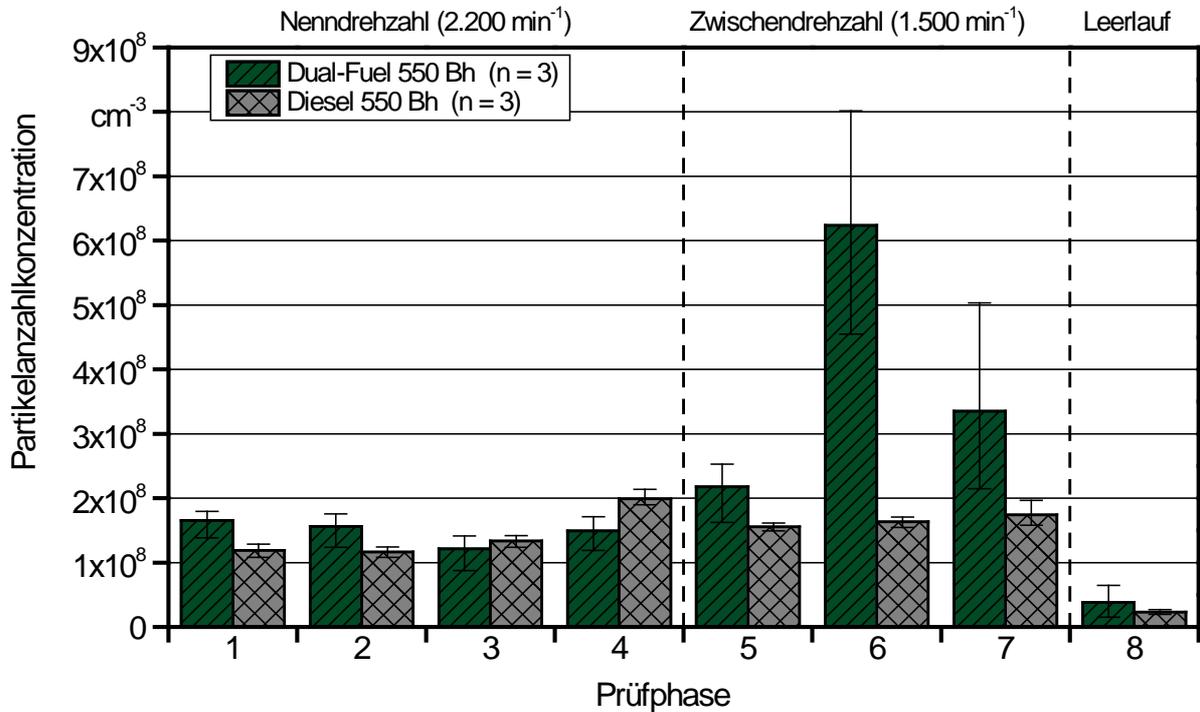


Abbildung 36: Mittelwerte und Spannweiten der Partikelanzahlkonzentration im Abgas nach dem Oxidationskatalysator in den einzelnen Prüfphasen des Valtra N101 Hi Tech für den Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 550 Bh

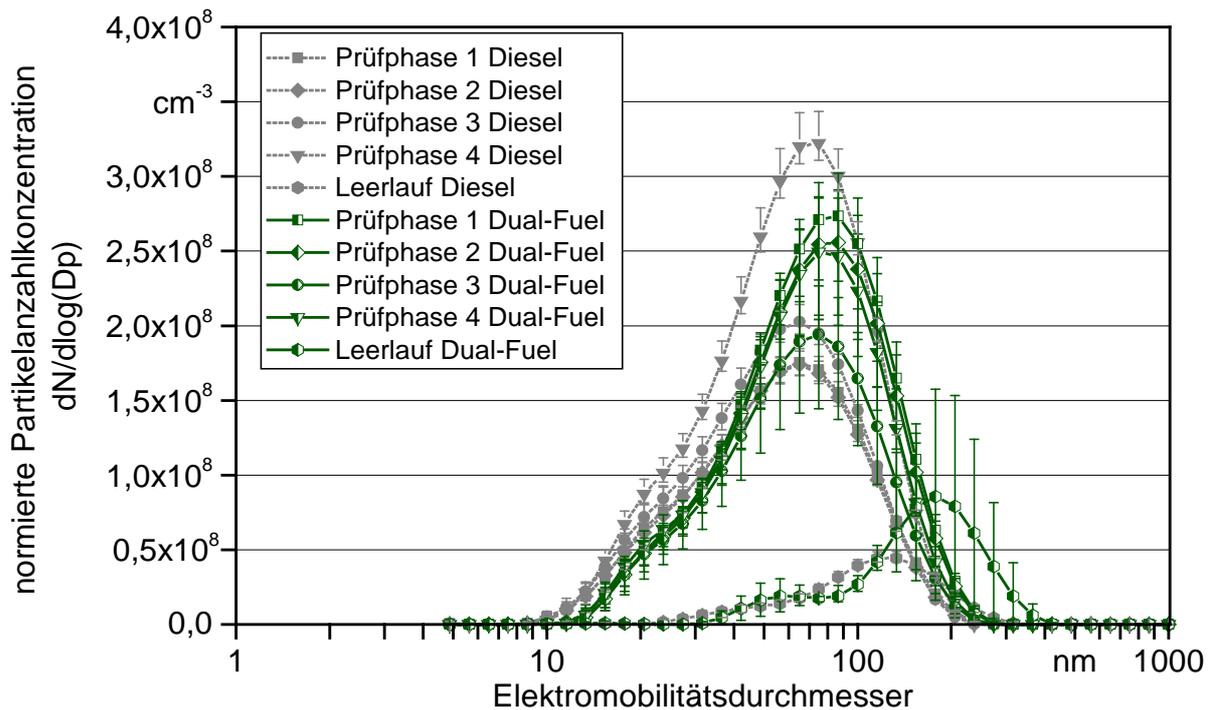


Abbildung 37: Mittelwerte und Spannweiten der auf die logarithmische Größenklasse normierten Partikelanzahlkonzentrationen in Abhängigkeit vom Elektromobilitätsdurchmesser in den Prüfphasen 1, 2, 3, 4 und 8 des Valtra N101 Hi Tech für den Dual-Fuel- und Dieselbetrieb bei 550 Bh nach dem Oxidationskatalysator

In Abbildung 38 sind die normierten Partikelanzahlkonzentrationen in Abhängigkeit vom Elektromobilitätsdurchmesser für die Zwischendrehzahlprüfphasen dargestellt. Im Dieselmotor bewegt sich der Elektromobilitätsdurchmesser für die am meisten bei den Zwischendrehzahlprüfphasen auftretenden Partikel im Bereich von 90 bis 120 nm und es sind im gesamten Größenspektrum keine Unterschiede zu beobachten. Im Dual-Fuel-Betrieb weisen die meisten erfassten Partikel im Abgas Elektromobilitätsdurchmesser von etwa 100 bis 200 nm auf. In diesen Prüfphasen sind im Dual-Fuel-Betrieb die meisten und auch die größten Partikel festzustellen. Dies stimmt mit den Ergebnissen zur Partikelmasse überein, wo die größten Partikelmassekonzentrationen in diesen Prüfphasen festgestellt wurden. Auch die Spannweiten der normierten Partikelanzahlkonzentration zwischen den einzelnen Messungen sind bei den Prüfphasen 6 und 7 größer als bei allen anderen Prüfphasen. Höhere Spannweiten zwischen den einzelnen Messungen waren bei diesen Prüfphasen auch bei der Partikelmasse zu verzeichnen. Grund für die höheren Anzahlkonzentrationen an größeren Partikeln ist lokaler Sauerstoffmangel bei der Verbrennung, worauf die festgestellten niedrigen Lambda Werte in diesen Prüfphasen hinweisen.

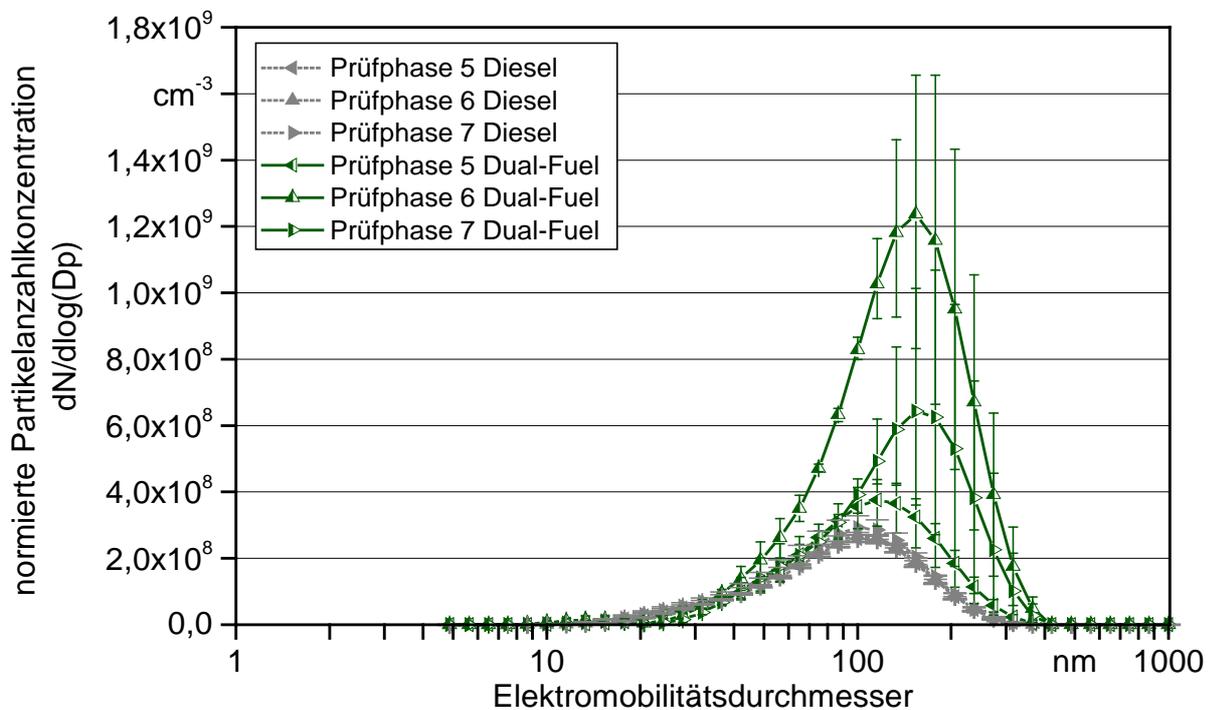


Abbildung 38: Mittelwerte und Spannweiten der auf die logarithmische Größenklasse normierten Partikelanzahlkonzentrationen in Abhängigkeit vom Elektromobilitätsdurchmesser in den Prüfphasen 5, 6 und 7 des Valtra N101 Hi Tech für den Dual-Fuel- und Dieselmotor bei 550 Bhp nach dem Oxidationskatalysator

Insgesamt kann für den Dual-Fuel-Betrieb bei diesem Prototyptraktor festgestellt werden, dass für den Großteil aller Prüfphasen im stationären Prüfzyklus die Partikelanzahlkonzentrationen

zentrationen höher und die Partikeldurchmesser größer als im Dieselbetrieb sind. Durch weitere Optimierungen, vor allem im Bereich der Zwischendrehzahlprüfphasen, sind jedoch deutliche Verringerungen der Partikelanzahl und Partikelmasseemissionen zu erwarten.

### 5.2.3 Motorkennfeldmessungen

Die bisherigen Ergebnisse der acht Prüfphasen im C1-Zyklus zeigen, dass im Dual-Fuel-Betrieb des Prototyptraktors bei Zwischendrehzahl und niedriger Last Betriebszustände auftreten, die zu hohen Emissionen von HC führen. Um diese Bereiche im Motorkennfeld genauer einzugrenzen, wurden zusätzliche Messungen außerhalb des C1-Zyklus durchgeführt (vgl. Kapitel 4.3.6). Dabei wurden an 78 Betriebspunkten im Motorkennfeld der Gasverbrauch, das Gas-Energie-Verhältnis (GEV), der Nutzungsgrad des gasförmigen Kraftstoffes und die HC-Emissionen vor und nach dem Oxidationskatalysator im Dual-Fuel-Betrieb näher untersucht.

In Abbildung 39 ist der Verbrauch von gasförmigem Kraftstoff im Motorkennfeld dargestellt. Dieser ist im Bereich zwischen 1.600 und 2.000  $\text{min}^{-1}$  bei 200 bis 350 Nm mit über 8 kg/h am höchsten. Ausgehend von diesem Bereich verringert sich der Gasverbrauch bei niedrigeren und höheren Drehzahlen und Drehmomenten. Bei niedrigen Drehmomenten unter 50 Nm sind im Bereich zwischen 1.900 und 2.100  $\text{min}^{-1}$  mit über 6 kg/h noch hohe Methanverbräuche im Vergleich zu den höheren Drehmomenten zu beobachten.

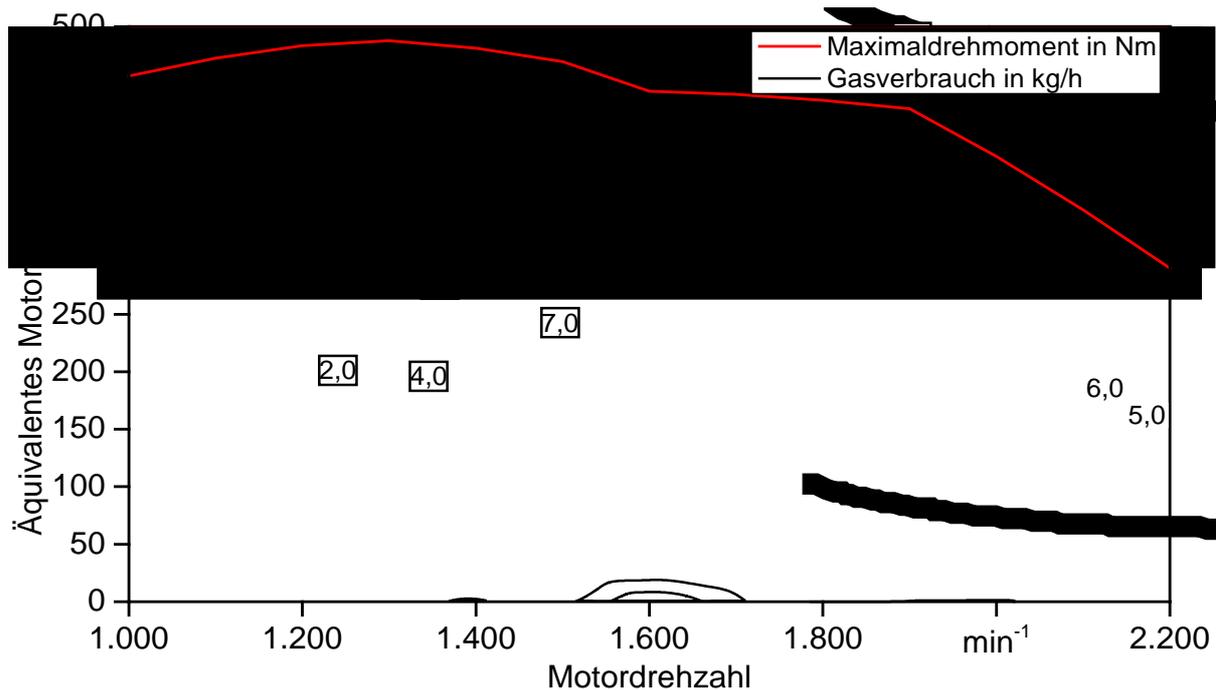


Abbildung 39: Methanverbrauch im Motorkennfeld des Valtra N101 Hi Tech im Dual-Fuel-Betrieb bei 550 Bh

In Abbildung 40 ist das GEV über das Motorkennfeld des Traktors dargestellt. Vor allem in zwei Bereichen sind hohe energiebezogene Anteile des gasförmigen Kraftstoffes im Verhältnis zum Gesamtkraftstoffeinsatz zu beobachten. GEV von mehr als 70 % ergeben sich im Drehzahlbereich von etwa 1.800 bis 2.100  $\text{min}^{-1}$  bei einem Drehmoment von weniger als 150 Nm und von ca. 1.400 bis 1.600  $\text{min}^{-1}$  bei einem Drehmoment von unter 250 Nm.

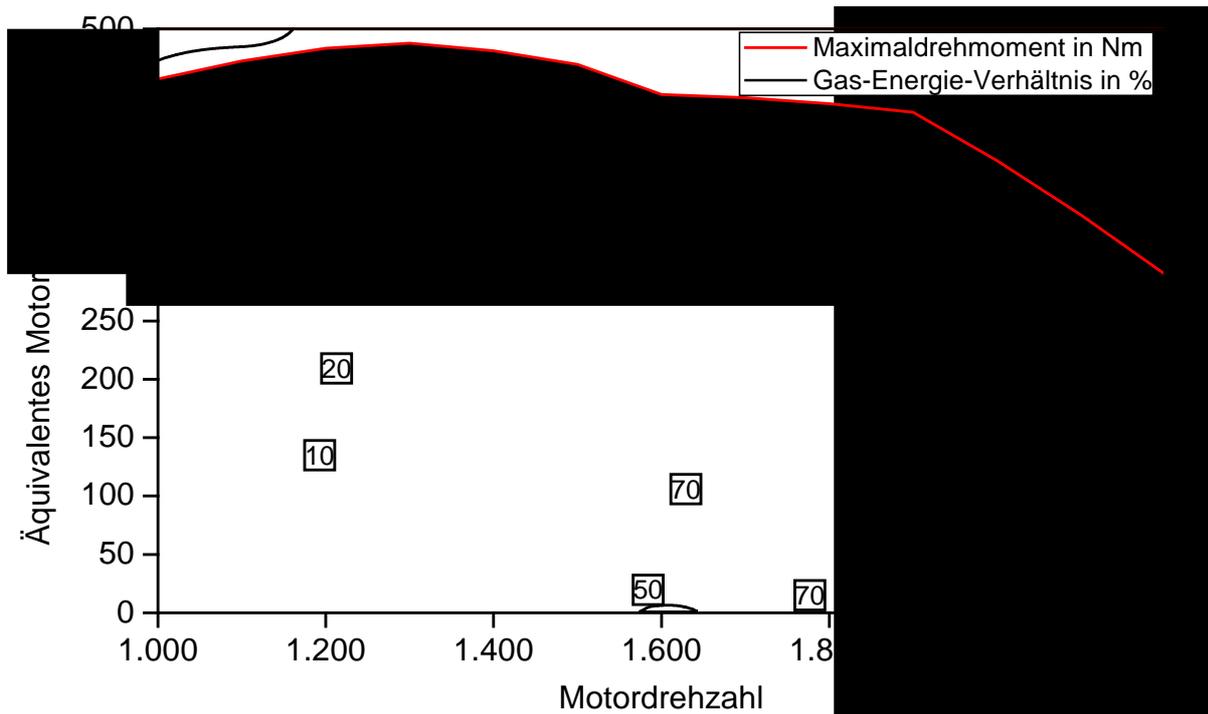


Abbildung 40: Gas-Energie-Verhältnis (GEV) im Motorkennfeld des Valtra N101 Hi Tech im Dual-Fuel-Betrieb bei 550 Bh

Die HC-Konzentrationen vor dem Oxidationskatalysator im Abgas des Traktors sind in Abbildung 41 dargestellt. Hohe Konzentrationen von mehr als 10.000 ppm HC sind vor allem im Teillastbetrieb bei niedrigem Drehmoment  $< 100$  Nm festzustellen. Insbesondere im Drehzahlbereich von ca. 1.800 bis 2.100  $\text{min}^{-1}$  sind bei einem Drehmoment von unter 50 Nm mehr als 15.000 ppm HC zu beobachten. In diesem Motorkennfeldbereich liegt auch das GEV über 70 %. Zudem werden bei diesem Teillastbetrieb niedrige Verbrennungstemperaturen erreicht, die eine Oxidation des gasförmigen Kraftstoffs erschweren. Die hohen HC-Konzentrationen lassen sich somit auf die hohen eingesetzten Anteile gasförmigen Kraftstoffs in Verbindung mit den niedrigen Verbrennungstemperaturen im Teillastbetrieb zurückführen. Der in Abbildung 42 dargestellte Nutzungsgrad des gasförmigen Kraftstoffs lässt ebenfalls auf hohe Anteile von unverbranntem Kraftstoff im Teillastbereich schließen. Im Drehzahlbereich über 1.400  $\text{min}^{-1}$  werden bei einem Drehmoment von weniger als 100 Nm lediglich 80 % des in den Brennraum eingebrachten gasförmigen Kraftstoffs verbrannt. Im Drehzahlbereich von unter ca. 1.300  $\text{min}^{-1}$  wird generell wenig gasförmiger Kraftstoff eingesetzt und kleine Änderungen und Schwan-

kungen wirken sich stärker auf den Nutzungsgrad aus. Eine eindeutige Interpretation der Ergebnisse zum Nutzungsgrad ist daher in diesem Drehzahlbereich nicht möglich.

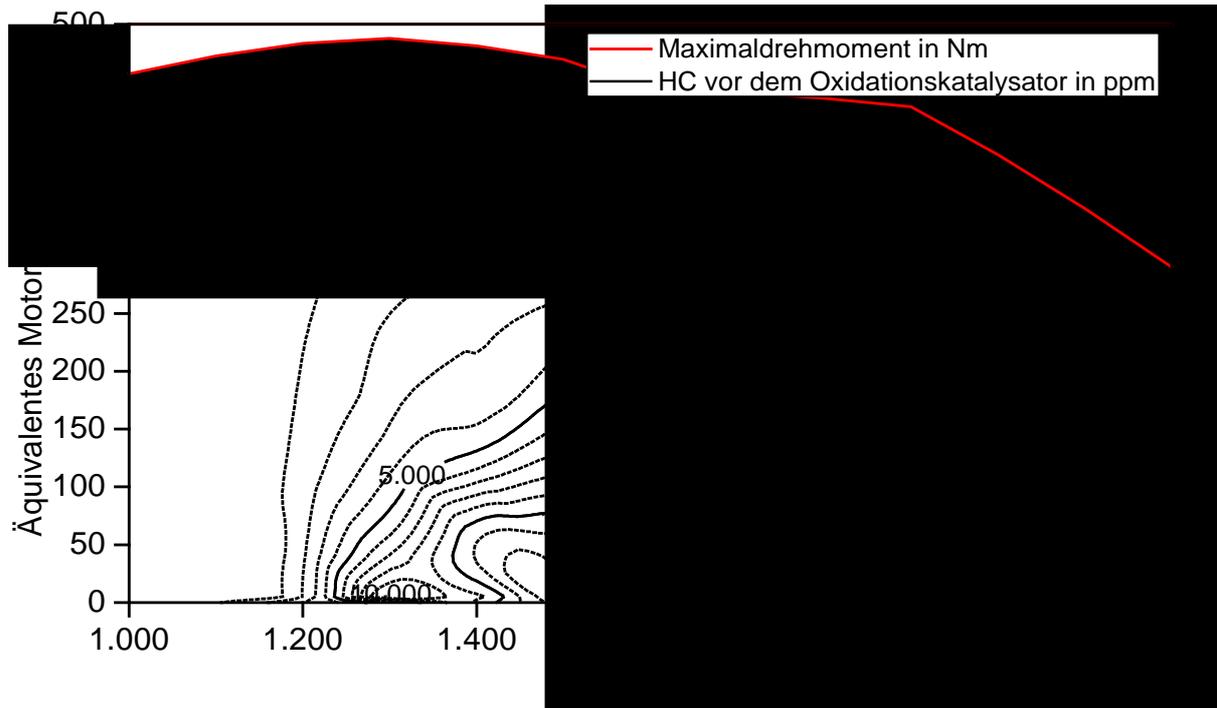


Abbildung 41: HC-Konzentrationen im Abgas vor dem Oxidationskatalysator im Motorkennfeld des Valtra N101 Hi Tech im Dual-Fuel-Betrieb bei 550 Bh

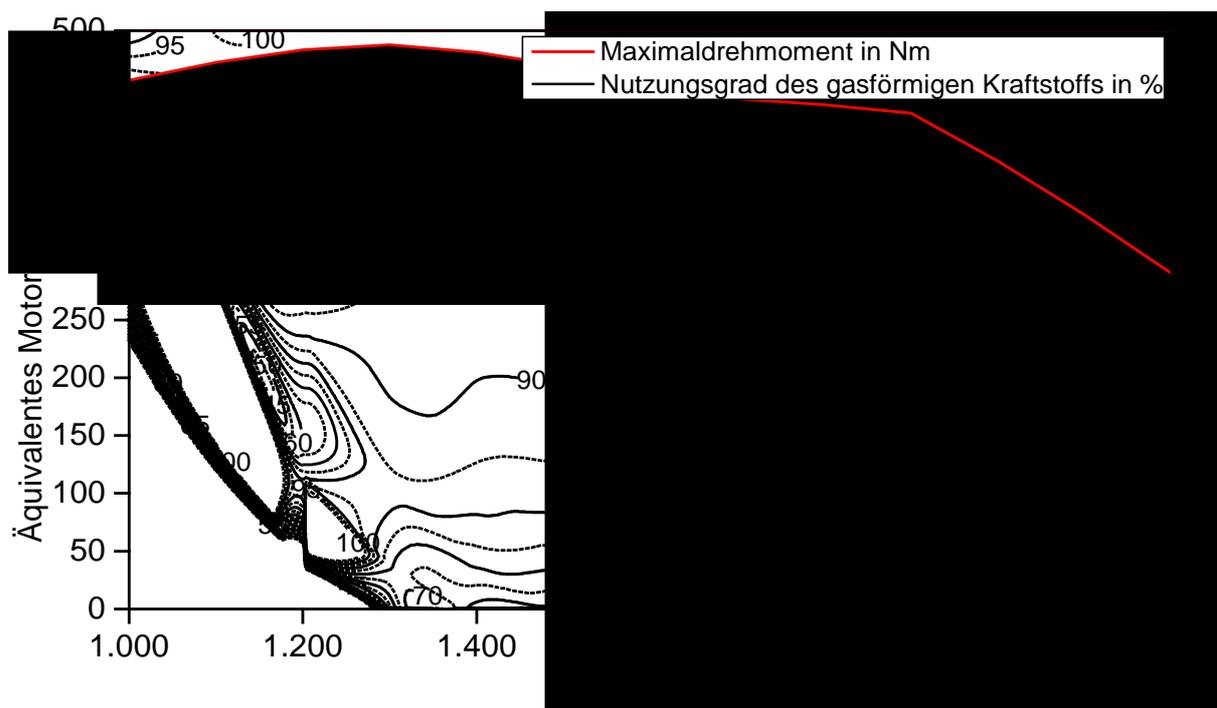


Abbildung 42: Nutzungsgrad des gasförmigen Kraftstoffs im Motorkennfeld des Valtra N101 Hi Tech im Dual-Fuel-Betrieb bei 550 Bh

Die HC-Konzentrationen nach dem Oxidationskatalysator sowie die Umsatzrate von HC des Oxidationskatalysators sind in Abbildung 43 und Abbildung 44 dargestellt. Bei Drehzahlen über  $1.200 \text{ min}^{-1}$  nehmen die HC-Konzentrationen im Abgas mit abnehmender Leistung zu, wie dies auch vor dem Oxidationskatalysator zu beobachten war. Jedoch sind die HC-Konzentrationen bei einem Drehmoment von mehr als  $200 \text{ Nm}$  mit unter  $1.000 \text{ ppm}$  und bei einem Drehmoment von über  $300 \text{ Nm}$  mit unter  $100 \text{ ppm}$  deutlich geringer als vor dem Oxidationskatalysator. In diesem Bereich erreicht der Oxidationskatalysator Umsatzraten von mehr als  $80 \%$ . Im Teillastbetrieb mit unter  $100 \text{ Nm}$  Drehmoment bewegen sich die HC-Konzentrationen jedoch auf dem gleichen Niveau wie vor dem Oxidationskatalysator und die Umsatzrate liegt bei unter  $10 \%$ . Die hohen HC-Konzentrationen bei Niedriglast sind somit auf die hohen Konzentrationen vor dem Oxidationskatalysator in Verbindung mit den in diesem Bereich niedrigen Umsatzraten zurückzuführen.

Die niedrigen Umsatzraten resultieren aus den geringen Abgastemperaturen im Teillastbereich, wodurch die optimale Betriebstemperatur des Katalysators nicht erreicht wird. In Abbildung 45 sind die Abgastemperaturen vor dem Oxidationskatalysator dargestellt. Höhere Umsatzraten von mehr als  $80 \%$  werden erst ab Abgastemperaturen von etwa  $450 \text{ °C}$  erreicht.

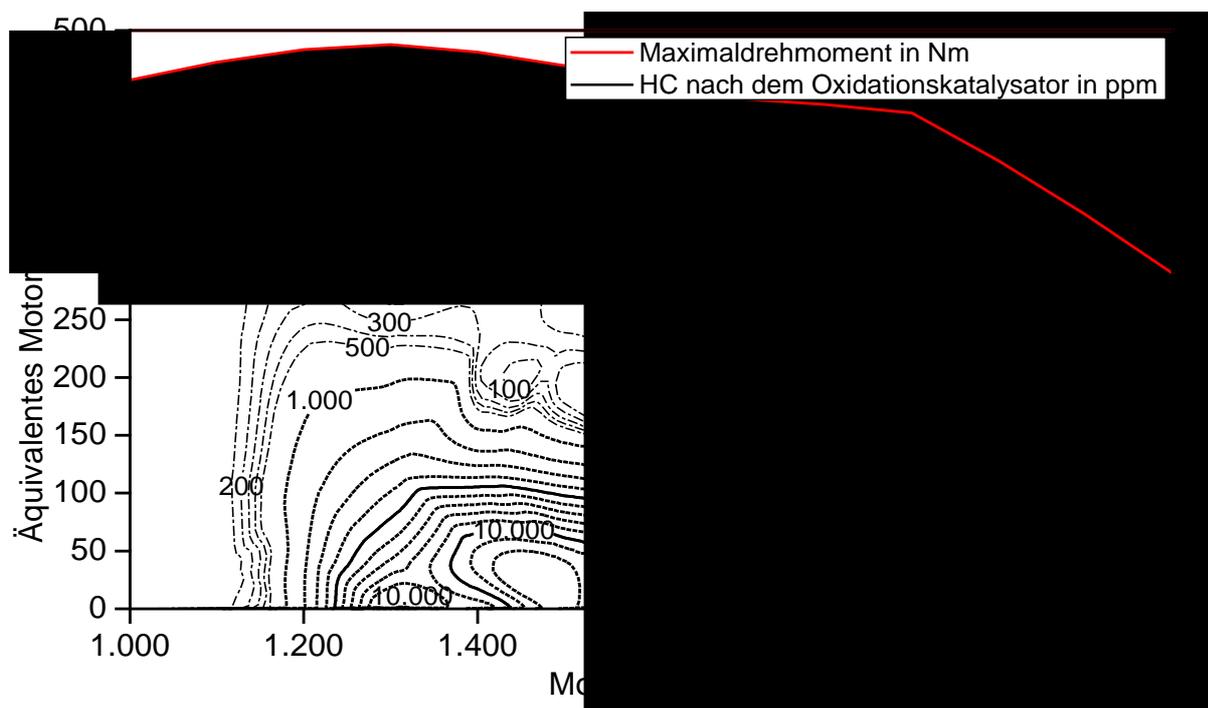


Abbildung 43: HC-Konzentrationen im Abgas nach dem Oxidationskatalysator im Motorkennfeld des Valtra N101 Hi Tech im Dual-Fuel-Betrieb bei 550 Bhp

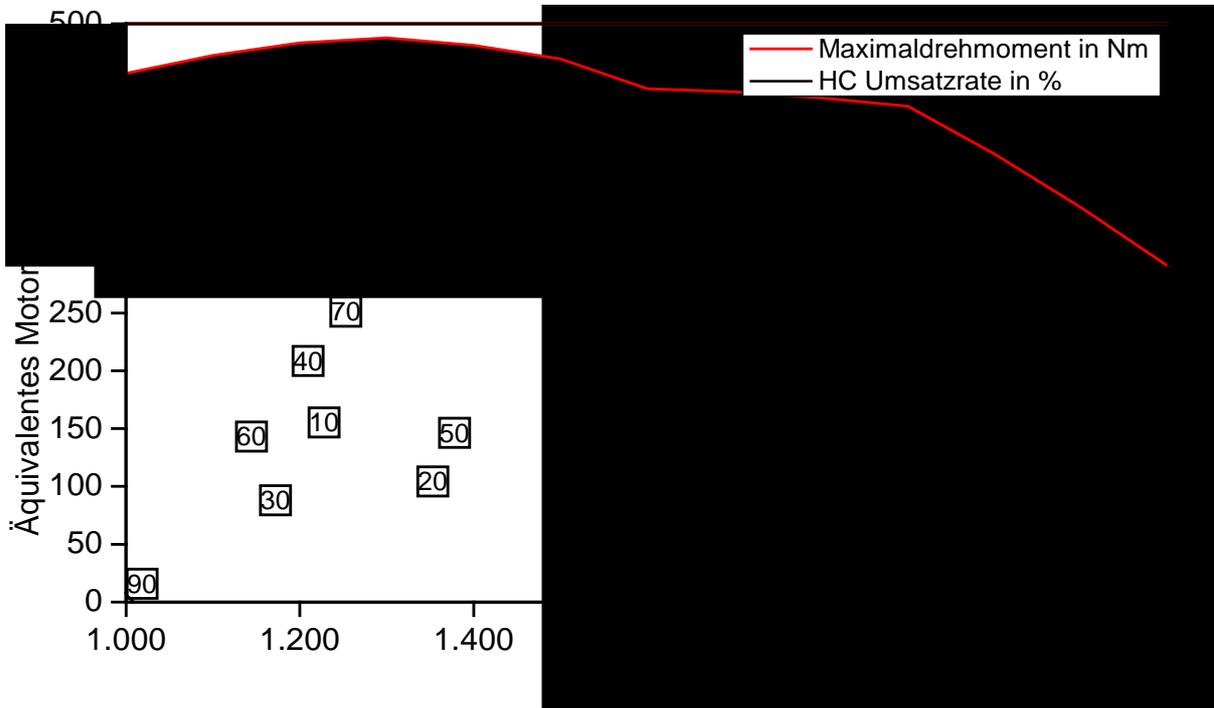


Abbildung 44: HC-Umsatzrate des Oxidationskatalysators im Motorkennfeld des Valtra N101 Hi Tech im Dual-Fuel-Betrieb bei 550 Bh

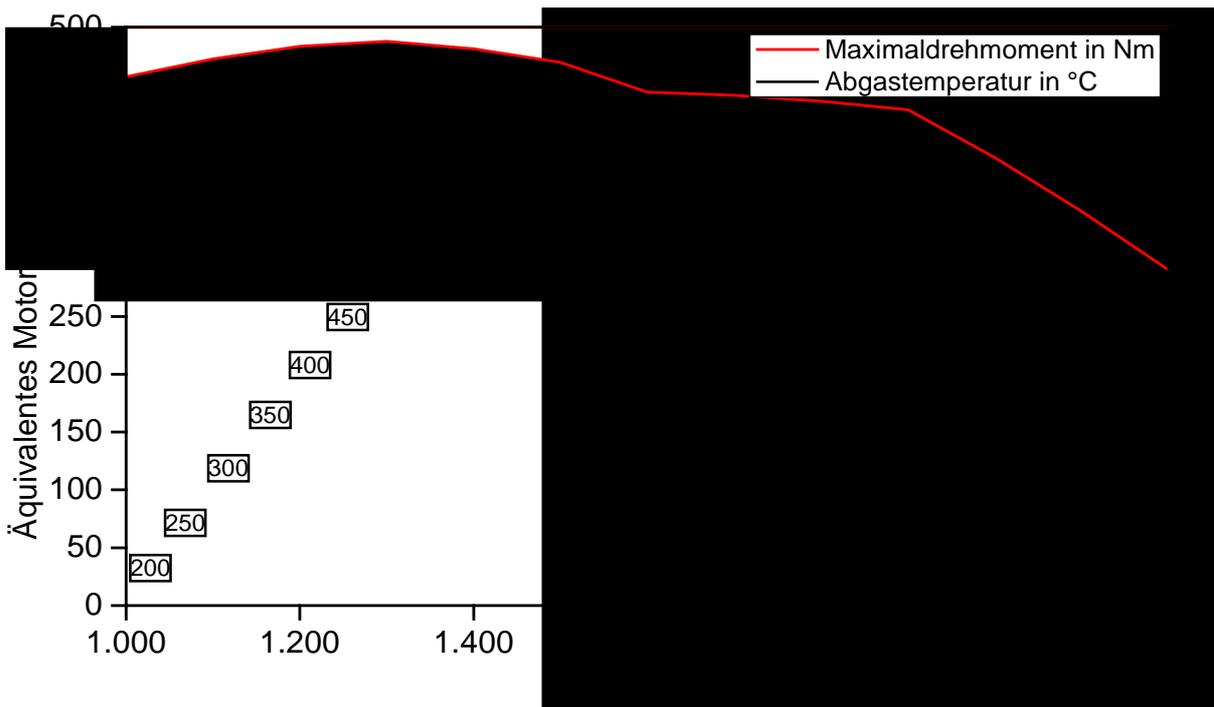


Abbildung 45: Abgastemperatur vor dem Oxidationskatalysator im Motorkennfeld des Valtra N101 Hi Tech im Dual-Fuel-Betrieb bei 550 Bh

### Fazit

Der Prototyptraktor weist im Dual-Fuel-Betrieb bei einem Drehmoment von mehr als 300 Nm keine erhöhten HC-Emissionen und einen hohen Nutzungsgrad des gasförmigen Kraftstoffes auf. Bei Drehmomenten  $< 100$  Nm ist ein drastischer Anstieg von HC zu beobachten, dieser geht einher mit einem geringen Nutzungsgrad des gasförmigen Kraftstoffes und niedrigen Umsatzraten des Oxidationskatalysators. Im Teillastbereich könnte daher eine erste Optimierungsmaßnahme die Absenkung des GEV sein, um die HC-Emissionen zu verbessern. Zudem sollte untersucht werden, ob mit anderen Katalysatortypen oder durch andere Anordnung des Katalysators im Abgasstrang höhere Umsatzraten bei niedrigen Temperaturen erreicht und dadurch die HC-Emissionen reduziert werden können.

### 5.3 Befundung des Traktors

Zur Beurteilung des Gesamtzustandes des Prototyptraktors ist gegen Ende der Projektlaufzeit eine Befundung des Traktors und aller gasführender Komponenten durchgeführt worden.

In Abbildung 46 ist der Unterboden des Tragrahmens und die Verkleidung zum Schutz der Gastanks vor mechanischen Einwirkungen (z. B. Steinschlag) zu sehen. Der Tragrahmen und die Verkleidung wiesen nach 620 Bh im Einsatz keinerlei Deformationen, Risse oder andere Auffälligkeiten auf.



Abbildung 46: Ansicht des Schutzbehältnisses zur Aufbewahrung der Gastanks (links Gesamtansicht; rechts Bodenansicht)

Abbildung 47 zeigt die hinter der Schutzverkleidung installierten Gastanks mit Absperrventilen und Druckreduzierventil. Alle Komponenten befinden sich in ordnungsgemäßem Zustand. Die Gasbetankungsanschlüsse und die Zuführleitungen zu den Gastanks sind ebenfalls in einem einwandfreien Zustand.



Abbildung 47: Ansicht der Gastanks, der Gasventile und des Druckreduzierventils (unten mittig)

Im Niederdrucksystem des Gaskraftstoffsystems wurde die Drosselklappe mit integrierter Gasinjektionseinheit demontiert und begutachtet. Sowohl die Drosselklappe als auch der Bereich der Gasinjektionseinheit waren sauber und ohne Verschleißspuren und deuten auf eine ordnungsgemäße Funktion hin.

Im Bereich des Abgasstrangs wurde der Oxidationskatalysator ausgebaut. Am Katalysator waren weder am Einlass noch am Auslass Ablagerungen vorhanden, welche Hinweise auf eine eingeschränkte Funktion geben könnten.

Insgesamt war der Traktor am Ende der Projektlaufzeit in einem sehr guten Zustand und es konnten keine Hinweise auf beginnende Schäden oder übermäßigen Verschleiß festgestellt werden. Der Traktor sollte jedoch weiter hinsichtlich seiner Dauerhaltbarkeit untersucht werden, da die Maschine mit 620 Bh erst einen geringeren Teil seiner Lebensdauer erreicht hat. Insbesondere eine detaillierte Motorbefundung mit Begutachtung des Brennraumzustandes wäre bei einem höheren Betriebsstundenstand hilfreich, um bessere Aussagen zum Motorzustand treffen zu können.



## Zusammenfassung

Für den notwendigen Übergang hin zu einer nachhaltigen Energieversorgung müssen auch beim Antrieb von Non-Road-Maschinen fossile durch erneuerbare Energieträger ersetzt werden. Im Bereich der landwirtschaftlichen Maschinen sind Rapsöl und Biodiesel aussichtsreiche Kraftstoffalternativen, deren Praxistauglichkeit bereits mehrfach bewiesen wurde. Eine weitere Alternative ist Biomethan, das aus Biogas gewonnen wird. Zum Einsatz von Biomethan in landwirtschaftlichen Maschinen gibt es jedoch kaum Untersuchungen. Zwar wurden bereits von der Landmaschinenindustrie mehrere Prototypen vorgestellt, die aber keine Serienreife erlangten. Der Landmaschinenhersteller Valtra hat im Jahr 2013 Biomethantraktoren in einer Kleinserie produziert, die mit einem Dual-Fuel-Motor ausgestattet sind. Bei der Dual-Fuel-Technik werden Biomethan und Diesel zeitgleich im Motor in betriebspunktabhängigen Mischungsverhältnissen verbrannt. Zum Betriebs- und Emissionsverhalten sowie zur Praxistauglichkeit dieser Traktoren liegen aber noch wenige Erfahrungen vor.

Ziel des Vorhabens war es daher, das Betriebs- und Emissionsverhalten eines Biomethantraktors mit Dual-Fuel-Motor im Feldeinsatz und am Traktorenprüfstand zu untersuchen. Der Feldeinsatz erfolgte auf der Versuchsstation Freising der Bayerischen Landesanstalt für Landwirtschaft, wobei wichtige Betriebsdaten sowie eventuelle Störungen dokumentiert werden. Am Traktorenprüfstand des Technologie- und Förderzentrums werden Kraftstoffverbrauch, Leistung und Emissionen ermittelt.

Der Dual-Fuel-Traktor Valtra N101 Hi Tech hat sich zwischen Juni 2014 und März 2016 im Feldeinsatz über 590 Betriebsstunden (Bh) gut bewährt. Während dieser Zeit arbeitete er stets zuverlässig ohne dass nennenswerte Störungen oder gar Schäden auftraten. Die Betreiber waren sehr zufrieden. Auch die Motorölanalysen zeigten keine Auffälligkeiten. Die am Ende der Versuchslaufzeit durchgeführte Befundung gasführender Bauteile bestätigt den technisch einwandfreien Zustand des Traktors.

Über die gesamte Versuchslaufzeit (inklusive der Betriebszeiten am Traktorenprüfstand) wurde ein mittleres Gas-Energie-Verhältnis (GEV) von 28 % ermittelt, d. h. 28 % der Antriebsenergie stammten vom gasförmigen Kraftstoff. Das GEV war je nach Traktorarbeit unterschiedlich hoch. Während des Feldtests auf der Versuchsstation wurde der Traktor im Durchschnitt alle 11,5 Bh mit Gas betankt. Kurze Anfahrtswege zu einer Gastankstelle sind daher eine wichtige Voraussetzung für den praxisgerechten Einsatz des Biomethantraktors. Im Feldeinsatz wurden insgesamt 4.292 l Dieselkraftstoff und 1.087 kg gasförmiger Kraftstoff in Form von CNG (compressed natural gas) verbraucht. Das CNG, das im Feldtest getankt wurde, weist einen bilanziellen Biomethananteil von 50 % auf. Dies entspricht, ohne Berücksichtigung von unverbranntem Methan im Abgas (Methanschlupf), einer Treibhausgaseinsparung von insgesamt etwa 2,7 t CO<sub>2</sub>-Äquivalenten.

Leistungs-, Verbrauchs- und Abgasmessungen am Traktorenprüfstand erfolgten bei 250 und 550 Bh. Im Dual-Fuel-Betrieb ist die Zapfwellenleistung des Traktors über den gesamten Drehzahlbereich aufgrund des zusätzlichen Gasanteils um etwa 8 bis 25 % höher als im Dieselbetrieb. Der Wirkungsgrad des Motors (bezogen auf die Zapfwellenlei-

tung) ist bei Volllast für beide Betriebsarten auf gleichem Niveau. Bei 550 Bh ist im Vergleich zur Messung bei 250 Bh ein geringfügig niedrigerer Wirkungsgrad bei beiden Betriebsarten festzustellen, der jedoch unerheblich ist.

Für Dual-Fuel-Motoren, die im Non-Road-Bereich eingesetzt werden, gibt es derzeit noch keine Emissionsvorschriften. In einem Entwurf der EUROPÄISCHEN KOMMISSION (2014) [28] [29] werden aber Vorschläge zu gesetzlichen Regelungen für Dual-Fuel-Motoren gemacht, welche für die Einordnung der Ergebnisse dieses Vorhabens herangezogen werden.

Anhand der Emissionsmessung am Traktorenprüfstand unter Verwendung des stationären 8-Phasen-Zyklus kann abgeleitet werden, dass der Traktor im Dual-Fuel- und Dieselpetrieb die Anforderungen der Typenprüfung am Motorenprüfstand hinsichtlich Kohlenstoffmonoxid (CO) und Partikelmasse (PM) erfüllt. Im Vergleich zum Dieselpetrieb sind jedoch die spezifischen CO- und PM-Emissionen im Dual-Fuel-Betrieb etwa dreimal so hoch. Dies ist vor allem auf das höhere Emissionsniveau bei Zwischendrehzahl zurückzuführen, wo es infolge der zusätzlich eingebrachten Methangasmenge im Dual-Fuel-Betrieb lokal vermehrt zu Sauerstoffmangel im Brennraum kommt.

Die Stickstoffoxide ( $\text{NO}_x$ ) und Kohlenwasserstoffe (HC) liegen im Dieselpetrieb im Bereich des Summengrenzwertes. Auch im Dual-Fuel-Betrieb können nach dem Entwurf der Europäischen Kommission die  $\text{NO}_x$ -Grenzwerte im stationären Prüfzyklus voraussichtlich eingehalten werden. Die spezifischen  $\text{NO}_x$ -Emissionen sind um etwa 20 % geringer als im Dieselpetrieb. Der vorgeschlagene HC-Grenzwert hingegen wird von der Prototyp-Maschine deutlich überschritten. Die höheren HC-Emissionen werden vor allem im Schwachlastbetrieb durch unverbranntes Methan verursacht. Dies verdeutlichen Messungen an 78 Betriebspunkten im Motorkennfeld des Dual-Fuel-Traktors. Da Methan etwa 25-mal klimaschädlicher ist als  $\text{CO}_2$ , kommt diesem eine hohe Bedeutung zu. Möglichkeiten zur Minimierung der Methanemissionen im Schwachlastbetrieb sind beispielsweise eine bessere Abstimmung des Gas-Energie-Verhältnisses (GEV) und der Ansaugluftdrosselung auf die Motorbetriebsweise sowie die Optimierung des Oxidationskatalysators.

Anzahl und Durchmesser der Abgaspartikel sind im Dual-Fuel-Betrieb bei dem getesteten Prototyptraktor in den meisten Prüfphasen des stationären Prüfzyklus größer als im Dieselpetrieb. Bei neueren Traktorgenerationen sind Abgaspartikelfilter bereits Stand der Technik, mit denen die Partikelanzahlemissionen deutlich reduziert werden, sodass keine signifikanten Unterschiede zwischen Diesel- und Dual-Fuel-Betrieb zu erwarten sind.

Die mit dem Prototyptraktor der Abgasstufe IIIA ermittelten Ergebnisse zeigen, dass der Einsatz von Biomethan in Traktoren mit Dual-Fuel-Motoren aus technischer Sicht grundsätzlich möglich ist. Zur Erfüllung der derzeit gültigen Abgasstufe IV sind jedoch Motor und Abgasnachbehandlungssystem (analog zur Dieselpetrieb) weiter zu entwickeln. Dies wurde bereits durch Valtra im Rahmen des MEKA-Projekts [79] angegangen, wobei unter anderem auch die HC-Emissionen (Methanschleupf) effektiv gemindert werden konnten. Weiterer Optimierungsbedarf besteht hinsichtlich einer größeren Reichweite der

Traktoren im Dual-Fuel-Betrieb durch die Unterbringung zusätzlicher oder großvolumigerer Gastanks.

Ein Hemmnis für die Markteinführung von Biomethantraktoren ist die derzeit schlecht ausgebaute Betankungsinfrastruktur mit nur 922 Tankstellen deutschlandweit. Außerdem fehlt ein wirtschaftlicher Anreiz. Da es im Gegensatz zu fossilem Dieselmotorkraftstoff derzeit keine Energiesteuerbegünstigung für Biomethan gibt, das in der Land- und Forstwirtschaft verwendet wird, sind die Kosten beider Kraftstoffe für Landwirte in etwa gleich hoch. Neben dem Einsatz auf landwirtschaftlichen Betrieben sind Biomethantraktoren auch für kommunale Anwendungen geeignet, insbesondere dann, wenn bereits Betankungsmöglichkeiten vorhanden sind.

Für eine breite Einführung von Biomethan als umweltschonenden Kraftstoff für Landmaschinen sind also die Dual-Fuel-Technik hinsichtlich der Abgasemissionen weiter zu entwickeln und die Tankstelleninfrastruktur zu verbessern. Daneben sind auch wirtschaftliche Anreize für den Einsatz von Biomethan als Kraftstoff in der Landwirtschaft zu setzen.



## Abstract

The necessary transition to a sustainable energy supply has to include the operation of non-road mobile machinery with fossil fuels to be replaced by renewable energy resources. Rapeseed oil and biodiesel offer promising fuel alternatives for agricultural machinery. Their practicality has been proven time and again. Another option is biomethane, extracted from biogas. However, investigations of the use of biomethane in agricultural machinery are scarce. Although several prototypes have been put forward by the agricultural machinery industry, none of them is ready for series production. In 2013, the agricultural machinery manufacturer Valtra produced a limited batch of biomethane tractors that were fitted with a dual fuel engine. Engines using dual fuel technology run on biomethane and diesel simultaneously in mixed ratios depending on the operating point. Yet, there is still little real-life experience of the operational and emission behavior, as well as the practicality of these tractors.

The aim of the project is to investigate the operational and emission behavior of a dual fuel engine used in the field as well as the tractor test facility. An investigation into field use was performed at the Bavarian State Research Center for Agriculture (LfL) testing facility in Freising, including the documentation of key operational data and potential issues. Fuel consumption, performance and emissions were assessed at the tractor testing facility at the Technology and Support Center (TFZ).

The Valtra N101 Hi Tech dual fuel tractor has proven its value over 590 operating hours (OH) when tested in the field between June 2014 and March 2016. During that period, it was reliable and did not demonstrate significant operating malfunction or any defects. The operators were very satisfied with its performance. Analyses of engine oil did not demonstrate any notable findings either. The evaluation of gas flow components performed at the end of the test confirmed proper working of the tractor.

An average gas-energy ratio of 28 % was determined for the entire test period (including OH at the tractor testing facility), i.e. 28 % of the operating energy came from gaseous fuel. The gas-energy ratio differed depending on the work carried out by the tractor. During the field test period, the tractor was filled with gas every 11.5 OH at the testing facility. To ensure proper use, it is thus highly important that biomethane tractors are located close to a gas station. A total of 4,292 liters of diesel fuel and 1,087 kg of CNG (compressed natural gas), a gaseous fuel, were consumed during field use. The CNG used in the field test contains 50 % biomethane on balance sheet. Without considering the unburned methane present in the exhaust gas (methane slip), this amount corresponds to greenhouse gas savings of a total of approximately 2.7 t CO<sub>2</sub> equivalents.

Performance, consumption and exhaust gas measurements were carried out at the tractor testing facility at 250 and 550 OH. In dual fuel operation, the PTO output is approximately 8 % to 25 % higher than the diesel engine across all rotational speeds, due to the additional share of gas. The engine's efficiency level (in terms of PTO) is equal for both types of operation when operating at full load. In contrast to 250 OH, both types of opera-

tion exhibited marginally lower efficiency levels after 550 OH. However, that result was negligible.

Currently, emissions of dual fuel engines used in non-road mobile machinery are unregulated. However, draft regulations by the EUROPEAN COMMISSION (2014) [28] [29] included suggestions for the legal requirements of dual fuel engines, which may be employed to evaluate the findings of this project.

From measurements of emissions taken at the tractor testing facility using a steady-state 8-phase cycle, it could be deduced that during dual-fuel and diesel operation, the tractor meets the carbon monoxide (CO) and particulate matter (PM) requirements of the engine testing. The CO and PM emissions from dual fuels operation are approximately three times higher than those of diesel operation. That is primarily due to the higher levels of emissions at intermediate rotational speeds. They lead to an increase in local lack of oxygen in the combustion chamber due to the additional amount of methane during dual fuel operation.

With diesel operation, the values for nitrogen oxide ( $\text{NO}_x$ ) and hydrocarbons (HC) meet the total threshold value. It is anticipated that the  $\text{NO}_x$  threshold values of the steady-state test cycles during dual fuel operation will comply with thresholds set in the European Commission's draft.  $\text{NO}_x$  emissions are approximately 20 % less than those found at diesel operation. By contrast, the prototype tractor clearly exceeded the suggested HC threshold value. The higher HC emissions are primarily caused by unburned methane when operating at lower loads. This is shown by measurements taken at 78 operating points in the dual fuel tractor's engine map. The findings are highly important given that methane is approximately 25 times more damaging to the climate than  $\text{CO}_2$ . Options for reducing methane emissions when operating at lower loads include an improved coordination of the gas-energy ratio as well as the intake air throttling with the operating mode. In addition, the oxidizing catalytic converter may be improved.

The number and diameter of exhaust gas particulates released from the prototype tractor were higher during dual fuel operation than those of diesel operation in most of the test phases of the steady-state test cycle. New generation tractors are already fitted with state of the art particulate filters, which allow for clear reduction in particulate emissions. Hence, no significant differences are to be expected between diesel and dual fuel operation.

Using the prototype tractor from the IIIA exhaust gas emission level, it was demonstrated that, from a technical point of view, biomethane may be used in tractors with dual fuel engines. However, engine and exhaust gas after-treatment systems (like that of diesel technology) must be developed further to meet the current regulations with respect to the exhaust gas emission level IV. Valtra already tackled that issue as part of its MEKA project [79]. It succeeded in effectively reducing HC emissions (methane slip), among other things. Further optimization is necessary in terms of increasing the range of tractors using dual fuel operation, e.g. by additional gas tanks or tanks with an increased volume capacity.

One limitation of bringing biomethane tractors to market is the current lack of refueling facilities, as there are only 922 gas stations in Germany. Furthermore, economic incentives are lacking. Unlike fossil diesel fuels, there are currently no energy tax concessions available for biomethane used in agriculture or forestry. Thus, the two fuels are equally expensive for farmers. In addition to agricultural industry, biomethane tractors may also be used for local community services, particularly if refueling facilities are already available.

The development of dual fuel technology with respect to exhaust emissions as well as the access to gas stations have to be promoted for biomethane to be used as an environmentally friendly fuel in agricultural machinery. Furthermore, economic incentives should also be implemented to encourage the use of biomethane as a fuel in agricultural industry.



## Quellenverzeichnis

- [1] ABD ALLA, G. H.; SOLIMAN, H. A.; BADR, O. A.; ABD RABBO, M. F. (2000): Effect of pilot fuel quantity on the performance of a dual fuel engine. *Energy Conversion and Management*, Jg. 41, Nr. 6, S. 559–572
- [2] ABD ALLA, G. H.; SOLIMAN, H. A.; BADR, O. A.; ABD RABBO, M. F. (2002): Effect of injection timing on the performance of a dual fuel engine. *Energy Conversion and Management*, Jg. 43, Nr. 2, S. 269–277
- [3] ARTIZZU, P.; GARBOWSKI, E.; PRIMET, M.; BRULLE, Y.; SAINT-JUST, J. (1999): Catalytic combustion of methane on aluminate-supported copper oxide. *Catalysis Today*, Jg. 47, Nr. 1-4, S. 83–93
- [4] AUERNHAMMER (2005): Traktor mit Biogasantrieb in den 50ern. AgTecCollection. TU München. URL: <http://mediatum.ub.tum.de/?id=715515> (Stand: 20.06.2016)
- [5] BIOSLING (2012): Biosling. A new plant system for biogas for upgrading on a small scale farm size level. URL: [http://biosling.se/wp-content/uploads/2015/10/produktblad\\_en.pdf](http://biosling.se/wp-content/uploads/2015/10/produktblad_en.pdf) (Stand: 08.03.2016)
- [6] BISKOS, G.; REAVELL, K.; COLLINGS, N. (2005): Description and Theoretical Analysis of a Differential Mobility Spectrometer. *Aerosol Science and Technology*, Jg. 39, Nr. 6, S. 527–541
- [7] BÖCKHOFF, N.; HANENKAMP, A. (2007): Der 51/60DF von MAN Diesel SE – Der leistungsstärkste 4-Takt Dual Fuel Motor. In: WTZ FÜR MOTOREN- UND MASCHINENFORSCHUNG ROßLAU gGMBH (Hrsg.): 5. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, 29.-30. März, Dessau-Roßlau: WTZ für Motoren- und Maschinenforschung Roßlau gGmbH, S. 216-229
- [8] BRUNNENGRÄBER, A.; DI NUCCI, M. R. : (2014): Im Hürdenlauf zur Energiewende. Von Transformationen, Reformen und Innovationen. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 505 Seiten, ISBN 978-3-658-06787-8
- [9] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ, BAU UND REAKTORSICHERHEIT (BMUB) (2014): Aktionsprogramm Klimaschutz 2020. Stand: Dezember 2014. Berlin: Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit (BMUB), 61 Seiten
- [10] BÜTTNER, S.; MAURER, K. (1982): Traktor mit Biogasantrieb: Umrüstung und erste Einsatzerfahrungen. *Landtechnik*, Jg. 37, Nr. 6, S. 284–287
- [11] CARGNELLO, M.; DELGADO JAÉN, J. J.; HERNÁNDEZ GARRIDO, J. C.; BAKHMUTSKY, K.; MONTINI, T.; CLAVIO GÁMEZ, J. J.; GORTE, R. J.; FORNASIERO, P. (2012): Exceptional Activity for Methane Combustion over Modular Pd@CeO<sub>2</sub> Subunits on Functionalized Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>. *Science*, Jg. 337, Nr. 6095, S. 713–717

- [12] CERBE, G. (2008): Grundlagen der Gastechnik. Gasbeschaffung - Gasverteilung - Gasverwendung, 66 Aufgaben. 7. Aufl. München, Wien: Hanser, 627 Seiten, ISBN 978-3-446-41352-8
- [13] CHEMIE.DE INFORMATION SERVICE GMBH (2015): Wasserstoff. URL: <http://www.chemie.de/lexikon/Wasserstoff.html>. (Stand: 20.01.2015)
- [14] CHOUDHAY, T. V.; BANERJEE, S.; CHOUDARY, V. R. (2002): Catalysts for combustion of methane and lower alkanes. Applied Catalysis A: General, Jg. 234, Nr. 1-2, S. 1–23
- [15] CIUPARU, D.; LYUBOVSKY, M. R.; ALTMAN, E.; PFEFFERLE, L.; DATYE, A. (2002): Catalytic combustion of methane over palladium-based catalysts. Catalysis Reviews, Jg. 44, Nr. 4, S. 593–649
- [16] COWI A/S EXPERT GROUP ON FUTURE TRANSPORT FUELS (2015): State of the Art on Alternative Fuels Transport Systems in the European Union. Final Report, July 2015. COWI A/S Expert Group on future transport fuels (Hrsg.). Mitarbeiter: Directorate-General for Mobility and Transport (DG MOVE). Kongens Lyngby, Denmark, 128 Seiten
- [17] DAISHO, Y.; TAKAHASHI, K.; IWASHIRO, Y.; NAKAYAMA, S.; KIHARA, R.; SAITO, T. (1995): SAE Technical Paper 952436 Controlling Combustion and Exhaust Emissions in a Direct-Injection Diesel Engine Dual-Fueled with Natural Gas. Warrendale, PA, USA: SAE International, 11 Seiten
- [18] DAISHO, Y.; YAEO, T.; KOSEKI, T.; SAITO, T.; KIHARA, R. (1995): SAE Technical Paper 950465 Combustion and Exhaust Emissions in a Direct-Injection Diesel Engine Dual-Fueled with Natural Gas. International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, February 27 - March 2. Warrendale, PA, USA: SAE International, 13 Seiten
- [19] DETER, A. (2015): Erdgastaktor von Deutz-Fahr bereit für den Praxiseinsatz. URL: <http://www.topagrar.com/news/Technik-Techniknews-Erdgastaktor-von-Deutz-Fahr-bereit-fuer-den-Praxiseinsatz-2616092.html>. (Stand: 20.06.2016)
- [20] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (1996): DIN EN ISO 8178-4: Hubkolben-Verbrennungsmotoren, Abgasmessung - Teil 4: Prüfzyklen für verschiedene Motorverwendungen ; Dezember 1996. Berlin: Beuth-Verlag, 14 Seiten
- [21] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2008): DIN 51624: Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge - Erdgas - Anforderungen und Prüfverfahren. Berlin: Beuth-Verlag, 21 Seiten
- [22] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E. V. (DIN) (2014): DIN EN 16723-2: Erdgas und Biomethan zur Verwendung im Transportwesen und Biomethan zur Einspeisung ins Erdgasnetz - Teil 2: Festlegungen für Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge; Deutsche Fassung prEN 16723-2:2014. Berlin: Beuth-Verlag, 23 Seiten

- [23] DEUTSCHMANN, O.; SCHMIDT, L. (1998): Two-dimensional modeling of partial oxidation of methane on rhodium in a short contact time reactor. Symposium (International) on Combustion, Jg. 27, Nr. 2, S. 2283–2291
- [24] DÜREN, T.; SARKISOV, L.; YAGHI, O. M.; SNURR, R. Q. (2004): Design of New Materials for Methane Storage. Langmuir, Jg. 20, Nr. 7, S. 2683–2689
- [25] DÜSSELDORF, C. (2015): Experimentelle Untersuchungen zur inner- und außermotorischen Partikelreduktion an einen Nutzfahrzeugdieselmotor zur Erfüllung der Abgasstufe IV im Betrieb mit biogenen Kraftstoffen. Als Ms. gedr. VKM-Schriftenreihe, Bd. 15. Kaiserslautern: Technische. Universität Kaiserslautern., Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 147 Seiten, ISBN 978-3-94-399586-2
- [26] EMBERGER, P.; THUNEKE, K.; REMMELE, E. (2013): Langzeiterfahrungen zum Einsatz von Rapsölkraftstoff in Traktoren der Abgasstufe I und II. Berichte aus dem TFZ, Nr. 31. Straubing: Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), 56 Seiten, ISSN 1614-1008
- [27] Ettl, J.; EMBERGER P.; THUNEKE, K.; REMMELE, E. (2016): Pflanzenöлтаugliche Traktoren der Abgasstufen I bis IIIB. Begleitforschung zum Einsatz pflanzenöлтаuglicher Traktoren auf bayerischen Versuchsgütern. Berichte aus dem TFZ, Nr. 47. Straubing: Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), 184 Seiten, ISSN 1614-1008
- [28] EUROPÄISCHE KOMMISSION (2014): Anhänge des Vorschlags für eine Verordnung des europäischen Parlaments und des Rates über die Anforderungen in Bezug auf die Emissionsgrenzwerte und die Typgenehmigung für Verbrennungsmotoren für nicht für den Straßenverkehr bestimmte mobile Maschinen und Geräte. ANNEXES 1 to 6. Brüssel, 24 Seiten
- [29] EUROPÄISCHE KOMMISSION (2014): Vorschlag für eine Verordnung des europäischen Parlaments und des Rates über die Anforderungen in Bezug auf die Emissionsgrenzwerte und die Typgenehmigung für Verbrennungsmotoren für nicht für den Straßenverkehr bestimmte mobile Maschinen und Geräte. Text von Bedeutung für den EWR. 2014/0268 (COD). Brüssel, 62 Seiten
- [30] EUROPÄISCHE UNION (2009): Richtlinie 97/68/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 16. Dezember 1997 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedsstaaten über Maßnahmen zur Bekämpfung der Emission von gasförmigen Schadstoffen und luftverunreinigenden Partikeln aus Verbrennungsmaschinen für mobile Maschinen und Geräte (ABl. L 59 vom 27. 2. 1997, S. 1). Amtsblatt der Europäischen Gemeinschaften, Nr. L 68, S. 1–249

- [31] EUROPÄISCHE UNION (2011): Richtlinie 2000/25/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 22. Mai 1990 über Maßnahmen zur Bekämpfung der Emission gasförmiger Schadstoffe und luftverunreinigender Partikel aus Motoren, die für den Antrieb von land- und forstwirtschaftlichen Zugmaschinen bestimmt sind, und zur Änderung der Richtlinie 74/150/EWG (ABl. Nr. L 173 vom 12.07. 2000), zuletzt geändert durch Richtlinie 2005/13/EG (ABl. Nr. L 55 vom 01.03. 2005) der Kommission. Amtsblatt der Europäischen Union, Jg. 54, Nr. L 25, S. 1–39
- [32] EUROPÄISCHE UNION (2012): Richtlinie 2012/46/EU der Kommission vom 6. Dezember 2012 zur Änderung der Richtlinie 97/68/EG des Europäischen Parlaments und des Rates zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen zur Bekämpfung der Emission von gasförmigen Schadstoffen und luftverunreinigenden Partikeln aus Verbrennungsmotoren für mobile Maschinen und Geräte. Amtsblatt der Europäischen Union, Jg. 55, Nr. L 353, S. 80–126
- [33] EUROPÄISCHES PARLAMENT; RAT DER EUROPÄISCHEN UNION (2009): Richtlinie 2009/28/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 zur Förderung der Nutzung von Energie aus erneuerbaren Quellen und zur Änderung und anschließenden Aufhebung der Richtlinien 2001/77/EG und 2003/30/EG. Amtsblatt der Europäischen Union, Nr. L 140, S. 16–62
- [34] EUROPEAN COUNCIL (2014): 2030 framework for climate and energy policies. URL: [http://ec.europa.eu/clima/policies/2030/documentation\\_en.htm](http://ec.europa.eu/clima/policies/2030/documentation_en.htm). (Stand: 03.07.2015)
- [35] FACHAGENTUR NACHWACHSENDE ROHSTOFFE E. V. (FNR) (2014): Biokraftstoffe. 4. Aufl. Gülzow-Prüzen: Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e. V. (FNR), 56 Seiten
- [36] FACHAGENTUR NACHWACHSENDE ROHSTOFFE E. V. (FNR) (2015): Informationen zu Biogasanlagenbestand. URL: <http://mediathek.fnr.de/grafiken/daten-und-fakten/bioenergie/biogas.html>. (Stand: 19.02.2014)
- [37] FALK, O. (2014): Herstellung von flüssigem Biomethan aus Biogas zur Langzeitspeicherung von Energie. URL: <http://www.hswt.de/forschung/forschungsprojekte/land-und-ernaehrungswirtschaft/fluessiges-biomethan.html?type=22&CE=83453>. (Stand: 08.03.2016)
- [38] FANKHAUSER, J.; MOSER, A. (1983): Studie über die Eignung von Biogas als Treibstoff für Landwirtschaftstraktoren. Schriftenreihe der Eidgenössischen Forschungsanstalt für Betriebswirtschaft und Landtechnik (FAT), Tänikon: Eidgenössische Forschungsanstalt für Betriebswirtschaft und Landtechnik (FAT). Nr. 18, 322 Seiten
- [39] FARRAUTO, R. J. (2012): Low-Temperature Oxidation of Methane. Science, Jg. 337, Nr. 6095, S. 659–660

- [40] FLECK, B.; NACKE, E.; BÖTTINGER, S.; FRERICHS, L.; HANKE, S. (2014): Der Weg zur freiwilligen Selbstverpflichtung der europäischen Landtechnikindustrie zur Reduktion von CO<sub>2</sub>-Emissionen. In: VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE E. V. (VDI); MAX-EYTH-GESELLSCHAFT AGRARTECHNIK (MEG) (Hrsg.): Agrartechnik im Dialog mit Politik und Gesellschaft. Conference Agricultural Engineering. LAND.TECHNIK AgEng 2014, 72. International Conference on Agricultural Engineering. ESTREL Berlin, 19. und 20. November. VDI-Berichte, Nr. 2226. Düsseldorf: VDI-Verlag, S. 301–308, ISBN 978-3-18-09222-3
- [41] FLIERL, R. (2011): Diesel-Gas-Mischbetrieb. Vorteile der simultanen Zweistoffverbrennung. Nürtingen: Promescon GmbH, 17 Seiten
- [42] FLIERL, R.; TEMP, A.; WEGMANN, A.; BARROIS, A.; SCHMITT, A. (2011): Simultane Verbrennung - Methan-Benzin- und Methan-Diesel-Mischbetrieb. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jg. 72, Nr. 10, S. 806–814
- [43] FRANKFURTER ALLGEMEINE (2015): Wir haben heute alle zusammen Geschichte geschrieben. Weltklimavertrag angenommen. Ausgabe vom 12.12. 2015 URL: <http://www.faz.net/-gqe-8ba6a>. (Stand: 10.03.2016)
- [44] GÉLIN, P.; PRIMET, M. (2002): Complete oxidation of methane at low temperature over metal based catalysts: a review. Applied Catalysis B: Environmental, Jg. 39, Nr. 1, S. 1–37
- [45] GIBGAS MEDIEN, GIBGAS CONSULTING (2015): Tankstellenzahlen; Gasfahrzeugzulassungen. URL: <http://gibgas.de/> (Stand: 20.01.2015)
- [46] GREELEY, S. A.; VELZY (1936): Operation of Sludge Gas Engines. Sewage Works Journal, Jg. 8, Nr. 1, S. 57–63
- [47] GROßE, F. J. (2014): Biogas-Traktor Fortschritt ZT 300 LNG / Diesel. URL: <http://www.oldtimerplus.de/blog/biogas-traktor-zt-300-lng-diesel/>. (Stand: 03.03.2015)
- [48] HODGINS, B. (2011): Submission to the Australian Energy Market Commission. With respect to the Request for Advice from the Ministerial Council on Energy Regarding Natural Gas Vehicles. Project Reference Code EMO0022. Australia: Westport Innovations Pty Ltd, 8 Seiten
- [49] IARC WORKING GROUP ON THE EVALUATION OF CARCINOGENIC RISKS TO HUMANS (2015): Diesel and gasoline engine exhausts and some nitroarenes. IARC monographs on the evaluation of carcinogenic risks to humans, Nr. 105. Lyon: World Health Organization (WHO), 703 Seiten, ISBN 978-9-2832-0143-4
- [50] IMHOFF, K. (1946): Digester Gas for Automobiles. Sewage Works Journal, Jg. 18, Nr. 1, S. 17–25

- [51] INGENIEURBÜRO BUSE GMBH (2010): Biogasaufbereitung mit Gasaustauschmembranen. URL: <http://www.ing-buse.de/images/media/Ing-Buse-Broschuere-Biogas-de.pdf>. (Stand: 08.03.2016)
- [52] INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE (IPCC) (2007): Climate Change 2007 - The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report, edited by Solomon, S.; Qin, D.; Manning, M.; Marquis, M.; Averyt, K.; Tignor, M. M. B. ; LeRoy Miller Jr., H.; Chen, Z. New York: Cambridge University Press, 940 Seiten, ISBN 978-0-521-88009-1
- [53] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (ISO) (2006): ISO 8178-1: Reciprocating internal combustion engines - Exhaust emission measurement - Part 1: Test-bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions Second edition 2006-09-15. Geneve, Switzerland: International Organization for Standardization (ISO), 126 Seiten
- [54] ISMAN, M. (1973): A Propos d'energie e plus spécialement du gaz de fumier. Une méthode originale qui peut redonner aux agriculteurs une autarcie énergétique enviable. Agriculture, Jg. 371, Nr. 12, Décembre, S. 318–323
- [55] JAMES, B.; KINBOM, G. (1992): Methane as a Motor Fuel. Prepared for: The International Energy Agency Executive Committee on Alternative Motor Fuels. THE INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA) (Hrsg.). Paris, Ottawa, Stockholm: Sypher: Mueller International Inc.; ECOTRAFFIC AB. Advanced Motor Fuel Annexes, Nr. Annex VI, 167 Seiten
- [56] JANG, B. W.-L.; NELSON, R. M.; SPIVEY, J. J.; OCAL, M.; OUKACI, R.; MARCELIN, G. (1999): Catalytic oxidation of methane over hexaaluminates and hexaaluminate-supported Pd catalysts. Catalysis Today, Jg. 47, Nr. 1-4, S. 103–113
- [57] KALLINEN, K.; HÄRKÖNEN, M.; PITKÄNEN, M. (2004): Advanced Catalysts for CNG-Engines. In: SINGH, S.; BABU, M. K. G. (Hrsg.): Synergy of Fuel and Automotive Technology for a Cleaner Environment. SAE 2004 India Mobility Conference. Proceedings. Third International Conference on Automotive and Fuel Technology. India Habitat Center, New Delhi, India, January 16, 17 and 18. New Delhi: Allied Publishers, S. 186–193, ISBN 978-0-768-01441-9
- [58] KALTSCHMITT, M.; HARTMANN, H.; HOFBAUER, H. (2009): Energie aus Biomasse. Grundlagen, Techniken und Verfahren. 2. Aufl. Dordrecht, Heidelberg, London, New York: Springer-Verlag, 1030 Seiten, ISBN 978-3-540-85094-6
- [59] KARIM, G. A. (2015): Dual-fuel diesel engines. Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 295 Seiten, ISBN 978-1-4987-0308-6
- [60] KARIM, G. A.; LIU, Z.; JONES, W. (1993): SAE Technical Paper 932822 Exhaust Emissions from Dual Fuel Engines at Light Load. Warrendale, PA, USA: SAE International, 6 Seiten

- [61] KLAUNIG, W.; WILL, K. (1985): Große Diesel-Gasmotoren mit hohem Wirkungsgrad und geringer Umweltbelastung. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 46, Nr. 6, S. 207–213
- [62] KULKARNI, P.; BARON, P. A.; WILLEKE, K. (2011): *Aerosol measurement. Principles, techniques, and applications*. 3<sup>rd</sup> ed. Hoboken, N.J.: Wiley, 1462 Seiten, ISBN 978-0-470-38741-2
- [63] LINDVALL, E. E.; TÖRNQUIST, S.; ENGHAG, O.; LUNDSTRÖM, E. (2016): *Biogas Operation in Non-Road Machinery. Final Report from the Government Commission*. E. E. LINDVALL (Hrsg.). Jönköping: Jordbruksverket; Metandiesel Efter Konvertering av Arbetsmaskiner (MEKA). Report, Nr. 2015:23, 68 Seiten, ISSN 1102-3007
- [64] MAASS, H. (1979): *Gestaltung und Hauptabmessungen der Verbrennungskraftmaschine*. Die Verbrennungskraftmaschine, Bd. 1. Wien, New York: Springer-Verlag, 313 Seiten, ISBN 978-3211815625
- [65] MAHLA, S. K.; DAS, L. M.; BABU, M. K. G. (2011): Effect of EGR on Performance and Emission Characteristics of Natural Gas Fueled Diesel Engine. *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, Jg. 4, Nr. 4, S. 523–530
- [66] MASON, J. A.; OKTAWIEC, J.; TAYLOR, M. K.; HUDSON, M. R.; RODRIGUEZ, J.; BACHMAN, J. E.; GONZALEZ, M. I.; CERVELLINO, A.; GUAGLIARDI, A.; BROWN, C. M.; LLEWELLYN, P. L.; MASCIOCCHI, N.; LONG, J. R. (2015): Methane storage in flexible metal-organic frameworks with intrinsic thermal management. *Nature*, Jg. 527, Nr. 7578, S. 357–361
- [67] MERKER, GÜNTER P. (2004): *Verbrennungsmotoren. Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. 2. Aufl., Leipzig, Wiesbaden: Teubner, 410 Seiten, ISBN 3-519-16382-9
- [68] METENER OY (2015): *Biogas upgrading*. URL: <http://en.metener.fi/6>. (Stand: 06.07.2015)
- [69] MINERALÖLWIRTSCHAFTSVERBAND E.V. (2014): *MWV-Jahresbericht 2013. Mineralöl-Zahlen*. Berlin: Mineralölwirtschaftsverband e. V., 80 Seiten
- [70] MOHR H.; BAUFELD, T. (2009): Mine gas utilization in stationary engines – potentials and technique. *Grubengasnutzung in Stationärmotoren – Potentiale und Technik*. In: *WTZ FÜR MOTOREN- UND MASCHINENFORSCHUNG ROßLAU G GMBH* (Hrsg.): 6th Dessau Gas Engine Conference, March 26-27, Steigenberger Hotel „Fürst Leopold“. Dessau-Roßlau: WTZ für Motoren- und Maschinenforschung Roßlau gGmbH, s. p.
- [71] MOHR, H. (2008): Gasbetriebene Motoren für LNG-Tanker. *Schiff & Hafen*, Jg. 60, Nr. 1, S. 38–42

- [72] MOLLENHAUER, K. (1997): Handbuch Dieselmotoren. Berlin: Springer-Verlag, 1029 Seiten, ISBN 978-3-540-62514-8
- [73] NELLEN, C.; BOUCHLOUCHOS, K. (2000): Aufgeladene Gasmotoren mit AGR und Dreiwege-Katalysator - der Weg zu niedrigsten Emissionen bei hohem Wirkungsgrad und großer Leistungsdichte. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jg. 6, Nr. 1, S. 54–62
- [74] NEO ZEO (2015): Biogas upgrading. URL: [http://neo-zeo.com/index.php?option=com\\_content&view=article&id=82&Itemid=76](http://neo-zeo.com/index.php?option=com_content&view=article&id=82&Itemid=76) (Stand: 08.03.2016)
- [75] NEUMANN H. (2015): Biogas auch für Dieselfahrzeuge. URL: <http://www.topagrar.com/news/Energie-EnergieneWS-Biogas-auch-fuer-Dieselfahrzeuge-2474924.html> (Stand: 09.03.2016)
- [76] OELCHECK (2016): i-pH-Wert. URL: <https://www.oelcheck.de/pruefverfahren/i-ph-wert.html>. (Stand: 10.03.2016)
- [77] OELCHECK (Hrsg.) (2010): Typische Limitwerte für Motorenöle aus (nicht stationären) Dieselmotoren - Verschleißmetalle, Verunreinigungen und Additive. Oel-Checker Frühjahr 2010. Brannenburg Oelcheck GmbH, S. 6-7
- [78] OESTER, U.; DUTTWILLER, S. (2015): Kleine Biogas-Aufbereitungsanlagen für Tankstellen und für Netzeinspeisung. Aqua & Gas - Fachzeitschrift für Gas, Wasser und Abwasser, Jg. 95, Nr. 3, S. 52–58
- [79] OLOFSSON, M.; ERLANDSSON, L.; WILLNER, K. (2014): Enhanced Emission Performance and Fuel Efficiency for HD Methane Engines. Final Report. AVL MTC REPORT OMT 1032. INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA) (Hrsg.). Haninge: AVL MTC Motortestcenter AB. Advanced Motor Fuel Annexes, Nr. Annex 39, 81 Seiten
- [80] OSBERG, T., G. (2007): Gas fuelled engine applications in ships - experience with different ship types and development of rules and international regulations. In: WTZ FÜR MOTOREN- UND MASCHINENFORSCHUNG ROßLAU gGMBH (Hrsg.): 5. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, 29.-30. März, Dessau-Roßlau: WTZ für Motoren- und Maschinenforschung Roßlau gGmbH, s. p.
- [81] OSMAN, A. I.; ABU-DAHRIEH, J. K.; LAFFIR, F.; CURTIN, T.; THOMPSON, J. M.; ROONEY, D. W. (2016): A bimetallic catalyst on a dual component support for low temperature total methane oxidation. Applied Catalysis B: Environmental, Jg. 187, S. 408–418
- [82] PAPAGIANNAKIS, R. G.; HOUNTALAS, D. T. (2003): Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine. Applied Thermal Engineering, Jg. 23, Nr. 3, S. 353–365

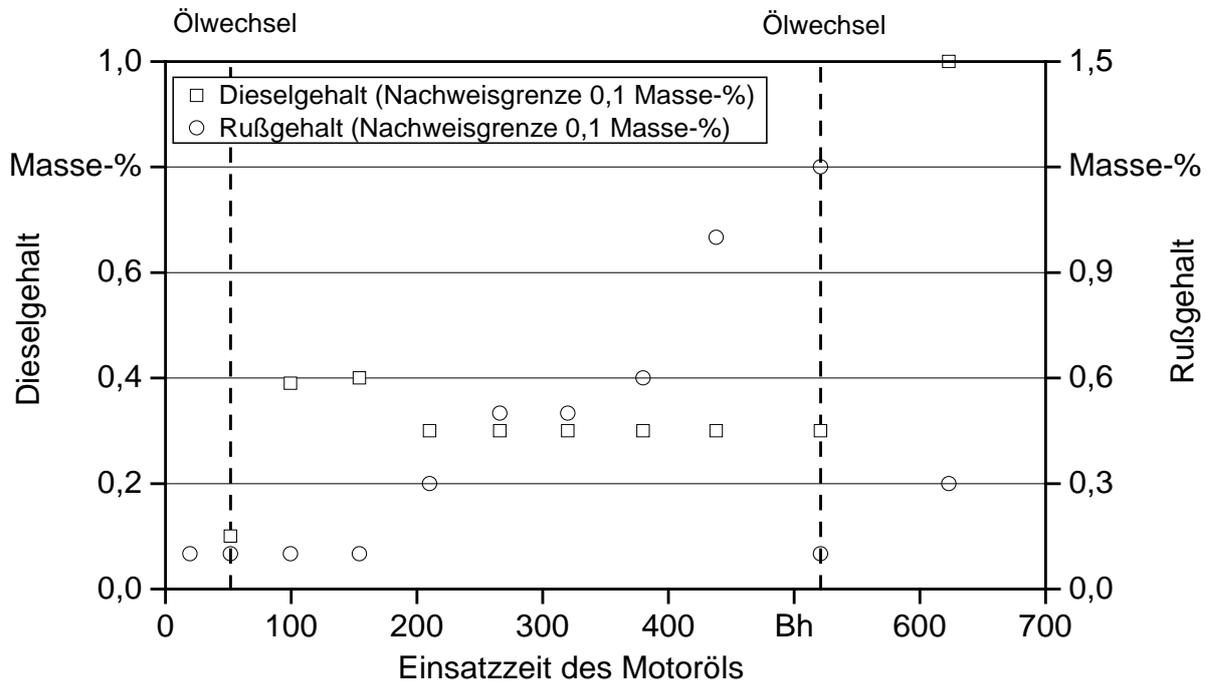
- [83] PREHN, S.; WICHMANN, V.; KASPERA, M.; LASSAK, T. D.; HARNDORF, H. (2015): Entwicklung und Untersuchung eines Gasmotors für Landmaschinen – Phase 1. Abschlussbericht, Rostock: Fachbereich Maschinenbau und Schiffstechnik, Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren, 80 Seiten
- [84] RAT DER EUROPÄISCHEN UNION (2015): Richtlinie (EU) 2015/652 des Rates vom 20. April 2015 zur Festlegung von Berechnungsverfahren und Berichterstattungspflichten gemäß der Richtlinie 98/70/EG des Europäischen Parlaments und des Rates über die Qualität von Otto- und Dieselmotoren. In: Amtsblatt der Europäischen Union, Jg. 58, Nr. L 107, Ausgabe vom 25.4.2015, S. 26-67
- [85] REAVELL, K.; HANDS, T.; COLLINGS, N. (2002): SAE Technical Paper 2002-01-2714 A Fast Response Particulate Spectrometer for Combustion Aerosols. Powertrain & Fluid Systems, Conference & Exhibition, San Diego, California, USA, October 21-24. Warrendale, PA, USA: SAE International, 7 Seiten
- [86] REDWANZ, M.; WALTER, H. (1984): Biogas und Äthanol als alternative Kraftstoffe für landwirtschaftliche Motoren. Der Tropenlandwirt, Jg. 85, Nr. 4, S. 15–27
- [87] REIF, K. (2014): Ottomotor-Management. Steuerung, Regelung und Überwachung. 4., vollst. neubearb. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 466 Seiten, ISBN 978-3-8348-1416-6
- [88] ROSENBERG, G. (1952): Methane production from farm wastes as a source of tractor fuel. Agriculture, Jg. 58, S. 487–494
- [89] ROWSELL, J. L. C.; YAGHI, O. M. (2005): Strategien für die Wasserstoffspeicherung in metall-organischen Kompositgerüsten. Angewandte Chemie, Jg. 117, Nr. 30, S. 4748–4758
- [90] RYU, C. K.; RYOO, M. W.; RYU, I. S.; KANG, S. K. (1999): Catalytic combustion of methane over supported bimetallic Pd catalysts: Effects of Ru or Rh addition. Catalysis Today, Jg. 47, Nr. 1-4, S. 141–147
- [91] SCARCELLI, R. (2006): Lean-burn Operation for Natural Gas/Air Mixtures: The Dual-Fuel Engines. Dottorato di Ricerca in Ingegneria dell'Energia-Ambiente. Promotionschrift. Rom: Università degli Studi di Roma Tor Vergata, Maschinenbau, 118 Seiten
- [92] SCHIFFGENS, H. J.; BRANDT, D.; DIER, L.; RIECK, K.; GLAUBER, R. (1997): Die Entwicklung des neuen MAN B&W Diesel-Gas-Motors 32/40 DG. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jg. 58, Nr. 10, S. 584–590
- [93] SCHWIEDERNOCH, R.; TISCHER, S.; CORREA, C.; DEUTSCHMANN, O. (2003): Experimental and numerical study on the transient behavior of partial oxidation of methane in a catalytic monolith. Chemical Engineering Science, Jg. 58, Nr. 3-6, S. 633–642

- [94] SEIFERT, A. (1954): Bisherige Erfahrungen mit Biogas als Kraftstoff für Motoren und Ackerschlepper. *Landbauforschung Völkenrode*, Jg. 4, Nr. 4, S. 82
- [95] SEIFERT, A. (1955): Biogas als Kraftstoff für Motoren und Ackerschlepper. *Landtechnik*, Jg. 10, Nr. 1, S. 29–31
- [96] SRINIVASAN, K. K.; KRISHNAN, S. R.; SINGH, S.; MIDKIFF, K. C.; BELL, S. R.; GONG, W.; FIVELAND, S. B. (2003): The advanced low pilot ignited natural gas engine - a low NO<sub>x</sub> alternative to the diesel engine. Paper-No.; IJPGC2003-40098. IN: THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (ASME) (Hrsg.): International Joint Power Generation Conference with TurboExpo 2003. Proceedings. Atlanta, Georgia, USA, June 16-19. New York: The American Society of Mechanical Engineers (ASME), S. 905–912, ISBN 978-0-791-83692-7
- [97] STRÖßNER, G. (1940): Frühe Versuche mit dem Diesel-Gasverfahren. Ein Beitrag zur Geschichte des Diesel-Gasmotors. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 2, Nr. 12, S. 385–394
- [98] SYMONDS, J. P.; REAVELL, K. S. J.; OLFERT, J. S.; CAMPBELL, B. W.; SWIFT, S. J. (2007): Diesel soot mass calculation in real-time with a differential mobility spectrometer. *Journal of Aerosol Science*, Jg. 38, Nr. 1, S. 52–68
- [99] TESAREK, H. (1982): Verminderung der Emission von Partikeln, karzinogenen polyzyklischen Kohlenwasserstoffen und Stickoxiden eines direkteinspritzenden Dieselmotors durch das Diesel-Gasverfahren. Untersuchung des Brennverfahrens, des Betriebs- und Abgasverhaltens einschließlich zusätzlicher Abgasverbesserungsmaßnahmen. Dissertation. Darmstadt: Technische Hochschule Darmstadt, Fachbereich Maschinenbau, 169 Seiten
- [100] THUNEKE, K.; GASSNER, T.; EMBERGER, P.; REMMELE, E. (2009): Untersuchungen zum Einsatz rapsölbetriebener Traktoren beim Lehr-, Versuchs- und Fachzentrum für Ökologischen Landbau und Tierhaltung Kringell. Berichte aus dem TFZ, Nr. 17. Straubing: Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), 177 Seiten, ISSN 1614-1008
- [101] UEBERHORST, S. (1999): Energieträger Erdgas. Exploration, Produktion, Versorgung. 3. Aufl. Die Bibliothek der Technik, Nr. 194. Landsberg/Lech: Verl. Moderne Industrie, 70 Seiten, ISBN 978-3-478-93221-9
- [102] UHLIG, B.; WOHLGEMUTH, S. (2012): LNG - liquefied natural gas. Förderung, Transportkette und motorische Verbrennung. München: Technische Universität, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 99 Seiten, ISBN 978-3-943813-03-6
- [103] VALTRA INC (2015): Research for the future - Valtra biogas tractor. URL: [http://www.valtra.com/downloads/VALTRA\\_BIOGAS\\_EN.pdf](http://www.valtra.com/downloads/VALTRA_BIOGAS_EN.pdf). (Stand: 9.12.2014)

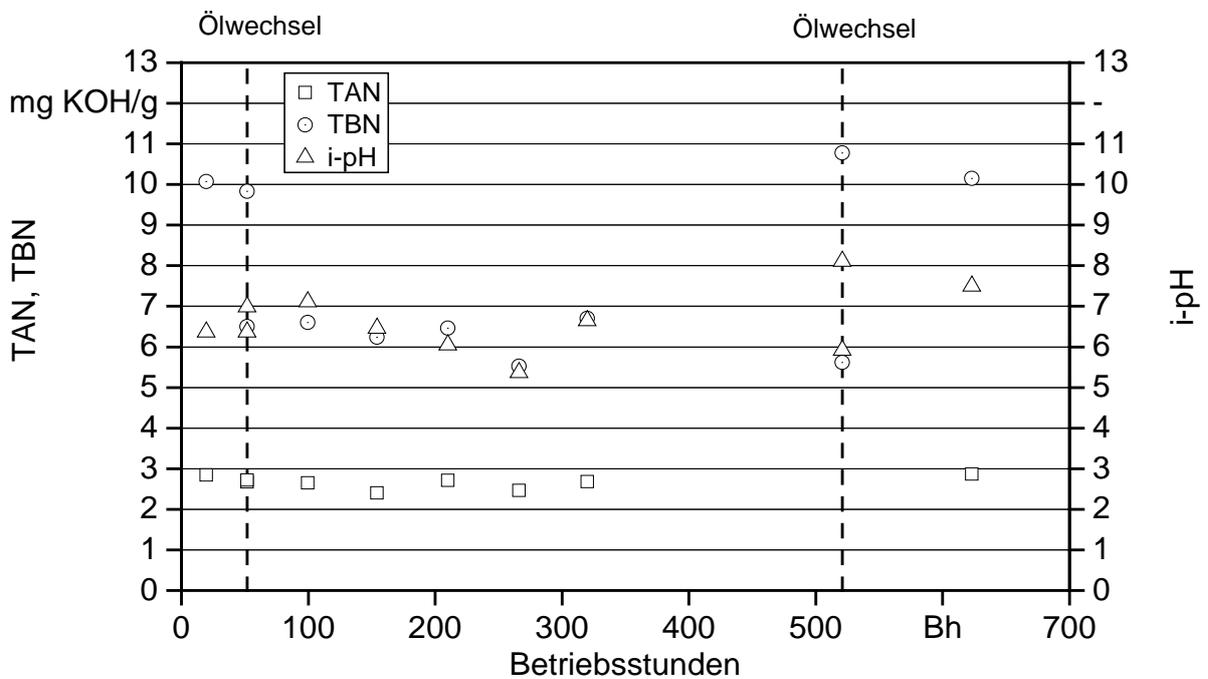
- [104] BASSHUYSEN, R. v. (2012): Handbuch Verbrennungsmotor. Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven ;6. Aufl. ATZ-MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 1181 Seiten, ISBN 978-3-8348-1549-1
- [105] WIDJAJA, H.; SEKIZAWA, K.; EGUCHI, K.; ARAI, H. (1999): Oxidation of methane over Pd/mixed oxides for catalytic combustion. *Catalysis Today*, Jg. 47, Nr. 1-4, S. 95–101
- [106] WIDMANN, B.; REMMELE, E.; RIEPL, C. (2012): Biokraftstoffe. Fragen und Antworten. TFZ-Kompakt, Nr. 9. Straubing: Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe (TFZ), 15 Seiten
- [107] WOHLISCHLÄGER, H. (1940): Der Zündstrahl-Gasmotor. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 2, Nr. 6, S. 214–215
- [108] ZACHARIAS, F. (2001): Gasmotoren. Würzburg: Vogel, 415 Seiten, ISBN 3-8023-1796-3
- [109] ZANCHE, C. DE (1982): Possibilità di impiego del biogas nella trazione agricola. *L'Informatore agrario*, Jg. 38, S. 22613–22616
- [110] ZHOU, W. (2010): Methane storage in porous metal-organic frameworks: current records and future perspectives. *Chemical record (New York, N.Y.)*, Jg. 10, Nr. 3, S. 200–204
- [111] ZITZLER, G. (2004): Analyse und Vorausberechnung der Brennverläufe von Gasmotoren bei Einsatz verschiedener Gasarten. München: Biblion, 182 Seiten, ISBN 978-3-932-33138-1



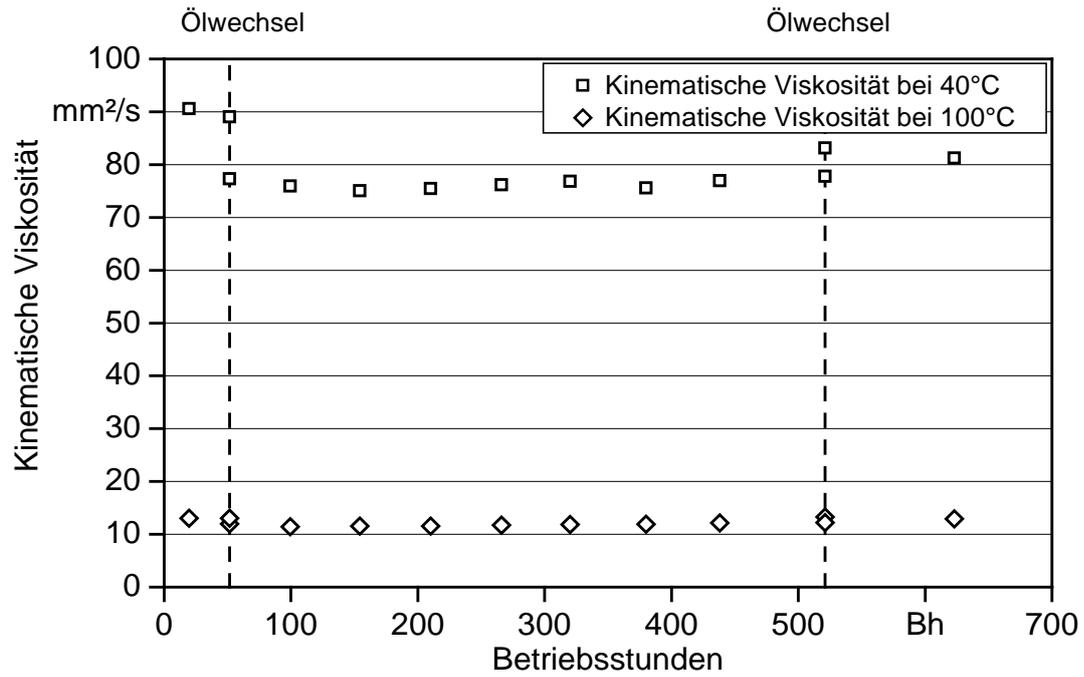
# Anhang



Anhang 1: Diesel- und Rußgehalt im Motorenöl des Valtra N101 Hi Tech über den Versuchszeitraum



Anhang 2: Total Acid Number (TAN), Total Base Number (TBN) und i-pH (initial-pH) des Motorenöls des Valtra N101 Hi Tech über den Versuchszeitraum



Anhang 3: Kinematische Viskosität bei 40 °C und 100 °C des Motorenöls des Valtra N101 Hi Tech über den Versuchszeitraum

## Berichte aus dem TFZ

Bisher erschienene Ausgaben der Schriftenreihe des Technologie- und Förderzentrums:

1	Qualitätssicherung bei der dezentralen Pflanzenölerzeugung für den Nicht-Nahrungsbereich Projektphase 1: Erhebung der Ölqualität und Umfrage in der Praxis
2	Erprobung der Brennwerttechnik bei häuslichen Holzhackschnitzelheizungen mit Sekundärwärmetauscher
3	Daten und Fakten zur dezentralen Ölgewinnung in Deutschland
4	Untersuchungen zum Feinstaubausstoß von Holzzentralheizungsanlagen kleiner Leistung
5	Qualität von kaltgepresstem Rapsöl als Speiseöl und Festlegung eines Qualitätsstandards
6	Entwicklung einer Prüfmethode zur Bestimmung der Cetanzahl von Rapsölkraftstoff
7	Untersuchung der Wechselwirkungen zwischen Rapsöl als Kraftstoff und dem Motorenöl in pflanzenöлтаuglichen Motoren
8	Wärmegewinnung aus Biomasse – Begleitmaterialien zur Informationsveranstaltung
9	Maize as Energy Crop for Combustion - Agricultural Optimisation of Fuel Supply
10	Staubemissionen aus Holzfeuerungen – Einflussfaktoren und Bestimmungsmethoden
11	Rationelle Scheitholzbereitstellungsverfahren
12	Qualitätssicherung bei der dezentralen Pflanzenölerzeugung für den Nicht-Nahrungsbereich Technologische Untersuchungen und Erarbeitung von Qualitätssicherungsmaßnahmen
13	Getreidekörner als Brennstoff für Kleinfeuerungen - Technische Möglichkeiten und Umwelteffekte –
14	Mutagenität der Partikelemissionen eines mit Rapsöl- und Dieselmotoren betriebenen Traktors
15	Befragung von Betreibern dezentraler Ölsaatenverarbeitungsanlagen
16	Schnellbestimmung des Wassergehaltes im Holzsplit
17	Untersuchungen zum Einsatz rapsölbetriebener Traktoren beim Lehr-, Versuchs- und Fachzentrum für Ökologischen Landbau und Tierhaltung Kringell

18	Miscanthus als Nachwachsender Rohstoff – Ergebnisse als bayerischen Forschungsarbeiten
19	Miscanthus: Anbau und Nutzung – Informationen für die Praxis
20	Prüfung der Eignung von Verfahren zur Reduktion ablagerungs- und aschebildender Elemente in Rapsölkraftstoff bei der dezentralen Erzeugung
21	Kleine Biomassefeuerungen – Markt Betrachtungen, Betriebsdaten, Kosten und Wirtschaftlichkeit
22	Partikelemissionen aus Kleinfeuerungen für Holz und Ansätze für Minderungsmaßnahmen
23	Bewertung kostengünstiger Staubabscheider für Einzelfeuerstätten und Zentralheizungskessel
24	Charakterisierung von Holzbriketts
25	Additivierung von Rapsölkraftstoff – Auswahl der Additive und Überprüfung der Wirksamkeit
26	Status quo der dezentralen Ölgewinnung – bundesweite Befragung
27	Entwicklung einer Siloabdeckung aus Nachwachsenden Rohstoffen
28	Sorghumhirse als Nachwachsender Rohstoff – Sortenscreening und Anbau szenarien
29	Sorghum als Energiepflanze – Optimierung der Produktionstechnik
30	Ethanol aus Zuckerhirse – Gesamtkonzept zur nachhaltigen Nutzung von Zuckerhirse als Rohstoff für die Ethanolherstellung
31	Langzeiterfahrungen zum Einsatz von Rapsölkraftstoff in Traktoren der Abgasstufe I und II
32	Pflanzenöлтаugliche Traktoren der Abgasstufe IIIA – Prüfstandsuntersuchungen und Feldeinsatz auf Betrieben der Bayerischen Landesanstalt für Landwirtschaft
33	Betriebs- und Emissionsverhalten eines pflanzenöлтаuglichen Traktors mit Rapsöl, Sojaöl und Sonnenblumenöl
34	Dezentrale Ölsaatenverarbeitung 2012/2013 – eine bundesweite Befragung
35	Additivierung von Rapsölkraftstoff – Projektphase 2: Langzeit- und Prüfstandsuntersuchungen
36	Nutzer- und Brennstoffeinflüsse auf Feinstaubemissionen aus Kleinfeuerungsanlagen
37	Screening und Selektion von Amarantensorten und -linien als spurenelementreiches Biogassubstrat

38	Untersuchung der Praxistauglichkeit eines Elektrofilters für Kleinfeuerungsanlagen
39	Eignung von Buchweizen und Quinoa als späte Zweitfrüchte für die Biogasnutzung
40	Optimale Bereitstellungsverfahren für Holzhackschnitzel
41	Qualitätssicherung bei der dezentralen Herstellung von Rapsölkraftstoff nach DIN 51605
42	Weiterentwicklung einer Siloabdeckung auf Basis Nachwachsender Rohstoffe
43	Brennstoffqualität von Holzpellets – Europaweites Holzpelletscreening mit Fokus auf den deutschen Pelletmarkt
44	Herstellung und Demonstration der Praxistauglichkeit von Traktoren mit Motoren der Emissionsstufe IV im Betrieb mit Pflanzenöl
45	ExpResBio – Methoden Methoden zur Analyse und Bewertung ausgewählter ökologischer und ökonomischer Wirkungen von Produktsystemen aus land- und forstwirtschaftlichen Rohstoffen
46	Qualität von Holzhackschnitzeln in Bayern – Gehalte ausgewählter Elemente, Heizwert und Aschegehalt
47	Pflanzenöлтаugliche Traktoren der Abgasstufen I bis IIIB
48	Sorghum als Biogassubstrat – Präzisierung der Anbauempfehlungen für bayrische Anbaubedingungen
49	Zünd- und Verbrennungsverhalten alternativer Kraftstoffe
50	Rapsölkraftstoffproduktion in Bayern – Analyse und Bewertung ökologischer und ökonomischer Wirkungen nach der ExpResBio-Methode







ISSN 1614-1008